



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE

PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“ANÁLISIS ESPECTRAL DE SEÑALES DE VIBRACIONES MECÁNICAS CAUSADAS POR DESALINEACIÓN COMO MÉTODO DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN BOMBAS HIDRAULICAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES DE FLUJO RADIAL DE 1 HP.”

AUTOR: EGDO. LUIS AMABLE ALDAZ MAYORGA

TUTOR: ING. ALEX MAYORGA

AMBATO – ECUADOR

2015

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo “ANÁLISIS ESPECTRAL DE SEÑALES DE VIBRACIONES MECÁNICAS CAUSADAS POR DESALINEACIÓN COMO MÉTODO DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN BOMBAS HIDRAULICAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES DE FLUJO RADIAL DE 1 HP”. Trabajo elaborado por el Egresado Luis Amable Aldaz Mayorga.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Abril del 2015

.....
Ing. Alex Mayorga

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS

Yo, Luis Amable Aldaz Mayorga con CI: 1804690343 declaro que los resultados obtenidos y expuestos en el presente trabajo de investigación con el tema. “ANÁLISIS ESPECTRAL DE SEÑALES DE VIBRACIONES MECÁNICAS CAUSADAS POR DESALINEACIÓN COMO MÉTODO DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN BOMBAS HIDRAULICAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES DE FLUJO RADIAL DE 1 HP”, son absolutamente de mi autoría; a excepción de las referencias bibliográficas que se incluyen en este texto.

Que los criterios emitidos en el trabajo de investigación así como también los contenidos, conclusiones, recomendaciones son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor del presente trabajo.

Ambato, Abril del 2015

.....

Luis Amable Aldaz Mayorga

C.I. 1804690343

AUTOR

DEDICATORIA

Dedicado al Creador de todo lo que existe, por medio de quien fueron hechas todas las cosas y mediante quien subsisten; a Dios quien me otorgó la vida, me regaló la salud y la sabiduría necesaria en todos los aspectos de mi vida y en especial en mi trayectoria académica.

A mi familia, especialmente a mis padres Luis y Mery quienes con sus consejos, motivación y ejemplo me han inspirado a ocuparme cada día en ser una persona de bien, humilde y agradecida en todo; y a prepararme para llegar a ser un profesional responsable. A mis hermanos Lenin y Karina, quienes de uno u otro modo, cada uno, con su apoyo incondicional han ayudado a que llegue a esta instancia con satisfacción y éxito.

A mis amigos y compañeros, de quienes he aprendido mucho en diversos aspectos de la vida en cuanto a solidaridad, confianza y respeto.

AGRADECIMIENTO

Agradezco de todo corazón a Dios, en quien mi confianza está puesta, por haberme guiado en todas las etapas de mi vida. Gracias Al Dador de la Vida por su fidelidad a pesar de mis errores y descuidos; por concederme la dicha de vivir y darme la fortaleza e inteligencia para culminar esta etapa estudiantil.

Gracias también a toda mi familia por apoyarme durante todo mi ciclo estudiantil hasta el presente proyecto. A mis padres Luis y Mery por su sacrificio al privarse de ciertas cosas para darme la oportunidad de estudiar. De igual modo a mis hermanos Lenin y Karina les agradezco por su ejemplo y motivación y por brindar parte de su tiempo para aconsejarme.

Agradezco también al Ing. Mauricio Carrillo por proponer el presente tema de tesis y facilitar el avance de este proyecto, al Ing. Alex Mayorga (tutor de tesis) por su paciencia y disposición para ayudarme en la consecución del presente estudio.

Finalmente agradezco a mis amigos y compañeros, que tanto me han ayudado en mi carrera.

ÍNDICE GENERAL

APROBACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
RESUMEN EJECUTIVO	XVI

CAPÍTULO I

	Paginas
1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	
1.1. TEMA	1
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN	1
1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO	3
1.2.3. PROGNOSIS	4
1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	5
1.2.5. INTERROGANTES DEL PROBLEMA	5
1.2.6. DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN	6
1.2.6.1. DELIMITACIÓN POR CONTENIDO	6
1.2.6.2. DELIMITACIÓN ESPACIAL	6
1.2.6.3. DELIMITACIÓN TEMPORAL	6
1.3. JUSTIFICACIÓN	7
1.4. OBJETIVOS	7
1.4.1. GENERAL	7
1.4.2. ESPECÍFICOS	8

CAPÍTULO II

Paginas

2. MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS _____	9
2.2. FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA _____	10
2.3. FUNDAMENTACIÓN LEGAL _____	11
2.4. RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES _____	11
2.4.1. GRÁFICOS DE INCLUSIÓN INTERRELACIONADOS _____	11
2.4.2. SISTEMAS DE MEDICIÓN Y CONTROL INDUSTRIAL _____	12
2.4.2.1. PROCESO DE ADQUISICIÓN DE DATOS _____	12
2.4.2.2. TARJETAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS _____	15
2.4.3. VIBRACIÓN MECÁNICAS _____	22
2.4.3.1. PARTES ELEMENTALES DE SISTEMAS VIBRATORIOS _____	22
2.4.3.2. MAGNITUDES DE LA VIBRACIÓN _____	23
2.4.3.3. CLASIFICACIÓN DE LA VIBRACIÓN _____	26
2.4.3.4. MEDICIÓN DE VIBRACIÓN Y APLICACIONES. _____	31
2.4.3.5. ESQUEMA DE MEDICIÓN DE VIBRACIONES _____	34
2.4.3.6. TRANSDUCTORES O DETECTORES DE VIBRACIÓN _____	35
2.4.6.7. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN DE FRECUENCIA _____	36
2.4.6.8. ANÁLISIS DE SEÑALES _____	39
2.4.6.9. ANALIZADORES DE ESPECTROS _____	39
2.4.7. MONITOREO Y DIAGNÓSTICO DE LA CONDICIÓN DE UNA MÁQUINA _____	40
2.4.8. CRITERIOS DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN _____	41
2.4.8.1. CARTA DE RATHBONE _____	41
2.4.9. TÉCNICAS DE MANTENIMIENTO DE MÁQUINAS ROTATORIAS _____	43
2.4.9.1. MANTENIMIENTO PREVENTIVO. _____	44
2.4.9.2. TÉCNICAS DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINAS _____	45
2.4.9.3. ANÁLISIS EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA _____	46
2.4.10. SISTEMAS DE INSTRUMENTACIÓN _____	48

2.4.10.1. SISTEMAS DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINAS _____	49
2.4.10.2. SISTEMA DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINA BASADO EN COMPUTADORA _____	49
2.4.11. ANÁLISIS DE PROBLEMAS DE MÁQUINAS ROTATIVAS EN BAJAS FRECUENCIAS _____	50
2.4.11.1. DESALINEACIÓN _____	51
2.5. HIPÓTESIS. _____	57
2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES. _____	57
2.6.1. VARIABLE INDEPENDIENTE. _____	57
2.6.2. VARIABLE DEPENDIENTE. _____	57
2.6.3. TERMINO DE RELACIÓN. _____	57

CAPÍTULO III

	Paginas
3. METODOLOGÍA	
3.1. ENFOQUE _____	58
3.2. MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN _____	58
3.2.1. INVESTIGACIÓN DE CAMPO _____	58
3.2.2. INVESTIGACIÓN BIBLIOGRÁFICA _____	58
3.2.3. INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL _____	59
3.3. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN _____	59
3.3.1. INVESTIGACIÓN EXPLORATORIA _____	59
3.3.2. INVESTIGACIÓN DESCRIPTIVA _____	59
3.3.3. INVESTIGACIÓN EXPLICATIVA _____	60
3.4. POBLACIÓN Y MUESTRA _____	60
3.4.1. POBLACIÓN _____	60
3.4.2. MUESTRA _____	60
3.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES _____	61
3.5.1. VARIABLE INDEPENDIENTE: ANÁLISIS ESPECTRAL DE SEÑALES DE VIBRACIONES MECÁNICAS CAUSADAS POR DESALINEACIÓN. _____	61

3.5.2. VARIABLE DEPENDIENTE: MÉTODO DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN BOMBAS HIDRÁULICAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES DE FLUJO RADIAL DE 1 HP. _____	62
3.6. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN _____	63
3.7. PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN _____	63
3.8. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS _____	63

CAPÍTULO IV

	Paginas
4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	
4.1. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS _____	64
4.1.1. RECOPIACIÓN DE LOS DATOS _____	64
4.1.2.1. INSPECCIÓN VISUAL _____	68
4.1.2.2. ANÁLISIS DE DATOS _____	68
4.1.3. BANCO DE PRUEBAS PARA SIMULACIÓN Y EVALUACIÓN	69
4.1.3.1. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO – HIDRÁULICO MOTOR – BOMBA Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA BASE DEL SISTEMA _____	69
4.1.3.2. CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO GUÍA PARA DESALINEACIÓN PARALELA – ANGULAR _____	69
4.1.4. PUNTOS DE MEDICIÓN Y ANÁLISIS. _____	71
4.1.4.1. CONDICIONES PREVIAS _____	71
4.1.4.2. DETERMINACIÓN DE POSICIÓN Y DIRECCIÓN _____	71
4.1.5. ANÁLISIS VIBRATORIO _____	72
4.1.5.1. ESPECTRO VIBRATORIO _____	72
4.1.5.2. DIRECCIÓN DE LA VIBRACIÓN _____	72
4.1.6. PROCEDIMIENTO PARA LA SIMULACION DE LA DESALINEACIÓN PARALELA POR ACOUPLE DIRECTO _____	73
4.1.7. PROCEDIMIENTO PARA LA SIMULACION DE LA DESALINEACIÓN ANGULAR POR ACOUPLE DIRECTO _____	73
4.1.8. PROCEDIMIENTO PARA LA SIMULACION DE RODAMIENTO DETERIORADO POR ACOUPLE DIRECTO _____	74

4.1.9. UNIDADES Y MAGNITUDES UTILIZADAS EN EL ANÁLISIS DE ONDA Y ESPECTRO _____	74
4.1.10. ESPECTROS RESULTANTES OBTENIDOS. _____	75
4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS _____	133
4.3.1. ANÁLISIS ESTADÍSTICO POR PRUEBA T STUDENT PARA VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS _____	133

CAPÍTULO V

	Paginas
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
5.1. CONCLUSIONES _____	144
5.2. RECOMENDACIONES. _____	146

CAPÍTULO VI

	Paginas
6. PROPUESTA	
6.1. DATOS INFORMATIVOS _____	147
6.2. ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA _____	148
6.3. JUSTIFICACIÓN _____	149
6.4. OBJETIVOS _____	150
6.4.1. GENERAL _____	150
6.4.2. ESPECÍFICOS _____	150
6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD _____	150
6.5.1. FACTIBILIDAD TÉCNICA _____	150
6.5.2. FACTIBILIDAD ECONÓMICA/FINANCIERA _____	151
6.6. FUNDAMENTACIÓN _____	151
6.6.1. FRECUENCIAS DE RESONANCIA FUNDAMENTALES DE SISTEMA _____	151
6.6.2. SISTEMAS QUE CONFORMAN LA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO _____	156

6.6.3. DISEÑO DE LOS SISTEMAS QUE CONFORMAN LA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO	157
6.6.3.1. SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA	157
6.6.3.2. SISTEMA ELECTRÓNICO DE MANDO Y ADQUISICIÓN DE DATOS	159
6.6.3.3. SISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL	161
K. PRESENTACIÓN GRÁFICA EN PANTALLA (HMI).	184
6.7. METODOLOGIA	188
6.7.2. EJECUCIÓN DE LA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO UTILIZANDO EL BANCO DE PRUEBAS Y APLICACIÓN INFORMÁTICA	189
6.8. ADMINISTRACIÓN	196
6.9. PREVISIÓN DE A EVALUACIÓN	197
6.10. CONCLUSIONES.	198
6.11. RECOMENDACIONES.	199
7. BIBLIOGRAFÍA.	201
8. ANEXOS	203

ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS

TABLAS

Tabla 2. 1. Técnicas de recolección de la información. _____	63
Tabla 4. 1. Unidades y magnitudes utilizadas en e análisis espectral. _____	74
Tabla 4. 2. Espectro de Velocidad Radial - Motor/2400 rpm/Alineado. _____	75
Tabla 4. 3. Espectro de Velocidad Axial - Motor/2400 rpm/Alineado. _____	76
Tabla 4. 4. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/2400 rpm/Alineado. _____	77
Tabla 4. 5. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/2400 rpm/Alineado. _____	78
Tabla 4. 6. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/2400 rpm/Alineado. _____	79
Tabla 4. 7. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/2400 rpm/Alineado. _____	80
Tabla 4. 8. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/Alineado. _____	81
Tabla 4. 9. Espectro de Velocidad Axial - Motor/3600 rpm/Alineado. _____	82
Tabla 4. 10. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/3600 rpm/Alineado. _____	83
Tabla 4. 11. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/3600 rpm/Alineado. _____	84
Tabla 4. 12. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/3600 rpm/Alineado. _____	85
Tabla 4. 13. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/3600 rpm/Alineado. _____	86
Tabla 4. 14. Espectro de Velocidad Radial - Motor/2400 rpm/Desalineado Paralelo. _____	87
Tabla 4. 15. Espectro de Velocidad Axial - Motor/2400 rpm/Desalineado Paralelo. _____	88
Tabla 4. 16. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/2400 rpm/Desalineado Paralelo. _____	89
Tabla 4. 17. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Paralelo. _____	90
Tabla 4. 18. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Paralelo. _____	91
Tabla 4. 19. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Paralelo. _____	92
Tabla 4. 20. Espectro de Velocidad Radial - Motor/2400 rpm/Desalineado Angular. _____	93
Tabla 4. 21. Espectro de Velocidad Axial - Motor/2400 rpm/Desalineado Angular. _____	94
Tabla 4. 22. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/2400 rpm/Desalineado Angular. _____	95
Tabla 4. 23. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Angular. _____	96
Tabla 4. 24. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Angular. _____	97
Tabla 4. 25. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Angular. _____	98
Tabla 4. 26. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/Desalineado Paralelo. _____	99
Tabla 4. 27. Espectro de Velocidad Axial - Motor/3600 rpm/Desalineado Paralelo. _____	100
Tabla 4. 28. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/Desalineado Paralelo. _____	101
Tabla 4. 29. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/3600 rpm/Desalineado paralelo. _____	102
Tabla 4. 30. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/3600 rpm/Desalineado Paralelo. _____	103
Tabla 4. 31. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Paralelo. _____	104
Tabla 4. 32. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/ Desalineado Angular. _____	105
Tabla 4. 33. Espectro de Velocidad Axial - Motor/3600 rpm/ Desalineado Angular. _____	106
Tabla 4. 34. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/3600 rpm/ Desalineado Angular. _____	107
Tabla 4. 35. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Angular. _____	108
Tabla 4. 36. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Angular. _____	109
Tabla 4. 37. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Angular. _____	110
Tabla 4. 38. Frecuencias de Deterioro para Rodamiento Tipo S rígido de bolas. _____	111
Tabla 4. 39. Espectro de Velocidad Radial – Rodamiento Deteriorado/2400 rpm/ Alineado. _____	112
Tabla 4. 40. Espectro de Velocidad Radial – Rodamiento Deteriorado/3600 rpm/ Alineado. _____	113
Tabla 4. 41. Picos de Velocidad – Motor/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	114
Tabla 4. 42. Picos de Velocidad – Motor/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular. _____	116
Tabla 4. 43. Picos de Velocidad – Motor/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	118
Tabla 4. 44. Picos de Velocidad – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	122

Tabla 4. 45. Picos de Velocidad – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular. __	124
Tabla 4. 46. Picos de Velocidad – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. __	126
Tabla 4. 47. Picos de Velocidad – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Angular. __	128
Tabla 4. 48. Picos de Velocidad – Rodamiento/2400 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado. _____	130
Tabla 4. 49. Picos de Velocidad – Rodamiento/3600 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado. _____	131
Tabla 4. 50. Prueba t Student - Motor 40 Hz - Alineado vs Des. Paralelo. _____	134
Tabla 4. 51. Prueba t Student - Motor 40 Hz - Alineado vs Des. Angular. _____	135
Tabla 4. 52. Prueba t Student - Motor 60 Hz - Alineado vs Des. Paralelo. _____	136
Tabla 4. 53. Prueba t Student - Motor 60 Hz - Alineado vs Des. Angular. _____	137
Tabla 4. 54. Prueba t Student - Rodamiento 40 Hz - Alineado vs Des. Paralelo. _____	138
Tabla 4. 55. Prueba t Student - Rodamiento 40 Hz - Alineado vs Des. Angular. _____	139
Tabla 4. 56. Prueba t Student - Rodamiento 60 Hz - Alineado vs Des. Paralelo. _____	140
Tabla 4. 57. Prueba t Student - Rodamiento 60 Hz - Alineado vs Des. Angular. _____	141
Tabla 4. 58. Prueba t Student - Rodamiento 40 Hz – Alineado – Buen estado vs Deteriorado. __	142
Tabla 4. 59. Prueba t Student - Rodamiento 60 Hz – Alineado – Buen estado vs Deteriorado. __	143
Tabla 6. 1. Datos Informativos de la Propuesta. _____	147
Tabla 6. 2. Factibilidad Económica-Financiera. _____	151
Tabla 6. 3. Metodología para la medición de las vibraciones por desalineación paralela. _____	190
Tabla 6. 4. Metodología para la medición de las vibraciones por desalineación angular. _____	192
Tabla 6. 5. Metodología para la medición de las vibraciones por rodamiento deteriorado. _____	194
Tabla 6. 6. Administración de costos. _____	196

FIGURAS

Figura 2. 1. Red de categorías fundamentales. _____	11
Figura 2. 2. Esquema de sistema de adquisición de datos. _____	12
Figura 2. 3. Acelerómetro electrónico OEM Brand- BBY004195. _____	13
Figura 2. 4. Tarjeta de adquisición de datos DAQFlex USB 7204, 12 bits. _____	15
Figura 2. 5. Dispositivo de Coulomb para pruebas de vibración torsional. _____	22
Figura 2. 6. Modelo matemático de las partes de un sistema vibratorio (Fresadora horizontal). __	23
Figura 2. 7. Medidas de amplitud en una onda sinodal. _____	23
Figura 2. 8. Desfase entre magnitudes. _____	25
Figura 2. 9. Rango de magnitudes en frecuencias. _____	25
Figura 2. 10. Vibración libre de un sistema masa resorte en posición vertical. _____	27
Figura 2. 11. Sistema de resorte-masa con vibración forzada por una fuerza aplicada. _____	27
Figura 2. 12. Sistema de resorte-masa-amortiguador con vibración forzada amortiguada. _____	28
Figura 2. 13. Excitación determinista (periódica). _____	28
Figura 2. 14. Excitación aleatoria. _____	29
Figura 2. 15. Componentes de u torno mecánico. _____	30
Figura 2. 16. Modelo vibratorio de un torno mecánico con dos grados de libertad. _____	30
Figura 2. 17. Esquema de medición de vibración básico. _____	34
Figura 2. 18. Representación esquemática de un instrumento sísmico. _____	35
Figura 2. 19. Vibrómetro digital de tres ejes. _____	36
Figura 2. 20. Componentes de un acelerómetro piezoeléctrico. _____	36
Figura 2. 21. Tacómetro de Fullarton. _____	37
Figura 2. 22. Tacómetro de Frahm. _____	38
Figura 2. 23. Estroboscopio. _____	38

Figura 2. 24. Análisis espectral de una señal aleatoria. _____	39
Figura 2. 25. Carta de Rathbone. _____	41
Figura 2. 26. Tabla de severidad de vibraciones norma ISO 2372. _____	42
Figura 2. 27. Curva de la tina de baño de la duración de una máquina. _____	44
Figura 2. 28. Mantenimiento basado en la condición. _____	45
Figura 2. 29. Técnicas de monitoreo de vibración de máquinas. _____	46
Figura 2. 30. Relación entre componentes de máquina y el espectro de vibración. _____	47
Figura 2. 31. Composición de un espectro vibratorio. _____	48
Figura 2. 32. Curva tridimensional de datos. _____	50
Figura 2. 33. Esquema y espectro específico de una desalineación angular. _____	52
Figura 2. 34. Esquema y espectro específico de una desalineación paralela. _____	53
Figura 2. 35. Esquema y espectro específico de una desalineación en rodamientos y cojinetes. _____	54
Figura 2. 36. Componentes de un rodamiento. _____	56
Figura 4. 1. Banco de pruebas de bomba horizontal de 2 bloques configuración para desalineación paralela/angular. _____	70
Figura 4. 2. Posición y orientación del acelerómetro. _____	72
Figura 4. 3. Picos de Velocidad Radial – Motor/2400 rpm/ /Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	114
Figura 4. 4. Picos de Velocidad Axial – Motor/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	115
Figura 4.5. Picos de Velocidad Radial – Motor/2400 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular. _____	116
Figura 4. 6. Picos de Velocidad Axial – Motor/2400 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular. _____	117
Figura 4. 7. Picos de Velocidad Radial – Motor/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	118
Figura 4. 8. Picos de Velocidad Axial – Motor/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	119
Figura 4. 9. Picos de Velocidad Radial – Motor/3600 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular. _____	120
Figura 4. 10. Picos de Velocidad Axial – Motor/3600 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular. _____	121
Figura 4. 11. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	122
Figura 4. 12. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	123
Figura 4. 13. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular. _____	124
Figura 4. 14. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular. _____	125
Figura 4. 15. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado. _____	126
Figura 4. 16. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo. _____	127
Figura 4. 17. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Angular. _____	128
Figura 4. 18. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Angular. _____	129
Figura 4. 19. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado. _____	130
Figura 4. 20. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado. _____	132
Figura 6. 1. Sistemas expuestos en un pan de mantenimiento predictivo con monitoreo real. _____	156
Figura 6. 2. Esquema de conexión y funcionamiento eléctrico. _____	158
Figura 6. 3. Esquema de conexión y funcionamiento del sistema electrónico. _____	160

Figura 6. 4. Algoritmo de programación del código fuente. _____	161
Figura 6. 5. SpatialOpen.vi _____	162
Figura 6. 6. SpatialEvenCreate.vi _____	162
Figura 6. 7. SpatialEventExe.vi _____	163
Figura 6. 8. IfSetOutputState.vi _____	163
Figura 6. 9. IfGetSensorValue.vi _____	163
Figura 6. 10. SpatialEventClose.vi _____	164
Figura 6. 11. PihigetClose.vi _____	164
Figura 6. 12. ErrorHandler.vi _____	164
Figura 6. 13. Close Reference. _____	165
Figura 6. 14. Unbundle By Name. _____	165
Figura 6. 15. Merge Signals. _____	166
Figura 6. 16. Split Signals. _____	166
Figura 6. 17. Wait (ms). _____	166
Figura 6. 18. Build Table. _____	167
Figura 6. 19. Build XY Graph. _____	167
Figura 6. 20. Clúster To Array. _____	168
Figura 6. 21. Array Max & Min. _____	168
Figura 6. 22. Convert to Dynamic Data. _____	168
Figura 6. 23. Vibration Level _____	169
Figura 6. 24. SoundVib Integration.lvlib:SVL Integration.vi _____	169
Figura 6. 25. Convert from Dynamic Data. _____	169
Figura 6. 26. Index Array. _____	170
Figura 6. 27. Power Spectrum. _____	170
Figura 6. 28. Peak Search. _____	171
Figura 6. 29. While Loop. _____	171
Figura 6. 30. Case Structure. _____	172
Figura 6. 31. Flat Sequence Structure. _____	172
Figura 6. 32. NI report.lvclass:New Report.vi _____	173
Figura 6. 33. NI_ReportGenerationTolkit.lvlib:Word Easy Title.vi _____	173
Figura 6. 34. NI_ReportGenerationTolkit.lvlib:Word Easy Text.vi _____	174
Figura 6. 35. NI_ReportGenerationTolkit.lvlib:Word Easy Table.vi _____	174
Figura 6. 36. NI_Report.lvclass:Append Control Image to Report.vi _____	174
Figura 6. 37. NI_Report.lvclass:Dispose Report.vi _____	175
Figura 6. 38. Buil Array. _____	175
Figura 6. 39. Table. _____	175
Figura 6. 40. Waveform Chart. _____	176
Figura 6. 41. Waveform Graft. _____	176
Figura 6. 42. Bloque de programación para encendido y entrada de datos. _____	177
Figura 6. 43. Bloque de programación para adquisición de datos. _____	178
Figura 6. 44. Bloque de programación para almacenamiento y lectura de datos. _____	179
Figura 6. 45. Bloque de programación para análisis espectral. _____	180
Figura 6. 46. Bloque de programación para búsqueda de los picos espectrales. _____	181
Figura 6. 47. Bloques de programación de las cartas de severidad de vibraciones mecánicas. _____	182
Figura 6. 48. Bloques de programación para la generación del informe. _____	183
Figura 6. 49. Pantalla principal (Tab 1 - parámetros de simulación). _____	184
Figura 6. 50. Pantalla secundaria (Tab 2 – dominio de tiempo). _____	185
Figura 6. 51. Pantalla tercera (Tab 3 – dominio de la frecuencia). _____	186
Figura 6. 52. Pantalla cuarta (Tab 3 – resultados - informe). _____	187
Figura 6. 53. Flujo grama de actividades en un mantenimiento predictivo. _____	189

RESUMEN EJECUTIVO

En el presente trabajo investigativo se analiza las vibraciones mecánicas producidas por desalineación paralela como angular existentes entre una configuración muy utilizada en la industria como lo es el acoplamiento entre motor – bomba, para lograr este objetivo se dispuso de un banco de simulación de dicha configuración pero por motivos de experimentación de la anomalía se opto por un modelo a escala como lo es un banco de pruebas motor - bomba de un 1 HP de potencia esto con el fin de emular en una escala menor una bomba Bi-Block de gran potencia que se utiliza en las industrias actualmente, se requirió de dispositivos electrónicos para la toma de los datos análogos para esto se utilizo dos acelerómetros electrónicos y una tarjeta de adquisición de datos Phidgets, luego se desarrollo un programa básico computacional desarrollado en el entorno de programación de NI Labview, para finalmente obtener las señales de la aceleración de la vibración en unidades (G) en los tres ejes tanto radial, axial y tangencial, mostrando numéricamente y gráficamente la variación de onda en función del tiempo de la aceleración (G) y luego integrando esa señal para obtener la velocidad (mm/s - rms) en función de la frecuencia (espectros) de esta manera se procedió a la toma de los gráficos espectrales característicos para cada configuración como lo es alineado, desalineado paralelamente 3mm y desalineado angularmente 15 grados, todo esto a una frecuencia y velocidad de funcionamiento del motor de la bomba de 40Hz (2400 rpm) y 60Hz (3600 rpm) respectivamente. Luego se coteja numéricamente y gráficamente con esquemas gráficos de barras los picos de velocidad (mm/s - rms) más sobresalientes de los espectros en sus respectivas frecuencias características como lo son 1X, 2X y 3X, los espectros tanto alineado y cuando se encuentra desalineado paralelamente o angularmente. Finalmente en la etapa de la propuesta se opta por diseñar e implementar un plan de mantenimiento predictivo mediante la implementación de una aplicación informática que monitoree en tiempo real las vibraciones mecánicas del equipo a evaluar, dicha propuesta tiene implícito tres principales sistemas para su correcto funcionamiento como los son sistema eléctrico de

potencia, sistema electrónico de mando y sistema de control – monitoreo, una vez realizado la implementación de estos sistemas la aplicación es la encargada de manejarlo sistemáticamente de acuerdo a la magnitud de la vibración censada, si dichos picos espectrales excedieran los criterios de severidad expuestos en la norma ISO 2372 y la carta de Rathbone, esta se encarga de provocar un paro automático del equipo y genera un informe técnico de las anomalías encontradas por el análisis de vibraciones mecánicas.

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. TEMA

“Análisis Espectral De Señales De Vibraciones Mecánicas Causadas Por Desalineación Como Método De Mantenimiento Predictivo En Bombas Hidráulicas Centrifugas Horizontales De Flujo Radial 1HP.”

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN

Hasta la década de 1980 la industria de la mayoría de los países occidentales tenía un objetivo: Obtener el máximo de rentabilidad para una inversión dada. Sin embargo, los procesos socio – económicos en este tiempo exigen la calidad de los productos y los servicios suministrados de parte de las industrias como una necesidad para mantenerse competitivas en el mercado internacional. Como consecuencia de esto las organizaciones deberían adoptar estrategias más convenientes teniendo en cuenta que el progreso industrial no solo consiste en inversiones en nuevas instalaciones de producción, sino también en el uso eficiente de las instalaciones existentes. Esto obligatoriamente requiere el establecimiento de una metodología de gestión de mantenimiento eficiente, seguro y económico. (Palomino, 2007)

En la actualidad, sin dudas el desarrollo de nuevas tecnologías ha marcado sensiblemente la actualidad industrial mundial. En los últimos años, la industria mecánica se ha visto bajo la influencia determinante de la electrónica,

la automática y las telecomunicaciones, exigiendo mayor preparación en el personal, no sólo desde el punto de vista de la operación de la maquinaria, sino desde el punto de vista del mantenimiento industrial. La realidad industrial, matizada por la enorme necesidad de explotar eficaz y eficientemente la maquinaria instalada y elevar a niveles superiores la actividad del mantenimiento. No remediamos nada con grandes soluciones que presuponen diseños, innovaciones, y tecnologías de recuperación, si no mantenemos con una alta disponibilidad nuestra industria. Por otro lado el buen funcionamiento de la maquinaria industrial es un fenómeno que requiere de una constante inspección, es decir, el mantenimiento predictivo; este juega un papel importante en el crecimiento económico de una empresa, ya que predecir una falla es sinónimo de programación de eventos que permite a la empresa decidir el momento adecuado para detener la máquina y darle el mantenimiento. (Palomino, 2007)

En el Ecuador si de mantenimiento industrial hablamos, el análisis de vibraciones como herramienta para detectar fallas en cualquier tipo de maquinaria, ha generado un gran impacto en la industria por sus beneficios económicos y su capacidad para diagnosticar, en modos tempranos, un posible daño en los sistemas. Múltiples técnicas han sido empleadas para la caracterización de las señales de vibración, típicamente con fallas en los rodamientos y caja de reducción; adicionalmente, el desbalanceo y la desalineación del eje son problemas fundamentales que ocasionan un deterioro de los demás elementos del sistema. Por tanto, la identificación temprana de este tipo de fallas, mejora el rendimiento del sistema y evita que se presenten futuros inconvenientes. Las señales de vibraciones mecánicas brindan información acerca del comportamiento de una máquina, debido al principio de cinemática que tienen los componentes que la conforman y al comportamiento dinámico que se genera cuando todas estas partes interactúan entre sí. La información obtenida permite determinar el estado de la máquina, asociando un componente de esta a un comportamiento en particular. Todo el conjunto de técnicas que son utilizadas para diagnosticar el estado de una máquina, es decir, determinar si presenta un daño o se encuentra normal son conocidas como análisis de vibraciones. Por tal razón, en este trabajo

se propone un análisis de vibraciones en bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo radial, con la intención de detectar fallos y estados de daño con base en las condiciones de operación de la máquina. El análisis propuesto se encuentra centrado principalmente en técnicas basadas en el dominio tiempo-frecuencia, dado que permiten analizar la información sobre la frecuencia en función del tiempo y tienen una interpretación directa del proceso.

1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO

En la actualidad el mantenimiento industrial predictivo es el que más se realiza, en cualquiera que sea la industria, si se quiere reducir tiempos de producción y paras prolongadas que implican pérdidas económicas que ninguna empresa quiera, los departamentos de mantenimiento internos de la empresas necesitan tener un plan de mantenimiento predictivo o pre-falla, para mantener los procesos y líneas de producción en constante monitoreo, con la finalidad de prevenir paros en la producción de tiempos prolongados y también prevenir un daño mucho mayor en la maquinaria que interfieran en dichos procesos productivos. Mediante la utilización y diagnostico por medio del espectro frecuencia-tiempo de las vibraciones que se generan en el sistema mecánico, los técnicos de mantenimiento estarán en la posibilidad de monitorear y controlar el funcionamiento de los distintos elementos que formen parte de la maquinaria.

Con la introducción del diagnóstico industrial mediante vibraciones, se podrá predecir una falla de una escala menor en uno o varios dispositivos mecánicos, que puedan estar cumpliendo sus horas de funcionamiento, ya sean por la utilización en el periodo de tiempo establecido por los fabricantes o por alguna otra consecuencia implícita en el funcionamiento de la maquinaria, además de disminuir los tiempos muertos por motivos de mantenimiento post-falla que es lo que en la actualidad en el sector industrial nacional se maneja.

Al realizar esta investigación se ha determinado que en el sector industrial ecuatoriano, las empresas mantienen un departamento de mantenimiento interno, que a su vez tienen establecido un cronograma de mantenimiento predictivo (pre-falla), que en la realidad se lo cumple en un 50%, ya que la mayoría de los

mantenimientos se lo realiza después de que ocurrió la falla, esto por tener de los equipos necesarios para el diagnóstico preliminar de un sistema mecánico que se encuentre próximo al fallo. Por otra parte con el desarrollo de esta investigación se pretende otorgar una alternativa de diagnóstico de las condiciones en las que se encuentran operando las distintas máquinas, utilizando un procedimiento de bajo costo y alta rentabilidad para los técnicos en mantenimiento e industrias en general. Al mismo tiempo con esta investigación se pretende implementar una metodología práctica en el laboratorio de automatización y control que servirá de gran aporte para el mejoramiento académico, ya que con ello los estudiantes tendrán la posibilidad de comprender el manejo y funcionamiento del equipamiento usado en la industria actualmente, obteniendo así, buenos conocimientos que podrán aplicarlos sin contratiempos como herramientas de trabajo de los estudiantes que cursan la carrera de Ingeniería Mecánica.

1.2.3. PROGNOSIS

Visto la necesidad de contar con un laboratorio de última tecnología, sino se realiza el análisis espectral de vibraciones mecánicas causadas por desalineación en bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo radial, se estaría negando la oportunidad de implementar elementos prácticos en el laboratorio de automatización y al mismo tiempo impidiendo desarrollar sus conocimientos de manera práctica a los estudiantes que cursan la carrera de Ingeniería Mecánica, ya que en la actualidad es de suma importancia conocer los métodos para el diagnóstico pre-falla de elementos o maquinaria en funcionamiento usados en la industria, para luego realizar las respectivas correcciones o mantenimiento predictivo del caso sin generar tiempos improductivos extensos y por ende pérdidas económicas, por tal razón, el presente estudio de investigación constituye una herramienta muy útil en el proceso de aprendizaje del alumno.

Dentro de toda industria cualquiera que sea su finalidad productiva, se cuenta con maquinaria que es necesario para su proceso productivo, se estaría provocando paras innecesarias en la producción por la realización de mantenimientos pos-

falla, los cuales recurren a un tiempo prolongado para su ejecución, provocando pérdidas económicas debido al paro de la línea de producción y a su vez impidiendo el crecimiento en el mercado en la cual estén integrados.

Hoy en día cualquier industria necesita tener un plan de mantenimiento pre-falla óptimo, que es una parte fundamental en el proceso productivo, toda empresa para poder ser competitivos en el mercado, debería dotar al técnico y a su vez al departamento de mantenimiento interno, con una herramienta y procedimiento útil, versátil y confiable para el diagnóstico previo a un mantenimiento correctivo o post-falla de las distintas bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo radial que se hallen implícitas en el proceso.

1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿La carencia de una herramienta y método de diagnóstico por vibraciones mecánicas debido a la desalineación, reduce la capacidad para la detección de fallas y realizar un mantenimiento pre-falla efectivo en bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo radial?

1.2.5. INTERROGANTES DEL PROBLEMA

- ¿Cuál será el procedimiento a seguir para la programación y adquisición de datos desde el sensor al ordenador, producidos por la vibración por desalineación en bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo radial?
- ¿Qué tipos de mecanismos y configuraciones se desarrollará para la simulación del fenómeno de desalineamiento en bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo radial?
- ¿Qué parámetros se debe tener en cuenta al receptor y analizar las señales de frecuencia vibratoria mecánica ocasionadas por la desalineación de los componentes de acuerdo a la configuración y ubicación del sistema de adquisición de datos?

1.2.6. DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN

Para poder desarrollar este proyecto de investigación es importante delimitar los intervalos de tiempos, lugares y fechas en que se podrá dar a conocer el resultado de esta investigación, para lo cual se procede a una delimitación por el contenido, espacial y temporal que a continuación son expuestas.

1.2.6.1. DELIMITACIÓN POR CONTENIDO

A. CAMPO DE APLICACIÓN

- Control y automatización industrial.

B. ÁREAS DE CONOCIMIENTO

- Vibraciones mecánicas.
- Sistemas de medición y control industrial I, II.

1.2.6.2. DELIMITACIÓN ESPACIAL

El presente estudio de investigación se desarrollará en los Laboratorios de Control y Automatización perteneciente a la Universidad Técnica de Ambato, en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, para poder realizar las pruebas de funcionamiento correspondientes en el desarrollo del proyecto.

1.2.6.3. DELIMITACIÓN TEMPORAL

Este estudio se realizará en el período comprendido entre los meses de Enero del 2014 a Abril del 2015.

1.3. JUSTIFICACIÓN

La constante tendencia de mejorar los conocimientos teóricos y prácticos de los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica justifica la importancia del desarrollo de este tema de investigación, ya que con la implementación de nuevos elementos prácticos en el Laboratorio de Automatización se logrará el aporte de nuevos conocimientos, en donde, tendrán la posibilidad de estudiar los procedimientos y manipulación de los equipos que están a la vanguardia y a su vez comprender el manejo y funcionamiento del equipamiento usado en las industrias para realizar mediciones y diagnósticos reales en el área de mantenimiento, obteniendo así claros conocimientos que podrán aplicarlos sin contratiempos como herramientas de trabajo.

Por otra parte con el desarrollo de este proyecto de investigación se pretende incentivar para el desarrollo de nuevas tecnologías que permita la implementación de equipos para trabajar a favor de los procesos productivos con la ayuda de un mantenimiento pre-falla efectivo y así llegar a la finalidad de reducir tiempos de producción sin paros prolongados innecesarios y por sobre todo preservando los bienes y seguridad para el usuario.

Todo lo anteriormente expuesto se estaría llegando a realizar por medio de la aplicación de los conocimientos adquiridos en la vida estudiantil, logrando diseñar, construir, automatizar y programar mecanismos y aplicaciones de calidad que desempeñen una correcta función y que sirvan de gran aporte para mejorar el nivel de educación de los estudiantes.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. GENERAL

- Desarrollar una metodología para el diagnóstico de estados tempranos de falla por desalineación en bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo

radial mediante señales de vibración, empleando técnicas de análisis de variabilidad estadística junto con análisis y adquisición de datos computarizados.

1.4.2. ESPECÍFICOS

- Establecer cuál será el procedimiento a seguir de programación y adquisición de datos desde el sensor al ordenador para obtener las magnitudes de vibración.
- Desarrollar los mecanismos y configuraciones pertinentes y adecuados de los mismos para la simulación del fenómeno de desalineamiento en bombas hidráulicas centrífugas horizontales de flujo radial.
- Receptar las señales de frecuencia vibratoria mecánicas ocasionadas por la desalineación de los componentes de acuerdo a la configuración y ubicación del sistema de adquisición de datos.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

El presente proyecto se apoya en investigaciones realizadas con anterioridad por otros autores, a continuación se presenta varias referencias con respecto al tema de estudio.

- **Tesis de grado**

En la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana de Ecuador en septiembre del 2012 los Srs. Juan Armando Jara Jimbo y Juan Gabriel Sinchi Vivar, realizaron el “Diseño Y Construcción De Un Banco Didáctico Para La Medición De Vibraciones Mecánicas En Los Laboratorios De Instrumentación De La Universidad Politécnica Salesiana” con el objetivo de diseñar y construir un banco de pruebas prototipo didáctico que sirva como base para el aprendizaje de los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad, además que se relacionen con el análisis de vibraciones como parte de un mantenimiento predictivo, además de análisis los diferentes espectros que presentan las vibraciones producidas mecánicamente por los diferentes tipos de anomalías en montaje como desalineación, desbalance, holguras, etc.

Conclusión: En los resultados obtenidos se muestra e diseño total del banco de pruebas para vibraciones mecánicas en el cual se pueden reproducir diferentes tipos de anomalías mecánicas como desalineación y desbalance.

▪ Tesis de grado

En la Facultad de Ingeniería Mecatrónica de la Escuela Politécnica del Ejército en septiembre del 2013 la Srta. Karen Nataly Angulo Acunso y el Sr. José Julián Salazar Vaca, realizaron el “Diseño Y Construcción De Un Equipo De Laboratorio Para Estudiar Vibraciones Mecánicas En Sistemas Rotativos Para El Laboratorio De Mecanismos Y Vibraciones” con el objetivo de diseñar e implementar un Equipo de Estudio de Vibraciones que esté constituido por un sistema mecánico construido para simular anomalías vibracionales de naturaleza mecánica a velocidades controladas, cuya información será obtenida mediante una etapa de adquisición de datos y representada por una interfaz especializada para su interpretación.

Conclusión: En los resultados que aquí se presentan demuestran el desarrollo de un sistema para el análisis de vibraciones para anomalías de desbalance y diente roto en engranajes, con los cuales se presentan los espectros fundamentales para dichas anomalías.

2.2. FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

La presente investigación, que trata del análisis espectral de señales de vibraciones mecánicas causadas por desalineación como método de mantenimiento predictivo en bombas hidráulicas centrifugas horizontales de flujo radial, es un desarrollo investigativo documental basado en diferentes tipos de bancos de prueba y sistemas para adquisición de señales computarizadas ya existentes, pero el propósito del mismo, es llegar a dar parámetros sobre cuando realizar un mantenimiento predictivo, basado en el análisis espectral de las señales vibratorias y cotejar con los rangos permisibles que se encuentran en la normativa internacional, y a su vez, brindar de elementos prácticos para lograr el aporte de nuevos conocimientos al estudiante logrando así un mejor rendimiento académico.

2.3. FUNDAMENTACIÓN LEGAL

La presente investigación implica basarse en Normas Técnicas Ecuatorianas e Internacionales así como en Institutos de Normalización como son los siguientes:

- ISO 2372. “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”, 1974.
- RATHBONE, T. C. “Vibration Tolerances”, Power Plant Engineering, November, 1939.
- BERRY, JAMES E. Technical Associates Of Charlotte, Inc, Charlotte, NC, “Vibration Signature Analysis”, 1993.

2.4. RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

2.4.1. GRÁFICOS DE INCLUSIÓN INTERRELACIONADOS

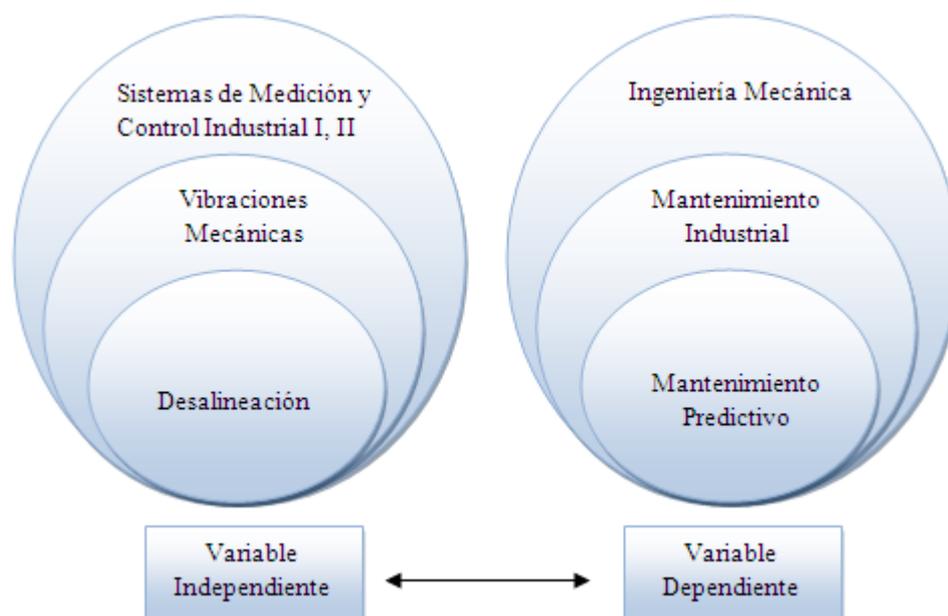


Figura 2. 1. Red de categorías fundamentales.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

2.4.2. SISTEMAS DE MEDICIÓN Y CONTROL INDUSTRIAL

2.4.2.1. PROCESO DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Como paso previo, antes de realizar un tratamiento digital de la información está, el proceso de adquisición de los datos, en definitiva, en este proceso se realiza una medición, a través de un computador, de una magnitud física. El proceso a seguir con las señales desde la adquisición de estas, por medio del sensor adecuado, hasta la digitalización consta de tres etapas:

- Conversión de la magnitud a una señal eléctrica.
- Adaptación de la señal eléctrica para su lectura digital.
- Hardware de adquisición de datos a través de un computador. (Glen, 2010)

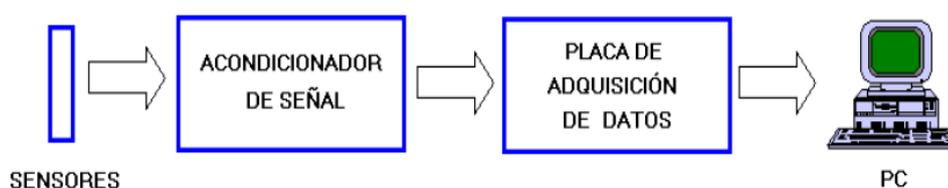


Figura 2. 2. Esquema de sistema de adquisición de datos.

Fuente: (Glen, 2010)

SENSOR

Una parte fundamental en todo sistema de adquisición de datos es el elemento encargado de percibir la magnitud a medir, los sensores son dispositivos capaces de convertir una magnitud física, como puede ser la temperatura, la presión, el valor de pH, etc., en una diferencia de potencial o una variación de intensidad. Es decir, realizan una conversión de energías y suministran información sobre el estado y tamaño de la magnitud. Los sensores informan de su entorno y además esa información es cuantificable, es decir, medible por algún instrumento. (Glen, 2010)

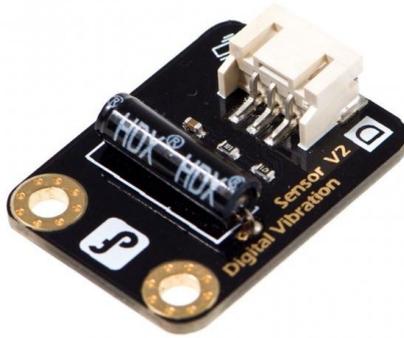


Figura 2. 3. Acelerómetro electrónico OEM Brand- BBY004195.

Fuente: (Directindustry, 2014)

En la actualidad, la mayor parte de los sensores:

- Generan una salida en tensión o corriente, o bien,
- Modifican una propiedad que puede ser evaluada de forma eléctrica.

De esta manera, y con el debido acondicionamiento, la señal de salida puede ser tratada por un equipo automático de adquisición de datos. Las señales del mundo real son, en general, analógicas y varían de manera continua en el tiempo, para que un computador sea capaz de procesarla se debe convertir a datos digitales. (Glen, 2010)

ACONDICIONADOR DE SEÑAL

El objetivo del acondicionador de señal es generar, a partir de lo obtenido por los sensores, una señal que sea aceptable por las tarjetas de adquisición de datos. Las tarjetas de adquisición de datos suelen admitir niveles de tensión que van entre unos márgenes determinados: -10V a 10V, 0 a 10V, 0 a 5V, etc. Las funciones principales que va a tener que realizar el acondicionador de señal son las siguientes:

- Transformación.
- Amplificación.
- Filtrado.
- Excitación.
- Linealización.

TRANSFORMACIÓN

Los sensores pueden proporcionar una diferencia de potencial, o una variable de intensidad. Normalmente las tarjetas de adquisición de datos admiten diferencias de potencial, por lo que si el sensor proporciona una variación de intensidad, esta debe ser convertida en una diferencia de potencial proporcional. (Glen, 2010)

AMPLIFICACIÓN

La señal proporcionada por los sensores suele ser de un valor muy pequeño, por lo que debe ser amplificada con el fin de que pueda ser detectada correctamente por la tarjeta de adquisición de datos. La amplificación debe ser tal que las variaciones de la señal recorran todo el margen de la tarjeta de adquisición de datos. La amplificación de las señales, en su origen, reduce el ruido que les puede afectar en su transmisión hasta el computador. (Glen, 2010)

FILTRADO

Con el filtrado se pretende eliminar ruidos de alta frecuencia que pueden hacer perder exactitud al sistema de adquisición de datos. Lo ideal es transportar la señal del sensor lo más limpia posible a la tarjeta de adquisición. (Glen, 2010)

EXCITACIÓN

Hay muchos sensores que necesitan de una excitación, bien en corriente, bien en tensión, para producir la variación proporcional a la magnitud a medir. (Glen, 2010)

LINEALIZACIÓN

No todos los sensores tienen una variación lineal con respecto a las variaciones de la magnitud que se miden; a veces es necesario realizar unos cálculos para convertir la respuesta del sensor en lineal. (Glen, 2010)

2.4.2.2. TARJETAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS

El último paso en un sistema de adquisición de datos son las tarjetas de adquisición de datos, estas tarjetas se encargan de:

- Las conversiones de señales desde analógica a digital. ADC.
- La comunicación con el ordenador.



Figura 2. 4. Tarjeta de adquisición de datos DAQFlex USB 7204, 12 bits.

Fuente: (Directindustry, 2014)

CARACTERÍSTICAS

Como características más relevantes de una tarjeta de adquisición de datos están:

- Número de canales analógicos
- Velocidad de muestreo
- Resolución
- Rango de entrada.
- Capacidad de temporización

- Forma de comunicarse con el computador

NÚMERO DE CANALES ANALÓGICOS

Nos indica la cantidad de magnitudes distintas que podemos adquirir con la misma tarjeta. Generalmente las tarjetas disponen de un único ADC y los diferentes canales se generan por medio de un multiplexor analógico. (Glen, 2010)

VELOCIDAD DE MUESTREO

Cuanto mayor sea la velocidad de muestreo mejor representación obtendremos de la señal analógica, en cualquier caso la velocidad de muestreo debe ser siempre mayor que el doble de la frecuencia de la señal que queremos muestrear (según el Teorema de Nyquist). La velocidad de muestreo depende de los canales que queramos tener activos. Las especificaciones de las tarjetas suelen indicar la velocidad de muestreo del ADC, a medida que aumenta el número de canales que este debe atender disminuirá el número de muestras por segundo que podemos obtener en cada canal. (Glen, 2010)

RESOLUCIÓN

Viene dada por el número de bits del ADC que se utilizan para representar cada muestra, a mayor número de bits del ADC la tarjeta será capaz de detectar variaciones menores en la señal. El número de distintos niveles en que se divide la señal a convertir viene dado por 2^n , siendo n la longitud de palabra del conversor. (Glen, 2010)

RANGO DE ENTRADA

Indica los márgenes entre los que debe estar la señal de entrada para que pueda ser convertida. Las tarjetas de adquisición de datos suelen dar varias posibilidades que se pueden seleccionar por hardware o por software. (Glen, 2010)

Estas 4 características vienen a determinar la capacidad y la precisión de la tarjeta de adquisición:

- A mayor número de canales: Mayor capacidad.
- A mayor velocidad de muestreo: Mayor capacidad
- A mayor resolución: Mayor precisión
- A menor rango de entrada: Mayor precisión, ya que se con los mismos bits de resolución se tendrá que representar un menor rango.

CAPACIDAD DE TEMPORIZACIÓN

La capacidad de temporización interna en la propia tarjeta de adquisición de datos es una característica interesante en estos sistemas, ya que permite unas funcionalidades adicionales:

- Puede controlar los momentos en los que se debe leer una señal.
- Identificar cuantas veces se ha producido un evento.
- Generar formas de onda de acuerdo al reloj, etc.

Y de esta forma descarga de estas misiones al computador que podrá usar ese tiempo para otras ocupaciones. También proporciona una forma de trabajo en tiempo real en aquellos casos en los que el computador no puede atenderla debido a sobrecargas o a limitaciones en su sistema operativo. (Glen, 2010)

FORMA DE COMUNICARSE CON EL COMPUTADOR

Su funcionamiento, como dispositivo periférico se puede realizar de dos formas:

- Mediante entrada-salida por interrupción, lo normal.

- Mediante acceso directo a memoria (DMA). En aquellos casos en los que el flujo de datos puede ser elevado. (Glen, 2010)

INCORPORACIÓN DE MICROCONTROLADORES

La tendencia actual en los sistemas de adquisición y tratamiento de datos está en el diseño de sistemas capaces de hacer esa adquisición y tratamiento de manera autónoma, comunicándose con el computador central únicamente para la transmisión de bloques de datos elaborados, recibir órdenes de control o informar de situaciones particulares. Es un paso más es el diseño de sistemas distribuidos de adquisición y tratamiento, dejando la mayor parte del trabajo a módulos independientes. En esta situación el computador actuará como un coordinador del sistema completo. Estas tendencias exigen la inteligencia en los dispositivos y aumentar en cierto grado su capacidad de proceso, y para ello nada mejor que el uso de microcontroladores, que dotan al sistema de la potencia de los microprocesadores añadiendo, además, puertos de entrada-salida y el propio conversor analógico-digital incluido dentro del mismo chip del microcontrolador. Por lo general todas estas tarjetas disponen de comunicación serie con el computador y la posibilidad de ser programadas en lenguajes de alto nivel. (Glen, 2010)

CONVERTIDORES ANALÓGICO/DIGITAL Y DIGITAL/ANALÓGICO

Para convertir una señal analógica en digital y viceversa, el sistema requiere convertidores analógico/digital y digital/analógico.

El ADC y el DAC cada vez con mayor frecuencia se pueden integrar en un solo dispositivo junto con los filtros necesarios antialiasing y de reconstrucción.

Hay dos tipos principales:

- Los chips de Interfaz Analógico (AIC).
- Los chips Codificador/DE Codificador (CODEC).

La diferencia principal entre estos dos tipos es que los AIC están disponibles para un rango más amplio de aplicaciones, mientras que los CODEC se orientan generalmente a las telecomunicaciones utilizando cuantificación logarítmica y un ancho de banda fijo. (Glen, 2010)

CONVERSORES ANALÓGICO/DIGITAL (ADC)

Hay diversos tipos de ADC disponibles actualmente, la mayoría de los cuales también contienen el circuito sample and hold requerido para digitalizar señales analógicas. Los cuatro tipos más populares son:

ADC DE APROXIMACIÓN SUCESIVA

Este tipo de ADC compara la forma de onda de la entrada de información con la salida de un DAC dentro del dispositivo. Repetidamente dividen el voltaje de entrada por la mitad produciendo una salida de n bits en n ciclos de su reloj. Los ADC de aproximación sucesiva son generalmente precisos y rápidos, y relativamente baratos de producir. Sin embargo, pueden ser lentos al responder a cambios repentinos en la señal de entrada y son sensibles a picos en la propia señal de entrada. (Glen, 2010)

ADC DE DOBLE PENDIENTE

Los ADC de Doble pendiente utilizan un condensador conectado a un voltaje de referencia. Este se carga durante un tiempo determinado a través del voltaje de entrada y después se descarga a través del voltaje de referencia. El tiempo para descargarse se almacena utilizando un contador digital, y es proporcional al voltaje de entrada. Esto produce resultados muy precisos, mientras que la técnica de pendiente doble cancela la mayoría de las variaciones de la señal, pero es muy lento y generalmente costoso. (Glen, 2010)

ADC FLASH

Este tipo de ADC compara el voltaje de entrada con un conjunto de voltajes de referencia creados por una escala de resistencias de igual valor. Se utilizan comparadores entre cada nivel de voltaje y la salida digital decodificada. Este proceso es muy rápido pero requiere 2^n resistencias exactas para un ADC de n bits. Esto hace el ADC flash caro, y comercialmente no práctico para utilizar una exactitud de 8 bits. (Glen, 2010)

ADC SIGMA DELTA

ADC Sigma Delta hace uso de técnicas de sobre muestreo y de reducción de ruido. A diferencia de los ADC convencionales, utilizan principalmente técnicas y filtros digitales. Esto significa que pueden ser implementados VLSI, y por tanto relativamente económicos, o incluso integrar sobre el mismo chip procesador de la señal. Estos ADC proporcionan una buena protección frente al ruido para resoluciones de hasta 20 bits, y son excelentes para las aplicaciones de audio.

Como la señal sobre muestreada, el ruido de cuantificación se separa uniformemente a través del espectro hasta la frecuencia de muestreo, mientras que la señal se mantiene en el rango de frecuencias hasta la frecuencia de Nyquist. Más que cuantificar el valor absoluto de la muestra, el ADC Sigma Delta devuelve un solo bit de valor +1 o -1, dependiendo de si una muestra determinada es mayor o menor que la muestra anterior. El uso de un ADC de un solo bit evita tener que utilizar componentes tan precisos como los requeridos por otros tipos de ADC. (Glen, 2010)

CONVESORES DIGITAL/ANALÓGICO (DAC)

Para reconstruir una señal analógica después de procesar la señal digital, se utiliza un conversor digital/analógico (DAC). Los DAC son generalmente mucho más baratos que el ADC usado en un sistema. Hay dos tipos principales de DAC, que son:

DAC MULTIPLICADOR

El valor digital de la entrada se utiliza para activar la selección de fuentes de corrientes con los valores apropiados para cada dígito binario, por ejemplo 0,25 mA, 0,5 mA, 1 mA, etc. Las fuentes de corrientes se suman y la corriente resultante se extrae directamente o se convierte aun voltaje de salida. Alternativamente, algunos DAC utilizan un conjunto de resistores escalados y una fuente de voltaje d referencia. Los resistores se conectan a tierra o a una Vcc dependiendo del valor del bit correspondiente de la señal, y se genera una salida proporcional a la suma de los voltajes usados. Los DAC multiplicadores son el tipo usado más común, y tienen la ventaja de ser rápidos. La salida será generalmente una forma de onda escalonada que se suaviza con un filtro de reconstrucción para eliminar las altas frecuencias.

La desventaja de los DAC multiplicador es que el voltaje o la corriente generada para el bit más significativo (MSB) deben ser muy exactos, lo cual es extremadamente complicado en la práctica. (Glen, 2010)

DAC BITSTREAM

Un DAC bitsream utiliza el mismo concepto descrito anteriormente para el ADC sigma delta, con un número más pequeño de bits de salida para una frecuencia de muestreo mucho más alta. Esto proporciona ventajas similares al ADC sigma delta, con lo que el DAC bitstream puede ser implementado principalmente en el dominio digital. (Glen, 2010)

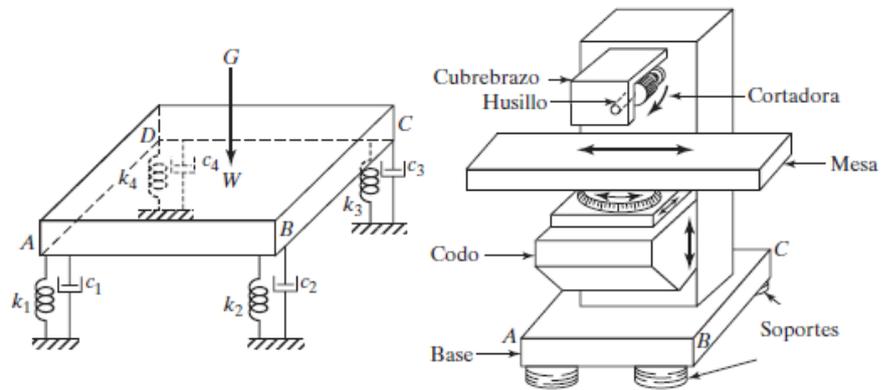


Figura 2. 6. Modelo matemático de las partes de un sistema vibratorio (Fresadora horizontal).

Fuente: (Rao, 2012)

2.4.3.2. MAGNITUDES DE LA VIBRACIÓN

AMPLITUD

La amplitud desde el punto de vista de las vibraciones es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. Es la intensidad de la vibración, y es indicativa de la severidad de la misma. (Sinais, 2014)

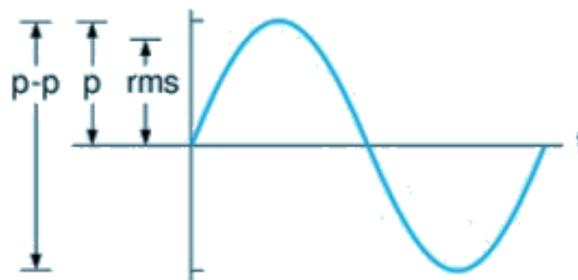


Figura 2. 7. Medidas de amplitud en una onda sinodal.

Fuente: (Sinais, 2014)

Existen diversas formas de medir la amplitud de una onda como se puede ver en la anterior figura. Podemos decir que el movimiento tiene una amplitud de pico (p) de A mm, ya que sabemos que como la curva es simétrica también existe un movimiento de amplitud -A mm en la dirección opuesta. También podemos decir

que la curva tiene un valor de desplazamiento pico a pico (p-p) de $2A$, correspondiente a mm hacia arriba y a mm hacia abajo. (Sinais, 2014)

- **Desplazamiento:** Es sencillamente la distancia al objeto desde una posición de referencia o punto de equilibrio.
- **Velocidad:** Se define como la proporción de cambio en el desplazamiento y se mide por lo general en in/s (pulgadas por segundo) o mm/s.
- **Aceleración:** Se define como la proporción de cambio en la velocidad y se mide en g (la aceleración promedio debida a la gravedad en la superficie de la tierra) o mm/s^2 .

Como se puede ver en la siguiente figura, el desplazamiento de un cuerpo que está sometido a un movimiento armónico simple es una onda sinusoidal. También la velocidad y la aceleración del movimiento son ondas sinusoidales. Cuando el desplazamiento está en su máximo, la velocidad vale cero, porque esa es la posición en la que la dirección del movimiento se invierte. Cuando el desplazamiento vale cero (en el punto de equilibrio), la velocidad estará en su máximo. Esto quiere decir que la fase de la onda de velocidad se desplazará hacia la izquierda 90 grados, comparada con la forma de onda del desplazamiento. En otras palabras, la velocidad está adelantada 90 grados con respecto al desplazamiento. La aceleración es la proporción del cambio de velocidad. Cuando la velocidad está en su máximo, la aceleración vale cero ya que la velocidad no cambia en ese momento. Cuando la velocidad vale cero, la aceleración está en su máximo en ese momento dado que es cuando más rápido cambia la velocidad. La curva sinusoidal de la aceleración en función del tiempo se puede ver de esta manera como desplazada en fase hacia la izquierda respecto a la curva de velocidad y por eso la aceleración tiene un avance de 90 grados respecto a la velocidad y de 180 grados respecto al desplazamiento. (Sinais, 2014)

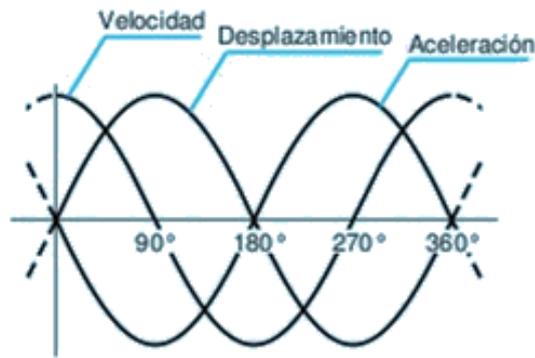


Figura 2. 8. Desfase entre magnitudes.

Fuente: (Sinais, 2014)

Las unidades de amplitud seleccionadas para expresar cada medida tienen gran influencia en la claridad con la cual se manifiestan los fenómenos vibratorios. Así, según se puede ver en la siguiente figura, el desplazamiento muestra sus mayores amplitudes en bajas frecuencias (típicamente por debajo de 10 Hz), la velocidad lo hace en un rango intermedio de frecuencias (entre 10 y 1.000 Hz), y la aceleración se manifiesta mejor a altas frecuencias (por encima de 1.000 Hz). (Sinais, 2014)

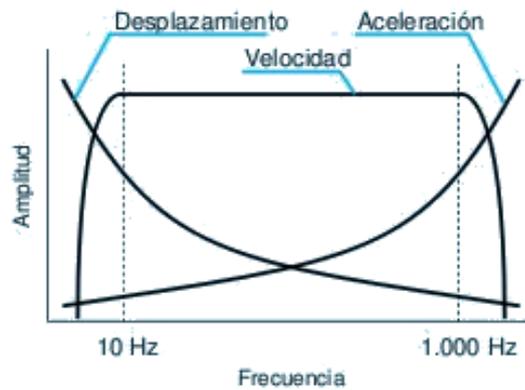


Figura 2. 9. Rango de magnitudes en frecuencias.

Fuente: (Sinais, 2014)

FRECUENCIA

El tiempo que tarda la masa en ir y volver al punto A siempre es constante. Este tiempo recibe el nombre de período de oscilación (medido generalmente en

segundos o milisegundos) y significa que el muelle completó un ciclo. El recíproco del período es la frecuencia (es decir $F=1/P$) la cual generalmente es dada en Hz (ciclos por segundo) o CPM (ciclos por minuto). (Sinais, 2014)

RESONANCIA

Es un estado de operación en el que la frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Una frecuencia natural es una frecuencia a la que una estructura vibrará si uno no la desvía y después la suelta. Cuando ocurre resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños rápidamente.

En una máquina que produce un espectro ancho de energía de vibración, la resonancia se podrá ver en el espectro, como un pico constante aunque varíe la velocidad de la máquina. (Sinais, 2014)

2.4.3.3. CLASIFICACIÓN DE LA VIBRACIÓN

La vibración se puede clasificar de varias maneras. Algunas de las clasificaciones importantes son las siguientes:

VIBRACIÓN LIBRE

Vibración libre significa que la masa se pone en movimiento debido a una perturbación inicial sin ninguna fuerza aplicada externamente que la fuerza del resorte, la fuerza del amortiguador o la fuerza de la gravedad. Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la vibración resultante se conoce como vibración libre. (Rao, 2012)

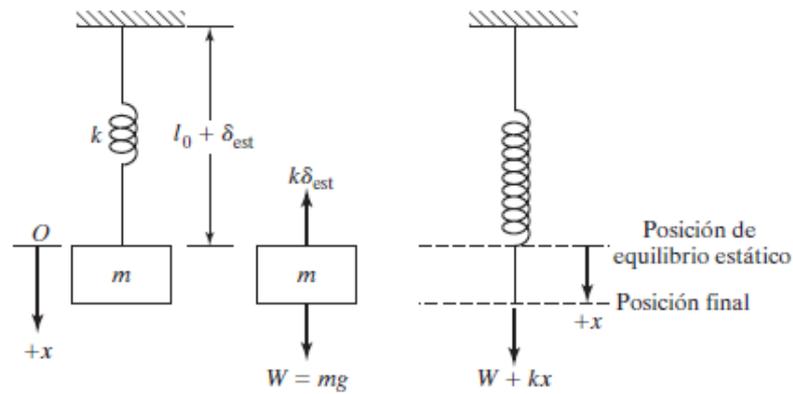


Figura 2. 10. Vibración libre de un sistema masa resorte en posición vertical.

Fuente: (Rao, 2012)

VIBRACIÓN FORZADA

Si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo, una fuerza repetitiva), la vibración resultante se conoce como vibración forzada, un sistema mecánico o estructural experimenta vibración forzada siempre que se suministra energía externa al sistema durante la vibración. La energía externa se puede suministrar ya sea mediante una fuerza aplicada o por una excitación de desplazamiento impuesta. La fuerza aplicada o la excitación de desplazamiento pueden ser armónica, no armónica pero periódica, no periódica, o aleatoria. (Rao, 2012)

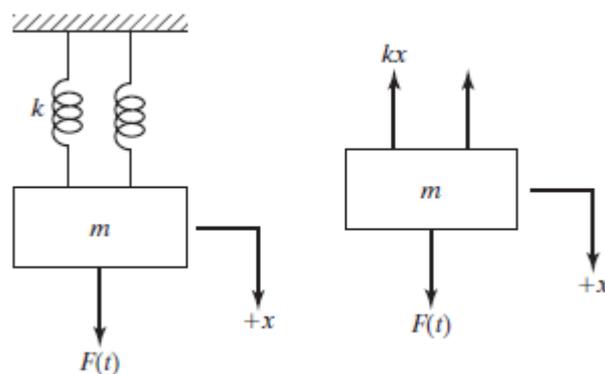


Figura 2. 11. Sistema de resorte-masa con vibración forzada por una fuerza aplicada.

Fuente: (Rao, 2012)

VIBRACIÓN AMORTIGUADA

Si se pierde o disipa energía por fricción u otra resistencia durante la oscilación, la vibración se conoce como vibración amortiguada. En muchos sistemas físicos, la cantidad de amortiguamiento es tan pequeña que puede ser ignorada en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería. Sin embargo, la consideración del amortiguamiento se vuelve extremadamente importante al analizar sistemas vibratorios próximos a la resonancia. (Rao, 2012)

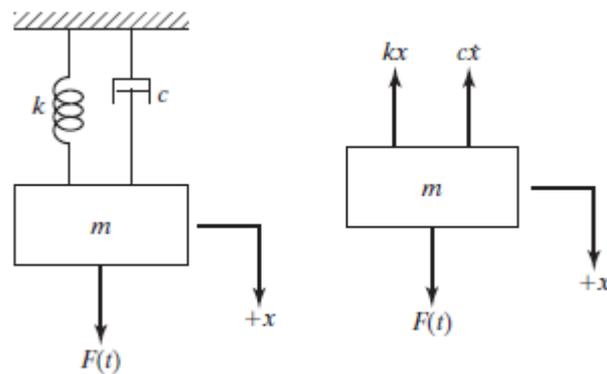


Figura 2. 12. Sistema de resorte-masa-amortiguador con vibración forzada amortiguada.

Fuente: (Rao, 2012)

VIBRACIÓN DETERMINÍSTICA O PERIÓDICA

Si el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) que actúa en un sistema vibratorio se conoce en cualquier tiempo dado, la excitación se llama determinística. La vibración resultante se conoce como vibración determinística. (Rao, 2012)

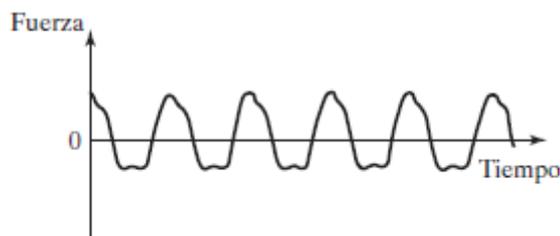


Figura 2. 13. Excitación determinista (periódica).

Fuente: (Rao, 2012)

VIBRACIÓN ALEATORIA

En algunos casos la excitación es no determinística o aleatoria; el valor de la excitación en un momento dado no se puede pronosticar. En estos casos, una recopilación de registros de la excitación puede presentar cierta regularidad estadística. Es posible estimar promedios como los valores medios o medios al cuadrado de la excitación. (Rao, 2012)

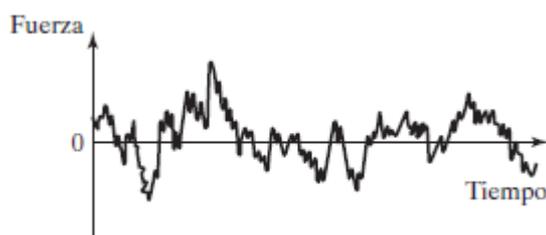


Figura 2. 14. Excitación aleatoria.

Fuente: (Rao, 2012)

SISTEMAS DE DOS GRADOS DE LIBERTAD

Los sistemas que requieren dos coordenadas independientes para describir su movimiento se llaman sistemas de dos grados de libertad, consideraremos sólo sistemas de dos grados de libertad, para proporcionar una introducción simple al comportamiento de sistemas con un número arbitrariamente grande de grados de libertad, un sistema de n grados de libertad requiere n coordenadas independientes para describir su configuración. Por lo común, estas coordenadas son cantidades geométricas independientes medidas con respecto a la posición de equilibrio del cuerpo vibratorio. Sin embargo, es posible seleccionar algún otro conjunto de n coordenadas para describir la configuración del sistema. El segundo conjunto puede ser, por ejemplo, diferente del primero en que las coordenadas pueden tener su origen alejado de la posición de equilibrio del cuerpo. Podría haber otros conjuntos de coordenadas para describir la configuración del sistema. Cada uno de estos conjuntos de n coordenadas se conoce como coordenadas generalizadas.

Como un ejemplo, considere el torno que se muestra en la siguiente figura. (Rao, 2012)

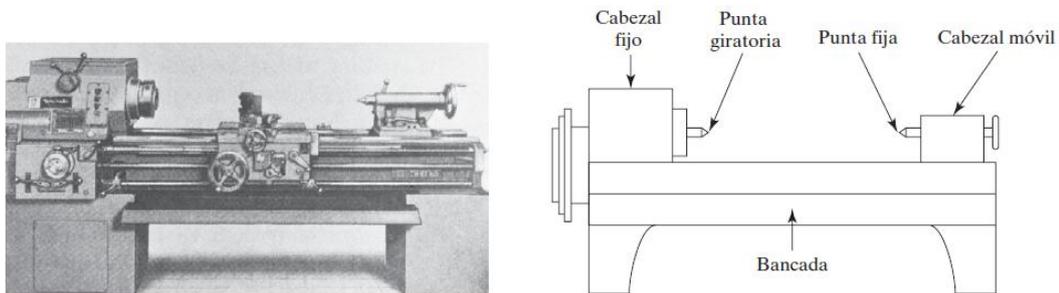


Figura 2. 15. Componentes de u torno mecánico.

