

**BANCO EXPERIMENTAL PARA DETECCIÓN DE FALLAS POR VIBRACIONES  
MEDIANTE EL ANÁLISIS DE FASES**

**Milton Esteban Rojas Amado  
Samuel Mauricio Sarmiento Moreno**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

**BANCO EXPERIMENTAL PARA DETECCIÓN DE FALLAS POR VIBRACIONES  
MEDIANTE EL ANÁLISIS DE FASES**

**MILTON ESTEBAN ROJAS AMADO**

**SAMUEL MAURICIO SARMIENTO MORENO**

**Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico**

**Director**

**M.Sc. JABID EDUARDO QUIROGA MENDEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2013**

## **Dedicatoria**

*A Dios habrá de ser este logro más, infinita gratitud por esta nueva historia hecha realidad.*

*A mis padres y hermanos, apoyo verdadero en momentos de incertidumbre y alegría.*

*A Marivel, Jesús y Karen por tan grata compañía y respaldo desde el día en que esta carrera solo era sueños, y que con el pasar del tiempo consolidaron lo que es tener un amigo.*

*A Samuel Sarmiento, compañero y amigo, maestro y alumno, sin su ayuda la paz momentánea hubiera sido menor.*

*A Carolina, la gratitud siempre será para ti.*

*Milton Esteban Rojas Amado*

## **Dedicatoria**

*Al señor por esta bendición, por la paciencia y fortaleza brindada en los momentos más difíciles.*

*A mis padres por su paciencia, comprensión y apoyo a lo largo de la carrera y en especial en el tramo final.*

*A mi hermana Liliana por su respaldo y palabras de aliento que a cada momento fueron el empuje para dar lo mejor de mí para llegar a la meta.*

*A Milton Rojas, por su comprensión, respaldo, confianza y por seguir dando la batalla cuando las cosas se ponían cuesta arriba.*

*Samuel Mauricio Sarmiento Moreno*

## **Agradecimientos**

*Los autores expresan su agradecimiento a todas aquellas personas que de una u otra manera contribuyeron para que este proyecto fuera una realidad.*

*Haciendo una mención especial al Ingeniero Jabid Eduardo Quiroga Méndez, por la confianza depositada, el conocimiento y apoyo brindados en cada una de las etapas del proyecto.*

*Al señor Rafael Peñaloza por el empeño y dedicación desinteresada en la construcción de elementos vitales para el proyecto, pero sobre todo por los conocimientos que solo la experiencia puede ofrecer.*

*A todos nuestros compañeros y amigos que a lo largo de la carrera compartieron el desarrollo personal y profesional que hoy conlleva a un grandioso logro.*

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN .....	23
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	25
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	25
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA .....	26
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO .....	27
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	27
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	27
2. ANÁLISIS DE VIBRACIONES .....	28
2.1 FENÓMENO VIBRATORIO .....	28
2.2 TÉCNICAS DE ANÁLISIS VIBRACIONAL.....	30
2.2.1 Niveles de vibración .....	30
2.2.2 Análisis de onda de tiempo.....	31
2.2.3 Análisis espectral.....	31
2.2.3.1 Detección a alta frecuencia – HFD .....	32
2.2.4 Análisis de orbitas vibratoriales o patrones de Lissajous .....	33
2.2.5 Análisis ODS (Operating deflection shape) .....	33
2.2.6 Análisis STA (Synchronous time averaging) .....	34
2.2.7 Análisis de fases .....	35
3. MEDICION DE VIBRACIÓN .....	36
3.1 TRANSDUCTORES DE VIBRACIONES.....	36
3.1.1 Acelerómetros piezoeléctricos.....	37
3.1.2 Métodos de sujeción de sensores de vibración .....	38
3.1.3 Acelerómetros empleados.....	39
3.2 ACONDICIONAMIENTO DE LA SEÑAL.....	39

3.3	TARJETA DE ADQUISICIÓN .....	40
3.3.1	Configuración de la frecuencia de muestreo .....	40
3.4	SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS EMPLEADO .....	42
3.4.1	Filtro pasa banda del módulo Ni 9234 .....	43
3.4.2	Filtro de banda eliminada del módulo NI 9234.....	43
3.4.3	Frecuencias de muestreo del sistema NI-USB 9234 .....	44
3.5	COMPUTADOR .....	44
4.	PRINCIPALES FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA.....	45
4.1	DESBALANCE MÁSIICO .....	45
4.1.1	Fuentes de Desbalanceo .....	45
4.1.2	Desbalanceo estático .....	46
4.1.3	Desbalanceo dinámico .....	46
4.1.4	Rotor o Eje pandeado.....	47
4.2	DESALINEAMIENTO .....	47
4.2.1	Fuentes de desalineación.....	48
4.2.2	Desalineación paralela .....	48
4.2.3	Desalineación angular .....	49
4.2.4	Desalineación combinada o general .....	49
4.3	EXCENRICIDAD EN POLEAS.....	49
4.4	SOLTURA ESTRUCTURAL .....	50
5.	MEDICION Y REPRESENTACION DE VALORES DE FASE .....	51
5.1	PULSO TACOMÉTRICO.....	51
5.2	LÁMPARA ESTROBOSCÓPICA .....	52
5.3	ANÁLISIS MULTICANAL.....	52
5.4	REPRESENTACIÓN DE FASE .....	53
6.	DIAGNÓSTICO DE FALLAS.....	54
6.1	RESPUESTA DE UN DESBALANCE .....	54
6.2	RESPUESTA DE POLEAS EXCÉNTRICAS .....	57
6.3	RESPUESTA DE PROBLEMAS DE DESALINEAMIENTO .....	58
6.4	RESPUESTA DE ANOMALÍAS RELACIONADAS CON SOLTURA MECÁNICA.....	59
7.	CORRECCIÓN DE FALLAS .....	61

7.1	BALANCEO DE ROTORES .....	61
7.1.1	Método gráfico.....	62
7.1.2	Método de Siebert o las cuatro corridas.....	63
7.2	ALINEACIÓN DE EJES .....	64
7.2.1	Alineación laser .....	65
8.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	69
9.	PROCESO DE DISEÑO .....	71
9.1	DISEÑO MECÁNICO .....	71
9.1.1	Diámetro de ejes.....	72
9.1.2	Disco de balanceo .....	73
9.1.3	Eje secundario .....	74
9.1.4	Seleccionar motor.....	76
9.1.5	Análisis de la transmisión de potencia.....	79
9.1.6	Diseño de chavetas .....	98
9.1.7	Selección de la correa .....	101
9.1.8	Cálculo velocidades críticas.....	105
9.1.9	Simulación de frecuencias.....	111
9.1.10	Selección y compra de partes. ....	115
9.2	DISEÑO DEL SOFTWARE .....	120
9.2.1	Entorno de monitoreo .....	120
9.2.2	Programación de la aplicación .....	125
9.2.2.1	Programación de comandos generales.....	127
9.2.2.2	Programación módulos de monitoreo.....	128
9.2.2.3	Programación módulo de diagnóstico general.....	132
10.	ENSAMBLE DEL BANCO EXPERIMENTAL .....	134
11.	EXPERIMENTACIÓN .....	138
11.1	PUESTA A PUNTO .....	138
11.2	SOLTURA MECÁNICA INDUCIDA .....	139
11.3	DESALINEAMIENTO INDUCIDO .....	140
11.3.1	Desalineamiento angular .....	140

11.3.2	Desalineamiento paralelo .....	141
11.4	EXCENTRICIDAD INDUCIDA EN UNA POLEA.....	143
11.5	DESBALANCE INDUCIDO.....	144
12.	RESULTADOS.....	145
12.1	RESULTADOS DE LA PRUEBA DE DESBALANCE MÁSIKO .....	145
12.2	RESULTADOS DE LA PRUEBA DE EXCENTRICIDAD EN UNA POLEA .....	148
12.3	RESULTADOS DE DESALINEAMIENTO DE EJES .....	150
12.3.1	Resultados de desalineamiento angular .....	150
12.3.2	Resultados de desalineamiento paralelo .....	154
12.4	RESULTADOS DE SOLTURA MECÁNICA .....	158
	CONCLUSIONES .....	161
	RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES .....	163
	BIBLIOGRAFIA.....	164
	ANEXOS.....	166

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
FIGURA 1. ELEMENTOS DEL FENÓMENO VIBRATORIO .....	29
FIGURA 2. ONDA DE TIEMPO Y PARÁMETROS DE LA RESPUESTA .....	29
FIGURA 3. ONDA DE TIEMPO DE UN ENGRANAJE CON UN DIENTE ROTO.....	31
FIGURA 4. SEÑALES EN EL DOMINIO DEL TIEMPO – ONDA DE TIEMPO Y EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA – ESPECTRO .....	32
FIGURA 5.ESPECTRO PARA DETECCIÓN DE ALTA FRECUENCIA - HFD DE UN RODAMIENTO CON DAÑO EN PISTA EXTERNA .....	32
FIGURA 6. ORBITAS DESCRITAS POR UN ROTOR DESBALANCEADO CON EJE AGRIETADO PARA DIFERENTES VELOCIDADES .....	33
FIGURA 7. ANÁLISIS ODS COMPUTARIZADO .....	34
FIGURA 8. EFECTO DE LA CONTAMINACIÓN DE UNA SEÑAL DE VIBRACIÓN AL 1X CON RUIDO ALEATORIO Y LA DISMINUCIÓN DEL MISMO AL USAR N PROMEDIOS.....	34
FIGURA 9. ÁNGULO DE FASE ENTRE DOS SEÑALES .....	35
FIGURA 10. CADENA DE MEDICIÓN DE VIBRACIÓN .....	36
FIGURA 11. PARTES DE UN ACELERÓMETRO PIEZOELÉCTRICO .....	38
FIGURA 12. COMPONENTES DEL SISTEMA NI-USB 9234 .....	42
FIGURA 13. LLANURA PASA BANDA TÍPICA - NI 9234.....	43
FIGURA 14. ONDA DE TIEMPO TÍPICA DE UN DESBALANCEO .....	45
FIGURA 15. DESBALANCEO ESTÁTICO .....	46
FIGURA 16. DESBALANCEO DINÁMICO .....	46
FIGURA 17 ROTOR PANDEADO .....	47
FIGURA 18. DESALINEACIÓN PARALELA .....	48
FIGURA 19. DESALINEACIÓN ANGULAR .....	49
FIGURA 20. POLEA EXCÉNTRICA.....	49
FIGURA 21. SOLTURA POR PERNOS DE SUJECIÓN DE LA BASE SUELTOS.....	50
FIGURA 22. CALCULO DE FASE EMPLEANDO FOTOTACÓMETRO .....	51
FIGURA 23. MEDICIÓN DE FASE MEDIANTE DOS SENSORES .....	53
FIGURA 24. REPRESENTACIÓN DE ÁNGULOS DE FASE.....	53
FIGURA 25. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y FASE DE UN DESBALANCE ESTÁTICO.....	55
FIGURA 26. RESPUESTA EN FASE DE UN DESBALANCE DE PAR DE FUERZAS .....	55
FIGURA 27. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y FASE DE UN DESBALANCE DINÁMICO.....	56
FIGURA 28. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y FASE DE UN ROTOR EN VOLADIZO CON DESBALANCE MÁSIKO .....	56
FIGURA 29. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y FASE DE UN EJE PANDEADO.....	57
FIGURA 30. RESULTADO DE LAS LECTURAS DE FASE DE UNA POLEA CON EXCENRICIDAD .....	58
FIGURA 31. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y FASE DE UN DESALINEAMIENTO ANGULAR ..	58
FIGURA 32. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y FASE DE UN DESALINEAMIENTO PARALELO	59
FIGURA 33. LECTURAS DE FASE ENTORNO A UN COJINETE INCLINADO.....	59
FIGURA 34. ESPECTRO CARACTERÍSTICO DE HOLGURA ENTRE EJE Y COJINETE .....	60

FIGURA 35. RESPUESTA EN FRECUENCIA Y FASE DE UNA SOLTURA EN LA BASE DE LA MAQUINA .....	60
FIGURA 36. CLASIFICACIÓN DE LOS BALANCEOS DE ROTORES .....	62
FIGURA 37. EJEMPLO DE UN BALANCEO POR MÉTODO GRÁFICO .....	63
FIGURA 38. EJEMPLO DE UN BALANCEO POR EL MÉTODO DE SIEBERT .....	64
FIGURA 39. PARALELO ENTRE MÉTODOS DE ALINEACIÓN .....	65
FIGURA 40. MONTAJE DEL ALINEADOR LASER .....	66
FIGURA 41. INFORMACIÓN DE MONTAJE REQUERIDA PARA LA ALINEACIÓN .....	67
FIGURA 42. POSICIONES DE REGISTRO DE LA CONDICIÓN .....	67
FIGURA 43. VISUALIZACIÓN DE VALORES DE CORRECCIÓN .....	68
FIGURA 44. INTERPRETACIÓN DE LOS VALORES PARA ALINEACIÓN .....	68
FIGURA 45. PRIMER MODELO DEL BANCO DE VIBRACIONES .....	71
FIGURA 46. MODELO DEFINITIVO .....	72
FIGURA 47. DISCO DE BALANCEO .....	73
FIGURA 48. ETAPAS BANCO DE MEDICIONES .....	74
FIGURA 49. DIMENSIONES TENTATIVAS EN EL APOYO .....	74
FIGURA 50. DIMENSIONES GENERALES EJE SECUNDARIO .....	75
FIGURA 51. TORQUE DE ARRANQUE EN MOTORES SIEMENS MONOFÁSICOS .....	78
FIGURA 52. SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR POLEAS .....	79
FIGURA 53. DCL EJE PRIMER ETAPA .....	80
FIGURA 54. CARGAS EN EJE PRIMARIO .....	81
FIGURA 55. DCL, DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR- PLANO XY .....	82
FIGURA 56. DCL, DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR - PLANO XZ .....	83
FIGURA 57. FUERZAS DE DESBALANCE SIMULADAS .....	85
FIGURA 58. REPRESENTACIÓN DE LAS FUERZAS DE DESBALANCE SIMULADAS .....	86
FIGURA 59. DCL EJE SEGUNDA ETAPA .....	87
FIGURA 60. CARGAS EN EJE SECUNDARIO – PLANO XY .....	88
FIGURA 61. DCL, DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR - PLANO XY .....	89
FIGURA 62. CARGAS EN EJE SECUNDARIO - PLANOS XY Y XZ .....	90
FIGURA 63. DCL, DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR - PLANO XZ .....	91
FIGURA 64. TIPOS DE ESFUERZO EN FATIGA .....	92
FIGURA 65. LÍNEAS DE FALLA .....	97
FIGURA 66. MODELO MODIFICADO DE GOODMAN (CASO 3) .....	98
FIGURA 67. DIMENSIONES BÁSICAS - EJE Y CHAVETA .....	99
FIGURA 68. APLICACIÓN PARA EL CÁLCULO DE CORREAS STARFLEX .....	101
FIGURA 69. FACTORES DE SERVICIO - PROCESO DE SELECCIÓN DE CORREAS .....	102
FIGURA 70. RESULTADOS DEL PROCESO DE SELECCIÓN .....	102
FIGURA 71. CURVA PARA LA SELECCIÓN DEL PERFIL DE LA CORREA .....	103
FIGURA 72. INFORME DE SELECCIÓN DE LA CORREA .....	105
FIGURA 73. ACCESO A PROPIEDADES DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL .....	105
FIGURA 74. PROPIEDADES DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DEL EJE .....	106
FIGURA 75. DEFLEXIÓN DEL EJE PRIMARIO EN PLANO XY .....	107
FIGURA 76. DEFLEXIÓN DEL EJE PRIMARIO EN PLANO XZ .....	108
FIGURA 77. DEFLEXIÓN DEL EJE SECUNDARIO EN PLANO XY .....	109
FIGURA 78. DEFLEXIONES EN EJE SECUNDARIO - PLANO XZ .....	111
FIGURA 79. FRECUENCIA NATURAL FUNDAMENTAL DEL BANCO DE VIBRACIONES .....	112

FIGURA 80. MODO DE VIBRACIÓN 2 DEL BANCO DE VIBRACIONES.....	112
FIGURA 81. MODO DE VIBRACIÓN 3 DEL BANCO DE VIBRACIONES.....	113
FIGURA 82. MODO DE VIBRACIÓN 4 DEL BANCO DE VIBRACIONES.....	114
FIGURA 83. MODO DE VIBRACIÓN 5 DEL BANCO DE VIBRACIONES.....	115
FIGURA 84. DCL PARA SELECCIONAR RODAMIENTOS.....	118
FIGURA 85. VIDA DE LOS RODAMIENTOS .....	119
FIGURA 86. MÓDULO 0-PRESENTACIÓN .....	121
FIGURA 87. MÓDULO 1-INICIO - DIAGNÓSTICO GENERAL .....	122
FIGURA 88. MÓDULO DE MONITOREO DE DESBALANCE.....	123
FIGURA 89. MÓDULO DE MONITOREO DE DESALINEAMIENTO.....	124
FIGURA 90. MÓDULO DE MONITOREO DE EXCENRICIDAD EN UNA POLEA.....	124
FIGURA 91. MÓDULO DE MONITOREO DE SOLTURA MECÁNICA.....	125
FIGURA 92. PROGRAMACIÓN GENERAL DE LOS MÓDULOS DE MONITOREO.....	126
FIGURA 93. CONJUNTO SELECTOR DE MODULO .....	127
FIGURA 94. BLOQUE DAQ ASSISTANT .....	127
FIGURA 95. TRATAMIENTO DE LAS SEÑALES.....	128
FIGURA 96. BLOQUE SPECTRAL MEASUREMENTS.....	129
FIGURA 97. CONFIGURACIÓN DEL ESPECTRO .....	130
FIGURA 98. BLOQUE DE EXTRACCIÓN DE TONO .....	131
FIGURA 99. DIFERENCIA DE FASES .....	132
FIGURA 100. VERIFICACIÓN DE LA CONDICIÓN DE ACUERDO A LA FASE REGISTRADA ..	133
FIGURA 101. MONTAJE DE LA BASE DEL BANCO .....	134
FIGURA 102. ENSAMBLE DEL DISCO DE BALANCEO .....	135
FIGURA 103. MONTAJE DEL MECANISMO DE ALINEACIÓN .....	135
FIGURA 104. ENSAMBLE DEL CONJUNTO DE LA POLEA CONDUcida .....	136
FIGURA 105. ALINEACIÓN DE LAS POLEAS .....	136
FIGURA 106. BANCO DE PRUEBAS ENSAMBLADO .....	137
FIGURA 107. PRUEBA DE SOLTURA INDUCIDA.....	139
FIGURA 108. UBICACIÓN DE SENSORES - SOLTURA MECÁNICA .....	140
FIGURA 109. DESALINEAMIENTO ANGULAR INDUCIDO.....	141
FIGURA 110. UBICACIÓN DE SENSORES - DESALINEAMIENTO ANGULAR .....	141
FIGURA 111. DESALINEAMIENTO PARALELO INDUCIDO .....	142
FIGURA 112. UBICACIÓN DE SENSORES - DESALINEAMIENTO PARALELO .....	142
FIGURA 113. EXCENRICIDAD INDUCIDA EN POLEA POR MASA AGREGADA .....	143
FIGURA 114. UBICACIÓN DE SENSORES - EXCENRICIDAD EN POLEA.....	143
FIGURA 115. DESBALANCE INDUCIDO POR MASA AGREGADA.....	144
FIGURA 116. ÁNGULOS DE FASE EN UN DESBALANCE INDUCIDO CON 1,9 G .....	145
FIGURA 117. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DEL DESBALANCE INDUCIDO (1,9G) .....	146
FIGURA 118. ÁNGULOS DE FASE PARA UN DESBALANCE INDUCIDO CON 4,0 G .....	147
FIGURA 119. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DEL DESBALANCE INDUCIDO (4,0 G) .....	147
FIGURA 120. ÁNGULOS DE FASE SIMULANDO EXCENRICIDAD CON MASA DE 2,7 G .....	148
FIGURA 121. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DE POLEA EXCÉNTRICA CON MASA DE 2,7 G	149
FIGURA 122. ÁNGULOS DE FASE SIMULANDO EXCENRICIDAD CON MASA DE 6,0 G .....	149
FIGURA 123. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DE POLEA EXCÉNTRICA CON MASA DE 6,0 G	150
FIGURA 124. DESALINEAMIENTO ANGULAR INDUCIDO DE 0,26 MM/100MM .....	151