Fuente: (Rao, 2012)

Por sencillez, el torno puede ser reemplazado por una viga elástica soportada por columnas elásticas cortas, y tanto el cabezal fijo como el móvil pueden ser reemplazados por dos masas concentradas como se muestra en la siguiente figura.

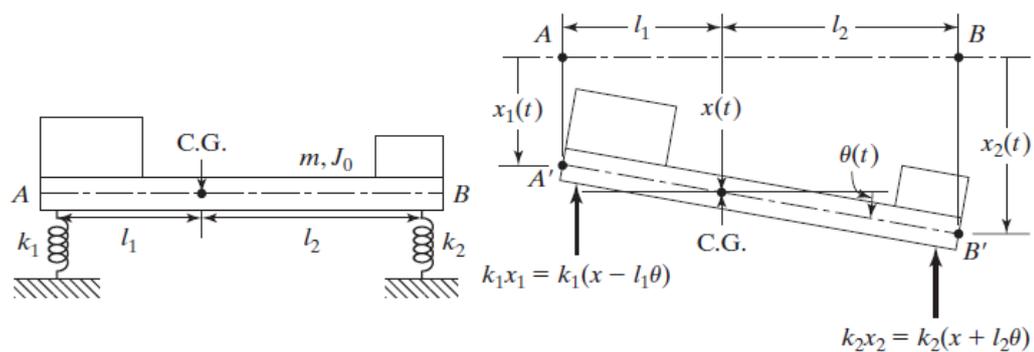


Figura 2. 16. Modelo vibratorio de un torno mecánico con dos grados de libertad.

Fuente: (Rao, 2012)

El modelado del torno como un sistema de dos grados de libertad se indicó en anteriormente. Como se muestra en la figura anterior cualquiera de los siguientes conjuntos de coordenadas se puede utilizar para describir el movimiento de este sistema de dos grados de libertad:

- Deflexiones $x_1(t)$ y $x_2(t)$ de los dos extremos del torno AB.
- Deflexión $x(t)$ del C.G. y rotación $u(t)$.
- Deflexión $x_1(t)$ del extremo A y rotación $u(t)$.
- Deflexión $y(t)$ del punto P localizado a una distancia c a la izquierda del C.G. y rotación $u(t)$.

- Por lo tanto, cualquier conjunto de coordenadas como (x_1, x_2) , (x, u) , (x_1, u) y (y, u) representa las coordenadas generalizadas del sistema.

Las Ecuaciones de movimiento utilizando $x(t)$ y $\Theta(t)$, De acuerdo con el diagrama que se muestra en la figura anterior, con los valores positivos de las variables de movimiento indicados, la ecuación de equilibrio de fuerzas en la dirección vertical se escribe como:

$$x(t) = x \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (\text{Ec. 2.1})$$

$$\theta(t) = \theta \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

X: Deflexión lineal.

Θ : Angulo de rotación.

W: Frecuencia de rotación.

Aplicando las ecuaciones anteriores, obtenemos la ecuación matricial cuadrada general:

$$\begin{bmatrix} (-m \cdot \omega^2 + k_f + k_r) & (-k_f \cdot l_1 + k_r \cdot l_2) \\ (-k_f \cdot l_1 + k_r \cdot l_2) & (-J_o \cdot \omega^2 + k_f \cdot l_1^2 + k_r \cdot l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Donde:

M: masa del cuerpo o sistema en vibración.

Jo: Momento torsional del cuerpo o sistema.

Kf: Contante de rigidez frontal.

Kr: Constante de rigidez posterior.

L1: Distancia del elemento de rigidez frontal al centro de gravedad del sistema.

L2: Distancia del elemento de rigidez posterior al centro de gravedad del sistema.

2.4.3.4. MEDICIÓN DE VIBRACIÓN Y APLICACIONES.

En algunas situaciones prácticas podría ser difícil desarrollar un modelo matemático del sistema y predecir sus características de vibración por medio de

un estudio analítico. En tales casos podemos utilizar métodos experimentales para medir la respuesta de vibración del sistema ante una situación conocida. Esto ayuda a identificar el sistema en función de su masa, rigidez y amortiguamiento. Este capítulo presenta los diversos aspectos de la medición y aplicaciones de la vibración. Primero se delinea el esquema básico de medición de vibración.

También se describen los transductores, dispositivos que transforman variables físicas en señales eléctricas equivalentes, de igual modo los detectores de vibración y los instrumentos de medición de frecuencia que se utilizan para medir vibraciones. Se presentan los principios de trabajo de agitadores o excitadores mecánicos y electrodinámicos, que se utilizan para excitar una máquina o sistema a fin de estudiar sus características dinámicas. Se describen el análisis de señales, el cual determina la respuesta de un sistema sometido a una excitación conocida y los presenta de una forma cómoda junto con descripciones del analizador de espectros, el filtro pasa banda y analizadores de ancho de banda.

Se mencionan los criterios de severidad de vibración, las técnicas de mantenimiento de máquinas, de monitoreo de la condición de máquinas y los sistemas de instrumentación para el monitoreo y diagnóstico de la condición de máquinas.

VENTAJAS DE LA MEDICIÓN DE VIBRACIONES EN LA PRÁCTICA.

En la práctica, la medición de vibración es una actividad necesaria por las siguientes razones:

1. Las crecientes demandas de una mayor productividad y diseño económico conducen a velocidades de operación más altas de la maquinaria y al uso eficiente de materiales mediante estructuras ligeras. Estas tendencias provocan la ocurrencia de condiciones resonantes más frecuentes durante la operación de la maquinaria y reducen la confiabilidad del sistema. De ahí que la medición periódica de las características de vibración de maquinaria y estructuras llega a ser

esencial para garantizar márgenes de seguridad adecuados. Cualquier cambio de las frecuencias naturales u otras características de vibración indicaran o una falla, o la necesidad de mantenimiento de la máquina.

2. La medición de las frecuencias naturales de una estructura o máquina es útil al seleccionar las velocidades de operación de maquinaria cercana para evitar condiciones de resonancia. (Rao, 2012)

3. Las características de vibración teóricamente calculadas de una máquina o estructura pueden ser diferentes de los valores reales debido a las suposiciones hechas en el análisis.

4. La medición de frecuencias de vibración y las fuerzas desarrolladas es necesaria en el diseño y operación de sistemas de aislamiento de vibración activos.

5. En muchas aplicaciones se tiene que determinar la supervivencia de una estructura o máquina en un entorno de vibración especificado. Si la estructura o máquina es capaz de realizar la tarea esperada incluso después de completar una prueba en el entorno de vibración especificado, se espera que sobreviva a las condiciones especificadas.

6. Por motivos de sencillez, los sistemas continuos se suelen representar de forma aproximada como sistemas de varios grados de libertad. Si las frecuencias naturales medidas y modos de un sistema continuo son comparables a las frecuencias naturales medidas y modos del modelo de varios grados de libertad, entonces la aproximación demostrara ser válida.

7. La medición de las características de vibración de entrada y de salida resultantes de un sistema ayuda a identificar el sistema en función de su masa, rigidez y amortiguamiento.

8. La información sobre vibraciones del suelo producidas por sismos, velocidades fluctuantes del viento en estructuras, variación aleatoria de olas oceánicas e irregularidades en carreteras, son importantes en el diseño de estructuras, máquinas, plataformas petroleras y sistemas de suspensión de vehículos. (Rao, 2012)

2.4.3.5. ESQUEMA DE MEDICIÓN DE VIBRACIONES

La figura 2.17. Ilustra las características básicas de un esquema de medición de vibración. En esta figura, el movimiento (o fuerza dinámica) del cuerpo vibratorio se transforma en una señal eléctrica por medio de un transductor o detector de vibración.

Por lo común, un transductor es un dispositivo que transforma los cambios de cantidades mecánicas (desplazamiento, velocidad, aceleración o fuerza) en cambios de cantidades eléctricas (voltaje o corriente). Como la señal de salida (voltaje o corriente) de un transductor es muy débil para ser registrada de forma directa, se utiliza un instrumento de conversión de señales para amplificar la señal al valor requerido. La salida del instrumento de conversión de señales se puede presentar en una pantalla de visualización para su inspección visual, capturar en una unidad de registro, o guardar en una computadora para usarla posteriormente. Los datos se pueden analizar entonces para determinar las características de vibración deseadas de la máquina o estructura. Dependiendo de la cantidad medida, un instrumento de medición de vibración se conoce como vibrómetro, medidor de velocidad, acelerómetro, medidor de fase o medidor de frecuencia. (Rao, 2012)

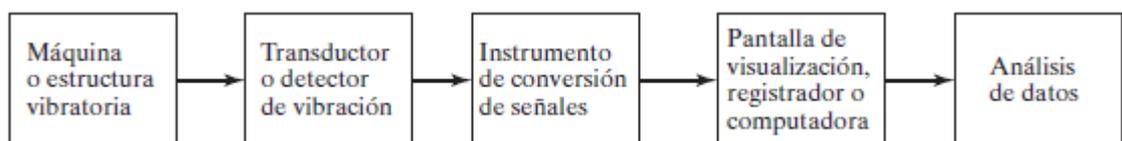


Figura 2. 17. Esquema de medición de vibración básico.

Fuente: (Rao, 2012)

2.4.3.6. TRANSDUCTORES O DETECTORES DE VIBRACIÓN

Cuando un transformador se utiliza junto con otro dispositivo para medir vibraciones, se llama detector de vibración. Los detectores de vibración comúnmente utilizados se conocen como instrumentos sísmicos. Un instrumento sísmico se compone de un sistema de masa-resorte-amortiguador montado en el cuerpo vibratorio, como se muestra en la figura 2.18. Entonces el movimiento vibratorio se mide determinando el desplazamiento de la masa con respecto a la base en la cual está montada. El instrumento se compone de una masa m , un resorte k y un amortiguador c dentro de una jaula, la que se sujeta al cuerpo vibratorio. (Rao, 2012)

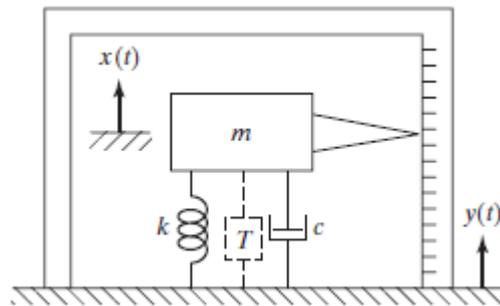


Figura 2. 18. Representación esquemática de un instrumento sísmico.

Fuente: (Rao, 2012)

VIBRÓMETRO

Un vibrómetro o un sismógrafo son instrumentos que miden el desplazamiento de un cuerpo vibratorio. La medición en sí misma aporta los siguientes parámetros: aceleración de vibración, velocidad de vibración y desviación de vibración. Estas magnitudes caracterizan la oscilación exactamente. El vibrómetro es portátil, los resultados pueden almacenarse parcialmente. (Rao, 2012)



Figura 2. 19. Vibrómetro digital de tres ejes.

Fuente: (PCE-Instruments, 2014)

ACELERÓMETRO

Un acelerómetro es un instrumento que mide la aceleración de un cuerpo vibratorio (ver la figura 2.20). Los acelerómetros se utilizan ampliamente para medir vibración e incluso registrar sismos. A partir del registro del acelerómetro, la velocidad y los desplazamientos se obtienen por integración. (Rao, 2012)

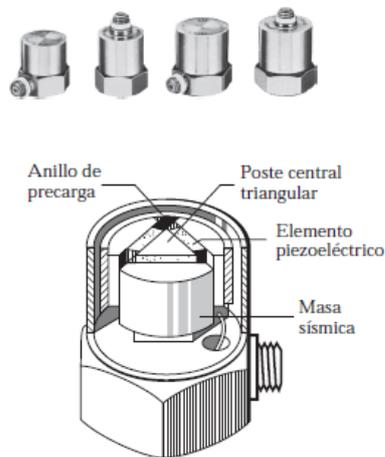


Figura 2. 20. Componentes de un acelerómetro piezoeléctrico.

Fuente: (Rao, 2012)

2.4.6.7. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN DE FRECUENCIA

La mayoría de los instrumentos de medición de frecuencia son del tipo mecánico y se basan en el principio de resonancia.

TACÓMETRO DE FULLARTON

Este instrumento se compone de una lengüeta en voladizo de longitud variable con una masa unida a uno de sus extremos. El otro extremo de la lengüeta está sujeto, y su longitud libre se puede cambiar por medio de un mecanismo de tornillo (vea la figura 2.21). Como cada longitud de la lengüeta corresponde a una diferente frecuencia natural, la lengüeta se marca a lo largo de su longitud en función de su frecuencia natural. En la práctica, el extremo sujeto de la lengüeta se presiona contra el cuerpo vibratorio, y se manipula el mecanismo de tornillo para modificar su longitud libre hasta que el extremo libre muestra la amplitud más grande de vibración. En ese instante, la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia natural de la lengüeta en voladizo; se puede leer directamente desde la lengüeta. (Rao, 2012)

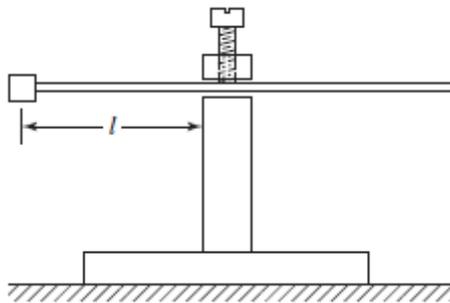


Figura 2. 21. Tacómetro de Fullarton.

Fuente: (Rao, 2012)

TACÓMETRO DE FRAHM

Este instrumento se compone de varias lengüetas en voladizo con pequeñas masas en sus extremos libres (ver la figura 2.22). Cada lengüeta tiene una frecuencia natural diferente y está marcada como corresponde. Con varias lengüetas es posible cubrir un amplio rango de frecuencias. Cuando el instrumento se instala en un cuerpo vibratorio, la lengüeta cuya frecuencia natural se aproxima más a la frecuencia desconocida del cuerpo vibra con la amplitud más grande. La frecuencia del cuerpo vibratorio se determina a partir de la frecuencia conocida de la lengüeta vibratoria. (Rao, 2012)

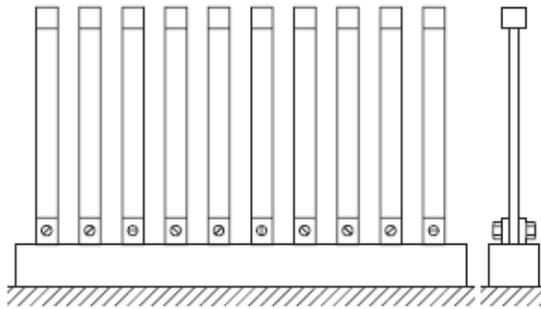


Figura 2. 22. Tacómetro de Frahm.

Fuente: (Rao, 2012)

ESTROBOSCOPIO

Un estroboscopio es un instrumento que produce pulsos luminosos de forma intermitente. La frecuencia a la cual se producen los pulsos luminosos se puede modificar y leer con el instrumento. Cuando se observa un punto específico de un objeto rotatorio (vibratorio) con el estroboscopio, parecerá estacionario solo cuando la frecuencia de la luz pulsante se iguale a la velocidad del objeto rotatorio (vibratorio). La ventaja principal del estroboscopio es que no hace contacto con el cuerpo rotatorio (vibratorio). Debido a la persistencia de la visión, la frecuencia más baja que se puede medir con un estroboscopio es aproximadamente de 15 Hz. (Rao, 2012)



Figura 2. 23. Estroboscopio.

Fuente: (Rao, 2012)

2.4.6.8. ANÁLISIS DE SEÑALES

En el análisis de señales determinamos la respuesta de un sistema sometido a una excitación conocida y lo presentamos 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 mostrara una o más frecuencias separadas en torno a las cuales se concentra la energía. Como por lo común se conocen las características dinámicas de los componentes individuales del sistema, podemos relacionar los distintos componentes de frecuencia (de la respuesta de frecuencia) con componentes específicos. (Rao, 2012)

2.4.6.9. ANALIZADORES DE ESPECTROS

Se pueden utilizar analizadores de espectro o de frecuencia para analizar señales. Estos dispositivos analizan una señal en el dominio de la frecuencia separando la energía de la señal en varias bandas de frecuencia. La separación de la energía de la señal en bandas de frecuencia se realiza por medio de un conjunto de filtros. Los analizadores se suelen clasificar según el tipo de filtro empleado. Por ejemplo, si se utiliza un filtro de banda octava, el analizador de espectro se conoce como analizador de banda octava. (Rao, 2012)

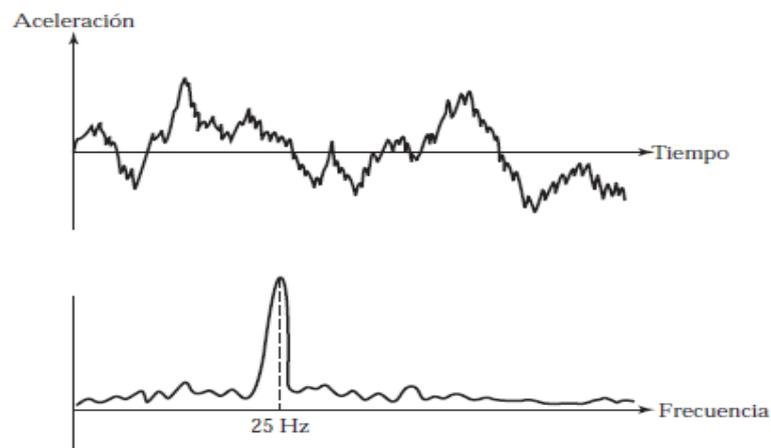


Figura 2. 24. Análisis espectral de una señal aleatoria.

Fuente: (Rao, 2012)

Recientemente los analizadores digitales se han hecho muy populares para el análisis de señales en tiempo real. En un análisis de frecuencia en tiempo real, la señal se analiza de forma continua en todas las bandas de frecuencia. De este modo, el proceso de cálculo no debe llevarse más tiempo que el de reunir los datos de las señales. 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 rápido de la transformada de Fourier (FFT). (Rao, 2012)

2.4.7. MONITOREO Y DIAGNÓSTICO DE LA CONDICIÓN DE UNA MÁQUINA

La mayoría de las máquinas producen bajos niveles de vibración cuando están diseñadas apropiadamente. Durante su operación, las máquinas se someten a fatiga, desgaste, deformación y asentamiento de los cimientos. Estos efectos incrementan las holguras entre partes en contacto, desalineaciones en flechas, principio de grietas en sus piezas y desbalances en rotores, todo lo cual aumenta el nivel de vibración, con lo que se provocan cargas dinámicas adicionales en los rodamientos. Conforme pasa el tiempo, los niveles de vibración siguen aumentando y acaban provocando fallas o descomposturas de la máquina.

Los tipos comunes de fallas o condiciones de operación que conducen a niveles aumentados de vibración en máquinas incluyen flechas flexionadas o excéntricas, componentes desalineados o desbalanceados, rodamientos o engranes defectuosos, propulsores con aspas defectuosas, y partes mecánicas flojas. (Rao, 2012)

2.4.8. CRITERIOS DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN

2.4.8.1. CARTA DE RATHBONE

Es la primera guía (no norma) de amplia aceptación en el ámbito industrial. Fue desarrollada en los años treinta y perfeccionada posteriormente. La Carta dispone de una escala logarítmica frecuencial en hercios o RPM y de una logarítmica de amplitudes en desplazamiento (Pico o Pico-Pico) y en velocidad, mediante las cuales podremos determinar directamente la severidad de la vibración. (Sinais, 2014)

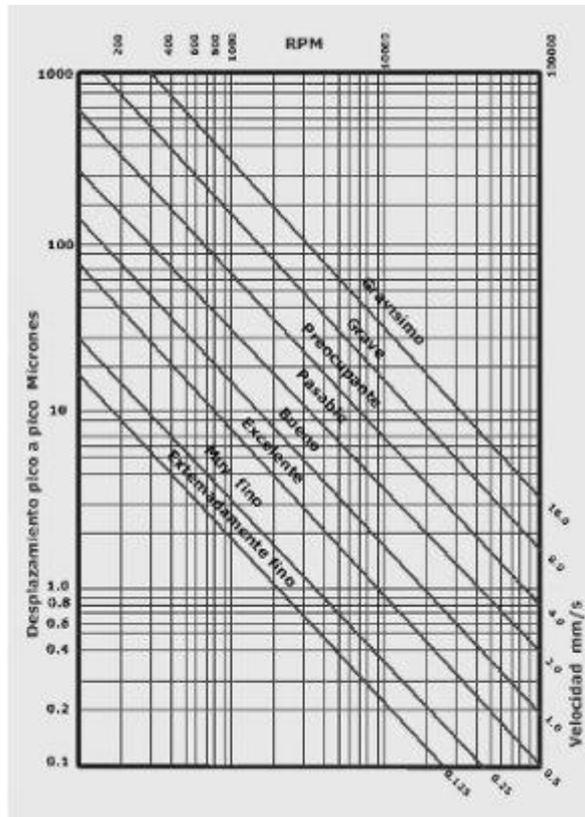


Figura 2. 25. Carta de Rathbone.

Fuente: (Sinais, 2014)

Las principales limitaciones de dicha carta de severidad de vibraciones son las siguientes:

- La carta no tiene en cuenta el tipo de máquina, la potencia y la rigidez de los anclajes.

- Es aplicable solamente a los equipos rotativos y no a los alternativos u otros sistemas industriales.
- Cuanto mayor es la frecuencia, la amplitud de vibración en desplazamiento tiene que ser menor para que se conserve la misma severidad, es decir, si un equipo vibra a 300 CPM con 100 micras p-p. La severidad es "buena", pero si la misma amplitud corresponde a una frecuencia de 4.000 CPM, entonces la severidad es "grave". La vibración a baja frecuencia es menos peligrosa que la vibración a alta frecuencia de ahí que las averías de engranajes y rodamientos, que se producen generalmente a alta frecuencia sean muy peligrosas. Este es el motivo por el que las amplitudes de baja frecuencia se miden en desplazamientos y las de alta frecuencia en velocidad o aceleración. La carta de Rathbone fue creada para máquinas de bajas RPM y hoy se considera obsoleta.

Las gráficas de severidad de vibración, dadas por estándares como ISO 2372, pueden servir de guía para determinar la condición de una máquina. En la mayoría de los casos, el valor de la raíz cuadrada de la media de los cuadrados (RCM) de la velocidad vibratoria de la máquina se compara contra los criterios establecidos por los estándares. Aunque es muy sencillo implementar este procedimiento, la señal de velocidad total utilizada para comparación quizá no proporcione una advertencia suficiente del daño inminente de la máquina. (Rao, 2012)

Velocidad (mm/s, rms)	Tipos de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 a 0,28	A			
0,28 a 0,45				
0,45 a 0,71				
0,71 a 1,12				
1,12 a 1,8	B			
1,8 a 2,8				
2,8 a 4,5	C			
4,5 a 7,1				
7,1 a 11,2	D			
11,2 a 18				
18 a 28				

Figura 2. 26. Tabla de severidad de vibraciones norma ISO 2372.

Fuente: (ISO 2372,1974)

Clase I: Equipos pequeños hasta 15 kW.

Clase II: Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial.

Clase III: Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial.

Clase IV: Turbo maquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

Zona A:(Buena) La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona, condición óptima.

Zona B: (Satisfactoria) Máquinas con vibración en esta zona se consideran aceptables para operación a largo plazo sin restricción.

Zona C: (Insatisfactoria) Máquinas dentro de esta zona se consideran insatisfactorias para operación continua a largo plazo. Generalmente la máquina puede continuar operando hasta que llegue a la detención programada para reparación.

Zona D: (Inaceptable) Los valores de vibración dentro de esta zona son consideradas de suficiente severidad para causar daño a la máquina.

2.4.9. TÉCNICAS DE MANTENIMIENTO DE MÁQUINAS ROTATORIAS

La duración de una máquina sigue la clásica curva de la tina de baño que se muestra en la figura 2.27 Como la falla de una máquina en general se caracteriza por un incremento de la vibración y/o nivel de ruido, el nivel de vibración también sigue la forma de la misma curva de la tina de baño. El nivel de vibración se reduce durante el periodo inicial de aflojamiento, luego se incrementa muy lentamente durante el periodo normal de operación debido al desgaste normal, y al final se incrementa rápidamente debido al desgaste excesivo o descompostura en el periodo de desgaste. Se pueden utilizar tres tipos de esquemas de mantenimiento en la práctica. (Rao, 2012)

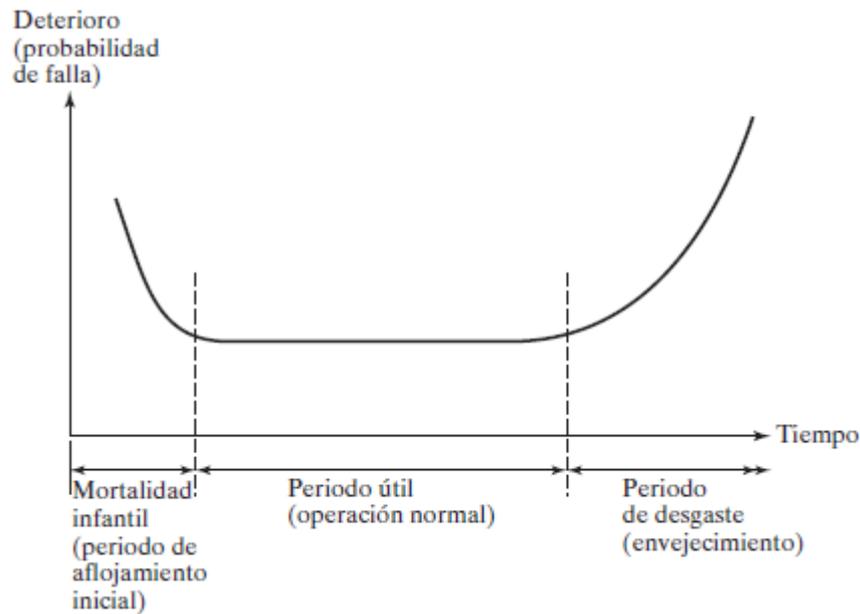


Figura 2. 27. Curva de la tina de baño de la duración de una máquina.

Fuente: (Rao, 2012)

2.4.9.1. MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

El mantenimiento se realiza a intervalos fijos como cada 3000 horas de operación, o una vez al año. Por lo común, los intervalos de mantenimiento se determinan estadísticamente por la experiencia pasada. Aunque este método reduce la probabilidad de descomposturas inesperadas, se ha visto que no es económico. La detención para mantenimiento implica no solo tiempo de producción perdido sino también un alto riesgo de introducir imperfecciones debido a errores humanos. Además, la probabilidad de falla del componente de una máquina no se puede reducir reemplazándolo con uno nuevo durante el periodo de desgaste normal. (Rao, 2012)

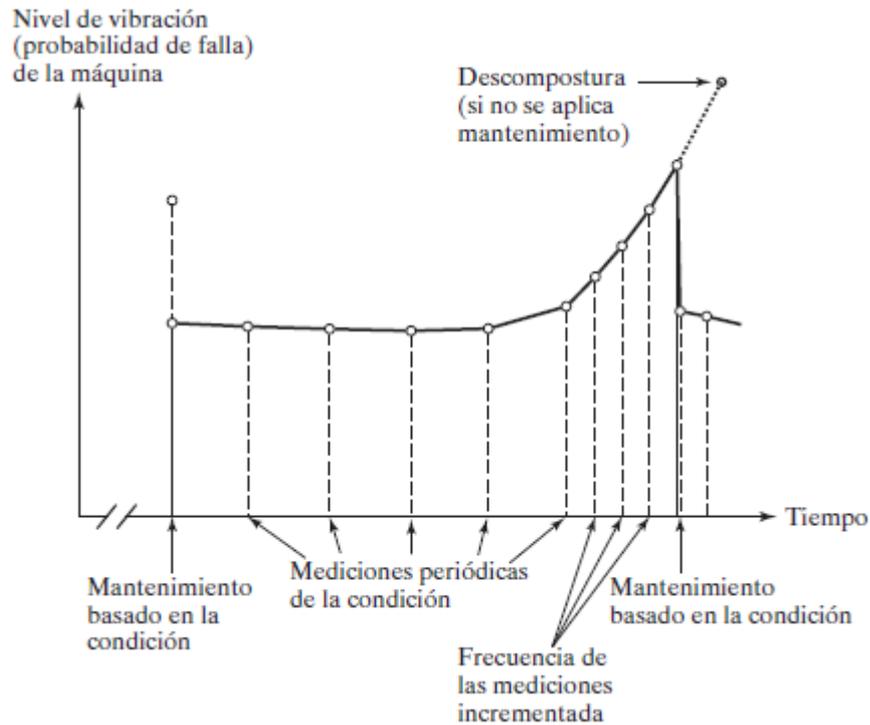


Figura 2. 28. *Mantenimiento basado en la condición.*

Fuente: (Rao, 2012)

2.4.9.2. TÉCNICAS DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINAS

El análisis de vibración se utiliza más comúnmente para monitorear la condición de máquinas. La vibración en máquinas es provocada por fuerzas de excitación cíclicas que se originan por Desbalances, desgaste o avería de las partes. Qué tipo de cambios ocurren en el nivel de vibración, como se pueden detectar estos cambios, y como se interpreta la condición de la máquina, ha sido el tema de diversos estudios de investigación en el pasado. Las técnicas de monitoreo de vibración disponibles se pueden clasificar como se muestra en la figura 2.29. (Rao, 2012)

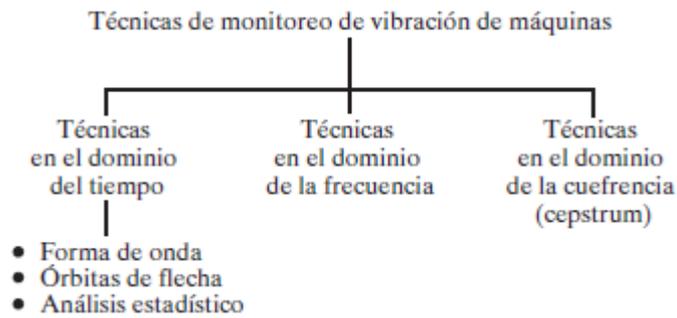


Figura 2. 29. Técnicas de monitoreo de vibración de máquinas.

Fuente: (Rao, 2012)

2.4.9.3. ANÁLISIS EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA

ESPECTRO DE 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 solo de sus componentes sino también por su ensamble, montaje e instalación. Por lo tanto, las características de vibración de cualquier máquina son un tanto únicas para esa máquina particular; de ahí que el espectro de vibración se considera como la firma de vibración de dicha máquina. En tanto las fuerzas de excitación sean constantes o varíen en pequeñas cantidades, el nivel de vibración medido de la máquina también permanecerá constante o variara en pequeñas cantidades. Sin embargo, a medida que la máquina comienza a desarrollar fallas, su nivel de vibración, y por consiguiente la forma del espectro de frecuencia, cambia. Comparando el espectro de frecuencia de la máquina dañada con el espectro de frecuencia de referencia correspondiente a la máquina en buenas condiciones, se puede detectar la naturaleza y ubicación de la falla. Otra importante característica de un espectro es que cada elemento rotatorio en una máquina genera una frecuencia identificable, como se ilustra en la figura 2.30.;

por lo tanto, los cambios del espectro a una frecuencia dada se pueden atribuir directamente a un componente de la máquina. Como tales cambios pueden ser más fáciles de detectar en comparación con los cambios de los niveles de vibración globales, esta característica será muy valiosa en la práctica. (Rao, 2012)

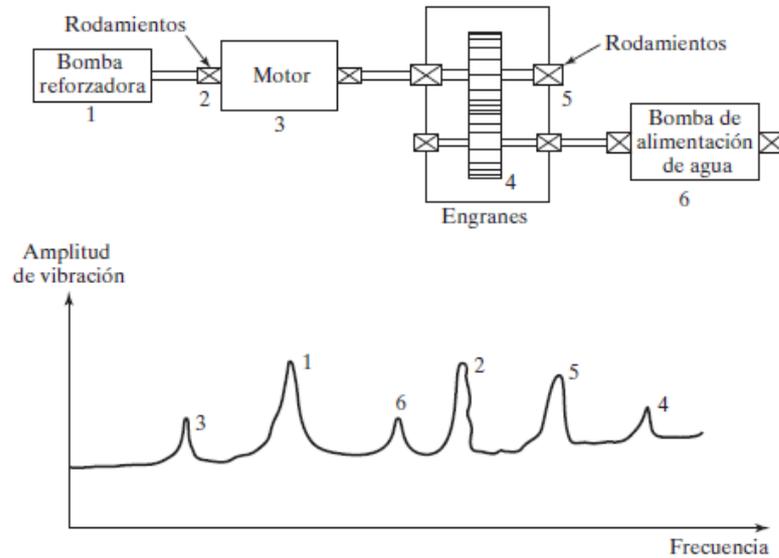


Figura 2. 30. Relación entre componentes de máquina y el espectro de vibración.

Fuente: (Rao, 2012)

Dado que los picos en el espectro se relacionan con varios componentes de la máquina, es necesario ser capaz de calcular las frecuencias fallidas. Se pueden derivar varias formulas para determinar las frecuencias fallidas de componentes estándar como rodamientos, cajas de engranes, bombas, ventiladores y poleas. Asimismo, ciertas condiciones se pueden describir para fallas estándar por ejemplo desbalance, desalineación, aflojamiento, remolineo de aceite y resonancia.

COMPOSICIÓN DEL ESPECTRO VIBRATORIO

El primer paso para lograr establecer un diagnóstico acertado sobre la condición mecánica de algún equipo es conocer los distintos componentes del espectro vibratorio, nos indica cada uno de los distintos tipos de componentes que

podemos encontrar en un espectro vibratorio y sus nombres, los que serán utilizados de ahora en adelante para referirnos a cualquier consideración o referencia a un espectro en particular o algún tipo general de espectro. (Glen, 2010)

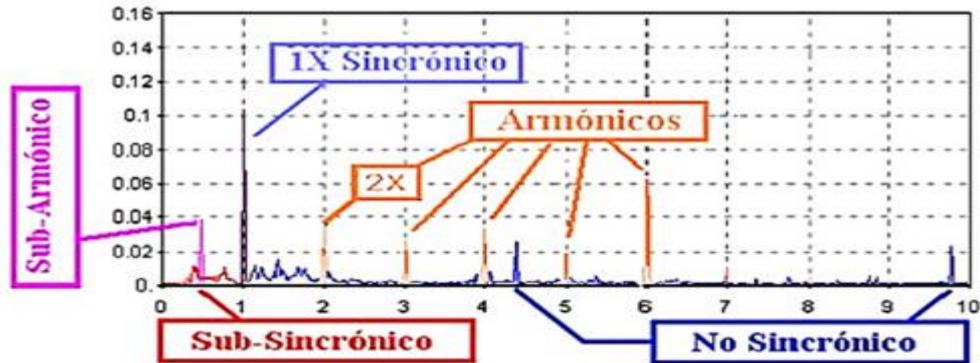


Figura 2. 31. Composición de un espectro vibratorio.

Fuente: (Glen, 2010)

- **Síncronos:** Son aquellos cuya frecuencia es múltiplo de la velocidad de giro del eje, se pueden identificar muchos problemas por un pico síncrono, como desequilibrio, desalineación, holguras, flexión del eje, desgaste, etc.
- **Asíncronos:** Son aquellos que no aparecen exactamente a una frecuencia múltiplo de máquina, estos picos indican frecuencias de rodamientos, frecuencias de resonancia, cavitación, etc. (Glen, 2010)

2.4.10. SISTEMAS DE INSTRUMENTACIÓN

Basados en sus grados de complejidad, se pueden utilizar tres tipos de sistemas de instrumentación para monitorear la condición de máquinas, el sistema básico, el sistema portátil y el sistema basado en computadora.

2.4.10.1. SISTEMAS DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINAS

Se compone de un analizador de vibración de transformada rápida de Fourier (FFT) portátil de baterías. Este analizador de vibración se puede utilizar para detectar fallas registrando y guardando los espectros de vibración de cada uno de los puntos de medición. Cada espectro registrado se puede comparar con un espectro de referencia que fue registrado en ese punto de medición particular cuando se sabía que la máquina estaba en buenas condiciones. Cualquier incremento significativo de las amplitudes en el nuevo espectro indica una falla que se tiene que investigar más a fondo. El analizador de vibración también tiene cierta capacidad de diagnóstico para identificar problemas como bandas propulsoras y cajas de velocidades defectuosas y rodamientos flojos. Cuando la falla diagnosticada requiere un reemplazo de piezas, el operador puede hacerlo. Si un rotor requiere balanceo, se puede utilizar el analizador de vibración para determinar las ubicaciones y magnitudes de las masas correctivas para volver a balancear el rotor. (Rao, 2012)

2.4.10.2. SISTEMA DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINA BASADO EN COMPUTADORA

Es útil y económico cuando se incrementan la cantidad de máquinas, los puntos de monitoreo y la complejidad de la detección de fallas. Se compone de un analizador de vibración por transformada rápida de Fourier (FFT) acoplado a una computadora para mantener una base de datos centralizada que también tiene capacidades de diagnóstico. Los datos se guardan en un disco, lo que permite utilizarlos para comparar los espectros o para trazar gráficas tridimensionales (vea la figura 2.32). Determinados sistemas basados en la computadora utilizan grabadoras de cinta para registrar señales de vibración de cada máquina en todos los puntos de medición. Estas mediciones se pueden volver a reproducir en la computadora para su almacenamiento y posterior procesamiento.

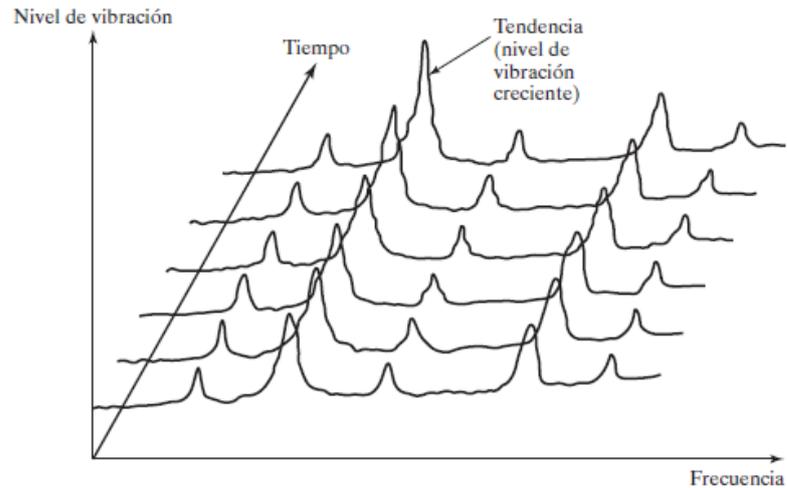


Figura 2. 32. Curva tridimensional de datos.

Fuente: (Rao, 2012)

Comúnmente se utilizan acelerómetros piezoeléctricos para medir la vibración de máquinas. Se prefieren por su reducido tamaño, frecuencia superior y rango dinámico, confiabilidad durante largos periodos y robustez. Cuando se utiliza un acelerómetro como detector de vibración, la velocidad y desplazamientos se pueden obtener de los integradores construidos en el analizador. Por lo tanto, el usuario puede seleccionar entre aceleración, velocidad y desplazamiento como parámetro de monitoreo. Aunque cualquiera de estos tres espectros se puede utilizar para monitorear la condición de una máquina, por lo común el espectro de velocidad será el más plano (lo que indica que el rango de amplitudes de velocidad es el más pequeño). Como el cambio de la amplitud de la velocidad es fácil de observar en un espectro muy plano, se suele utilizar la velocidad como parámetro para monitorear la condición de máquinas. (Rao, 2012)

2.4.11. ANÁLISIS DE PROBLEMAS DE MÁQUINAS ROTATIVAS EN BAJAS FRECUENCIAS

En esta sección se estudian los problemas más comunes relacionados con la velocidad de giro y sus primeros armónicos. Las averías principales en este margen frecuencial son: Desalineación y holguras. (Sinais, 2014)

2.4.11.1. DESALINEACIÓN

La desalineación es uno de los problemas más frecuentes de vibraciones en máquinas rotativas y se debe a la dificultad que presenta la alineación de dos rotores con sus respectivos apoyos. La desalineación puede tener su origen en causas muy diversas como: excesiva confianza en la utilización de acoplamientos elásticos y rodamientos autoalineables, distorsiones en la máquina durante su operación que producen desplazamientos del sistema conductor o conducido, etc. La desalineación producirá unos niveles de vibración muy elevados en las proximidades del acoplamiento que pueden llegar a precipitar la degradación de los rodamientos, el desgaste de los tacos del acoplamiento, la rotura de pernos, el sobrecalentamiento excesivo del sistema conductor por un aumento del consumo eléctrico, etc., por lo que es conveniente corregirla antes de que produzca daños más considerables que pueden llegar a producir paros en la máquina. La desalineación de acoplamientos puede medirse empleando relojes comparadores y corregirse con galgas sobre las patas del sistema móvil de la máquina (generalmente el motor). En la actualidad, hay sistemas comerciales precisos para la medida y corrección de la desalineación, basados en unas fijaciones que soportan los relojes comparadores e incluso sistemas láser. Estos sistemas se apoyan en instrumentos de captura automática de medidas, cálculo de correcciones aplicables y representación en pantalla de las tolerancias y del movimiento de corrección.

La desalineación tiene lugar cuando existe poca precisión en la alineación entre pares de piezas, como son los elementos de un acoplamiento, rodamientos, ejes y poleas. La desalineación normalmente se manifiesta con una fuerte vibración en las direcciones axiales y radiales.

- Las lecturas axiales pueden presentar los primeros armónicos de la velocidad de giro, 1X, 2X y 3X RPM.
- Las lecturas radiales presentan normalmente actividad a 1X y 2X RPM.
- Bajas amplitudes en la frecuencia del tercer armónico y superiores.

Sin embargo, en algunos equipos la vibración predominante debida a desalineación tiene lugar a 1X RPM y puede confundirse con desequilibrio. En estos casos es conveniente realizar un análisis complementario de fase que nos permitirá distinguir problemas de desalineación de desequilibrio. Por otro lado, la onda en el tiempo se caracteriza por presentar un patrón repetitivo sin impactos en aceleración.

Se describen a continuación dos tipos de desalineación, la desalineación angular y la desalineación offset o paralela. En la mayoría de los casos la desalineación presente es una combinación de ambas:

- Desalineación angular.
- Desalineación offset o paralela. (Sinais, 2014)

DESALINEACIÓN ANGULAR

Hay desalineación angular cuando las líneas centrales de dos ejes se cortan formando un ángulo. La presencia de fuerte vibración axial a 1X RPM caracteriza este tipo de desalineación, que puede estar acompañado de armónicos de la velocidad de giro del eje con bajas amplitudes. (Sinais, 2014)

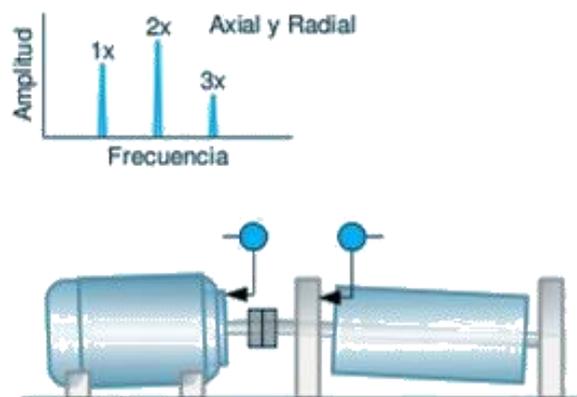


Figura 2. 33. Esquema y espectro específico de una desalineación angular.

Fuente: (Sinais, 2014)

Síntomas:

- Fuerte vibración axial en 1X RPM posiblemente con armónicos en 2X y 3X.
- El armónico 2X RPM en dirección axial puede alcanzar un valor igual o incluso superior a 1X.
- Vibración en dirección radial, probablemente de menor amplitud que en dirección axial, en 1X, 2X Y 3X.
- Las medidas de fase axial a ambos lados del acoplamiento se encuentran desfasadas 180°.

DESALINEACIÓN PARALELA

Hay desalineación paralela cuando las líneas centrales de dos ejes se encuentran desfasadas una distancia con respecto a la línea centroidal del eje de cada uno de los equipos acoplados. La presencia de fuerte vibración Radial a 1X RPM caracteriza este tipo de desalineación, que puede estar acompañado de armónicos de la velocidad de giro del eje con bajas amplitudes. (Sinais, 2014)

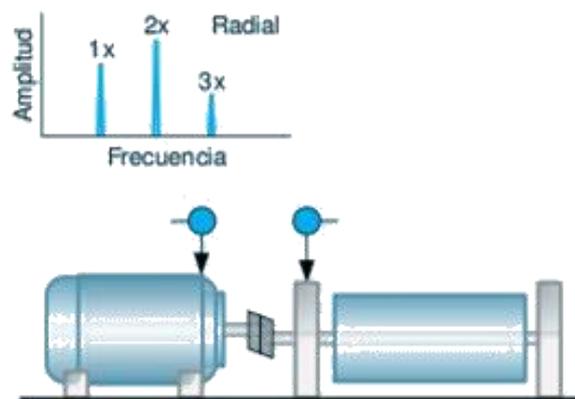


Figura 2. 34. Esquema y espectro específico de una desalineación paralela.

Fuente: (Sinais, 2014)

Síntomas:

- Fuerte vibración radial en 1X RPM con armónicos en 2X y 3X.
- El armónico 2X RPM en dirección radial puede alcanzar un valor igual o incluso superior a 1X.

- Las medidas de fase radial a ambos lados del acoplamiento se encuentran desfasadas 180°.

DESALINEACIÓN EN RODAMIENTOS Y COJINETES

Independientemente de que exista una buena alineación en el acoplamiento, puede existir una desalineación entre el eje y el rodamiento. La desalineación puede tener su origen en una distorsión en la máquina o en un montaje inadecuado. Si una de las patas de la máquina no está en el mismo plano que las otras o si la bancada no está plana, al apretar los pernos de anclaje se generará una deformación y como consecuencia una desalineación.

Los rodamientos de bolas o rodillos desalineados se caracterizan por presentar vibración axial independientemente del estado de equilibrado. La vibración puede aparecer a 1X, 2X, 3X RPM o al número de bolas o rodillos del rodamiento por la velocidad de giro.

La desalineación de cojinetes antifricción presenta vibración radial y axial, normalmente a 1X y 2X RPM de la velocidad de giro. La desalineación de cojinetes suele venir acompañada por desequilibrios del rotor, por lo que un equilibrado del rotor disminuirá la vibración radial y axial. (Sinais, 2014)

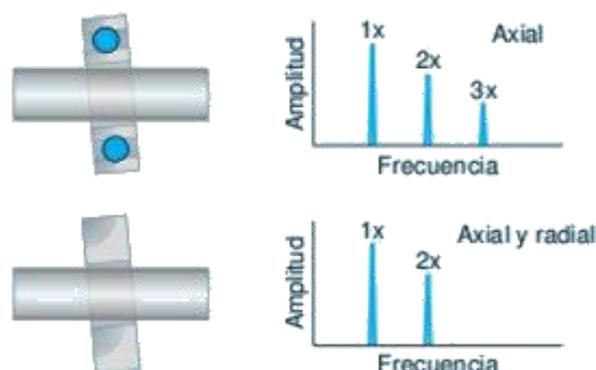


Figura 2. 35. Esquema y espectro específico de una desalineación en rodamientos y cojinetes.

Fuente: (Sinais, 2014)

Síntomas:

- Fuerte vibración axial en 1X RPM posiblemente con armónicos en 2X y 3X.
- El armónico 2X RPM en dirección axial puede alcanzar un valor igual o incluso superior a 1X.
- Las lecturas de fase axial en la parte inferior, izquierda, superior y derecha del rodamiento aparecen desfasadas 90°.

COMPONENTES Y FRECUENCIAS DE DETERIORO DE UN RODAMIENTO

Los rodamientos están formados por varios componentes claramente diferenciados: pista interior, bolas o rodillos, jaula y pista exterior. El deterioro de cada uno de estos elementos generará una o varias frecuencias características en los espectros de frecuencia que nos permitirán una rápida y fácil identificación.

Las cuatro posibles frecuencias de deterioro de un rodamiento son:

- **BPFO** o frecuencia de deterioro de la pista exterior. Físicamente es el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista exterior cada vez que el eje realiza un giro completo.
- **BPFI** o frecuencia de deterioro de la pista interior. Físicamente es el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista interior cada vez que el eje realiza un giro completo.
- **BSF** o frecuencia de deterioro de los elementos rodantes. Físicamente es el número de giros que realiza una bola del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo.
- **FTF** o frecuencia fundamental de tren o de deterioro de la jaula. Físicamente es el número de giros que realiza la jaula del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo. (Sinais, 2014)

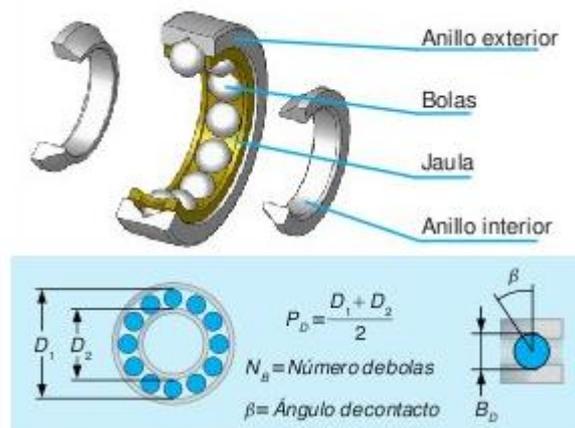


Figura 2. 36. Componentes de un rodamiento.

Fuente: (Sinais, 2014)

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DE LAS FRECUENCIAS DE DETERIORO DE UN RODAMIENTO.

Cada rodamiento tiene unas características geométricas propias a partir de las cuales podemos determinar sus frecuencias de deterioro. Estas frecuencias aparecerán en las firmas espectrales cuando el rodamiento está deteriorado, para la mayoría de los rodamientos estas frecuencias de deterioro no serán números enteros, por lo que la vibración dominante, cuando exista un defecto de alguno de los componentes del rodamiento, será no sincrona (no coincidente con armónicos de la frecuencia de giro). Cuando alguno de los componentes del rodamiento está dañado distinguiremos en el espectro de frecuencias la frecuencia fundamental correspondiente al elemento dañado, acompañada siempre de armónicos. (Sinais, 2014)

En aquellos casos en que se desconozcan los parámetros físicos del rodamiento, hay unas fórmulas experimentales bastante aproximadas que nos permitirán determinar las frecuencias de deterioro de las pistas y de la jaula de un rodamiento en función del número de elementos rodantes y la velocidad de giro:

$$FTF = \left(\frac{1}{2} - \frac{1.2}{N_B} \right) \cdot RPM \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$BPFO = \left(\frac{N_B}{2} - 1.2 \right) \cdot RPM \quad (\text{Ec. 2.5})$$

$$BPM = \left(\frac{N_B}{2} + 1.2\right) \cdot RPM \quad (\text{Ec. 2.6})$$

$$BSF = \frac{1}{2} \left(\frac{N_B}{2} - \frac{1.2}{N_B}\right) \cdot RPM \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

N_B : Numero de bolas interiores del rodamiento.

RPM: Velocidad de giro del rodamiento.

2.5. HIPÓTESIS.

¿El análisis espectral de señales de vibraciones mecánicas causadas por desalineación optimizará metodológicamente el mantenimiento predictivo en bombas hidráulicas centrífugas horizontales de flujo radial?

2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES.

2.6.1. VARIABLE INDEPENDIENTE.

Análisis espectral de señales de vibraciones mecánicas causadas por desalineación.

2.6.2. VARIABLE DEPENDIENTE.

Mantenimiento predictivo en bombas hidráulicas centrífugas horizontales de flujo radial de 1HP.

2.6.3. TERMINO DE RELACIÓN.

Optimizará.

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA

3.1. ENFOQUE

El enfoque que se va a presentar será de tipo cuantitativo, ya que se interpretará la metodología para la adquisición de datos, comportamiento del sistema durante las pruebas y monitoreo, además de la forma de presentación de las señales y datos adquiridos, además es menester también aplicar en base a normas, especificaciones y parámetros se buscará la mejor alternativa para la selección del correcto funcionamiento y automatización del sistema para adquisición de señales de vibraciones mecánicas por desalineación y su utilización en los procesos de aprendizaje de los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica. En consecuencia se puede decir que en esta investigación se realizará un enfoque netamente cuantitativo.

3.2. MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN

3.2.1. INVESTIGACIÓN DE CAMPO

Porque se recolectará toda la información posible que permita realizar un estudio sistemático sobre la adquisición de las señales y espectros relacionados a las vibraciones mecánicas producidas por desalineación.

3.2.2. INVESTIGACIÓN BIBLIOGRÁFICA

Porque mediante la utilización de diferentes libros de Ingeniería, Catálogos, Revistas, páginas web, normas, folletos podremos ampliar y profundizar las

diferentes teorías, criterios para poder obtener un concepto claro y así aplicarlo en el análisis espectral de señales de vibraciones mecánicas causadas por desalineación, con la finalidad de tener los instrumentos apropiados para la correcta elaboración del proyecto.

3.2.3. INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL

Porque durante el desarrollo de la presente investigación, experimentalmente se podrán determinar los parámetros para el dimensionado y selección de los elementos de control y sistema de adquisición de datos. Además, porque se realizarán pruebas de funcionamiento, permitiendo obtener las mejores características del correcto y acertado diagnóstico de las señales de vibraciones producidas por la desalineación.

3.3. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.3.1. INVESTIGACIÓN EXPLORATORIA

Por ser un caso que no ha sido analizado previamente, se basará en el estudio de bancos de pruebas con similares características debido a que no se cuenta con una idea clara y precisa para realizar el estudio y con la certeza de que el estudio a ejecutarse permitirá la realización de nuevos estudios a futuro.

3.3.2. INVESTIGACIÓN DESCRIPTIVA

Para ir detallando paso a paso todo lo que se va realizando en el proyecto, es decir, se puede mencionar el adelanto del proyecto, los problemas que se van presentando conjuntamente con sus posibles soluciones durante el dimensionado del sistema de adquisición de datos, y sobre todo hacer constar el conocimiento adquirido.

3.3.3. INVESTIGACIÓN EXPLICATIVA

Porque se expondrá todos los aspectos que influyen en el dimensionado y automatizado del banco de pruebas, para poder llegar de una mejor manera y lograr ser comprendidos por parte de cada uno de los interesados en conocer acerca de este tema.

3.4. POBLACIÓN Y MUESTRA

3.4.1. POBLACIÓN

Para la recolección de la información necesaria para la aplicación del proyecto se realizará una guía de observación en el cuál se tomará nota de los datos que arrojen las señales, características de las mismas, puntos inferiores y superiores del espectro y tiempos en los cuales se presente los picos críticos en el mismo.

3.4.2. MUESTRA

Mediante una guía de observación se tomará nota del tiempo total aproximado en los cuales se presenta las distorsiones de la señal como son puntos máximos y mínimos del espectro producido por la desalineación en sus distintas configuraciones, serán necesarias 5 mediciones en cada punto de monitoreo (motor y rodamiento), de estas se tomara una medición la más representativa y de mayor definición espectral, para esta toma de muestra se hace referencia y concordancia a las mediciones realizadas en trabajos técnicos en campo y normativa internacional antes expuesta.

3.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.5.1. VARIABLE INDEPENDIENTE: Análisis espectral de señales de vibraciones mecánicas causadas por desalineación.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
Análisis espectral de señales: Descomposición de una señal en sus diversas componentes dentro del dominio frecuencia, que puede llevarse a efecto en un sistema digital con un software específico.	Señal	¿Qué tipo de señal será generada?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Digital ▪ Analógica 	Bibliografía Osciloscopio virtual
	Componentes	¿Cuáles serán los rangos de frecuencia de ciclo máximas de las señales obtenidas?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 0 – 100 cpm ▪ 100 - 1000 cpm ▪ 1000 – 10000 cpm 	Ficha de campo Osciloscopio virtual
	Sensor	¿Qué tipo de sensor de movimiento otorga mayor precisión y rango de operación para la medición de las señales generadas?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Acelerómetro electrónico ▪ Acelerómetro Piezoeléctrico 	Bibliografía Catálogos
	Sistema de adquisición de datos (Sensor/Ordenador)	¿Cuál será el equipo conversor análogo/digital o viceversa que proporcione un rango de operación adecuado para la obtención de las señales generadas?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ADC - National Instrument ▪ ADC – Phitgets 	Bibliografía Catálogos
Vibraciones mecánicas por desalineación: Movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio con la condición en la que las líneas centrales de flechas o ejes acoplados no coinciden.	Movimiento repetitivo	¿Cuál es el tipo de movimiento repetitivo predominante que genere la desalineación?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Lineal ▪ Rotacional ▪ Lineal/rotacional (mixta) 	Observación directa Bibliografía
	Condición	¿Qué tipos de juntas o acoples mecánicos permiten acoplar y simular la condición de desalineación sin que lleguen a deteriorarse?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Rígidos ▪ Flexibles 	Bibliografía Catálogos
	Líneas centrales de flechas o ejes	¿Qué tipo de desalineación será producida por las líneas centrales de las flechas o ejes no coincidentes?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Paralela ▪ Angular ▪ Paralela/angular (mixta) 	Bibliografía Catálogos

Fuente: Autor (Aldaz L.)

3.5.2. VARIABLE DEPENDIENTE: Método de mantenimiento predictivo en bombas hidráulicas centrífugas horizontales de flujo radial de 1 Hp.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Mantenimiento predictivo: Seguimiento organizado con medición periódica de variables de estado en un sistema, máquina o equipo y su comparación con patrones preestablecidos, para la determinación del instante en que se debe producir la intervención de mantenimiento.</p>	Medición periódica	¿Cuál serán los intervalos de tiempo adecuados para el monitoreo de la condición desalineación para llevar a cabo un programa de mantenimiento predictivo?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 1 min. ▪ 5 min. ▪ 10 min. ▪ 30 min. 	Ficha de campo Bibliografía Catálogos
<p>Bombas hidráulicas centrífugas horizontales de flujo radial: En tales máquinas, el fluido entra moviéndose axialmente a lo largo del eje del impulsor, luego, el fluido es forzado radialmente a pasar a través del impulsor, entonces el flujo emerge del impulsor hacia la carcasa de la bomba, que actúa como un difusor para convertir la energía cinética en altura de presión.</p>	Nivel permisible por vibración	¿Cuáles son los rangos permisibles de vibración para bombas centrífugas expuestos en la normativa internacional?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 1.8 – 4.5 mm/s - rms ▪ 4.5 – 28 mm/s - rms 	Bibliografía Normas
	Conversión de energía cinética en altura de presión	¿Qué tipo de vibración ocasionara la conversión de energía cinética de un fluido en altura de presión?	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Libre armónica ▪ Forzada no amortiguada ▪ Forzada amortiguada 	Bibliografía

Fuente: Autor (Aldaz L.)

3.6. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

En el desarrollo de la investigación se utilizará las siguientes técnicas de recolección de la información:

Tabla 2. 1. Técnicas de recolección de la información.

Técnica	Tipo	Instrumento	Registro
Observación	Directa	Ficha de campo digitales Curvas, Gráficos, Imágenes.	Archivos digitales Exel y Word.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Toda la información será recolectada mediante observación directa para que nos permita estar en contacto con el objeto de estudio y con ayuda de una ficha de campo describiremos lo observado, destacando los aspectos más sobresalientes logrando así información que sirva de aporte para la construcción del proyecto

3.7. PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

- Revisión crítica de toda la información recopilada.
- Representación gráfica donde se indicaran los picos máximos y mínimos donde se presentan las anomalías en un determinado tiempo.
- Representación tabular para presentar los datos numéricos obtenidos ordenados en filas y columnas, con las especificaciones de los patrones espectrales obtenidos para cada caso de desalineación correspondiente a cada ensayo.

3.8. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

- El Análisis de los resultados se realizará destacando la tendencia de acuerdo con los objetivos e hipótesis planteados en la investigación.
- La Interpretación de los resultados obtenidos se lo realizará con apoyo del marco teórico.

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

4.1.1. RECOPIACIÓN DE LOS DATOS

En esa sección se trata de la selección de los diferentes ítems expuestos en la tabla de operación de variables en los como son:

1. ¿Qué tipo de sensor de movimiento otorga mayor precisión y rango de operación para la medición de las señales generadas?

En este caso se han seleccionado dos de los sensores de movimiento más utilizados en la actualidad en el campo del análisis de vibraciones mecánicas y que se encuentran en nuestro medio como son:

Acelerómetro electrónico 1044_0 - PhidgetSpatial 3/3/3 alta definición.

	Ejes de medición	x, y, z
	Aceleración de medición Max	± 8 g
	Velocidad de muestreo	4ms/muestra
	Temperatura de funcionamiento	-40 – 85 °c
	Costo por unidad	70 usd

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Acelerómetro piezoeléctrico Vibrosystem VSM797S.

	Ejes de medición	x, y, z
	Aceleración de medición Max	± 5 g
	Velocidad de muestreo	5ms/muestra
	Temperatura de funcionamiento	-50 – 120 °c
	Costo por unidad	150 usd

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Bajo los criterios de ponderación siguientes:

Criterios de ponderación Ato (3) Medio (2) Bajo (1)	Acelerómetro electrónico	Acelerómetro piezoeléctrico
Ejes de medición	3	3
Aceleración de medición Max	3	2
Velocidad de muestreo	2	2
Temperatura de funcionamiento	3	2
Costo por unidad	3	1
Promedio:	2.8	2.0

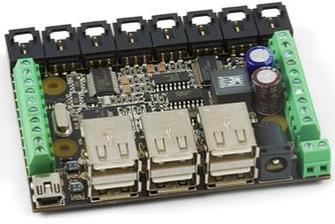
Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: Se puede apreciar mediante el cuadro de ponderación que el acelerómetro electrónico 1044_0 - PhidgetSpatial 3/3/3 alta definición es el más idóneo ya que presenta características de funcionamiento más amplias y adecuadas para el estudio además que su costo es accesible en comparación con el acelerómetro piezoeléctrico Vibrosystem VSM797S.

2. ¿Cuál será el equipo conversor análogo/digital o viceversa que proporcione un rango de operación adecuado para la obtención de las señales generadas?

En este caso se han seleccionado dos de las tarjetas de adquisición de datos más utilizados en la actualidad en el campo del control y medición industria y que se encuentran en nuestro medio como son:

Tarjeta de adquisición 1019_1 - PhidgetInterfaceKit 8/8/8 w/6 Port Hub.

	Entradas y salidas USB	6E – 1S
	Entradas y salidas analógicas	8E – 8S
	Entradas y salidas digitales	8E – 8S
	Temperatura de funcionamiento	0 – 70 °c
	Resolución de entrada analógica	12 bit
	Razón de actualización	500 muestras/s
	Costo por unidad	125 usd
Compatible: LabVIEW, LabWindows™/CVI Matlab, Android, IOSX, C++ turbo, Visual Basic.		

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Tarjeta de adquisición NI DAQ USB 6009.

	Entradas y salidas USB	1S
	Entradas y salidas analógicas	8E – 2S
	Entradas y salidas digitales	12E – 12S
	Temperatura de funcionamiento	-5 – 90 °c
	Resolución de entrada analógica	12 bit
	Razón de actualización	150 muestras/s
	Costo por unidad	330 usd
Compatible: LabVIEW, LabWindows™/CVI y Measurement Studio para Visual Studio .NET		

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Bajo los criterios de ponderación siguientes:

Criterios de ponderación Ato (3) Medio (2) Bajo (1)	Tarjeta 1019_1 PhidgetInterfaceKit 8/8/8	Tarjeta NI DAQ USB 6009
Entradas y salidas USB	3	1
Entradas y salidas analógicas	3	3
Entradas y salidas digitales	3	3
Temperatura de funcionamiento	2	1
Resolución de entrada analógica	3	2
Razón de actualización	3	2
Costo por unidad	3	1
Compatibilidad	3	2
Promedio:	2.88	1.88

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: Se puede apreciar mediante el cuadro de ponderación que la Tarjeta 1019_1 PhidgetInterfaceKit 8/8/8 es el más idóneo ya que presenta características de funcionamiento más amplias y adecuadas para el estudio además que su costo es accesible en comparación con la Tarjeta NI DAQ USB 6009.

4. ¿Qué tipos de juntas o acoples mecánicos permiten acoplar y simular la condición de desalineación sin que lleguen a deteriorarse?

En este caso se ha seleccionado de manera directa un acople flexible de mordaza e cual son los más utilizados para enlace de potencia mecánica entre motor – bomba además que va a permitir simular la desalineación tanto paralela como angular sin que ocasione daños en el mismo y entre los ejes enlazados.

Tipo L – Acoplamientos de mordaza estándar Lovejoy L Line

	El acoplamiento de eje normativo del sector.
	Se adapta a desalineaciones de eje angulares y paralelas.
	A prueba de fallos (seguirá funcionando incluso si la “araña” elastomérica falla).
	Sin contactos entre metales
	Resistente al aceite, la suciedad, la arena, la humedad y la grasa.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: Se puede apreciar mediante las características del acople que es el más idóneo para la simulación de la desalineación en todas sus configuraciones ya que se puede descentrar e eje hasta 3mm y 45° respecto a eje central fijo, sin llegar a deteriorar os elementos mecánicos expuestos.

4.1.2.1. Inspección Visual

La recopilación de la información es necesaria antes del análisis, para esto se debe tener en claro los conceptos de los fenómenos de las vibraciones, para el correcto análisis y posterior diagnóstico, además deberá inspeccionar manualmente el estado de los componentes a analizar. Por aquello se comience con una inspección visual del estado de las bases del conjunto, para asegurarse de que este fuertemente anclado, identificar las posibles soldaduras existentes, ruidos anormales o exagerados, algún tipo de fuga, que ya será más fácil identificar las posibles fallas que arroje el análisis.

4.1.2.2. Análisis De Datos

El Análisis de datos consta de dos etapas: Adquisición de datos e interpretación de éstos. Se requiere de toda la información necesaria del equipo de pruebas que se desea monitorear por ejemplo la determinación de las características de diseño y funcionamiento de la máquina como lo son:

- Especificaciones técnicas de cada equipo o elemento.
- Tipo de rodamientos.
- Velocidades de giro rpm.
- Condiciones y tipo de apoyo.
- Potencia del equipo.
- Condiciones de carga.
- Tipo de acoplamientos de transmisión mecánica.

Además de los equipos y dispositivos electrónicos necesarios para la adquisición de los datos a analizarse posteriormente, estos son:

- Inversor o variador de frecuencia/velocidad de giro.
- Tarjeta de adquisición de datos.
- Transductor de aceleración de la vibración (Acelerómetro electrónico).
- Tacómetro digital.

4.1.3. BANCO DE PRUEBAS PARA SIMULACIÓN Y EVALUACIÓN

4.1.3.1. Construcción Del Sistema Mecánico – Hidráulico Motor – Bomba Y Construcción de la estructura base del sistema

Para la construcción de la estructura que sostiene al sistema se utilizó materiales comúnmente utilizados en la instalación de sistemas motor – bomba como son: Tubo de acero galvanizado de 25X25X3mm, Angulo de 60X60X4mm y plancha de Acero ASTM A36 de 5mm de espesor, con el objetivo de construir una estructura solida y pesada sobredimensionando el diseño esto para que pueda soportar las vibraciones que se van a simular y no ocurra ningún daño en esta.

4.1.3.2. Construcción Del Mecanismo Guía Para Desalineación Paralela – Angular

Para la construcción del mecanismo se utilizó dos guías de hierro fundido acopladas linealmente mediante un canal y que se trasladan por medio de un tornillo de fuerza, a su vez esa se encuentra empotrada a un eje vertical de 1 pulgada de diámetro soldado en su extremo superior y en la base de la guía mientras que en el extremo inferior esta acoplado a un rodamiento de pared de 1 pulgada de diámetro interno, para que ejerza un movimiento circular con el objetivo de proporcionar un mecanismo que sea capaz de simular desalineación tanto paralela como angular y que sea de fácil manejo para el usuario.

4.1.3.3. Construcción Y Adecuación De La Bomba Hidráulica Monofásica

Para la adecuación de la bomba hidráulica se tuvo que tornearse un eje de acero inoxidable AISI 306 de 12mm de diámetro y 17cm de longitud con chavetero y rosca en cada extremo esto para acoplar la turbina de la bomba y el motor mediante el acople de mordaza con el objetivo de acoplar el motor con la turbina de la bomba sin que en este ocurra pandeo en el extremo en el cual se produce el desalineamiento. *Ver Anexo C.*

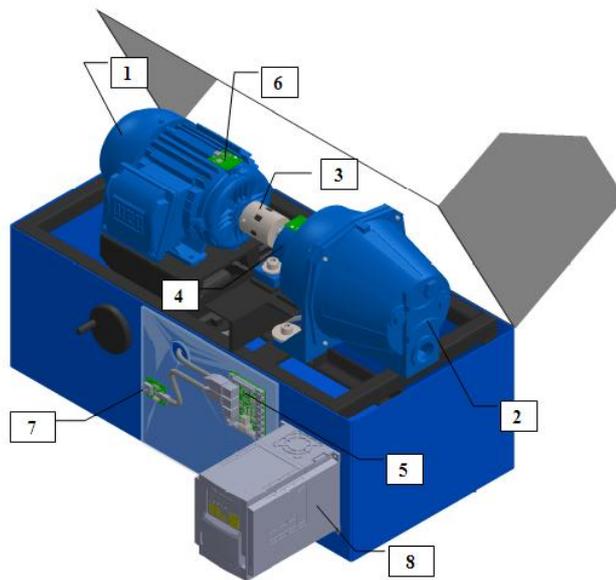


Figura 4. 1. Banco de pruebas de bomba horizontal de 2 bloques configuración para desalineación paralela/angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Donde:

1. Motor eléctrico trifásico WEG de 1 HP- 3600 rpm.
2. Bomba centrífuga eléctrica monofásica PEDROLLO de 1 HP – 3600 rpm.
3. Acople flexible de mordaza LOVEJOY24.4 Nm – 4200 rpm.
4. Soporte de zócalo SNR de D: 12 mm – 6000 rpm.
5. Tarjeta de adquisición de datos Phidgetinterfacekit - Port Hub 1019-1.

6. Acelerómetro Phidgetspatial 1044-0 alta resolución.
7. Dual Relay Board Phidgetspatial 3051-1.
8. Convertidor de frecuencia 606V7.
9. Optical Rotary Encoder ISC3004-3530-0. (Ver Anexo A).

4.1.4. PUNTOS DE MEDICIÓN Y ANÁLISIS.

4.1.4.1. Condiciones Previas

Antes de comenzar es muy importante considerar que las mediciones deben realizarse cuando el motor y los descansos principales ya han alcanzado sus temperaturas normales de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones específicas (por ejemplo de velocidad, voltaje, carga, tipo de configuración o desalineación) y que sean similares a las condiciones en las mediciones pasadas para determinar la tendencia en el tiempo, si ya se efectúa con anterioridad.

4.1.4.2. Determinación De Posición Y Dirección

Con el transductor (acelerómetro electrónico digital), la vibración se tomara generalmente en rodamientos del equipo o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, y puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias. Los tres sentidos principales en una medición son: Radial, axial y tangencial, y se toman con eje del transductor a 90° respecto al eje de rotación. En los descansos, se toman en los sectores cercanos de la rotación de sus rodamientos y en el caso de motores eléctricos, es importante medir en los rodamientos o cojinetes, por ejemplo.

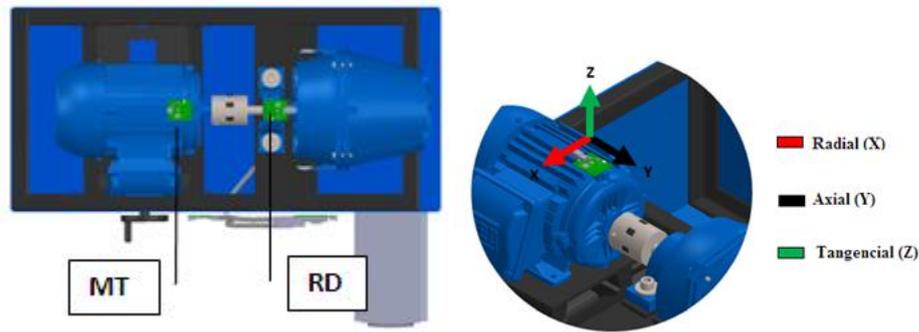


Figura 4. 2. Posición y orientación del acelerómetro.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

4.1.5. ANÁLISIS VIBRATORIO

Aplicaremos lo estudiado anteriormente para aplicar ese conocimiento hacia la obtención de diagnósticos asertivos sobre los distintos tipos de componentes del banco de prueba y para ello, debemos conocer las características típicas de cada uno de los equipos y componentes a diagnosticar.

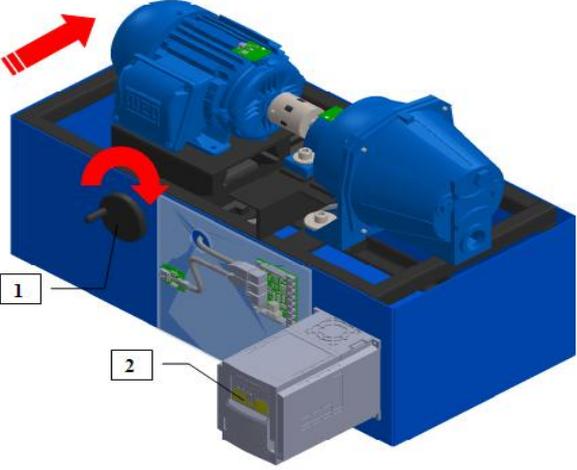
4.1.5.1. Espectro Vibratorio

El espectro vibratorio normalmente muestra armónicos de la 1X, generalmente hasta el 3X, pero un desalineamiento severo puede llegar a tener hasta armónicos de 8X, que puede confundirse con soldaduras mecánicas.