FIGURA 125. ÁNGULOS DE FASE PARA DESALINEAMIENTO ANGULAR DE 0,26MM /100MM .....	151
FIGURA 126. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DE DESALINEAMIENTO ANGULAR DE 0,26MM / 100MM.....	152
FIGURA 127. DESALINEAMIENTO ANGULAR INDUCIDO DE 0,46 MM/100MM .....	152
FIGURA 128. ÁNGULOS DE FASE PARA DESALINEAMIENTO ANGULAR DE 0,46MM /100MM .....	153
FIGURA 129. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DE DESALINEAMIENTO ANGULAR DE 0,46MM / 100MM.....	154
FIGURA 130. DESALINEAMIENTO PARALELO INDUCIDO DE 0,20 MM.....	155
FIGURA 131. ÁNGULOS DE FASE PARA DESALINEAMIENTO PARALELO DE 0,20 MM .....	155
FIGURA 132. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DE DESALINEAMIENTO PARALELO DE 0,20 MM .....	156
FIGURA 133. DESALINEAMIENTO PARALELO INDUCIDO DE 0,28 MM.....	156
FIGURA 134. ÁNGULOS DE FASE PARA DESALINEAMIENTO PARALELO DE 0,28 MM .....	157
FIGURA 135. VISUALIZACIÓN EN LABVIEW DESALINEAMIENTO PARALELO DE 0,28 MM ..	157
FIGURA 136. SOLTURA INDUCIDA - F1=0,02 MM, F2=0,07 MM .....	158
FIGURA 137. ÁNGULOS DE FASE PARA SOLTURA MECÁNICA INDUCIDA .....	158
FIGURA 138. VISUALIZACIÓN DE SOLTURA MECÁNICA CONFIGURADA INICIALMENTE - F1=0,02 MM, F2=0,07 MM.....	159
FIGURA 139. VISUALIZACIÓN DE SOLTURA MECÁNICA LUEGO DE LA PÉRDIDA DE LA CONDICIÓN CONFIGURADA INICIALMENTE.....	160
FIGURA 140. DESEQUILIBRIO MÁSSICO ESPECÍFICO PARA VARIOS GRADOS DE CALIDAD .....	171
FIGURA 141. PARTES DEL SHAKER DE CALIBRACIÓN PCB 396C10 – THE MODAL SHOP..	173
FIGURA 142. AMPLIFICADOR DE POTENCIA THE MODAL SHOP .....	174
FIGURA 143. DATA SHEET SHAKER PCB 396C10 .....	176
FIGURA 144. DISCRIMINACIÓN GENERAL POR PUNTOS Y RANGOS DE FRECUENCIA .....	177
FIGURA 145 ESPECTROS TOMADOS .....	178
FIGURA 146 PUNTO 1 HORIZONTAL.....	178
FIGURA 147 PUNTO 2 HORIZONTAL.....	179
FIGURA 148 VIBRACIÓN TOMADA EN ACELERACIÓN.....	180
FIGURA 149 MOTOR INSTANTES PREVIOS A LA DESCONEXIÓN.....	180
FIGURA 150 MOTOR EN PROCESO DE DETENCIÓN .....	181
FIGURA 151 MOTOR CASI DETENIDO .....	181
FIGURA 152. DISEÑO DE FILTROS DIGITALES – SPTOOL – MATLAB .....	182
FIGURA 153. CONFIGURACIÓN DEL FILTRO DISEÑADO EN LABVIEW.....	183
FIGURA 154. RESPUESTA EN MAGNITUD DEL FILTRO STOP BAND DE 119-121 HZ.....	184
FIGURA 155. RESPUESTA EN FASE DEL FILTRO STOP BAND DE 119-121 HZ.....	185
FIGURA 156. RESPUESTA EN MAGNITUD DEL FILTRO PASA BANDA 10-1500 HZ .....	186
FIGURA 157. RESPUESTA EN FASE DEL FILTRO PASA BANDA DE 10-1500 HZ .....	186
FIGURA 158. RESPUESTA EN MAGNITUD FILTRO PASA BANDA DE 25-35 HZ.....	187
FIGURA 159. RESULTADO ESPECTRAL DE FILTRO PASA BANDA DE 25-35 HZ EN LABVIEW .....	187

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
TABLA 1 EQUIVALENCIAS ENTRE NIVELES DE MEDICIÓN DE VIBRACIÓN .....	30
TABLA 2. RANGO DE FRECUENCIAS DE TRABAJO PARA UN ACELERÓMETRO DE 100 MV/G SEGÚN EL MÉTODO DE FIJACIÓN .....	38
TABLA 3. RANGO DE FRECUENCIAS PARA ANÁLISIS DE MAQUINARIA ROTATIVA .....	41
TABLA 4. CLASIFICACIÓN DE ROTORES SEGÚN SU LONGITUD .....	61
TABLA 5. COSTO DE CONSTRUCCIÓN DEL BANCO .....	69
TABLA 6. COSTO DE EQUIPOS UTILIZADOS .....	70
TABLA 7. CARACTERÍSTICAS DEL EJE Y DEL DISCO .....	75
TABLA 8. TORQUE NECESARIO PARA EL MOVER EL SISTEMA .....	76
TABLA 9. MOTORES SIEMENS MONOFÁSICOS .....	77
TABLA 10. CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES SIEMENS .....	78
TABLA 11. DATOS DEL EJE PRIMARIO .....	81
TABLA 12. DATOS FÍSICOS ETAPA SECUNDARIA .....	87
TABLA 13. VALORES DE MOMENTOS FLECTORES MÁXIMOS .....	92
TABLA 14. ESFUERZOS .....	94
TABLA 15. ESFUERZOS EQUIVALENTES .....	95
TABLA 16. FACTORES DE SEGURIDAD .....	98
TABLA 17. DIMENSIONES ESTÁNDAR PARA CUÑAS .....	99
TABLA 18. FACTOR DE CORRECCIÓN DE POTENCIA .....	104
TABLA 19. DEFLEXIONES DEL EJE PRIMARIO EN PLANO XY .....	108
TABLA 20. DEFLEXIONES DEL EJE PRIMARIO EN PLANO XZ .....	109
TABLA 21. DEFLEXIONES DEL EJE SECUNDARIO EN PLANO XY .....	110
TABLA 22. UNIDAD DE RODAMIENTO NTN .....	116
TABLA 23. RODAMIENTO UC202-010D1 .....	117
TABLA 24. TIEMPO DE VIDA SEGÚN EL SERVICIO .....	118
TABLA 26. CRITERIO PARA LA APLICACIÓN DE LAS NORMAS DE EVALUACIÓN DE SEVERIDAD DE LA VIBRACIÓN .....	167
TABLA 27 CLASIFICACIÓN DE EQUIPOS SEGÚN ISO 2372 .....	167
TABLA 28. SEVERIDAD DE LA VIBRACIÓN - ISO 2372 .....	168
TABLA 29. VALORES DE DESALINEACIÓN MÁXIMOS ACEPTABLES .....	168
TABLA 30. GRADOS DE CALIDAD DE BALANCEO POR GRUPOS REPRESENTATIVOS .....	169
TABLA 31. ESPECIFICACIONES SENSOR PCB-ICP .....	175
TABLA 32. ESPECIFICACIONES SENSOR BRUEL & KJAER .....	175

## LISTA DE ECUACIONES

ECUACIÓN 1 DESCRIPCIÓN DEL FENÓMENO VIBRATORIO	28
ECUACIÓN 2 DESCRIPCIÓN EN EL DOMINIO DEL TIEMPO DE LA SEÑAL DE VIBRACIÓN	35
ECUACIÓN 3. TEOREMA DE NYQUIST	41
ECUACIÓN 4. FRECUENCIAS DE MUESTREO PERMITIDAS POR EL NI 9234	44
ECUACIÓN 5. FASE EN TÉRMINOS DE ÁNGULO	52
ECUACIÓN 6. MASA DE CORRECCIÓN - MÉTODO GRÁFICO DE BALANCEO	63
ECUACIÓN 7. MASA DE CORRECCIÓN - MÉTODO DE SIEBERT	64
ECUACIÓN 8. SUMATORIA DE TORQUES	76
ECUACIÓN 9. INERCIAS EJE SECUNDARIO	76
ECUACIÓN 10. ACELERACIÓN ANGULAR	76
ECUACIÓN 11. TOQUE MOTOR	79
ECUACIÓN 12. SUMATORIAS DE FUERZAS – EJE MOTOR	80
ECUACIÓN 13. SUMATORIA DE FUERZAS PLANO XY – ETAPA PRIMARIA	81
ECUACIÓN 14. SUMATORIA DE FUERZAS PLANO XZ – ETAPA PRIMARIA	82
ECUACIÓN 15. FUERZA INDUCIDA POR DESEQUILIBRIO MÁSIKO	84
ECUACIÓN 16. SUMATORIA DE FUERZAS PLANO XY – ETAPA SECUNDARIA	87
ECUACIÓN 17. SUMATORIA DE FUERZAS PLANO XZ – ETAPA SECUNDARIA	90
ECUACIÓN 18. ESFUERZOS MÁXIMOS	93
ECUACIÓN 19. ESFUERZO EQUIVALENTE -VON MISSES	94
ECUACIÓN 20. RESISTENCIA A LA FATIGA	95
ECUACIÓN 21. FACTOR DE SEGURIDAD - GOODMAN MODIFICADO	97
ECUACIÓN 22. FACTOR DE SEGURIDAD EN CHAVETA - FALLA POR CORTANTE	100
ECUACIÓN 23 FACTOR DE SEGURIDAD EN CHAVETA - FALLA POR PRESIÓN DE CONTACTO	100
ECUACIÓN 24. VELOCIDAD CRITICA	106
ECUACIÓN 25. VELOCIDAD CRITICA - DUNKERLEY	107

## LISTA DE ANEXOS

<b>ANEXO A. VALORES ADMISIBLES DE LAS FALLAS ANALIZADAS .....</b>	<b>167</b>
<b>ANEXO B. CALIBRACIÓN DE SENSORES.....</b>	<b>172</b>
<b>ANEXO C. FILTRADO DE LAS SEÑALES .....</b>	<b>177</b>
<b>ANEXO D.GUÍA DE INICIO RAPIDO – ALINEADOR LASER TKSA 20.....</b>	<b>188</b>
<b>ANEXO E. REPORTE DE ALINEACIÓN .....</b>	<b>193</b>

## RESUMEN

### TITULO:

**BANCO EXPERIMENTAL PARA DETECCIÓN DE FALLAS POR VIBRACIONES MEDIANTE ANALISIS DE FASES.\***

### AUTORES:

**MILTON ESTEBAN ROJAS AMADO  
SAMUEL MAURICIO SARMIENTO MORENO. \*\***

### PALABRAS CLAVES:

Vibraciones mecánicas, análisis de fase, sistema de adquisición de datos, Labview.

### DESCRIPCIÓN:

Con el objetivo de contribuir en el proceso formativo de ingenieros mecánicos altamente calificados, la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander brinda a través de este proyecto una importante herramienta en el diagnóstico de fallas en maquinaria rotativa mediante vibraciones mecánicas como lo es, el análisis de fase.

Para representar algunas de las fallas más recurrentes en máquinas rotativas, se ha sido diseñado y construido un banco experimental que permite simular casos de falla como desbalance, desalineamiento, soltura mecánica o excentricidad de polea. El diagnóstico se realiza mediante el análisis del comportamiento de la fase entre puntos específicos en la máquina donde las mediciones muestran la condición de los elementos sometidos al análisis.

La importancia de este tipo de análisis, es que permite identificar una falla entre las posibilidades que suelen presentarse a la frecuencia de trabajo (velocidad de operación o 1X RPM), en un análisis espectral. Para facilitar el análisis e interpretación de la información, fue implementado un sistema de adquisición de datos (DAQ), en conjunto con una aplicación basada en Labview que permite visualizar mediciones y analizar comportamientos con el ánimo de tomar las decisiones correctas en el gerenciamiento de activos.

---

\* Proyecto de grado

\*\* Facultad de ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Jabid Eduardo Quiroga Méndez.

## ABSTRACT

**TITLE:**

**EXPERIMENTAL BENCH TO DETECT FAULTS BY MECHANICAL VIBRATIONS THROUGH PHASE ANALYSIS.\***

**AUTHORS:**

**MILTON ESTEBAN ROJAS AMADO  
SAMUEL MAURICIO SARMIENTO MORENO. \*\***

**KEY WORDS:**

Mechanical vibrations, phase analysis, data acquisition system (DAQ), Labview.

**DESCRIPTION:**

With the aim to contribute in the formative process of highly qualified mechanical engineers, the mechanical engineering school at Universidad Industrial de Santander offers through this thesis, an important tool in the fault diagnosis of rotative machinery by mechanical vibrations such as phase analysis.

In order to represent some of the most recurrent faults in rotative machines, has been designed and built an experimental bench that allows simulating of fault cases like imbalance, misalignment, mechanical looseness or eccentric pulley. The diagnosis is made through the analysis of the behavior of the phase between specific points in the machine where the measurements show the condition of the elements under analysis.

The importance of this kind of analysis, is that allows to identify a failure between the possibilities that usually appear at the work frequency (operating speed o 1X RPM), in a spectral analysis. To ease the analysis and interpretation of the information, was implemented a data acquisition system (DAQ), with an application based on Labview that lets to visualize measurements and analyze behaviors in order to make the correct decisions in the assets management.

---

\* Undergraduate thesis

\*\* Faculty of Physical-mechanical Engineerings, Mechanical Engineering School, Director Jabid Eduardo Quiroga Mendez.

## INTRODUCCIÓN

Continuamente en la industria se hacen grandes esfuerzos para lograr optimizar costos en procura de un mayor margen de rentabilidad. Uno de los puntos focales de las organizaciones son los costos relacionados con la función mantenimiento, los cuales pueden llegar a impactar fuertemente el estado financiero del negocio con valores que fácilmente superan el 20% de los costos totales. No obstante, ésta inversión es necesaria para garantizar la confiabilidad e integridad operativa, lo cual se ve reflejado en una mayor disponibilidad operativa de los equipos bajo las mejores condiciones posibles minimizando tanto como sea razonablemente posible aquellas actividades correctivas de tipo reactivo que resultan impactando la vida útil de los activos, los costos de reparación y posibles pérdidas en la producción.

Todo esto se logra a partir de actividades preventivas, predictivas y/o de ser viable, actividades de mejora, que en conjunto se conocen como mantenimiento proactivo. Lo cual hoy en día marca una tendencia a lograr niveles de actividades de tipo proactivo del 80% y del reactivo del 20%, logrando optimizar la inversión en mantenimiento.

Siendo así, y debido a la gran cantidad de maquinaria rotativa empleada a nivel industrial, y la importancia de esta en los procesos asociados a la productividad, se tuvo en cuenta una herramienta altamente efectiva para el diagnóstico de la condición de un equipo, como lo son las vibraciones mecánicas.

Dentro de las técnicas empleadas en el análisis de vibraciones se encuentra el análisis espectral, análisis de onda de tiempo, análisis de órbitas vibratoriales, medición de frecuencias naturales y el análisis de fases, del cual tratara este trabajo.

Se decidió tratar esta técnica debido a que constituye la base para llegar a comprender el comportamiento de un equipo a partir del análisis de movimientos relativos de sus componentes, convirtiéndose en una poderosa herramienta de

diagnóstico pocas veces utilizada. Es así; que a través el banco experimental para detección de fallas por vibraciones mediante el análisis de fases podrá simularse algunos modos de falla típicos en máquinas rotativas, permitiendo la visualización de los ángulos de fase por medio de una interfaz gráfica, y en base a los valores obtenidos llegar a diagnosticar la condición del equipo, con lo cual podrá tomarse planes de acción correctivos si la situación así lo requiere, o mediante un histórico de la información recopilada de estas mediciones poder establecer un plan de mantenimiento predictivo permitiendo así optimizar el rendimiento de los componentes de una máquina al aprovechar en mayor medida su vida útil.

# 1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

## 1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El diagnóstico del estado general de una máquina es parte fundamental de un plan de mantenimiento preventivo o predictivo, tomando como base el estudio de las vibraciones mecánicas es posible establecer la condición del equipo y tomar las medidas correspondientes. Para el diagnóstico de fallos en maquinaria se utilizan varias técnicas entre las cuales se encuentran el análisis espectral, análisis de onda de tiempo, análisis de órbitas vibratorias, el análisis de fase y medición de frecuencias naturales en cuanto a vibraciones mecánicas, mientras que otras técnicas pueden involucrar mediciones laser, emisiones acústicas o el uso de ultrasonido, entre otras.

Mediante el análisis espectral se pueden evidenciar una serie de anomalías tales como desbalance másico, desalineamiento, soltura estructural, entre las más comunes; pero toda esta información está mezclada, por lo cual identificar con precisión cada posible fallo es de vital importancia, sin embargo en muchos casos basándose solo en este análisis no se podría dar un diagnóstico certero de la condición de la máquina. El análisis de fase permite diferenciar claramente diferentes comportamientos presentes de tipo estructural (desbalance, desalineamiento, eje doblado, entre otros); comprobando y aclarando hipótesis en el diagnóstico mediante el uso del simple espectro.

La Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander ha realizado diversos proyectos de grado relativos al área de vibraciones y ahora se realiza la construcción de un banco donde sea posible determinar mediante el análisis de fase la condición de un rotor corroborando diagnósticos hechos con el análisis espectral, brindando una herramienta muy útil para el analista de vibraciones que en muchos casos se limita a este último tipo de análisis. A su vez se pretende mejorar la experiencia en el laboratorio, dando claridad a conceptos y contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA**

Mediante la ejecución de este proyecto se refuerza el proceso de enseñanza de la Escuela de Ingeniería Mecánica en la asignatura de vibraciones mecánicas. Este banco se implementa en el laboratorio de vibraciones mecánicas y tiene como propósito el continuo mejoramiento del laboratorio, teniendo en cuenta que el análisis de fases además de ser una de las bases del estudio de las vibraciones mecánicas, es una herramienta poco empleada pese a brindar un excelente respaldo al diagnóstico realizado por un analista de vibraciones, por consiguiente mediante la implementación de este banco se contribuye en el proceso formativo de ingenieros mecánicos no solo competentes sino que se les provee a estos de una herramienta adicional que redunde en una ventaja competitiva frente a aquellos que basan sus veredictos meramente en el análisis espectral.

En conjunto con esta nueva herramienta se implementa un recurso tecnológico para el monitoreo de variables mediante el entorno LabView y un sistema de adquisición de datos, con lo cual se facilita el proceso de visualización de resultados, permitiendo un mejor y más rápido análisis que a su vez ayuda a emitir un diagnóstico acertado de la condición de la maquina a analizar.

## **1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO**

### **1.3.1 OBJETIVO GENERAL**

- Contribuir en la formación de profesionales de alta calidad mediante la construcción de un Banco de análisis de vibraciones para el laboratorio de Vibraciones Mecánicas adscrito a la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

### **1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar y construir un banco para el laboratorio de Vibraciones Mecánicas en el cual sea posible visualizar y diagnosticar diferentes fallas en un sistema rotativo.
- Implementar y validar el análisis de fase en las vibraciones medidas para el diagnóstico de fallas en maquinaria rotativa.
- Desarrollar una interfaz en LabView para la visualización de parámetros de vibración (amplitud y fase) como herramienta para el diagnóstico de fallas en maquinaria rotativa.

## 2. ANÁLISIS DE VIBRACIONES

Este método de análisis de condición de estado resalta por su versatilidad, debido a que por medio de él, puede detectarse una amplia gama de fallos en maquinaria, es por esta razón que su aplicación es más extensa para el control que cualquier otra técnica.

Para poder hacer uso de esta técnica, se hace necesario conocer en que consiste el fenómeno vibratorio, sus elementos y características, con lo cual se llega a establecer los diferentes métodos que provee el análisis de vibraciones.

### 2.1 FENÓMENO VIBRATORIO

Hacer referencia al fenómeno vibratorio, es tratar con un sistema sobre el cual están actuando fuerzas variables que dependiendo la movilidad de este, ocasionan oscilaciones respecto a su posición de equilibrio, es decir, lo hacen vibrar.

La ecuación que describe el fenómeno vibratorio relaciona la vibración como producto de la fuerza y la movilidad del sistema así:

#### **Ecuación 1 Descripción del fenómeno vibratorio**

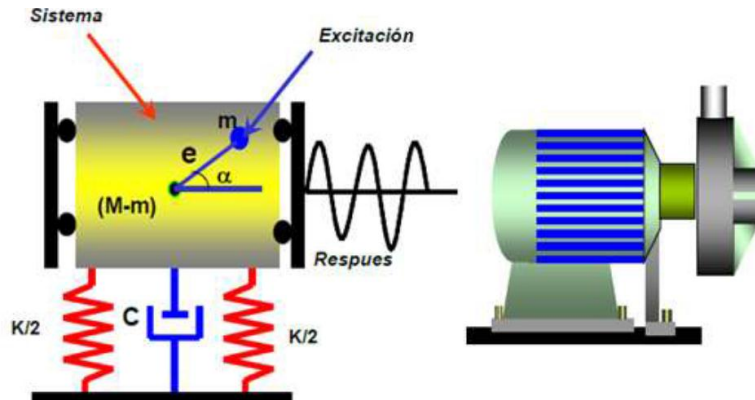
$$V = M \times F$$

Dónde V es la vibración, M la movilidad del sistema y F es la fuerza que actúa sobre este.

El fenómeno vibratorio consta de 3 elementos que lo caracterizan. Siendo entonces necesario que haya un SISTEMA, una Excitación y una RESPUESTA. Al revisar la ecuación 1, estos elementos se correlacionan así:

La vibración es la Respuesta, la movilidad hace referencia al sistema y la fuerza corresponde a la EXCITACIÓN.

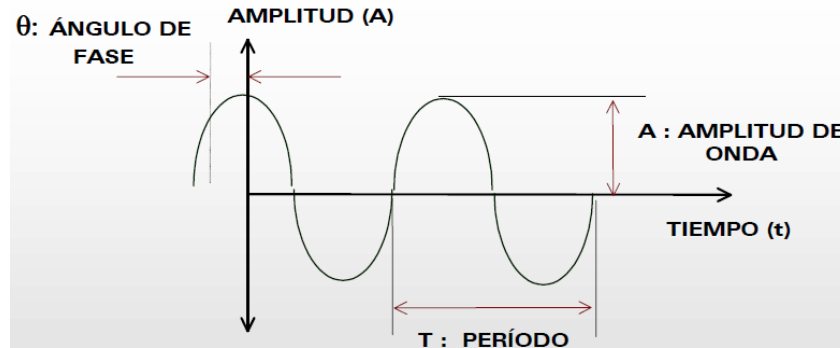
**Figura 1. Elementos del fenómeno vibratorio**



Fuente. Vibraciones mecánicas, Alfonso García Castro

La vibración misma está definida por tres parámetros de los cuales se desprenden los múltiples análisis que en base al fenómeno vibratorio puede llegar a realizarse.

**Figura 2. Onda de tiempo y parámetros de la respuesta**



Fuente. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico. A-Maq S.A

Donde la AMPLITUD determina el movimiento que el sistema tiene respecto a su posición neutral, la FRECUENCIA (Inverso del periodo ( $1/T$ )), indica el ritmo con el que se está dando el movimiento, mientras que la FASE determina la posición, pero para ello se hace necesario introducir una señal de referencia con la cual se hace una comparación señal a señal obteniendo una respuesta bien sea en ángulo o en tiempo.

Conociendo los aspectos que rodean el fenómeno vibratorio, se puede comprender que pese a que las técnicas empleadas en el análisis vibracional

lleguen a ser bastante sencillas, estas brindarán información relevante a través del procesamiento de señales con lo cual pueden realizarse los diagnósticos de forma clara y precisa tomando como base las normas y estudios realizados durante años respecto al tema. Ejemplo de ello son la carta de severidad de vibración (norma ISO 2372) o la carta de diagnóstico.

## 2.2 TÉCNICAS DE ANÁLISIS VIBRACIONAL

El análisis de vibraciones mecánicas gracias al desarrollo de nuevas tecnologías y técnicas, permite realizar análisis desde diferentes puntos de vista y con opciones que se ajustan a las condiciones del sistema. Así se obtiene la información requerida dependiendo el objetivo del estudio, brindando información más clara y directa a la hora de realizar un diagnóstico.

### 2.2.1 Niveles de vibración

Es la verificación de las amplitudes de los niveles de vibración con lo cual se busca bien sea realizar un diagnóstico de forma rápida o por medio de análisis de tendencias, caracterizar la evolución de la condición de la máquina.

Las mediciones pueden ser realizadas en desplazamiento si la maquina opera a baja velocidad (<20 Hz aproximadamente) y cuya unidad standard es la micra ( $\mu\text{m}$ ), en velocidad para el rango de 10 Hz a 1000Hz obteniendo valores en mm/s. Mientras que en aceleración si se trata de analizar altas frecuencias (por encima de los 1000 Hz o 1500 Hz) midiendo gravedades (Gs), y donde las otras mediciones no arrojan información útil.

**Tabla 1 Equivalencias entre niveles de medición de vibración**

PARA OBTENER	MULTIPLICAR EL VALOR DE (POR)			
	PICO-PICO	PICO	RMS	VALOR MEDIO (RECTIFICADO)
PICO-PICO	1.000	2.000	2.828	3.142
PICO	0.500	1.000	1.414	1.571
RMS	0.354	0.707	1.000	1.111
VALOR MEDIO (RECTIFICADO)	0.318	0.637	0.900	1.000

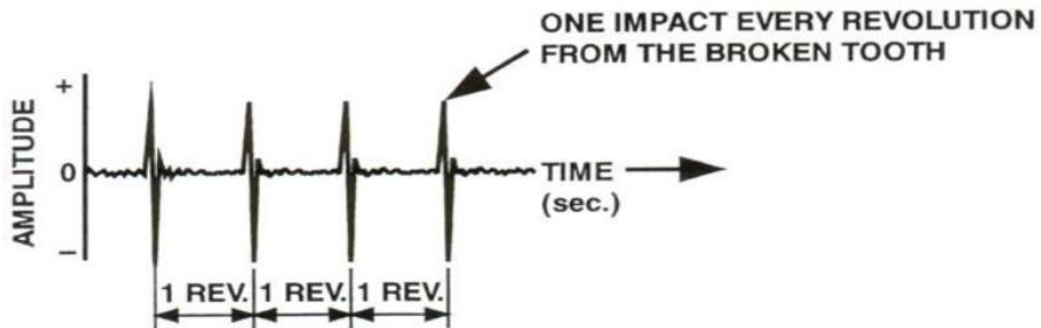
Fuente. Laboratorio de vibraciones mecánicas UIS

### 2.2.2 Análisis de onda de tiempo

Por medio de este tipo de análisis, se capta la amplitud de la vibración en relación al tiempo o ángulo. A partir del análisis de esta información se pueden realizar diagnósticos de acuerdo a la forma de la onda, o tomar esta información como base para otros métodos como el análisis de espectros, análisis de fases o simplemente obtener los valores totales de la vibración.

Algunos de los fallos que se pueden diagnosticar con esta técnica, son fallas en rodamientos, fisuras o rotura de dientes de engranaje, limitaciones o daños en barras de rotores de motores eléctricos o análisis de vibraciones que se presentan de manera transitoria.

**Figura 3. Onda de tiempo de un engranaje con un diente roto**

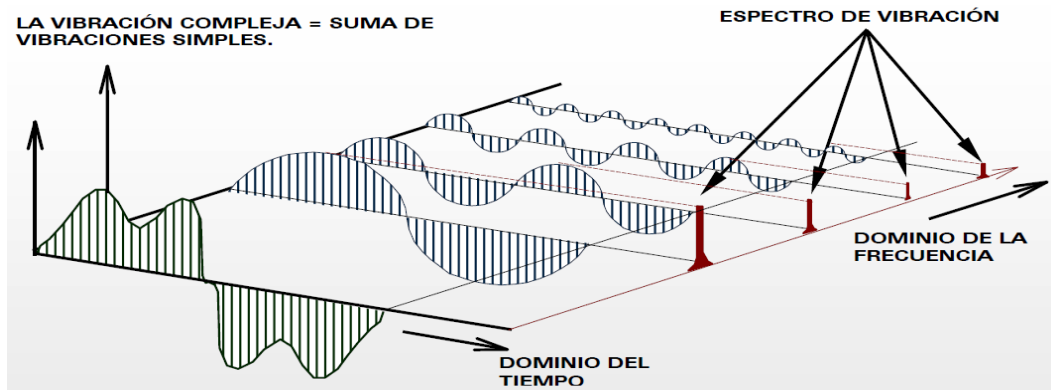


Fuente. Congreso Latinoamericano de mantenimiento preventivo y predictivo 2011

### 2.2.3 Análisis espectral

Esta técnica de análisis presenta las amplitudes de vibración según la frecuencia en la que se presentan, aplicando la transformada rápida de Fourier (FFT) a la onda de tiempo. En otras palabras, el análisis espectral es la descomposición de la onda total en sus componentes, las cuales son ondas de diversas formas y amplitudes que se presentan a diferentes frecuencias.

**Figura 4. Señales en el dominio del tiempo – Onda de tiempo y en el dominio de la frecuencia – ESPECTRO**

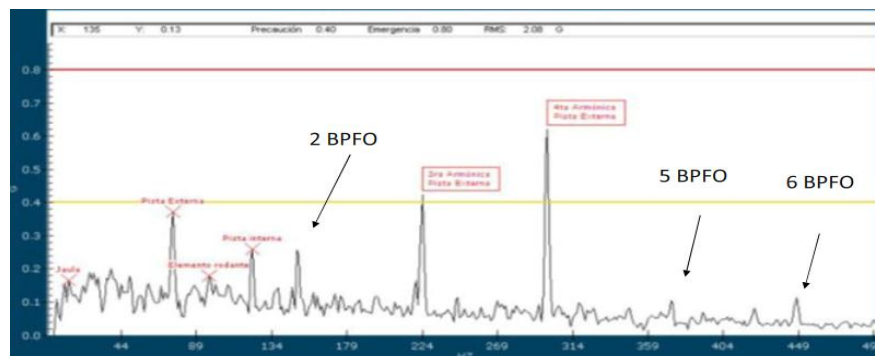


Fuente. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico. A-Maq S.A

### 2.2.3.1 Detección a alta frecuencia – HFD

Partiendo del análisis espectral puede llegar a determinarse otro cierto tipo de fallas. Para ello es necesario realizar mediciones en aceleración (g's y en nivel PK), mediante la aplicación de filtros y amplificadores de señales, es posible entrar a detallar los valores de vibración presentes en rangos de frecuencia elevados y que pueden corresponder bien sea a fallos en engranajes o en componentes de rodamientos. El diagnostico estará determinado por referentes de frecuencia dados, como por ejemplo la frecuencia de engranaje o GMF (Gear mesh frequency), o las diferentes frecuencias de los elementos de un rodamiento, (BPFI, BSF, FTF, BFPO)

**Figura 5. Espectro para detección de alta frecuencia - HFD de un rodamiento con daño en pista externa**

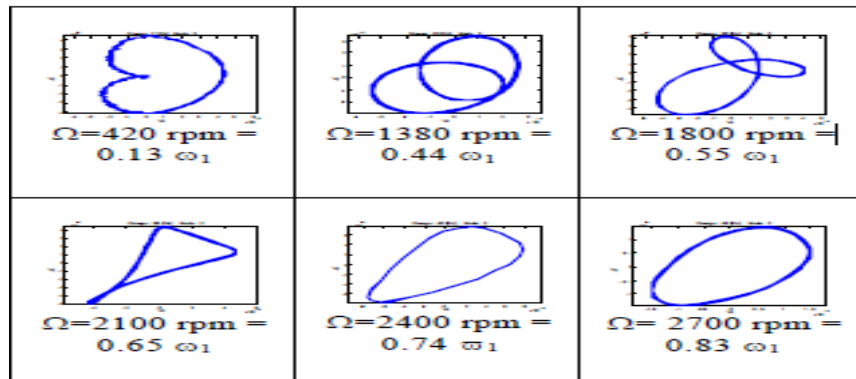


Fuente. Congreso latinoamericano de mantenimiento preventivo y predictivo 2011.

### 2.2.4 Análisis de orbitas vibratorias o patrones de Lissajous

Son patrones conformados por la combinación de dos señales vibratorias que han sido captadas por sensores ubicados a 90° entre sí. Esta medición muestra, como es para un descanso de la máquina el comportamiento de su órbita, la cual describe el movimiento del eje.

**Figura 6. Orbitas descritas por un rotor desbalanceado con eje agrietado para diferentes velocidades**



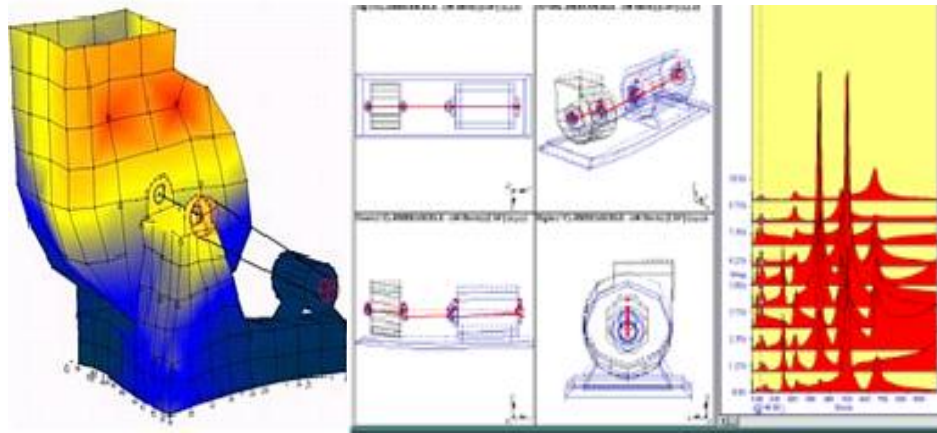
Fuente. Tesis Profesional - Análisis de vibraciones en elementos funcionales del faro derecho del auto new beetle 2.5 versión Europa (ECE)

### 2.2.5 Análisis ODS (Operating deflection shape)

Mediante el registro de datos de amplitud vibracional y ángulos de fase para diversos puntos en la máquina y/o estructura, se procede a graficar esta información, con lo cual se podrá observar el comportamiento dinámico del equipo.

Aplicando un modelo simplificado de la estructura y/o máquina, el análisis de forma de deflexión en operación puede dar a conocer los movimientos relativos de las diferentes partes e identificar frecuencias dominantes y también determinar las direcciones y sentidos en que se presentan los movimientos máximos, para lo cual se emplean métodos gráficos para una mejor visualización e interpretación.

**Figura 7. Análisis ODS computarizado**

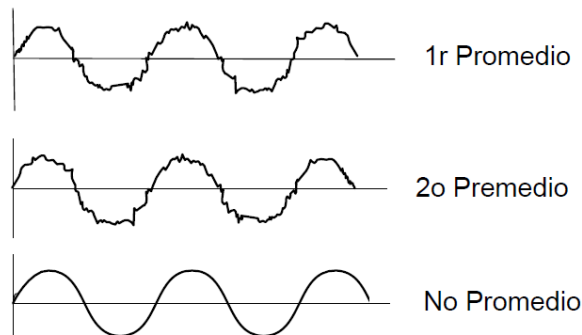


Fuente. Analizar RBM – Ingeniería de confiabilidad en mantenimiento

### **2.2.6 Análisis STA (Synchronous time averaging)**

El análisis de promedios en tiempo síncrono, realiza un promedio de la onda para un periodo antes de que se lleve a cabo el cálculo de la FFT (transformada rápida de Fourier). Para ello se emplea una referencia que actué como pulso iniciador, indicando el momento en que se empieza a muestrear la señal. Este pulso debe estar síncrono con el elemento de máquina que se ha de analizar. Con esto se logra que la señal esté más libre de ruido y sea coherente en fase entre una medición y la siguiente.