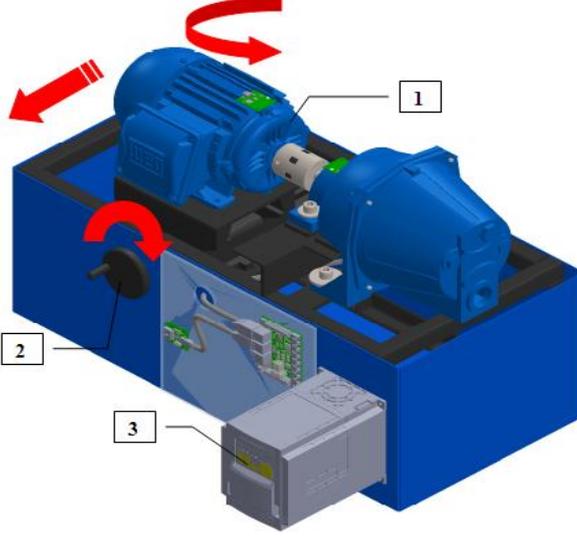
4.1.5.2. Dirección De La Vibración

En el caso de tener desalineamiento paralelo, se generarán altas vibraciones radiales, en el caso de un desalineamiento angular, se generarán altas vibraciones axiales. Como se dijo anteriormente, en lo general, se tendrá una combinación de ambos, por lo que la característica del desalineamiento es una alta vibración axial, que no es común en otros tipos de falla.

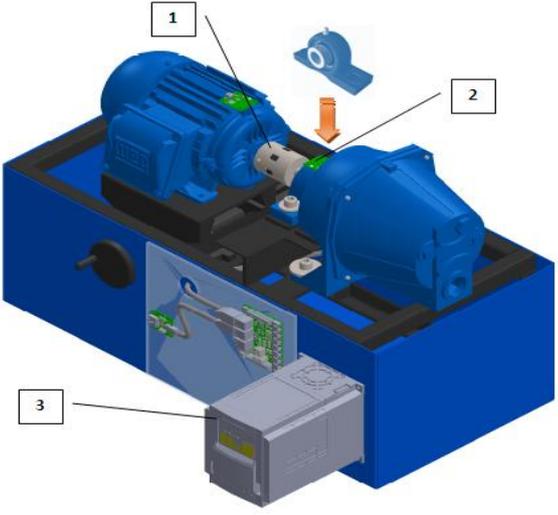
4.1.6. PROCEDIMIENTO PARA LA SIMULACION DE LA DESALINEACIÓN PARALELA POR ACOPLÉ DIRECTO

Esquema de movimientos y ensamble	Procedimiento de simulación
	<p>Paso 1: Girar la manecilla de la mesa móvil hacia la izquierda para que la misma ascienda hasta 3mm.</p> <p>Paso 2: Ingresamos el valor de la frecuencia en el variador y procedemos a la toma de datos, esto para cada frecuencia de ensayo (40 y 60Hz) respectivamente.</p>

4.1.7. PROCEDIMIENTO PARA LA SIMULACION DE LA DESALINEACIÓN ANGULAR POR ACOPLÉ DIRECTO

Esquema de movimientos y ensamble	Procedimiento de simulación
	<p>Paso 1: Girar 15° la base del motor montada sobre la mesa móvil.</p> <p>Paso 2: Girar la manecilla de la mesa móvil hacia la izquierda para que la misma descienda hasta que los ejes queden coincidentes en su extremo y se ajuste el acople.</p> <p>Paso 3: Ingresamos el valor de frecuencia en el variador y procedemos a la toma de datos, esto para cada frecuencia de ensayo (40 y 60Hz) respectivamente.</p>

4.1.8. PROCEDIMIENTO PARA LA SIMULACION DE RODAMIENTO DETERIORADO POR ACOUPLE DIRECTO

Esquema de movimientos y ensamble	Procedimiento de simulación
 <p>El diagrama muestra un motor eléctrico azul montado sobre una base móvil. El componente 1 indica la base del motor. El componente 2 indica la chumacera de pared. El componente 3 indica el variador de frecuencia. Una flecha naranja apunta hacia abajo desde el componente 2, indicando la sustitución de la chumacera.</p>	<p>Paso 1: Alinear la base del motor con el eje de la bomba montada sobre la mesa móvil.</p> <p>Paso 2: Sustituir la chumacera de pared (1) por la deteriorada.</p> <p>Paso 3: Ingresamos el valor de la frecuencia en el variador y procedemos a la toma de datos, esto para cada frecuencia de ensayo (40 y 60Hz) respectivamente.</p>

4.1.9. UNIDADES Y MAGNITUDES UTILIZADAS EN EL ANÁLISIS DE ONDA Y ESPECTRO

Tabla 4. 1. Unidades y magnitudes utilizadas en el análisis espectral.

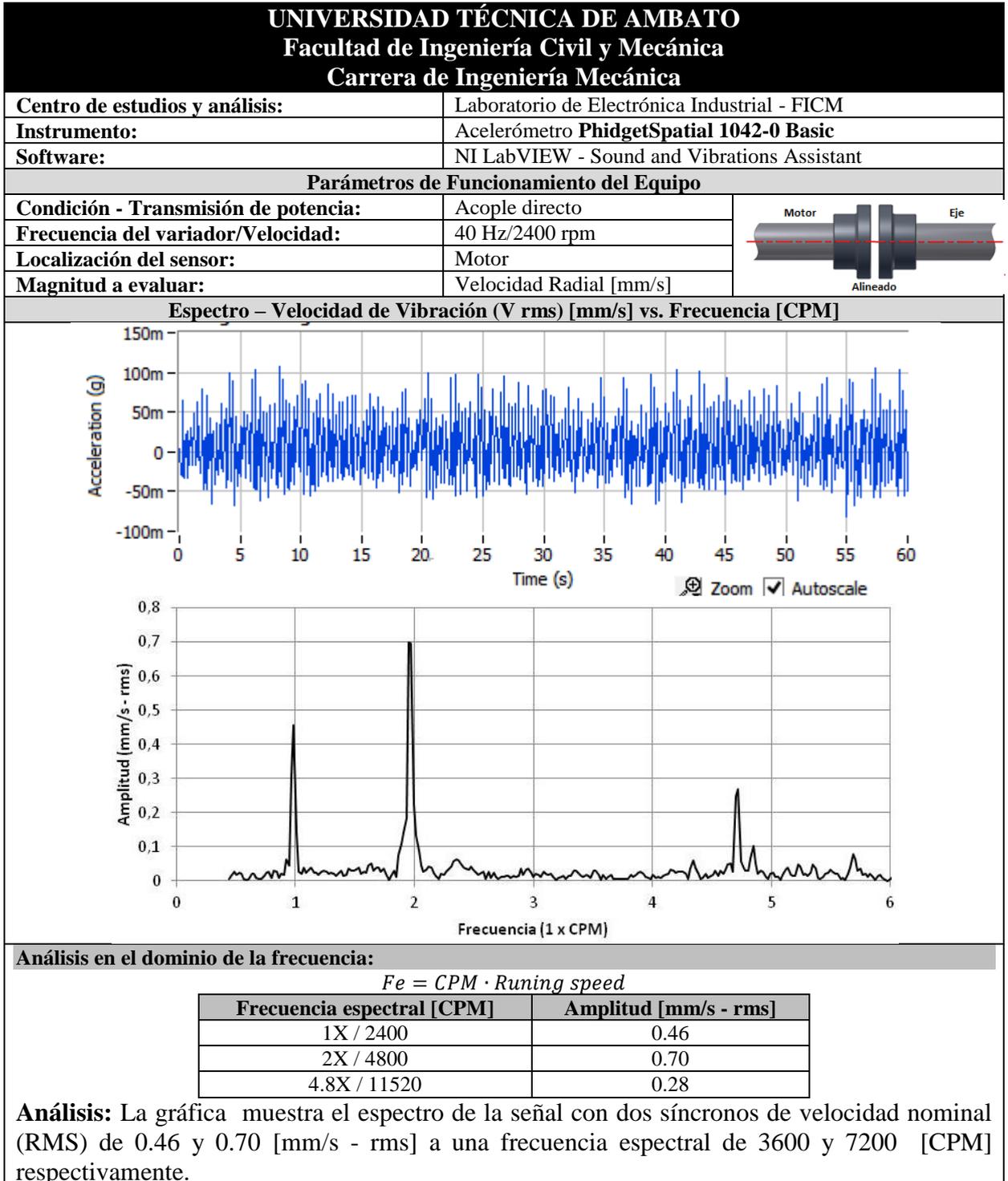
Magnitud	Unidad	Conversión
Aceleración (a)	Gravedad (G)	1 G = 9.81 mm/s ²
Velocidad (v)	Velocidad media cuadrática (mm/s – rms)	1 mm/s – rms = 1.4 mm/s – Pico
Frecuencia Espectral (Fe)	Ciclos por minuto (CPM)	1 Fe = 1 CPM x Velocidad rotacional del equipo
Tiempo (t)	Segundos (sg)	1 sg = 1000 msg.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

4.1.10. ESPECTROS RESULTANTES OBTENIDOS.

La tabla 4.1 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

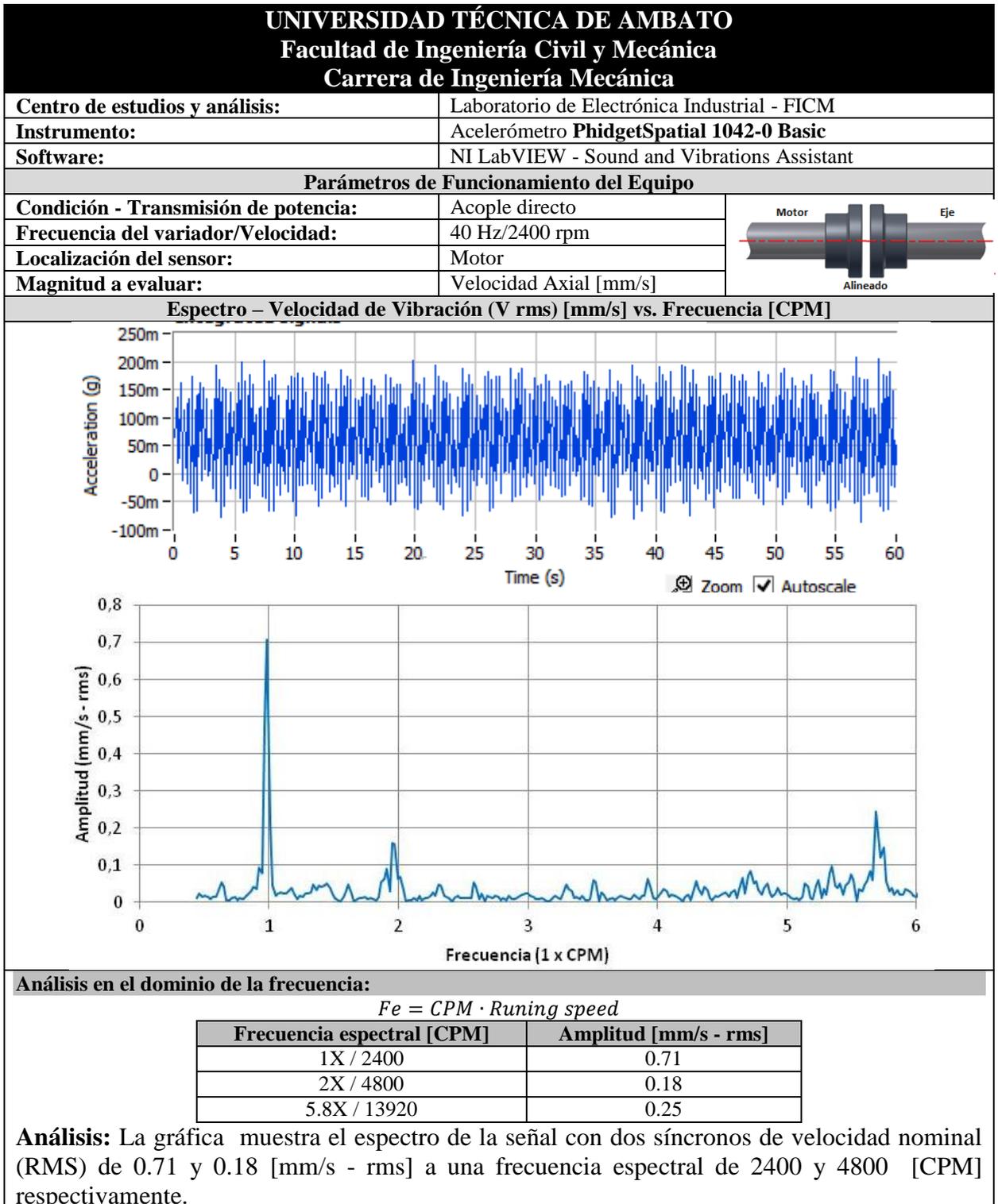
Tabla 4. 2. Espectro de Velocidad Radial - Motor/2400 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.2 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

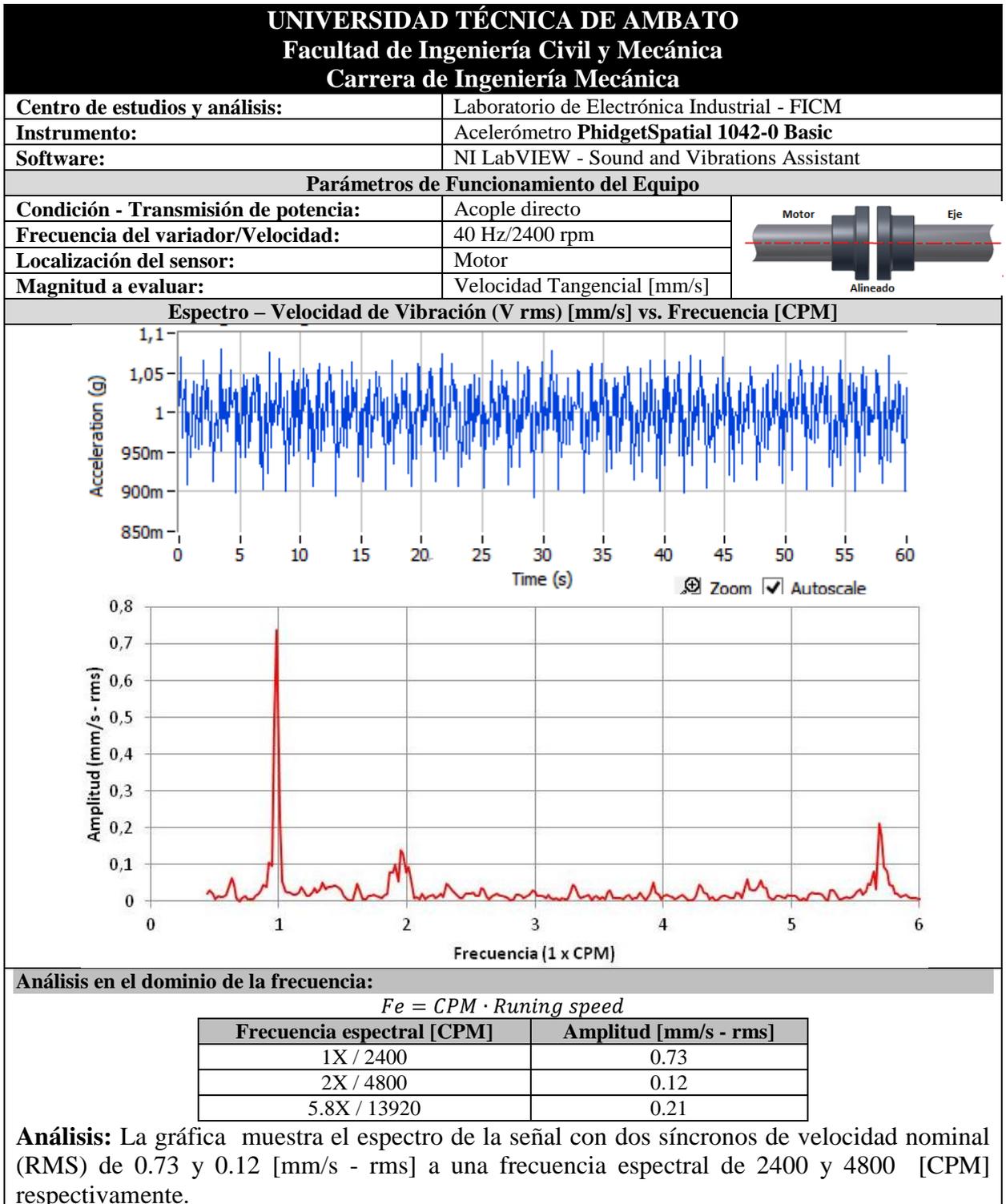
Tabla 4. 3. Espectro de Velocidad Axial - Motor/2400 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.3 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

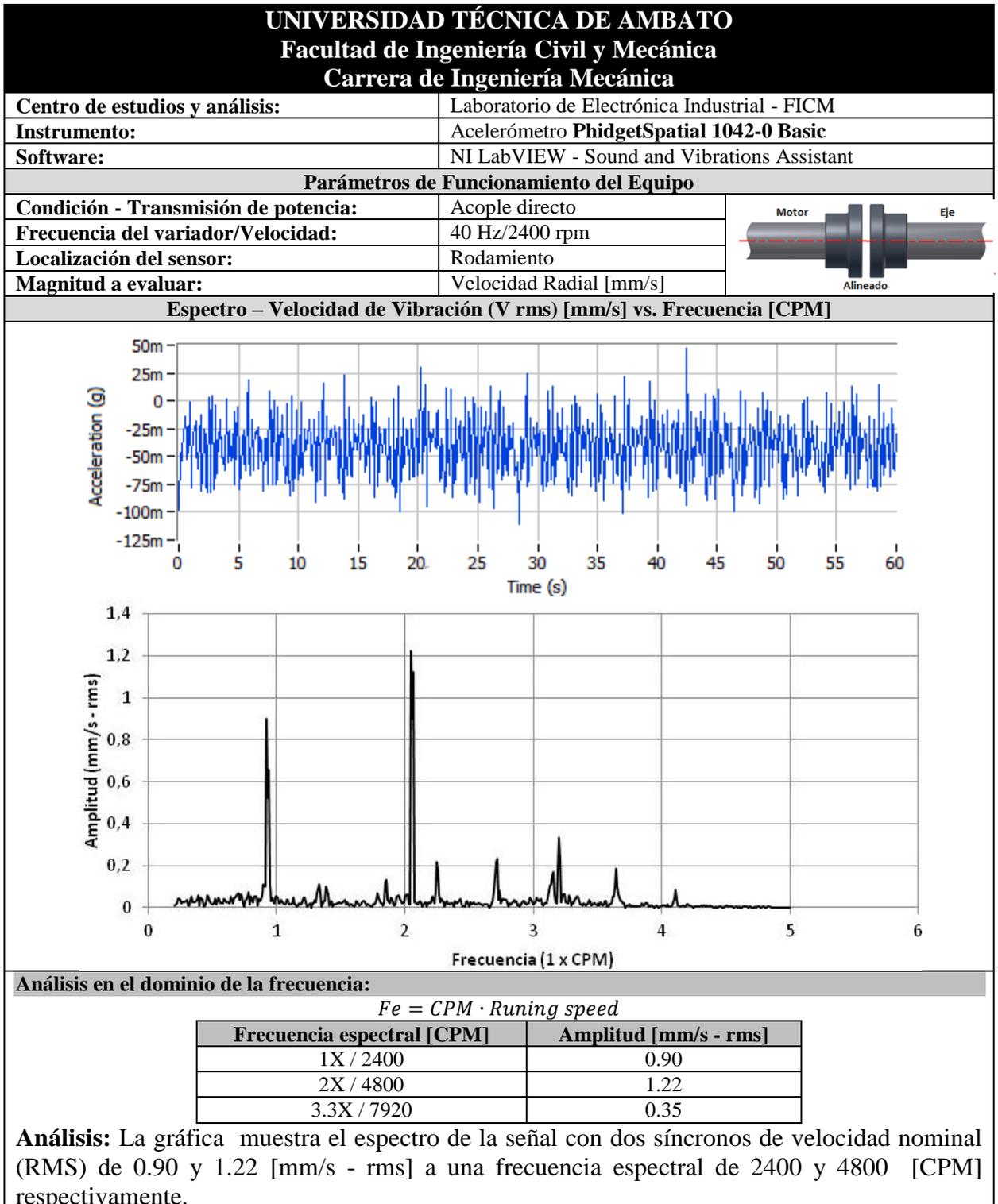
Tabla 4. 4. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/2400 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.4 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

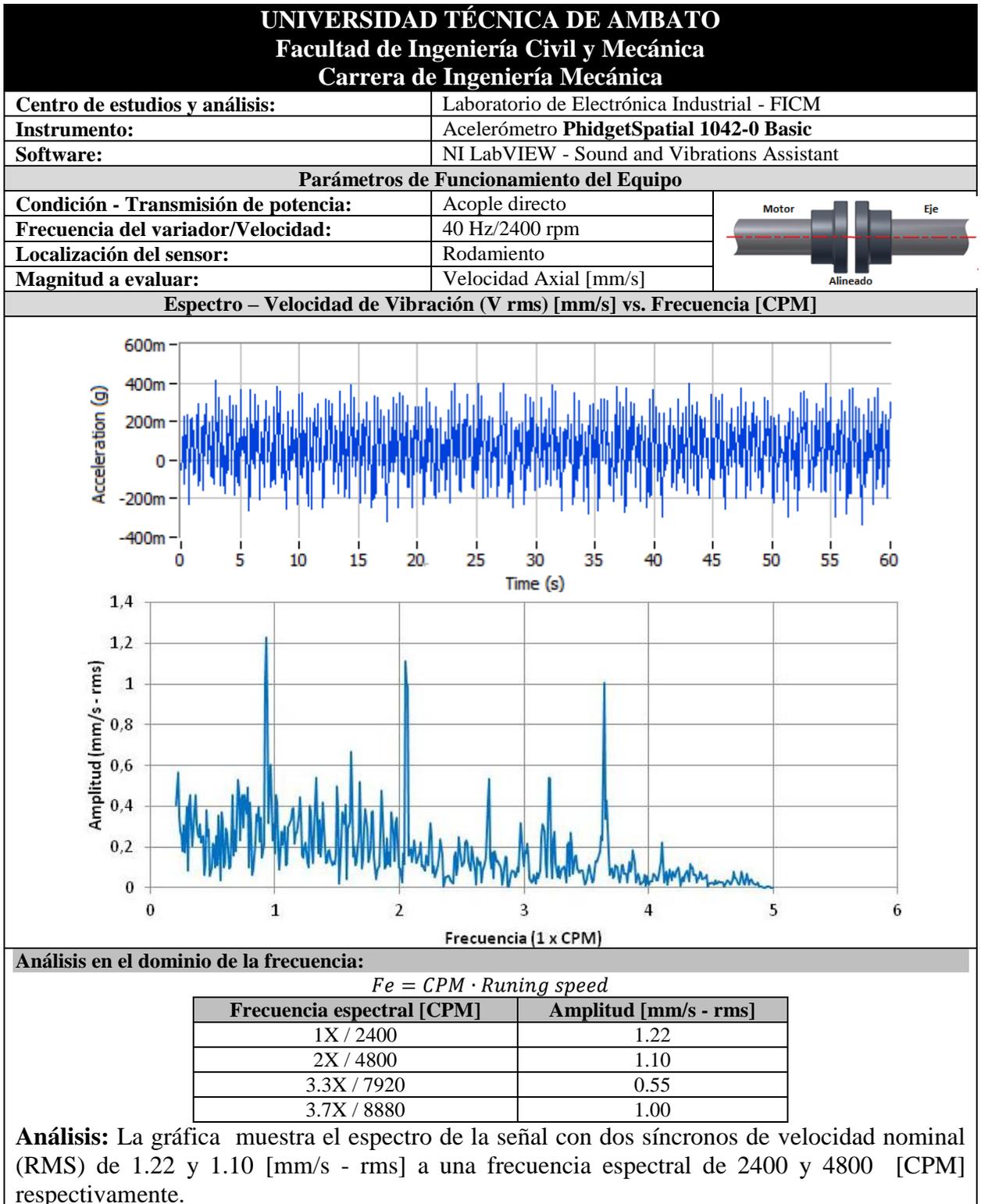
Tabla 4. 5. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/2400 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.5 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

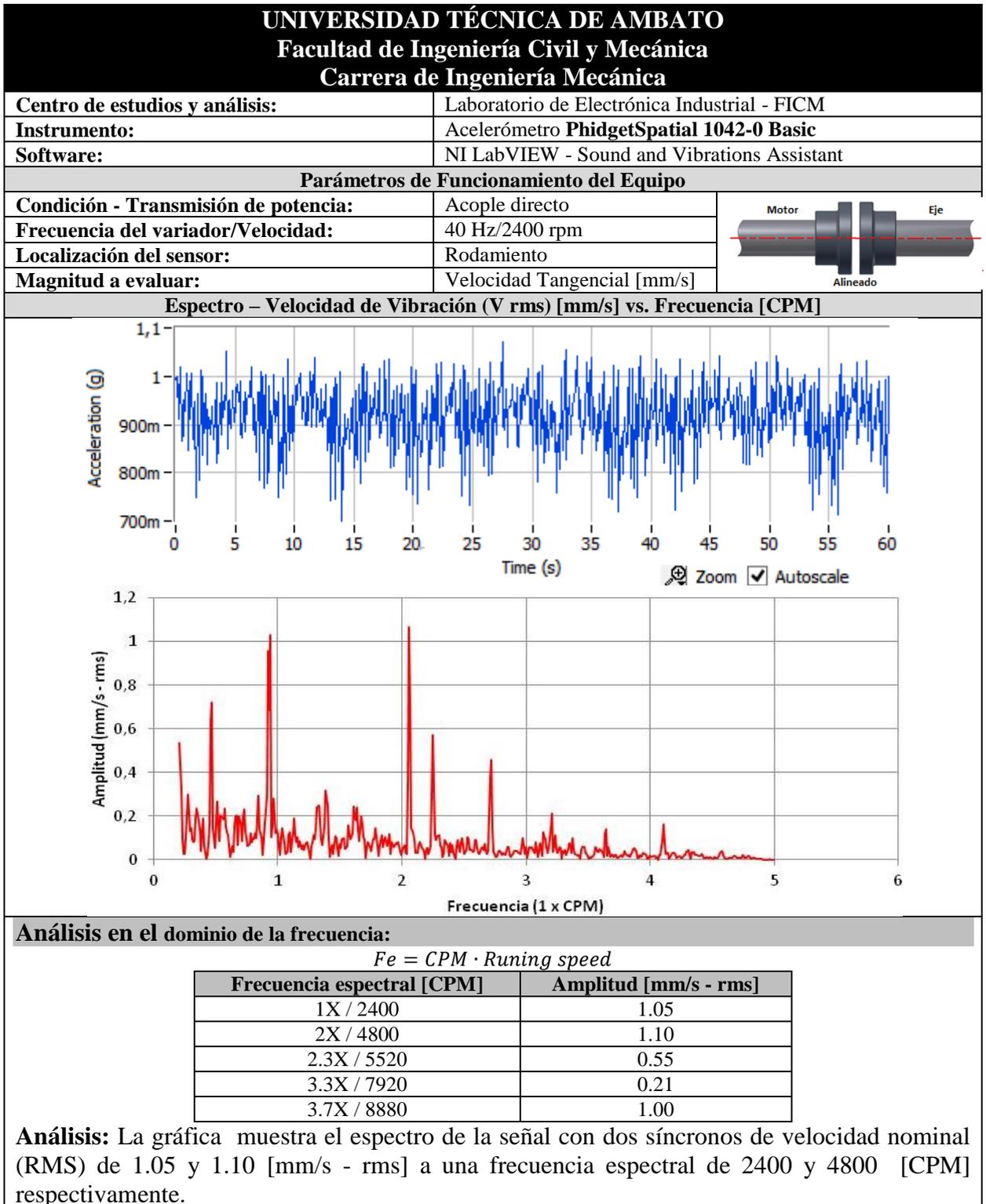
Tabla 4. 6. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/2400 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.6 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

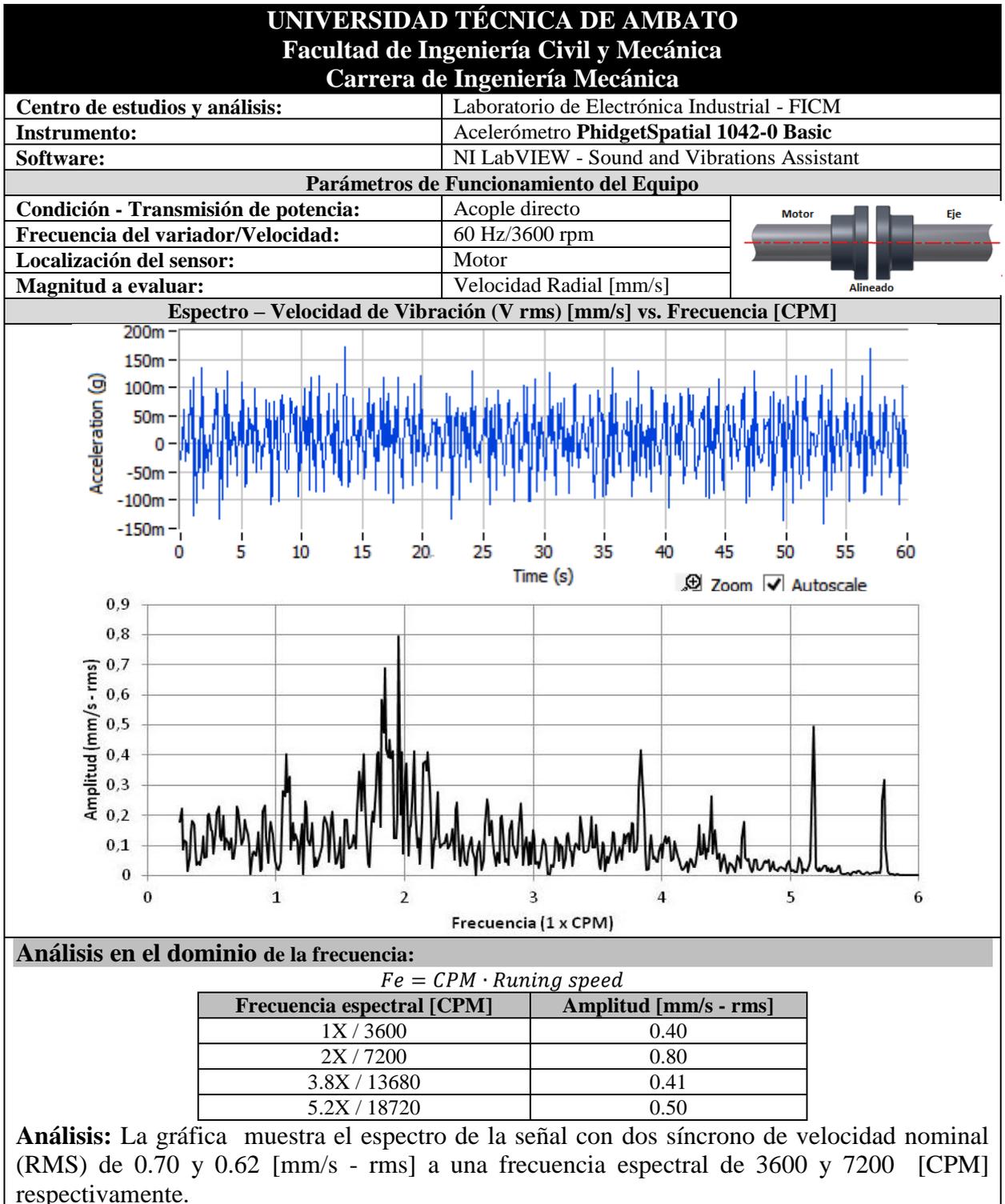
Tabla 4. 7. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/2400 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.7 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

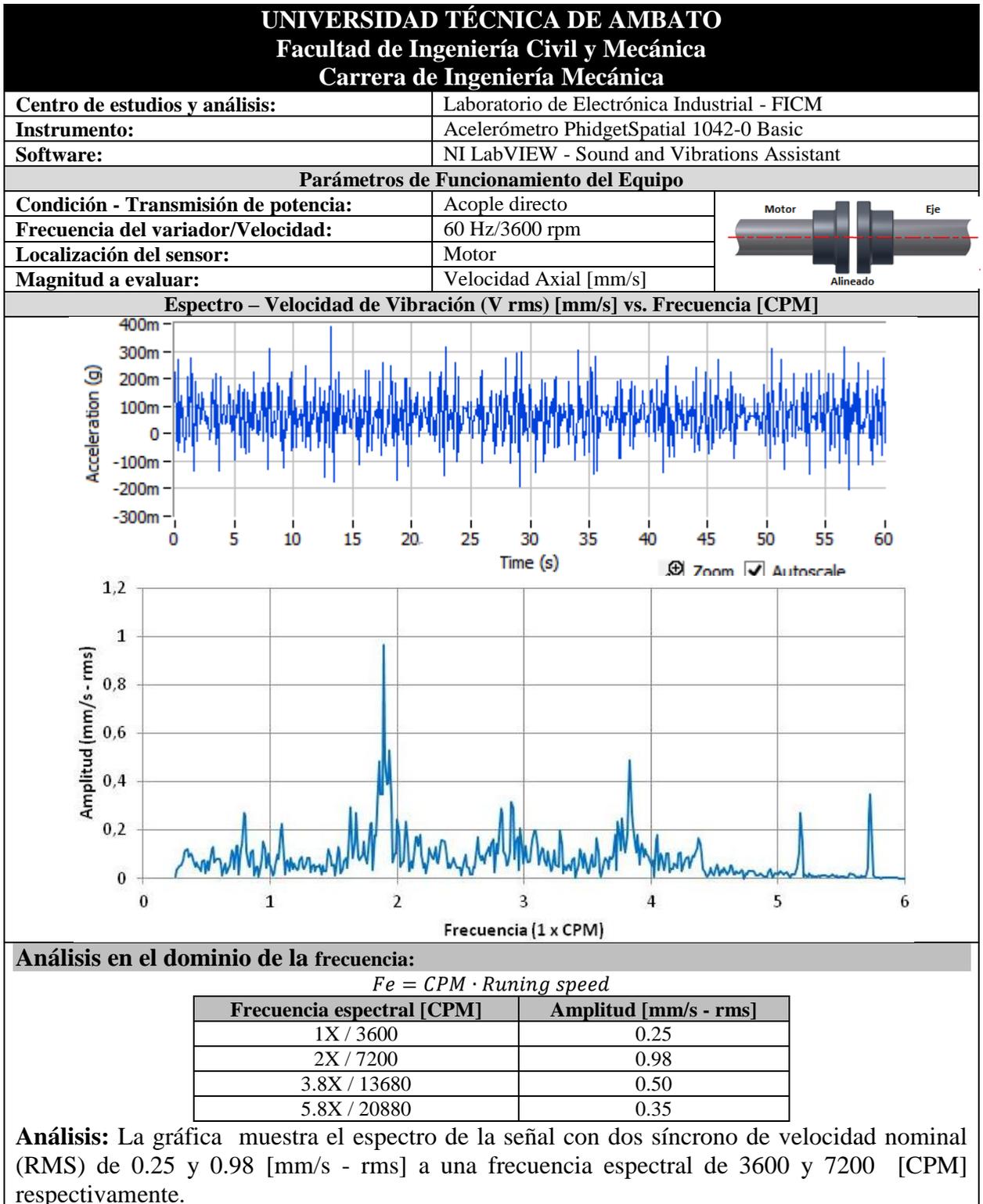
Tabla 4. 8. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.8 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

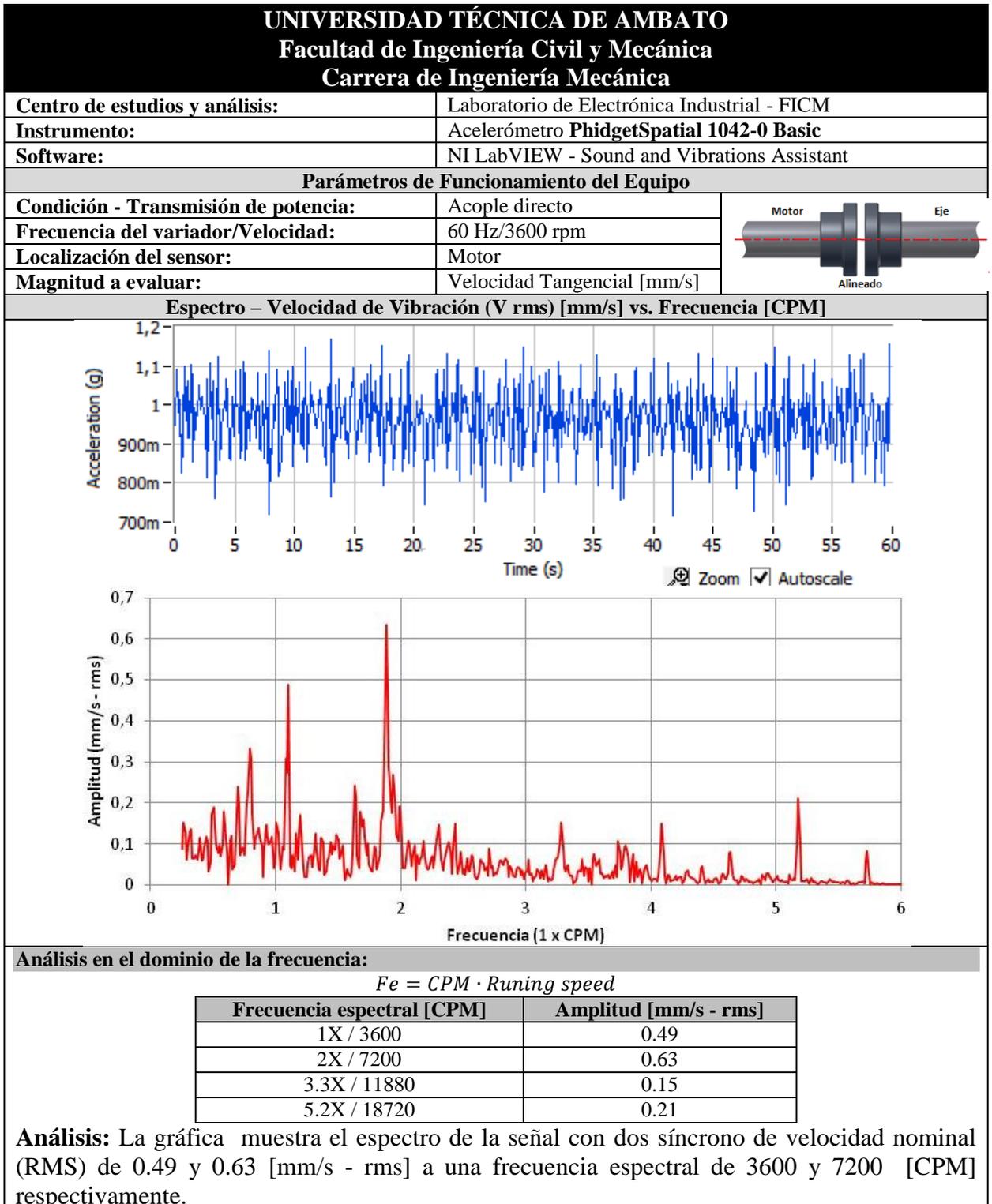
Tabla 4. 9. Espectro de Velocidad Axial - Motor/3600 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.9 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

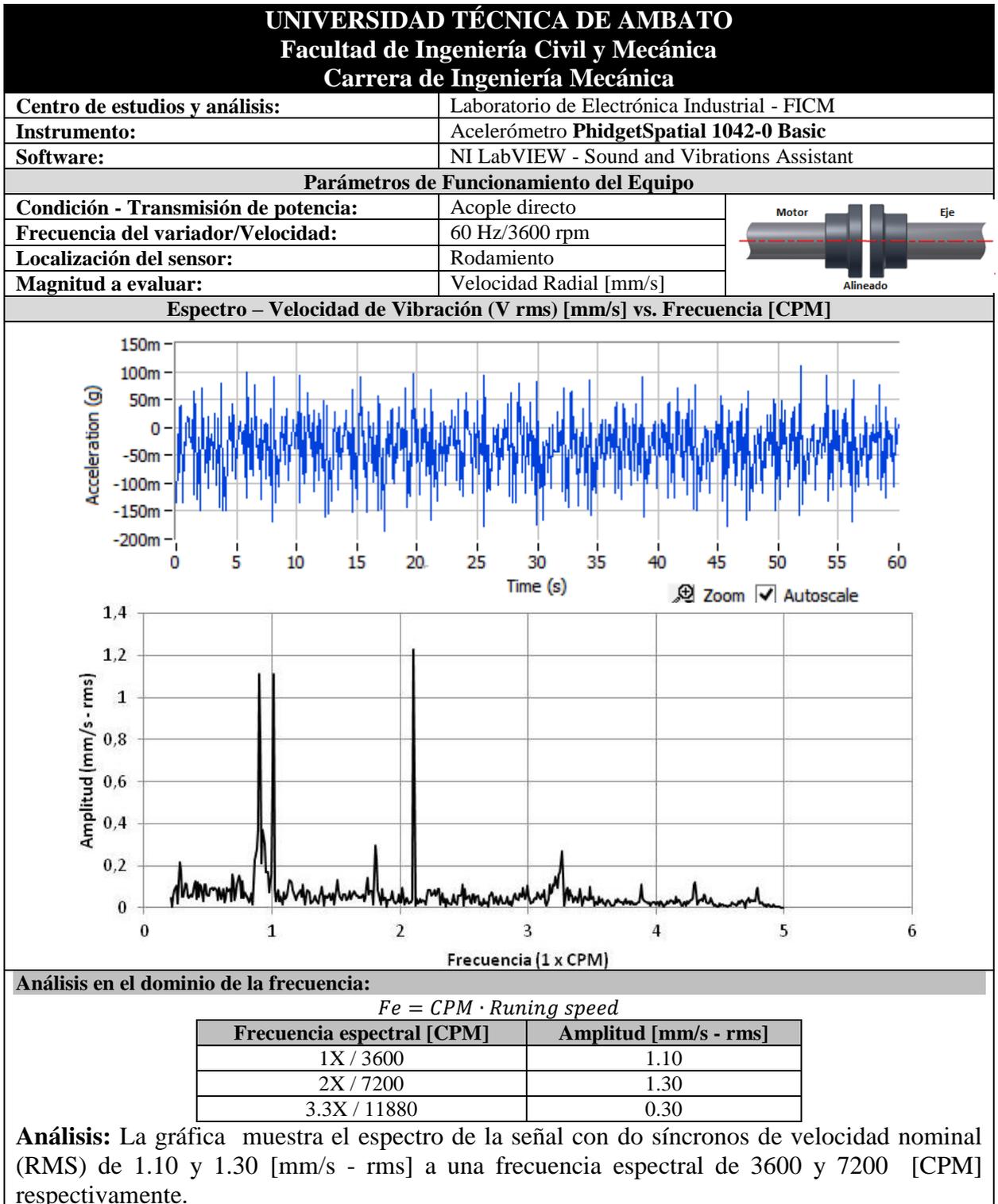
Tabla 4. 10. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/3600 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.10 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

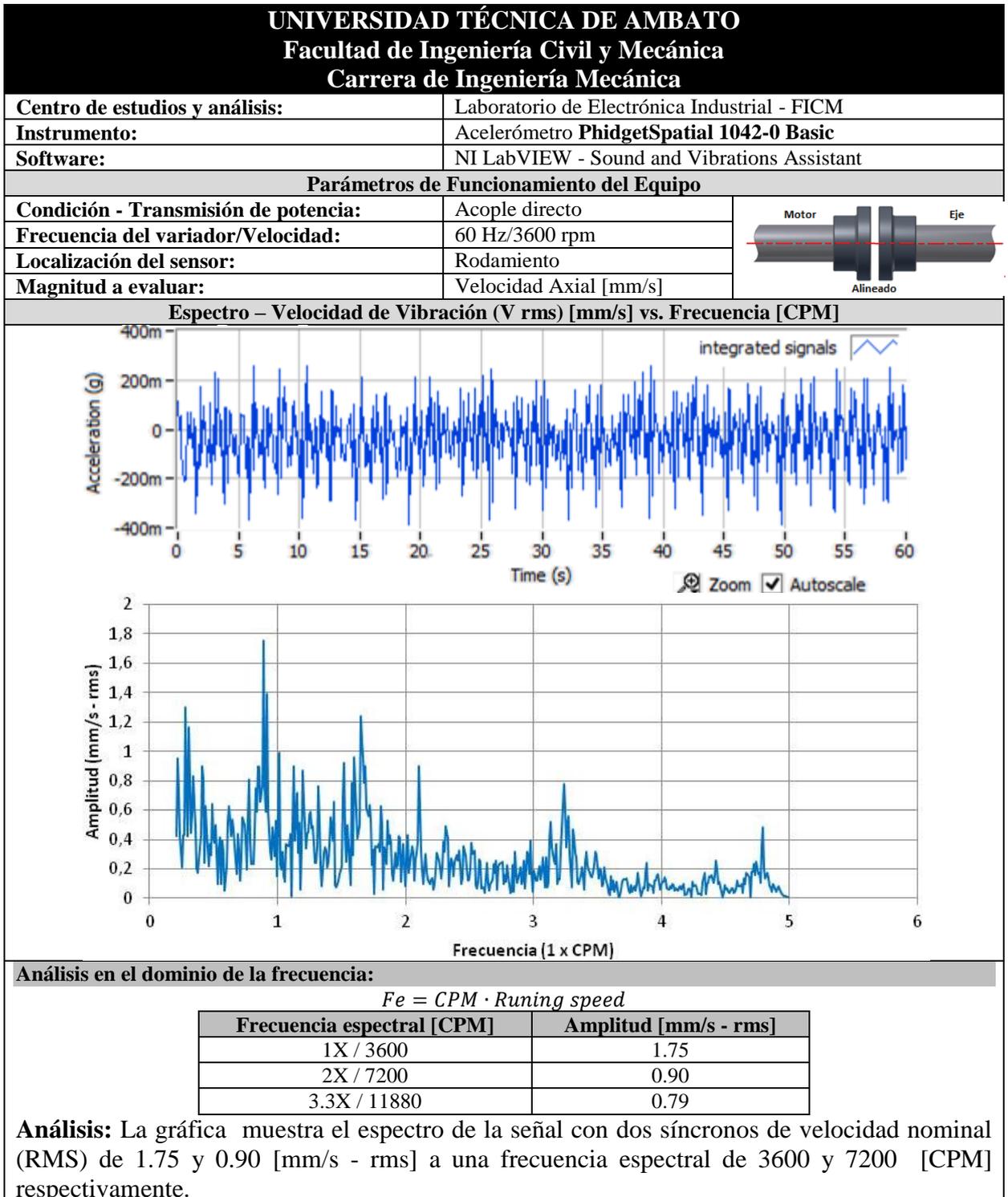
Tabla 4. 11. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/3600 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.11 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

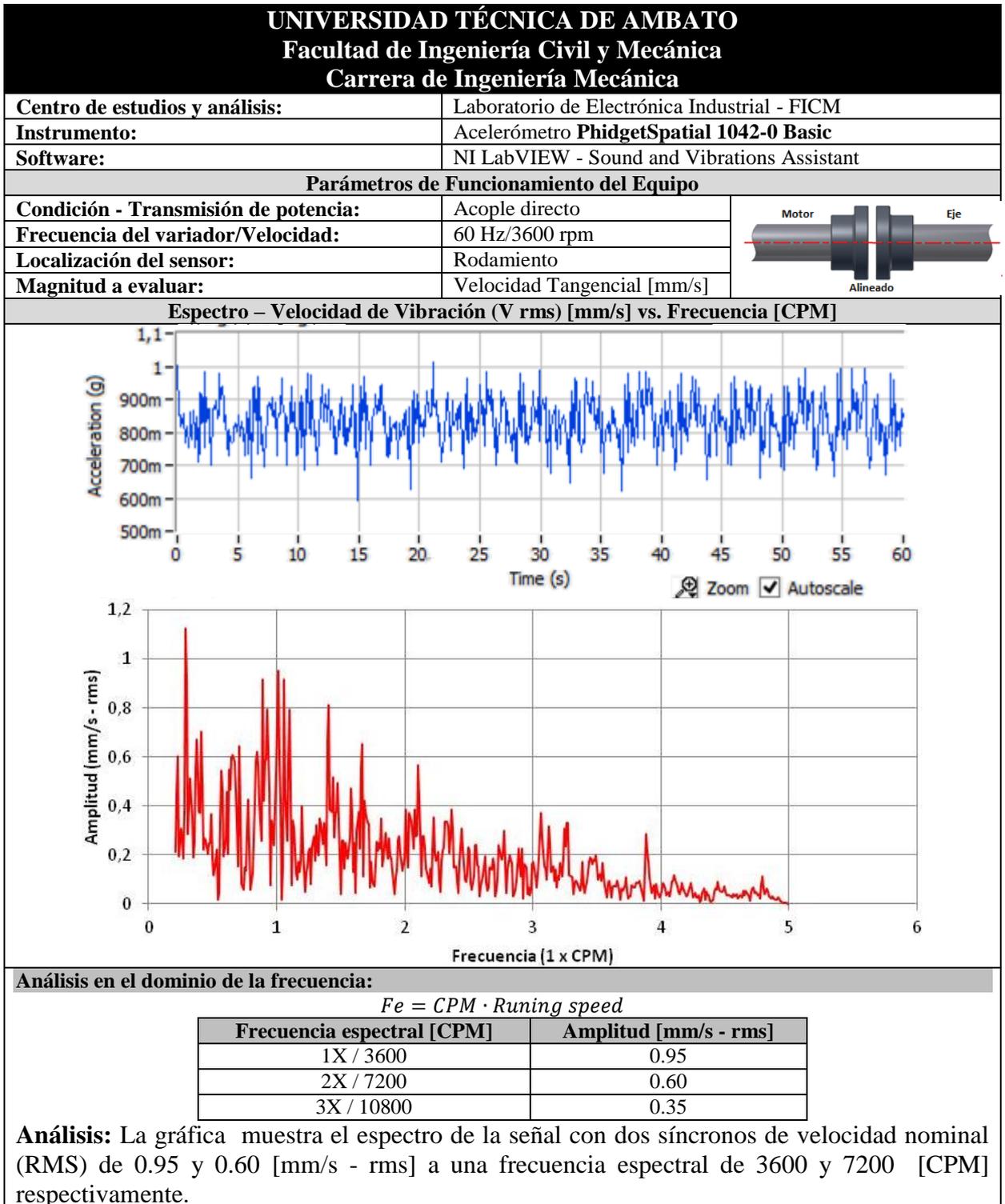
Tabla 4. 12. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/3600 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.12 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una correcta alineación y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

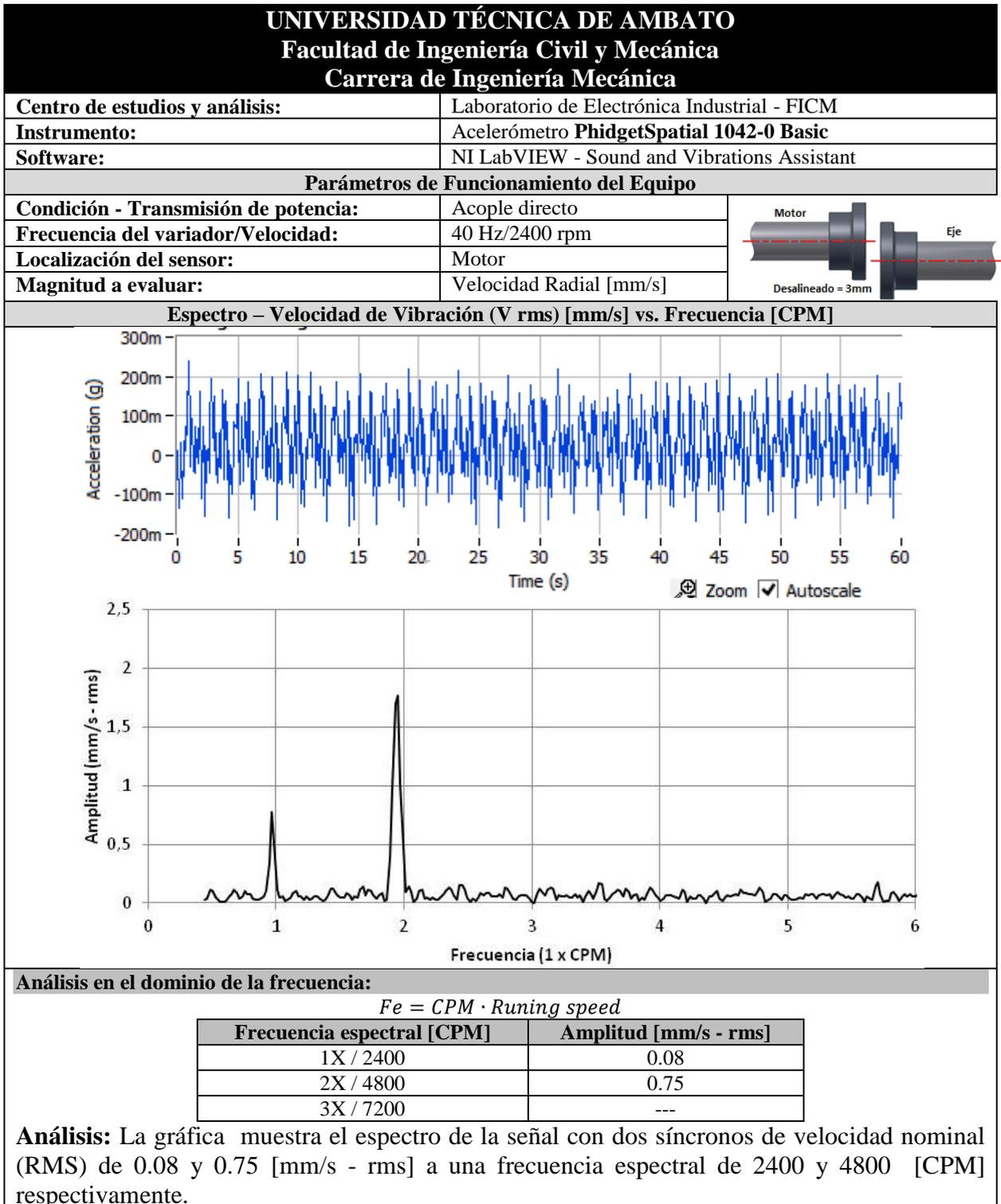
Tabla 4. 13. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/3600 rpm/Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.13 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

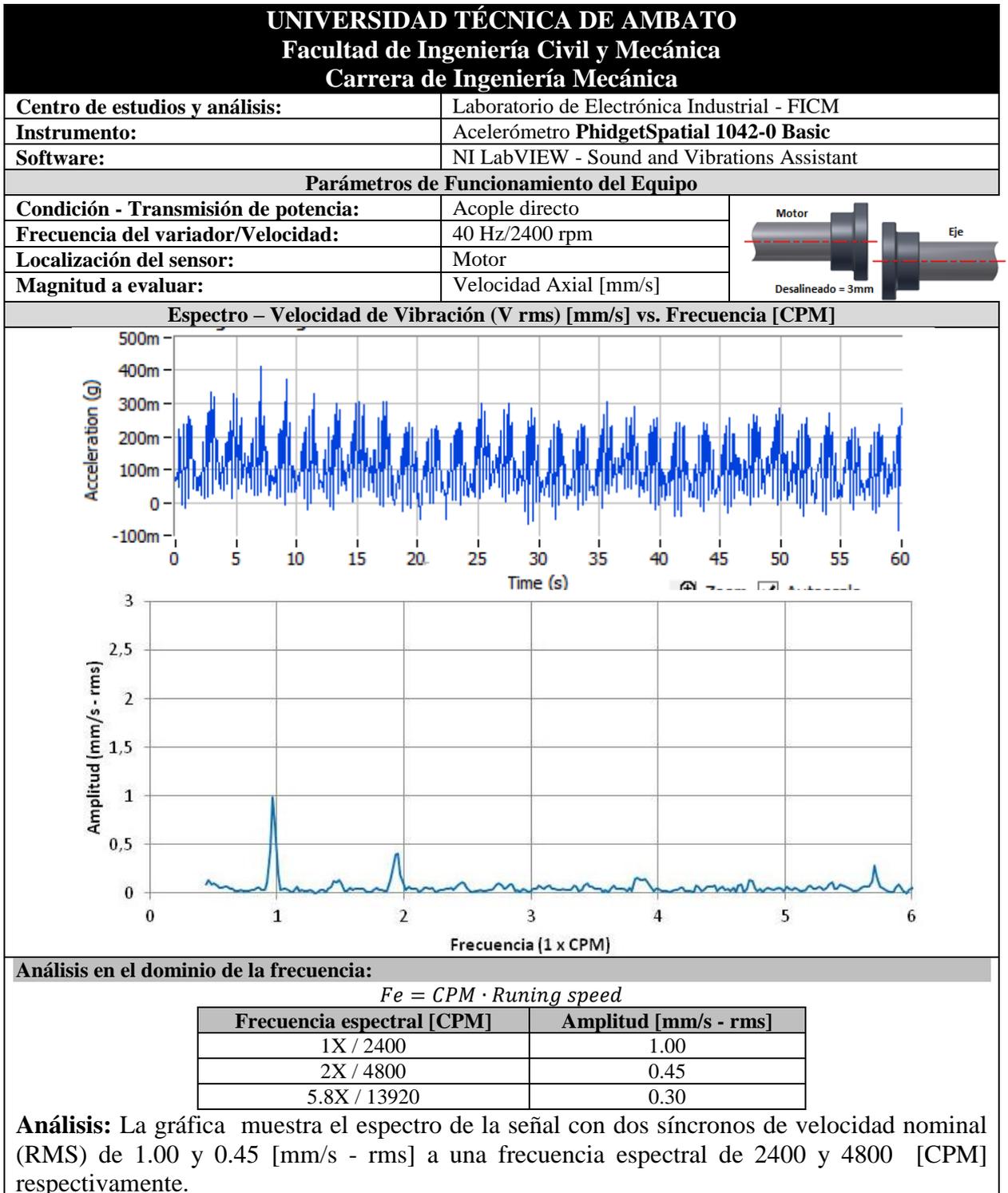
Tabla 4. 14. Espectro de Velocidad Radial - Motor/2400 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.14 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

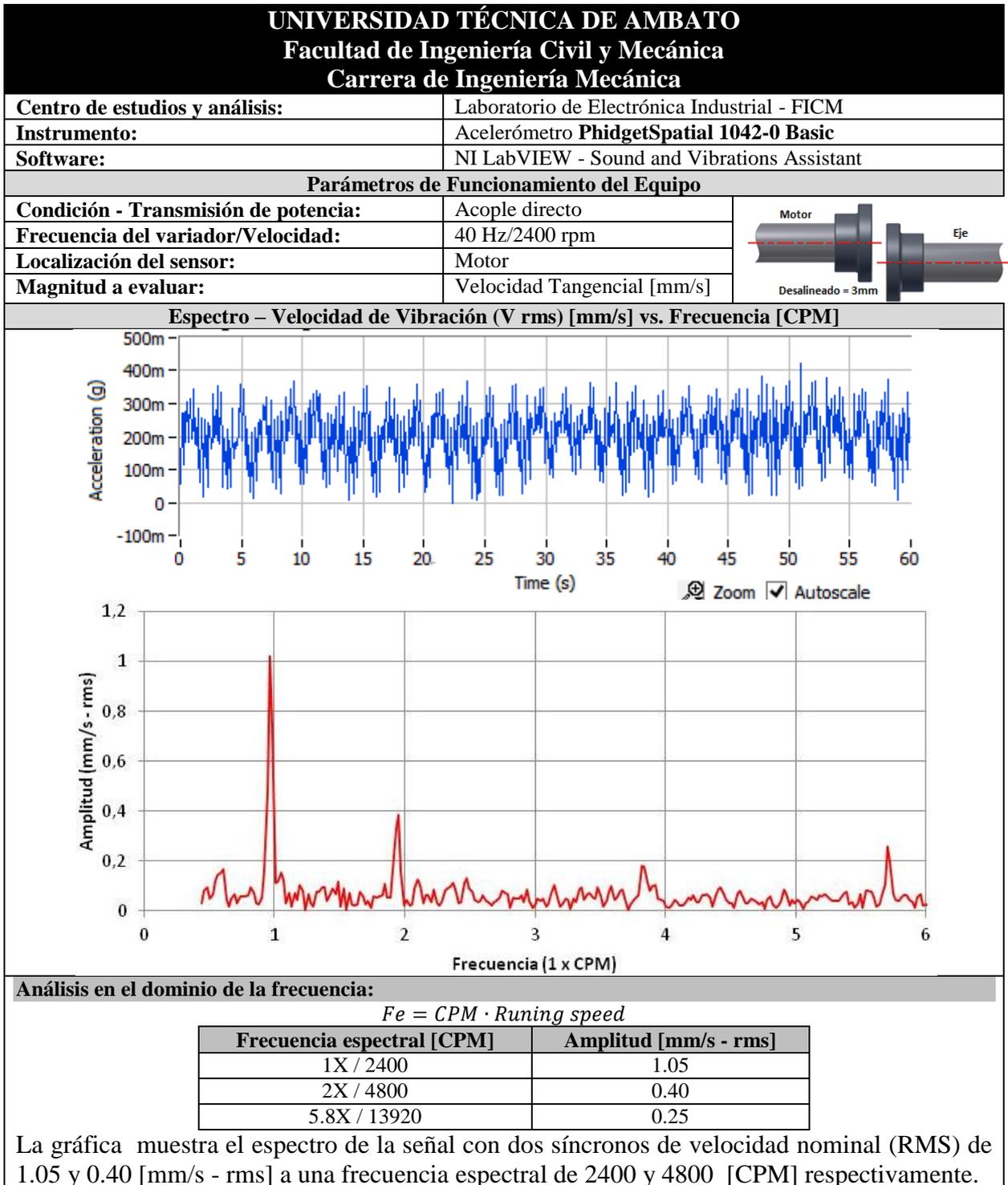
Tabla 4. 15. Espectro de Velocidad Axial - Motor/2400 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

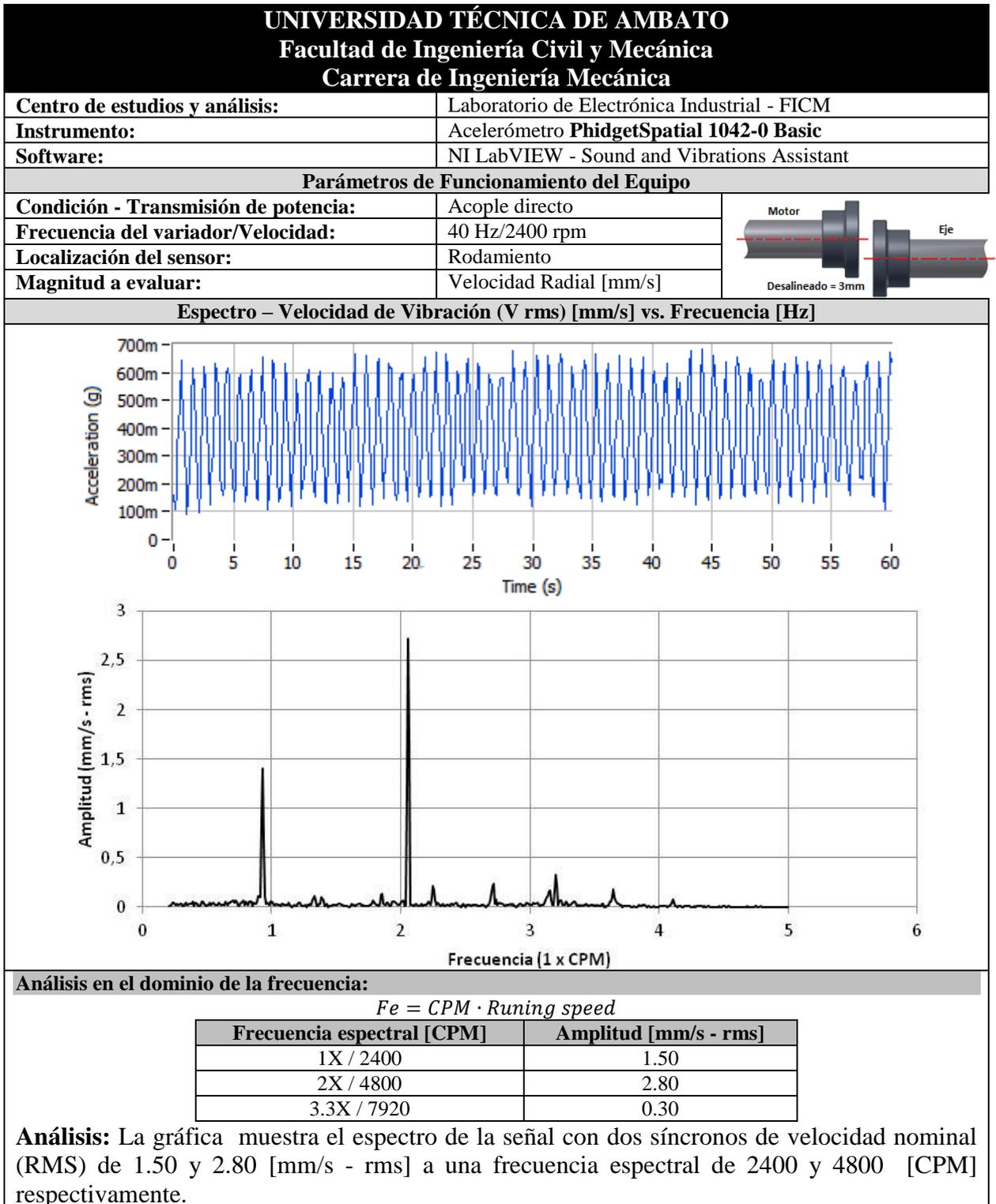
La tabla 4.15 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

Tabla 4. 16. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/2400 rpm/Desalineado Paralelo.



La tabla 4.16 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

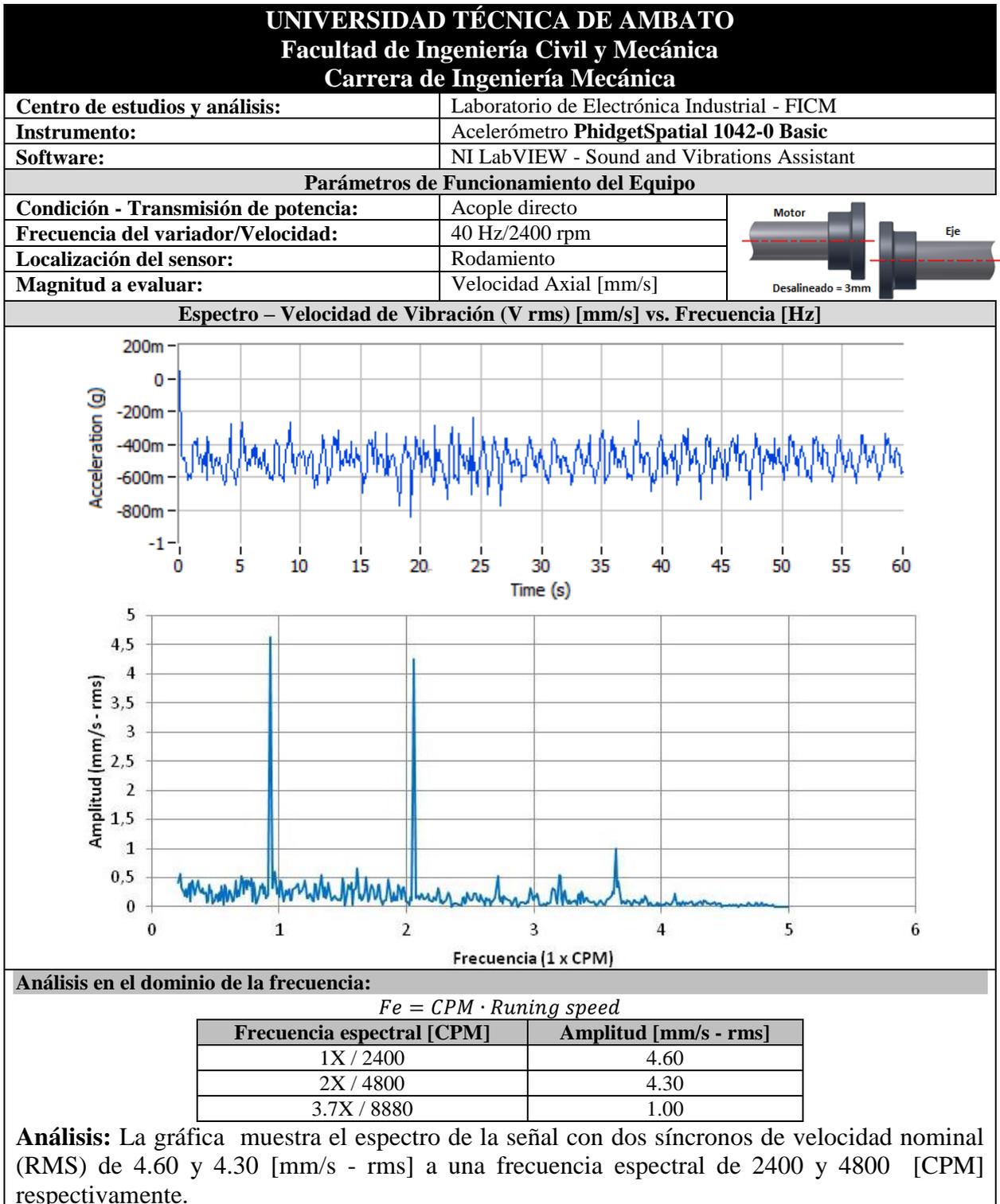
Tabla 4.17. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.17 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

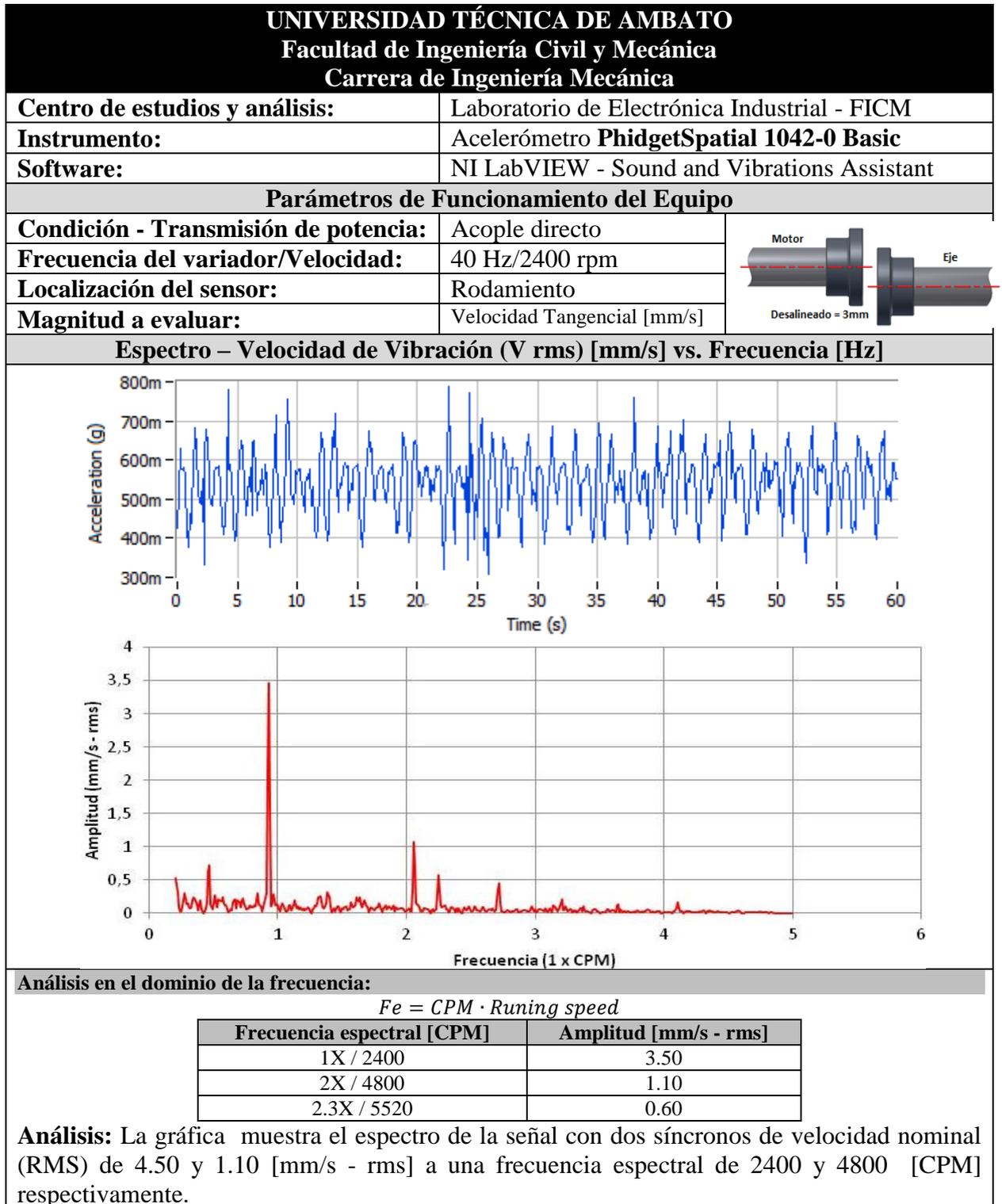
Tabla 4. 18. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.18 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

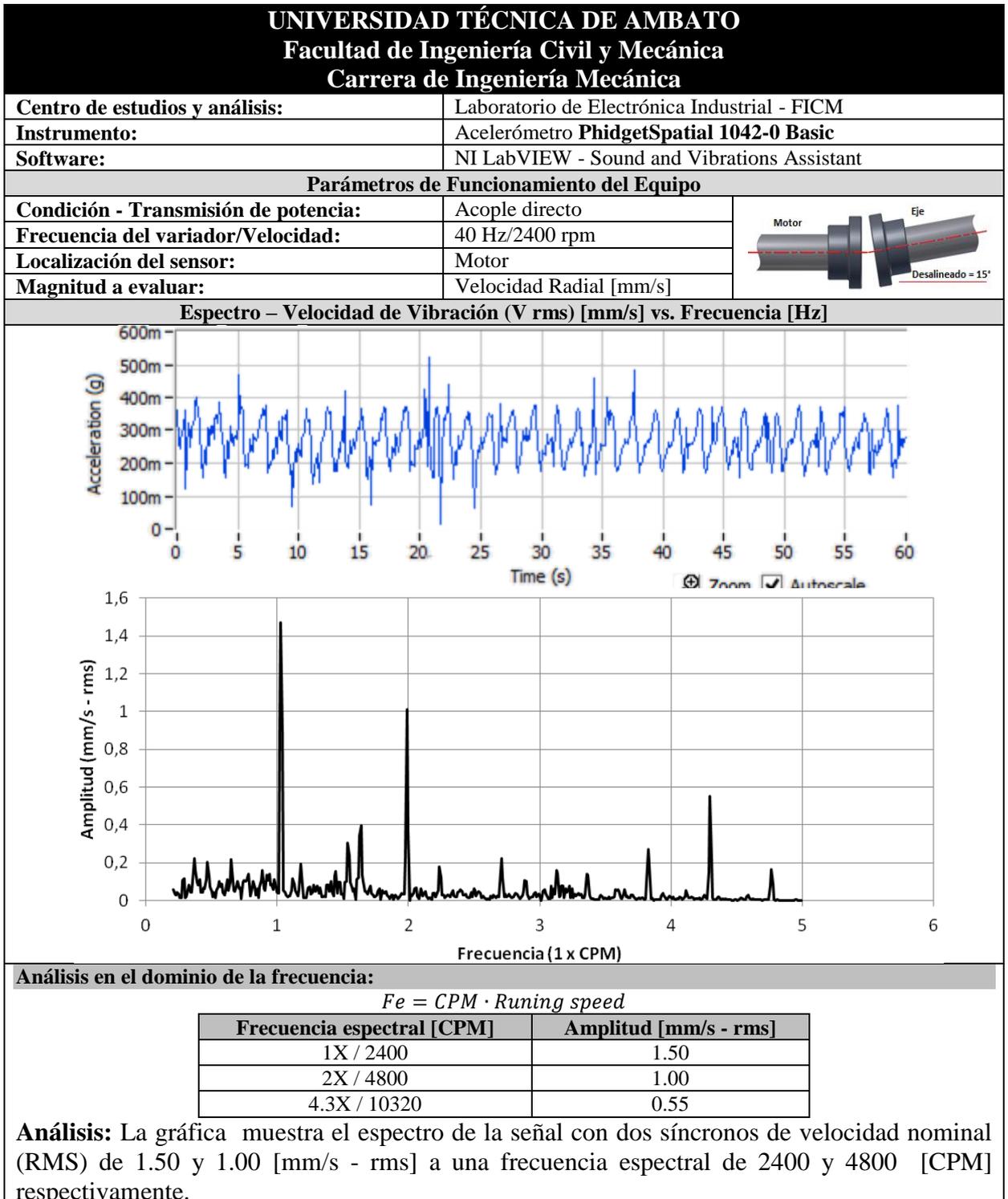
Tabla 4. 19. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.19 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

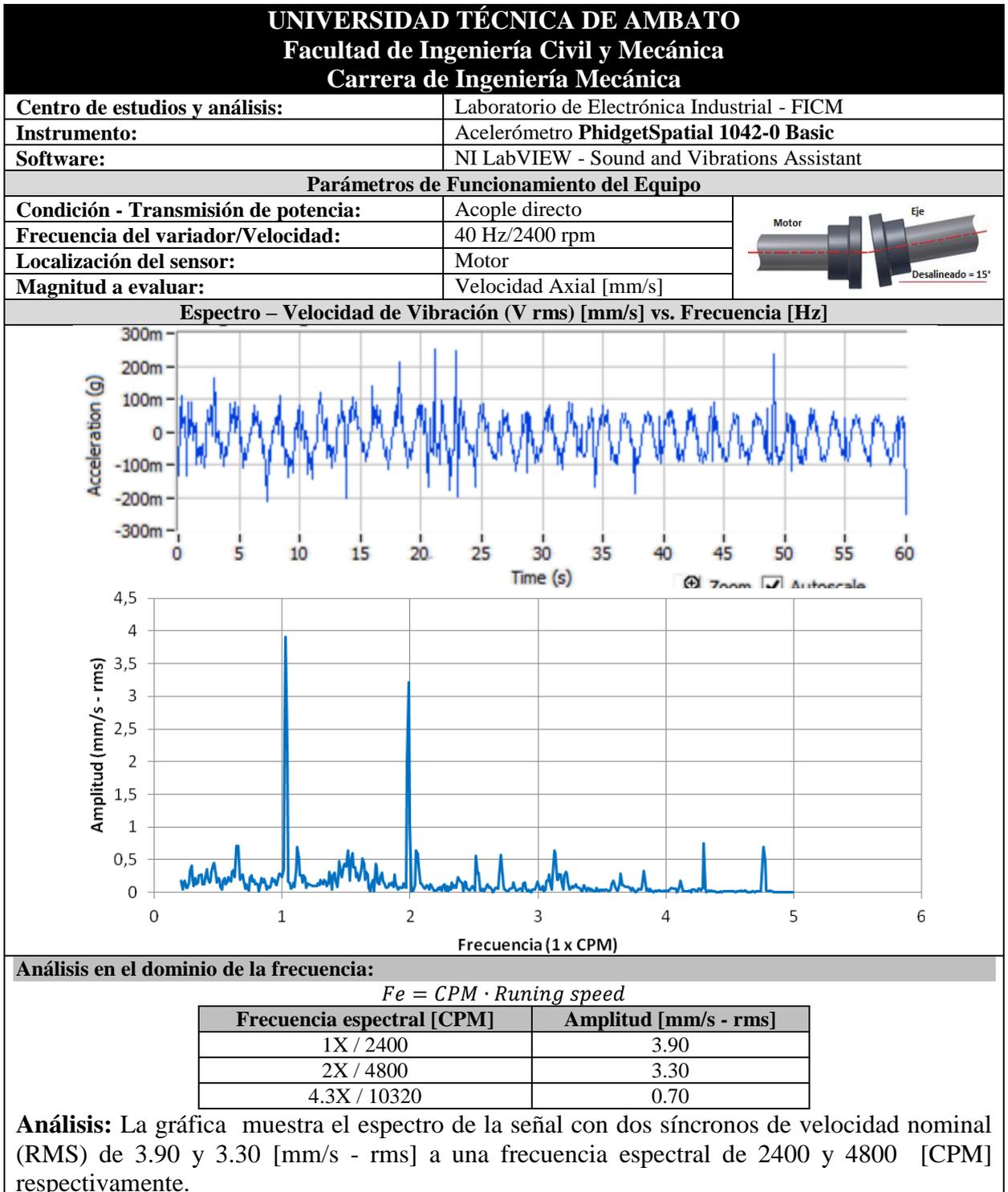
Tabla 4. 20. Espectro de Velocidad Radial - Motor/2400 rpm/Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.20 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

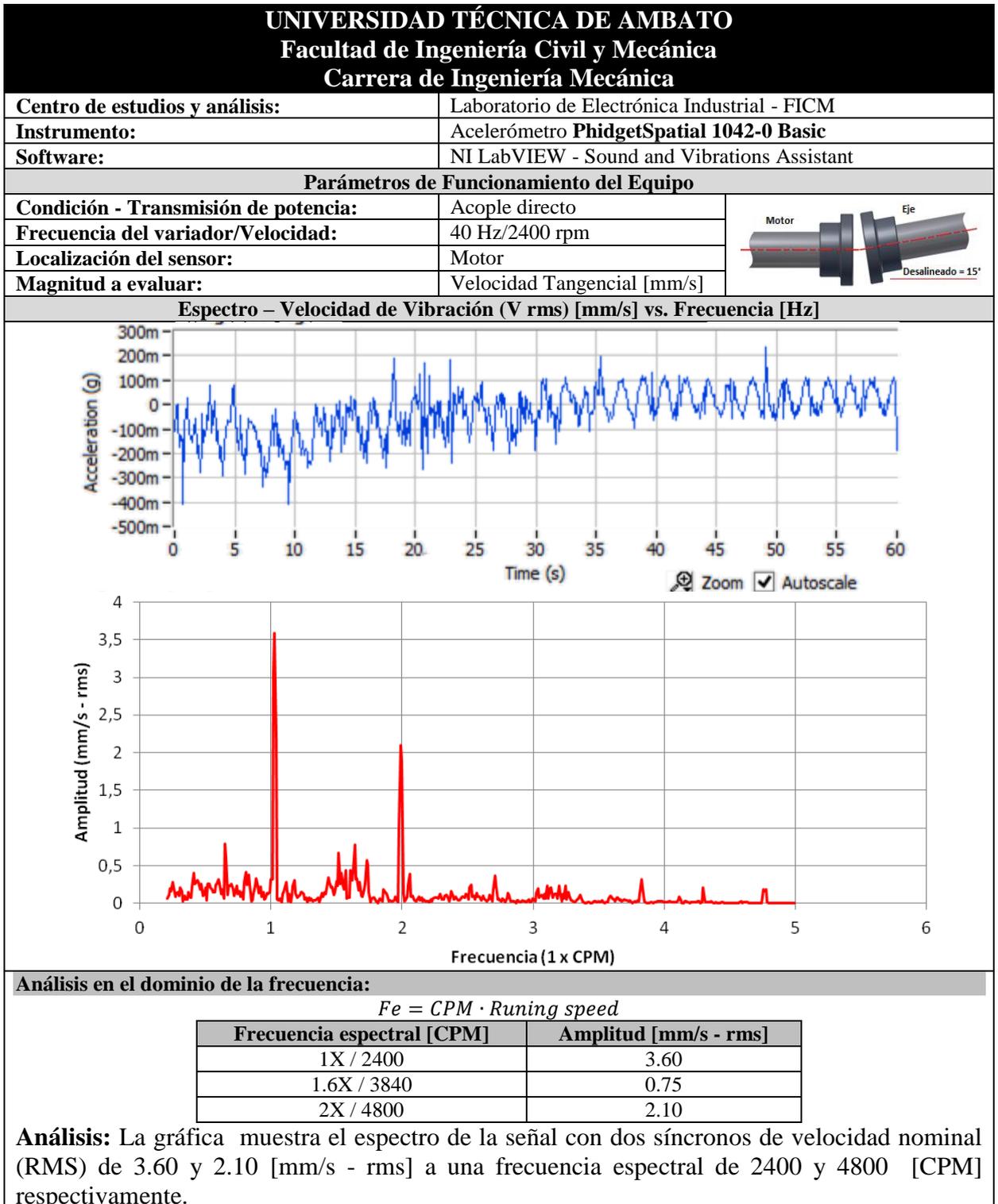
Tabla 4. 21. Espectro de Velocidad Axial - Motor/2400 rpm/Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.21 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

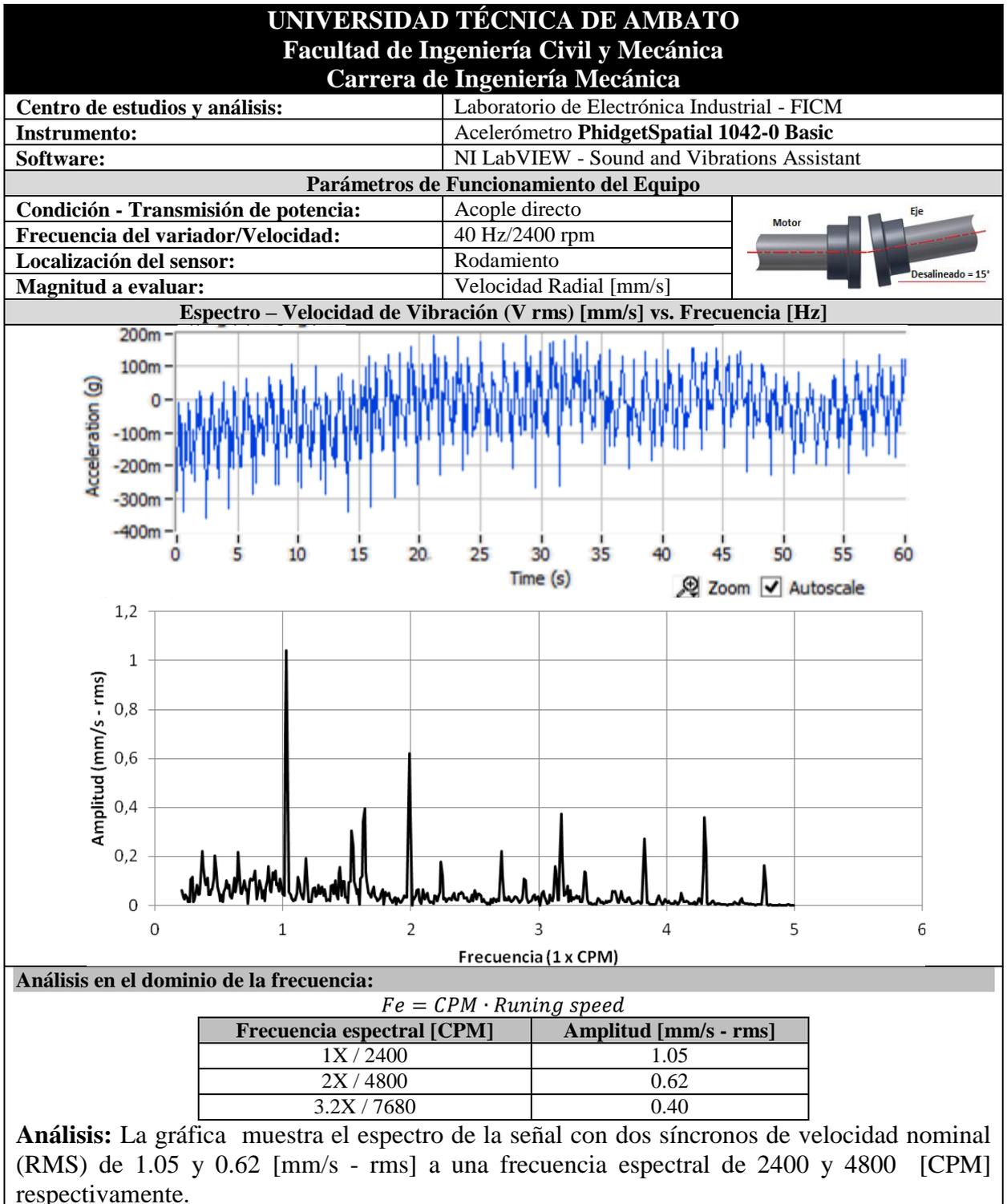
Tabla 4. 22. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/2400 rpm/Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.22 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

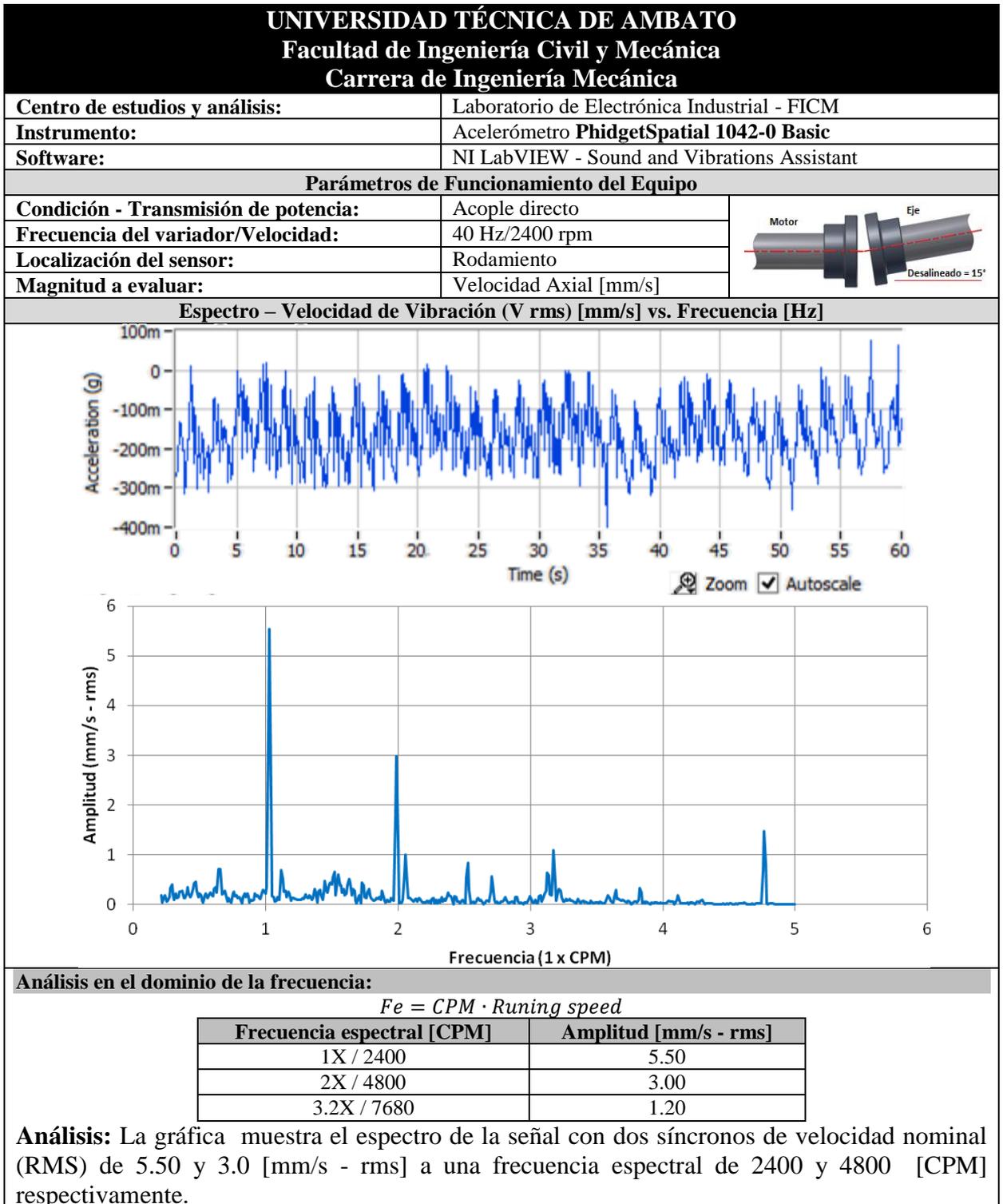
Tabla 4. 23. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.23 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

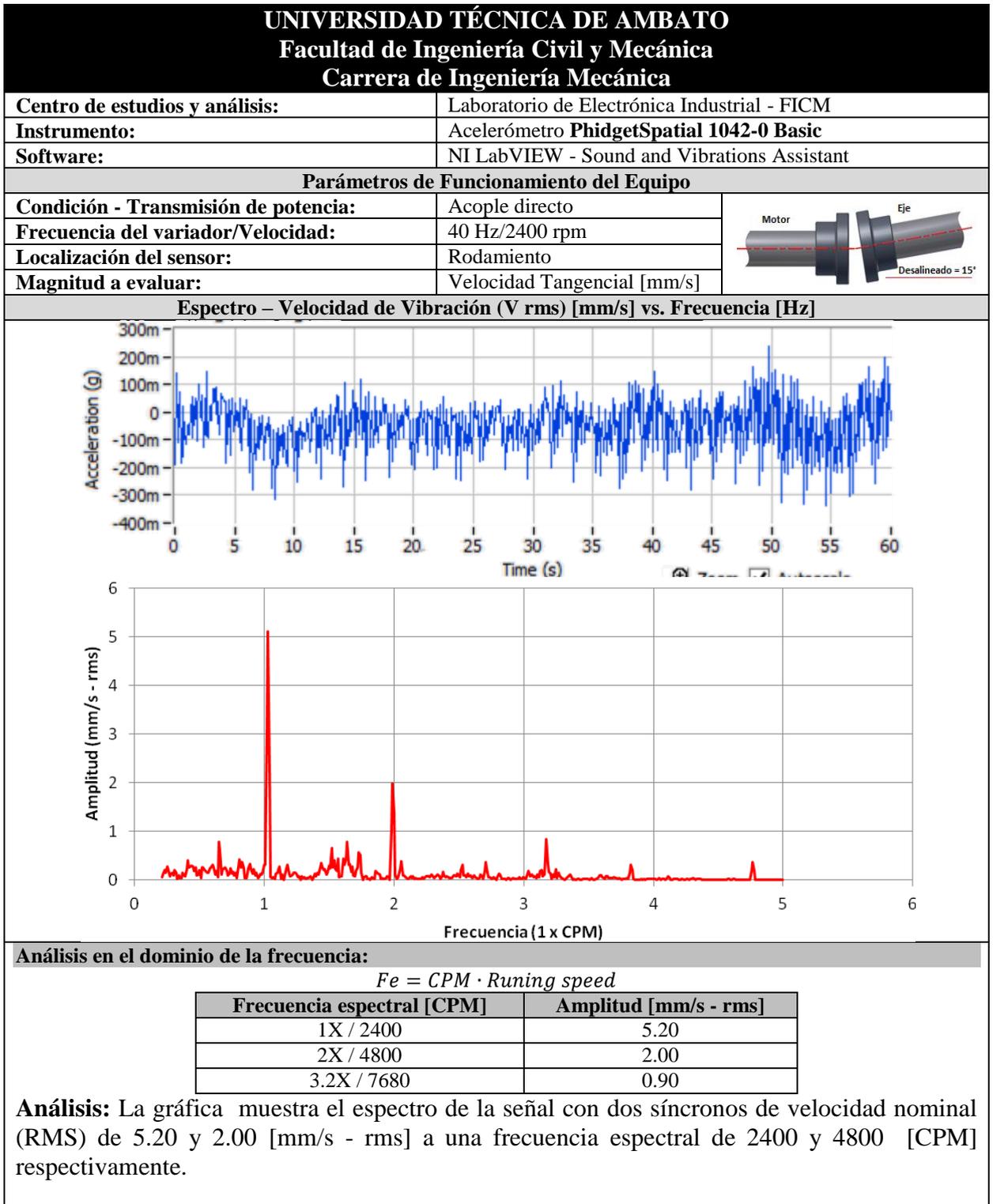
Tabla 4. 24. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.24 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

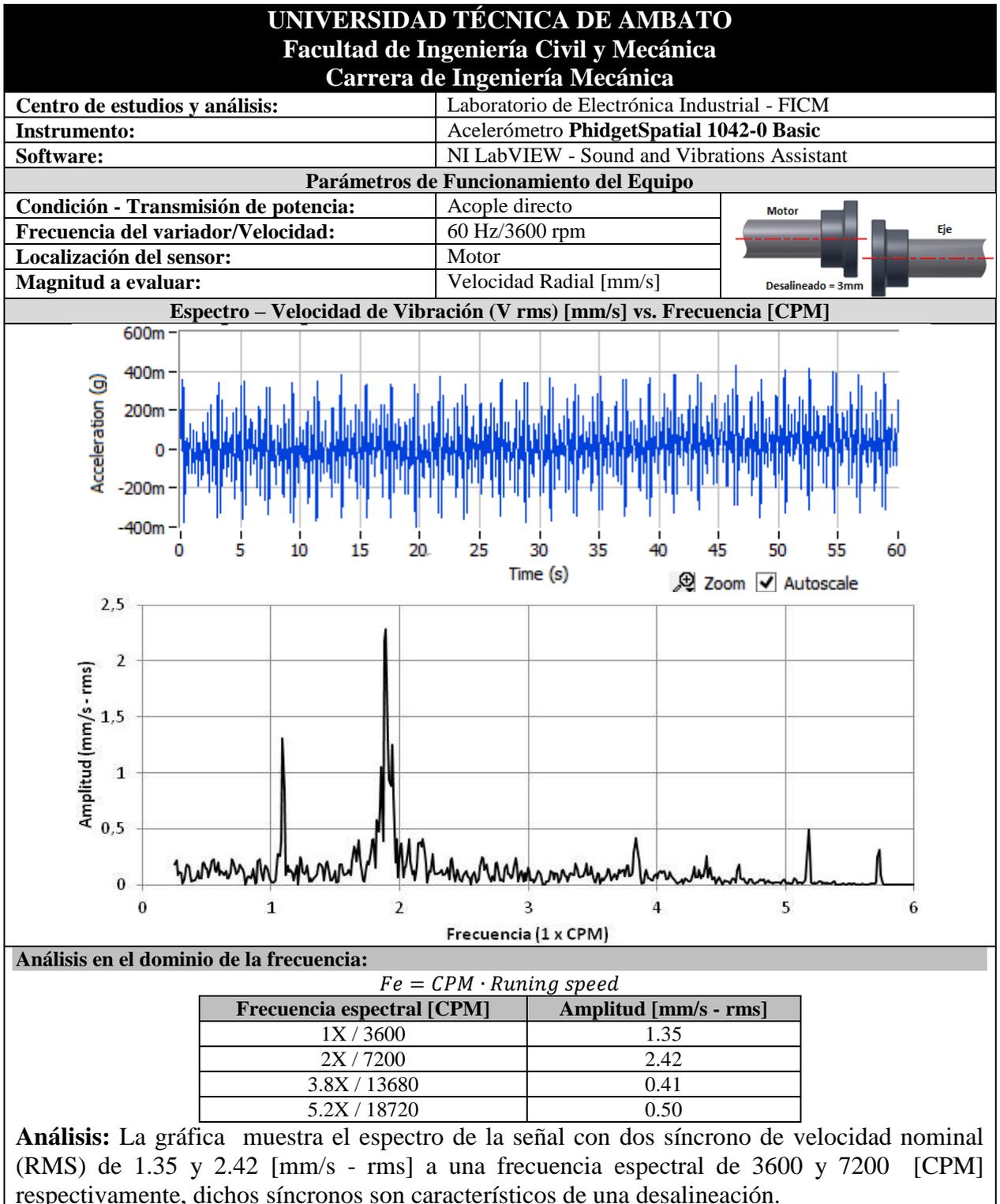
Tabla 4. 25. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/2400 rpm/Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.25 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

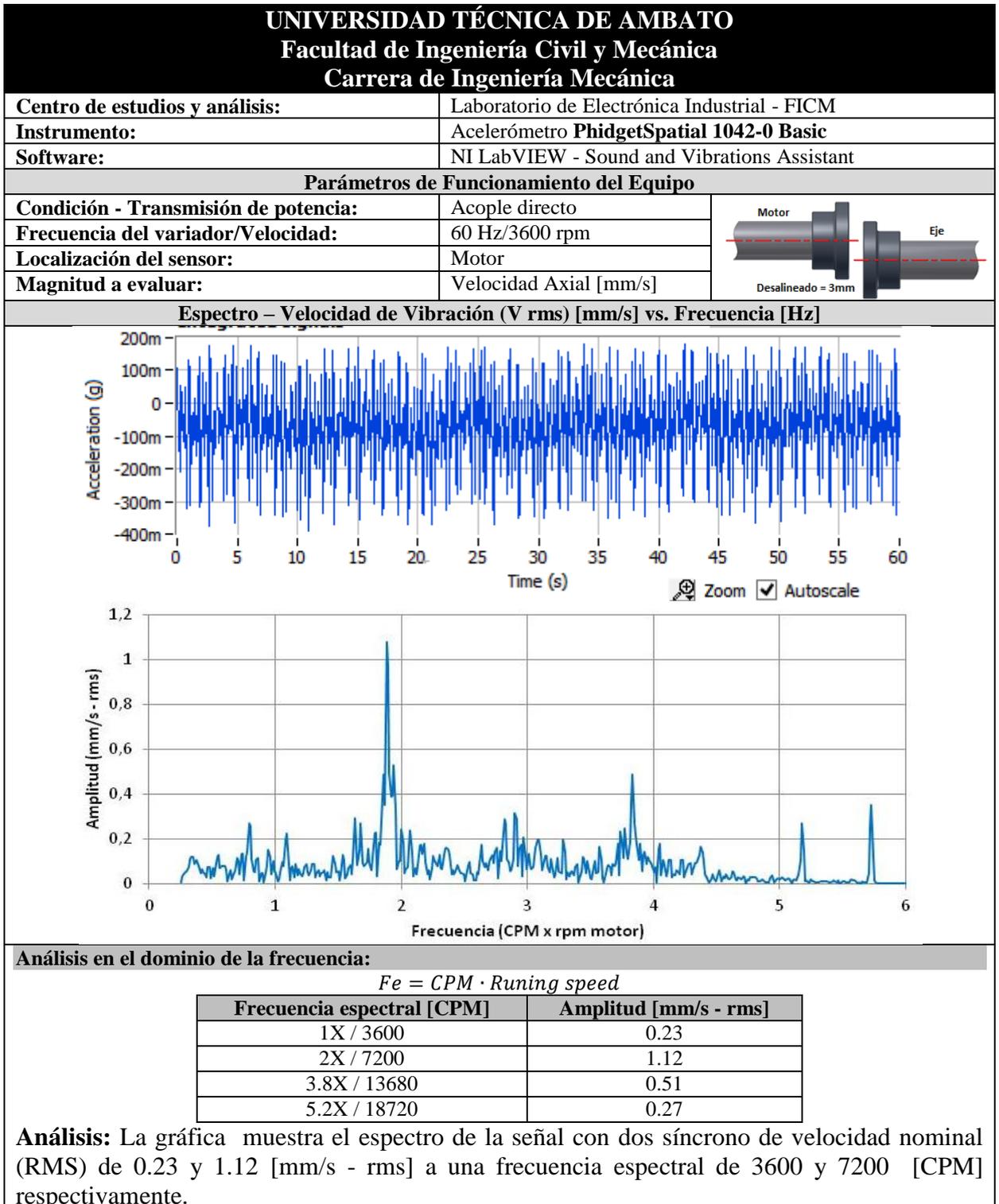
Tabla 4. 26. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.26 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

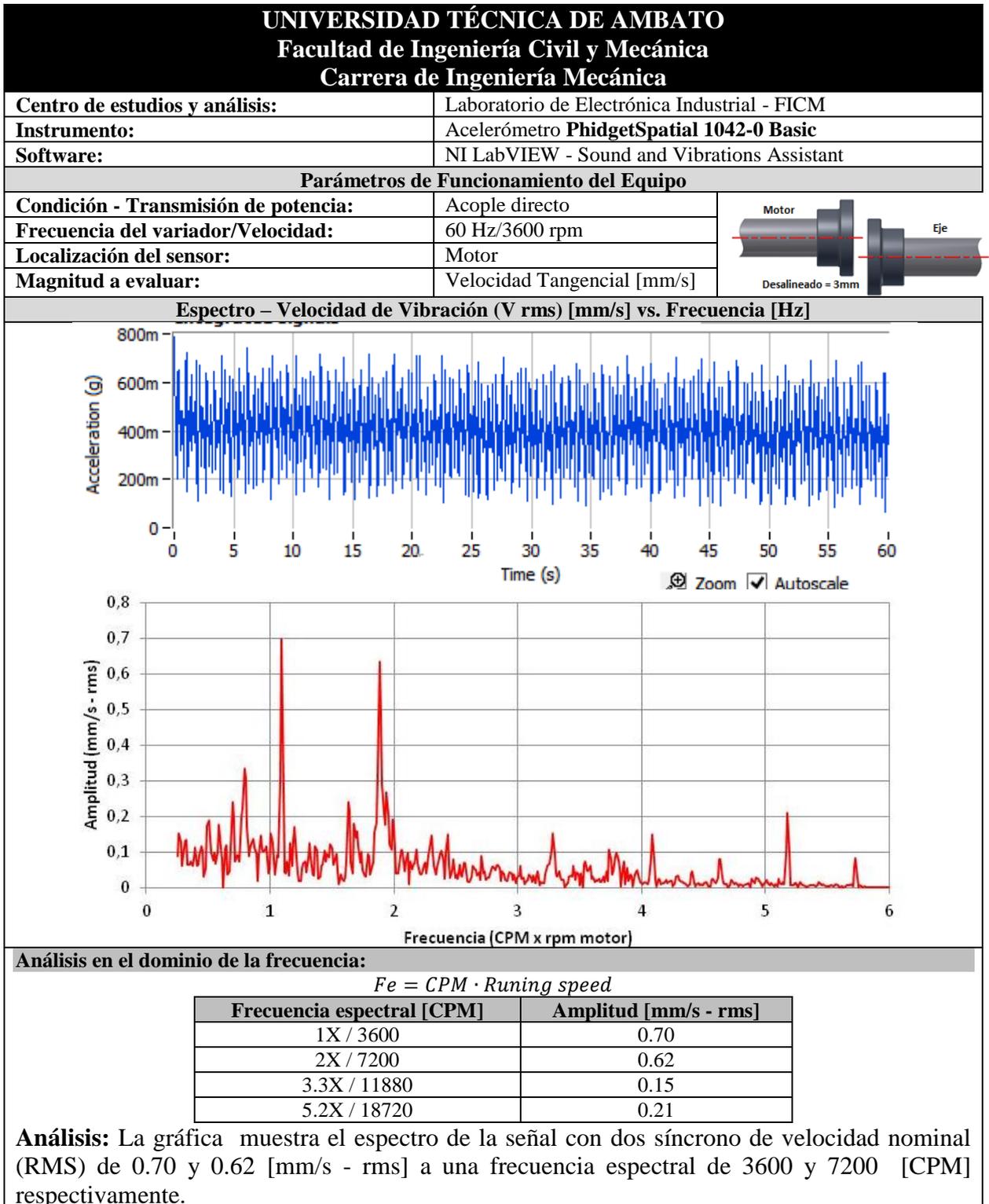
Tabla 4. 27. Espectro de Velocidad Axial - Motor/3600 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.27 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

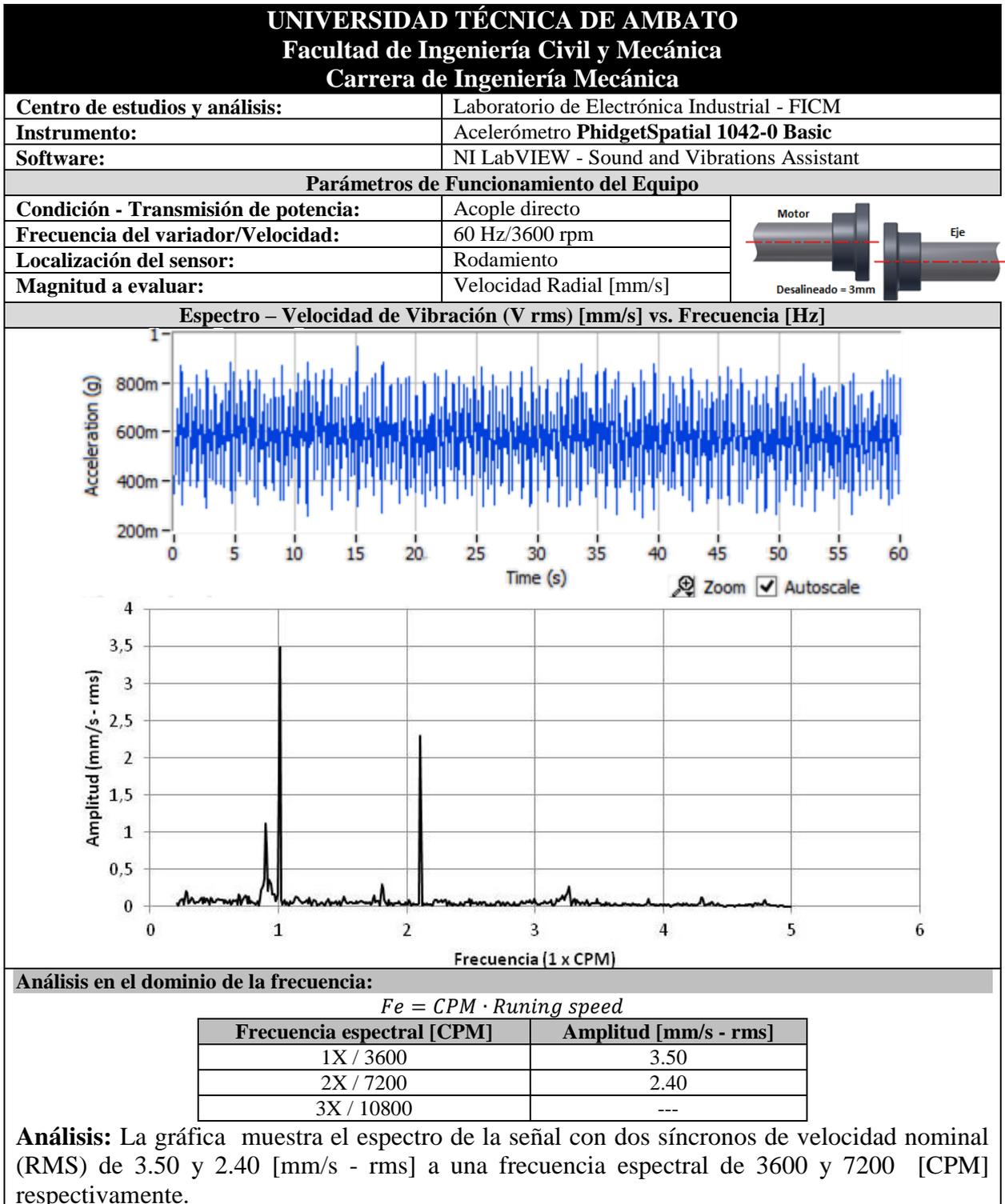
Tabla 4. 28. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.28 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

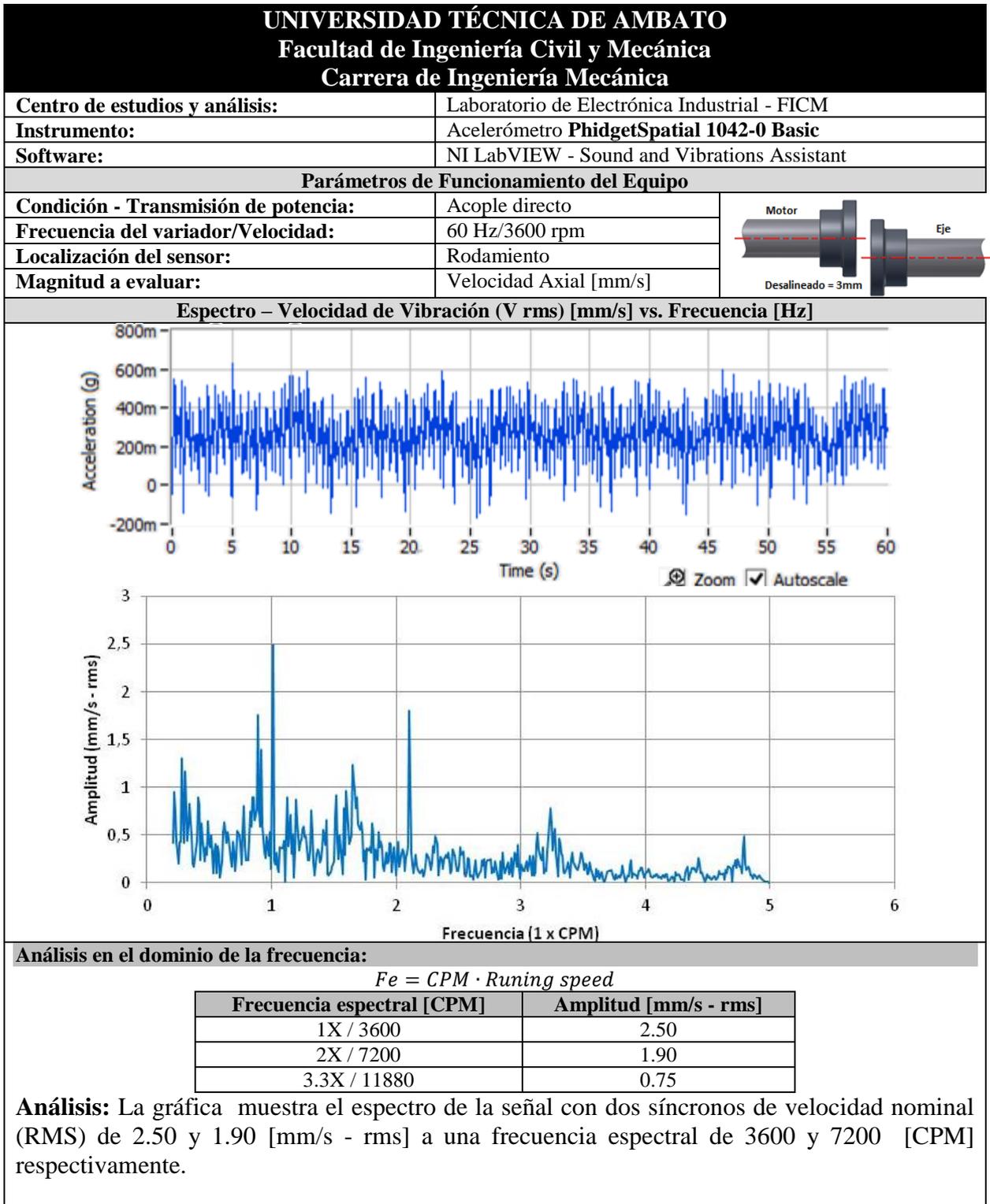
Tabla 4. 29. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/3600 rpm/Desalineado paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.29 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

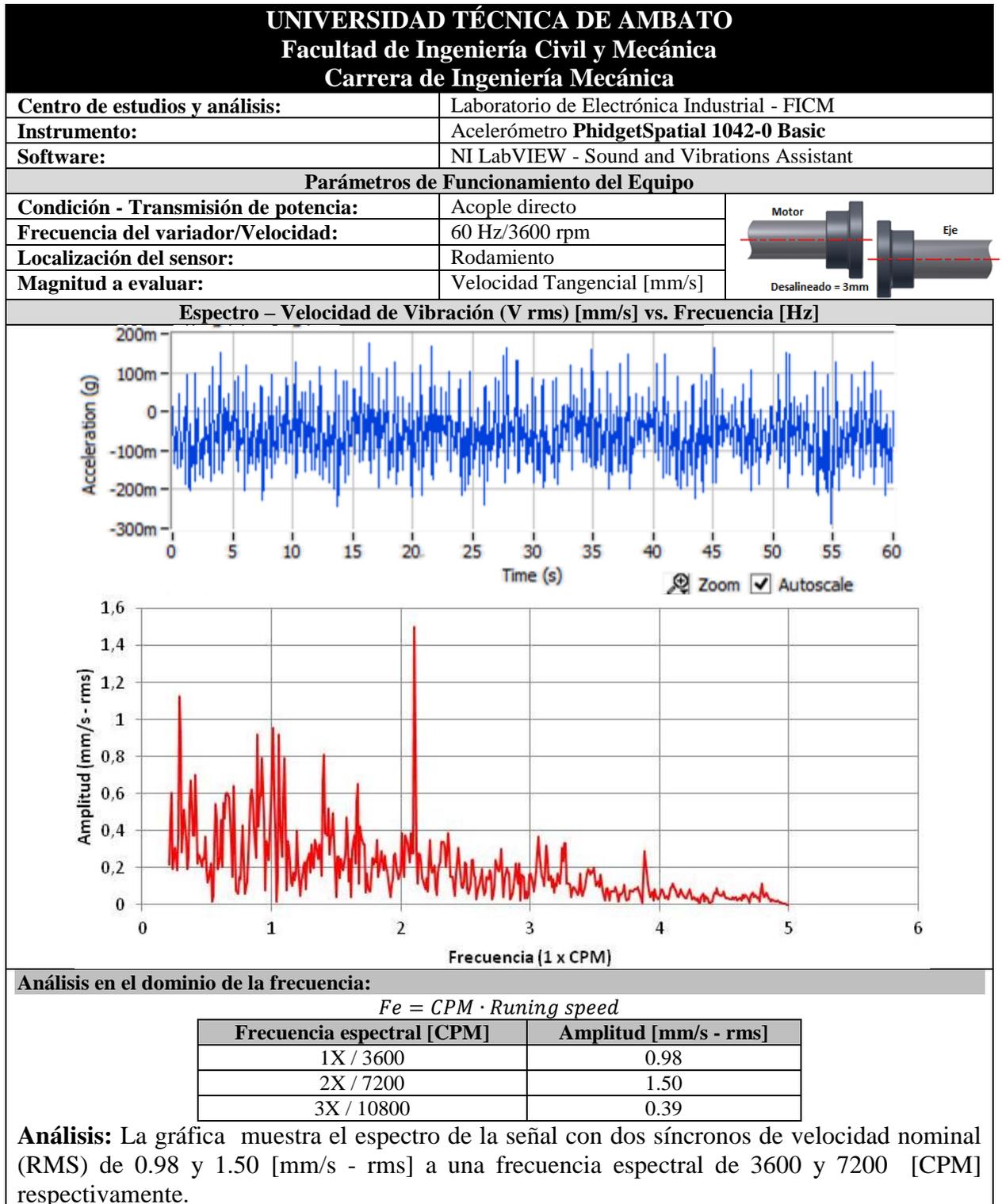
Tabla 4. 30. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/3600 rpm/Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.30 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación paralela y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

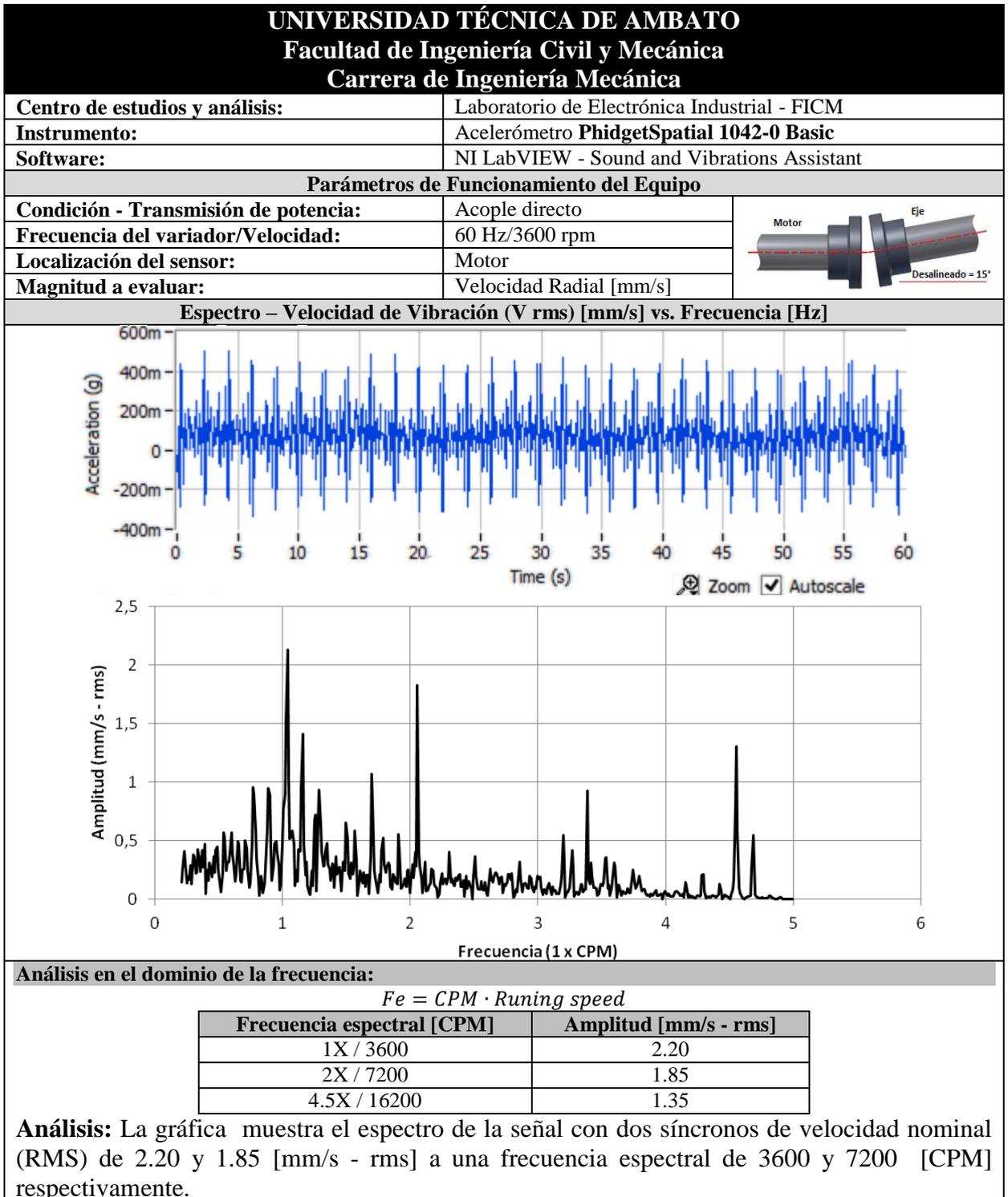
Tabla 4. 31. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Paralelo.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.31 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

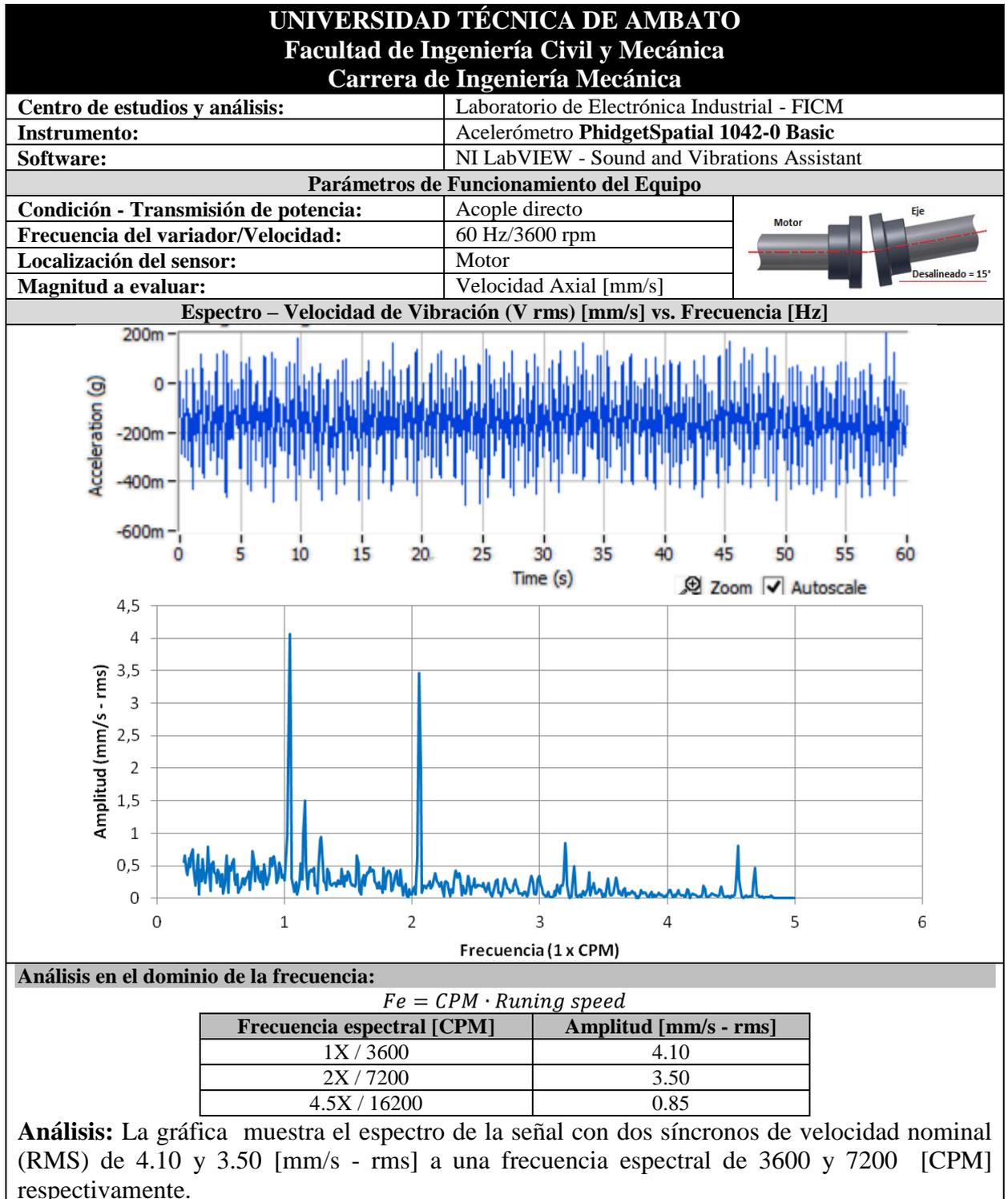
Tabla 4. 32. Espectro de Velocidad Radial - Motor/3600 rpm/ Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.32 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

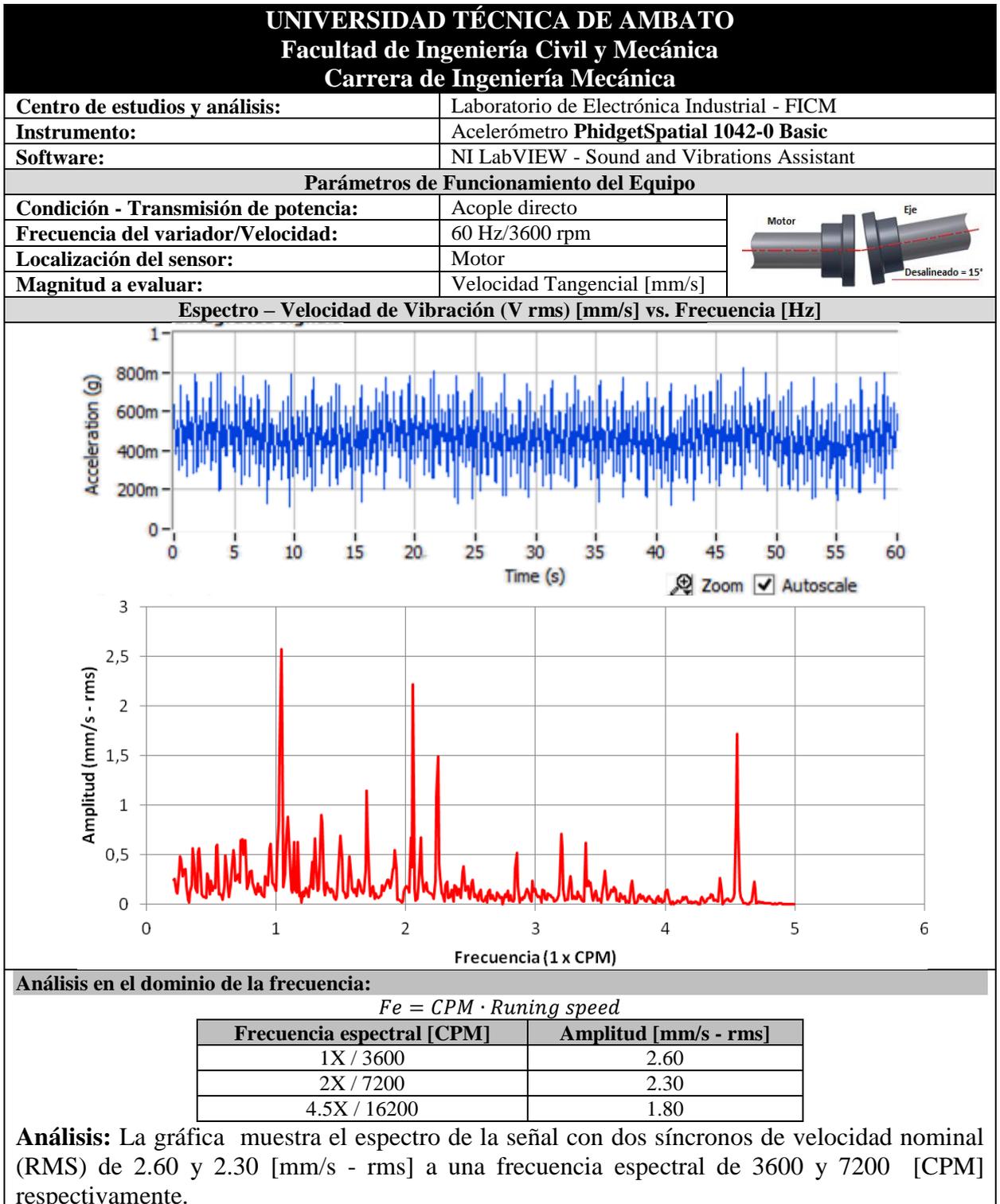
Tabla 4. 33. Espectro de Velocidad Axial - Motor/3600 rpm/ Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.33 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

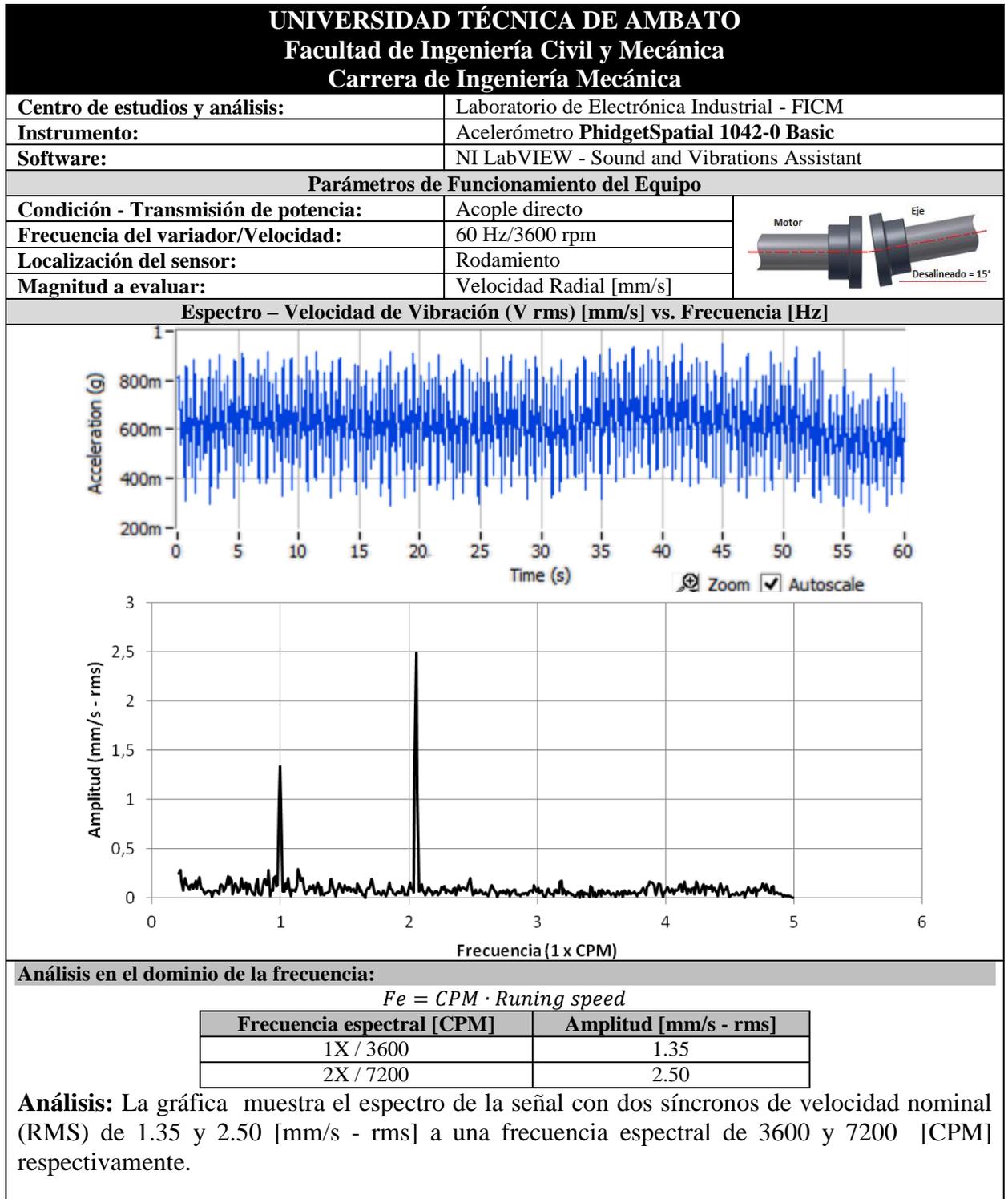
Tabla 4. 34. Espectro de Velocidad Tangencial - Motor/3600 rpm/ Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.34 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

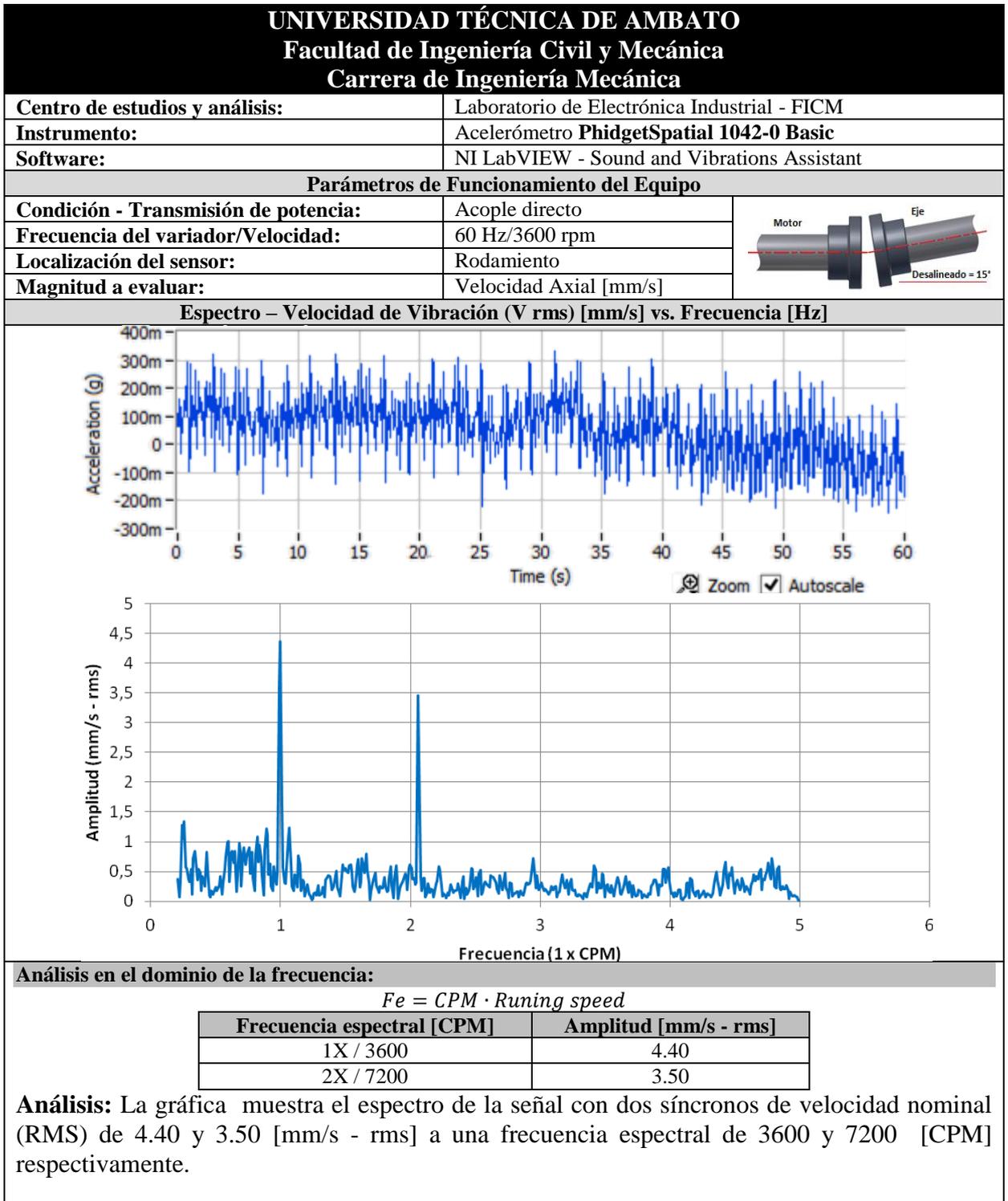
Tabla 4. 35. Espectro de Velocidad Radial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.35 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

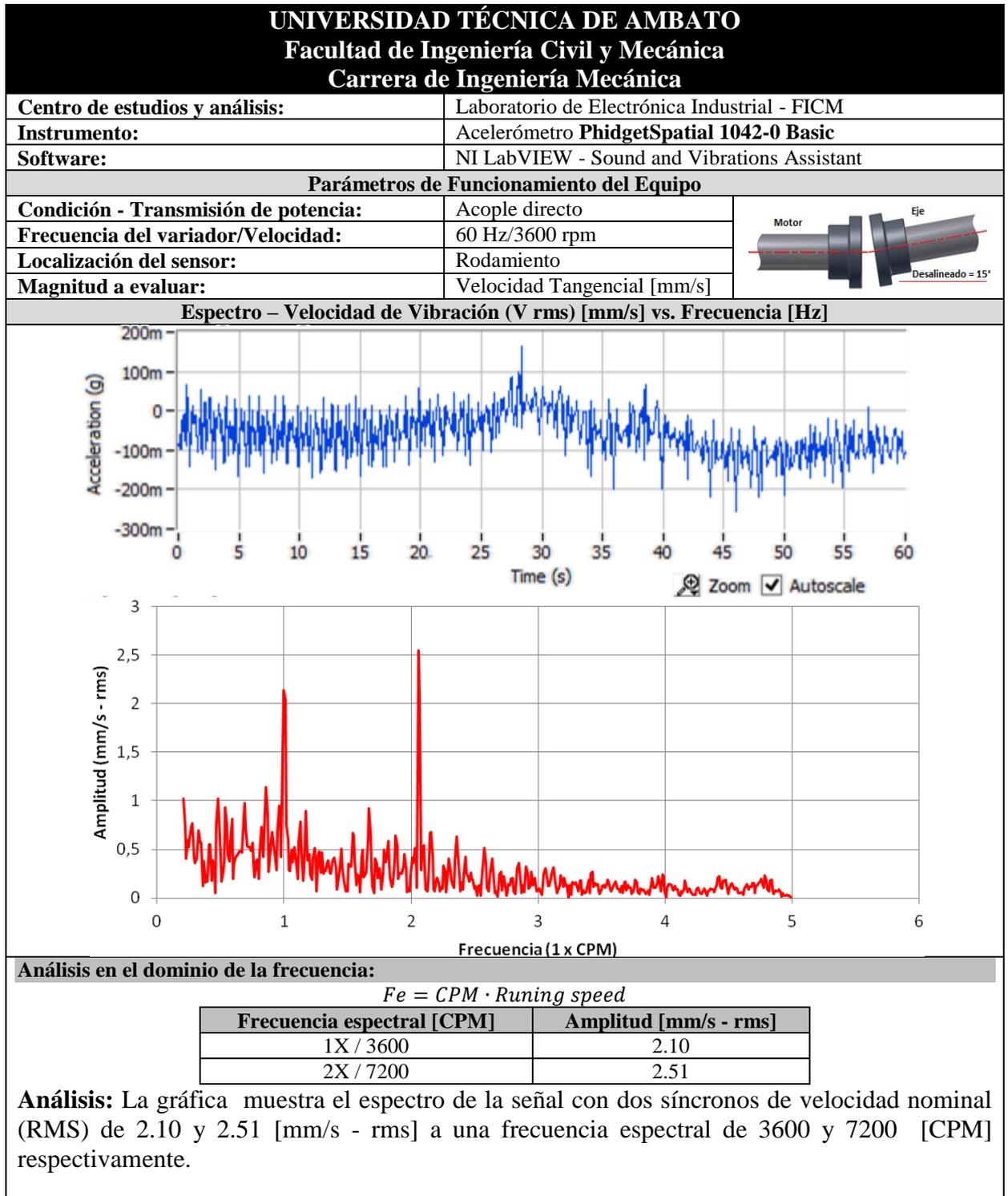
Tabla 4. 36. Espectro de Velocidad Axial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.36 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por una desalineación angular y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

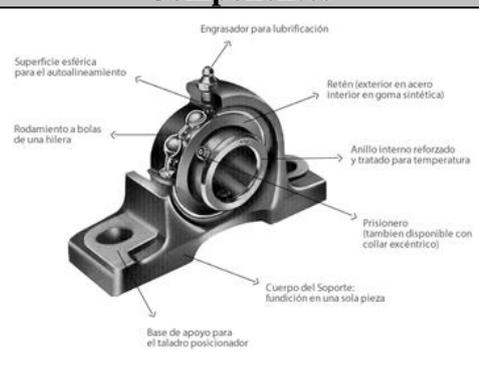
Tabla 4. 37. Espectro de Velocidad Tangencial - Rodamiento/3600 rpm/ Desalineado Angular.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.37 muestra los cálculos de las frecuencias de deterioro de cada elemento mecánico que forma parte de un rodamiento Tipo S rígido de bolas.