**Figura 8. Efecto de la contaminación de una señal de vibración al 1X con ruido aleatorio y la disminución del mismo al usar N promedios**



Fuente. Introducción al análisis de vibraciones – Glen White

### 2.2.7 Análisis de fases

El análisis de fase busca interpretar la relación entre sucesos comparando los tiempos en los que estos ocurren, es decir, el tiempo relativo que hay de uno respecto a otro de referencia.

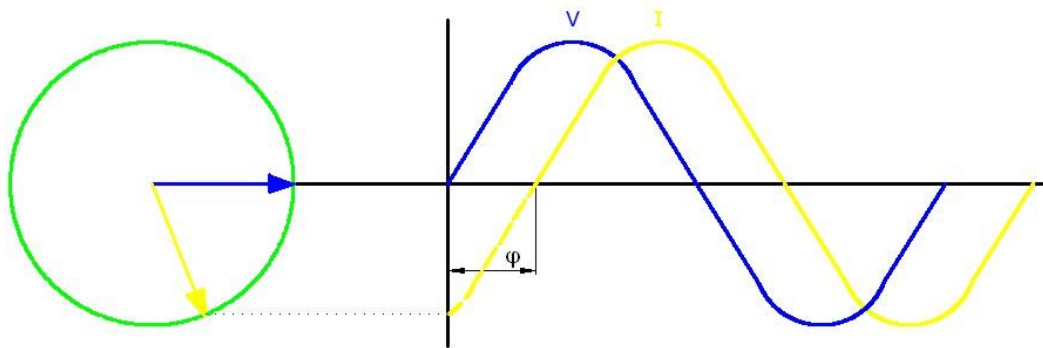
Este análisis se lleva a cabo en el dominio del tiempo y su atención se centra en el comportamiento descrito por la señal bajo la siguiente Ecuación:

#### Ecuación 2 Descripción en el dominio del tiempo de la señal de vibración

$$y(t) = A \sin(\omega t + \varphi)$$

Donde **A** representa la amplitud de la vibración,  **$\omega$**  la frecuencia natural, **t** el tiempo y  **$\varphi$**  la fase, esta última variable es el objetivo principal a medir, puesto que resulta ser la representación de la ya mencionada diferencia de tiempos entre el suceso de interés y el de referencia.

**Figura 9. Ángulo de fase entre dos señales**



Fuente. El osciloscopio - Foro de electrónica

En la figura se representa el desfase entre dos señales, en este caso una ha de ser la vibración obtenida en una ubicación particular (Punto de interés) y la otra señal es obtenida con base a un punto de referencia. En la gráfica se observa que la vibración (V) se encuentra adelantada un ángulo ( $\varphi$ ) de la señal de referencia o indicador (I).

### 3. MEDICION DE VIBRACIÓN

La medición de la vibración se obtiene a partir de un registro del desplazamiento, la velocidad o de la aceleración en puntos estratégicos, utilizando un conjunto de instrumentos y dispositivos de almacenamiento y registro para su posterior análisis y así conocer las condiciones reales a las que se encuentran los componentes. Este proceso de medición y registro es a lo que se denomina, de manera genérica adquisición de datos y los componentes necesarios para llevar a cabo este proceso básicamente son: un equipo de cómputo, el cual debe satisfacer los requerimientos mínimos para la labor; una tarjeta de adquisición de datos y un acondicionador y amplificador de señales o en su defecto estos dos elementos pueden ser reemplazados por los modernos sistemas de adquisición de datos que cumplen las funciones de estos dos elementos. Adicionalmente se deberá contar con transductores de vibraciones y por supuesto un sistema mecánico.

**Figura 10. Cadena de medición de vibración**



Fuente. National Instruments

#### 3.1 TRANSDUCTORES DE VIBRACIONES

Es el elemento usado para medir desplazamiento, velocidad lineal y/o aceleración dentro de un sistema que se encuentre excitado. Este tipo de elemento recoge una señal mecánica y la transforma en una señal eléctrica. Son capaces de realizar medidas entre 1 y 3 ejes ortogonales y al momento de seleccionar uno es necesario tener en cuenta los siguientes aspectos:

- **Rango de medición:** Se refiere al rango en gravedades (aceleración de la gravedad) que es capaz de leer el transductor en el caso de usar aceleración, unidades de velocidad si es eso lo que está midiendo o unidades de distancia para el caso de desplazamiento o proximidad.
- **Rango de frecuencia:** Es el espacio espectral que permite detectar el transductor, normalmente va de 2 Hz hasta 10000 Hz.
- **Precisión:** Es denominada como un porcentaje del error permisible dentro del rango de medición que posee el transductor.
- **Sensibilidad transversal:** Se refiere al efecto que tiene el transductor para que una fuerza ortogonal afecte la vibración medida por el transductor.
- **Condiciones ambientales:** La temperatura y/o el impacto o choque.

Los tipos de transductores empleados en análisis de vibraciones son:

- Transductores de aceleración
  - Acelerómetros piezo-resistivos
  - Acelerómetros piezoeléctricos
- Transductores de desplazamiento
  - LVDT's
  - Corriente Eddy
  - Capacitivos
- Transductores de velocidad
  - Vibrometros laser

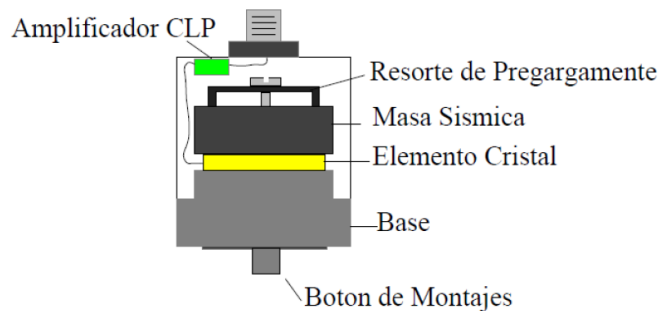
Entre estos, los acelerómetros reciben mayor uso. Este tipo de sensor entrega un voltaje proporcional a la aceleración de la vibración a la que es sometido. Por lo general son elementos direccionales (solo registran mediciones en una sola dirección), aunque se pueden conseguir acelerómetros multiaxial.

### 3.1.1 Acelerómetros piezoeléctricos

Los acelerómetros de tipo piezoeléctrico están especialmente diseñados para mediciones en maquinarias o ensayos de impacto de tipo fortuito, manejando

valores de frecuencia que pueden alcanzar entre 35 kHz o 40 kHz. Son comercialmente conocidos como acelerómetros ICP, y están pensados para el registro de medias y altas frecuencias. Físicamente constan de un material piezoeléctrico que al ser manipulado mecánicamente arroja una respuesta en tensión proporcional al movimiento.

**Figura 11. Partes de un acelerómetro piezoeléctrico**



Fuente. Introducción al análisis de vibraciones – Glen White.

### 3.1.2 Métodos de sujeción de sensores de vibración

Para garantizar una buena medición, también es un factor determinante tanto la ubicación de los sensores, la preparación de la zona de la estructura donde este se ubicara y la sujeción a la misma. Es por ello que dependiendo la información requerida en una medición, se deberá tener en cuenta el montaje o fijación que se dé a los sensores con ánimo de obtener buenas lecturas. A continuación se presentan los rangos de frecuencia de utilización de acelerómetros con una sensibilidad de 100 mV/g.

**Tabla 2. Rango de frecuencias de trabajo para un acelerómetro de 100 mV/g según el método de fijación**

Rango de frecuencia útil según fijación o montaje		
Método de montaje	Frecuencia	
	Hz	RPM
Sonda de 9" (manual)	500	30000
Fijación magnética	2000	120000

Pegamento epoxico	2500 - 4000	150000 - 240000
Cera de abejas	5000	300000
Esparrago	6000 - 10000	360000 – 600000

Fuente. Curso de vibraciones mecánicas – Alfonso García Castro

### 3.1.3 Acelerómetros empleados

Se usaron dos acelerómetros piezoeléctricos, uno con una sensibilidad nominal de 10 mV/g marca Bruel & Kjaer y otro de 100 mV/g marca PCB, los cuales se usan como sensor de referencia y sensor de prueba respectivamente. Las especificaciones de estos pueden revisarse en el ANEXO B. Calibración de sensores. El <sup>1</sup>montaje de los sensores se hizo sobre imanes, los cuales son muy versátiles y satisfacen el rango de frecuencias que hay que cubrir (máximo 1500 Hz).

### 3.2 ACONDICIONAMIENTO DE LA SEÑAL

Para el funcionamiento de un acelerómetro se requiere que este sea alimentado eléctricamente para así tomar una base a partir de la cual se consideraran las variaciones que se presenten ante los estímulos mecánicos percibidos. Junto a esta alimentación, la señal eléctrica emitida por el acelerómetro debe ser convertida en una señal con un voltaje amplificado de tal manera que la resolución alcanzada permita dar el tratamiento adecuado. Para complementar esta etapa, la señal debe ser filtrada y aislada de otras señales que puedan afectar la exactitud de la medición.

Ante la presencia de señales indeseadas y de la gran precisión que deben mostrar las mediciones, se hace necesario un buen proceso de filtrado de las señales. Dentro de los objetivos que persigue este procedimiento se encuentra también el de limitar las frecuencias predominantes del movimiento o que por problemas de configuración de la velocidad de muestreo se presenten frecuencias

---

<sup>1</sup> Ver tabla 2. Rango de frecuencias de trabajo para un acelerómetro de 100 mV/g según el método de fijación

fantasmas. El acondicionamiento de las señales entonces de una manera más completa podría contemplar etapas tales como:

- **Amplificación:** Con el fin de conseguir la mayor precisión posible, se debe amplificar la señal de entrada para que alcance el valor máximo admitido por el convertidor.
- **Aislamiento:** Este se realiza entre el transductor y el computador y busca protegerlo de eventos transitorios de alta tensión que puedan llegar a averiarlo.
- **Multiplexado:** Consiste en la conmutación de las entradas del convertidor para que uno solo de estos pueda medir datos por varios canales. Cabe resaltar que la frecuencia máxima de conversión será ahora la inicial dividida en el número de canales muestreados.
- **Filtrado:** Con este se busca descartar señales ajenas a la señal de interés. Es común usar un filtro de 4 Hz en señales cuasi-continuas con lo cual se logra suprimir interferencias de tipo eléctrico (60 Hz). En el caso de señales alternativas se requiere un filtro pasa baja de corte brusco, más conocido como anti-aliasing, eliminando así las señales superiores a la máxima frecuencia a muestrear.

### 3.3 TARJETA DE ADQUISICIÓN

Es la entrada electrónica por la cual deben circular las señales dentro de un rango de voltaje para ser transferidas al sistema donde se procesaran. Este elemento puede manejar entradas de tipo analógico o digital y dentro de sus especificaciones se encuentra el número de canales de adquisición, resolución, el cual corresponde al número de bits que representaran un valor, la frecuencia de muestreo y el rango de voltaje admisible.

#### 3.3.1 Configuración de la frecuencia de muestreo

Esta frecuencia hace referencia a la cantidad de muestras que se capturan por segundo. Esta configuración es necesaria pese a que la señal emitida por los acelerómetros es continua, la adquisición se lleva a cabo de manera discreta, es

decir, que se leen y registran una cierta cantidad de datos en un periodo de tiempo.

Esta frecuencia debe setearse bajo ciertos parámetros, puesto que si es muy baja y a su vez coincide con un tiempo de adquisición reducido, la resolución será muy pobre ocasionando el indeseado aliasing con frecuencias fantasmas que realmente no corresponden al fenómeno. Para evitar esto, se debe tener en cuenta el teorema de Nyquist el cual establece que como mínimo se debe garantizar una frecuencia de muestreo igual o superior al doble de la frecuencia máxima de interés.

### Ecuación 3. Teorema de Nyquist

$$f_s \geq 2 f_{max}$$

$F_s$  = Frecuencia de muestreo, usualmente se usa  $2,56 \cdot F_{Max}$  ( $F_{max}$  = frecuencia máxima de interés).

La frecuencia máxima está determinada por el tipo de análisis que se vaya a realizar, puesto que las diferentes fallas que puedan presentarse en un sistema están ligadas a la frecuencia a la que responde cada elemento, es así que si se requiere hacer un análisis sobre una caja de engranajes se deberá considerar la frecuencia de paso de dientes mientras que si se trata de un rodamiento, este análisis deberá permitir analizar las frecuencias de falla de los elementos que le componen. A continuación se muestran algunas frecuencias de análisis recomendadas para diferentes elementos.

**Tabla 3. Rango de frecuencias para análisis de maquinaria rotativa**

<b>Rango de frecuencias para análisis de maquinaria rotativa</b>	
Vibración del eje	10 x RPM
Caja de engranajes	3 x GMF
Rodamientos	10 x BPF1
Bomba	3 x VP
Motor	3 x $2F_1$
Ventilador	3 x BPF

Fuente. Curso de vibraciones mecánicas – Alfonso García Castro

Dónde RPM = Velocidad de operación, GMF = frecuencia de paso de diente (Gear mesh frequency), BPF<sub>I</sub> = Frecuencia de falla en pista interna, VP = Numero de alabes, F<sub>l</sub> = Frecuencia de línea y BFP = Frecuencia de paso de las asp

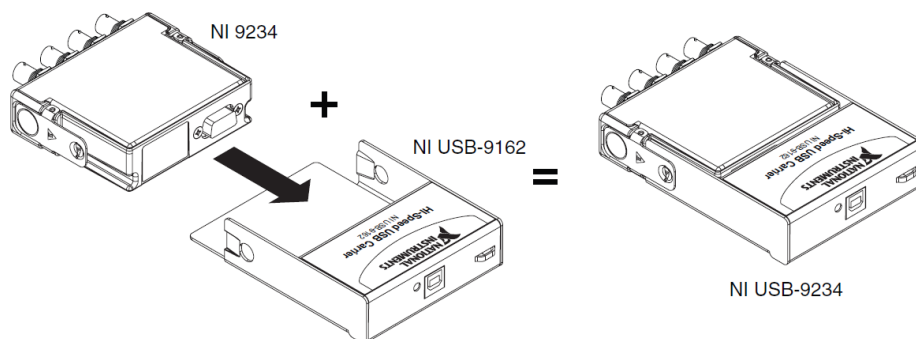
### 3.4 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS EMPLEADO

Para que los análisis que se realicen sean válidos necesitan estar respaldados por información de “calidad”, para lo cual se cuenta con un buen sistema de adquisición de datos, haciendo uso de un sistema NI-USB 9234 de la National Instruments.

Este tipo de sistemas facilitan la labor de adquisición y lo hacen de una forma muy eficiente, ya que integran varios de los componentes físicos que normalmente deberían implementarse como: Una tarjeta de adquisición de datos, un amplificador y un acondicionador de señales.

El sistema NI-USB 9234 acopla un módulo NI 9234 con un chasis NI-USB 9162, el cual ofrece 4 canales de conexión y como su nombre lo indica, permite conexión USB lo cual lo hace más versátil que otros sistemas y además brinda mayor velocidad de procesamiento.

**Figura 12. Componentes del sistema NI-USB 9234**



Fuente. Data sheet NI-USB 9234

Dentro del acondicionamiento que incluye el sistema, esta una combinación de filtros analógicos y digitales que permiten tener una gran precisión en la

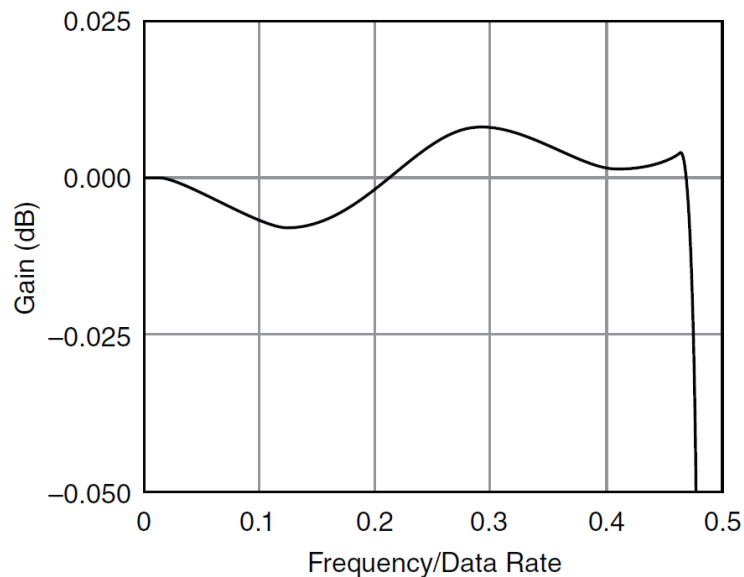
representación de las señales en los rangos que afectan las bandas configuradas y un rechazo completo de las señales que estén por fuera del rango.

Se implementan dos tipos de filtros en el proceso que permiten discriminar las señales. Estos son, un filtro pasa banda y un filtro de banda eliminada.

### 3.4.1 Filtro pasa banda del módulo NI 9234

Las señales son filtradas en un rango de 0 hasta aproximadamente  $0,45 \cdot F_s$  ( $F_s$  = frecuencia de muestreo del sistema). El filtro genera una ganancia o atenuación dependiendo de la frecuencia, pero esa variación es muy pequeña, por lo que recibe el nombre de llanura pasa banda. De acuerdo a esto, la ganancia o atenuación dependerá de la frecuencia de muestreo.

**Figura 13. Llanura pasa banda típica - NI 9234**



Fuente. Data sheet NI-USB 9234

### 3.4.2 Filtro de banda eliminada del módulo NI 9234

Este filtro funciona de tal forma que trata en la medida de lo posible evitar el problema de alisamiento que puede ocasionar la pérdida de información valiosa. Para ello el filtro viene configurado de  $0,55F_s$  a  $F_s$ , de tal forma que genere una atenuación de 100 dB sobre las señales que estén bajo su ancho de banda.

Gracias a este filtro, es posible generar un ancho de banda libre de alisamiento, el cual comprenderá todas las señales que estén por debajo de la frecuencia de la banda eliminada, es decir, de 0 a  $0,45F_s$ .

### **3.4.3 Frecuencias de muestreo del sistema NI-USB 9234**

La frecuencia de muestreo ( $F_s$ ) está ligada a la frecuencia de la base de tiempo maestra ( $F_m$ ), que para este sistema es de 13,1072 MHz.

Mediante la siguiente ecuación puede determinarse las frecuencias de muestreo que permite configurar el Ni 9234.

#### **Ecuación 4. Frecuencias de muestreo permitidas por el NI 9234**

$$F_s = F_m / 256 * n$$

Donde  $n$  va de 1 a 31, por lo tanto se podrán manejar frecuencias de muestreo de 1652 a 51200 Hz.

### **3.5 COMPUTADOR**

Mediante un ordenador se puede controlar y hacer de manera automática el proceso de adquisición haciendo uso de una aplicación en un software especializado para el control de las señales y de los instrumentos que componen la cadena. Gracias a esto, se podrá completar el proceso de adquisición de datos y proceder al análisis e interpretación de las mediciones realizadas de forma rápida y precisa.