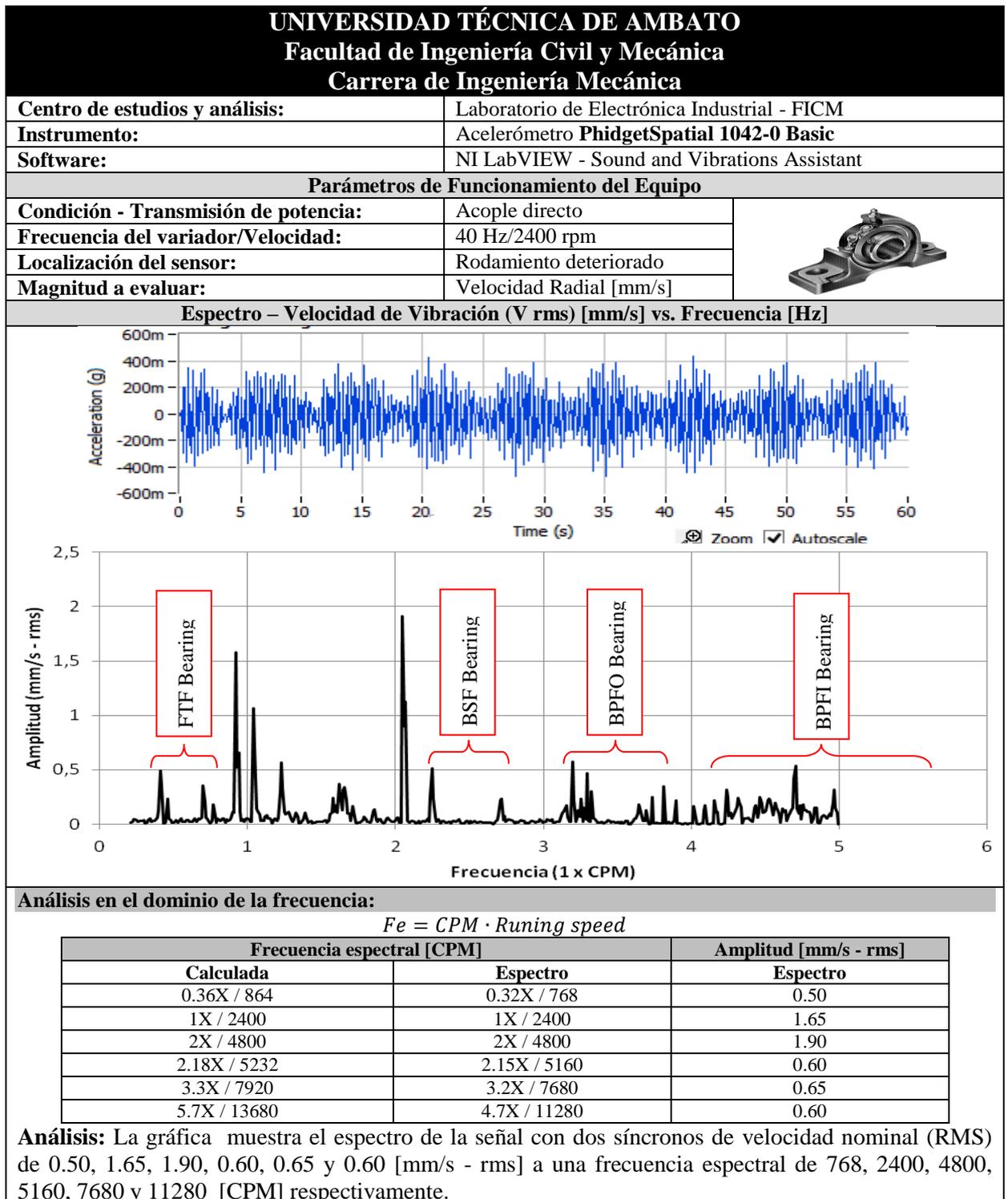
Tabla 4. 38. Frecuencias de Deterioro para Rodamiento Tipo S rígido de bolas.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica Carrera de Ingeniería Mecánica	
Componentes	Especificaciones técnicas
	<p>Rodamiento tipo S para ejes métricos.</p> <p>Diámetro exterior (D): 40 mm.</p> <p>Diámetro interior (d): 12 mm.</p> <p>Ancho (c): 12 mm.</p> <p>Numero de bolas (N_B): 9</p> <p>Capacidad de carga dinámica (C_c): 9.5 KN</p>
Frecuencia fundamental de tren o de deterioro de la jaula (FTF).	
$FTF = \left(\frac{1}{2} - \frac{1.2}{N_B}\right) \cdot RPM = \left(\frac{1}{2} - \frac{1.2}{9}\right) = 0.36 \times rpm$	
Frecuencia de deterioro de los elementos rodantes (BSF).	
$BSF = \frac{1}{2} \left(\frac{N_B}{2} - \frac{1.2}{N_B}\right) \cdot RPM = \frac{1}{2} \left(\frac{9}{2} - \frac{1.2}{9}\right) = 2.18 \times rpm$	
Frecuencia de deterioro de la pista exterior (BPFO).	
$BPFO = \left(\frac{N_B}{2} - 1.2\right) \cdot RPM = \left(\frac{9}{2} - 1.2\right) = 3.3 \times rpm$	
Frecuencia de deterioro de la pista interior (BPFI).	
$BPFI = \left(\frac{N_B}{2} + 1.2\right) \cdot RPM = \left(\frac{9}{2} + 1.2\right) = 5.7 \times rpm$	

Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.38 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por deterioro de rodamiento y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

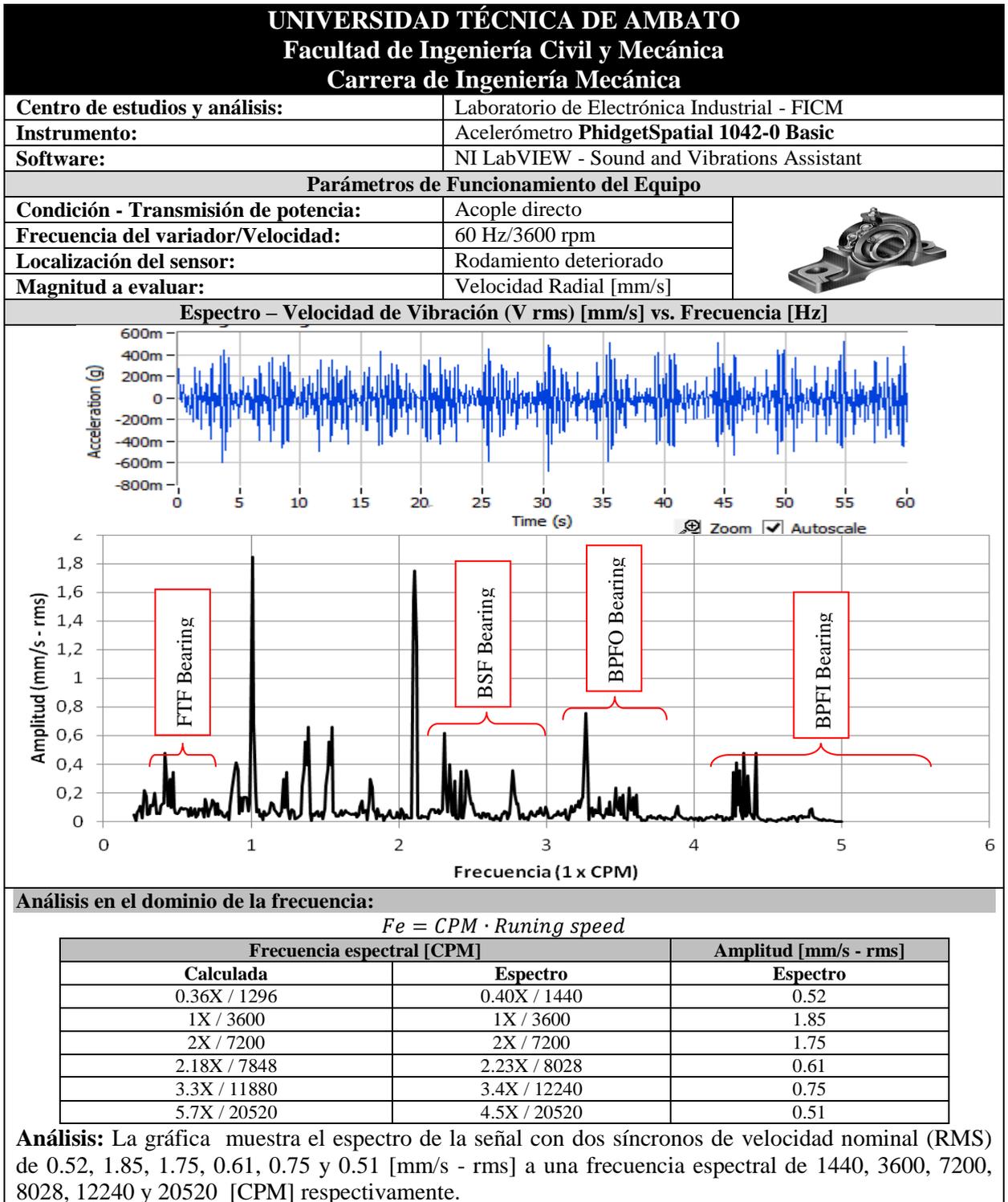
Tabla 4. 39. Espectro de Velocidad Radial – Rodamiento Deteriorado/2400 rpm/ Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 4.39 muestra la forma de onda de aceleración (G) vs tiempo (s) y el espectro de velocidad (mm/s - rms) vs frecuencia (CPM) ocasionadas por deterioro de rodamiento y parámetros de funcionamiento expuestos a continuación.

Tabla 4. 40. Espectro de Velocidad Radial – Rodamiento Deteriorado/3600 rpm/ Alineado.



Fuente: Autor (Aldaz L.)

4.2. INTERPRETACIÓN DE DATOS

4.2.1. PICOS ESPECTRALES DE VELOCIDAD DE VIBRACIÓN (mm/s - rms).

La tabla 4.40 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado paralelo respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 41. Picos de Velocidad – Motor/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Motor 40 Hz/ 2400 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Paralelo	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	0.46	1X	0.80
	2X	0.70	2X	1.75
	3X	--	3X	--
Axial	1X	0.71	1X	1.00
	2X	0.18	2X	0.50
	3X	--	3X	--
Tangencial	1X	0.73	1X	1.05
	2X	0.12	2X	0.40
	3X	--	3X	--

Fuente: Autor (Aldaz L.)

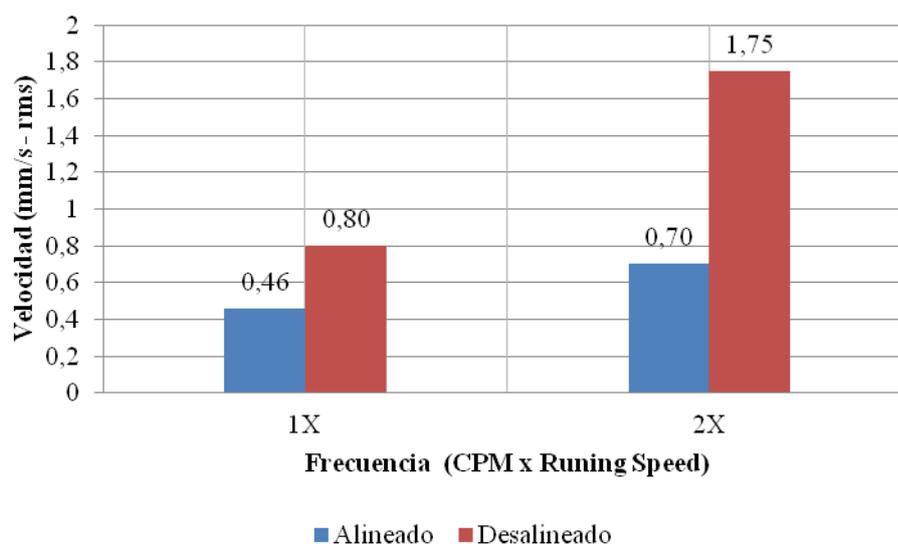


Figura 4. 3. Picos de Velocidad Radial – Motor/2400 rpm/ /Alineado vs Desalineado Paralelo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.3. Muestra claramente la magnitud de la velocidad radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación paralela, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 0.46 y 0.70 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 0.80 y 1.75, se presenta un incremento de 0.34 y 1.05(mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos de amplitud en el eje radial mayores con relación a los generados por una desalineación angular.

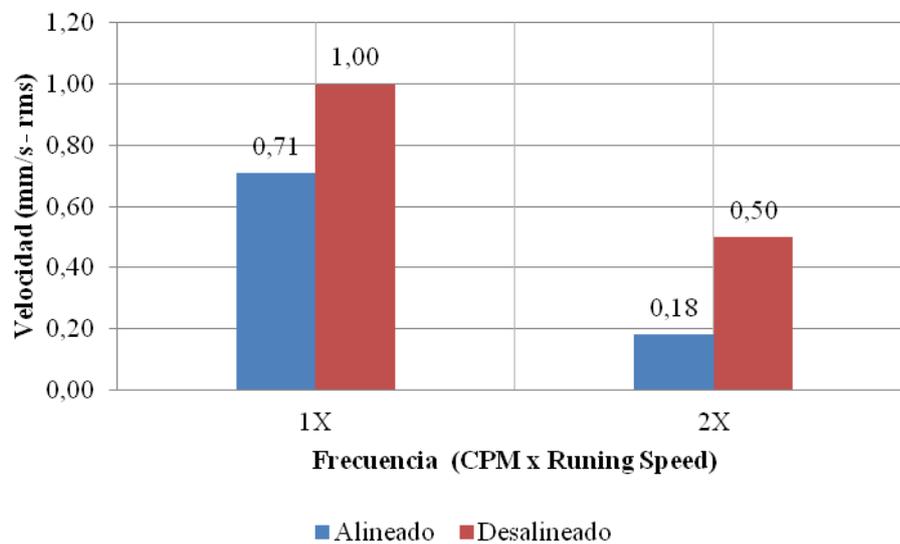


Figura 4. 4. Picos de Velocidad Axial – Motor/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.4. Muestra claramente la magnitud de la velocidad axial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 0.71 y 0.18 en relación a la condición de desalineamiento paralelo que presenta picos relativamente altos de 1.00 y 0.50, se presenta un incremento de 0.29 y 0.32 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos

de amplitud en el eje axial menores con relación a los generados por una desalineación angular.

La tabla 4.41 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado angular respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 42. Picos de Velocidad – Motor/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Motor 40 Hz/ 2400 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Angular	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	0.46	1X	1.50
	2X	0.70	2X	1.00
	3X	--	3X	---
Axial	1X	0.71	1X	3.90
	2X	0.18	2X	3.30
	3X	--	3X	---
Tangencial	1X	0.73	1X	3.60
	2X	0.12	2X	2.10
	3X	--	3X	---

Fuente: Autor (Aldaz L.)

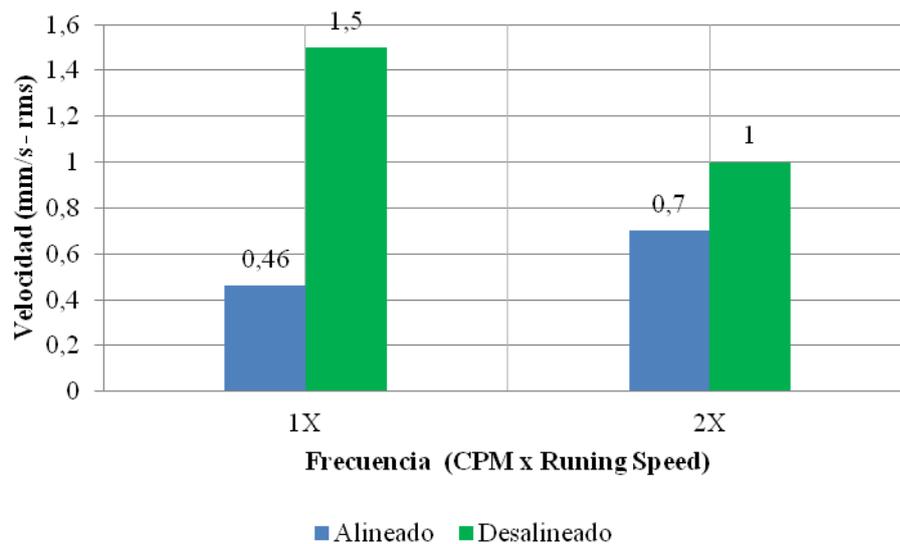


Figura 4.5. Picos de Velocidad Radial – Motor/2400 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.5 Muestra la magnitud de la velocidad radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 0.46 y 0.70 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 1.50 y 1.00, se presenta un incremento de 1.04 y 0.3 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente, se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje radial menores con relación a los generados por una desalineación paralela.

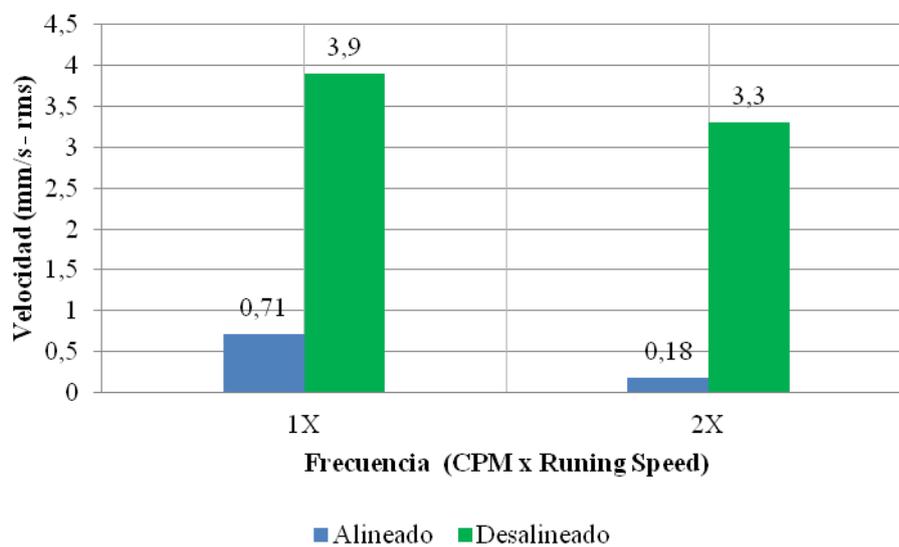


Figura 4. 6. Picos de Velocidad Axial – Motor/2400 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.6. Muestra la magnitud de la velocidad Axial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 0.71 y 0.18 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 3.90 y 3.30, se presenta un incremento de 3.19 y 3.12 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente, se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje axial mayores con relación a los generados por una desalineación paralela.

La tabla 4.42 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado paralelo respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 43. Picos de Velocidad – Motor/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Motor 60 Hz/ 3600 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Paralelo	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	0.40	1X	1.35
	2X	0.80	2X	2.42
	3X	--	3X	--
Axial	1X	0.25	1X	0.33
	2X	0.98	2X	1.12
	3X	--	3X	--
Tangencial	1X	0.49	1X	0.70
	2X	0.63	2X	0.62
	3X	--	3X	--

Fuente: Autor (Aldaz L.)

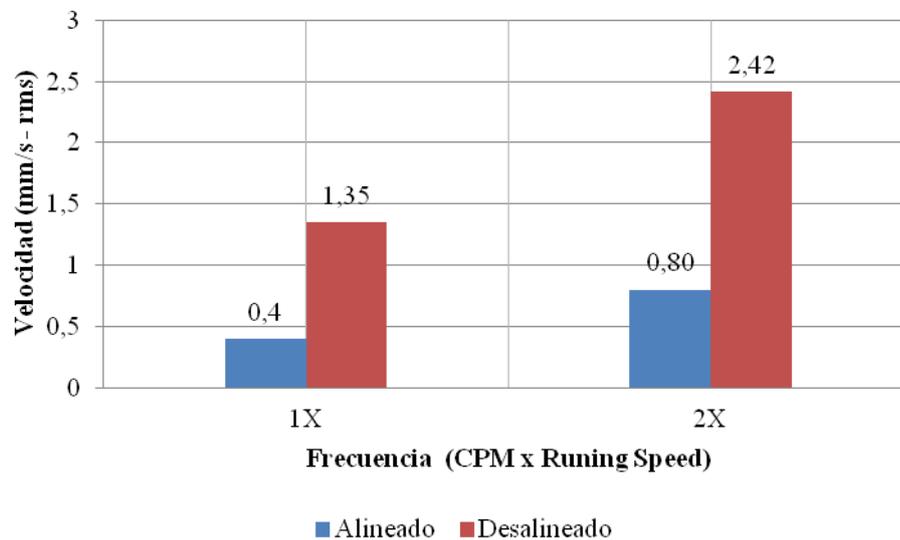


Figura 4. 7. Picos de Velocidad Radial – Motor/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.7. Muestra claramente la magnitud de la velocidad radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación paralela, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 0.4 y 0.80 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 1.35 y 4.42, se presenta un incremento de 0.95 y 1.62(mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos de amplitud en el eje radial mayores con relación a los generados por una desalineación angular.

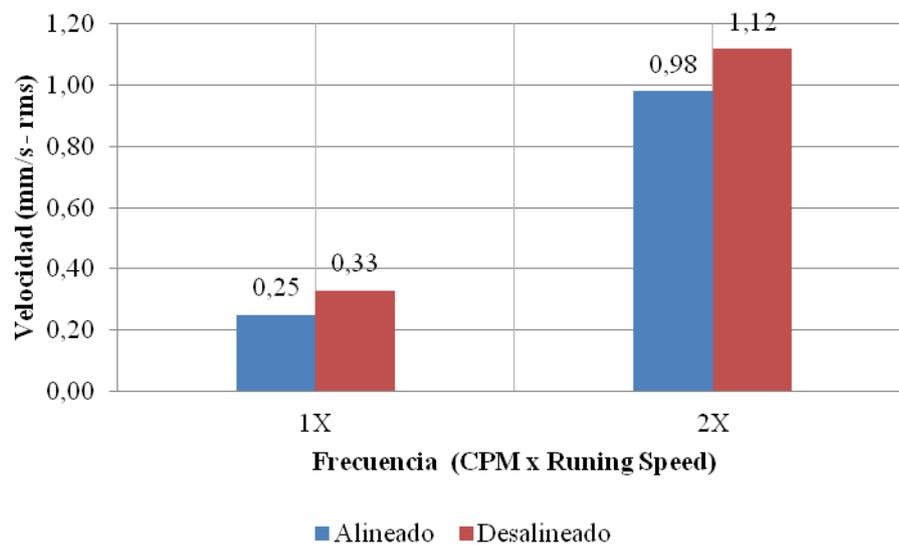


Figura 4. 8. Picos de Velocidad Axial – Motor/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.8. Muestra claramente la magnitud de la velocidad axial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 0.25 y 0.98 en relación a la condición de desalineamiento angular que presenta picos relativamente poco altos de 0.33 y 1.12, se presenta un incremento de 0.08 y 0.14 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos

de amplitud en el eje axial menores con relación a los generados por una desalineación angular.

La tabla 4.43 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado angular respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 43. Picos de Velocidad – Motor/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Motor 60 Hz/ 3600 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Angular	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	0.40	1X	2.20
	2X	0.80	2X	1.85
	3X	--	3X	---
Axial	1X	0.25	1X	4.10
	2X	0.98	2X	3.50
	3X	--	3X	---
Tangencial	1X	0.49	1X	2.60
	2X	0.63	2X	2.30
	3X	--	3X	---

Fuente: Autor (Aldaz L.)

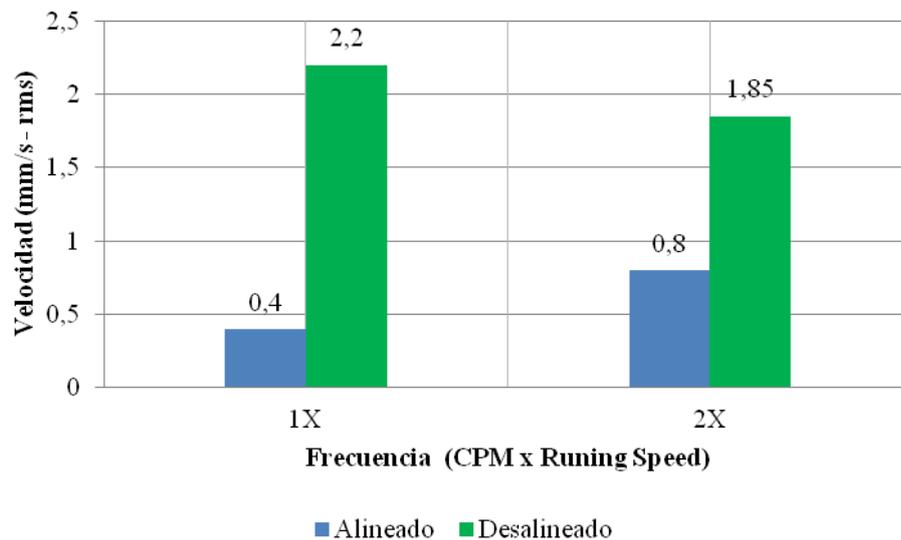


Figura 4. 9. Picos de Velocidad Radial – Motor/3600 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.9. Muestra la magnitud de la velocidad Radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 0.40 y 0.80 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 2.20 y 1.85, se presenta un incremento de 1.8 y 1.05 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente, se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje radial menores con relación a los generados por una desalineación paralela.

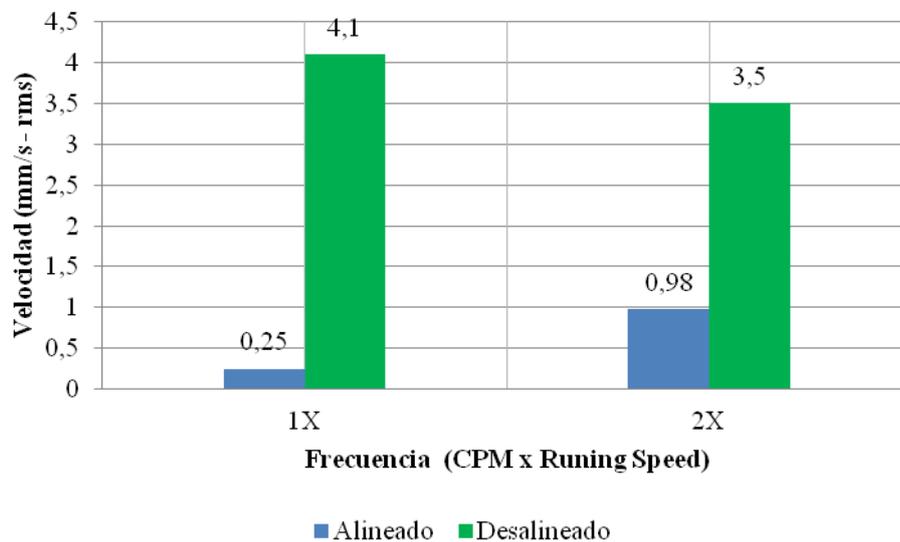


Figura 4. 10. Picos de Velocidad Axial – Motor/3600 rpm/ /Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.10. Muestra la magnitud de la velocidad Axial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 0.25 y 0.98 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 2.20 y 1.85, se presenta un incremento de 4.10 y 3.50 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente,

se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje axial mayores con relación a los generados por una desalineación paralela.

La tabla 4.43 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado paralelo respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 44. Picos de Velocidad – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Rodamiento 40 Hz/ 2400 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Paralelo	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	0.90	1X	1.50
	2X	1.22	2X	2.80
	3X	--	3X	--
Axial	1X	1.22	1X	4.60
	2X	1.10	2X	4.30
	3X	--	3X	--
Tangencial	1X	1.05	1X	3.50
	2X	1.10	2X	1.10
	3X	--	3X	--

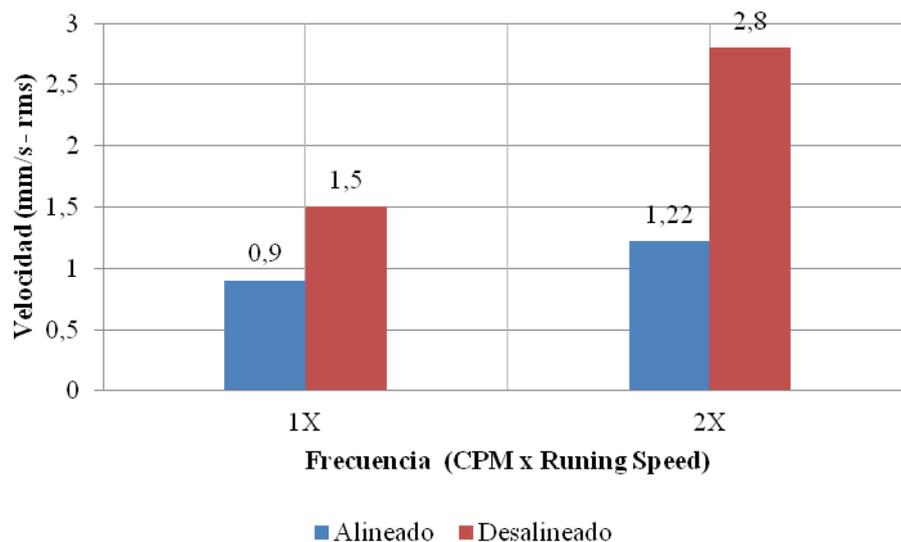


Figura 4. 11. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.11. Muestra claramente la magnitud de la velocidad radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación paralela, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 0.90 y 1.22 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 1.50 y 2.80, se presenta un incremento de 0.6 y 1.58 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos de amplitud en el eje radial mayores con relación a los generados por una desalineación angular.

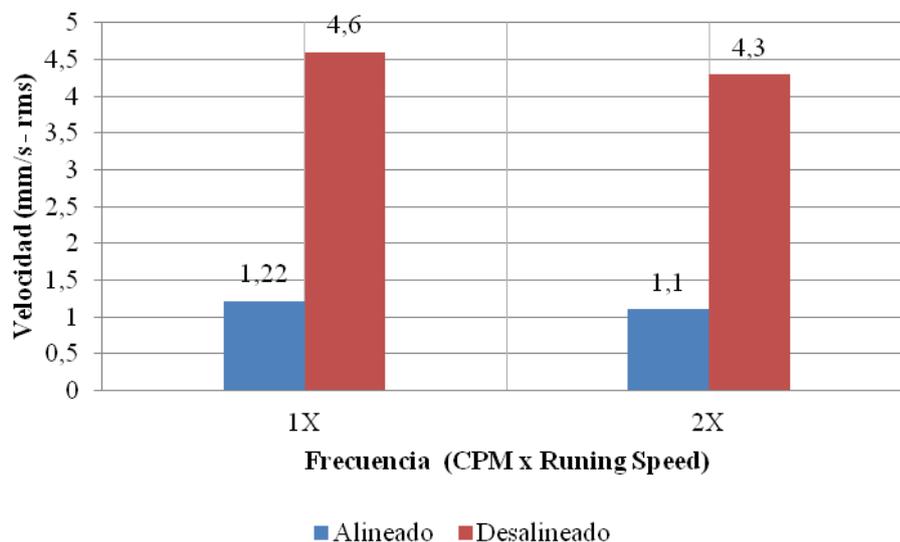


Figura 4. 12. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.12. Muestra claramente la magnitud de la velocidad axial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 1.22 y 1.10 en relación a la condición de desalineamiento angular que presenta picos relativamente altos de 4.60 y 4.30 , se presenta un incremento de 3.38 y 3.20 (mm/s - rms) a 1X y 2X

respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos de amplitud en el eje axial menores con relación a los generados por una desalineación angular.

La tabla 4.44 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado angular respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 45. Picos de Velocidad – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Rodamiento 40 Hz/ 2400 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Angular	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	0.90	1X	1.05
	2X	1.22	2X	0.62
	3X	--	3X	---
Axial	1X	1.22	1X	5.50
	2X	1.10	2X	3.00
	3X	--	3X	---
Tangencial	1X	1.05	1X	5.20
	2X	1.10	2X	2.00
	3X	--	3X	---

Fuente: Autor (Aldaz L.)

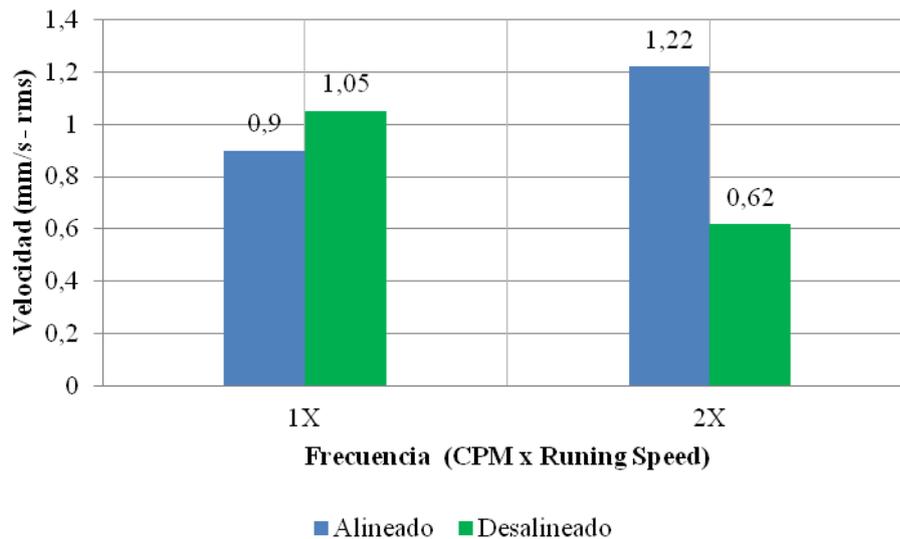


Figura 4. 13. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.13. Muestra la magnitud de la velocidad Radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 0.90 y 1.22 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 1.05 y 0.62, se presenta un incremento de 0.15 y -0.60 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente, se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje radial menores con relación a los generados por una desalineación paralela.

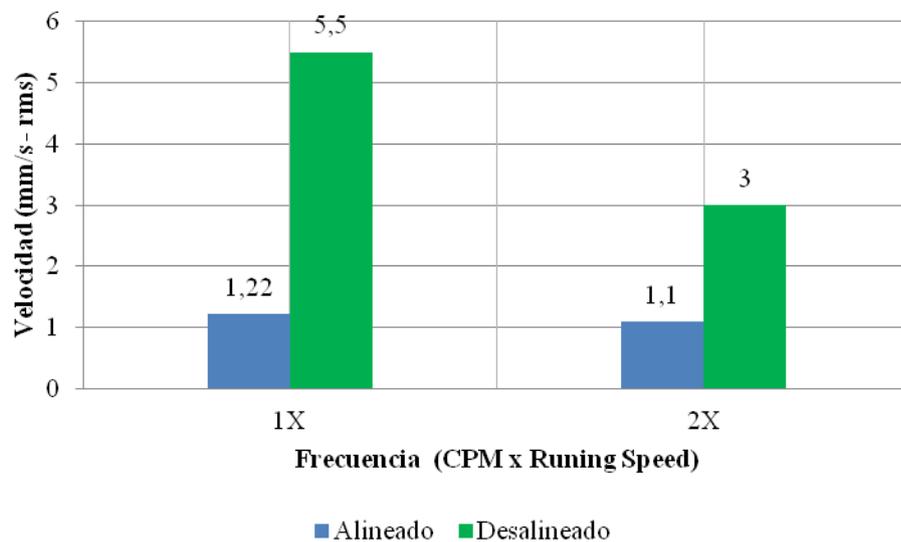


Figura 4. 14. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.14. Muestra la magnitud de la velocidad Radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 1.22 y 1.10 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 5.50 y 3.00, se presenta un incremento de 4.30 y 1.90 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente,

se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje axial mayores con relación a los generados por una desalineación paralela.

La tabla 4.45 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado paralelo respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 46. Picos de Velocidad – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Rodamiento 60 Hz/ 3600 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Paralelo	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	1.10	1X	3.50
	2X	1.30	2X	2.40
	3X	--	3X	--
Axial	1X	1.75	1X	2.50
	2X	0.90	2X	1.90
	3X	--	3X	--
Tangencial	1X	0.95	1X	0.98
	2X	0.60	2X	1.50
	3X	--	3X	--

Fuente: Autor (Aldaz L.)

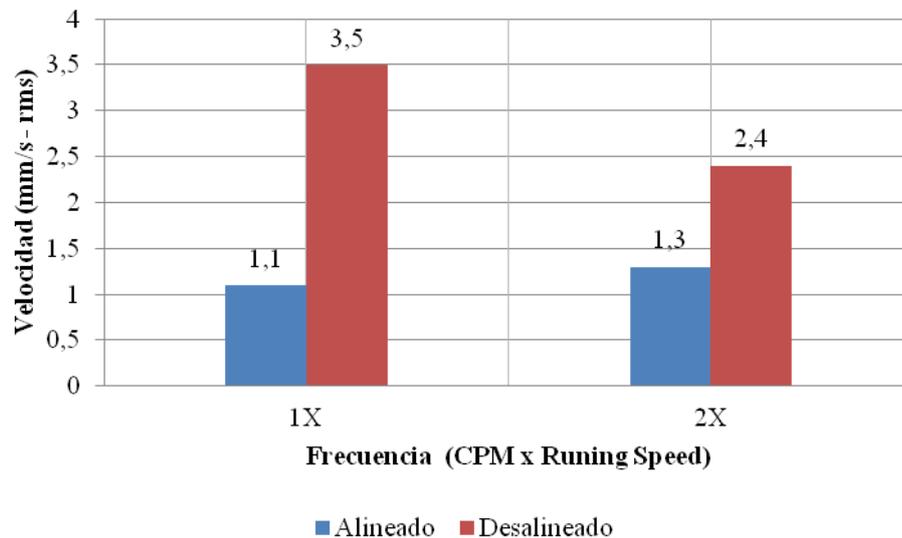


Figura 4. 15. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.15. Muestra claramente la magnitud de la velocidad radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación paralela, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 1.10 y 1.30 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 3.50 y 2.40, se presenta un incremento de 2.4 y 1.1 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos de amplitud en el eje radial mayores con relación a los generados por una desalineación angular.

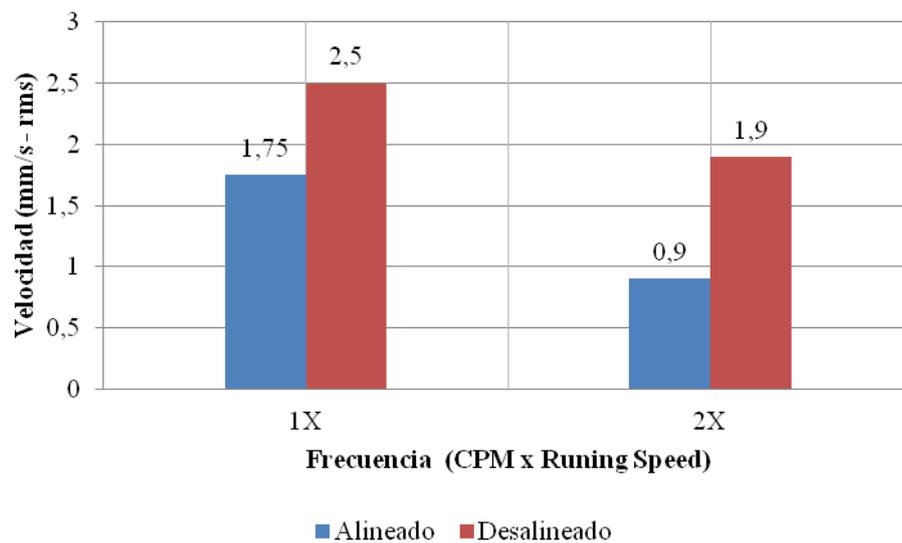


Figura 4. 16. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Paralelo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.16. Muestra claramente la magnitud de la velocidad axial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores 1.75 y 0.90 en relación a la condición de desalineamiento angular que presenta picos relativamente altos de 2.50 y 1.90 , se presenta un incremento de 0.75 y 1.00 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente. Se puede observar que una desalineación paralela genera picos

de amplitud en el eje axial menores con relación a los generados por una desalineación angular.

La tabla 4.46 muestra los picos espectrales obtenidos en condiciones de alineado y desalineado angular respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X, en sus respectivos componentes radial, axial y tangencial.

Tabla 4. 47. Picos de Velocidad – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Rodamiento 60 Hz/ 3600 RPM				
Componente	Alineado		Desalineado Angular	
	Frecuencia espectral	Pico máximo	Frecuencia espectral	Pico máximo
Radial	1X	1.10	1X	1.35
	2X	1.30	2X	2.50
	3X	--	3X	---
Axial	1X	1.75	1X	4.40
	2X	0.90	2X	3.50
	3X	--	3X	---
Tangencial	1X	0.95	1X	2.10
	2X	0.60	2X	2.51
	3X	--	3X	---

Fuente: Autor (Aldaz L.)

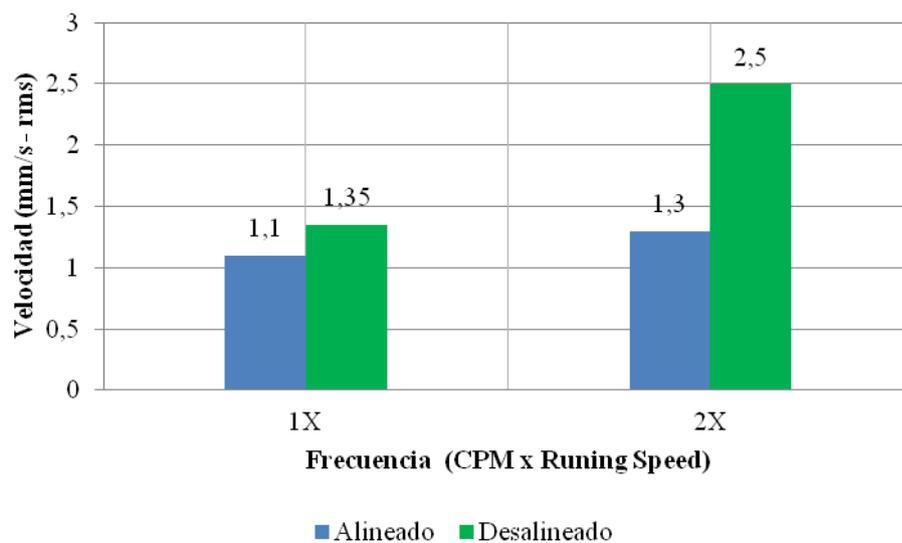


Figura 4. 17. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.17. Muestra la magnitud de la velocidad Radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 1.10 y 1.30 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 1.35 y 2.50, se presenta un incremento de 0.25 y 1.20 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente, se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje radial menores con relación a los generados por una desalineación paralela.

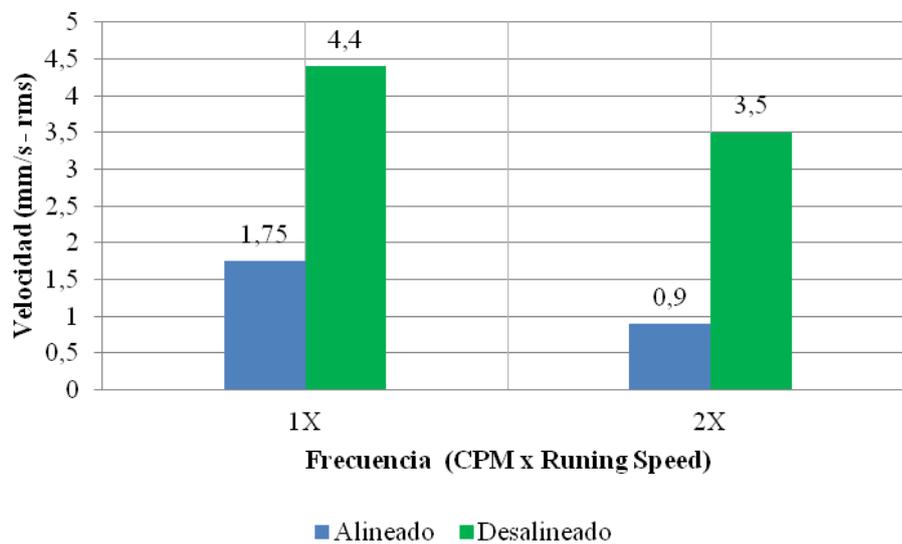


Figura 4. 18. Picos de Velocidad Axial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado vs Desalineado Angular.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.18. Muestra la magnitud de la velocidad Axial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan están dos componentes por ser las que identifican una desalineación angular, se puede concluir que el equipo utilizado cuando se encuentra alineado presenta picos menores de 1.75 y 0.90 en relación a la condición de desalineamiento que presenta picos altos de 4.40 y 3.50, se presenta un incremento de 2.65 y 2.60 (mm/s - rms) a 1X y 2X respectivamente,

se puede observar que una desalineación angular genera picos de amplitud en el eje axial mayores con relación a los generados por una desalineación paralela.

La tabla 4.47 muestra los picos espectrales obtenidos de rodamiento en condiciones de alineado (buen estado) y alineado (deteriorado) respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X.

Tabla 4. 48. Picos de Velocidad – Rodamiento/2400 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado.

Rodamiento 40 Hz/ 2400 RPM			
Frecuencia espectral [CPM]		Amplitud [mm/s - rms]	
Teórico	Espectro	Deteriorado	Buen estado
0.36X / 864	0.32X / 768	0.50	0.05
1X / 2400	1X / 2400	1.65	0.90
2X / 4800	2X / 4800	1.90	1.22
2.18X / 5232	2.15X / 5160	0.60	0.22
3.3X / 7920	3.2X / 7680	0.65	0.35
5.7X / 13680	4.7X / 11280	0.60	0.01

Fuente: Autor (Aldaz L.)

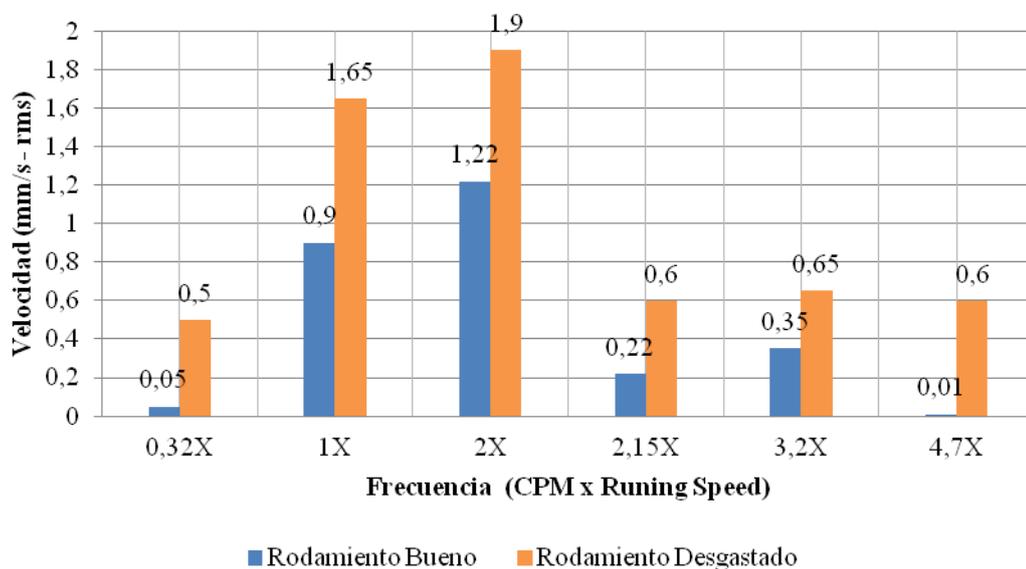


Figura 4. 19. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/2400 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.19. Muestra la magnitud de la velocidad Radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, además del análisis de las frecuencias de deterioro del rodamiento como son: 0.32X (FTF), 2.15X (BSF), 3.2X (BPFO) y 4.7 (BPFI) de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan estas frecuencias por ser las que identifican una anomalía de deterioro del rodamiento, se puede concluir que el rodamiento utilizado cuando se encuentra alineado y en buen estado presenta picos menores de 0.05, 0.90, 1.22, 0.22, 0.35 y 0.01 en relación a la condición del rodamiento alineado que se encuentra deteriorado que presenta picos altos de 0.50, 1.65, 1.90, 0.60, 0.65 y 0.60, se presenta un incremento de 0.45, 0.75, 0.68, 0.38, 0.30 y 0.59 (mm/s - rms) a 0.32X, 1X, 2X, 2.15X, 3.2X y 4.7X respectivamente, se puede observar que un deterioro en los distintos componentes que conforman un rodamiento genera picos de amplitud en el eje radial menores con relación a los generados por un rodamiento en buen estado.

La tabla 4.48 muestra los picos espectrales obtenidos de rodamiento en condiciones de alineado (buen estado) y alineado (deteriorado) respectivamente, en sus frecuencias espectrales significativas 1X, 2X y 3X.

Tabla 4. 49. Picos de Velocidad – Rodamiento/3600 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado.

Rodamiento 60 Hz/ 3600 RPM			
Frecuencia espectral [CPM]		Amplitud [mm/s - rms]	
Calculada	Espectro	Deteriorado	Buen estado
0.36X / 1296	0.40X / 1440	0.52	0.11
1X / 3600	1X / 3600	1.85	1.10
2X / 7200	2X / 7200	1.75	1.30
2.18X / 7848	2.23X / 8028	0.61	0.10
3.3X / 11880	3.4X / 12240	0.75	0.30
5.7X / 20520	4.5X / 20520	0.51	0.10

Fuente: Autor (Aldaz L.)

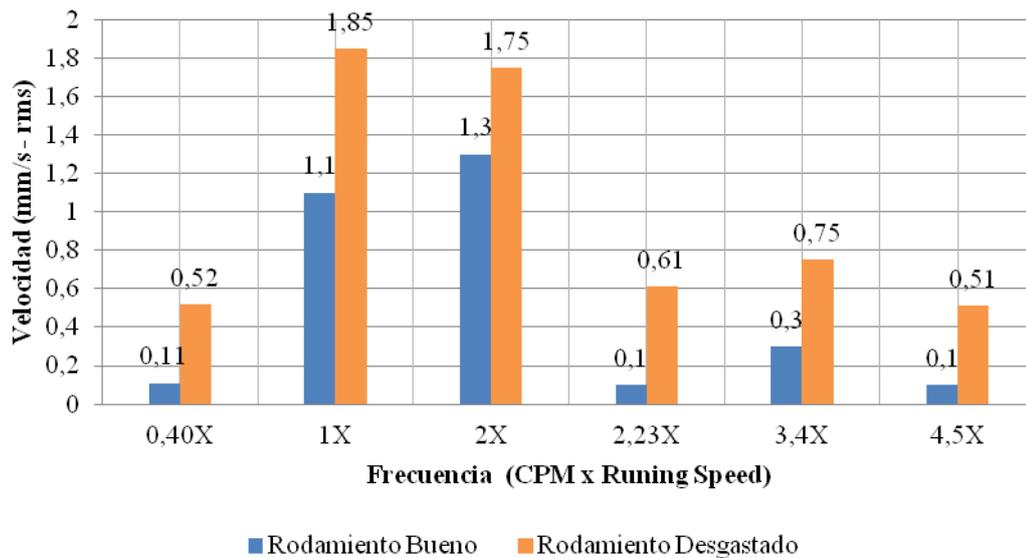


Figura 4. 20. Picos de Velocidad Radial – Rodamiento/3600 rpm/Alineado/Deteriorado vs Buen estado.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Conclusión: La figura 4.20. Muestra la magnitud de la velocidad Radial (mm/s - rms) en sus diferentes frecuencias espectrales 1X y 2X, además del análisis de las frecuencias de deterioro del rodamiento como son: 0.40X (FTF), 2.23X (BSF), 3.4X (BPFO) y 4.5 (BPFI) de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, se analizan estas frecuencias por ser las que identifican una anomalía de deterioro del rodamiento, se puede concluir que el rodamiento utilizado cuando se encuentra alineado y en buen estado presenta picos menores de 0.11, 1.10, 1.30, 0.10, 0.30 y 0.10 en relación a la condición del rodamiento alineado que se encuentra deteriorado que presenta picos altos de 0.52, 1.85, 1.75, 0.61, 0.75 y 0.51, se presenta un incremento de 0.41, 0.75, 0.45, 0.51, 0.45 y 0.41 (mm/s - rms) a 0.40X, 1X, 2X, 2.23X, 3.4X y 4.5X respectivamente, se puede observar que un deterioro en los distintos componentes que conforman un rodamiento genera picos de amplitud en el eje radial menores con relación a los generados por un rodamiento en buen estado.

4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Al haber realizado la adquisición de datos de vibraciones en dominio de la frecuencia en los tres ejes radial, axial y tangencial causadas por el desalineamiento con acople de transmisión y deterioro de rodamiento como se muestra en la sección 4.1.5, y luego de haber tamizado los datos y analizados posteriormente como se muestra en la sección 4.2.1 anteriormente expuestos, se puede ver claramente la diferencia entre los niveles de vibración entre un equipo con un alineamiento correcto y uno con desalineamiento excéntrico y angular además de los niveles de vibración cuando el rodamiento se encuentra desgastado en cualquiera de las partes que lo conforman.

4.3.1. ANÁLISIS ESTADÍSTICO POR PRUEBA T STUDENT PARA VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS

Prueba T Student Para Dos Muestras Relacionadas Con Distribución Normal

- **Nivel de medida de las variables:** Métricas mm/s - rms, de intervalo o razón.
- **Distribución:** Normal o aproximadamente normal.
- **Tipo de diseño:** Equilibrado.
- **Varianza de la diferencia de medias:** Desconocida.
- **Observaciones:** Alineado / Desalineado.
- **Nivel de confianza:** 95%
- **Probabilidad de error (α):** 0.05

Hipótesis nula aplicada para todos los casos

Ho: Los picos espectrales obtenidos en condición de alineado y desalineado tanto paralelo o angular no presentan diferencias numéricas significativas.

Hipótesis afirmativa aplicada para todos los casos

H₁: Los picos espectrales obtenidos en condición de alineado y desalineado tanto paralelo o angular presentan diferencias numéricas significativas.

Tabla 4. 50. Prueba t Student - Motor 40 Hz - Alineado vs Des. Paralelo.

Motor 40 Hz/ 2400 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Paralelo
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	0,46	0,80
	2X	0,70	1,75
Axial	1X	0,71	1,00
	2X	0,18	0,50
Tangencial	1X	0,73	1,05
	2X	0,12	0,40
Estadísticas		Alineado	Desalineado
Media		0,4833	0,9167
Varianza		0,0767	0,2347
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,8184	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-3,5043	
P(T<=t) una cola		0,0086	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0172	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (0.4833) y desalineado (0.9167) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0,0172 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H₁).

Tabla 4. 51. Prueba t Student - Motor 40 Hz - Alineado vs Des. Angular.

Motor 40 Hz/ 2400 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Angular
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	0,46	1,50
	2X	0,70	1,00
Axial	1X	0,71	3,90
	2X	0,18	3,30
Tangencial	1X	0,73	3,60
	2X	0,12	2,10
Estadísticas		Alineado	Desalineado
Media		0,4833	2,5667
Varianza		0,0767	1,4387
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,1142	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-4,2533	
P(T<=t) una cola		0,0040	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0081	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (0.4833) y desalineado (2.5667) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0081 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 52. Prueba t Student - Motor 60 Hz - Alineado vs Des. Paralelo.

Motor 60 Hz/ 3600 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Paralelo
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	0,40	1,35
	2X	0,80	2,42
Axial	1X	0,25	0,33
	2X	0,98	1,12
Tangencial	1X	0,49	0,70
	2X	0,63	0,62
Estadísticas		Alineado	Desalineado
Media		0,5917	1,0900
Varianza		0,0719	0,5576
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,5196	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-1,8804	
P(T<=t) una cola		0,0054	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0188	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (0.5917) y desalineado (1.0900) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0188 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 53. Prueba t Student - Motor 60 Hz - Alineado vs Des. Angular.

Motor 60 Hz/ 3600 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Angular
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	0,40	2,20
	2X	0,80	1,85
Axial	1X	0,25	4,10
	2X	0,98	3,50
Tangencial	1X	0,49	2,60
	2X	0,63	2,30
Estadísticas		Alineado	Desalineado
Media		0,5917	2,7583
Varianza		0,0719	0,7444
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		-0,2197	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-5,5394	
P(T<=t) una cola		0,0013	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0026	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (0.5917) y desalineado (2.7587) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0026 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 54. Prueba t Student - Rodamiento 40 Hz - Alineado vs Des. Paralelo.

Rodamiento 40 Hz/ 2400 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Paralelo
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	0,90	1,50
	2X	1,22	2,80
Axial	1X	1,22	4,60
	2X	1,10	4,30
Tangencial	1X	1,05	3,50
	2X	1,10	1,10
<i>Estadísticas</i>		<i>Alineado</i>	<i>Desalineado</i>
Media		1,0983	2,9667
Varianza		0,0143	2,0787
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,5143	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-3,3063	
P(T<=t) una cola		0,0107	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0213	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (1.0983) y desalineado (2.9667) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0213 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 55. Prueba t Student - Rodamiento 40 Hz - Alineado vs Des. Angular.

Rodamiento 40 Hz/ 2400 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Angular
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	0,90	1,05
	2X	1,22	0,62
Axial	1X	1,22	5,50
	2X	1,10	3,00
Tangencial	1X	1,05	5,20
	2X	1,10	2,00
<i>Estadísticas</i>		<i>Alineado</i>	<i>Desalineado</i>
Media		1,0983	2,8950
Varianza		0,0143	4,2982
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,2370	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-2,1487	
P(T<=t) una cola		0,0122	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0244	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (1.0983) y desalineado (2.8950) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0244 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 56. Prueba t Student - Rodamiento 60 Hz - Alineado vs Des. Paralelo.

Rodamiento 60 Hz/ 3600 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Paralelo
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	1,10	3,50
	2X	1,30	2,40
Axial	1X	1,75	2,50
	2X	0,90	1,90
Tangencial	1X	0,95	0,98
	2X	0,60	1,50
<i>Estadísticas</i>		<i>Alineado</i>	<i>Desalineado</i>
Media		1,1000	2,1300
Varianza		0,1550	0,7718
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,4788	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-3,2692	
P(T<=t) una cola		0,0111	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0222	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (1.1000) y desalineado (2.1300) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0222 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 57. Prueba t Student - Rodamiento 60 Hz - Alineado vs Des. Angular.

Rodamiento 60 Hz/ 3600 RPM			
Componente	Frecuencia espectral	Alineado	Desalineado Angular
		Pico máximo	Pico máximo
Radial	1X	1,10	1,35
	2X	1,30	2,50
Axial	1X	1,75	4,40
	2X	0,90	3,50
Tangencial	1X	0,95	2,10
	2X	0,60	2,51
Estadísticas		Alineado	Desalineado
Media		1,1000	2,7267
Varianza		0,1550	1,1569
Observaciones		6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,5148	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		5,0000	
Estadístico t		-4,2575	
P(T<=t) una cola		0,0040	
Valor crítico de t (una cola)		2,0150	
P(T<=t) dos colas		0,0080	
Valor crítico de t (dos colas)		2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (1.1000) y desalineado (2.7267) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.00800 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 58. Prueba t Student - Rodamiento 40 Hz – Alineado – Buen estado vs Deteriorado.

Rodamiento 40 Hz/ 2400 RPM		
Frecuencia espectral [CPM]	Amplitud [mm/s - rms]	
Espectro	Buen estado	Deteriorado
0,32X / 768	0,05	0,50
1X / 2400	0,90	1,65
2X / 4800	1,22	1,90
2,15X / 5160	0,22	0,60
3,2X / 7680	0,35	0,65
4,7X / 11280	0,01	0,60
Estadísticas	Buen estado	Deteriorado
Media	0,4583	0,9833
Varianza	0,2423	0,3847
Observaciones	6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson	0,9757	
Diferencia hipotética de las medias	0,0000	
Grados de libertad	5,0000	
Estadístico t	-7,2769	
P(T<=t) una cola	0,0004	
Valor crítico de t (una cola)	2,0150	
P(T<=t) dos colas	0,0008	
Valor crítico de t (dos colas)	2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (0.4583) y desalineado (0.9833) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0008 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Tabla 4. 59. Prueba t Student - Rodamiento 60 Hz – Alineado – Buen estado vs Deteriorado.

Rodamiento 60 Hz/ 3600 RPM		
Frecuencia espectral [CPM]	Amplitud [mm/s - rms]	
Espectro	Deteriorado	Buen estado
0,40X / 1440	0,52	0,11
1X / 3600	1,85	1,10
2X / 7200	1,75	1,30
2,23X / 8028	0,61	0,10
3,4X / 12240	0,75	0,30
4,5X / 20520	0,51	0,10
Estadísticas	Deteriorado	Buen estado
Media	0,9983	0,5017
Varianza	0,3940	0,3024
Observaciones	6,0000	6,0000
Coeficiente de correlación de Pearson	0,9845	
Diferencia hipotética de las medias	0,0000	
Grados de libertad	5,0000	
Estadístico t	9,4011	
P(T<=t) una cola	0,0001	
Valor crítico de t (una cola)	2,0150	
P(T<=t) dos colas	0,0002	
Valor crítico de t (dos colas)	2,5706	

Conclusión:

La tabla nos ofrece la diferencia significativa entre las medias de cada variable como lo es alineado (0.5017) y desalineado (0.9983) además se puede observar que el valor P (T<=t) dos colas = 0.0002 es menor igual que el nivel de confianza ($\alpha/2$) = 0.025, por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H1).

Las tablas anteriores representan las pruebas t Student de muestras relacionadas de los picos y síncronos máximos (rms - root mean square/valor cuadrático medio) de la velocidad (mm/s) de la vibración en dominio de la frecuencia, expuesto en la sección 4.1.4.

Se comprueba mediante datos experimentales y estadísticos que el análisis espectral de señales de vibraciones mecánicas causadas por desalineación permite desarrollar un modelo de mantenimiento predictivo en bombas hidráulicas centrífugas horizontales de flujo radial de 1HP y de cualquier clase de máquina rotativa, basados en cartas de severidad expuestas en las normas internacionales.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Los acelerómetros Phidgets utilizados permitieron la obtención rápida y eficaz de los valores de aceleración en las componentes radial, axial y tangencial.
- Los niveles de vibración altos 1X y 2X en el eje radial son los característicos cuando ocurre una anomalía de desalineación paralela, tal es el caso de la medición en el motor a 3600 rpm alcanzaron magnitudes de velocidad iguales a 1.35 y 2.42 (mm/s – rms) en 1X y 2X respectivamente al encontrarse desalineado paralelamente.
- Los niveles de vibración altos 1X y 2X en el eje axial son los característicos cuando ocurre una anomalía de desalineación angular, tal es el caso de la medición en el motor a 3600 rpm alcanzaron magnitudes de velocidad iguales a 4.1 y 3.5 (mm/s – rms) en 1X y 2X respectivamente al encontrarse desalineado angularmente.
- En una máquina cuando presente la anomalía de desalineación, siempre va existir una desalineación mixta ya que una desalineación paralela genera una desalineación angular en menor magnitud pero siempre está presente.
- El acople para transmisión de potencia directa entre el motor y la bomba permitió dada a su configuración y componente de cruceta hecha de caucho disipar energía que a su vez permitió simular la desalineación paralela y angular, sin que estas condiciones ocasionen pandeo o falla en los ejes de transmisión.
- Al realizar el cálculo teórico y el análisis espectral se pudo observar y comparar los niveles de vibración en las frecuencias de deterioro de un

rodamiento como son: FTF, BSF, BPFO y BPFI de un rodamiento en buen estado y compararlas con las de un rodamiento deteriorado.

- Al generar desalineamiento tanto paralelo y angular en acople, el consumo energético de corriente eléctrica aumenta considerablemente, además de disminuir la potencia del motor.
- Los valores de aceleración (G) tanto en el dominio del tiempo como los asíncronos medidos en el dominio de la frecuencia, obtenidos de la bomba en condiciones normales de funcionamiento (alineado) fueron de baja magnitud casi despreciables.
- Los picos máximos (rms) que presentaron los espectros de la velocidad (mm/s) en dominio de la frecuencia con las distintas configuraciones de desalineamiento fueron considerablemente superiores a los obtenidos en condición de funcionamiento normal (alineado).
- El monitoreo y medición de vibraciones mecánicas constituye un instrumento que nos permite conocer el estado operacional en las diferentes máquinas rotativas, es por ello que el análisis de vibraciones es muy eficaz usándolo para el diagnóstico de pre-fallas.
- Para el diagnóstico pre-falla de una máquina rotatoria por vibraciones, se dispone de diferentes tipos de gráficos que relacionan la magnitud de la vibración con el tiempo o la frecuencia, sin embargo, el más eficaz es el espectro en el dominio de las frecuencias, el cual se obtiene por medio de la transformada rápida de Fourier (FFT).
- Una vez finalizado el análisis se concluye la importancia que representa el manejo de un equipo o software para el análisis de vibraciones para la instalación y mantenimiento de equipos o máquinas rotatorias en cualquier empresa o laboratorio.
- La vibración es parte inherente de las máquinas rotativas, pero lo que caracteriza un nivel de vibración es su amplitud y la frecuencia a la que se origina dicha falla, debido a que los efectos son identificados fácilmente en un espectro en el dominio de frecuencias.
- La aplicación utilizada tiene un diseño de arquitectura abierta, manifestada por la instrumentación virtual, que permite la fácil comprensión de los detalles que

componen la programación, otorgando así la posibilidad de modificar su diseño, introduciéndosele librerías y herramientas para análisis.

- A través de los resultados obtenidos se puede justificar la importancia de mantener un monitoreo constante de las vibraciones, que a pesar del alto costo de la instrumentación necesaria para realizar estos análisis o la contratación del servicio, se justifica al conocer el estado real de operación de los equipos para garantizar su operación estable y segura para el beneficio de las instalaciones industriales y el personal operativo.

5.2. RECOMENDACIONES.

- Al usar los criterios de severidad en vibraciones como la Carta de Rathbone y la norma de severidad de vibración ISO 2372, se debe tener en cuenta las condiciones específicas de aplicación y al tipo de medición utilizada, las características de la vibración que se miden y al tipo de máquina que se monitorea.
- Se puede mejorar el diseño usado, agregando sensores para monitoreo de corriente, voltaje de alimentación y potencia del motor.
- Se recomienda una conexión a tierra ideal, para evitar ruidos provenientes de los armónicos de la red eléctrica.
- Revisar los conceptos sobre sensores electrónicos-eléctricos y las características de los equipos de adquisición de datos es de gran importancia a la hora de comenzar a programar el instrumento virtual.
- El procedimiento utilizado en el montaje del acelerómetro, varía el valor de frecuencia de resonancia, siendo más útil montarlo sobre una base metálica ya que sobre una base imantada existe mucho roce entre las piezas y alteran muy poco los datos monitoreados.
- Colocar el banco de pruebas sobre una superficie con la menor cantidad de imperfecciones en el piso para evitar, problemas en su estabilidad e introducir movimientos externos al sistema analizado.

CAPÍTULO VI

6. PROPUESTA

Diseño de una técnica de mantenimiento predictivo mediante la implementación de un aplicación informática para monitoreo en tiempo real de las vibraciones causadas por desalineación.

6.1. DATOS INFORMATIVOS

Al haber realizado el Análisis espectral de vibraciones mecánicas causadas por desalineación, se ha determinado las magnitudes (rms), síncronos, asíncronos y subsíncronos de velocidad (mm/s) máximas en el de la frecuencia, esto con la finalidad de comparar los espectros medidos cuando el equipo trabajo en condiciones normales (alineado) y cuando presenta desalineación tanto paralela o angular en las distintas configuraciones antes establecidas ya sea por acople directo o correa de transmisión, que son los métodos más utilizados para transmisión de potencia encontrados en la industria.

Tabla 6. 1. Datos Informativos de la Propuesta.

Ítems	Información
Lugar de ensayos y programación	Laboratorio de electrónica – FICM.
Descripción de la propuesta	Técnica de mantenimiento predictivo.
Ejecutor de la propuesta	Luis Amable Aldaz Mayorga.
Beneficiarios	Docentes y estudiantes de la FICM.
Tiempo de ejecución	2 años
Costo neto	797 USD.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

El estudio contribuye significativamente al área de mantenimiento y control industrial, debido a que se ha determinado los parámetros y procedimientos esenciales para poder predecir una o varias fallas a causa de desalineación en cualquier máquina rotatoria mediante el análisis de vibraciones, constituyéndose además en una base para realizar técnicas de mantenimiento predictivo (pre-falla) y sistemas de control y monitoreo en tiempo real.

El estudio, análisis y adquisición de datos se realizaron en el Laboratorio de Electrónica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, Campus Huachi, Cantón Ambato, Provincia del Tungurahua, entre los equipos que dispone el laboratorio para la elaboración de la presente investigación se puede mencionar: Variador de frecuencia de 2 HP, Tacómetro digital, Tarjeta de adquisición de datos y acelerómetro de tres ejes Phidgets, además de la prestación del lenguaje de programación de instrumentación virtual/gráfica NI Labview 2011 SP1/Sound and Vibrations Assistant.

6.2. ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

Al ser un tema de análisis remotamente no muy conocido o aplicado en la industria nacional, en los últimos años se han realizado escasas investigaciones acerca de las vibraciones mecánicas y de las fallas que conllevan a ellas, por lo general dichas investigaciones fueron realizadas con equipos y software adquiridos lo que facilita la obtención de los datos pero con un alto costo de implementación y desarrollo.

De modo que es complicado encontrar estudios específicos los cuales ensamblen su propia aplicación informática para la obtención, procesamiento y visualización de los datos monitoreados para una configuración de bomba trifásica de dos bloques con distintas opciones para transmisión de potencia como en el caso del presente estudio con una bomba centrífuga trifásica de 1HP horizontal de flujo radial con un variador de frecuencia Yaskawa de potencia 2 HP.

6.3. JUSTIFICACIÓN

El monitoreo en tiempo real de las anomalías que ocasionan vibraciones mecánicas en máquinas rotatorias, constituye una herramienta eficaz al momento del ahorro de energía y pérdida de potencia de los equipos, además de preservar los mismos y las instalaciones industriales las cuales están directamente ligadas a estas anomalías.

En la actualidad cualquiera que sea la finalidad de las empresas el departamento o coordinador del área de mantenimiento interno necesita tener una técnica de mantenimiento predictivo y entre ellas un sistema o protocolo de monitoreo ya sea en tiempo real o en intervalos programados de los máquinas o equipos que presenten anomalías no acordes a su funcionamiento normal, las cuales se manifiestan por medio de las vibraciones mecánicas que a su vez producen ruido y elevación de temperatura.

Al no contar con este sistema o protocolo los equipos, máquinas rotatorias e infraestructura muestran su sensibilidad y disminuyen su desempeño, además que tienden a dañar sus distintos elementos y componentes mecánicos que las conforman provocando que se generen costos elevados de reparación parcial o total del equipo.

En el ámbito académico esta investigación facilitará a los docentes y estudiantes para que se familiaricen y adquieran conocimientos en el campo de las vibraciones tanto experimentales como teóricas, además de dotar al estudiante del protocolo a seguir para realizar una técnica de mantenimiento predictivo basado en el monitoreo de vibraciones mecánicas en máquinas rotatorias, el cual es actualmente muy utilizado en el campo de mantenimiento industrial.

6.4. OBJETIVOS

6.4.1. GENERAL

- Diseñar la técnica de mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas causadas por desalineación mediante la implementación de una aplicación informática.

6.4.2. ESPECÍFICOS

- Ensamblar y programar la aplicación informática para adquisición, procesamiento y visualización de los datos provenientes de las vibraciones mecánicas ocasionadas por la desalineación.
- Monitorear en tiempo real de las vibraciones causadas por desalineación.
- Cotejar los datos obtenidos tanto las gráficas de la señal en dominio del tiempo y del espectro en dominio de la frecuencia con los criterios de severidad establecidos en la Carta de Rathbone y en la norma ISO 2372.

6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

6.5.1. FACTIBILIDAD TÉCNICA

El presente diseño es factible de realizarlo como se puede ver en la tabla 6.5.2 al ser un costo manejable, las herramientas y equipos que se han conseguido para realizar el análisis, se cuenta con la información necesaria y disponible en: libros, catálogos e internet, además los laboratorios de electrónica y Automatización Industrial de la FICM cuentan con los equipos y las herramientas necesarias para poder realizar la presente propuesta entre ellos: Variador de frecuencia, tacómetro digital y Software NI Labview.

6.5.2. FACTIBILIDAD ECONÓMICA/FINANCIERA

A continuación se describen todos los componentes necesarios para esta propuesta que son: Adquisición de equipos eléctricos, tarjeta y sensores para adquisición de datos, componentes mecánicos y estructura.

Tabla 6. 2. Factibilidad Económica-Financiera.

COMPONENTES MECÁNICOS, ESTRUCTURALES, ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS		
Ítem	Descripción	Costo total (USD)
1	Equipos eléctricos.	220
2	Tarjeta y sensores para adquisición de datos.	505
3	Componentes mecánicos y estructurales.	152
Total		877

Fuente: Autor (Aldaz L.)

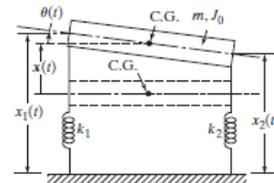
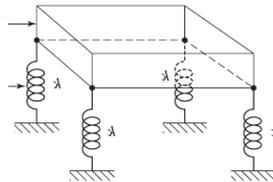
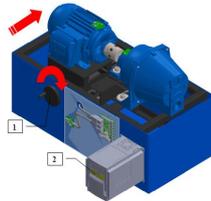
6.6. FUNDAMENTACIÓN

6.6.1. FRECUENCIAS DE RESONANCIA FUNDAMENTALES DE SISTEMA

El sistema analizado para simular el fenómeno de la desalineación es de motor - bomba de dos bloques con transmisión de potencia de 1 HP por medio de acople, una configuración muy utilizada en las industrias en todo el mundo, pero con mayor potencia de generación el cual es irrelevante ya que el sistema en estudio por vibraciones mecánicas es aplicable para cualquier máquina rotatoria de cualquier potencia y velocidad de giro.

Es por eso que es importante el cálculo de las frecuencias de resonancia cabeceo y rebote del sistema ya que son los indicadores del límite permisible al cual puede llegar a vibrar la máquina o sistema rotatorio, ya que al exceder este límite de frecuencias el sistema analizado puede presentar anomalías y daños tanto en su estructura como en sus elementos que lo conforman, en este caso se analizó el equipo como un sistema de dos grados de libertad con vibración libre.

Calculo de la frecuencia natural, y frecuencias de cabeceo (movimiento angular) y rebote (movimiento lineal hacia arriba y hacia abajo) del sistema motor - bomba.



Datos:

- Masa del equipo (m) = 27.76 kg
- Distancia entre el resorte de rigidez delantero y el C.G. (l_1) = 0.3236 cm
- Distancia entre el resorte de rigidez delantero y el C.G. (l_2) = 0.2764 cm
- Rigidez del resorte delantero (k_f)
- Rigidez del resorte posterior (k_r)
- Constante de rigidez – Barrilla empotrada:

$$k = \frac{A \cdot E}{L} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Donde:

- Modulo de elasticidad- Acero (E) = 2100000 $\frac{kg}{cm^2}$
- Longitud (L) = 200 mm = 20 cm
- Área transversal (A) -- Área transversal de un TC 25x25x2mm:

$$A = l^2 - (l - 2 \cdot e)^2 \quad (\text{Ec. 6.2})$$

$$A = (25)^2 - (25 - 2 \cdot 2)^2$$

$$A = 184 [mm^2] = 1.84 [cm^2]$$

$$k = \frac{A \cdot E}{l}$$

$$k = \frac{(1.84) \cdot (2100000)}{(20)}$$

$$k = 193200 \left[\frac{kgf}{cm} \right] = 189336 \left[\frac{kN}{m} \right]$$

- **Consideraciones:** El sistema es apoyado sobre cuatro barras principales, por ende los elementos de rigidez se encuentran en paralelo a la masa total del sistema:

$k_1 \rightarrow$ Paralelo

$$k_e = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 \quad (\text{Ec. 6.3})$$

$$k_e = 4 \cdot k$$

$$k_e = 4 \cdot (189336)$$

$$k_e = 757344 \left[\frac{kN}{m} \right]$$

- **Solución:** Calculo de la frecuencia natural con un grado de libertad del sistema (ω_n):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{757344 \times 10^3}{27.76}}$$

$$\omega_n = 5223.20 \left[\frac{rad}{s} \right] = 49877.77 [CPM]$$

Calculo de las frecuencias de cabeceo (movimiento angular) y rebote (movimiento lineal hacia arriba y hacia abajo).

Datos:

- **Masa del equipo (m)** = 27.76 kg
- **Radio de giro (r)** = $\frac{l}{2} = 30$ cm
- **Distancia entre el resorte de rigidez delantero y el C.G. (l₁)** = 27.64 cm
- **Distancia entre el resorte de rigidez posterior y el C.G. (l₂)** = 32.36 cm
- **Rigidez del resorte delantero (kf) y trasero (kr)**

$$kf = kr = \frac{ke}{2} = \frac{757344}{2} = 378672 \left[\frac{kN}{m} \right] \quad (\text{Ec. 6.5})$$

- **Consideraciones:** Si x y Θ se utilizan como coordenadas independientes, la ecuación proporciona las ecuaciones de movimiento con $k_1 = k_f$, $k_2 = k_r$. Para la vibración libre suponemos una solución armónica:

$$x(t) = x \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (\text{Ec. 6.6})$$

$$\theta(t) = \theta \cdot \cos(\omega t + \phi) \quad (\text{Ec. 6.7})$$

- Aplicando las ecuaciones anteriores, obtenemos:

$$\begin{bmatrix} (-m \cdot \omega^2 + k_f + k_r) & (-k_f \cdot l_1 + k_r \cdot l_2) \\ (-k_f \cdot l_1 + k_r \cdot l_2) & (-J_o \cdot \omega^2 + k_f \cdot l_1^2 + k_r \cdot l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec. 6.8})$$

Donde:

M: masa del cuerpo o sistema en vibración.