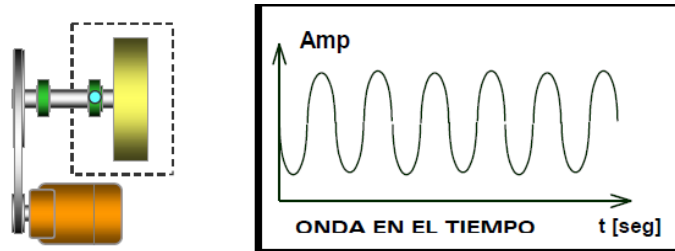
## 4. PRINCIPALES FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA

El principal objetivo de la aplicación de prácticas proactivas de mantenimiento está en optimizar la confiabilidad de los equipos de forma costo-efectiva. Es por ello que la mayor parte en este tipo de programas de mantenimiento se enfoca en el análisis de las causas raíces de falla de los equipos. Atendiendo estas causas, se podrán ir eliminando los modos de falla, aumentando la vida útil y disminuyendo costos de mantenimiento sobre los equipos. A continuación se presentan las fallas más representativas que afectan los sistemas rotativos.

### 4.1 DESBALANCE MÁSSICO

Fenómeno presentado cuando se crea una fuerza por un cuerpo que se encuentra en rotación debido la excentricidad de su centro de masa respecto al eje de rotación. Este tipo de falla presenta unas características en el análisis de vibraciones que permiten su identificación. De manera genérica se sabe que se presenta al 1X y describe un movimiento sinusoidal.

**Figura 14. Onda de tiempo típica de un desbalanceo**



Fuente. A-Maq Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico

#### 4.1.1 Fuentes de Desbalanceo

Algunas de las principales causas de desbalanceo en máquinas se deben generalmente a los siguientes problemas:

- Aglomeración desigual de polvo en los rotores.
- Falta de homogeneidad en partes coladas. Pueden ser desde burbujas, agujeros de soplado o partes porosas.
- Errores propios de la máquina.

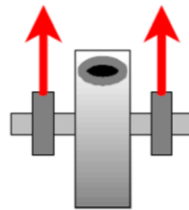
- Distribución desigual en las barras del rotor de motores eléctricos o en el enrollado.
- Erosión y corrosión desigual de los impulsores de una bomba.
- Pesos de balanceo faltantes o flecha flectada.

Por otra parte, esta falla puede darse de dos maneras, ya sea de carácter estático o dinámico, dependiendo las características del rotor y de la falla.

#### 4.1.2 Desbalanceo estático

Se presenta principalmente en rotores rígidos (cuya relación  $D/L > 3$ ), debido al desgaste superficial no uniforme que se da en dirección radial, de ahí que su espectro sea más claro en esta dirección marcando el característico pico en 1X.

**Figura 15. Desbalanceo estático**

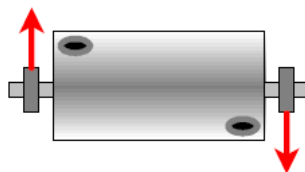


Fuente. Introducción al análisis de vibraciones – Glen White

#### 4.1.3 Desbalanceo dinámico

Este tipo de desbalance se da en rotores flexibles ( $D/L < 3$ ), es decir, en aquellos donde la longitud del rotor es significativa respecto a su diámetro. Se debe generalmente a desgastes simultáneos superficiales tanto en dirección radial como en dirección axial. El espectro evidencia vibración dominante con vaivén simultáneo al 1X.

**Figura 16. Desbalanceo dinámico**



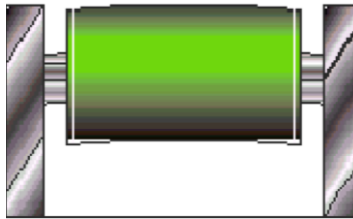
Fuente. Introducción al análisis de vibraciones – Glen White

#### 4.1.4 Rotor o Eje pandeado

Este es otro tipo de falla que puede presentarse debido a esfuerzos excesivos sobre el eje. Es una falla severa, que en caso de darse conllevaría a que el elemento deba ser rectificadado o en su defecto a que se dé el cambio del mismo; lo cual implicaría altos costos de mantenimiento, por lo tanto debe tenerse especial cuidado a la hora de emitir un diagnóstico al respecto, especialmente teniendo en cuenta que puede llegar a confundirse con un simple caso de desbalanceo.

Se recomienda entonces para evitar un diagnóstico equivocado, emplear todas las herramientas posibles para poder tener certeza de la falla que se enfrenta. Esta falla se presenta en rotores flexibles. Además se presentara amplitudes mayores de vibración en la dirección axial. Adicionalmente se debe tener en cuenta la relación de fases entre los puntos medidos y la frecuencia a la que se presentan las mayores amplitudes, puesto que es característico de esta falla que se presenten picos al 1X si la falla se da en el centro del eje, emulando fácilmente un desbalanceo común, o al 2X si el pandeo se presenta cerca al rodamiento.

**Figura 17 Rotor pandeado**



Fuente. A-Maq Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico

#### 4.2 DESALINEAMIENTO

La falta de colinealidad entre ejes acoplados induce fuerzas tanto en dirección radial como en dirección axial, aun cuando se empleen acoples flexibles provocando altas vibraciones en ambas direcciones. La amplitud de la vibración depende de la gravedad del desalineamiento y se presenta a frecuencias de 1X, 2X y 3X en los casos donde el grado de desalineación es severo. Genéricamente se sospecha de problemas de desalineamiento cuando la amplitud de la vibración

en dirección axial es mayor que la mitad (1/2) de la medición más alta hecha en dirección radial.

#### 4.2.1 Fuentes de desalineación

Entre las principales causas de desalineación en la maquinaria se encuentran los siguientes factores:

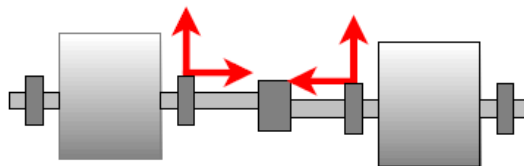
- Ensamble impreciso de los componentes.
- Alteración de la posición relativa de los componentes luego del montaje.
- Distorsión debido a fuerzas en tuberías.
- Distorsión en soportes flexibles debido a torque
- Expansión de la estructura de la maquina debido a incrementos en la temperatura.
- Alteración de la maquina cuando los pernos de fijación son puestos bajo fuerzas de torque. Este fenómeno es conocido como “Pie suave”.

Debe tenerse en cuenta que esta falla puede darse de tres formas, ya sea desalineación paralela, angular o combinación de las dos.

#### 4.2.2 Desalineación paralela

Esta patología se debe a que los ejes se encuentran paralelos pero no están colineales, lo cual produce una fuerza de cizallamiento y un momento de flexión en la extremidad acoplada de cada flecha. Espectralmente esto se evidenciara con niveles altos al 1X y 2X. En la mayoría de los casos, los componentes que se presentan al 2X son de mayor amplitud que los del 1X, lo cual se nota principalmente con mediciones en dirección radial.

**Figura 18. Desalineación paralela**

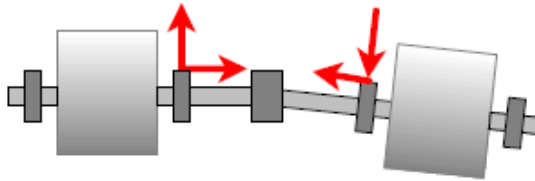


Fuente. Introducción al análisis de vibraciones – Glen White

### 4.2.3 Desalineación angular

Este caso se da cuando las flechas no se encuentran paralelas, produciendo como consecuencia un momento de flexión en cada eje lo cual genera alta vibración al 1X y en menor amplitud en el 2X; esto podrá notarse en la dirección axial en ambos rodamientos.

**Figura 19. Desalineación angular**



Fuente. Introducción al análisis de vibraciones – Glen White

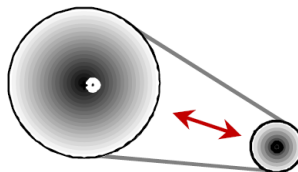
### 4.2.4 Desalineación combinada o general

Por lo general, cuando se evidencia desalineación en un montaje, esta se presenta como la combinación de los casos descritos anteriormente. Al tenerse desalineación combinada se podrán evidenciar picos al 2X de mayor amplitud que los que se presentan al 1X y habrá picos axiales en 1X y 2X.

## 4.3 EXCENRICIDAD EN POLEAS

Esta patología puede llegar a confundirse fácilmente con el desbalanceo y se da cuando el centro de rotación no es coincidente con el centro geométrico de la polea. Las mayores amplitudes de vibración se evidenciarán radialmente al 1X de la polea con este problema y en la dirección de la transmisión, es decir, la línea que cruza por los centros de los dos rotores.

**Figura 20. Polea excéntrica**

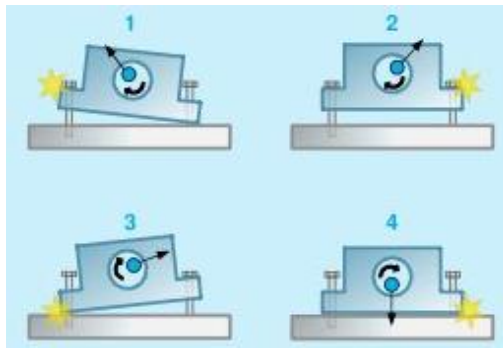


Fuente. Introducción al análisis de vibraciones – Glen White

#### 4.4 SOLTURA ESTRUCTURAL

Es un defecto que se presenta cuando el anclaje del equipo a la estructura no se hace de manera correcta, el debilitamiento estructural de la pata de la máquina, la placa base o aflojamiento de los pernos de sujeción a la base. Otros tipos de soldadura son ocasionados por el ajuste indebido de los componentes, o por fisuras en la estructura del bastidor de la máquina. Todo esto conlleva a que se de origen a movimientos relativos entre las piezas siendo evidentes a modo de vibración.

**Figura 21. Soltura por pernos de sujeción de la base sueltos**



Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

Como se observa en la imagen, si los pernos que sujetan la máquina a la base se encuentran sueltos, se ocasionara un levantamiento repetitivo del equipo o componente de un lado a otro debido a las fuerzas ejercidas por la operación.

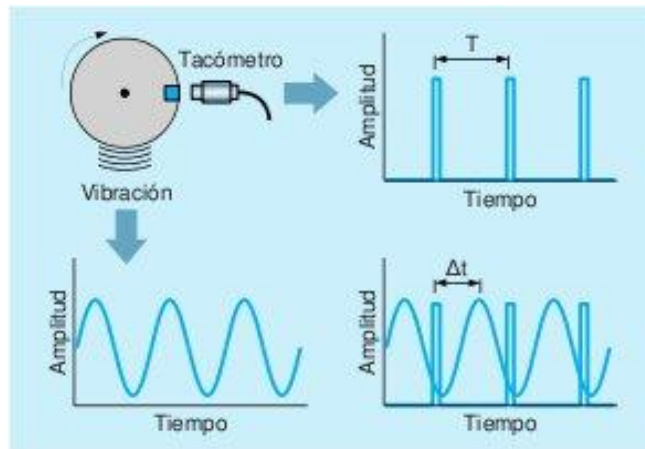
## 5. MEDICION Y REPRESENTACION DE VALORES DE FASE

La fase constituye una herramienta poderosa en el análisis de vibraciones, y para obtener una lectura real, se debe tener en cuenta que las dos señales se encuentren a la misma frecuencia. Con esto se podrá establecer el comportamiento que presenta un punto respecto a otro de referencia. A continuación se presentan algunas de las opciones para realizar estas mediciones.

### 5.1 PULSO TACOMÉTRICO

Mediante el uso de un analizador de vibraciones y un fototacómetro se llevan a cabo lecturas que permiten determinar el desfase entre una señal vibratoria y una señal de referencia.

**Figura 22. Calculo de fase empleando fototacómetro**



Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

La señal de referencia está determinada por la interrupción del haz de luz que emite el fototacómetro usando una cinta reflectiva. Esta señal es enviada al analizador junto a la señal de vibración, allí se puede determinar “como” vibra el punto donde fue situado el acelerómetro respecto a la marca de referencia empleada. En la siguiente figura se puede ver con claridad la manera como se obtiene el desfase en tiempo entre las señales de vibración y el pulso tacométrico.

Para determinar el desfase en términos angulares se tiene la siguiente relación:

### **Ecuación 5. Fase en términos de ángulo**

$$Fase = 360 * \frac{\Delta t}{T}$$

Para poder realizar un diagnóstico se requerirán dos mediciones, puesto que para ello se hace una comparación de las señales de vibración entre dos puntos de interés en la máquina permitiendo conocer el comportamiento de la misma.

### **5.2 LÁMPARA ESTROBOSCÓPICA**

Empleando una lámpara estroboscópica la lectura se puede hacer de dos formas. La primera es muy similar al pulso tacométrico, se usa la lámpara para generar la señal de referencia a la frecuencia que se desee. Esta señal es enviada al analizador de igual forma que el fototacómetro. Para poder realizar buenas lecturas, se hace necesario congelar la imagen en la misma posición cada vez, siendo de ayuda marcas en el eje o los chaveteros.

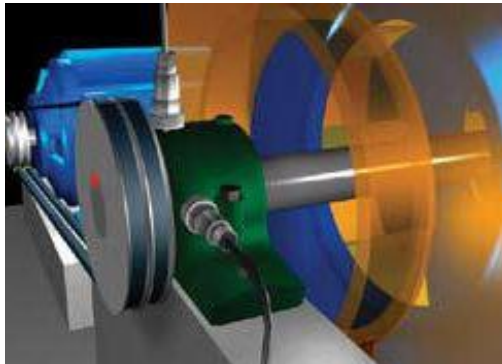
La otra técnica, no usa como interfaz de visualización el analizador, sino que se recurre a marcas en el eje para comparar con el punto de referencia. Para llevar a cabo esta medición, el analizador emite una señal a la frecuencia configurada cuando percibe la vibración y la envía a la lámpara, esta entonces dispara su luz permitiendo observar el eje totalmente congelado. Entonces la fase será el ángulo existente entre la marca que se asuma en el eje y la posición donde se fija la referencia. Al igual que el método del pulso tacométrico, se requiere hacer dos mediciones para poder proceder al diagnóstico.

### **5.3 ANÁLISIS MULTICANAL**

Utilizando dos sensores acoplados a un analizador multicanal, se obtiene de forma rápida y precisa la información requerida, puesto que los sensores se ubican en los puntos de interés sirviendo uno de referencia para el otro, y arrojando el desfase entre los mismos por comparación directa y en una sola

medición. Por su facilidad, rapidez y versatilidad, este tipo de medición de fase suele usarse también para análisis de tipo modal u ODS.

**Figura 23. Medición de fase mediante dos sensores**

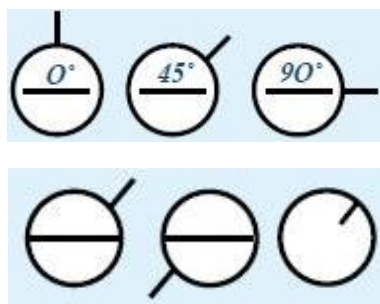


Fuente. Artículo análisis de fase – Jason Tranter

#### **5.4 REPRESENTACIÓN DE FASE**

Para facilitar la representación de los ángulos de fase entre dos posiciones, se hace de forma gráfica. Puede hacerse dibujando un círculo y una línea en el ángulo respectivo. Entonces es fácil determinar el ángulo con una mirada rápida, como se muestra en la siguiente figura. La fase entre lecturas se da según la dirección en que apunten las líneas dibujadas. También suele escribirse el ángulo encima de la línea horizontal y la amplitud debajo de esta o solo esta última.

**Figura 24. Representación de ángulos de fase**



Fuente. Artículo análisis de fase – Jason Tranter

## **6. DIAGNÓSTICO DE FALLAS**

Determinar la existencia de fallas en los equipos es de gran importancia, pero lo es más, llegar a identificar donde se están presentando y a que componente se deben o están afectando. De ahí es donde nace la necesidad de realizar diagnósticos precisos de la condición de la maquinaria por lo tanto es vital contar con el mayor número de herramientas que ayuden en este fin.

Como ya se exploró en un capítulo anterior, la tecnología pone a disposición múltiples técnicas, para llevar a cabo esta labor, pero también hay que reconocer que por lo general los caminos generalmente conducen a utilizar el análisis espectral. Pero si el análisis se hace complejo por la condición de la máquina, se podría llegar a cometer errores representando costos innecesarios por cambio de piezas en buen estado y/o por paradas debido a que no se corrigió una falla.

Sería bueno entonces complementar este análisis para tener precisión o para no limitarse, y un buen método para hacerlo, es el análisis de fase, pues como se verá poco a poco, muchas de las fallas presentan características similares en el espectro, y aun realizándose mediciones en diferentes puntos. Esto se debe a que en un espectro de vibración se encuentra reflejada de manera general la condición de la máquina, mientras que por medio de la fase se puede relacionar la respuesta de puntos específicos llegando a determinar lo que sucede “entre punto y punto”.

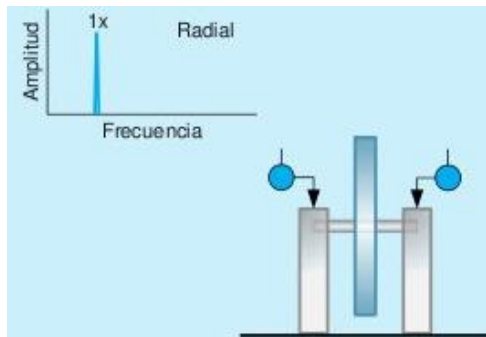
A continuación se presenta la respuesta espectral y en fase de algunas de las fallas más comunes en maquinaria rotativa.

### **6.1 RESPUESTA DE UN DESBALANCE**

Es característico del desbalance másico que presente un pico pronunciado a la velocidad de operación (1X RPM), esto se debe a que el defecto ocasiona que el rotor “de un golpe” una vez por vuelta, lo cual podrá ser captado en la posición que sea ubicado el sensor.

Pasando al análisis de fase, el desbalance estático presentara valores estables de fase y aproximadamente de igual valor si se hacen mediciones de forma radial en los dos apoyos sobre los que descansa el rotor. También se deberá mantener la diferencia de fase entre lecturas verticales y horizontales en cada apoyo, siendo estas de  $90^{\circ} (\pm 30^{\circ})$ .

**Figura 25. Respuesta en frecuencia y fase de un desbalance estático**



Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

En cuanto al desbalance de par de fuerzas, en el espectro seguirá predominando un pico al 1X RPM, mientras que los valores de fase si presentan un cambio respecto a las lecturas que arroja el caso anterior. Al realizar las mediciones de en los apoyos del rotor, se observaran valores en contrafase, es decir, que la diferencia de fase rondara los  $180^{\circ} (\pm 30^{\circ})$ .