J_o: Momento de inercia del cuerpo o sistema.

K_f: Constante de rigidez frontal.

K_r: Constante de rigidez posterior.

L₁: Distancia del elemento de rigidez frontal al centro de gravedad del sistema.

L₂: Distancia del elemento de rigidez posterior al centro de gravedad del sistema.

- **Solución:** Calculo del momento de inercia de masa - barra rígida (J_o):

$$J_o = \frac{m \cdot l^2}{12} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

$$J_o = \frac{(27.76) \cdot (0.6)^2}{12} = 0.83 \text{ kg.m}^2$$

$$\begin{bmatrix} (-27.76w^2 + 757344x10^3) & (17873318.4) \\ (17873318.4) & (-0.83 \cdot w^2 + 68582770.31) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

- Calculando la determinante de la ecuación anterior tenemos:

$$23.0408w^4 - 2532453223.81w^2 + 5.16x10^{16} = 0$$

- Resolviendo el polinomio obtenemos la frecuencia natural de cabeceo y rebote para un sistema de dos grados de libertad:

$$\text{Frecuencia de cabeceo} \rightarrow w_1 = 5197.68 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 49634.07 [\text{CPM}]$$

$$\text{Frecuencia de rebote} \rightarrow w_2 = 9104.71 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 86943.37 [\text{CPM}]$$

6.6.2. SISTEMAS QUE CONFORMAN LA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Para la realización de la propuesta ya antes expuesta es necesario implementar varios sistemas implícitos en una técnica de mantenimiento predictivo como son:

- Sistema eléctrico de potencia.
- Sistema electrónico de mando y adquisición de datos.
- Sistema de monitoreo y control por medio de software.

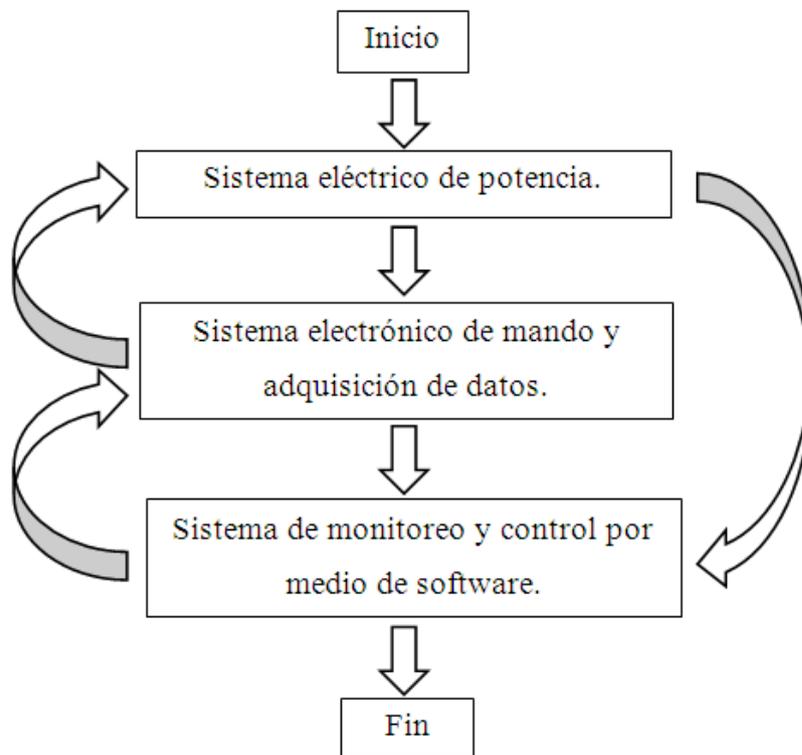


Figura 6. 1. Sistemas expuestos en un pan de mantenimiento predictivo con monitoreo real.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

6.6.3. DISEÑO DE LOS SISTEMAS QUE CONFORMAN LA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

6.6.3.1. SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA

El sistema es el encargado de energizar y variar la frecuencia o velocidad de giro de motor-bomba.

ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA

- **Interruptor eléctrico trifásico de 12 Amp**

Uso: Se utilizó ese dispositivo para activar e interrumpir la corriente eléctrica de un circuito cuando ésta sobrepasa ciertos valores máximos. Al igual que los fusibles, los interruptores magneto térmicos protegen la instalación contra sobrecargas y cortocircuitos.

- **Variador de frecuencia-velocidad de 2 HP de potencia**

Uso: Se utilizó un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor. Un variador de frecuencia de 2 HP, el cual es el encargado de variar la frecuencia del motor de 0 a 60 Hz de acuerdo a la orden establecida por el usuario.

- **Motor eléctrico trifásico de 1 HP de potencia**

Uso: Se utilizó un motor trifásico de 1 HP para transformar la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas, con ello se genera la potencia mecánica suministrada a la bomba.

Ver Anexo A1.

ESQUEMA DE CONEXIÓN Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Ver Anexo A2.

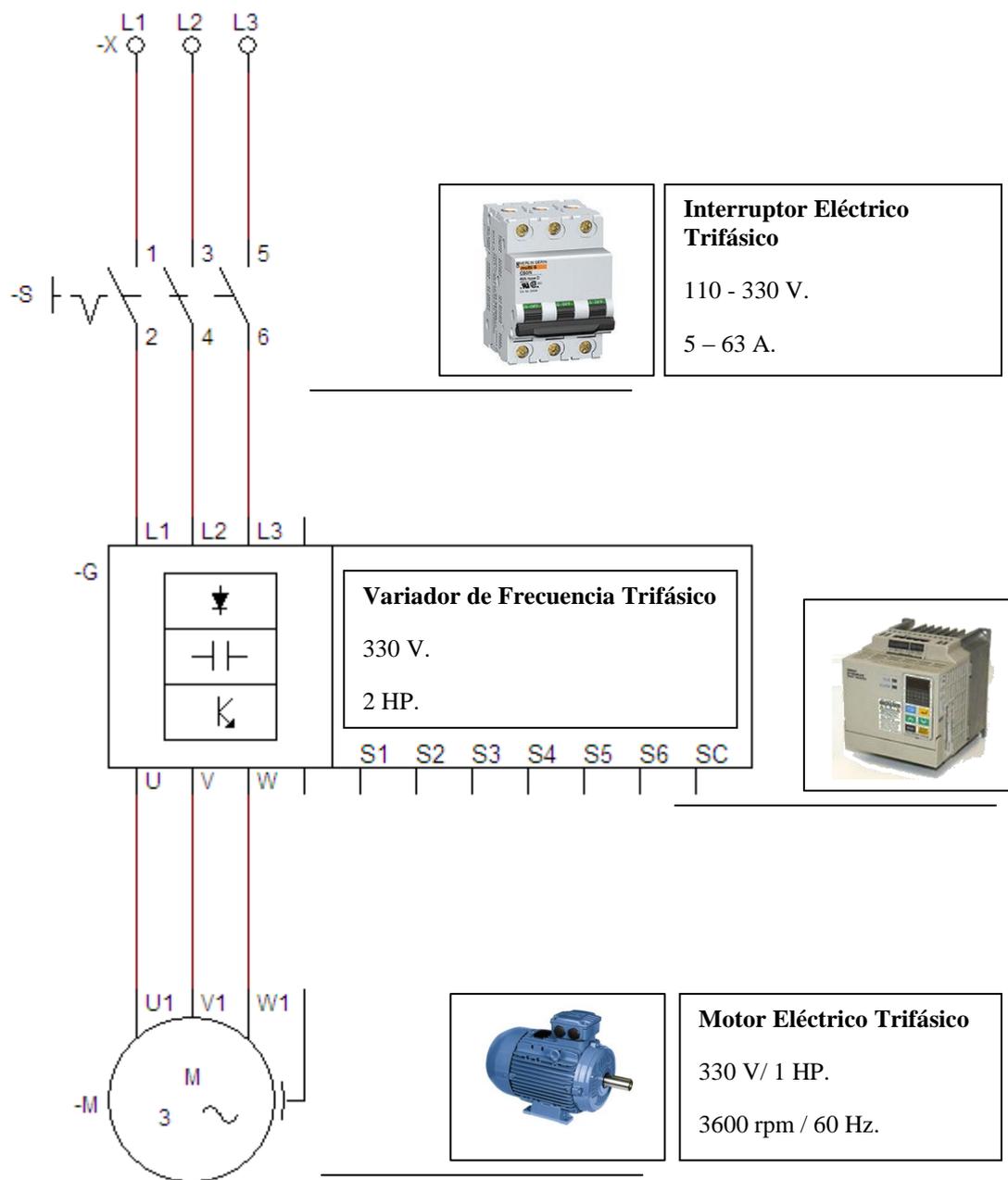


Figura 6. 2. Esquema de conexión y funcionamiento eléctrico.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

6.6.3.2. SISTEMA ELECTRÓNICO DE MANDO Y ADQUISICIÓN DE DATOS

ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA

- **Tarjeta Phidgetinterfacekit-port hub1019-1**

Uso: se utilizó una tarjeta de adquisición de datos para el censo de las vibraciones provenientes de los sensores de aceleración ubicados tanto en el motor como en el rodamiento.

- **Dual Relays Phidget 3051-1**

Uso: Se utilizó relays electrónicos para la activación del sistema de encendido y variación de frecuencia mediante el variador de frecuencia, son los encargados de suministrar e paso de amperajes altos desde la fuente hacia el variador.

- **Acelerómetros Phidgetspatial 1044-0**

Uso: se utilizó dos acelerómetro electrónicos de alta definición triaxiales los cuales son encargados de censar la vibración mecánica en unidades de aceleración (G) ocurrente en cada elemento de monitoreo como lo son motor y rodamiento.

- **Encoder Phidget ICS 3004.**

Uso: Se utilizó un encoder óptico de 4000 rpm de rango de medición para el monitoreo de la velocidad de giro a la cual se encuentra el motor en el momento del análisis de la vibraciones mecánicas.

Ver Anexo A1.

ESQUEMA DE CONEXIÓN Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Ver Anexo A3.

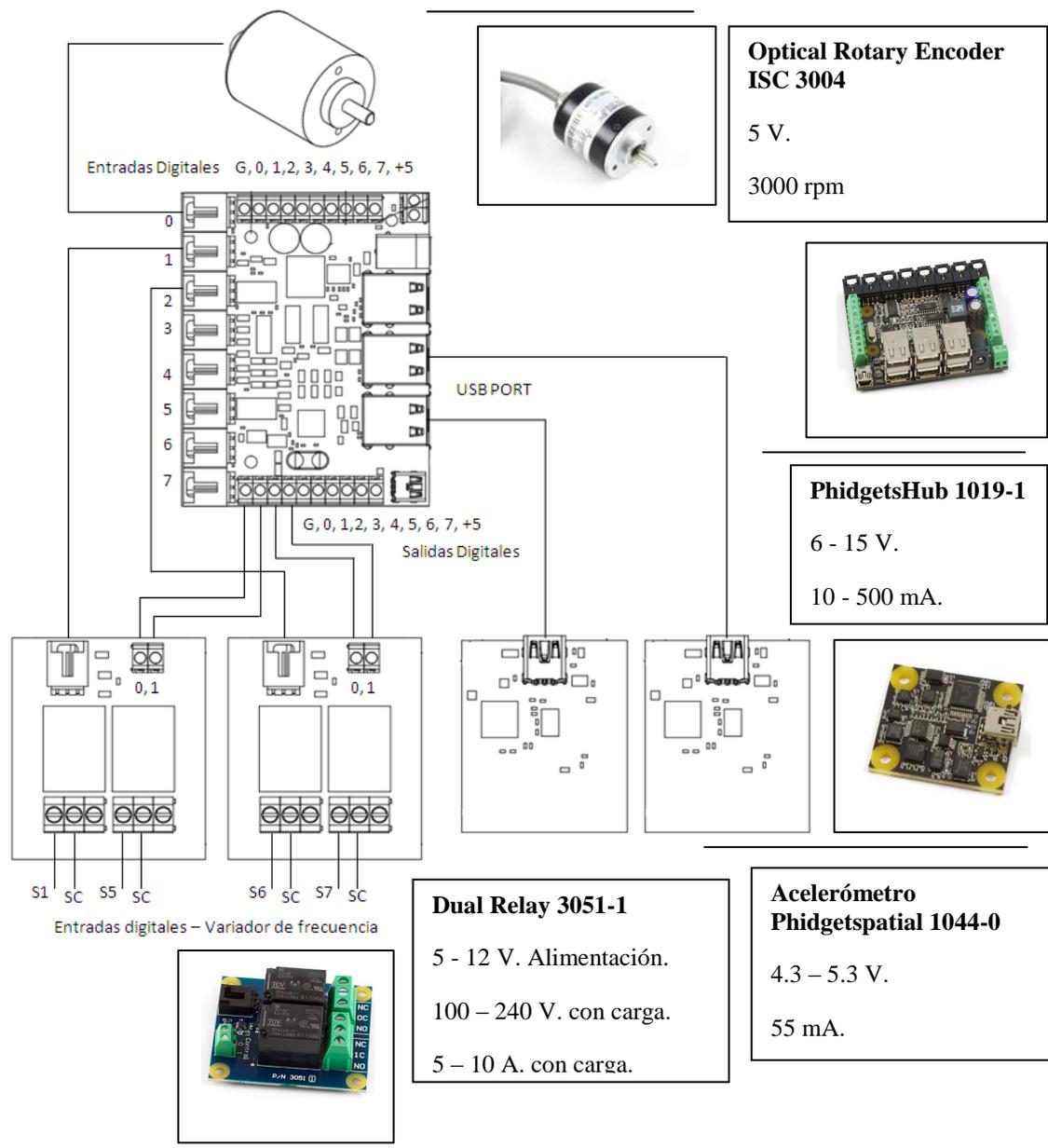


Figura 6. 3. Esquema de conexión y funcionamiento del sistema electrónico.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

6.6.3.3. SISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA

- Código fuente.
- Instrumentación virtual.
- Ejecución de la aplicación informática y reportes.

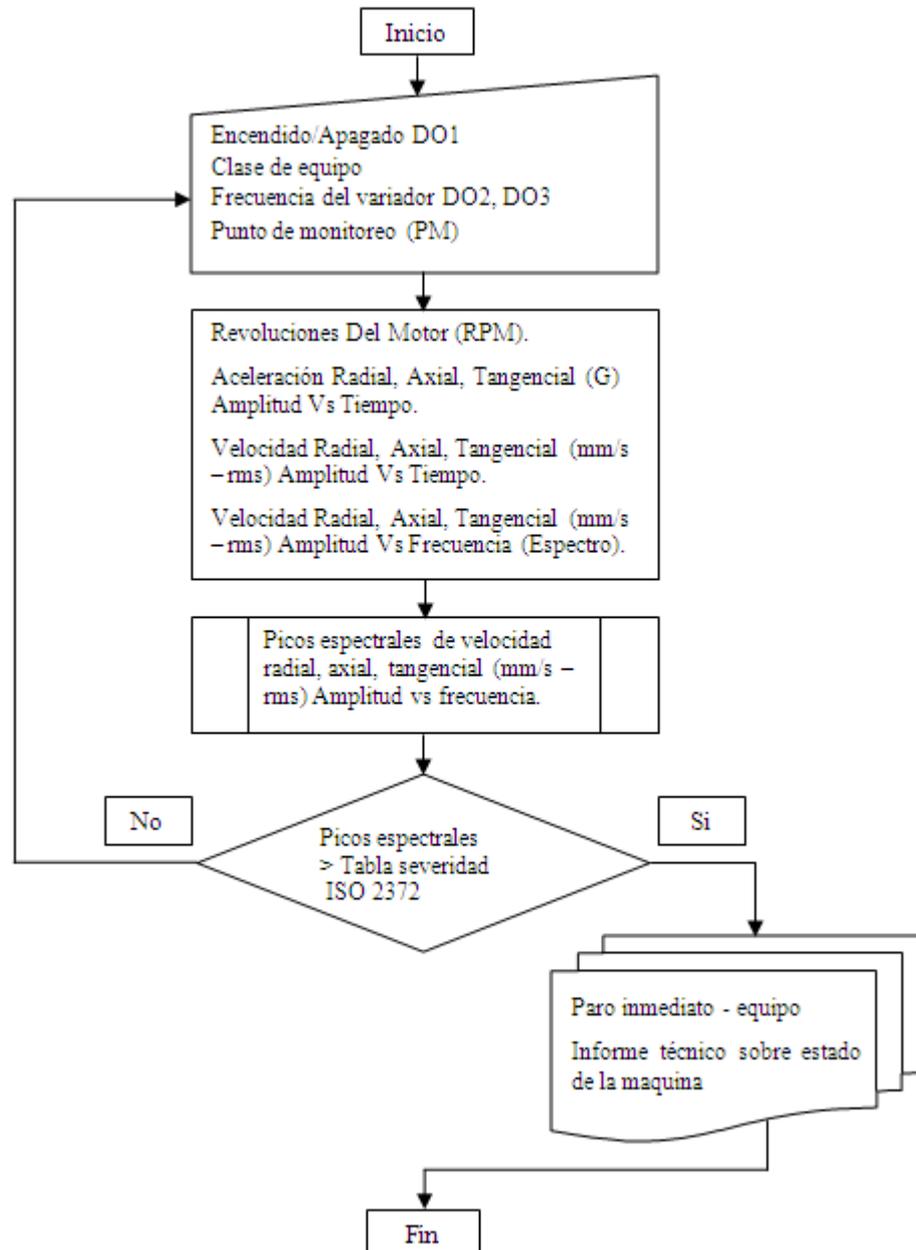


Figura 6. 4. Algoritmo de programación del código fuente.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

INSTRUMENTOS VIRTUALES (VIs) Y BLOQUES DE PROGRAMACIÓN DEL SISTEMA

En esta sección se dará una explicación de la aplicación informática realizado en la plataforma de programación NI LabVIEW, detallando cada elemento/bloque utilizado e indicando su función.

A. ADQUISICIÓN DE LAS SEÑALES

BLOQUES/VIs PARA ADQUISICIÓN DE SEÑALES

A continuación se detalla cada uno de los bloques/VIs utilizados en el código fuente para la adquisición de señales y cuál es su función dentro de la programación:

SpatialOpen.vi

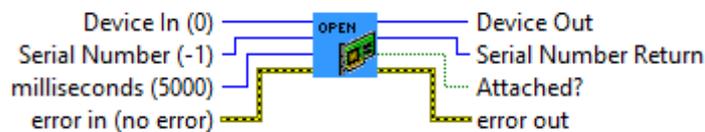


Figura 6. 5. SpatialOpen.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Abrir o establecer una conexión a un PhidgetSpatial para iniciar la lectura de datos, en el número de serie especifique -1 para abrir cualquier dispositivo, en el tiempo de espera para el archivo adjunto especifique 0 para que la espera sea continua.

SpatialEvenCreate.vi

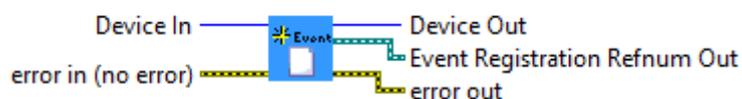


Figura 6. 6. SpatialEvenCreate.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Establecer un identificador de evento de cambio de datos, mediante el serial de identificación, obtiene la dirección de donde provienen los datos monitoreados para luego ser ordenados y enlazados al siguiente bloque/vi.

SpatialEventExe.vi

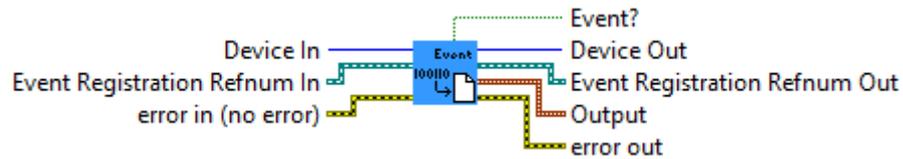


Figura 6. 7. SpatialEventExe.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Reconoce, presenta y converge a los datos que son adquiridos de manera continua, de acuerdo a la unidad de trabajo establecida por el acelerómetro, con un tiempo de ejecución hasta 8 ms, los datos son presentados en formato Clúster (arreglo) mediante el Output.

IfSetOutputState.vi

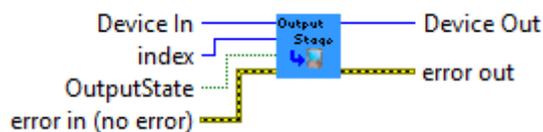


Figura 6. 8. IfSetOutputState.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Se encarga de activar y desactivar una salida digital (0,1).

IfGetSensorValue.vi

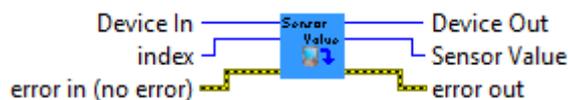


Figura 6. 9. IfGetSensorValue.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Reconoce la entrada análoga y obtiene el valor de (0 – 1000) mVolts del sensor analógico.

SpatialEventClose.vi

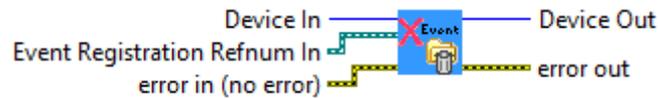


Figura 6. 10. SpatialEventClose.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Cierre de la manija de cambio de datos del evento Phidget espacial mediante el serial de identificación, finaliza el intercambio de datos monitoreados.

PhidgetClose.vi

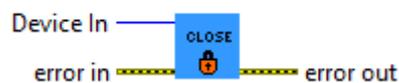


Figura 6. 11. PhidgetClose.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Cierra la conexión de un dispositivo Phidget, además de clausurar la lectura de datos y terminar el proceso de adquisición y procesamiento de los datos monitoreados.

ErrorHandler.vi



Figura 6. 12. ErrorHandler.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Crear un controlador de errores Phidget, además de recolectar cualquier error que haya ocurrido en cualquiera de los bloques/VIs antes expuestos, para así mostrar una alerta de error inmediata e interrumpir el programa.

Close Reference

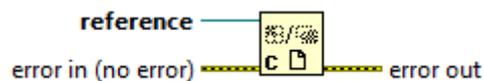


Figura 6. 13. Close Reference.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Cierra una referencia numérica asociado a un VI abierto, objeto VI, una instancia de la aplicación abierta, o un objeto ActiveX o .NET.

B. PROCESAMIENTO DE LAS SEÑALES

BLOQUES/VIs PARA PROCESAMIENTO DE SEÑALES

A continuación se describe cada uno de los bloques/VIs utilizados para el procesamiento de señales y cuál es su función dentro de la programación:

Unbundle By Name

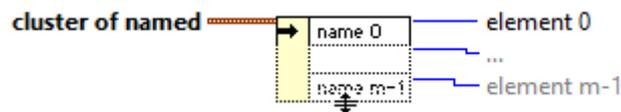


Figura 6. 14. Unbundle By Name.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Devuelve los elementos de racimo cuyos nombres el usuario especifique, este no tiene que llevar un registro de la orden de los elementos dentro de la agrupación, esta función no requiere que el número de elementos para

que coincida con el número en el cluster, después de cablear un clúster para esta función, se puede seleccionar un elemento individual de la función.

Merge Signals

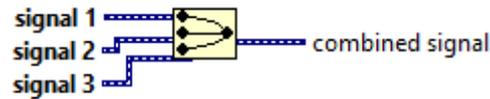


Figura 6. 15. Merge Signals.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Combina dos o más señales en una sola salida, cambiar el tamaño de la función para agregar más entradas, esta función aparece en el diagrama de bloques de forma automática cuando se conecta una señal de salida a otra señal.

Split Signals

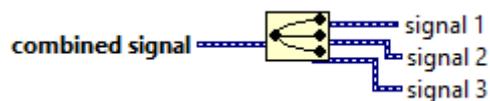


Figura 6. 16. Split Signals.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Divide dos o más señales en señales de componentes, cambiar el tamaño de la función para añadir salidas, cada unidad de la señal original contiene la información de tiempo (t_0 y dt) de la forma de onda. Cuando LabVIEW divide la señal, cada señal resultante retiene la información original.

Wait (ms).



Figura 6. 17. Wait (ms).

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Espera hasta que el valor del temporizador de milisegundos se convierte en un múltiplo del múltiplo milisegundo especificado, utilizar esta función para sincronizar las actividades, puede llamar a esta función en un bucle para controlar la velocidad de ejecución del bucle.

Build Table

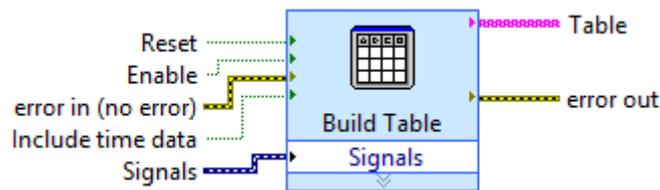


Figura 6. 18. Build Table.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Convierte una señal o señales en una tabla de datos que enumera la amplitud de cada señal y los datos de tiempo para cada punto en la señal.

Build XY Graph

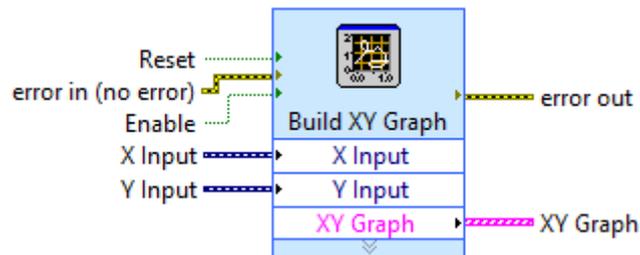


Figura 6. 19. Build XY Graph.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Formatos de datos que se mostrarán en un gráfico XY, Nota Este VI Express aparece en el diagrama de bloques cuando se agrega un gráfico XY expreso al panel frontal. Usted puede encontrar el gráfico XY expreso en la paleta gráfica.

Clúster To Array



Figura 6. 20. Clúster To Array.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Convierte un grupo de elementos del mismo tipo de datos a una matriz de 1D de elementos del mismo tipo de datos.

Array Max & Min

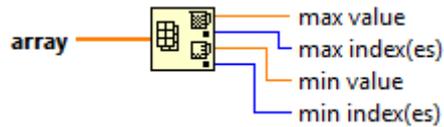


Figura 6. 21. Array Max & Min.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Retorna los valores máximos y mínimos de un arreglo matricial, siempre cuando estos sean llamados.

Convert to Dynamic Data



Figura 6. 22. Convert to Dynamic Data.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Convierte tipos de datos numéricos, booleano, de forma de onda y la matriz del tipo de datos dinámico para su uso con los VI Express.

Vibration Level

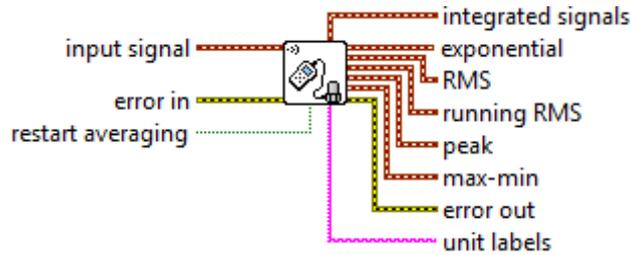


Figura 6. 23. Vibration Level

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Realiza varias mediciones del nivel de vibración para un solo canal o varios canales, también se puede realizar la integración individual o doble en la señal de dominio de tiempo, puede calcular la velocidad o el desplazamiento de una medición de la aceleración. Se puede calcular mediciones del nivel de vibración en cinco modos diferentes: RMS, pico, exponenciales, RMS y max-min.

SoundVib Integration.lvlib:SVL Integration.vi

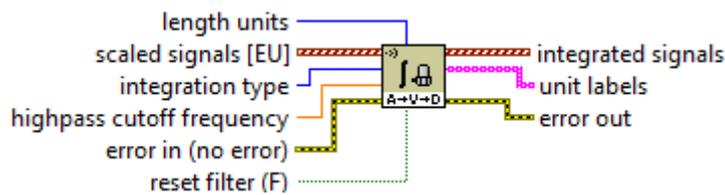


Figura 6. 24. SoundVib Integration.lvlib:SVL Integration.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Convierte la aceleración a la velocidad o desplazamiento utilizando una forma de onda de dominio de tiempo como la entrada, datos de cables a la entrada de señal de escala [UE-Unidades de ingeniería] para determinar la instancia polimórfica para usar o seleccione la instancia manualmente.

Convert from Dynamic Data



Figura 6. 25. Convert from Dynamic Data.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Convierte el tipo de datos dinámico a Boole, forma de onda, y los tipos de datos numéricos, matriz para su uso con otros VIs y funciones.

Index Array

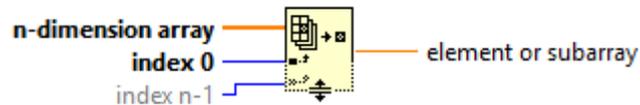


Figura 6. 26. Index Array.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Devuelve el elemento o subconjunto de la matriz n-dimensión en el índice, al cablear un arreglo para esta función, la función cambia de tamaño automáticamente para mostrar las entradas de índice para cada dimensión en la matriz que el alambre de n-dimensión de matriz.

Power Spectrum

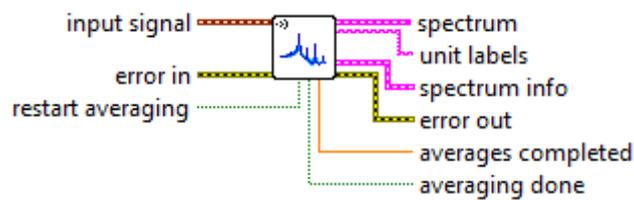


Figura 6. 27. Power Spectrum.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Calcula el espectro promediado de magnitud, espectro de potencia, o la densidad espectral de potencia de una sola o de múltiples canales, el espectro de Potencia puede devolver los espectros en unidades de pico a pico de la raíz cuadrada media y pico.

Peak Search

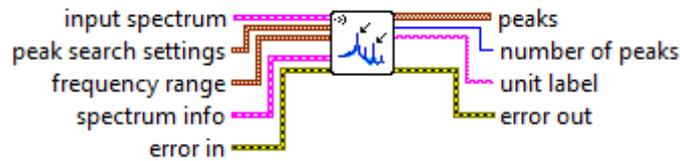


Figura 6. 28. Peak Search.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Realiza una búsqueda de pico en el dominio de la frecuencia. Puede detectar ya sea una sola o múltiples picos en un espectro de magnitud o espectro de potencia. Se puede especificar el umbral de magnitud y alcance de frecuencia para ajustar la búsqueda de picos. Puede utilizar la señal de entrada y las opciones de configuración especificadas para buscar, ya sea para uno o varios picos dentro del rango establecido.

While Loop

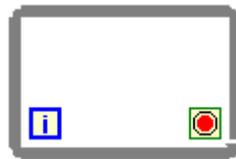


Figura 6. 29. While Loop.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Repite el diagrama de su interior hasta que el terminal condicional, un terminal de entrada, recibe un valor booleano en particular, el valor booleano depende del comportamiento continuación de la Mientras Loop. Haga clic derecho en el terminal condicional y seleccione Detener si es verdadero o Continuar si es verdadero en el menú contextual. También puede conectar un clúster de error a la terminal condicional, haga clic en el terminal, y seleccione Detener en error o Continuar mientras error en el menú contextual. El ciclo Mientras ejecuta siempre al menos una vez.

Case Structure

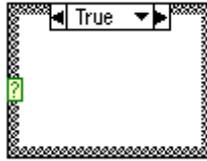


Figura 6. 30. Case Structure.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Tiene uno o más subdiagramas, o casos, exactamente uno de los cuales se ejecuta cuando la estructura se ejecuta, el valor por cable al terminal selector determina qué caso a ejecutar y puede ser booleano, cadena, entero, tipo enumerado, o clúster de error. Haga clic derecho en la estructura fronteriza para agregar o eliminar los casos. Utilice la herramienta de Etiquetado para introducir el valor (s) en la etiqueta de selección de casos y configurar el valor (s) a cargo de cada caso.

Flat Sequence Structure

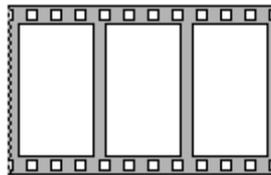


Figura 6. 31. Flat Sequence Structure.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Consiste en uno o más subdiagramas, o tramas, que se ejecutan secuencialmente, utilice la estructura de secuencia plana para asegurarse de que un subdiagrama ejecuta antes o después de otra subdiagrama. El flujo de datos para la estructura de plano secuencia difiere de flujo de datos para otras estructuras. Frames en una estructura de plano secuencia ejecutan de izquierda a derecha y cuando todos los valores de datos por cable a un bastidor están disponibles. Los datos de las hojas de cada cuadro como el marco terminen de ejecutarse, esto significa que la entrada de una trama puede depender de la salida de otro marco.

C. PRESENTACIÓN Y MUESTREO DE DATOS

BLOQUES/VIS PARA PRESENTACIÓN Y MUESTREO DE LOS DATOS

A continuación se describe cada uno de los bloques/VIs utilizados para la presentación y muestreo de los datos y cuál es su función dentro de la programación:

NI report.lvclass:New Report.vi

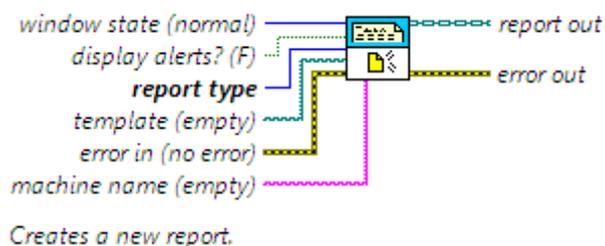


Figura 6. 32. NI report.lvclass:New Report.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Inicia la creación de un nuevo reporte, ya sea en formato Word o Excel según la selección en el tipo de reporte.

NI_ReportGenerationToolkit.lvlib:Word Easy Title.vi

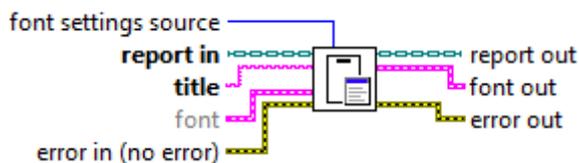


Figura 6. 33. NI_ReportGenerationToolkit.lvlib:Word Easy Title.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Añade un título a un reporte de Microsoft Word.

NI_ReportGenerationToolkit.lvlib:Word Easy Text.vi

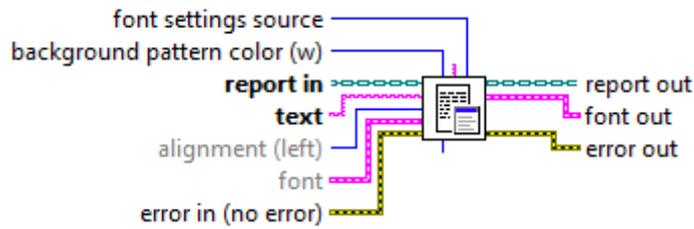


Figura 6. 34. NI_ReportGenerationToolkit.lvlib:Word Easy Text.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Añade líneas de texto en un reporte de Microsoft Word.

NI_ReportGenerationToolkit.lvlib:Word Easy Table.vi

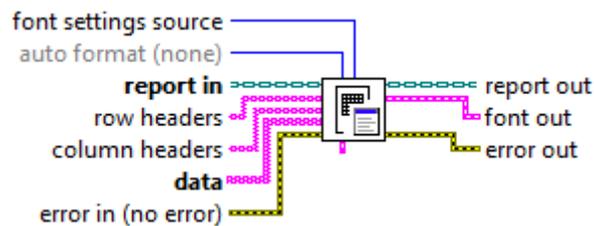


Figura 6. 35. NI_ReportGenerationToolkit.lvlib:Word Easy Table.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Inserta y da formato a una tabla en un informe de Microsoft Word. Los datos son presentados y guardados en formato de texto.

NI_Report.lvclass:Append Control Image to Report.vi

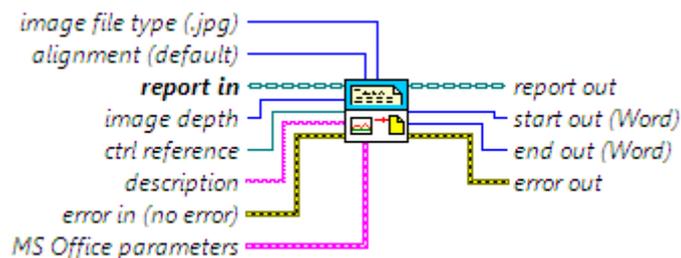


Figura 6. 36. NI_Report.lvclass:Append Control Image to Report.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Crea una imagen del objeto del panel frontal que se especifica en referencia y lo anexa a un informe.

NI_Report.lvclass:Dispose Report.vi



Figura 6. 37. NI_Report.lvclass:Dispose Report.vi

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Cierra el informe y libera su interfaz, lo que ahorra memoria. Después de que el VI se ejecuta, no puede realizar otras operaciones en el informe. El Deseche Informe VI debe ser el último VI utiliza cuando se crea un informe.

Buil Array

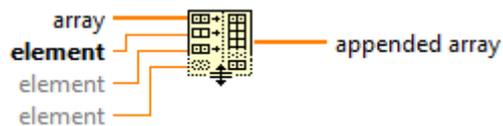


Figura 6. 38. Buil Array.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Une varios arreglos matriciales o elementos numéricos y crea una matriz resultante ordenado de estos.

Table

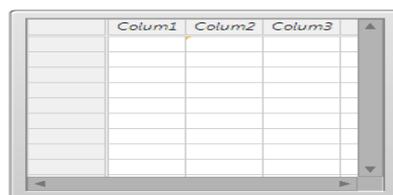


Figura 6. 39. Table.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: Ordena y muestra datos de n señales en columnas ordenadas. Almacena temporalmente los datos para luego ser utilizados en una presentación de informe.

Waveform Chart

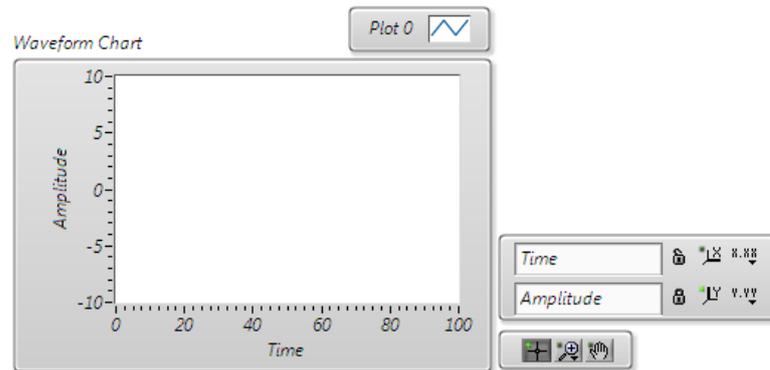


Figura 6. 40. Waveform Chart.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: El gráfico de forma de onda es un tipo especial de indicador numérico que muestra una o más parcelas de datos típicamente adquiridas a un ritmo constante.

Waveform Graft

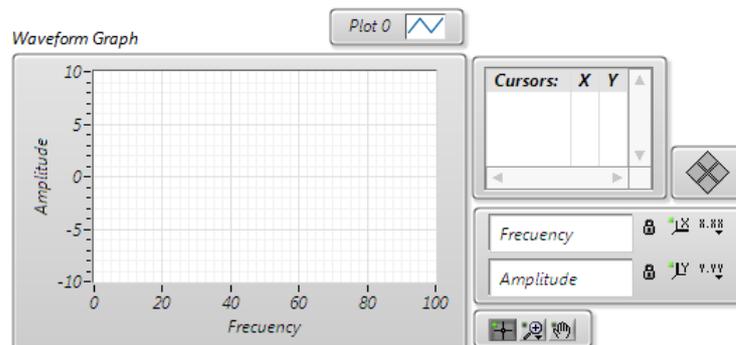


Figura 6. 41. Waveform Graft.

Fuente: (NI Labview, 2011)

Descripción: El gráfico de forma de onda muestra una o más parcelas de mediciones uniformemente muestreados. El gráfico de forma de onda sólo las

funciones de un solo valor, como en $y = f(x)$, con puntos distribuidos uniformemente a lo largo del eje x, como formas de onda de tiempo variable adquiridos.

D. BLOQUE DE PROGRAMACIÓN PARA ENCENDIDO, ENTRADA DE DATOS COMO FRECUENCIA DE ROTACION, PUNTO DE MEDICIÓN Y CARACTERISTICAS ESPECIFICAS DEL EQUIPO A MONITOREAR

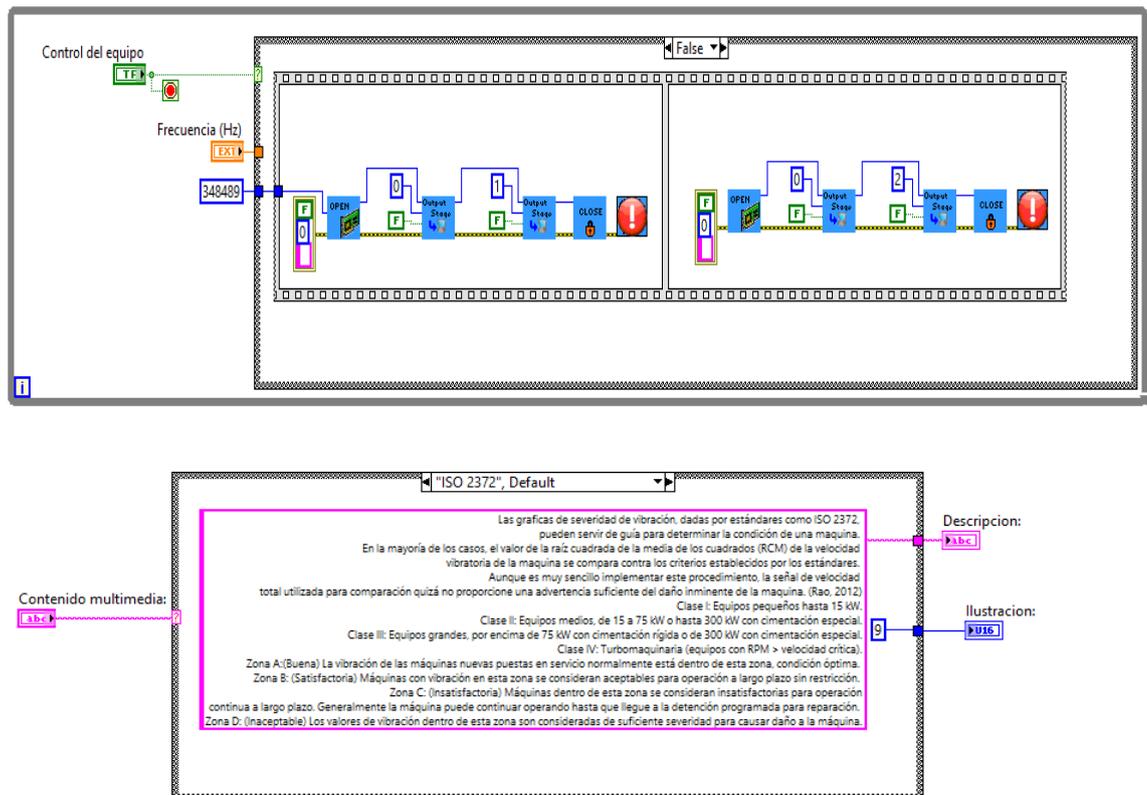


Figura 6. 42. Bloque de programación para encendido y entrada de datos.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En este bloque de programación se definen el tipo de máquina a monitorear como por ejemplo: bombas con soporte rígido o móvil con motor adherido y separado entre otras, esto es exclusivo para cotejar datos en las normas de severidad expuestas anteriormente. Además se describe los parámetros de funcionamiento del conjunto motor - bomba específico para 1 HP, como son la frecuencia de rotación, punto de medición de la vibración etc.

E. BLOQUE DE PROGRAMACIÓN PARA ADQUISICIÓN DE DATOS PROVENIENTES DEL SENSOR DE ACELERACIÓN Y ENCODER

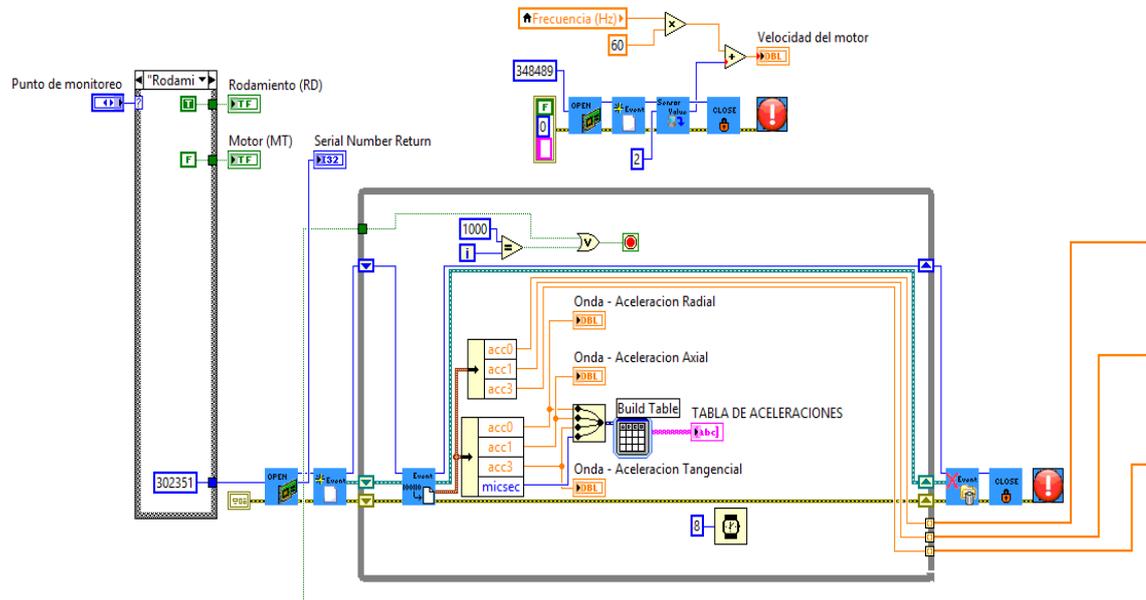


Figura 6. 43. Bloque de programación para adquisición de datos.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En este bloque de programación se obtienen los datos analógico/digitales provenientes del acelerómetro y encoder mediante la tarjeta de adquisición de datos, se procede a identificar el número de serie de cada sensor para crear la conexión directa para adquisición de datos, se obtiene una señal compuesta en clúster de cuatro señales para el acelerómetro las cuales se procede a tamizarlas mediante un Umbundel.vi y se obtienen las señales en separado de la aceleración en X, Y, Z, y luego se registran temporalmente en matrices 1D para su posterior análisis y valores de 0 – 1000 mV para el encoder mediante la entrada analógica (2) que mediante una conversión analógico/digital los valores son expuestos en RPM.

F. BLOQUE DE PROGRAMACIÓN PARA ALMACENAMIENTO Y LECTURA DESDE UN ARCHIVO DE TEXTO DE LOS DATOS PROVENIENTES DEL SENSOR DE ACELERACION

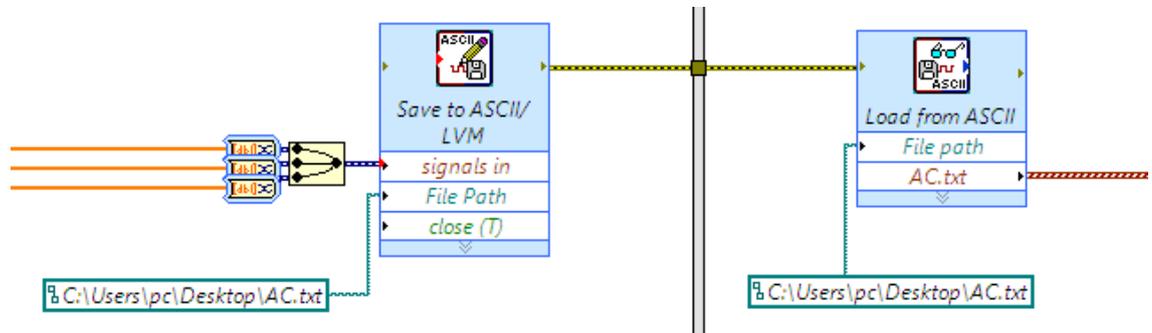
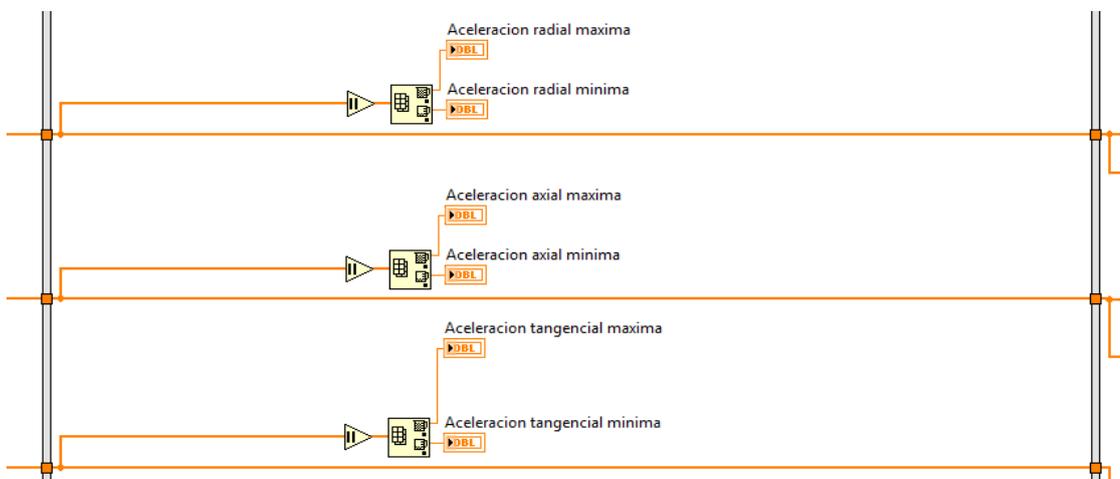


Figura 6. 44. Bloque de programación para almacenamiento y lectura de datos.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En este bloque de programación se procede mediante el vi Save to ASCII/LVM para guardar y tabular los datos numéricos de aceleración (G) de las señales ya antes organizadas en matrices 1D, esto se realizó para darles un formato decimal específico a los datos numéricos para luego no tener ningún problema con los datos decimales. Luego mediante el vi Load from ASCII se procede a leer los datos ya organizados y formateados para su posterior análisis.

G. BLOQUE DE PROGRAMACIÓN PARA ANÁLISIS ESPECTRAL MEDIANTE EL ANÁLISIS FFT DE LOS DATOS PROVENIENTES DEL SENSOR DE ACELERACION



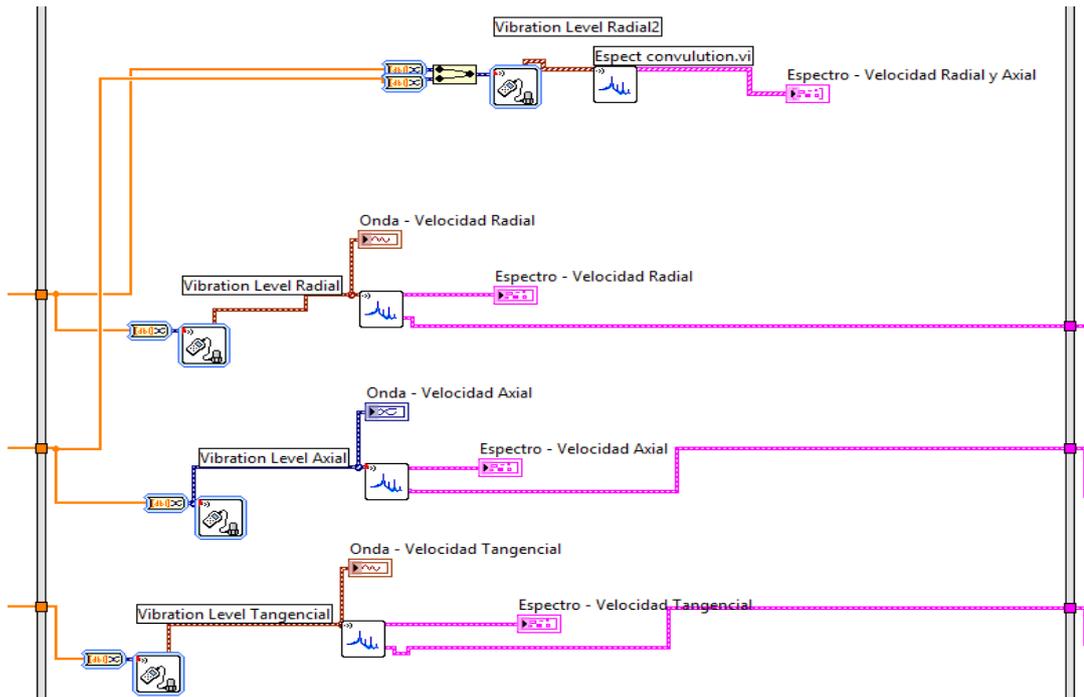


Figura 6. 45. Bloque de programación para análisis espectral.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En este bloque de programación se procede a utilizar los vis de la librería de análisis de vibraciones y sonido. En primer lugar se leen los datos ya tabulados anteriormente en el bloque anterior y se procede a escalarlos en unidades de ingeniería en este caso unidades (G), esto es muy importante para que los vis siguientes reconozcan una sola unidad, luego se ingresa las tres señales de aceleración en el vi de vibración level en el cual es el encargado de integrar las señales que se encuentran en unidades de aceleración (G) y transformarlas en unidades de velocidad (mm/s), luego de este paso se procede a analizar las señales individualmente mediante los vis de Power spectrum que se encargan de transformar las señales adquiridas en el tiempo y tamizarlas en orden frecuencial cada onda inscripta en ella por tal motivo se utiliza la FFT (transformada rápida de Fourier).

H. BLOQUE DE PROGRAMACIÓN PARA BÚSQUEDA DE LOS PICOS ESPECTRALES MEDIANTE EL ANÁLISIS DE ANCHO DE BANDA DE LOS DATOS PROVENIENTES DE LOS ESPECTROS DE VELOCIDAD

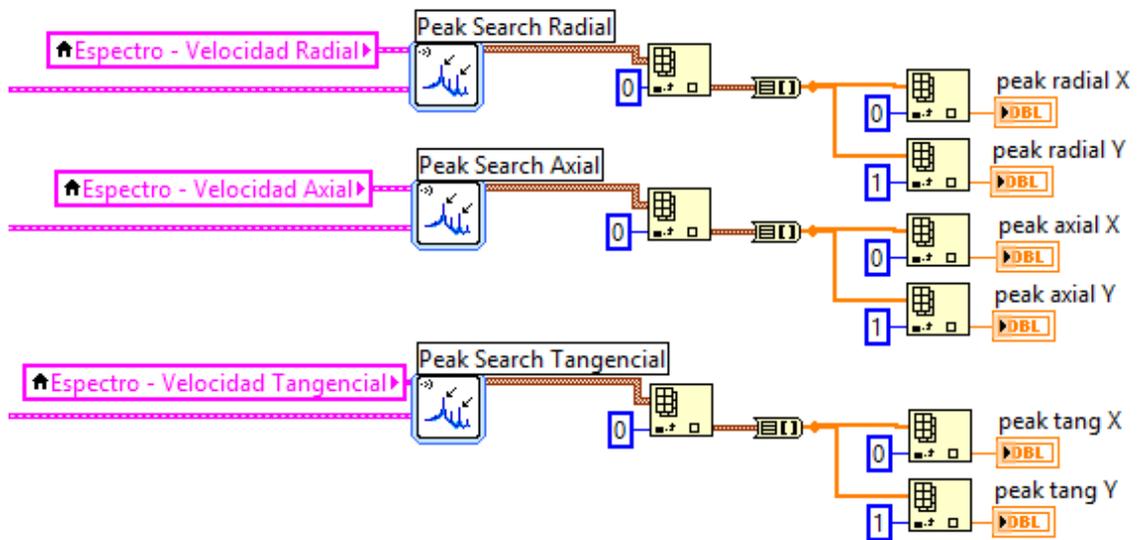


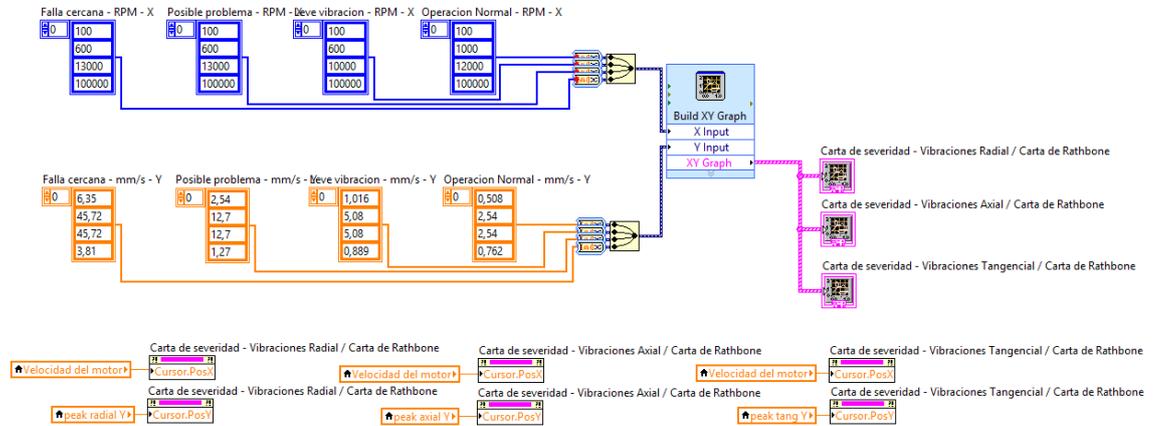
Figura 6. 46. Bloque de programación para búsqueda de los picos espectrales.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En este bloque de programación se procede a utilizar el vi Peak Search de la librería de análisis de vibraciones y sonido, el cual procede a buscar los picos más sobresalientes en orden frecuencial de los espectros de velocidad antes ya expuestos, luego estos son mostrados y a su vez convertidos en coordenadas (X,Y) esto para luego ser ilustradas en las cartas de severidad de vibración y cotejar la magnitud del pico analizado con el límite máximo permisible expuestos en las normas internacionales.

I. BLOQUES DE PROGRAMACIÓN DE LAS CARTAS DE SEVERIDAD DE VIBRACIONES MECÁNICAS

▪ Carta De Rathbone



▪ Carta De Severidad Según La Norma Iso 2372

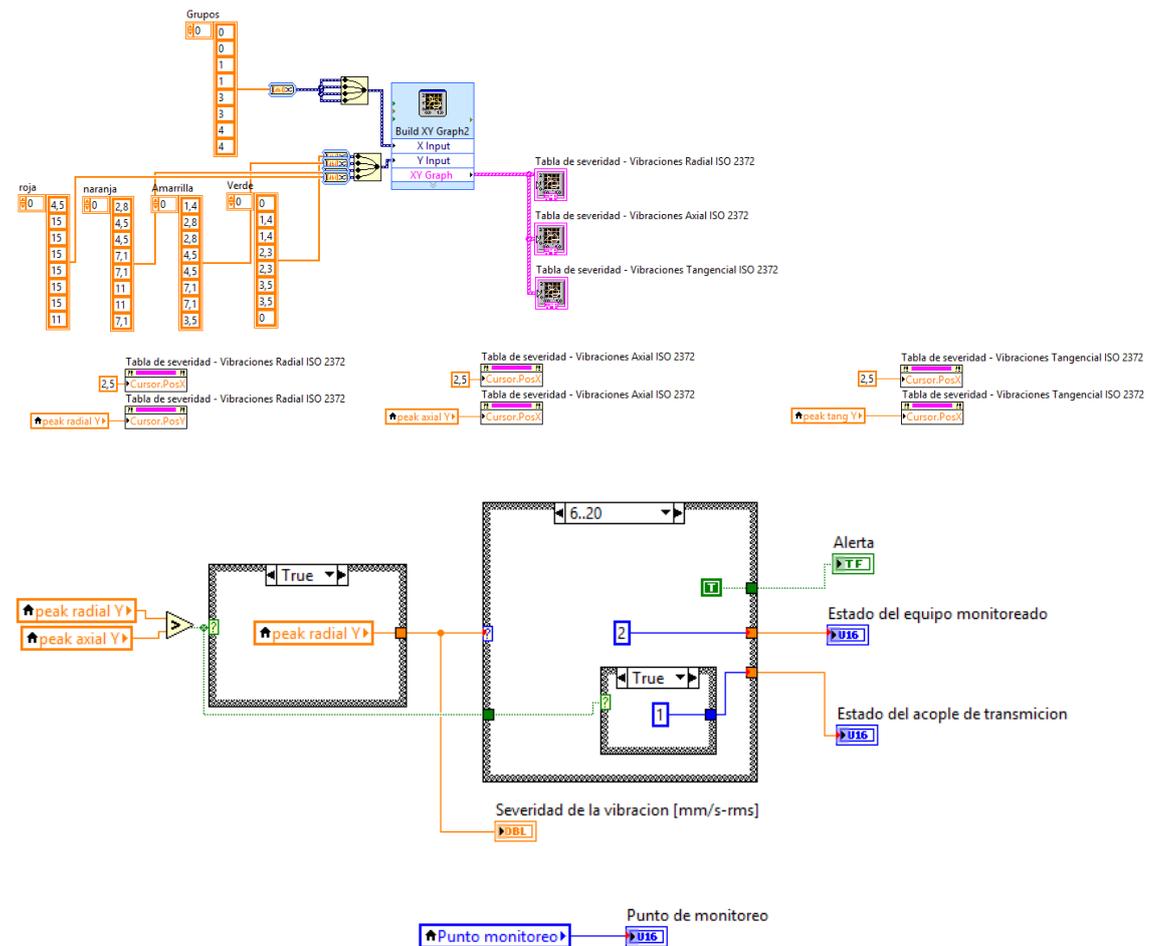


Figura 6. 47. Bloques de programación de las cartas de severidad de vibraciones mecánicas.

Fuente: Autor (Aldaz L.) Ver Anexo B1, B2.

Descripción: En este bloque de programación se procede a muestra gráficamente los límites permisibles expuestos en cada una de las normas internacionales mostradas anteriormente, y mediante cursores gráficos se indica en que región de la cara de severidad se encuentra el pico máximo adquirido en el espectro de velocidad, para luego cotejar esos límites y el valor del pico si establecer si se encuentra en las regiones ya sean aceptable, tolerable, insatisfactoria o inaceptable, si se encontrara en las dos primeras regiones se presentara un aviso en texto colorido y caso contrario se encuentre en cualquiera de las dos últimas regiones el programa se encarga de apagar el equipo y generar un informe técnico de los parámetros iniciales y finales que provocaron esta decisión.

J. BLOQUES DE PROGRAMACIÓN PARA LA GENERACIÓN DEL INFORME TÉCNICO EN MICROSOFT WORD Y PARA LA VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS EN EL CUADRO FINAL

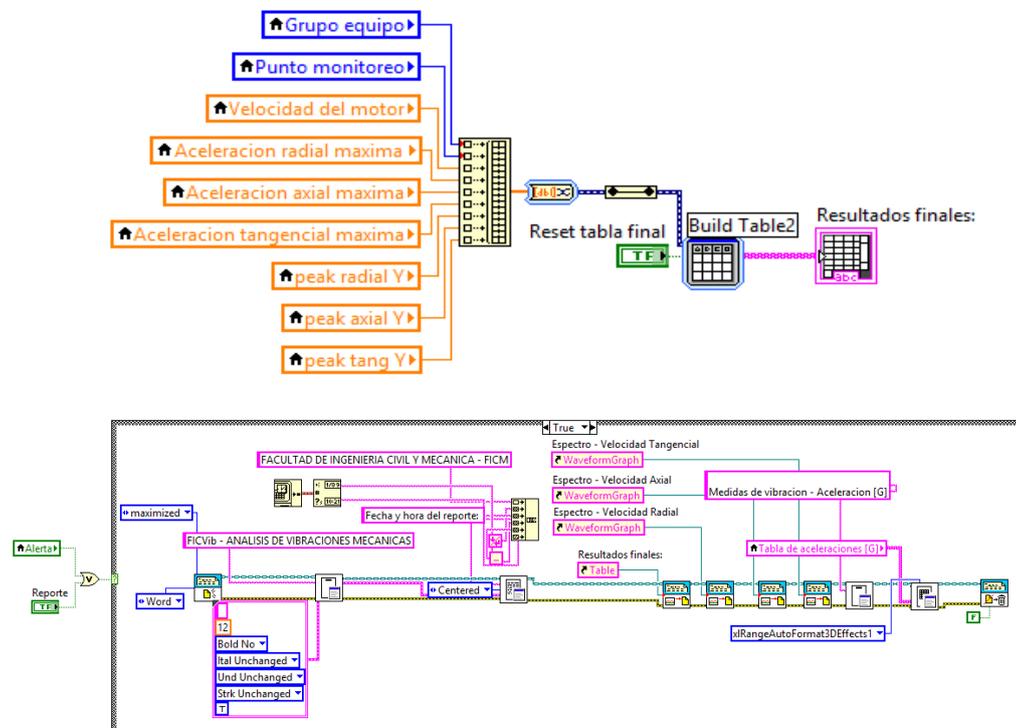


Figura 6. 48. Bloques de programación para la generación del informe.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En este bloque de programación se procede a programar las salidas de texto y magnitudes monitoreadas de todos los parámetros de la vibración como la aceleración, velocidad, rpm, tipo de equipo, etc. Se presenta los resultados en una representación tabular por medio de un concaténate string, luego se programa los vis para la generación del informe técnico en Microsoft Word, adjuntando a cada uno de ellos los gráficos espectrales y tablas que se van a enlazar con el documento generado.

K. PRESENTACIÓN GRÁFICA EN PANTALLA (HMI). PANTALLA PRINCIPAL (TAB 1 - PARÁMETROS DE SIMULACIÓN)



Figura 6. 49. Pantalla principal (Tab 1 - parámetros de simulación).

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En la pantalla principal se muestra todos los parámetros como se va a realizar la simulación y medición, para este propósito se cuenta con elementos interactivos para el usuario como lo son el control de encendido y apagado del equipo, una ventana desplegable para elegir qué clase de equipo se va a monitorear, una manija numérica para seleccionar la frecuencia a la cual debe funcionar el motor por medio del variador de velocidad, cuenta con un selector del punto de monitoreo en el cual se va a realizar la medición ya sea tanto en el motor

o en el rodamiento, se introdujo un indicador numérico para la velocidad de giro real a cual se encuentra el equipo, cuenta además con un panel desplegable de contenido multimedia en el cual se puede seleccionar variar categorías para consulta como lo son: procedimientos de simulación, catálogos de los equipos utilizados y normativa internacional para referencia y consulta.

PANTALLA SECUNDARIA (TAB 2 – DOMINIO DE TIEMPO)

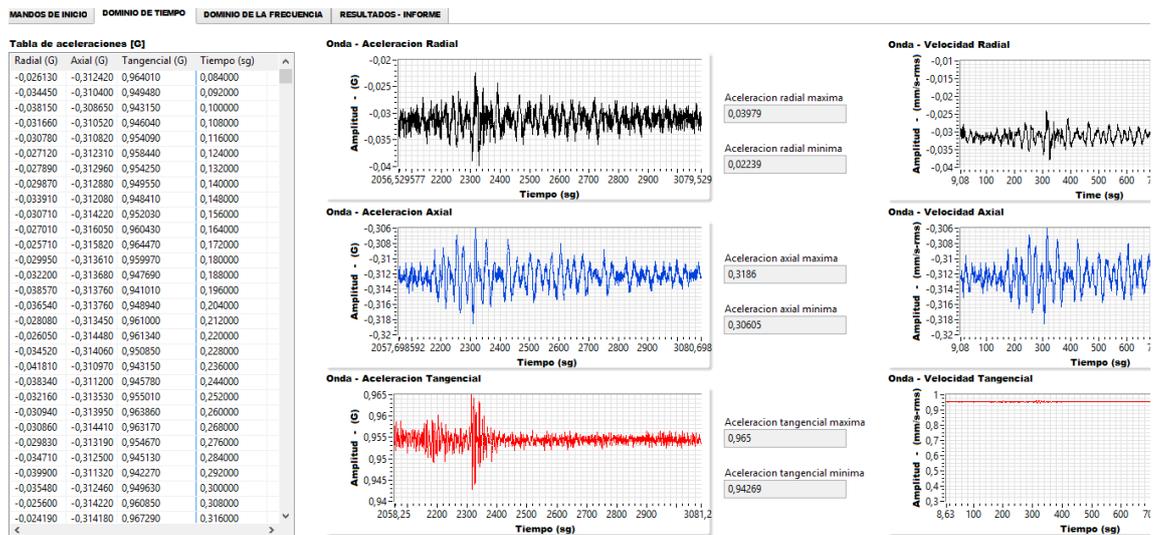


Figura 6. 50. Pantalla secundaria (Tab 2 – dominio de tiempo).

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: la segunda pantalla cuenta con elementos de representación gráfica de la variación de la aceleración de la vibración (G) en función de tiempo, como lo es una tabla de representación numérica que presenta y guarda tubularmente a variación de la aceleración tanto radial, axial y tangencial en función del tiempo, se cuenta con tres pantallas de representación gráfica-numérica de la variación de esas aceleraciones (G) y tres de la variación de a velocidad (mm/s - rms) en función de tiempo cada gráfica cuenta con un cuadro de presentación numérica de la aceleración máxima y mínima.

PANTALLA TERCERA (TAB 3 – DOMINIO DE LA FRECUENCIA)

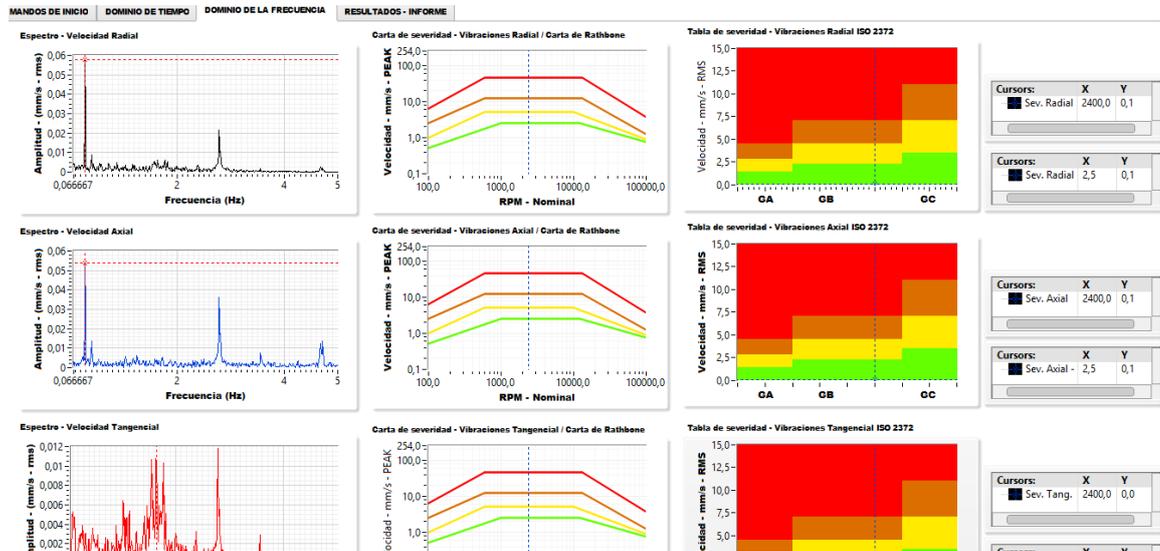


Figura 6. 51. Pantalla tercera (Tab 3 – dominio de la frecuencia).

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: La tercera pantalla cuenta con elementos de representación gráfica de la variación de la velocidad de la vibración (mm/s - rms) en función de la frecuencia (CPM x running speed) también llamados gráficos espectrales, se han añadido tres gráficos espectrales una para cada componente ya sean radial axial o tangencial, cada grafico contiene un cursor identificativo que calcula el pico más alto del espectro y mediante representación gráfica y numérica coteja con las dos normativas expuestas con son la carta de Rathbone y la ISO 2372 que están representadas gráficamente en los seis gráficos a la izquierda como se puede observar, en estos gráficos se ha programado para que si el valor de los picos sobrepase el límite establecido por la norma envía un aviso textual-numérico hacia la siguiente pantalla.