**Figura 26. Respuesta en fase de un desbalance de par de fuerzas**

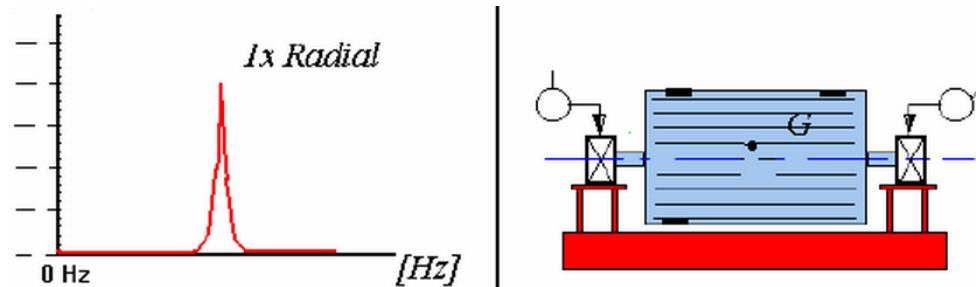


Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

El tercer tipo de desbalance, que corresponde a una combinación de los dos anteriores (estático y de par de fuerzas), hará evidente espectralmente el pico característico al 1X RPM y una diferencia de fase que se ubicara en el rango de  $0^{\circ}$

a 180°; rescatando que se mantendrá la diferencia si las lecturas se realizan bien sea en dirección vertical u horizontal ( $\pm 30^\circ$ ) y una diferencia de 90° entre estas dos direcciones en un mismo apoyo.

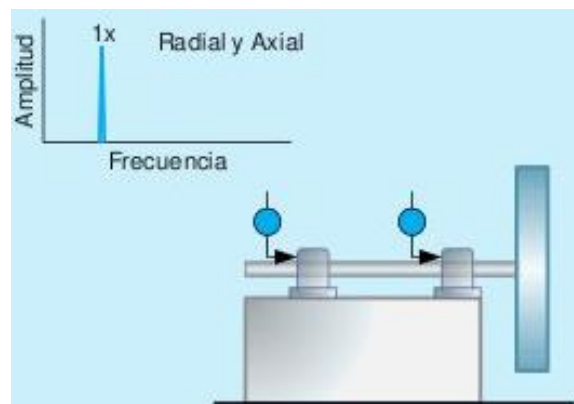
**Figura 27. Respuesta en frecuencia y fase de un desbalance dinámico**



Fuente. Interpretación de espectros – Mantenimiento industrial Escuela Politécnica Superior de Ingeniería de Gijón

Dentro de los montajes que se realizan, es posible encontrar algunos en los que los rotores quedan en voladizo. En estos casos las mediciones radiales suelen arrojar valores de fase inestables por lo que se hace necesario realizarlas en dirección axial donde presentaran valores en fase entre apoyos, mientras el pico al 1X RPM aparecerá tanto en dirección axial como radial.

**Figura 28. Respuesta en frecuencia y fase de un rotor en voladizo con desbalance másico**

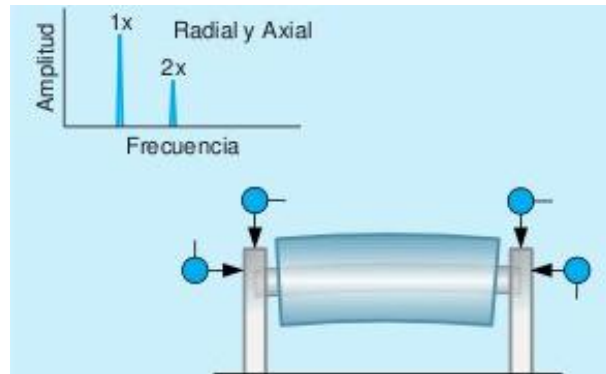


Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

Grandes costos son los que implica un eje pandeado, por lo que saber identificarlo con precisión es muy importante. Este fenómeno evidenciara un espectro con

picos al 1X RPM y un pico al 2X RPM podrá evidenciarse si la falla está cercana a uno de los apoyos; a su vez las fuerzas debidas al pandeo, harán que se genere alta vibración en dirección axial y con una diferencia de fase tendiendo a 180°, mientras que si se realizan mediciones radiales se podrían tener lecturas en fase.

**Figura 29. Respuesta en frecuencia y fase de un eje pandeado**

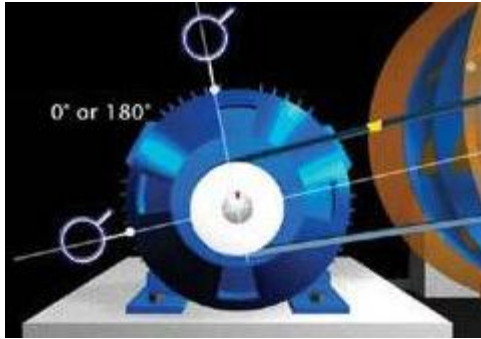


Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

## 6.2 RESPUESTA DE POLEAS EXCÉNTRICAS

En cuanto a las transmisiones con correas, pueden presentarse problemas de desgaste o aflojamiento, desalineamiento de los elementos (poleas y/o correa), e incluso puede darse excentricidad de las poleas. Esta última anomalía por sus características puede llegar a confundirse con un caso típico de desbalance puesto que se evidenciara un pico al 1X RPM de la parte motriz. Es posible identificarlo gracias a que por efectos de la correa, las fuerzas se dan en la dirección que une los centros de las poleas y dando como resultado que las lecturas de fase en dirección horizontal y vertical (del elemento que tiene la falla), se encuentren bien sea en fase o en contrafase (0° o 180°, respectivamente).

**Figura 30. Resultado de las lecturas de fase de una polea con excentricidad**

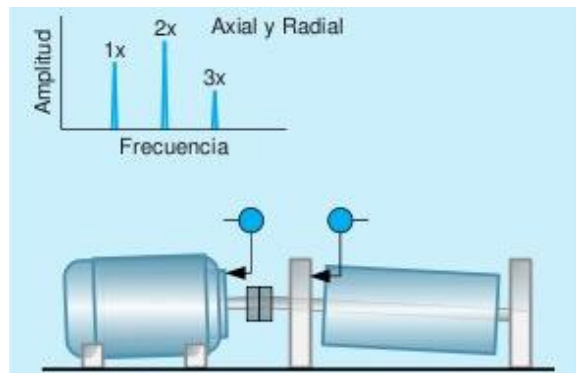


Fuente. Artículo análisis de fase – Jason Tranter

### **6.3 RESPUESTA DE PROBLEMAS DE DESALINEAMIENTO**

Los problemas de desalineamiento, se caracterizan porque además de un pico al 1X RPM presentan otros dos picos al 2X RPM y al 3X RPM. Si el desalineamiento es de tipo angular, se generaran empujes en dirección axial, lo cual hace que las vibraciones en esta dirección sean de mayor amplitud acompañadas de lecturas de fase con valores aproximados a una diferencia de 180° midiendo en los apoyos de cada lado del acople.

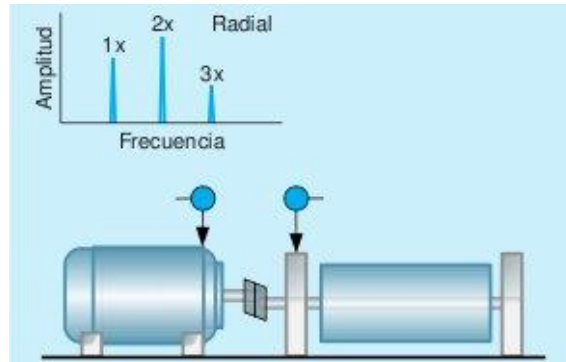
**Figura 31. Respuesta en frecuencia y fase de un desalineamiento angular**



Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

Para el desalineamiento paralelo, las fuerzas serán en dirección radial, por lo que las lecturas serán favorables en esta dirección. Los resultados espectrales evidenciarán un posible predominio de la vibración al 2X RPM, y las lecturas de fase a lado y lado del acople estarán en fase 0° o desfasadas 180°.

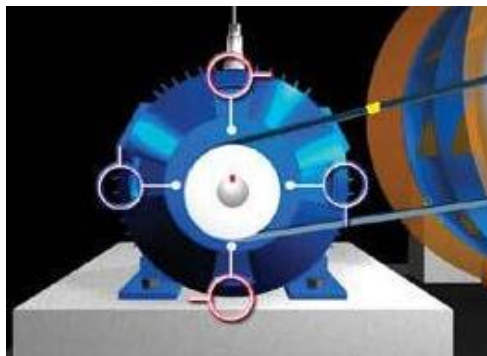
**Figura 32. Respuesta en frecuencia y fase de un desalineamiento paralelo**



Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

Un caso particular de desalineación se da cuando el rodamiento se encuentra inclinado sobre el eje, este fenómeno ocasionara vibración axial considerable y las lecturas de fase ya sean arriba y abajo o derecha e izquierda diferirán entre sí en  $180^\circ$  como se indica a continuación.

**Figura 33. Lecturas de fase entorno a un cojinete inclinado**



Fuente. Artículo análisis de fase – Jason Tranter

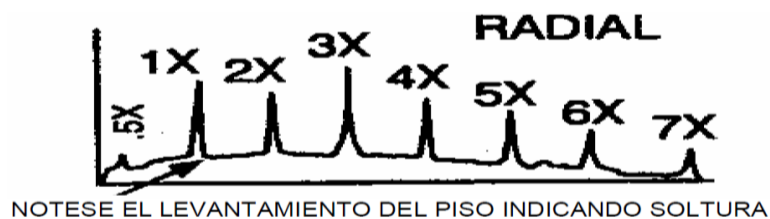
#### **6.4 RESPUESTA DE ANOMALÍAS RELACIONADAS CON SOLTURA MECÁNICA**

Hasta ahora se ha visto que las lecturas de fase en ciertos puntos arrojan diferencias características que permiten identificar las fallas en los equipos, y es gracias a ello que se pueden usar las lecturas de una forma diferente para identificar un problema serio como lo es la soltura u holgura. Existen diferentes

tipos de soldadura y cada uno de ellos presenta lecturas de fase particulares con lo que se puede diferenciar entre uno u otro.

En el caso de la soldadura en el cojinete, se presentaran variaciones significativas tanto en el espectro como en las lecturas de fase. En el espectro se hará evidente un “levantamiento” o área en la base de la gráfica, mientras que las lecturas de fase serán inestables con valores aleatorios.

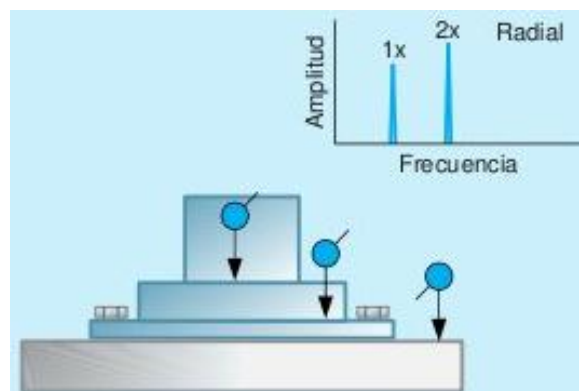
**Figura 34. Espectro característico de holgura entre eje y cojinete**



Fuente. Carta de diagnóstico – Tecnichal Associates of Charlotte

Si se trata de una soldadura donde se presentan altos niveles de vibración, la maquina podría tender a mecerse de atrás hacia adelante arrojando lecturas en fase en la dirección horizontal ( $0^\circ$ ), pero diferente a como se presenta en un desbalance, acá la diferencia entre las lecturas horizontales y verticales no serán de  $90^\circ$

**Figura 35. Respuesta en frecuencia y fase de una soldadura en la base de la maquina**



Fuente. SINAIS – Ingeniería de mantenimiento

## 7. CORRECCIÓN DE FALLAS

Existen ciertas técnicas que aplicadas correctamente pueden ayudar a corregir ciertos efectos perjudiciales para la salud de los activos. Las técnicas que se tratan a continuación tienen como principal objetivo algunas de las fallas más comunes como lo son el desbalance, la desalineación y la soldadura mecánica.

### 7.1 BALANCEO DE ROTORES

Dadas las múltiples ocasiones en que se presentan desequilibrios máxicos, con el tiempo se han ido desarrollando métodos que permiten corregir este tipo de anomalía, cabe tener en cuenta el método requerido según el tipo de rotor que se debe intervenir.

Para esto, los rotores se clasifican de forma sencilla según la relación entre su diámetro y longitud así:

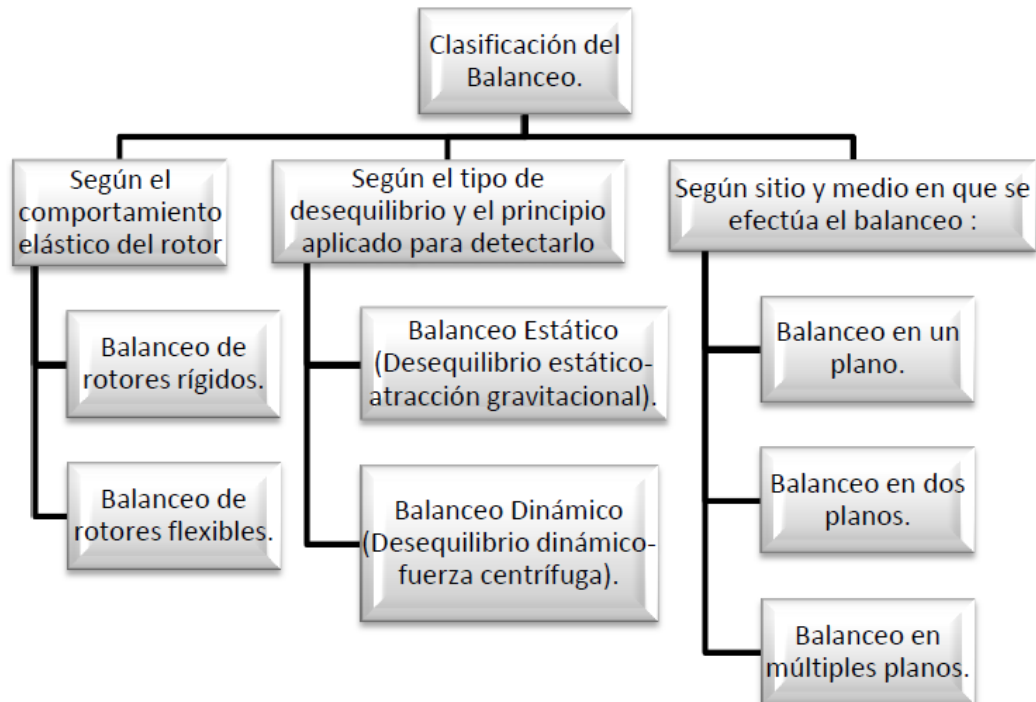
**Tabla 4. Clasificación de rotores según su longitud**

Clasificación de rotores	
Rígido	$L < D/3$
Flexible	$L > D/3$

Fuente. Curso de vibraciones mecánicas – Alfonso García Castro

Por otra parte, las diferentes técnicas de balanceo cuentan con una clasificación que depende de las diferentes características del rotor, del tipo de anomalía y de los planos de corrección.

**Figura 36. Clasificación de los balanceos de rotores**



Fuente. Curso de vibraciones mecánicas – Alfonso García Castro

De acuerdo a la clasificación anterior, la corrección de desbalance en rotores flexibles debe llevarse a cabo en dos planos, para lo cual existe el método de los coeficientes de influencia, esto debido a que se deben tener en cuenta factores internos y externos. Mientras que para el caso de rotores rígidos, la corrección puede realizarse en un solo plano puesto que los efectos más notables son de tipo externo.

Para el presente trabajo de grado es de interés el balanceo dinámico de rotores en un plano, pues el banco de pruebas consta de un rotor delgado el cual se emplea para inducir la falla mediante la adición de masas en la parte externa del mismo en una serie de agujeros roscados diseñados para tal fin.

### **7.1.1 Método gráfico**

Este método consiste en realizar una medición de vibración con su respectivo ángulo de fase en la condición inicial en la que se encuentra el rotor ( $V_0$ ), y luego se adiciona una masa conocida en una posición angular determinada. Posterior a

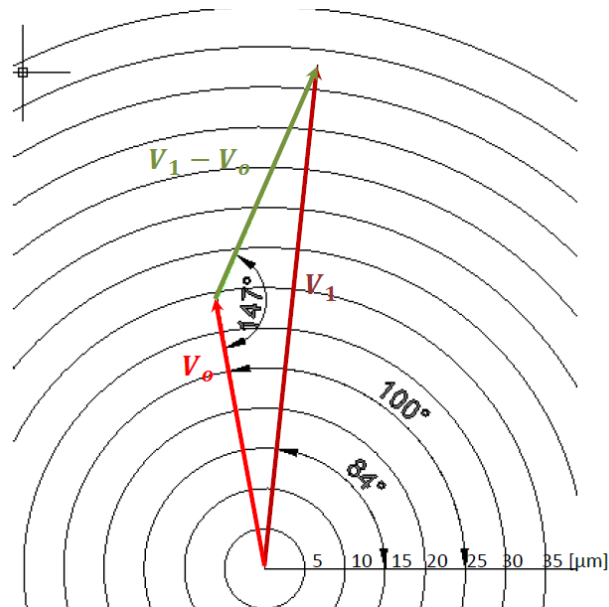
ello se hace una nueva medición ( $V_1$ ) con su ángulo de fase; teniendo estos dos vectores, se grafican en un plano con una escala adecuada, trazando luego el vector diferencia ( $V_1 - V_0$ ), el cual representa el efecto de la masa de prueba ( $m_1$ ). De esta relación se establece el valor de la masa que corregirá el defecto así:

**Ecuación 6. Masa de corrección - método gráfico de balanceo**

$$m_c = m_1 * (V_0 / (V_1 - V_0))$$

La posición angular estará dada por el ángulo que va de ( $V_1 - V_0$ ) a  $V_0$ , y deberá medirse en el rotor en el mismo sentido que en el gráfico, teniendo en cuenta que en el rotor, el sentido positivo es el opuesto al sentido de giro.

**Figura 37. Ejemplo de un balanceo por método gráfico**



Fuente. Laboratorio de vibraciones mecánicas - UIS

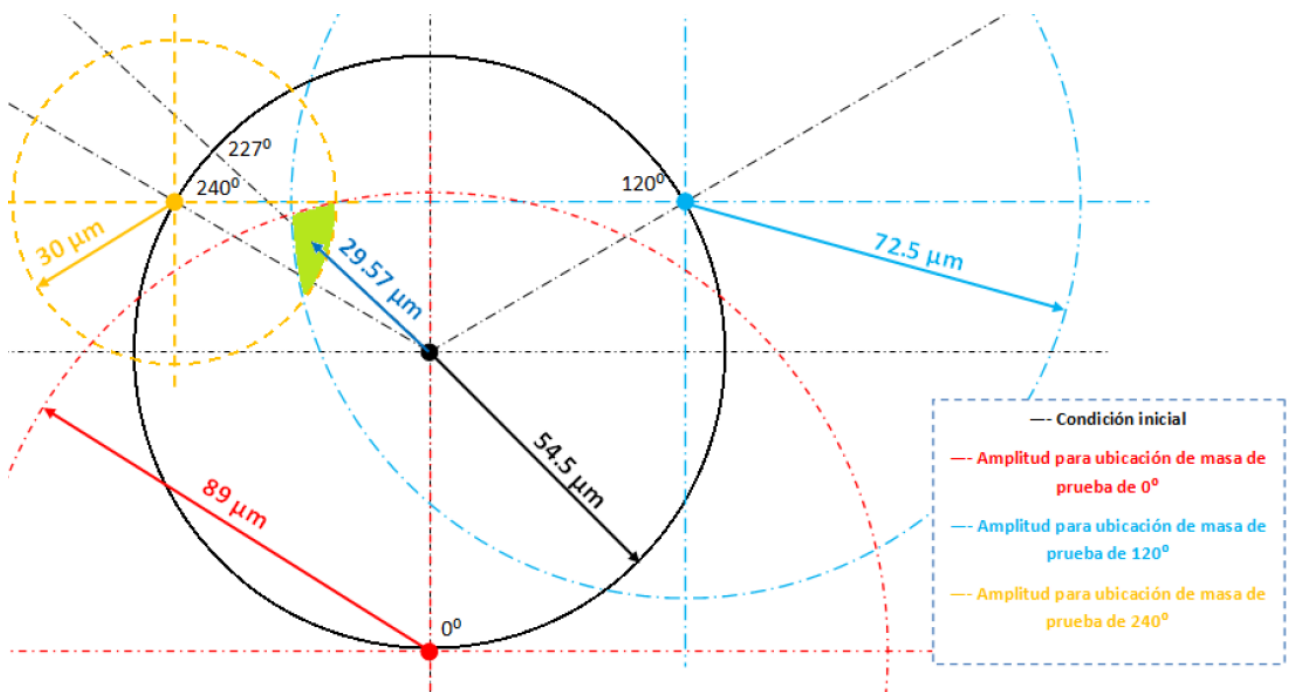
**7.1.2 Método de Siebert o las cuatro corridas**

En este método se realiza la medición inicial  $V_0$ , y se grafica un círculo a escala que representa la magnitud medida, luego se adiciona una masa conocida en tres posiciones conocidas, realizando mediciones para cada caso (ellas serán  $V_1$ ,  $V_2$  y  $V_3$ ). Los tres valores medidos se graficarán, haciendo centro sobre el perímetro

del círculo de radio  $V_0$  en la posición angular donde fue ubicada la masa para la respectiva corrida.

Luego se halla el centroide del área de intersección entre los tres círculos, y se mide la distancia desde allí al centro de  $V_0$ , este será el efecto de la masa de prueba. Mientras que la posición angular, indicara la ubicación que deberá tener la masa de corrección.

**Figura 38. Ejemplo de un balanceo por el método de Siebert**



Fuente. Laboratorio de vibraciones mecánicas - UIS

El valor de la masa de corrección estará dado por la siguiente expresión:

**Ecuación 7. Masa de corrección - Método de Siebert**

$$m_c = V_0/V_r * m_p$$

**7.2 ALINEACIÓN DE EJES**

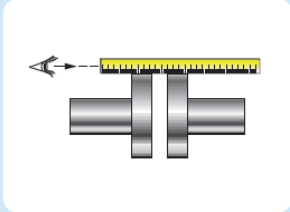
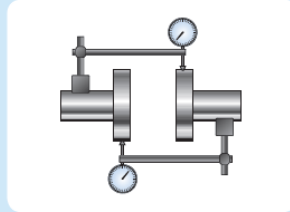
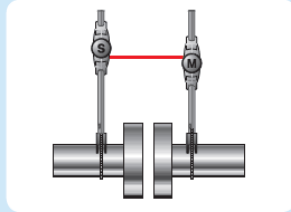
La alineación consiste en hacer que los centros de los ejes de dos elementos acoplados sean colineales, y tiene como premisa garantizar la buena calidad del montaje, para ello tiene como fin:

- Eliminar esfuerzos indeseados
- Posicionar adecuadamente los ejes
- Mayor disponibilidad de servicio
- Lograr minimizar costos de mantenimiento y almacenamiento de repuestos

Para lograr un buen alineamiento existen métodos como:

- Regla y nivel
- Relojes comparadores
- Equipos laser

**Figura 39. Paralelo entre métodos de alineación**

Método	Regla	Relojes comparadores	Alineación de ejes con láser
Características			
Precisión	--	++	++
Velocidad	++	--	+
Fácil uso	++	--	+

Fuente. La importancia de una alineación de ejes precisa - SKF

Gracias a los avances tecnológicos, los procedimientos se encaminan hacia lo más sencillo, práctico y versátil, por lo que los equipos de alineación laser son hoy por hoy los preferidos para llevar a cabo esta labor, lo cual se evidencia en el paralelo anterior.

### 7.2.1 Alineación laser

Mediante la utilización de un equipo especializado, se realizan mediciones precisas del grado de desalineación que presenta un conjunto y permite efectuar las debidas correcciones en tiempo real, lo cual lo hace mucho más sencillo y práctico.

Un ejemplo de este tipo de sistemas es la herramienta de alineación laser que ofrece SKF, el TKSA – 20 y que recientemente la Universidad Industrial de Santander ha adquirido, el cual básicamente consta de dos sensores montados sobre mordazas a lado y lado del acoplamiento *(es decir, uno en cada uno de los componentes, que para efectos de terminología de ahora en adelante se conocerán como maquinas fija y maquina móvil, o simplemente móvil o fija)*.

**Figura 40. Montaje del alineador laser**

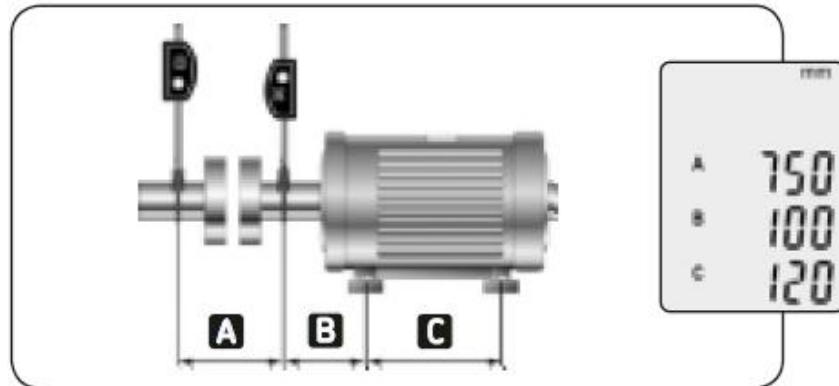


Fuente. Alineador laser TKSA-20 – SKF

Los dos sensores están conectados a una unidad de procesamiento, la cual recolecta la información y muestra en pantalla los valores de las correcciones que deben hacerse.

Para ello es necesario ingresarle al equipo información acerca del montaje, como lo son la distancia de separación entre sensores (Distancia A), la distancia del sensor de la maquina móvil (M), a la primera pata de la móvil (B), y por ultimo deberá ingresarse la separación entre las patas de la móvil (C).

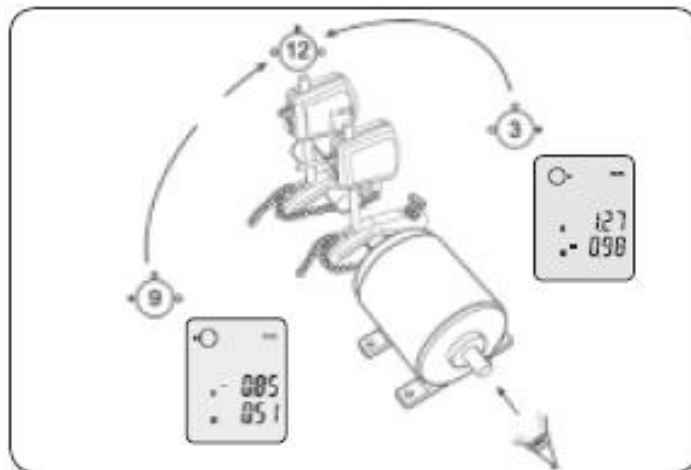
**Figura 41. Información de montaje requerida para la alineación**



Fuente. Guía rápida alineador laser TKSA 20 – SKF

Posteriormente se requiere hacer registros de la condición, en las posiciones horarias de las 9, 3 y 12 (en ese orden y mirando en dirección móvil – fija).

**Figura 42. Posiciones de registro de la condición**



Fuente. Guía rápida alineador laser TKSA 20 – SKF

Para visualizar los resultados, se debe ubicar el conjunto en la posición de las 12 para observar los valores de corrección y el estado en que se encuentra el montaje en el eje vertical. Para revisar la condición en el eje horizontal, se debe ubicar los sensores en la posición de las 3. Para hacer las correcciones, se deberán hacer los movimientos que indique el equipo en cada posición, siendo F1 las patas delanteras, y F2 las patas traseras.

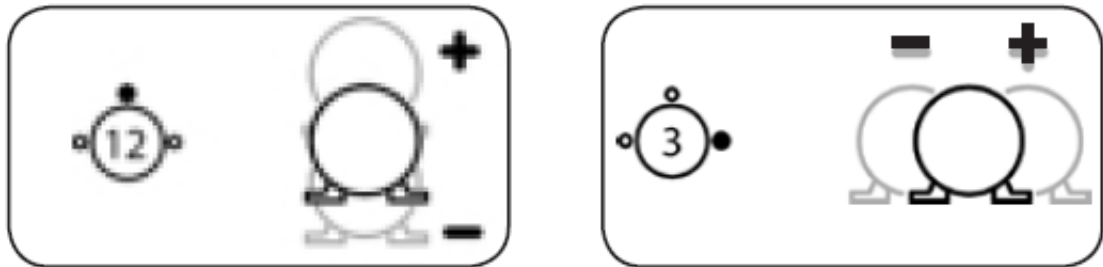
**Figura 43. Visualización de valores de corrección**



Fuente. Guía rápida alineador laser TKSA 20 – SKF

Se debe tener en cuenta que si se está monitoreando la condición vertical, los valores negativos indican que el equipo se encuentra por debajo de la posición ideal, mientras que si el monitoreo es horizontal, este indica que el equipo se encuentra a la izquierda de la posición correcta. En cada caso deberán hacerse los desplazamientos indicados por F1 y F2 para corregir la desalineación.

**Figura 44. Interpretación de los valores para alineación**



Fuente. Guía rápida alineador laser TKSA 20 – SKF

## 8. ANÁLISIS DE COSTOS

El banco experimental construido tiene su enfoque en la enseñanza de las vibraciones mecánicas mediante análisis de fase, siendo esa la principal justificación para ejecutarlo. Pero adicionalmente, la Universidad Industrial de Santander en sus esfuerzos por brindar una enseñanza de calidad ha venido adquiriendo equipos modernos a los cuales la escuela de Ingeniería Mecánica busca sacarles el máximo provecho. Es así que el banco experimental sirve como medio para implementar algunos de estos nuevos elementos, lo cual redunda además en un beneficio económico debido a la utilización que se dará a la nueva tecnología adquirida.

A continuación se presenta el costo de construcción del banco.

**Tabla 5. Costo de construcción del banco**

ITEM	\$
Motor	\$ 220.000
Soportes y desalineadores	\$ 200.000
Base (madera, gomas, aisladores y placas)	\$ 100.000
Chumaceras	\$ 150.000
Disco de balanceo (con Niquelado)	\$ 200.000
Ejes, acople y chavetas	\$ 160.000
Transmisión	\$ 35.000
conexión eléctrica	\$ 25.000
Tornillería e imanes	\$ 25.000
Pintura	\$ 85.000
<b>Total</b>	<b>\$ 1.200.000</b>

Fuente. Los autores

Para ciertos elementos se presenta el costo global del material y procesos de maquinado realizados sobre el mismo sin incluir pintura.

Por otra parte se tiene el costo de la inversión realizada por la Universidad en equipos.

**Tabla 6. Costo de equipos utilizados**

<b>ITEM</b>	<b>\$</b>
DAQ	\$ 5.720.000
Sensor PCB	\$ 1.500.000
Sensor Bruel & Kjaer	\$ 1.300.000
Alineador laser	\$ 8.443.760
<b>Total</b>	<b>\$ 16.963.760</b>

Fuente. Los autores

De acuerdo a estas cifras el costo de construcción del banco representa tan solo el 7,1% de la inversión realizada por la Universidad, entre tanto que la relación beneficio-costo (B/C) es de 14,1, lo cual refleja que el aprovechamiento que se da a los equipos mediante la construcción de este banco experimental es alto y muy bien justificado ya sea desde el punto de vista académico o económico.

## 9. PROCESO DE DISEÑO

Para la elaboración de este proyecto fue necesario dividir el diseño en dos partes que fueran complementarias y llevadas paralelamente, cada una desarrollada a favor de cumplir con la versatilidad, simplicidad y precisión del banco y de las medidas a tomar. Fue así como el diseño quedó dividido en:

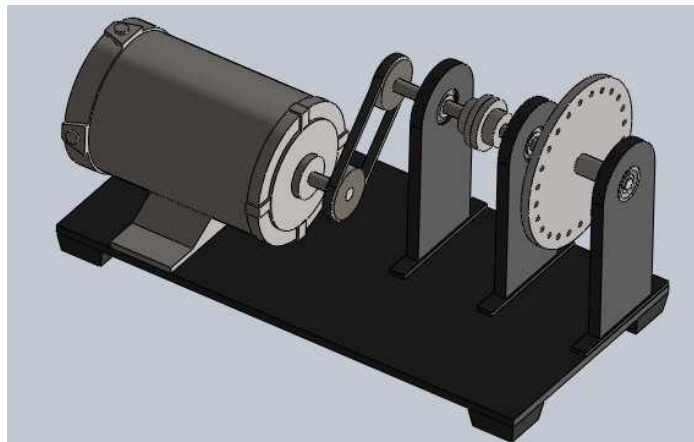
- Diseño mecánico
- Diseño de software

### 9.1 DISEÑO MECÁNICO

Este diseño se basó en definir la forma, dimensiones y elementos a usar en el banco, que aseguraran unas mediciones confiables y que en conjunto permitieran un análisis individual de cada falla, objeto de este proyecto de grado. Siendo así, la metodología usada fue la siguiente:

- Definir previamente un banco con todos los elementos, sus formas y sus materiales.
- Forma básica: El primer modelo para analizar fue el siguiente:

**Figura 45. Primer modelo del banco de vibraciones**

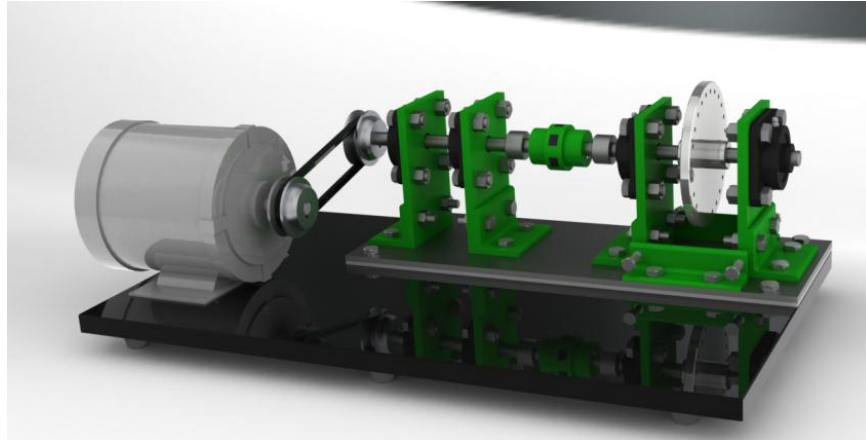


Fuente: Autores

Este diseño presentaba inconvenientes para la manufactura de los apoyos y los hacía muy difíciles de construir, y se dificultaba el alineamiento. De ahí se

concluyó que era necesario cambiar esa forma y optar por un tipo de apoyo más robusto, de alta precisión y con el cual se logran altos grados de alineación, teniendo en cuenta estas consideraciones, y la necesidad de realizar ajustes continuamente, e llegó al siguiente modelo que cumple con esas características:

**Figura 46. Modelo definitivo**



Fuente: Autores

### **9.1.1 Diámetro de ejes**

Para determinar el diámetro apropiado era vital saber qué se conseguía en el mercado, si bien un eje se puede llevar a la medida que se desee, el elemento limitador es el rodamiento. En este caso se prefirió usar una unidad de rodamiento para hacer más sencillo el montaje y la cual tiene las siguientes características:

- Fácil montaje
- Rodamientos de bolas
- Fácil adquisición

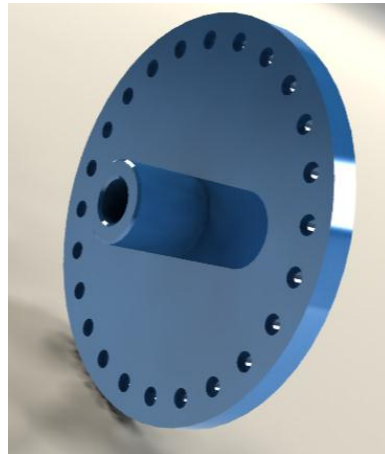
Estas unidades son fabricadas por la compañía NTN y en la ciudad es de fácil adquisición la unidad cuyo diámetro de eje es 5/8". En milímetros no son muy populares y elegir una medida superior se convertía en algo económicamente inviable y mecánicamente sería sobre diseñar un eje cuyas cargas se preveían no serían altas. Como consideración para este diseño, los ejes debían tener un

diámetro mayor o igual a 30 mm en una sección para montar el alineador láser TKSA 20.