PANTALLA CUARTA (TAB 3 – RESULTADOS - INFORME)

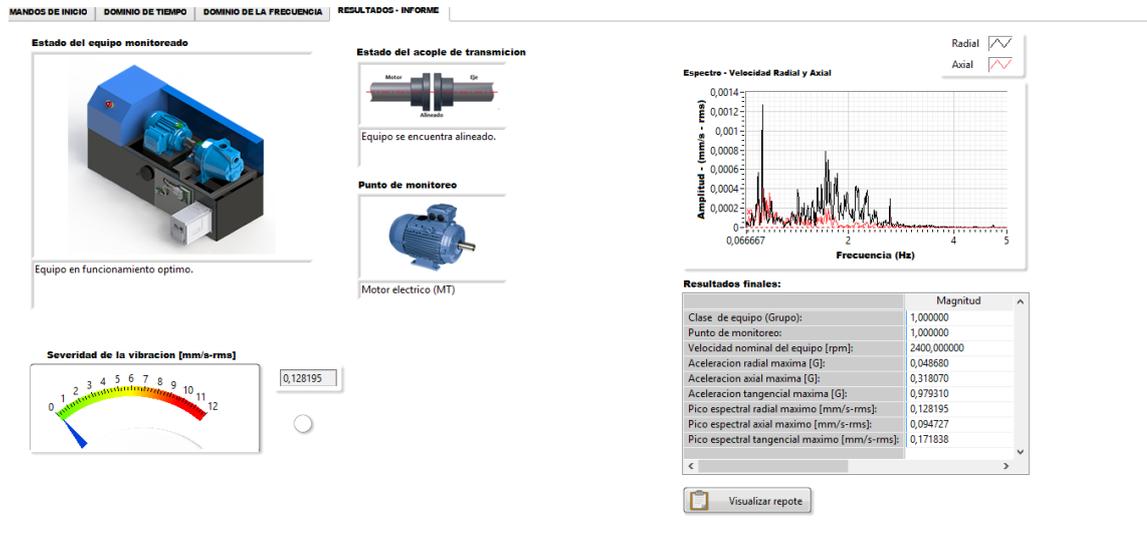


Figura 6. 52. Pantalla cuarta (Tab 3 – resultados - informe).

Fuente: Autor (Aldaz L.)

Descripción: En esa última pantalla se encarga de resumir mediante datos adquiridos anteriormente el estado de operación y funcionamiento de la máquina o equipo, para estos se cuenta con un indicador grafico de la máquina utilizada para el análisis el cual va cambiando de como ya sea de norma a tomate o rojo según sea la condición de la máquina, además de dos indicadores que presentan cual es el problema puntual ya sea por desalineación paralela , angular o mixta y donde se está produciendo esta anomalía ya sea el motor o el rodamiento, se puede apreciar un gráfico espectral que contiene los espectros radial y axial para así poder compararlos y ver cuál es el pico más sobresaliente en cada uno de ellos junto con él se encuentra una tabla en el cual se representa resumidos todos los parámetro y magnitudes monitoreadas por el sistema, luego se observa un indicador grafico numérico el cual indica cual es la magnitud del pico más sobresaliente censado ya sea en el espectro de velocidad radia o el axial al sobrepasar los imites de severidad establecidos anteriormente este se encarga de enviar una señal digital hacia la paca de control electrónica para ejecutar el paro de emergencia y genera un informe técnico de los parámetros censados y de sus anomalías.

6.7. METODOLOGIA

La metodología aplicada en ese estudio comprende los sistemas ya antes expuestos como son: Sistema eléctrico de potencia, sistema electrónico de mando y adquisición de datos, sistema de monitoreo y control por medio de software.

Además de un sistema mecánico - hidráulico de bombeo motor-bomba con transmisión de potencia por acople flexible eso con el fin de simular la anomalía en estudio como lo es la desalineación paralela y horizontal en el acople.

La finalidad es llegar a proporcionar y evaluar los sistemas ya antes expuestos, para llevar a cabo un programa de mantenimiento predictivo en bombas centrifugas de flujo axial.

Se ha delimitado el estudio para bombas de una potencia de 1 HP por motivos de experimentación ya que en la realidad sabemos que en la industria se utilizan bombas de mayor potencia y velocidad, pero para simulación y experimentación cumple con todos los requisitos existentes en una bomba de gran potencia, además que los sistemas y plan de mantenimiento expuestos en la propuesta son adaptables a cualquier máquina rotatoria existente en la industria.

Para simular la desalineación es necesario desfasar paralela y angularmente los ejes del motor con respecto a de la bomba mediante la plataforma guía manual anclada al motor

Los sensores de aceleración ubicados tanto en el motor como en el rodamiento censaran la variación de aceleración (G) axial, radial y tangencial de cada elemento para así comprobar el estado del mismo estas señales son adquiridas mediante la tarjeta de adquisición de datos la cual a su vez envía los datos hacia la PC y mediante la aplicación informática expuesta anteriormente se encarga de presentarnos los datos gráficamente y numéricamente tabulados de la variación de la aceleración (G) axial, radia y tangencial que a su vez son integrados para expresarlos en unidades de velocidad esto por motivos de normalización internacional luego son presentados en gráficas espectrales que identifican los picos sobresalientes por la desalineación estos valores a su vez es cotejado gráficamente y numéricamente por las cartas de severidad de vibraciones como

son las expuestas en la norma ISO 2372 y la cara de Rathbone, y según sea el nivel de vibración buena o aceptable el sistema seguirá funcionando normalmente pero si el nivel es insatisfactorio e inaceptable el sistema se detiene inmediatamente y genera un informe con todos los parámetros al cual estaba funcionando el equipo además de presentar los espectros obtenidos al momento de la detención para luego ser analizados y almacenados.

6.7.2. EJECUCIÓN DE LA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO UTILIZANDO EL BANCO DE PRUEBAS Y APLICACIÓN INFORMÁTICA

A continuación se describe los pasos y procedimiento para implementar el programa de mantenimiento predictivo por monitoreo en tiempo real.

6.7.2.1. FLUJOGRAMA DE ACTIVIDADES A SEGUIR PARA A UTILIZACION DE LA TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO POR MONITOREO EN TIEMPO REAL

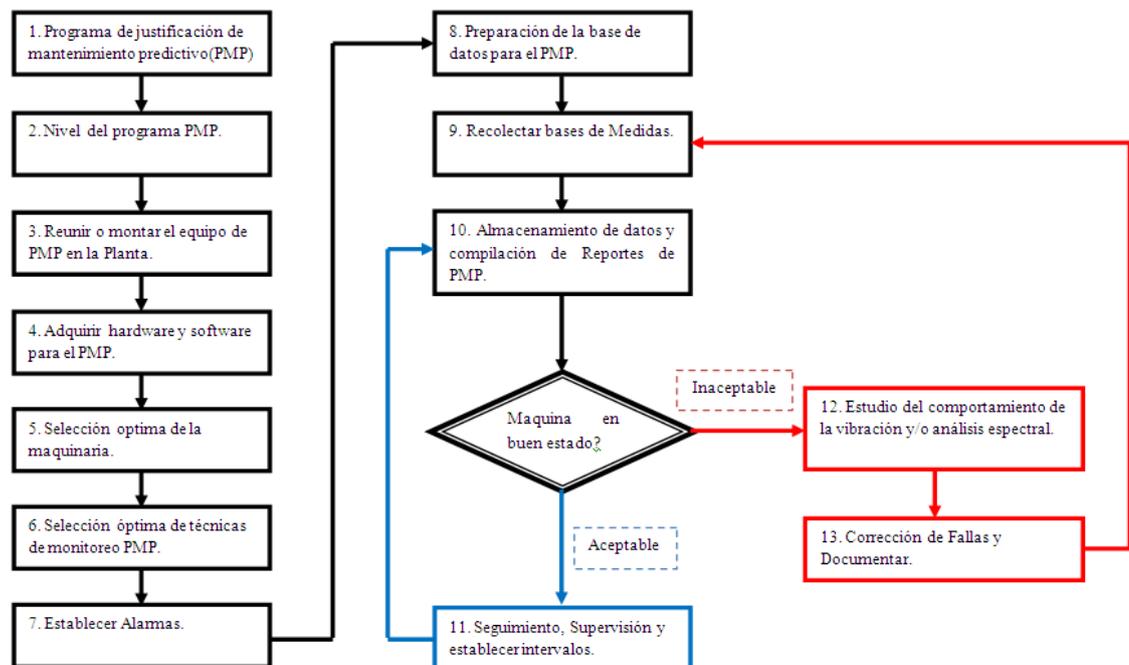
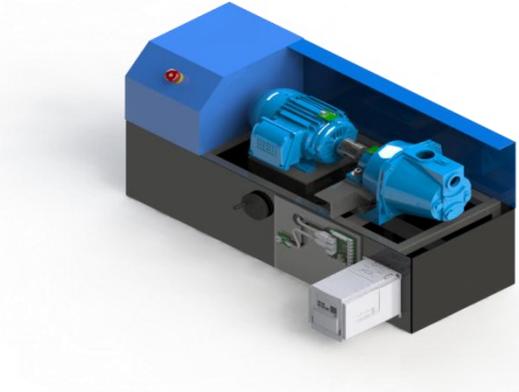


Figura 6. 53. Flujo grama de actividades en un mantenimiento predictivo.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 6.3 muestra los pasos a seguir para la medición de las vibraciones por desalineación paralela.

Tabla 6. 3. Metodología para la medición de las vibraciones por desalineación paralela.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica Carrera de Ingeniería Mecánica	
Centro de estudios y análisis:	Laboratorio de Electrónica Industrial - FICM
Software/Aplicación:	NI LabVIEW - VibroFICM
Fecha de ejecución:	
Banco de pruebas – Desalineación Paralela	
	
Procedimiento:	
	<p>Paso 1: Verificar que el sistema motor-bomba se encuentre alineado esto se lo realiza por inspección visual del acople el cual debe tener una linealidad entre el eje del motor con el de la bomba además que no debe generar ruido ni vibración alguna.</p>
	<p>Paso 2: Mediante la aplicación informática realizada (VibroFICM) se procede a manejo total del equipo mediante la PC, es decir encendemos/apagamos el equipo, variamos la frecuencia de rotación de 30 a 60 Hz y monitoreamos la vibración generada por el equipo el cual no debe producir picos de gran magnitud.</p>



Paso 3: Girar la manecilla de la mesa móvil hacia la izquierda para que la misma ascienda de 1 hasta 3mm luego asegurar la mesa guía con el tornillo de apriete ubicado en la parte derecha de la misma esto para obtener un soporte rígido y que no ocasione vibraciones excesivas.



Paso 4: Luego ingresamos el valor de la frecuencia en la aplicación y procedemos a la toma de datos, esto para cada frecuencia de ensayo (40 y 60 Hz) respectivamente.

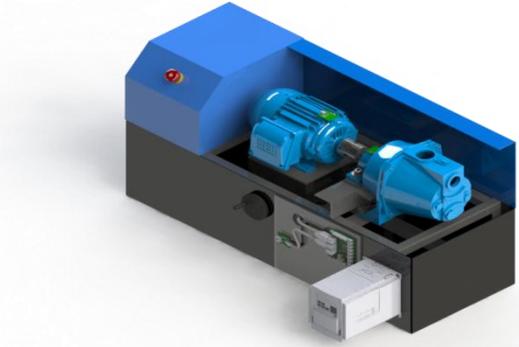
Paso 5: Visualización de los datos en la PC tanto de las señales de vibraciones en aceleración (G) en función de tiempo como también los espectros de frecuencia en velocidad generados por la vibración.

Pasó 6: Inspeccionar y cotejar con las cartas de severidad si los picos de vibración se fluctúan entre los límites establecidos por las mismas si excedieren los mismos a aplicación deshabita el equipo y genera un informe técnico de la avería.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 6.4 muestra los pasos a seguir para la medición de las vibraciones por desalineación angular.

Tabla 6. 4. Metodología para la medición de las vibraciones por desalineación angular.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica Carrera de Ingeniería Mecánica	
Centro de estudios y análisis:	Laboratorio de Electrónica Industrial - FICM
Software/Aplicación:	NI LabVIEW - VibroFICM
Fecha de ejecución:	
Banco de pruebas – Desalineación Angular	
	
Procedimiento:	
	<p>Paso 1: Verificar que el sistema motor-bomba se encuentre alineado esto se lo realiza por inspección visual del acople el cual debe tener una linealidad entre el eje del motor con el de la bomba además que no debe generar ruido ni vibración alguna.</p>
	<p>Paso 2: Mediante la aplicación informática realizada (VibroFICM) se procede a manejo total del equipo mediante la PC, es decir encendemos/apagamos el equipo, variamos la frecuencia de rotación de 30 a 60 Hz y monitoreamos la vibración generada por el equipo el cual no debe producir picos de gran magnitud.</p>



Paso 3: Girar la manecilla de la mesa móvil a la derecha para que la misma rote hasta 15 grados, luego asegurar la mesa guía con el tornillo de apriete ubicado en la parte derecha de la misma esto para obtener un soporte rígido y que no ocasione vibraciones excesivas.



Paso 4: Luego ingresamos el valor de la frecuencia en el variador de velocidad y procedemos a la toma de datos, esto para cada frecuencia de ensayo (40 y 60 Hz) respectivamente.

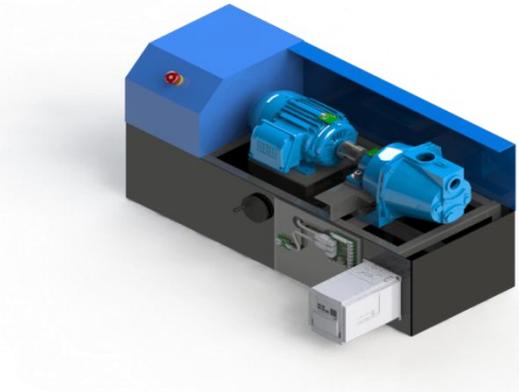
Paso 5: Visualización de los datos en la PC tanto de las señales de vibraciones en aceleración (G) en función de tiempo como también los espectros de frecuencia en velocidad generados por la vibración.

Pasó 6: Inspeccionar y cotejar con las cartas de severidad si los picos de vibración se fluctúan entre los límites establecidos por las mismas si excedieren los mismos a aplicación deshabita el equipo y genera un informe técnico de la avería.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

La tabla 6.5 muestra los pasos a seguir para la medición de las vibraciones por rodamiento deteriorado.

Tabla 6. 5. Metodología para la medición de las vibraciones por rodamiento deteriorado.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica Carrera de Ingeniería Mecánica	
Centro de estudios y análisis:	Laboratorio de Electrónica Industrial - FICM
Software/Aplicación:	NI LabVIEW - VibroFICM
Fecha de ejecución:	
Banco de pruebas – Rodamiento Deteriorado	
	
Procedimiento:	
	<p>Paso 1: Verificar que el sistema motor-bomba se encuentre alineado esto se lo realiza por inspección visual del acople el cual debe tener una linealidad entre el eje del motor con el de la bomba además que no debe generar ruido ni vibración alguna.</p>
	<p>Paso 2: Mediante la aplicación informática realizada (VibroFICM) se procede a manejo total del equipo mediante la PC, es decir encendemos/apagamos el equipo, variamos la frecuencia de rotación de 30 a 60 Hz y monitoreamos la vibración generada por el equipo el cual no debe producir picos de gran magnitud.</p>



Paso 3: Sustituir la chumacera de pared (1) por la deteriorada, ajustar el eje de la bomba con los prisioneros de la chumacera.



Paso 4: Luego ingresamos el valor de la frecuencia en el variador de velocidad y procedemos a la toma de datos, esto para cada frecuencia de ensayo (40 y 60Hz) respectivamente.

Paso 5: Visualización de los datos en la PC tanto de las señales de vibraciones en aceleración (G) en función de tiempo como también los espectros de frecuencia en velocidad generados por la vibración.

Pasó 6: Inspeccionar y cotejar con las cartas de severidad si los picos de vibración se fluctúan entre los límites establecidos además inspeccionar y calcular las frecuencias de deterioro del rodamiento expuestas en el capítulo 4 para así cotejaras y ver cuál es el principal componente Interno averiado de los elementos que conforman la chumacera de pie.

Fuente: Autor (Aldaz L.)

6.8. ADMINISTRACIÓN

El análisis económico se lo da a conocer en la siguiente tabla en donde se muestran los costos de ellos materiales en general utilizados.

Tabla 6. 6. Administración de costos.

EQUIPOS ELÉCTRICOS				
Ítem	Descripción	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
1	Motor eléctrico trifásico 1HP.	1	115	115
2	Bomba eléctrica monofásica 1HP.	1	105	105
Total				220
TARJETA Y SENSORES PARA ADQUISICIÓN DE DATOS				
Ítem	Descripción	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
1	Tarjeta Phidgetinterfacekit-port hub1019-1	1	125	125
2	Dual Relay Phidget 3051-1	1	20	20
3	Acelerómetro Phidgetspatial 1044-0	2	140	280
4	Encoder Phidget	1	60	60
5	Interruptor Trifásico 12 Am.	1	10	10
Total				505
COMPONENTES MECÁNICOS Y ESTRUCTURALES				
Ítem	Descripción	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
1	Acople flexible de mordaza.	1	25	25
2	Soporte de zócalo P204-D12mm.	2	6	12
3	Tornillo de fuerza con plataforma guía.	1	20	20
4	Eje acero inoxidable L 30cm D12mm.	1	25	25
5	Estructura base de montaje.	1	70	70
Total				152
VARIOS				
Descripción		Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Material de oficina.		1	150	150
Horas de Internet.		30	1	30
Impresión y empastados.		1	100	100
Total				280
Subtotal				1157
Imprevistos 10%				115.7
TOTAL				1272.7

Fuente: Autor (Aldaz L.)

6.9. PREVISIÓN DE A EVALUACIÓN

A haber realizado este proyecto de investigación se ha llegado a una conclusión en general que abarca todos los parámetros estudiados e hipótesis establecidas, la cual es que el análisis de vibraciones es una herramienta maestra para establecer parámetros de funcionamiento y vida útil de un equipo rotatorio, ya que además de dotarnos de una información clara y concisa es adaptable a otros sistemas como los es a un programa de mantenimiento predictivo por monitoreo en tiempo real.

La investigación aporta de manera significativa al Área de Automatización, control y mantenimiento industrial, debido a que se diseño un sistema completo de monitoreo y diagnostico de un equipo en este caso de una bomba centrifuga horizontal, además el cual es aplicable a cualquier equipo rotatorio en general, es por tano que contribuye tanto en el área académica e industrial, al ser motivo de análisis y prácticas para los estudiantes y aplicable a un programa de mantenimiento predictivo en cualquier empresa ya que mejorar el desempeño de os equipos y reducirán paras innecesarias que a la posta se traduce en gastos y no sería rentable para la empresa.

Esta investigación sirve como pauta para nuevos estudios sobre diagnósticos de máquinas basada en vibraciones mecánicas, tales como análisis de desbalance en rotores, cavitación en bombas, rotura de alabes en turbinas, rozamiento y lubricación en cojinetes, etc.

Además mediante la tarjeta de adquisición adquirida para este proyecto, que tiene varias entradas digitales y análogas, se la puede acoplar nuevos sensores ya sea de corriente, voltaje, temperatura y cámaras termográficas que ayudaran a sustentar de mayor forma el banco de pruebas con mayores variables a monitorear.

6.10. CONCLUSIONES.

- Se ve a importancia del estricto orden a seguir al momento de realizar un programa de mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas.
- El monitoreo en tiempo real por vibraciones mecánicas, proporciona información específica del funcionamiento y comportamiento de los elementos que componen el equipo monitoreado, tales como desgaste prematuro balanceo, desalineación etc.
- Un programa de mantenimiento predictivo es mucho más eficiente en comparación con el de mantenimiento post falla, ya que se puede predecir si un elemento del equipo está tendiendo a fallar y mediante el análisis se puede corregir el problema sin que ocurra daño del mismo e intervenciones prolongadas no productivas.
- Los sistemas expuestos en la propuesta como son sistema eléctrico, electrónico de mando y de diagnóstico por PC, van de la mano y son adaptables a cualquier equipo rotatorio en el cual se considere implementar un sistema de monitoreo en tiempo real.
- La aplicación informática ensamblada y programada en ese capítulo (VibFICM), abraza un amplio campo de análisis por vibraciones mecánicas en este caso no solo para vibraciones ocasionadas por desalineación sino también para todos los problemas o anomalías que se pueden identificar en el equipo por medio de vibraciones.
- A aplicación informática permitió obtener las señales de vibraciones mecánicas tanto de aceleración (G) como en velocidad (mm/s - rms) en función de tiempo y frecuencia (espectros) y cotejarlas entre sí para ver el desfase entre las magnitudes y los espectros característicos de las mismas.
- Mediante la aplicación se pudo analizar los espectros de frecuencia en velocidad, como son los picos (síncronos) más relevantes y mediante el análisis de sus magnitudes interpretar las cartas de severidad y observar en que campo de operación se encuentra el equipo.
- El sistema diseñado e implementado en este capítulo contribuye tanto a nivel industrial como educativo ya que al ser aplicable para cualquier equipo

rotatorio en la industria promueve el aprendizaje teórico – experimental de las vibraciones mecánicas como técnica de diagnóstico para llevar a cabo un mantenimiento pre-falla.

- La técnica de diagnóstico por vibraciones mecánicas es una técnica de vanguardia en lo que a mantenimiento e inspección industrial se refieren, por lo tanto esta investigación dota al estudiante los principios de funcionamiento básico y avanzado del uso de un Vibrómetro industrial que son muy utilizados en las industrias.
- La propuesta presenta una buena alternativa para este tipo de análisis con un bajo costo en cuanto a los sensores y equipos utilizados.
- Los algoritmos expuestos en este sistema, pueden ser el punto de partida para el desarrollo de aplicaciones móviles para sistemas operativos como Android, iOSX y Windows Phone, con la finalidad de introducir un sistema portátil, fiable y práctico para prevención de fallas por vibraciones mecánicas.

6.11. RECOMENDACIONES.

- A utilizar un sistema de potencia eléctrico se debe instalar un interruptor térmico de desconexión rápida, esto para priorizar la vida útil de los demás dispositivos eléctricos - electrónicos de mayor importancia.
- A momento de la simulación en el banco de pruebas no exceder los límites establecidos en el capítulo 4, como son 3mm para desalineación paralela y 15° para angular ya que si se excediere estos límites, podría provocar pandeo en el eje del motor, acople y eje de la bomba.
- No cambiar la posición ni orientación de los acelerómetros, ya que el programa está programado para la posición radial, axial y tangencial expuestas en el capítulo 4.
- Reconsiderar lo expuesto en el capítulo 2, sobre los picos espectrales característicos de la desalineación esto para un mejor entendimiento y diferenciación con otras anomalías producidas por vibración.

- Integrar un sensor de temperatura (cámara termo gráfica) y montarlo sobre la superficie del motor más cercana al acople, esto para ver la variación de la temperatura por causa de la desalineación.
- Utilizar un variador de frecuencia cuya potencia sea siempre un poco mayor a la potencia de motor al cual va a ser conectado, esto para evitar cortos y sobrecalentamiento de variador por motivos ambientales y de funcionamiento.
- De acuerdo a los resultados obtenidos, podemos asegurar que el sistema de adquisición de datos mediante vibraciones mecánicas es un método fiable para aplicaciones en planes de mantenimiento predictivo.
- La programación y algoritmos seguidos presentan una excelente alternativa para determinación de frecuencias espectrales fundamentales, por no tanto no eliminar ningún bloque de programación en el código base.
- La investigación realizada es de carácter investigativo - didáctico, ya que muestra una de las muchas aplicaciones que podrían desarrollarse con un lenguaje de programación adecuado, y la teoría de análisis de vibraciones mecánicas, además de la utilización de la transformada rápida de Fourier, es por tal que este sistema podría ser utilizado para detectar posibles fallas en equipos rotatorios, esto como un análisis previo, pero no definitivo, esto por falta de etapas legales como son graduación y certificación.

7. BIBLIOGRAFÍA.

1. Glen, W. (2010). *Introducción al análisis de vibraciones*. Mexico: Azima DLI.
2. Palomino, E. (2007). *Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias*. Habana: Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría.
3. Rao, S. (2012). *Vibraciones mecánicas*. México: Pearson.
4. Palomino, E. (2007). *Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias*. Habana: Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría.
5. Balachandra, B. & Magrad E. (2010). *Vibraciones*. Toronto: Cengage Learning.
6. Hibbeler, R. (2010). *Dinámica*. México: Pearson.
7. Beer, F. & Johnston E. (2010). *Dinámica*. México: McGraw-Hill.
8. Piotrowski, J. (2007). *Shaft Alignment Handbook*. New York: CRC Press.
9. Randall, R. (2011). *Vibration - based condition monitoring*. New Delhi: WILEY.
10. Mora, A. (2009). *Mantenimiento, planeación, ejecución y control*. México: Alfaomega.
11. Jara, J. & Sinchi, J. (2012). *Diseño y construcción de un banco didáctico para la medición de vibraciones mecánicas en los laboratorios de instrumentación*. Cuenca: Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica Salesiana.
12. Angulo, K. & Salazar, J. (2013). *Diseño y construcción de un equipo de laboratorio para estudiar vibraciones mecánicas en sistemas rotativos para el laboratorio de mecanismos y vibraciones*. Latacunga: Facultad de Ingeniería Mecatrónica, Escuela Politécnica del Ejercito.
13. Acosta, D. & Molina, J. (2013). *Adquisición de vibraciones mecánicas de un motor en funcionamiento usando labview*. Guayaquil: Facultad de Ingeniería en Electricidad y Computación, Escuela Superior Politécnica del Litoral.

14. WEG. (2013). *W22 Motor eléctrico trifásico*. Extraído el 10 de Enero del 2014 desde <http://ecatalog.weg.net>
15. Phidgets. (2014). *API labview manual*. Extraído el 5 de Marzo del 2014 desde <http://www.phidgets.com>
16. Pedrollo. (2015). *Manual de usuario modelo JSW2*. Extraído el 10 de Enero del 2014 desde <http://pedrollo.com.ec>
17. Yaskawa. (2012). *VS-606V7 series instruction manual*. Extraído el 10 de Enero del 2014 desde <http://www.caipe.com>
18. Rathbone, T. (1939). *Vibration Tolerances, Power Plant Engineering*.
19. Technical Associates Of Charlotte. (1993). *Charlotte, NC, Vibration Signature Analysis*.
20. ISO Internacional. (1974). ISO 2372. *Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación*.
21. Daza, G. (2007). *Vibraciones mecánicas en mantenimiento industrial*. Extraído el 23 de Febrero del 2014 desde <https://drive.google.com>
22. Reyna, A. (2004). *Análisis vibracional en mantenimiento industrial nivel II*. Extraído el 23 de Febrero del 2014 desde <https://drive.google.com>
23. A-MAQ. (2005). *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. Extraído el 12 de Marzo del 2014 desde <http://es.slideshare.net>
24. Pintor, J. (2006). *Elementos de máquinas y vibraciones*. Extraído el 12 de Marzo del 2014 desde <http://www.imem.unavarra.es>
25. SINAIS. (2013). *Ingeniería de mantenimiento – curso de vibraciones mecánicas*. Extraído el 12 de Marzo del 2014 desde <http://www.sinais.es>
26. Maquinarias pesadas. (2014). *Vibraciones mecánicas – mantenimiento industrial*. Extraído el 12 de Marzo del 2014 desde <http://www.máquinariaspesadas.org>

8. ANEXOS

ANEXO A

A1. EQUIPOS Y COMPONENTES MECÁNICOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS.

1. MOTOR ELÉCTRICO TRIFÁSICO.

Ficha técnica		
Fabricante:		
ID:	W22-IE3-IP55	
Potencia:	1 hp	
Voltaje:	220/440 V	
Velocidad:	3410 rpm	
Temperatura:	40 – 1000 °C	
Frecuencia:	50 – 60 Hz.	

2. BOMBA ELÉCTRICA MONOFÁSICA.

Ficha técnica		
Fabricante:		
ID:	P1-003P	
Potencia:	1 hp	
Voltaje:	110 Voltios	
Velocidad:	3410	
Temperatura:	40 – 100 °C	
Frecuencia:	50 – 60 Hz.	

3. ACOPLER FLEXIBLE DE MORDAZA.

Ficha técnica		
Fabricante:		
Referencia:	L090	
Tipo:	Flexible	
Revolución máxima:	4500 rpm	
Par máximo:	24.4 Nm	
Desalineación angular:	1 grado	
Desalineación radial:	0.7 mm	

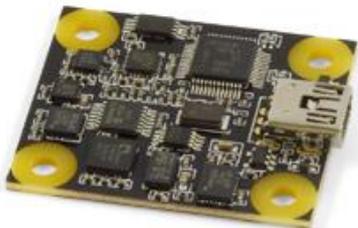
4. SOPORTE DE ZÓCALO P204 (CHUMACERA DE PIE).

Ficha técnica		
Fabricante:		
ID:	FIC-P204	
Cantidad:	2 unidades	
Diámetro:	12 mm	
RPM:	6000 RPM	

5. TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS PHIDGETINTERFACEKIT-PORT HUB 1019-1.

Ficha técnica		
Fabricante:		
ID	Hub 1019-1	
USB Voltaje Min:	4,6 – 5.5 VDC	
Tensión de alimentación:	6 – 15 V DC	
Consumo de corriente mínima:	10 – 500 mA	
Speed USB:	Full Speed	
Temperatura de funcionamiento:	0 – 70 °C	
Número de entradas analógicas:	8	
Resolución de Entrada Analógica:	10 Bit	
Impedancia de entrada:	900 kW	
Entrada analógica Velocidad de actualización Max (4 canales):	1000 muestras/s	
Entrada analógica Velocidad de actualización Max (8 canales):	500 muestras/s	
Número de E/S digitales:	8 E/S	
Entrada digital Frecuencia de actualización:	125 muestras/s	
Número de Puertos del USB	6	

6. ACELERÓMETRO PHIDGETSPATIAL 1044-0 ALTA RESOLUCIÓN.

Ficha técnica		
Fabricante:		
ID:	Espacial 1044-0	
Aceleración de medición Max:	± 8 g	
Aceleración Resolución Medición:	76,3 g	
Ancho de banda de aceleración:	497 Hz	
Consumo de corriente máxima:	55 mA	
Muestreo velocidad mínima:	1 s/muestra	
Muestreo Velocidad máxima:	4 ms/muestra	
Resolución de conversión:	16 bit	
USB Voltaje Min:	4.4 – 5.3 VDC	
Speed USB:	Full Speed	
Temperatura de funcionamiento:	-40 – 85 °C	

7. DUAL RELAY PHIDGET 3051-1 ALTA RESOLUCIÓN.

Ficha técnica		
Fabricante:		
ID:	Dual Relay 3051-1	
Cambio de velocidad máxima:	20 CPM	
Tensión de carga AC/DC:	240/100 V	
Tensión de alimentación DC:	3.3 – 12 V	
Temperatura de operación:	0 - 70°C	
Corriente de carga:	5 – 10 A	
Corriente de consumo:	12 – 180 mA	
Tamaño de cable recomendado (Control):	16 – 26 AWG	
Tamaño del cable recomendado (Load):	12 – 24 AWG	

8. CONVERTIDOR DE FRECUENCIA YASKAWA 606V7.

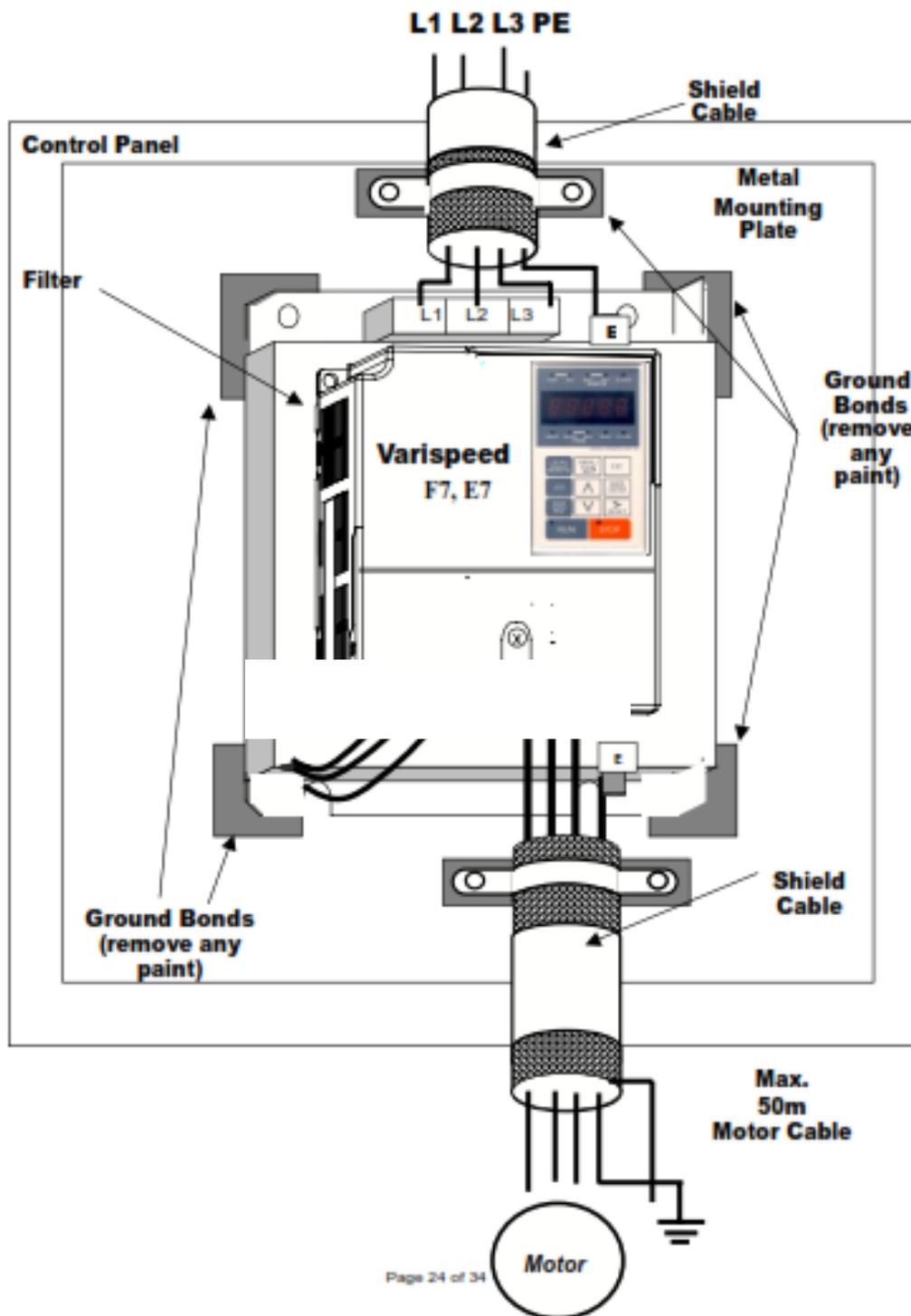
Ficha técnica		
Fabricante:		
ID:	606V7	
Potencia máxima aplicable:	2 HP	
Voltaje:	200V-VAC-3Phase	
Frecuencia de entrada:	50/60Hz	
Temperatura de operación:	-10 - 50°C	
Resistencia a la vibración:	0.2G (1.96 m/s ²) a 1G(9.8 m/s ²)	

9. OPTICAL ROTARY ENCODER ISC3004-3530-0.

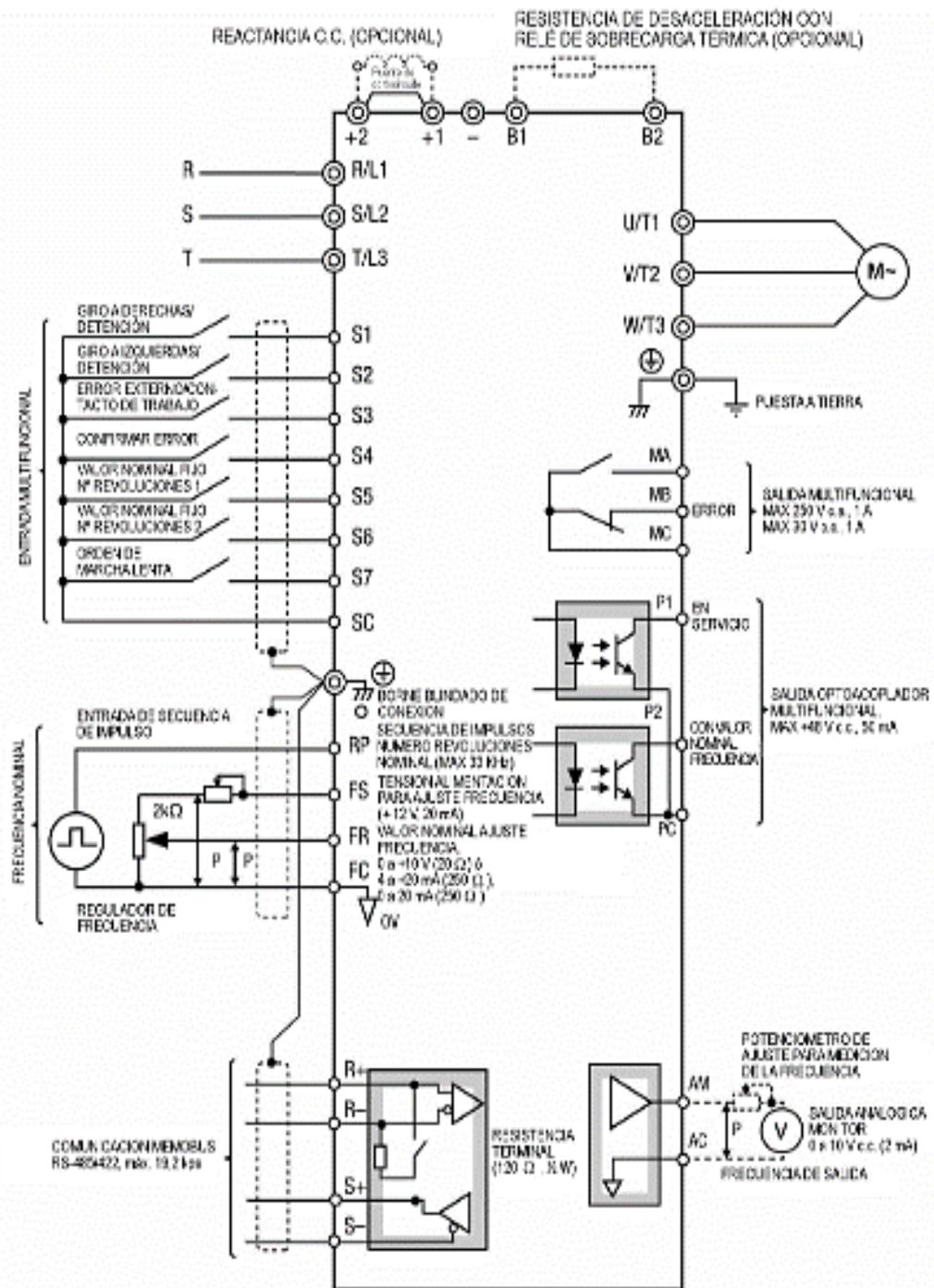
Ficha técnica		
Fabricante:		
ID:	ISC3004-0	
Resolución:	360 CPR	
Voltaje:	5V - DC	
Velocidad Máxima:	4000 RPM	
Frecuencia de salida:	80 Hz	
Resistencia a la vibración:	0.2G (1.96 m/s ²) a 1G(9.8 m/s ²)	
Carga máxima:	10 - 20 N	
Temperatura de operación:	-25 – 85°C.	
Peso:	83 gr.	

A2. ESQUEMA DE CONEXIÓN ESTÁNDAR CONVERTIDOR DE FRECUENCIA YASKAWA 606V7.

CONEXIÓN ESTÁNDAR DE ALIMENTACIÓN TRIFÁSICA Y CIRCUITO DE POTENCIA.



A3. CONEXIÓN ESTÁNDAR DE ALIMENTACIÓN TRIFÁSICA Y CIRCUITO DE MANDO ANALÓGICO/DIGITAL.



FUNCIONAMIENTO DEL VARIADOR.

El ajuste inicial para seleccionar el procedimiento de regulación

(Parámetro n002) se realiza en el procedimiento de regulación V/f.

Para el funcionamiento del variador hay que ajustar un valor nominal para la frecuencia, y a continuación hay que activar el comando de puesta en marcha.

En el convertidor VS-606V7 se han previsto tres modos de operación diferentes:

1. Comando de puesta en marcha desde la unidad digital de manejo (potenciómetro local/ajuste digital)
2. Comando de puesta en marcha desde las entradas del circuito de mando
3. Comando de puesta en marcha desde las entradas de comunicación (comunicación MEMOBUS).

Antes de enviarse al cliente, el aparato se ajusta en fábrica, seleccionando la puesta en marcha desde la unidad digital de manejo (comando y frecuencia nominal). A continuación se describen los comandos para el control del VS-606V7 desde la unidad digital de manejo (con el potenciómetro local).

Los parámetros de servicio y el valor nominal de la frecuencia pueden ajustarse por separado, como puede apreciarse en el cuadro siguiente.

Nombre	Parámetro
Selección del valor nominal de servicio	N003 = 0 --- autorizar las teclas RUN; STOP/RESET en la unidad de manejo = 1 --- autorizar las teclas RUN; STOP/RESET del circuito de mando = 2 --- autorizar la comunicación mediante el MEMOBUS)
Selección del valor nominal de la frecuencia	N004 = 0 --- autorizar el potenciómetro de la unidad de manejo = 1 --- autorizar el valor nominal de frecuencia 1 = 2 --- autorizar el valor nominal de tensión (0 a 10 V) de los bornes del circuito de mando = 3 --- autorizar el valor nominal de intensidad (4 a 20 mA) de los bornes del circuito de mando = 4 --- autorizar el valor nominal de intensidad (0 a 20 mA) de los bornes del circuito de mando = 5 --- autorizar el valor nominal de impulsos de los bornes del circuito de mando = 6 --- autorizar la comunicación mediante el MEMOBUS

ANEXO B

B1. NORMATIVA UTILIZADA EN VIBRACIONES MECÁNICAS

Norma ISO 2372-1974

VIBRACIÓN MECÁNICA DE MÁQUINAS CON VELOCIDADES DE OPERACIONES ENTRE 100 Y 200 REV/S. Bases para la especificación de estándares de evaluación.

Las características más relevantes de la norma ISO 2372 son:

- Es aplicable a los equipos rotativos cuyo rango de velocidades de giro está entre 600 y 12.000 RPM.
- Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad - valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz, distinguiendo varias clases de equipos rotativos según la [Tabla 3](#).

Para utilizar la norma ISO 2372, basta con clasificar la máquina en estudio dentro de la clase correspondiente y una vez obtenido el valor global de vibración entre 600 y 60.000 CPM localizar en la [Tabla 4](#) la zona en la que se encuentra.

Clase	Descripción
Clase I	Equipos pequeños hasta 15 kW.
Clase II	Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial.
Clase III	Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial.
Clase IV	Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

Tabla 3: Clasificación de equipos en ISO 2372.

Velocidad (mm/s, rms)	Tipos de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 a 0,28	A	A	A	A
0,28 a 0,45				
0,45 a 0,71				
0,71 a 1,12	B	B	B	B
1,12 a 1,8				
1,8 a 2,8	C	C	C	C
2,8 a 4,5				
4,5 a 7,1	D	D	D	D
7,1 a 11,2				
11,2 a 18				
18 a 28				

A	Buena	C	Inatisfactoria
B	Satisfactoria	D	Inaceptable

Tabla 4: Severidad de la vibración en ISO 2372.

- NORMA ISO 2372. “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”, 1974.

B2. BERRY, JAMES E. Technical Associates Of Charlotte, Inc, Charlotte, NC, "Vibration Signature Analysis", 1993.

METRIC MACHINERY VIBRATION SEVERITY CHART

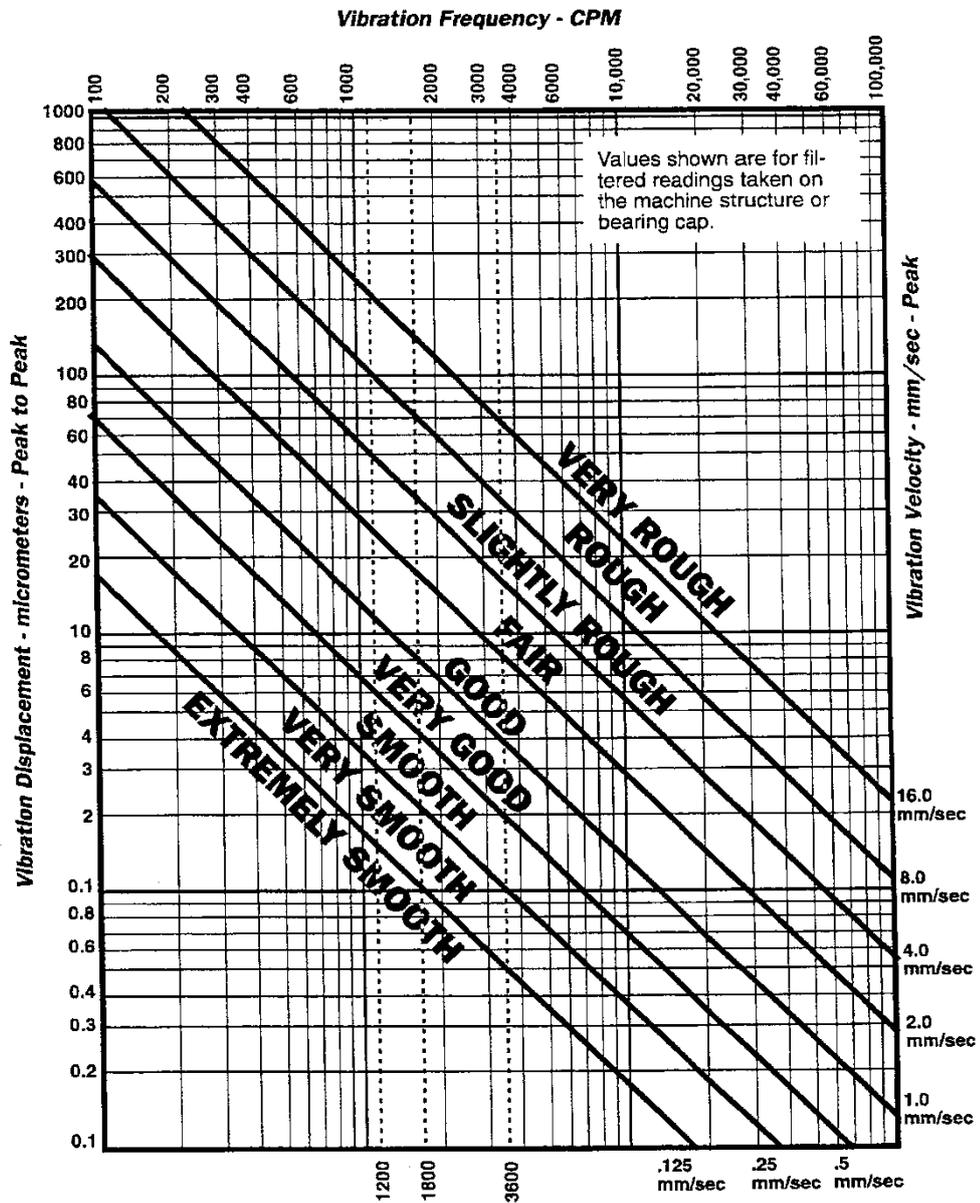


Figure 2-9. General Machinery Vibration Severity Chart. (Metric Units)

Machine-Tool Vibration Tolerance Table

The chart below can be used as a guide for determining vibration tolerances for grinders and other machine tools where vibration can affect the quality of a finished product.

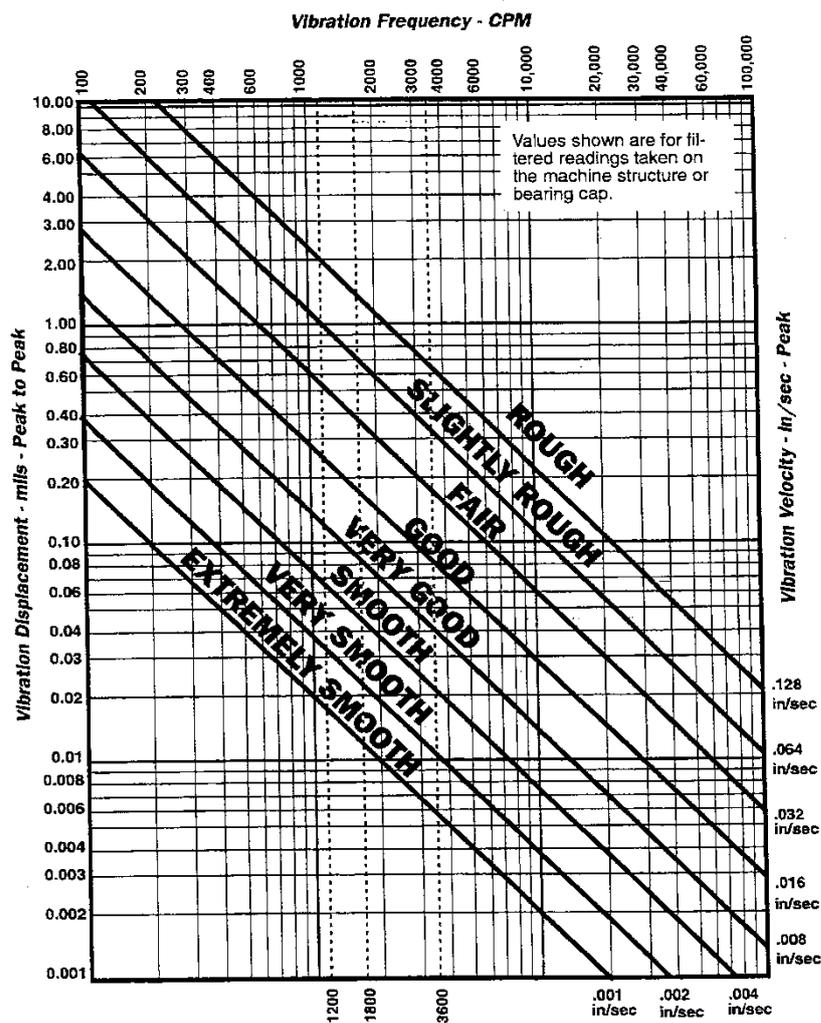


Figure 2-10. Typical vibration displacement tolerances for machine tools.

There are many factors that determine the normal or inherent vibration characteristics of a machine. How and where the machine is mounted is one consideration. In most cases, a machine that is bolted to a rigid base will have inherently less vibration than one that is mounted on spring isolators or rubber pads. Machines such as hammer mills or rock crushers may have much higher levels of normal vibration than other machines, simply because of what they do. When it is not known whether a machine's vibration level is normal or indicative of developing trouble one can:

1. Compare the machine's vibration characteristics with other identical or similar machines. If a machine has a level of vibration 2 or 3 times higher than that of similar machines, some problem is usually indicated, and a through analysis should be carried out to pinpoint the cause for correction.
2. Check the machine's vibration on a frequent and regular basis. Normally, machines that have significant problems will show signs of deterioration through increasing levels of vibration. If this is the case, a through analysis should be performed at the earliest opportunity to pinpoint the cause for correction. On the other hand, if the vibration levels remain unchanged over a long period of time, the vibration may be considered as normal or inherent for this type of equipment.

The Problem With Displacement

Although measurements of vibration displacement have been used for many years to evaluate machinery condition, the fact that it is necessary to know the frequency as well, makes the use of displacement somewhat cumbersome when dealing with a vibration predictive maintenance program that may include virtually hundreds of machines and literally thousands of measurements. To evaluate each machine's displacement and frequency characteristics using severity charts such as those in Figures 2-7, 2-8 and 2-9 would be an extremely time-consuming task. In addition, it has already been shown that machinery vibration is not always simple or occurring at only one frequency. In many cases, machinery vibration will be complex, consisting of many frequencies. In such cases, it is nearly **impossible** to use vibration displacement to judge the "overall" condition of a machine. For example, assume that a machine operating at 1800 RPM has a vibration displacement of 1 mil peak-to-peak at a frequency of 1800 CPM due to unbalance. According to the chart in Figure 2-8, this would be considered "FAIR". In addition, assume that the machine also has a vibration displacement of 0.5 mils at a frequency of 3600 CPM (2 x RPM) due to misalignment. This vibration also would be considered "FAIR" according to the chart in Figure 2-8. Although one might be inclined to judge the condition of the machine as "FAIR", this is not the case. It must be remembered that each source of vibration contributes to the ultimate fatigue of machine components, and the "overall" condition of the machine can only be determined by an overall measurement of vibration that takes into account all frequencies of vibration. This is accomplished by measuring **VIBRATION VELOCITY**.

Vibration Velocity

It was pointed out earlier that the vast majority of machine failures caused by vibration problems are fatigue failures. And, the time required to achieve fatigue failure is determined by both how far an object is deflected (displacement) and the rate at which the object is deflected (frequency). Of course, displacement is simply a measure of the distance traveled and frequency is a measure of the number of times the "trip" is taken in a given period of time such as a minute or second. If it is known how far one must travel in a given period of time, it is a simple matter to calculate the speed or velocity required. Thus, **a measure of vibration velocity is a direct measure of fatigue.** In short:

$$\text{Fatigue} = \text{Displacement} \times \text{Frequency}$$

$$\text{Velocity} = \text{Displacement} \times \text{Frequency}$$

Thus: $\text{Velocity} = \text{Fatigue}$

Vibration velocity is a measurement of the speed at which a machine or machine component is moving as it undergoes oscillating motion. Figure 2-11 shows the time waveform of the vibrating spring-mass system from Figure 2-1. Since the weight is moving, it must be moving at some speed determined by the displacement and frequency. However, the speed of the weight is constantly changing. At the upper and lower limits of travel, the velocity is zero (0), since the weight must come to a stop before it can go in the opposite direction. The velocity is the greatest or at its peak as the object passes through the neutral position. Velocity is definitely a characteristic of the vibration, but since it is constantly changing throughout the cycle, the highest or "peak" velocity is selected for measurement.

Vibration velocity is expressed in inches-per-second peak (in/sec-pk) for English units. In Metric units, vibration velocity is expressed in millimeters-per-second peak.

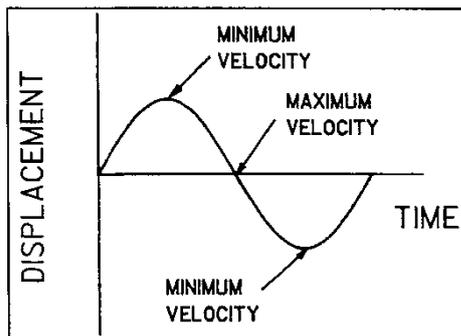


Figure 2-11. Velocity of a vibrating object.

The fact that vibration velocity is a direct indicator of fatigue and vibration severity is clearly indicated by the General Machinery Vibration Severity Charts, Figures 2-8 and 2-9. Note that the diagonal lines that separate the different regions of severity are **constant velocity values**. For example, the line dividing the "ROUGH" and "VERY ROUGH" regions has a velocity value of 0.628 in/sec-peak (16 mm/sec-pk). Thus, a machine having a measured vibration velocity in excess of 0.628 in/sec-peak (16 mm/sec-pk), would be considered "VERY ROUGH", regardless of the vibration frequency.

The benefits and advantages of measuring vibration velocity instead of vibration displacement include:

1. Vibration velocity is a direct indicator of fatigue since it takes into account both displacement and frequency.
2. It is not necessary to know the frequency of vibration in order to evaluate the severity of vibration velocity since frequency is already a part of velocity.
3. A measurement of overall vibration velocity is a valid indicator of the overall condition of a machine whether the vibration is simple (one frequency) or complex (more than one frequency).

For the reasons listed above, **vibration velocity has become the industry standard for evaluating machinery condition based on vibration.**

Although the velocity values assigned to the diagonal lines separating the zones of severity on the General Machinery Vibration Severity Charts in Figures 2-8 and 2-9 provide a reasonable guideline for evaluating vibration velocity measurements, the tables in Figures 2-12 (English units) and 2-13 (Metric units) provide an even better guide since they take into consideration specific machine types, types of mountings, and how the machine is driven (direct coupled, belt driven, gear driven, etc.). These tables were developed by Technical Associates Of Charlotte, Inc. (2), and represent nearly two decades of experience with literally thousands of machines.

These charts are not intended to be used for establishing vibration acceptance criteria for rebuilt or newly installed machines. They are to be used to evaluate the general or "overall" condition of machines that are already installed and operating in service. For those setting up a predictive maintenance program, lacking experience or historical data, this table will serve as an excellent guide to get started.

Chapter 4 - Measurement Parameters and Alarm Values

SUGGESTED OVERALL ALARMS BY MACHINE TYPE - IMPERIAL
(Peak, Overall Velocity, in/sec.)

MACHINE TYPE	GOOD	FAIR	ALARM
Machine Tools			
Motor	0 - .100	.100 - .175	.175
Gearbox Input	0 - .150	.150 - .225	.225
Gearbox Output	0 - .100	.100 - .175	.175
Spindles			
Roughing Operations	0 - .075	.075 - .125	.125
Machine Finishing	0 - .050	.050 - .075	.075
Critical Finishing	0 - .030	.030 - .050	.050

Copyright 1990 - Technical Associates Of Charlotte, Inc.

CHART NOTES:

1. Assuming machine speed = 500 to 600,000 RPM.
2. Assuming measurements by accelerometer or velocity pickup as close as possible to bearing housing.
3. Assuming machine not mounted on vibration isolators (for isolated machinery - set alarm 30% to 50% higher)
4. Set motor alarms same as that for the particular machine type, unless otherwise noted.
5. Set alarms on individual external gearbox 25% higher than that for a particular machine type.

SUGGESTED OVERALL ALARMS BY MACHINE TYPE - IMPERIAL
(Peak, Overall Velocity, in/sec.)

MACHINE TYPE	GOOD	FAIR	ALARM
Cooling Tower Drives	0 - .375	.375 - .6	.600
Compressors			
Reciprocating	0 - .325	.325 - .500	.500
Rotary Screw	0 - .275	.275 - .425	.425
Centrifugal with or without External Gearbox	0 - .200	.200 - .300	.300
Centrifugal - Integral Gear (Axial Meas.)	0 - .200	.200 - .300	.300
Centrifugal - Integral Gear (Radial Meas.)	0 - .150	.150 - .250	.250
Blowers Fans			
Lobe - Type Rotary	0 - .300	.300 - .450	.450
Belt-Driven Blower	0 - .275	.275 - .425	.425
General Direct Drive Fans	0 - .250	.250 - .375	.375
Primary Air Fans	0 - .250	.250 - .375	.375
Large Forced Draft Fans	0 - .200	.200 - .300	.300
Large Induced Draft Fans	0 - .175	.175 - .275	.275
Shaft-Mounted Integral Fan	0 - .175	.175 - .275	.275
Motor/Generator Sets			
Belt-Driven	0 - .275	.275 - .425	.425
Direct Coupled	0 - .200	.200 - .300	.300
Chillers			
Reciprocating	0 - .250	.250 - .400	.400
Centrifugal (Open-Air)	0 - .200	.200 - .300	.300
Centrifugal (Hermetic)	0 - .150	.150 - .225	.225
Large Turbine/Generators			
3600 RPM Turbine/Generators	0 - .250	.250 - .375	.375
3600 RPM Turbine/Generators	0 - .250	.250 - .375	.375
1800 RPM Turbine/Generators	0 - .175	.175 - .275	.275
Centrifugal Pumps			
Vertical Pumps (12' - 20')	0 - .375	.375 - .600	.600
Vertical Pumps (8' - 12' Height)	0 - .325	.325 - .500	.500
Vertical Pumps (5' - 8' Height)	0 - .250	.250 - .400	.400
Vertical Pumps (0' - 5' Height)	0 - .200	.200 - .300	.300
General Purpose Horizontal	0 - .200	.200 - .300	.300
Boiler Feed Pumps	0 - .200	.200 - .300	.300
Hydraulic Pumps	0 - .125	.125 - .200	.200

Figure 2-12. Criteria for evaluating overall condition rating using overall velocity. (in/sec-peak)

Chapter 4 - Measurement Parameters and Alarm Values

SUGGESTED OVERALL ALARMS BY MACHINE TYPE - METRIC
(Peak, Overall Velocity, mm/sec.)

MACHINE TYPE	GOOD	FAIR	ALARM
MACHINE TOOLS			
Motor	0-2.5	2.5-4.5	4.5
Gearbox Input	0-4	4-6	6
Gearbox Output	0-2.5	2.5-4.5	4.5
SPINDLES			
Roughing Operations	0-2	2-3	3
Machine Finishing	0-1	1-2	2
Critical Finishing	0-5	5-1	1

Copyright 1990 - Technical Associates Of Chadotte, Inc.

CHART NOTES:

1. Assuming machine speed = 500 to 600,000 RPM.
2. Assuming measurements by accelerometer or velocity pickup as close as possible to bearing housing.
3. Assuming machine not mounted on vibration isolators (for isolated machinery - set alarm 30% to 50% higher)
4. Set motor alarms same as that for the particular machine type, unless otherwise noted.
5. Set alarms on individual external gearbox 25% higher than that for a particular machine type.

SUGGESTED OVERALL ALARMS BY MACHINE TYPE - METRIC
(Peak, Overall Velocity, mm/sec.)

MACHINE TYPE	GOOD	FAIR	ALARM
COOLING TOWER DRIVES			
	0-9.5	9.5-15	15
COMPRESSORS			
Reciprocating	0-8	8-13	13
Rotary Screw	0-7	7-11	11
Centrifugal with or without External Gearbox	0-5	5-7.5	7.5
Centrifugal - Integral Gear (Axial Mess.)	0-5	5-7.5	7.5
Centrifugal - Integral Gear (Radial Mess.)	0-4	4-6.5	6.5
BLOWERS FANS			
Lobe-Type Rotary	0-7.5	7.5-11.5	11.5
Belt-Driven Blower	0-7	7-11	11
General Direct Drive Fans	0-6.5	6.5-9.5	9.5
Primary Air Fans	0-6.5	6.5-9.5	9.5
Large Forced Draft Fans	0-5	5-7.5	7.5
Large Induced Draft Fans	0-4.5	4.5-7	7
Shaft-Mounted Integral Fan	0-4.5	4.5-7	7
MOTOR/GENERATOR SETS			
Belt-Driven	0-7	7-11	11
Direct Coupled	0-5	5-7.5	7.5
CHILLERS			
Reciprocating	0-6.5	6.5-10	10
Centrifugal (Open-Air)	0-5	5-7.5	7.5
Centrifugal (Hermetic)	0-4	4-6	6
LARGE TURBINE/GENERATORS			
3600 RPM Turbine/Generators	0-6.5	6.5-9.5	9.5
3600 RPM Turbine/Generators	0-6.5	6.5-9.5	9.5
1800 RPM Turbine/Generators	0-4.5	4.5-7	7
CENTRIFUGAL PUMPS			
Vertical Pumps (12" - 20")	0-9.5	9.5-15	15
Vertical Pumps (8" - 12" Height)	0-8	8-13	13
Vertical Pumps (6" - 8" Height)	0-6.5	6.5-10	10
Vertical Pumps (0" - 5" Height)	0-5	5-7.5	7.5
General Purpose Horizontal	0-5	5-7.5	7.5
Boiler Feed Pumps	0-5	5-7.5	7.5
Hydraulic Pumps	0-3	3-5	5

Figure 2-13. Criteria for overall condition rating using overall velocity. (mm/sec-peak)

The following is a general interpretation of the charts:

GOOD: Machines with overall vibration velocity levels in the GOOD range may have minor problems. However, at this level, the problems are not normally severe enough to warrant shutting the machines down for further corrections. These machines should simply be checked on a regularly scheduled basis (weekly, monthly, etc.) to detect any significant increases in vibration. A "baseline" vibration frequency analysis should be performed on these machines to identify their normal vibration characteristics. This information will prove invaluable in pinpointing the cause when problems do develop.

FAIR: Machines with overall vibration velocity levels in the FAIR range have somewhat more severe problems, but generally, not severe enough to warrant an immediate shutdown for correction. Since machine deterioration usually progresses more rapidly at these vibration levels, periodic vibration checks should be made 2 to 3 times more frequently than the normal check interval. In other words, if a monthly check is scheduled for machines with vibration levels in the GOOD range, machines in the FAIR range should be checked at least 2 to 3 times a month to avoid catastrophic failure.

A vibration analysis should also be performed on machines that fall in the FAIR range to not only establish a "baseline" for future analysis, but to identify specific problem(s) causing the vibration. If a convenient opportunity is available to shut the machine down, needed corrections should be made to prolong machine life.

ALARM: Lacking any past history, the ALARM levels given in the table serve as realistic starting points for a predictive maintenance program. Machines that fall in this category should be thoroughly analyzed to pinpoint the cause or causes of vibration and a shutdown scheduled for correction at the earliest opportunity.

Until such time that a shutdown for correction can be scheduled, periodic vibration checks should be made even more frequently than for those machines in the FAIR category. For machines critical to a plant's operation, even daily vibration checks may be in order to prevent a catastrophic failure. As one vibration technician once said, "**The worse things get, the quicker they get worse.**"

Machines with vibration velocity levels well above the ALARM level should be thoroughly analyzed to identify the problems and scheduled for **immediate** shutdown and correction. Experience has shown time and time again that continued operation at such high levels of vibration typically results in catastrophic, costly failure. Although some machines may continue to operate at vibration levels well above ALARM, such cases fall in the minority and continued operation is simply a **gamble**.

For machines that do not fall into one of the machine descriptions listed in Figures 2-12 and 2-13, the "Overall Velocity Guidelines For Vibration Severity" presented in Figure 2-14 can be used to provide a realistic starting point.

OVERALL VELOCITY GUIDELINES FOR VIBRATION SEVERITY

Overall Vibration Velocity Pk	Classification	Description
.6 in/s & up (15 mm/s & up)	VERY ROUGH	Severe vibration. Potentially unsafe. Make immediate detailed vibration analysis to identify trouble. Excessive vibrations may cause oil-film breakdown. Consider shutdown to avoid in-service failure.
.3 to .6 in/sec (8 to 15 mm/s)	ROUGH	Potentially damaging vibration. Make detailed vibration analysis to identify trouble. Rapid wear expected. Make more frequent periodic checks. Schedule for repair.
.2 to .3 in/sec (5 to 8 mm/s)	SLIGHTLY ROUGH	Faults likely. Make detailed vibration analysis. Continue periodic checks. Schedule repair as necessary.
.1 to .2 in/s (3 to 5 mm/s)	AVERAGE	Minor faults. Continue routine periodic checks. Watch for increase.
.05 to .1 in/s (1 to 3 mm/s)	SMOOTH	Well Balanced. Typical of well balanced, well aligned equipment. Make routine periodic checks.
0 to .05 in/s (0 to 1 mm/s)	VERY SMOOTH	Exceptional. Extremely well balanced, well aligned equipment. Make routine periodic checks.

Figure 2-14. Overall velocity guidelines for vibration severity.

As stated earlier, establishing absolute vibration tolerances is simply not possible. In other words, there is no absolute vibration level dividing continuous operation and immediate failure. **The objective of a predictive maintenance program is simply to detect problems so that they can be identified and corrected before failure. The objective is NOT to see how much vibration a machine can tolerate before failure.**

Vibration Acceleration

Figure 2-11 showed that the speed or velocity of a vibrating object is constantly changing. At the extreme limits of travel the velocity is zero (0) since the object must stop momentarily to change direction. Of course, each time the object comes to a stop at the limit of travel, it must "accelerate" to pick up speed as it travels towards the other extreme limit of travel. **VIBRATION ACCELERATION** is another important characteristic of vibration that can be used to express the amplitude or magnitude of vibration. Technically, **acceleration is simply the rate of change of velocity.**

Referring to the time waveform plot of the vibrating spring-mass system in Figure 2-15, the acceleration of the weight is maximum or at its peak value at the upper limit of travel where the velocity is zero (0). As the velocity of the weight increases, the rate of change of velocity or acceleration decreases. At the neutral position, the weight has reached its maximum or peak velocity and at this point, the acceleration is zero (0). After the weight passes through the neutral position, it must begin to slow down or "decelerate" as it approaches the lower limit of travel. At the lower limit of travel the rate of change of velocity (acceleration) is, again, at its peak value.

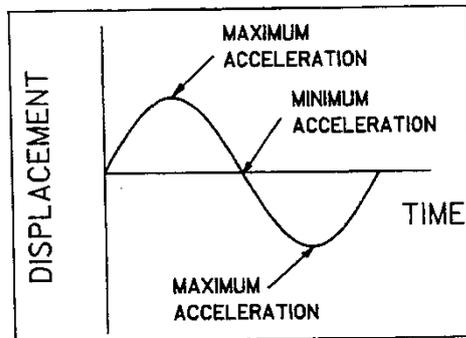


Figure 2-15. Acceleration (G's) of a vibrating part.

As with velocity, since the value of vibration acceleration is constantly changing, the highest or **peak acceleration** is selected for measurement.

Since vibration acceleration is technically the rate of change of vibration velocity (in/sec-peak or mm/sec-peak), it follows that the units of vibration acceleration could be expressed in in/sec/sec-peak or mm/sec/sec-peak. This can also be written as:

$$\begin{aligned} & \text{in/sec/sec} = \text{in/sec}^2 \\ \text{or:} & \quad \text{mm/sec/sec} = \text{mm/sec}^2 \end{aligned}$$

However, by international agreement, levels of machinery vibration acceleration are expressed in units of "G's", where one (1) "G" is the acceleration produced by the Earth's gravitational force at sea level. By international agreement, the values of 980.665 cm/sec/sec, 386.087 in/sec/sec and 32.1739 feet/sec/sec have been established as the standard acceleration values due to Earth's gravity at sea level. Thus, a measured vibration acceleration of 1-G peak would be approximately 386 in/sec/sec (980 cm/sec/sec).

It should be kept in mind that the Earth's gravitational force (G) has little to do with a machine's vibration amplitude. A machine with mechanical and/or operational problems will vibrate regardless of where it is located—on Earth or in gravity-free outer space. The accepted practice of expressing vibration acceleration amplitudes in G's is simply one of convenience and familiarity.

As with vibration amplitudes expressed in displacement and velocity, some guidelines are needed to evaluate vibration amplitudes measured in G's acceleration. The chart in Figure 2-16 has been developed after many years of experience on all types of industrial machinery. It should be noted that judging or evaluating vibration acceleration (G) measurements is similar to evaluating vibration displacement measurements in that it is necessary to know the specific frequency of vibration. For example, from the chart in Figure 2-16, a vibration acceleration of 1.0 G occurring at a frequency of 18,000 CPM (300 Hz) would fall in the SLIGHTLY ROUGH range, whereas a vibration of 1.0 G at a frequency of 600,000 CPM (10,000 Hz) would fall between the GOOD and VERY GOOD regions of the chart.

It should also be noted that the vibration acceleration severity chart in Figure 2-16 only covers high frequencies of vibration—above 18,000 CPM. The reason for this will be explained in the following sections.

VIBRATION ACCELERATION GENERAL SEVERITY CHART

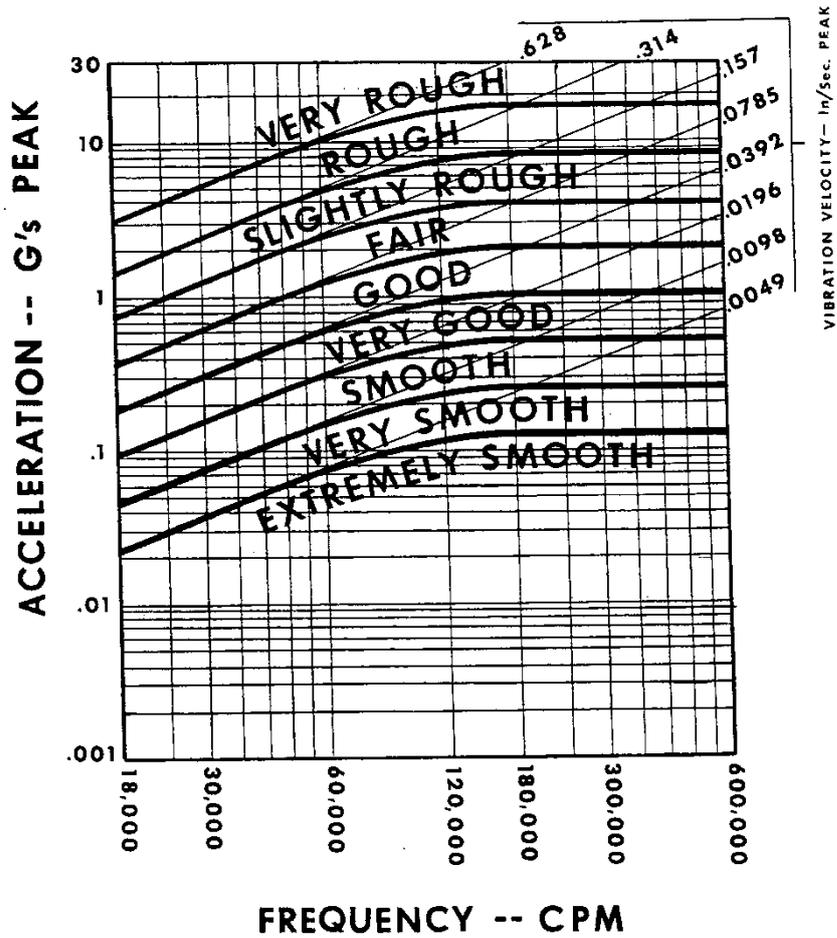


Figure 2-16. Vibration acceleration (G's) severity chart.

Conversion Of Measurement Parameters

For simple vibration, consisting of only one frequency, the values of displacement, velocity and acceleration are all mathematically related as shown by the conversion formulas in Figure 2-17. For example, if the displacement and frequency of a vibration are known, the vibration velocity or vibration acceleration can simply be calculated using the appropriate formula. These conversion formulas **do not** apply to complex vibration.

ENGLISH UNITS	
Where: D = Peak-To -Peak Displacement (Mils Pk-Pk) V = Peak Velocity (In/Sec-Pk) A = Peak Acceleration (G's-Pk) F = Frequency (CPM)	
$V = \frac{DF}{19,100}$	$D = \frac{19,100 V}{F}$
$V = \frac{3690 A}{F}$	$A = \frac{VF}{3690}$
$A = \frac{DF^2}{70,470,910}$	$D = \frac{70,470,910}{F^2}$
METRIC UNITS	
Where: D = Peak-To -Peak Displacement (Mils Pk-Pk) V = Peak Velocity (In/Sec-Pk) A = Peak Acceleration (G's-Pk) F = Frequency (CPM)	
$V = \frac{DF}{19,100}$	$D = \frac{19,100 V}{F}$
$V = \frac{93,640 A}{F}$	$A = \frac{VF}{93,640}$
$A = \frac{DF^2}{1,790,000,000}$	$D = \frac{1,790,000,000 A}{F^2}$

Figure 2-17. Vibration parameter conversion formulas.

When To Use Displacement, Velocity And Acceleration

From the preceding discussions, it should be apparent that the magnitude or amplitude of machine vibration can be expressed in units of displacement, velocity or acceleration. In addition, it was pointed out that the vast majority of machine failures were the result of fatigue, that vibration velocity was a direct measure of the fatigue aspect of vibration and that most machinery vibration acceptance standards were, in fact, based on vibration velocity measurements. The obvious question at this point should be: "Why measure vibration displacement or acceleration?" Actually, the answer is quite simple. Although the vast majority of machinery failures are, in fact, due to fatigue, which is directly related to vibration velocity, there are two other causes or "mechanisms" of machinery failure—**stress and force**—that are directly related to vibration displacement and acceleration respectively.

When To Use Displacement As An Indicator Of Stress Problems

The fatigue failure of machine components from repeated cycles of flexing and the direct relationship between vibration velocity and fatigue have been explained in the preceding sections of this Chapter. However, due to brittleness, many machine components may crack or break if simply bent or deflected (displaced) beyond a certain limit. High amplitudes of vibration displacement may cause mounting bolts to snap, welds to give way or concrete bases and foundations to crack—not because of fatigue, but simply because they were deflected beyond their yield points.

Where high amplitudes of vibration displacement usually occur that result in stress failures is typically at very low vibration frequencies—**generally below 600 CPM (10 Hz)**. For example, consider a machine that has a vibration displacement of 100 mils occurring at a frequency of only 50 CPM. Using the conversion formula in Figure 2-17, the corresponding vibration velocity is found to be only 0.26 in/sec.

$$\text{Velocity (in/sec)} = \frac{D \text{ (mils)} \times F \text{ (CPM)}}{19,100}$$

$$\text{Velocity (in/sec)} = \frac{100 \text{ mils} \times 50 \text{ (CPM)}}{19,100}$$

$$\text{Velocity (in/sec)} = \frac{5,000}{19,100}$$

$$\text{Velocity (in/sec)} = 0.26 \text{ in/sec}$$

According to the severity guidelines in Figures 2-8, 2-12 and 2-14, a vibration velocity of only 0.26 in/sec would probably be considered between the FAIR and SLIGHTLY ROUGH regions and not a cause for immediate concern. However, it must be remembered that the machine is being deflected **100 mils which is 0.1 inch**. Under these conditions, failure will most likely occur due to stress (displacement) rather than fatigue (velocity). For this reason, whenever it is anticipated that vibration frequencies may be present at frequencies below 600 CPM (10 Hz), measurements of vibration displacement are recommended.

When To Use Vibration Velocity To Detect Fatigue Problems

As a general rule, fatigue failures typically result from vibration frequencies between approximately **600 CPM (10 Hz) and 120,000 CPM (2000 Hz)**. Therefore, when vibration frequencies within this range are anticipated, measurements of vibration velocity are recommended.

When To Use Vibration Acceleration To Detect Force Problems

The concept of relating stress to displacement and fatigue to velocity is fairly simple and straightforward. Perhaps the easiest way to demonstrate **force** as a cause of trouble is to simply consider striking an object with a hammer. The impact may not cause significant displacement or velocity; however, resultant damage can be considerable.

From our earliest science classes we were taught that force equals mass times acceleration ($F = M \times A$). From this simple formula, it is apparent that **vibration acceleration is directly proportional to vibratory force**. And, since vibration acceleration increases proportional to the **square** of vibration frequency, very large vibratory forces can occur at high frequencies of vibration even though the displacement and velocity amplitudes may be quite small. To illustrate, assume that a machine has a measured vibration velocity of 0.25 in/sec-pk occurring at a frequency of 600,000 CPM (2000 Hz), perhaps due to a gear problem. From the conversion formulas in Figure 2-17, the resultant vibration acceleration is found to be over 40 G's.

$$\text{Acceleration (G's)} = \frac{V \text{ (in/sec)} \times F \text{ (CPM)}}{3,690}$$

$$\text{Acceleration (G's)} = \frac{0.25 \text{ in/sec} \times 60,000 \text{ CPM}}{3,690}$$

$$\text{Acceleration (G's)} = \frac{150,000}{3,690}$$

$$\text{Acceleration (G's)} = 40.65 \text{ G's}$$

Again, according to the severity guidelines in Figures 2-8, 2-12 and 2-14, a vibration velocity of only 0.25 in/sec would be considered within the FAIR to SLIGHTLY ROUGH regions. However, according to the vibration acceleration severity chart in Figure 2-16, the 40 G's is "off the chart" and would be considered **EXTREMELY ROUGH**. In this case, failure will most likely result from extreme forces and not stress or fatigue. Excessive forces generally cause deformation of the surfaces of machine components such as gear teeth and rolling element bearings. High forces can also cause the lubricating film to break down, resulting in friction, heat generation and ultimate failure.

Because of the importance of vibratory forces at high frequencies, vibration acceleration measurements (G's) are recommended whenever vibration frequencies above **120,000 CPM (2000 Hz)** are anticipated. Probably the most common source of such high frequencies are gear-mesh frequencies and harmonics or multiples of gear mesh frequencies on high-speed gear drives.

Contours Of Equal Severity

Perhaps the best way to summarize the applications for displacement, velocity and acceleration measurements is to examine the "Contours Of Equal Severity" chart in Figure 2-18. (2) This chart shows the frequency ranges over which each parameter of vibration amplitude best indicates the severity of vibration.

From the chart, it can be seen that at very low frequencies, below 600 CPM, vibration displacement is, by far, the best indicator of vibration severity from a stress standpoint. This is not to say that velocity or even acceleration could not be used at frequencies below 600 CPM; however, the allowable levels of velocity and acceleration below 600 CPM would be considerably lower than they would at much higher frequencies. For example, according to the chart, a vibration acceleration of only 0.051 G's at a frequency of 600 CPM would be equal in severity to 5.11 G's at a frequency of 60,000 CPM.

Similarly, although vibration acceleration is obviously the best indicator of severity from a force standpoint at high frequencies, (above 60,000 CPM), this does not mean that velocity and displacement could not be used. However, according to the chart, a vibration displacement of only 0.1 mil would be equal in severity to a vibration displacement of 10.0 mils at a frequency of 600 CPM. The chart also shows that the most linear indicator of vibration severity over the frequency range from 600 CPM to 60,000 CPM (10 Hz to 1,000 Hz) is velocity. **Although this chart tends to indicate that vibration acceleration should be used for frequencies above 60,000 CPM (1,000 Hz), experience has proven that vibration velocity is quite useful at even much higher frequencies and its use is recommended to at least 120,000 CPM (2,000 Hz).** In fact, many experienced vibration technicians have reported using vibration velocity measurements for vibration frequencies as high as 240,000 CPM (4,000 Hz) with excellent results.

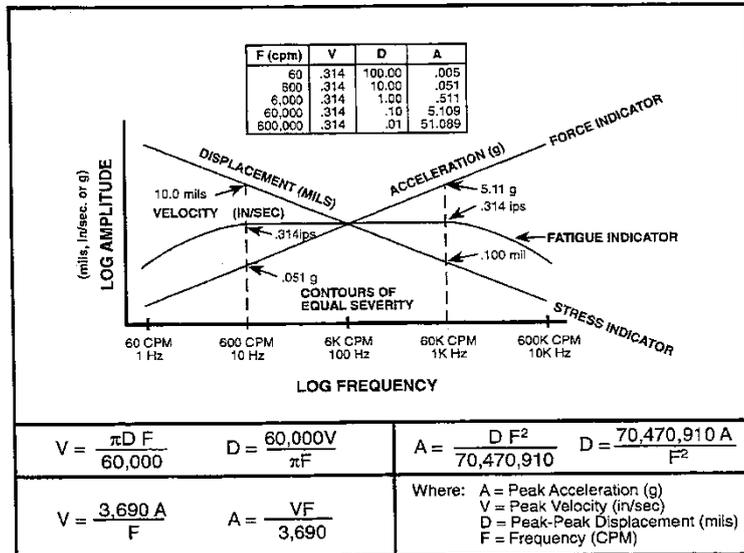


Figure 2-18. Contours of equal severity.

Vibration Frequencies Detected By Displacement, Velocity And Acceleration

Another important consideration when selecting vibration displacement, velocity and acceleration for measurement is the problem-related vibration frequencies which can actually be **detected** by each amplitude parameter. This is especially important when dealing with machines that have complex vibration with a very wide range of possible problem-related vibration frequencies. This can best be illustrated by examining comparative displacement, velocity and acceleration "spectrums" obtained on an actual machine. Vibration spectrums, also called vibration "signatures" or "FFT's", are obtained with a vibration frequency analyzer or data collector. The analyzer simply takes the vibration waveform, whether it is simple or complex, and converts it to a graphic plot or display showing each vibration frequency present along with the amplitude of each frequency. The horizontal axis of the plot is scaled in frequency while the vertical axis is scaled in amplitude (displacement, velocity or acceleration). A vibration spectrum or FFT makes it considerably easier to identify the machine's vibration characteristics compared to trying to convert a time waveform to amplitude and frequency data. More detailed information on vibration frequency analyzers, how they work and their setup and operation is presented in Chapter 3.

CRITERIA FOR OVERALL CONDITION RATING (PEAK OVERALL VELOCITY, IN/SEC)

1. Assuming Machine Speed - 600 to 60,000 RPM.
2. Assuming Measurements by Accelerometer or Velocity Pickup as Close as Possible to Bearing Housing.
3. Assuming Machine Not Mounted on Vibration Isolators (for Isolated Machinery - Set Alarm 30% - 50% Higher).
4. Set Motor Alarm Same as that for the Particular Machine Type unless Otherwise Noted.
5. Set Alarms on Individual External Gearbox 25% Higher than that for a particular Machine Type.

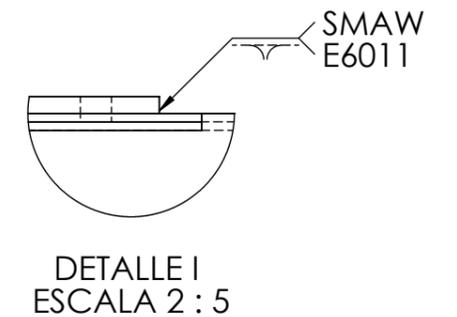
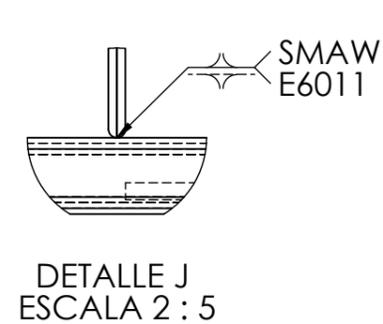
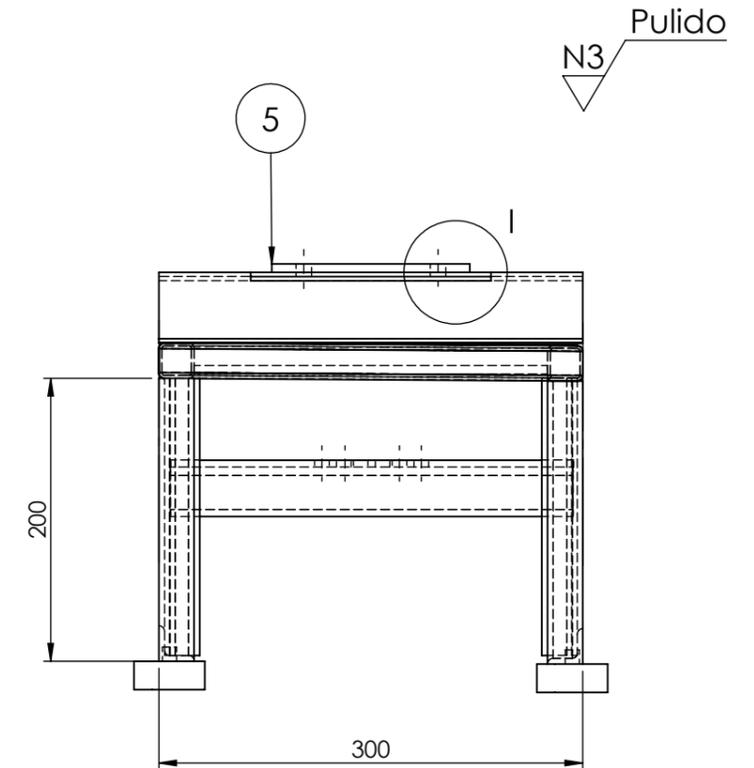
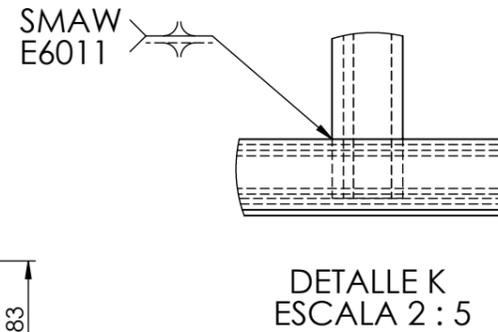
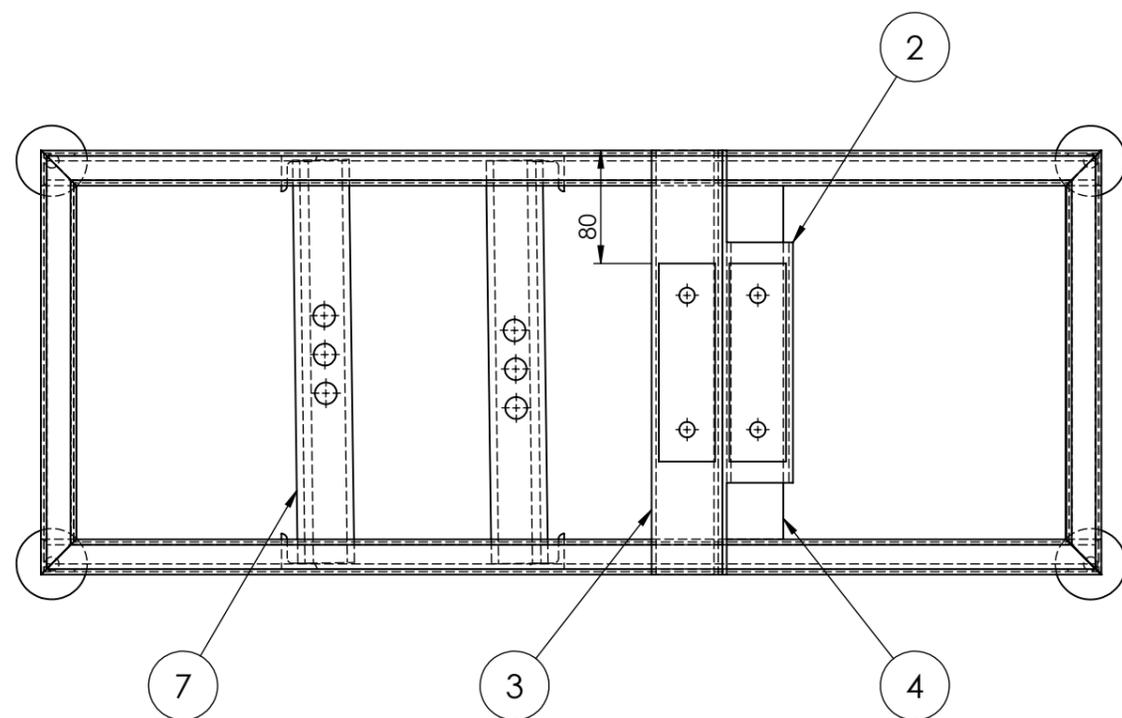
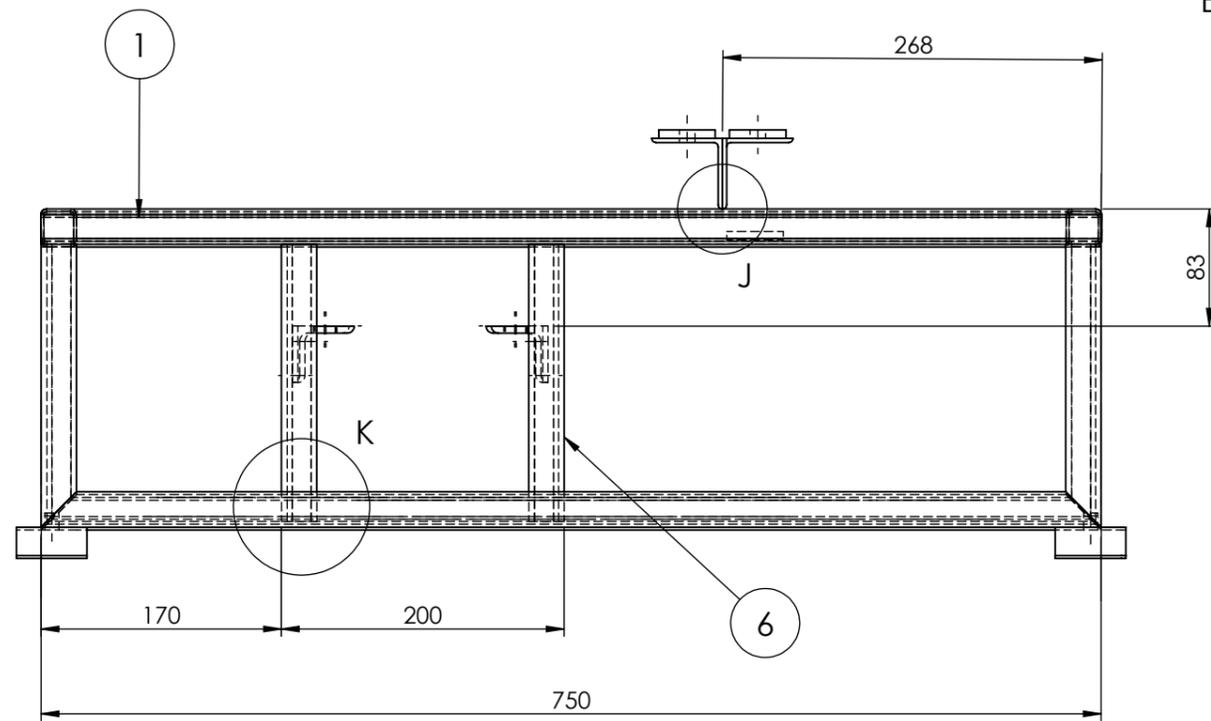
MACHINE TYPE	GOOD	FAIR	ALARM 1	ALARM 2
COOLING TOWER DRIVES				
Long Hollow Drive Shaft	0 - .375	.375 - .600	.600	.900
Close Coupled Belt Drive	0 - .275	.275 - .425	.425	.650
Close Coupled Direct Drive	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
COMPRESSORS				
Reciprocating	0 - .325	.325 - .500	.500	.750
Rotary Screw	0 - .275	.275 - .425	.425	.650
Centrifugal With or W/O External Gearbox	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Centrifugal - Integral Gear (Axial Meas.)	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Centrifugal - Integral Gear (Radial Meas.)	0 - .150	.150 - .250	.250	.375
BLOWERS (FANS)				
Lobe-Type Rotary	0 - .300	.300 - .450	.450	.675
Belt-Driven Blowers	0 - .275	.275 - .425	.425	.650
General Direct Drive Fans (with Coupling)	0 - .250	.250 - .375	.375	.550
Primary Air Fans	0 - .250	.250 - .375	.375	.550
Large Forced Draft Fans	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Large Induced Draft Fans	0 - .175	.175 - .275	.275	.400
Shaft-Mounted Integral Fan (Extended Motor Shaft)	0 - .175	.175 - .275	.275	.400
Vane-Axial Fans	0 - .150	.150 - .250	.250	.375
MOTOR/GENERATOR SETS				
Belt-Driven	0 - .275	.275 - .425	.425	.675
Direct Coupled	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
CHILLERS				
Reciprocating	0 - .250	.250 - .400	.400	.600
Centrifugal (Open-Air) - Motor & Comp. Separate	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Centrifugal (Hermetic) - Motor & Impellers Inside	0 - .150	.150 - .225	.225	.350
LARGE TURBINE/GENERATORS				
3600 RPM Turbine/Generators	0 - .175	.175 - .275	.275	.400
1800 RPM Turbine/Generators	0 - .150	.150 - .225	.225	.350
CENTRIFUGAL PUMPS				
Vertical Pumps (12' - 20' Height)	0 - .375	.375 - .600	.600	.900
Vertical Pumps (8' - 12' Height)	0 - .325	.325 - .500	.500	.750
Vertical Pumps (5' - 8' Height)	0 - .250	.250 - .400	.400	.600
Vertical Pumps (0' - 5' Height)	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
General Purpose Horizontal Pump (Direct Coupled)	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Boiler Feed Pumps	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Hydraulic Pumps	0 - .125	.125 - .200	.200	.300
MACHINE TOOLS				
Motor	0 - .100	.100 - .175	.175	.250
Gearbox Input	0 - .150	.150 - .225	.225	.350
Gearbox Output	0 - .100	.100 - .175	.175	.250
Spindles: a. Roughing Operations	0 - .075	.075 - .125	.125	.175
b. Machine Finishing	0 - .050	.050 - .075	.075	.115
c. Critical Finishing	0 - .030	.030 - .050	.050	.075

Copyright 1992 Technical Associates of Charlotte NC.

CRITERIA FOR OVERALL CONDITION RATING (PEAK OVERALL VELOCITY, IN/SEC)

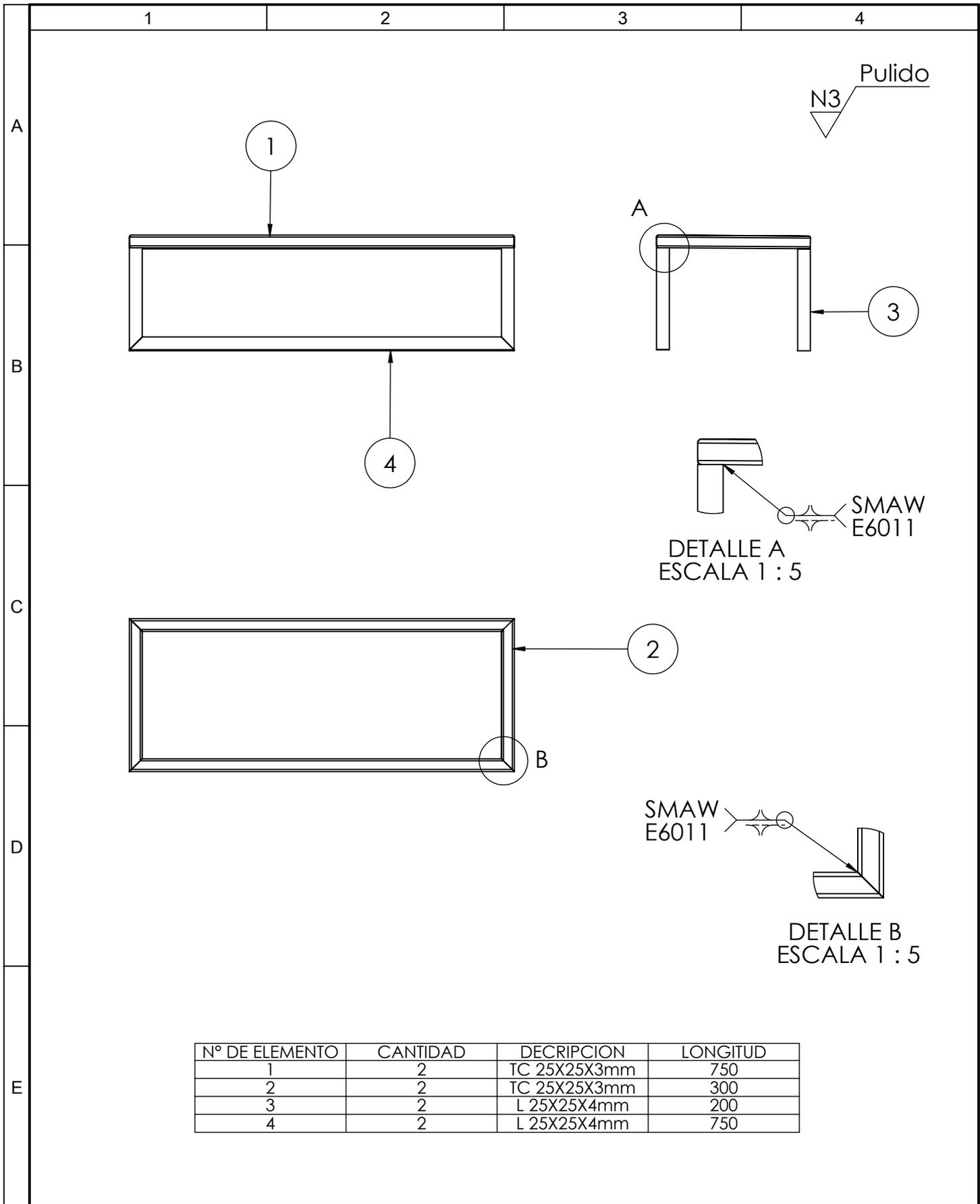
ANEXO C

PLANOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS PARA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE



2	Soporte horizontal de la guía	INEN 860	ASTM A36	7		0,3	Construido	
4	Soporte vertical de la guía	INEN 860	ASTM A36	6		0,2	Construido	
2	Placa de alineación	INEN 860	ASTM A36	5		0,5	Construido	
1	Soporte de bomba	INEN 860	ASTM A36	4		0,4	Construido	
1	Soporte de chumacera izquierda	INEN 860	ASTM A36	3		0,6	Construido	
1	Soporte de chumacera derecha	INEN 860	ASTM A36	2		0,4	Construido	
1	Estructura base	INEN 860	ASTM A36	1		2	Construido	
Nº de pieza	Denominación	Nº de Norma/Dibujo		Material	Nº de orden	Nº del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones

Tolerancia		(Peso)	Materiales:	
±0,1		4 Kg	Acero ASTM A36	
Fecha		Nombre		Denominación: Sistema estructural
Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.		
Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.		
Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.		Escala: 1:5
UTA Ingeniería Mecánica			Número del dibujo: 02 de 16	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)



N° DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCION	LONGITUD
1	2	TC 25X25X3mm	750
2	2	TC 25X25X3mm	300
3	2	L 25X25X4mm	200
4	2	L 25X25X4mm	750

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	2 Kg	Acero ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.		
			Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.		
				Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	Estructura base
				UTA		Número del dibujo: 03 de 16	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	1:10



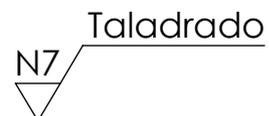
1

2

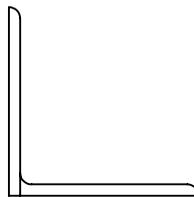
3

4

N7 Taladrado



A



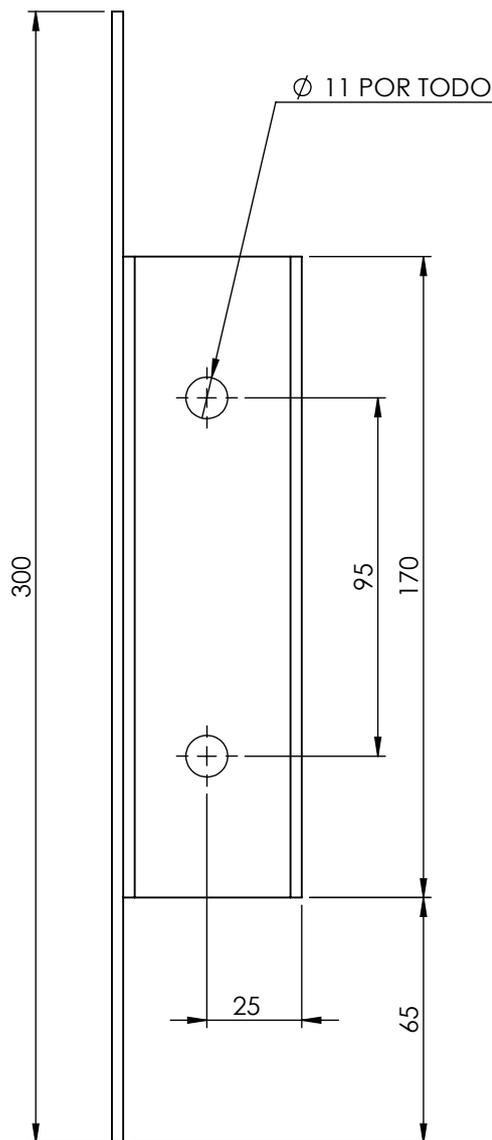
L 50X50X3mm

B

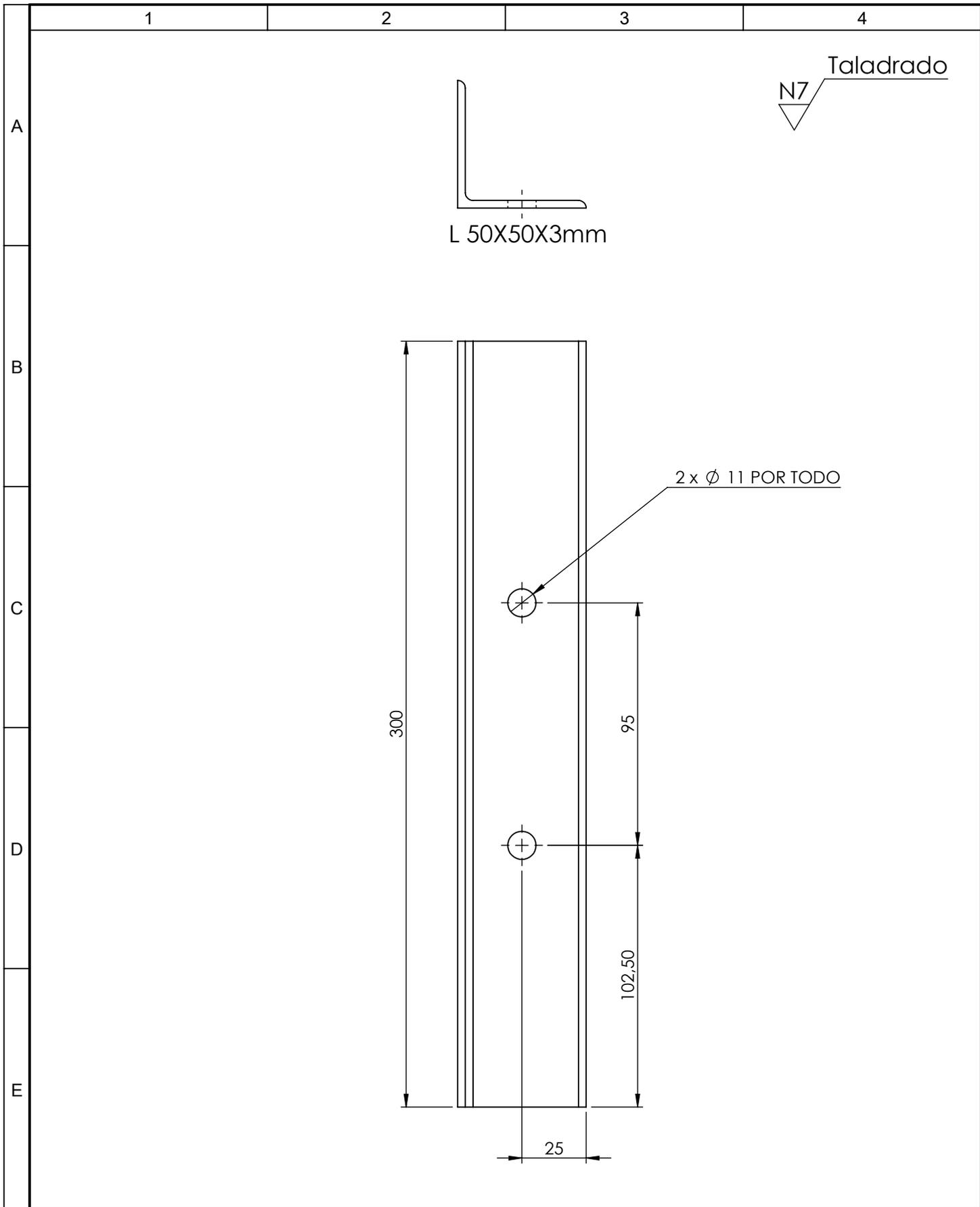
C

D

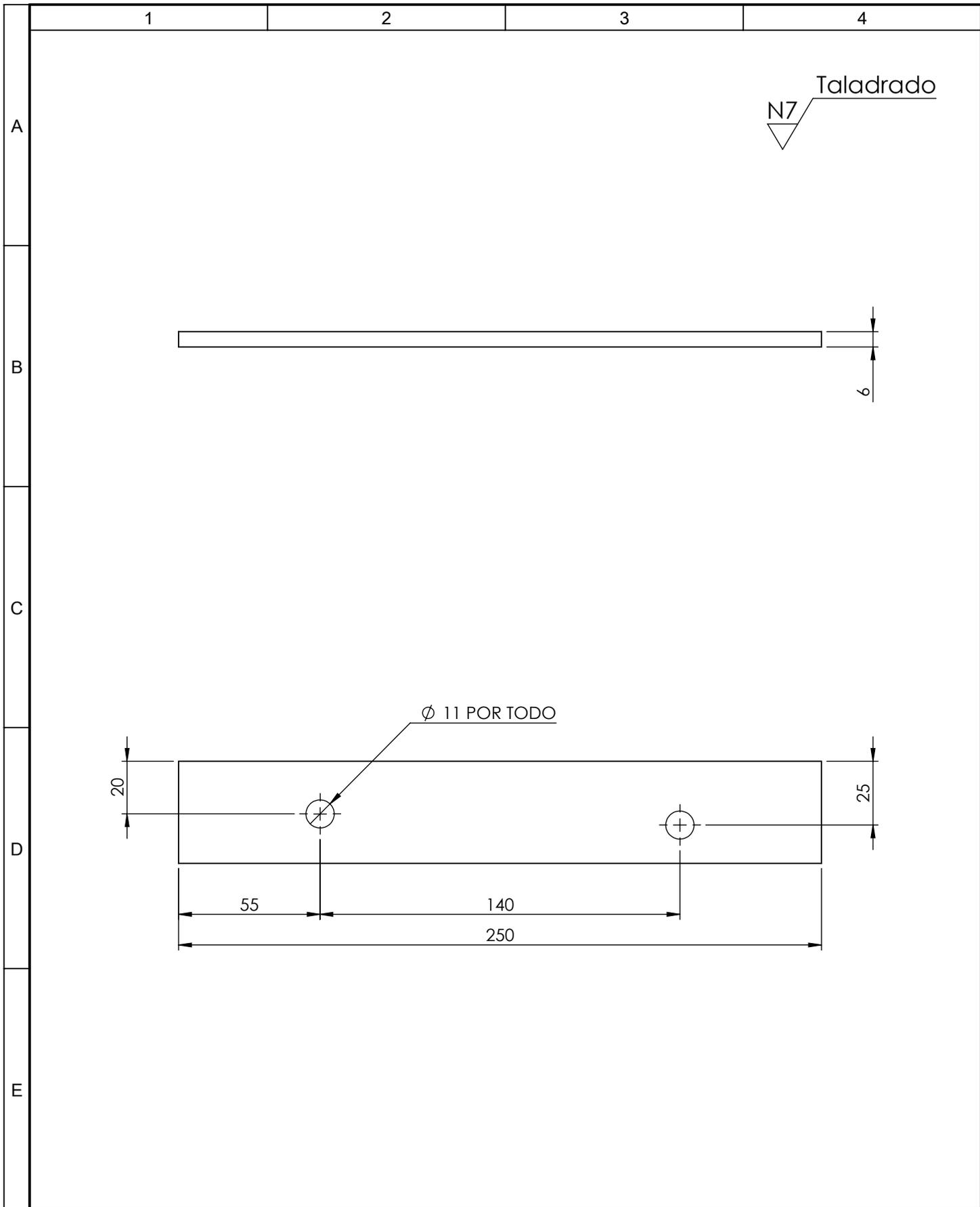
E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				$\pm 0,1$	0,4 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.			Soporte de chumacera derecha	1:2
			Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.				
				Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.			
				UTA		Número del dibujo:	04 de 16		
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre						



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0.6 Kg	Acero ASTM A36	
					Fecha	Nombre	Denominación: Soporte de chumacera izquierda
				Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.	
				Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	
					Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	05 de 16
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	
							Escala: 1:2



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,4 Kg	Acero ASTM A36	
					Fecha	Nombre	Denominación: Soporte de bomba
				Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.	
				Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	
					Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.
				UTA		Número del dibujo: 06 de 16	
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:2	

1

2

3

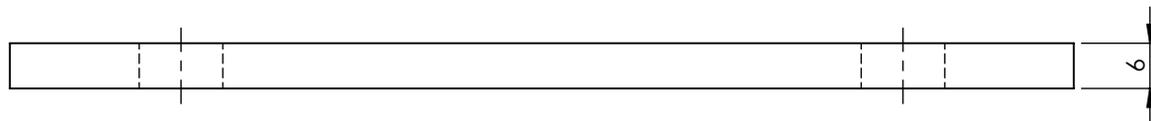
4

N7 Taladrado



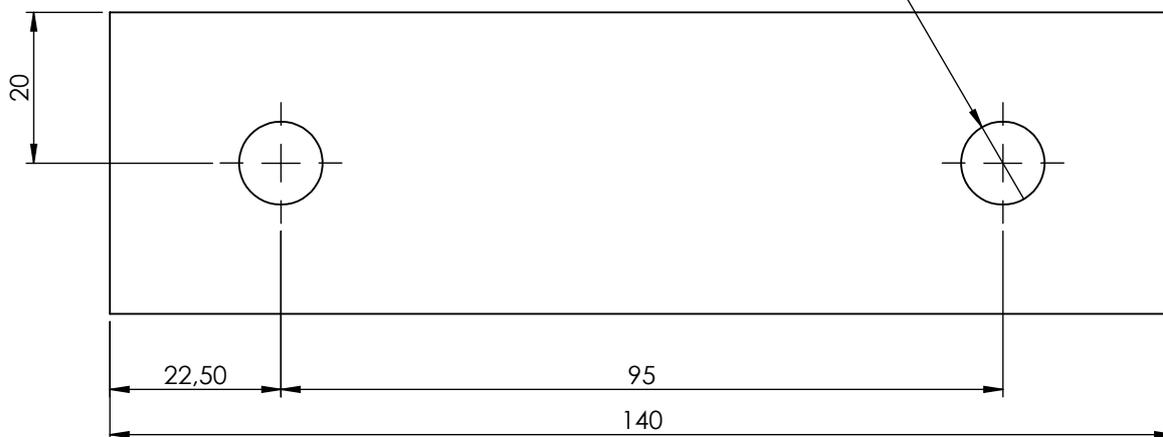
A

B



C

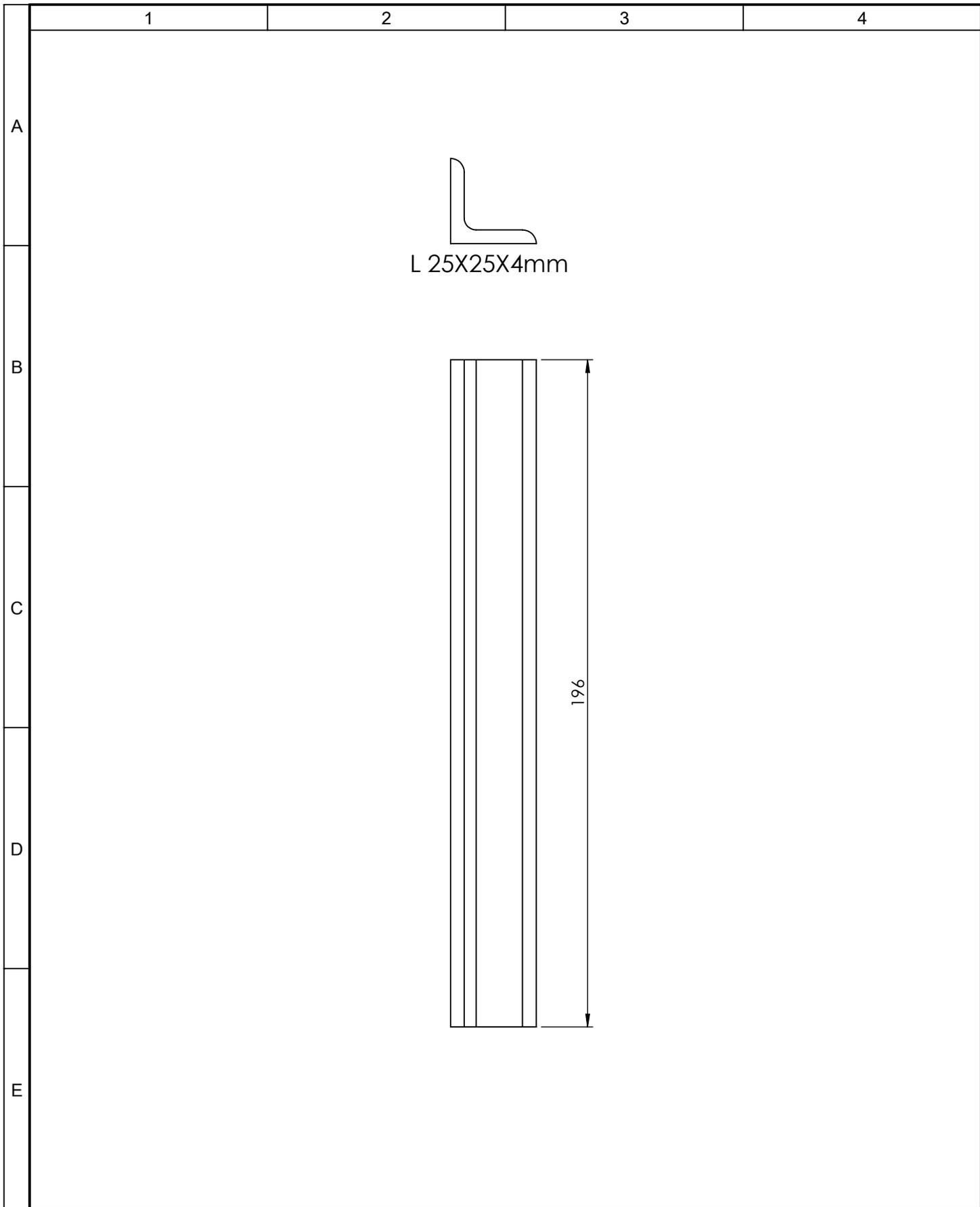
2 x \varnothing 11 POR TODO



D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	0,5 Kg	Acero ASTM A36	
					Fecha	Nombre	Denominación: Placa de alineación
				Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.	
				Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	
					Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.
				UTA		Número del dibujo: 07 de 16	
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:1	
							



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	0,2 Kg	Acero ASTM A36			
					Fecha	Nombre	Soporte verical de la guia		Escala:
				Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.			1:2
				Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.			
				Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.			
				UTA Ingenieria Mecánica		Número del dibujo: 08 de 16			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)					

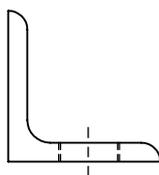
1

2

3

4

A



L 25X25X4mm

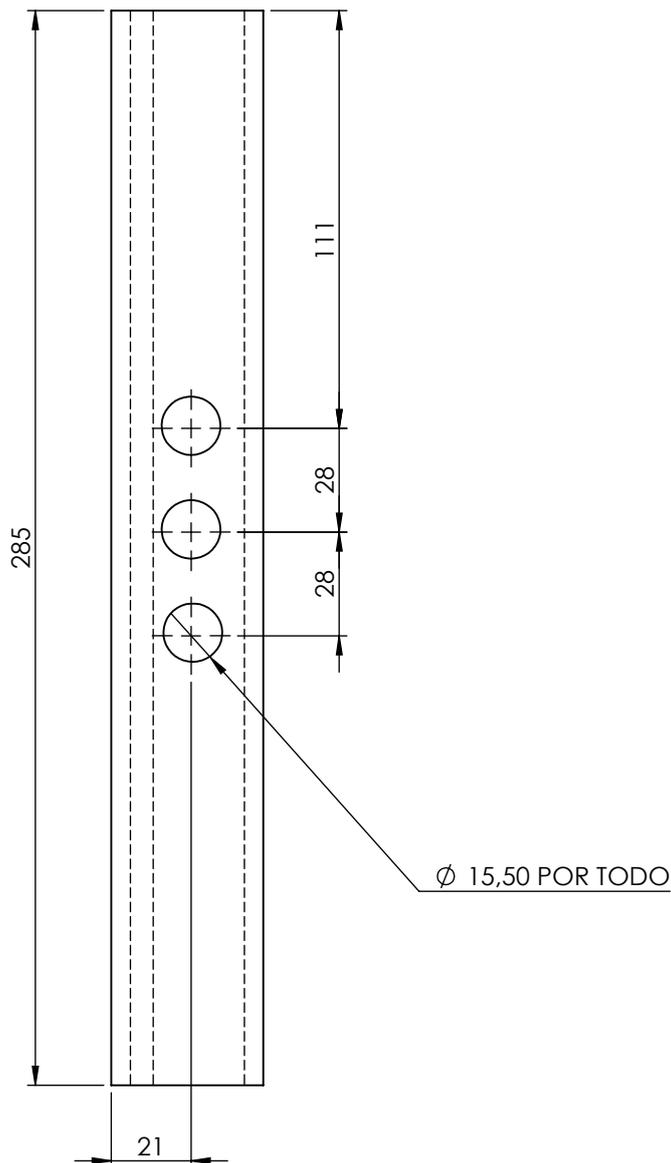
N7 Taladrado

B

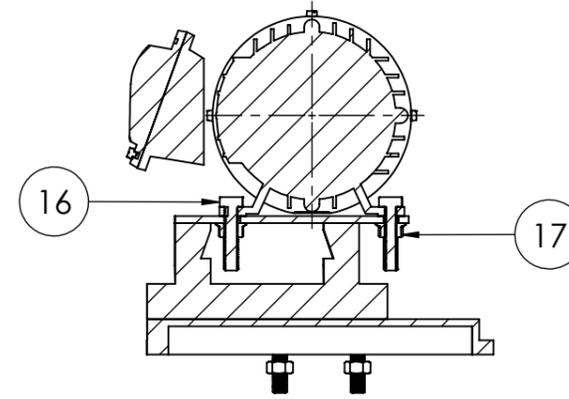
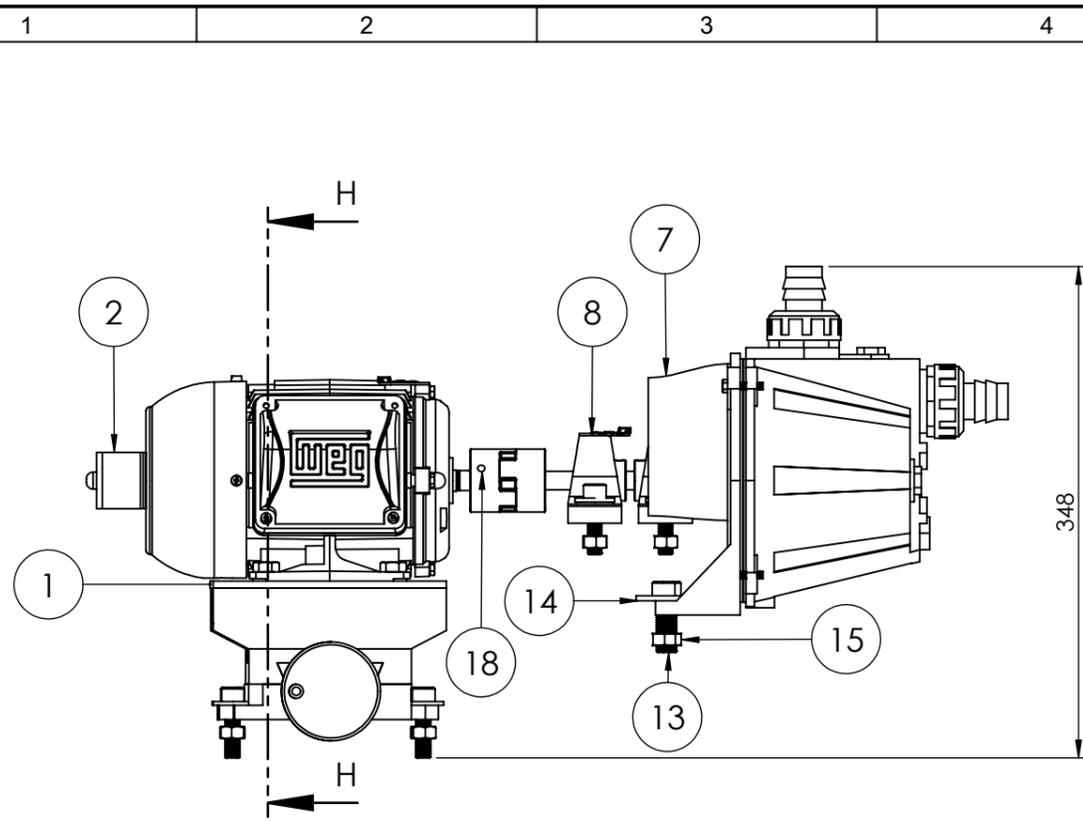
C

D

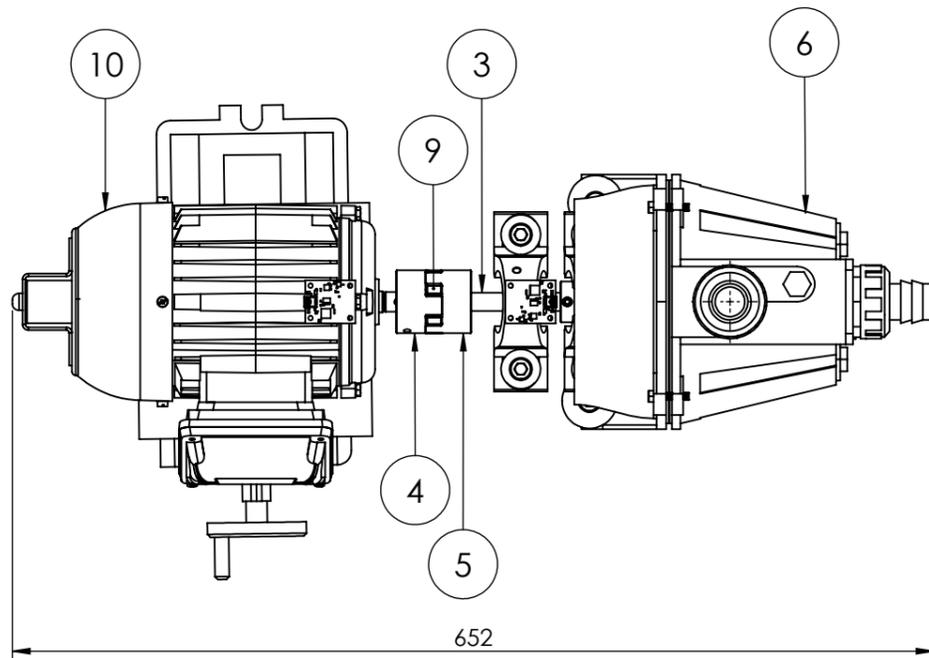
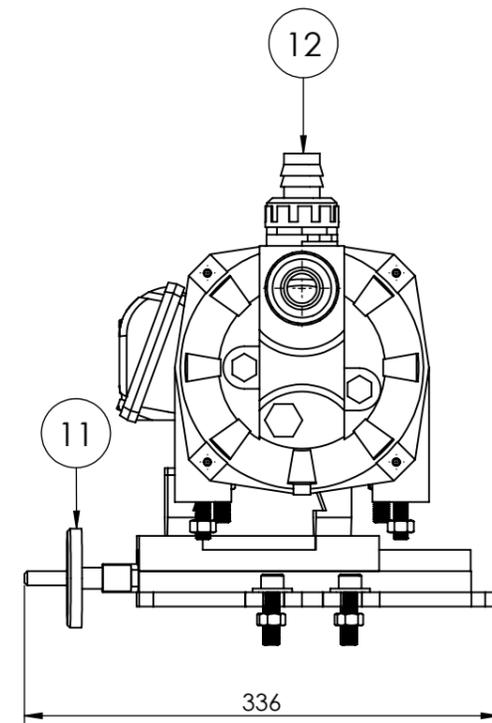
E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	0,3 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.			Soporte horizontal de la guia	1:2
			Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.				
				Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.			
				UTA		Número del dibujo:	09 de 16		
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre						



SECCIÓN H-H



2	Prisionero hexagonal M5	ASTM A449	SAE 1038	18		0,01	Adquirido
4	Tuerca hexagonal bridada M10	ASTM A354	SAE S740	17		0,08	Adquirido
4	Perno hueco hexagonal M10 x 1"	ASTM A354	SAE S740	16		0,1	Adquirido
10	Tuerca hexagonal M10	ASTM A354	SAE S704	15		0,08	Adquirido
10	Arandela plana M10	ASTM A354	SAE S740	14		0,05	Adquirido
10	Perno hueco hexagonal M10 x 1-1/2"	ASTM A354	SAE S740	13		0,1	Adquirido
2	Reducción plástica 1 - 1/2"	INEN 1373	Plast. PVC	12		0,02	Adquirido
1	Bancada guía		Hierro	11		2	Adquirido
1	Motor eléctrico trifasico 1HP	NEMA MG-1	Varios	10		2,5	Adquirido
1	Cruzeta vulcanizada		Caucho	9		0,05	Adquirido
2	Chumacera de pizo D13mm	ISO 281	Varios	8		0,3	Adquirido
1	Tapa de la bomba		Hierro	7		0,6	Adquirido
1	Carcaza de la bomba		Hierro	6		0,7	Adquirido
1	Mordaza acople de bomba		AISI 316	5		0,4	Adquirido
1	Mordaza acople de motor		AISI 316	4		0,4	Adquirido
1	Eje de transmisión de bomba	INEN 2415	AISI 316	3		0,4	Construido
1	Soporte del encoder	INEN 860	ASTM A36	2		0,1	Construido
1	Placa soporte del motor	INEN 860	ASTM A36	1		0,2	Construido

N° de pieza	Denominación	N° de Norma/Dibujo	Material	N° de orden	N° del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
-------------	--------------	--------------------	----------	-------------	----------------------------	---------------	---------------

Tolerancia		(Peso)		Materiales:			
±0,1		8 Kg		Varios			
Fecha		Nombre		Denominación: Sistema de transmisión/succión			Escala: 1:5
Dibujó: 04/02/15		Egr. Aldaz L.					
Revisó: 05/02/15		Ing. Mayorga A.					
Aprobó: 05/02/15		Ing. Mayorga A.		Número del dibujo: 10 de 16			
Edic.		Modificación		Fecha		Nombre	
UTA Ingenieria Mecánica				(Sustitución)			

1

2

3

4

A

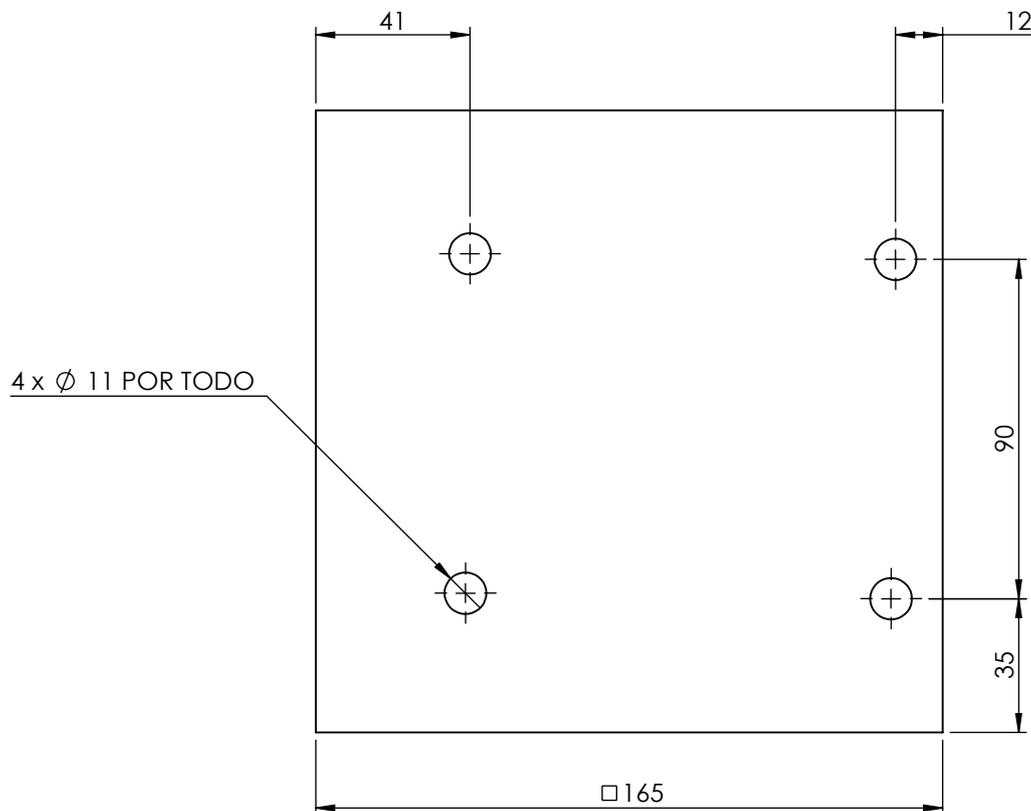
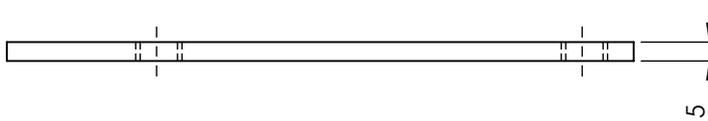
B

C

D

E

N7 Taladrado

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,2 Kg	Acero ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.		
			Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.		
				Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	1:2
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 11 de 16	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

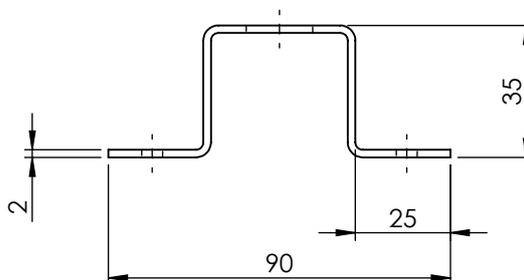
3

4

N7 Taladrado

A

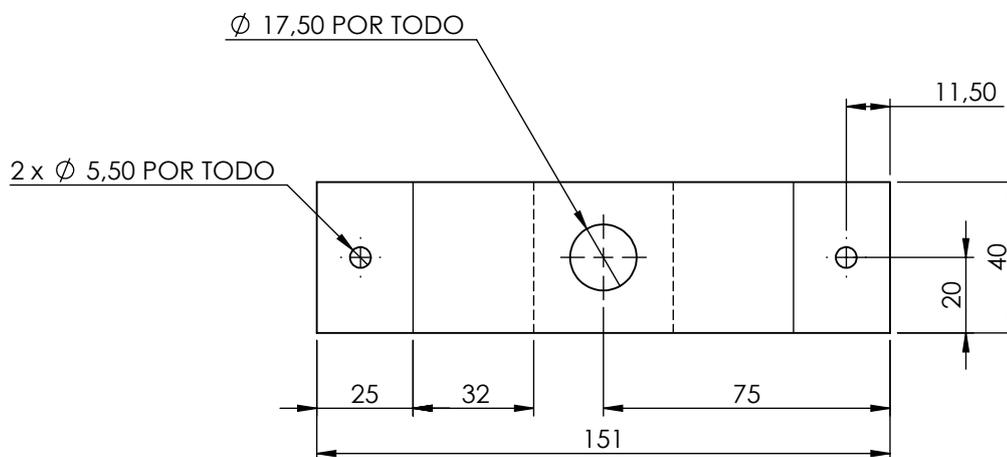
PLANCHA CONFORMADA PLN 2mm



B

C

PLANCHA PLEGADA PLN 2mm



D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				±0,1	0,1 Kg	Acero ASTM A36		
				Fecha	Nombre	Denominación:		
				Dibujó: 04/02/15	Egr. Aldaz L.	Soporte de encoder		
				Revisó: 05/02/15	Ing. Mayorga A.			Escala:
				Aprobó: 05/02/15	Ing. Mayorga A.			1:2
				UTA		Número del dibujo:	12 de 16	
				Ingenieria Mecánica		(Sustitución)		
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre					

1

2

3

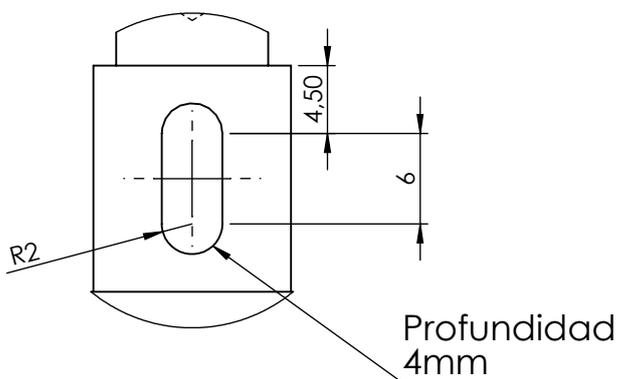
4

A

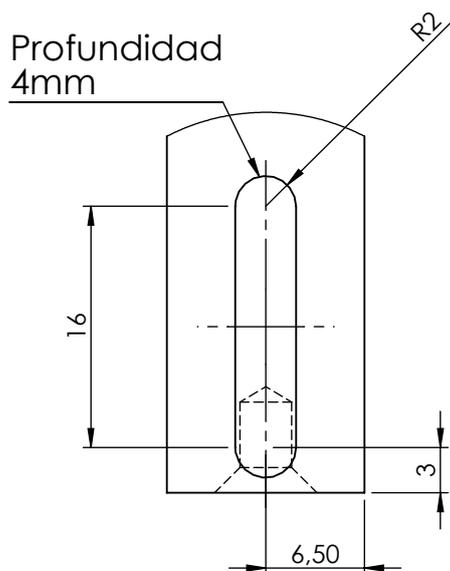
N7 Torneado

N6 Fresado

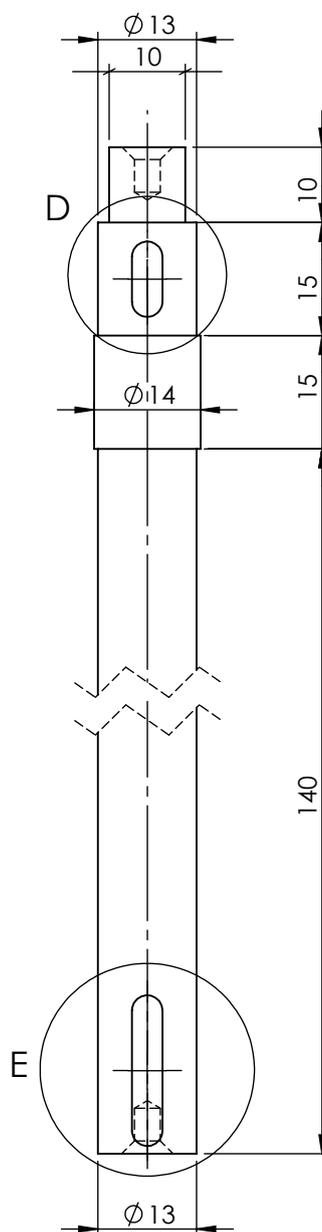
B

DETALLE D
ESCALA 2 : 1

C

DETALLE E
ESCALA 2 : 1

D



E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,4 Kg	Acero AISI 316	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.		
			Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.		
				Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	1:1
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 13 de 16	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

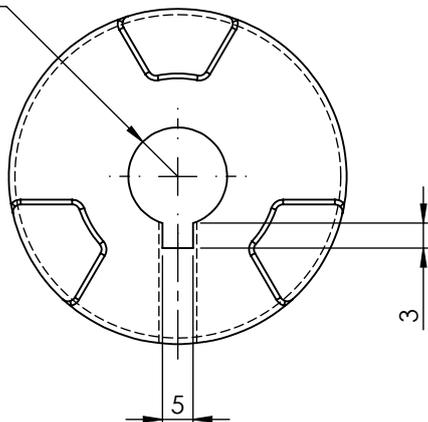
A

N7 Torneado

N6 Fresado

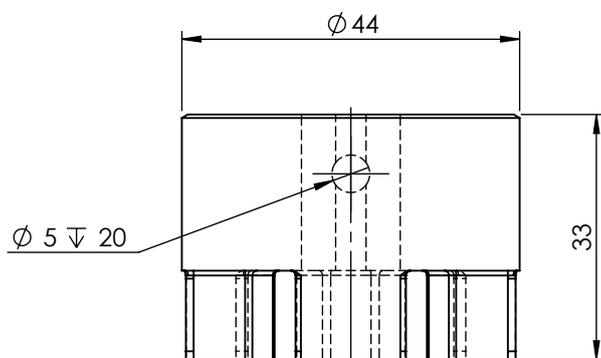
B

R 7,5 POR TODO



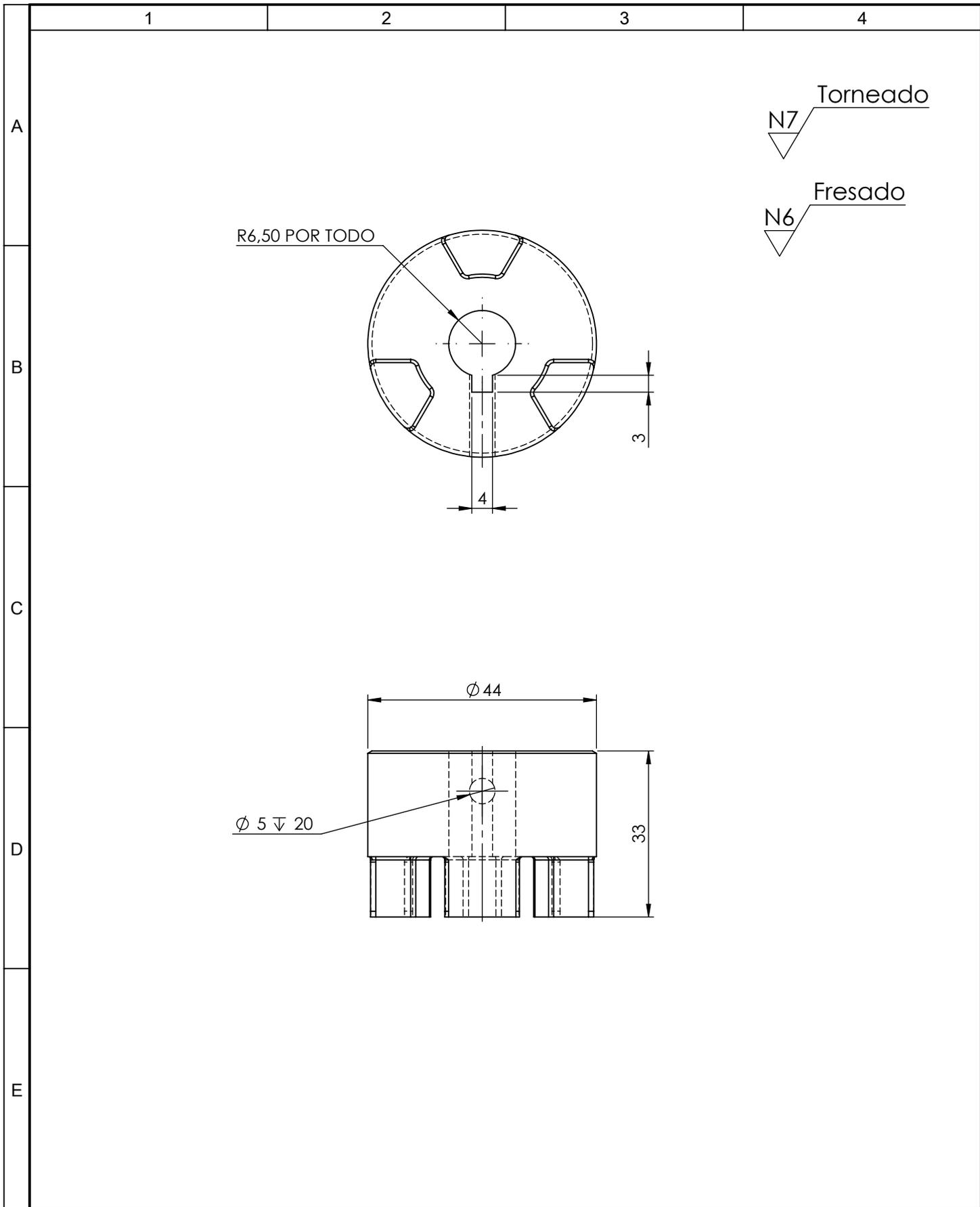
C

D



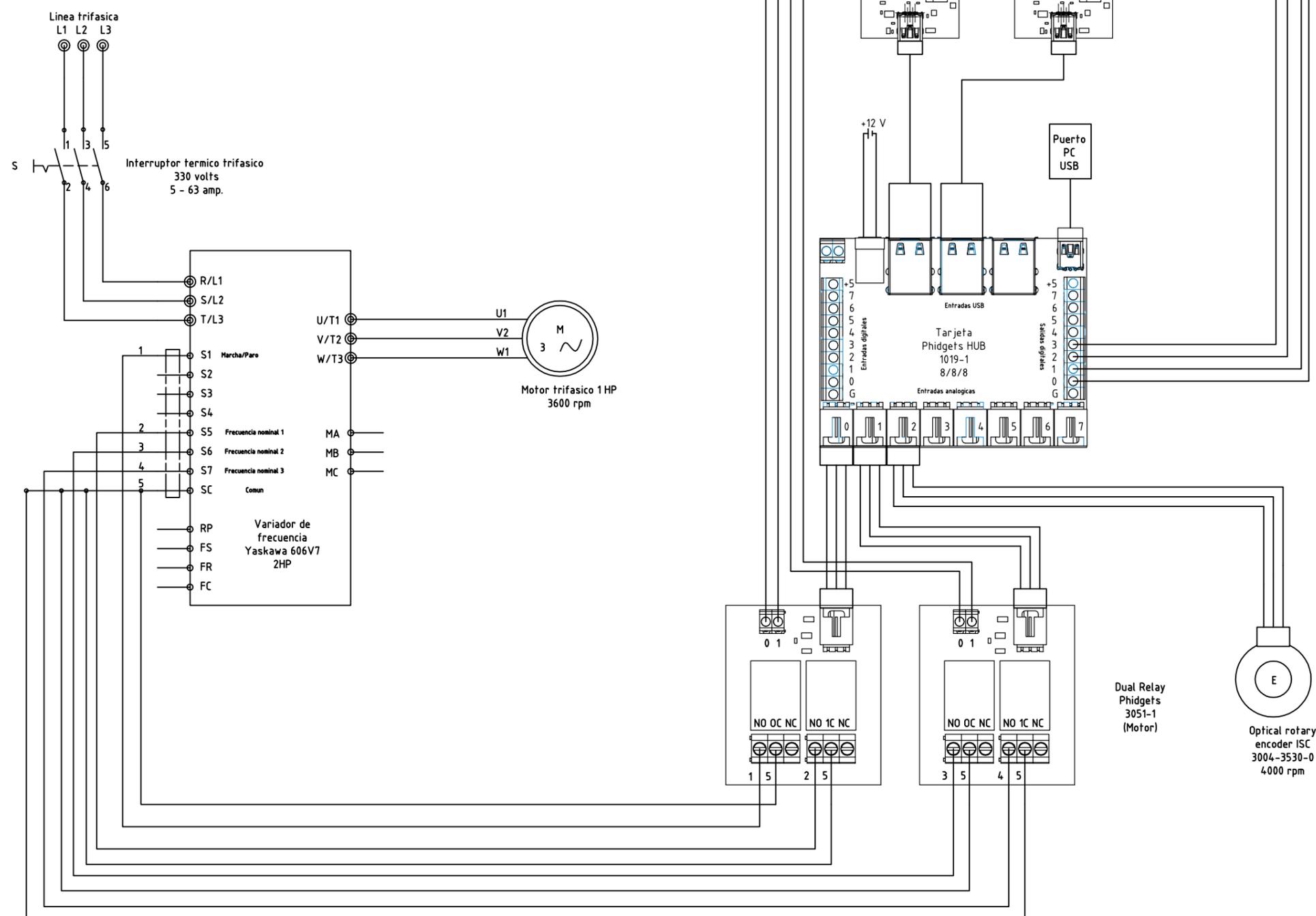
E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0,4 Kg	Acero AISI 316	
					Fecha	Nombre	Denominación: Mordaza acople de motor
				Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.	
				Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	
					Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	14 de 16
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	
							Escala: 1:1 



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	0,4 Kg	Acero AISI 316	
					Fecha	Nombre	Denominación: Mordaza acople de bomba
				Dibujó:	04/02/15	Egr. Aldaz L.	
				Revisó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	
				Aprobó:	05/02/15	Ing. Mayorga A.	Escala: 1:1
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	15 de 16
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	





				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	-- Kg	Varios	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 04/02/15	Egr. Aldaz L.	Conexiones electricas de potencia y mando	
				Revisó: 05/02/15	Ing. Mayorga L.		
				Aprobó: 05/02/15	Ing. Mayorga L.		
				UTA		Número del dibujo:	16 de 16
				Ingenieria Mecánica		(Sustitución)	
Edic.	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:2	