### 9.1.2 Disco de balanceo

Elegir el tamaño ideal para este elemento así como su forma fue un proceso en el que concurren varios datos relacionados con la industria metalmecánica y la factibilidad de sus mecanizados. Se parte de que este disco debería tener la siguiente forma:

**Figura 47. Disco de balanceo**



Fuente: Autores

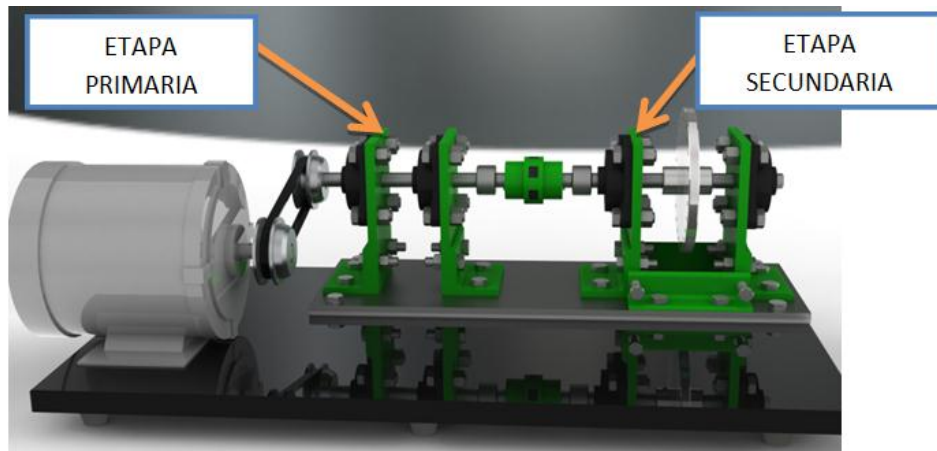
Es posible notar que el tamaño para un elemento así debe superar los 10 cm de diámetro y eso justificaba que la industria nuevamente tenía la razón en cuanto al diseño inicial, se pudo conseguir un eje (en acero) de 6 pulgadas de diámetro; con base en esa medida se diseñó un cubo que sobresaliera al disco para asegurar el ajuste al eje sobre el cual sería montado. La mejor alternativa para la elaboración de un elemento que de entrada no debería inducir desbalance másico ni desalineamiento consistía en mecanizarlo en una sola pieza, evitando así piezas secundarias insertadas mediante presión o juntas soldadas.

Diseñando esta pieza en SolidWorks la masa es de 1.6 kg, dato necesario para hallar la entrada de potencia al sistema.

### 9.1.3 Eje secundario

Este banco consta de dos etapas, la primera (eje primario) que recibe el movimiento del motor y que para análisis de desalineamiento actúa como maquina fija y la segunda etapa (eje secundario), donde se encuentra el disco balanceo y el mecanismo de desalineamiento.

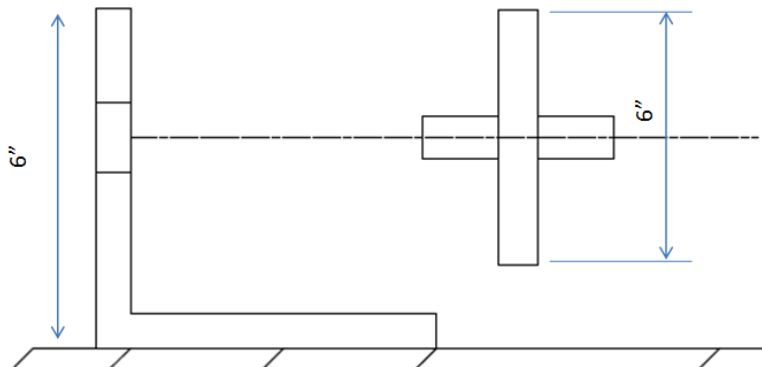
**Figura 48. Etapas banco de mediciones**



Fuente. Los autores

Como consecuencia que el disco de balance sea de 6 pulgadas de diámetro, el apoyo debe satisfacer dicha altura para que no exista interferencia con la estructura, es por esa razón que ese perfil es quien más incidencia tiene en el tamaño del eje secundario.

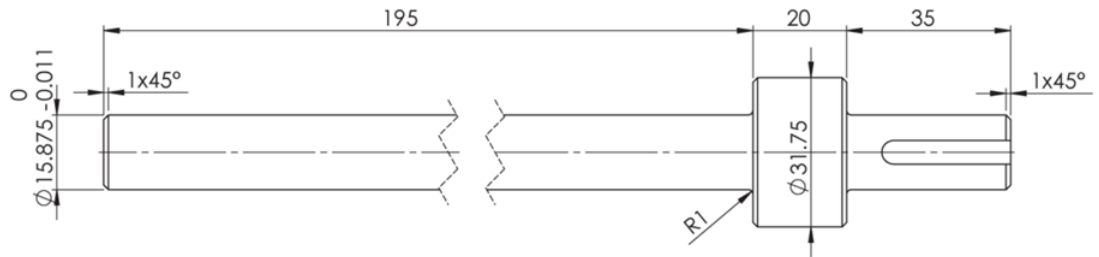
**Figura 49. Dimensiones tentativas en el apoyo**



Fuente. Los autores

Como mínimo la distancia entre cada perfil angular debe ser de 6 pulgadas, es por esa razón que el eje secundario tiene las siguientes características:

**Figura 50. Dimensiones generales eje secundario**



Fuente. Los autores

Un eje de estas dimensiones fabricado en acero AISI 1045 tiene una masa de 0.48 kg. El cambio de sección que se aprecia en la figura, tiene por función ser el apoyo del alineador laser, y sobre este no actuaran cargas externas radiales ni axiales.

- **Cálculo de torque.**

Para calcular el torque para vencer la inercia se tuvo que diseñar previamente el eje y el disco (etapa secundaria) porque es ahí donde está la salida de potencia. Una vez hecho esto, los datos son los siguientes:

**Tabla 7. Características del eje y del disco**

ELEMENTO	MASA [kg]	INERCIA [g*mm <sup>2</sup> ]
EJE	0.48	26605.68
DISCO	1.6	3770491.90

Fuente. Los autores

Todo este proceso debe concurrir con el cálculo del torque necesario para mover el eje y el disco y llevarlo a una velocidad de régimen, el análisis dinámico es el siguiente:

El sistema debe alcanzar el régimen en 5 segundos y partirá de una velocidad angular 0 (cero) hasta una velocidad angular de 1800 y/o 3450 rpm (motores comerciales).

**Ecuación 8. Sumatoria de torques**

$$\sum Torque = I * \alpha$$

**Ecuación 9. Inercias eje secundario**

$$I = I_{disco} + I_{eje}$$

**Ecuación 10. Aceleración angular**

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

Es preciso aclarar que el torque debe darse en N.m para posteriormente seleccionar un motor, por lo tanto los cálculos llevarán sus factores de conversión pertinentes.

**Tabla 8. Torque necesario para el mover el sistema**

VELOCIDAD ANGULAR [rpm]	TORQUE [N.m]
1800	0.1431
3450	0.2744

Fuente. Los autores

**9.1.4 Seleccionar motor.**

El motor eléctrico que ha de llevar este banco es de tipo monofásico y dado que por seguridad (resonancias) el sistema no debe girar a altas rpm, y se trabajara sin ganancia mecánica. Esto se logra dejando las poleas del motor y del eje de la primera etapa del mismo diámetro<sup>2</sup>.

Comercialmente SIEMENS COLOMBIA distribuye los siguientes motores monofásicos:

---

<sup>2</sup>Potencia = Torque × ω

**Tabla 9. Motores SIEMENS monofásicos**

Datos técnicos											
Tipo 1RF3	Potencia nominal	Factor de servicio	Corriente con factor de servicio (A)		Velocidad con factor de servicio RPM	Rendimiento %	Cos Ø	Par nominal Nm	Corriente de arranque en % de la cte. nominal	Condensador de arranque µf	No. de Depósito
	HP		115V	230V							
092-2YB99	1/3	1.75	8.0	4.3	3.450	63	0.61	0.700	482	216 - 259	01155
093-2YB99	1/2	1.60	10.4	5.2	3.450	61	0.68	1.012	462	216 - 259	01156
094-2YB99	3/4	1.50	13.6	6.8	3.450	70	0.70	1.522	540	216 - 259	01157
095-2YB99	1.0	1.40	16.3	8.2	3.450	67	0.75	2.036	508	340 - 408 <sup>1)</sup>	01158
096-2YB99	1.5	1.30	22.0	11.0	3.450	74	0.75	3.100	537	340 - 408 <sup>1)</sup>	01159
097-2YB99	2.0	1.20	25.0	12.5	3.450	76	0.78	4.076	500	540 - 648 <sup>2)</sup>	01160
098-2YB99	3.0	1.15	35.0	17.5	3.450	76	0.85	6.107	480	540 - 648 <sup>2)</sup>	01161

- 1) En este motor se adiciona un condensador de marcha de 20 µf.  
 2) En este motor se adiciona un condensador de marcha de 40 µf.

**MOTORES MONOFÁSICOS SEMIABIERTOS (ODP)**

Mayo 1/2011

No. de Depósito	Descripción						Precio Lista Unit. - Col. \$(*)		
									
	Ejecución B3		Ejecución NEMA 56J						
	Tipo	Reemplaza	Potencia HP	FS	Corriente con FS (A)		Protección Térmica		
					115V	230V			
	Ejecución Jet Pump NEMA 56 J - 3.600 rpm (2 polos)								
	100159346 <sup>1)</sup>	A7B10001015929		1/4	1,6	4,5	2,3	Incorporada	275.000
	100159348 <sup>1)</sup>	A7B10001015930	1RF3 092-2YB99	1/3	1,6	5,7	2,9	Incorporada	310.700
	100159370 <sup>1)</sup>	A7B10001015931	1RF3 093-2YB99	1/2	1,8	7,3	3,7	Incorporada	345.500
	100159371 <sup>1)</sup>	A7B10001015932	1RF3 094-2YB99	3/4	1,6	10,4	5,2	Incorporada	379.900
	100159372 <sup>1)</sup>	A7B10001015933	1RF3 095-2YB99	1.0	1,6	12,8	6,4	Incorporada	407.700
	100095014 <sup>2)</sup>	A7B10001015934	1RF3 096-2YB99	1.5	1.30	22.0	11.0	Incorporada	458.500
	100095025 <sup>2)</sup>	A7B10001015935	1RF3 097-2YB99	2.0	1.20	25.0	12.5	Incorporada	575.100
	100095031 <sup>2)</sup>	A7B10001015936	1RF3 098-2YB99	3.0	1.15	37.2	18.6	Incorporada	694.500
	100094582	1LF7 114 - 2YD99 184JM - TEFC		5.0	1.15	-	26.0	-	1.669.500
	Ejecución B3 - 1.800 rpm (4 polos)								
	100159376 <sup>1)</sup>	A7B10001015937		1/4	1,6	5,5	2,7	Incorporada	264.000
	100159377 <sup>1)</sup>	A7B10001015938	1RF3 092-4YB90	1/3	1,5	6,7	3,4	Incorporada	303.600
	100159378 <sup>1)</sup>	A7B10001015939	1RF3 093-4YB90	1/2	1,3	8,1	4	Incorporada	339.100
	100159379 <sup>1)</sup>	A7B10001015940	1RF3 094-4YB90	3/4	1,25	12,3	6,2	Incorporada	389.200
	100159400 <sup>1)</sup>	A7B10001015941	1RF3 095-4YB90	1.0	1,15	15,7	7,9	Incorporada	408.800
	100159401 <sup>1)</sup>	A7B10001015942	1RF3 096-4YB90	1.5	1,15	15,7	7,85	Incorporada	490.200
	100095028 <sup>2)</sup>	A7B10001015943	1RF3 097-4YB90	2.0	1.15	27.6	13.8	Incorporada	615.600

Fuente. Siemens

Del ítem anterior donde se calculaba el torque necesario para mover el eje y el disco, se obtuvo que ese valor es 0.2744 [N.m] cuando gira a 3600 rpm y 0.1431 [N.m] cuando gira a 1800 rpm. Observando las anteriores gráficas hay dos motores que cumplen con esos requerimientos, el motor 092-2YB99 y el motor A7B10001015937.

**Tabla 10. Características de los motores SIEMENS**

REFERENCIA	POTENCIA [HP]	TORQUE NOMINAL [N.m]	VELOCIDAD [rpm]
092-2YB99	0.33	0.7	3450
A7B10001015937	0.25	0.99	1800

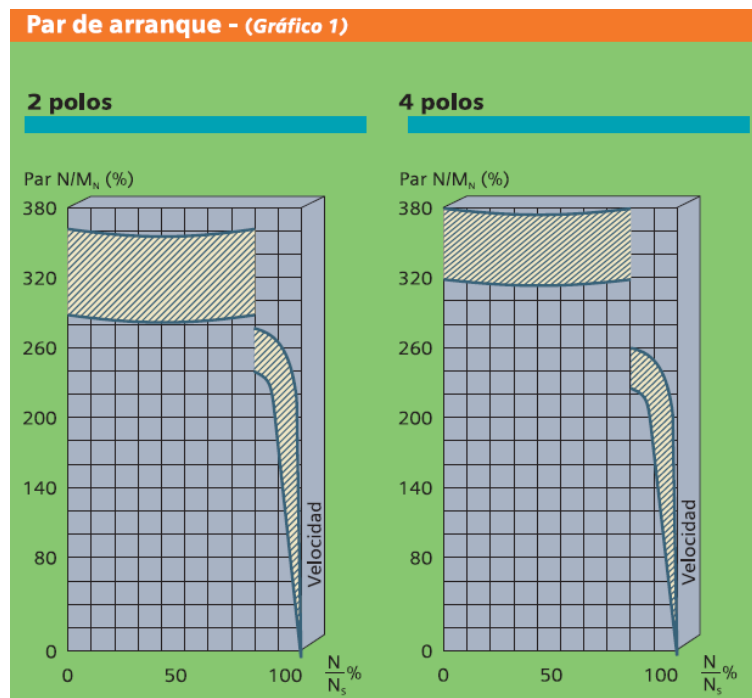
Fuente. Siemens

De los dos motores se eligió el de menor potencia por su precio, además un sistema girando a 1800 rpm es lo suficientemente seguro para operar y para apreciar las fallas en espectro (usadas como comprobación de la fase), el modelo elegido es el de 0.25 HP.

- **Calcular cargas.**

El cálculo de cargas en los ejes inicia con el cálculo previo del torque de arranque, de acuerdo a la selección del motor. Dado que un motor eléctrico presenta un torque de arranque muy superior a su torque nominal, a continuación se muestra dicho comportamiento:

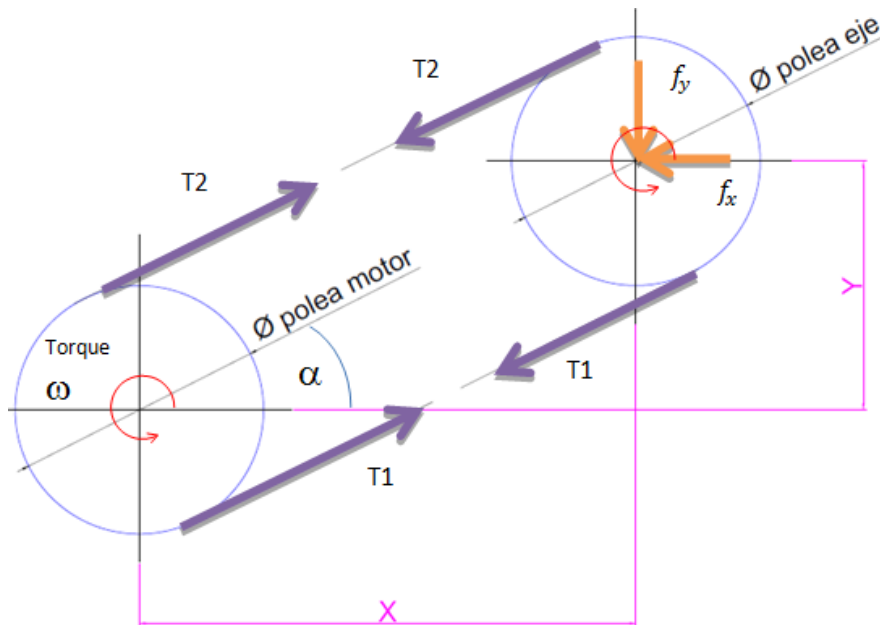
**Figura 51. Torque de arranque en motores SIEMENS monofásicos**



Fuente. Siemens

Se extrae de la anterior imagen que el torque de arranque llega hasta un 380 % del torque nominal. Dicho valor será el torque que se usará para calcular las cargas del sistema.

**Figura 52. Sistema de transmisión por poleas**



Fuente. Los autores

### 9.1.5 Análisis de la transmisión de potencia

Un análisis estático (a régimen de velocidad constante) muestra las siguientes ecuaciones:

#### Ecuación 11. Toque motor

$$T_{motor} = 1.018 * 3.8 \quad (3.8 \text{ equivalente a } 380\%)$$

$$\tan(\alpha) = \frac{y}{x} = \frac{23}{164}$$

$$\sum \text{Torques} = 0$$

$$T_{motor} = (T_2 - T_1) * \frac{\varnothing}{2}$$

$$T_2 = 5T_1$$

## Ecuación 12. Sumatorias de fuerzas – eje motor

$$\sum X = 0$$

$$f_x = T_1 * \cos(\alpha) + T_2 * \cos(\alpha)$$

$$\sum Y = 0$$

$$f_y = (T_1 + T_2) * \sin(\alpha)$$

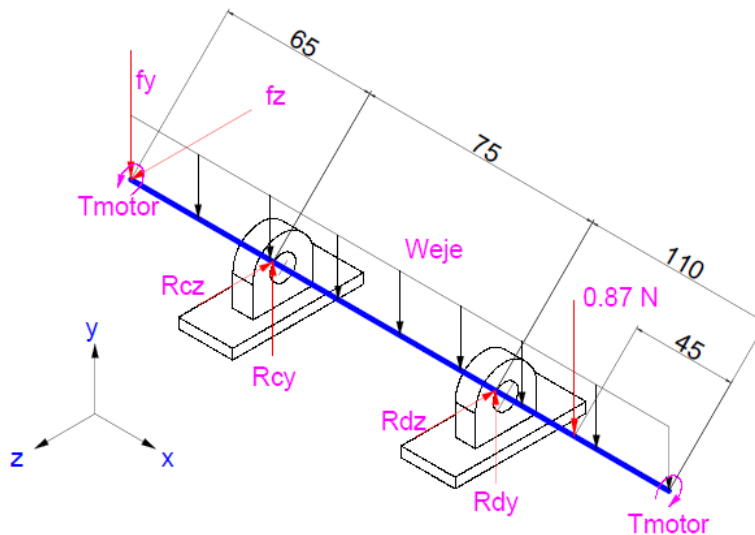
Dando como resultado:

$$f_y = 32.289 \text{ [N]} \quad \text{Y} \quad f_x = 230.235 \text{ [N]}$$

### - Análisis estático: Etapa primaria

En la etapa primaria el eje está sometido a las fuerzas transmitidas por la correa y al torque que proviene del motor, el siguiente DCL contiene tanto el plano XY como el plano XZ.

Figura 53. DCL eje primer etapa



Fuente. Los autores

### - PLANO XY

Las ecuaciones para este plano (en análisis estático) son las siguientes:

**Tabla 11. Datos del eje primario**

DATO	MAGNITUD
$L_{EJE}$	250 mm
Masa del eje	0.480 kg

Fuente. Los autores

**Ecuación 13. Sumatoria de fuerzas plano XY – etapa primaria**

$$W_{eje} = masa * \frac{9.81}{L_{EJE}}$$

$$\sum F_y = 0$$

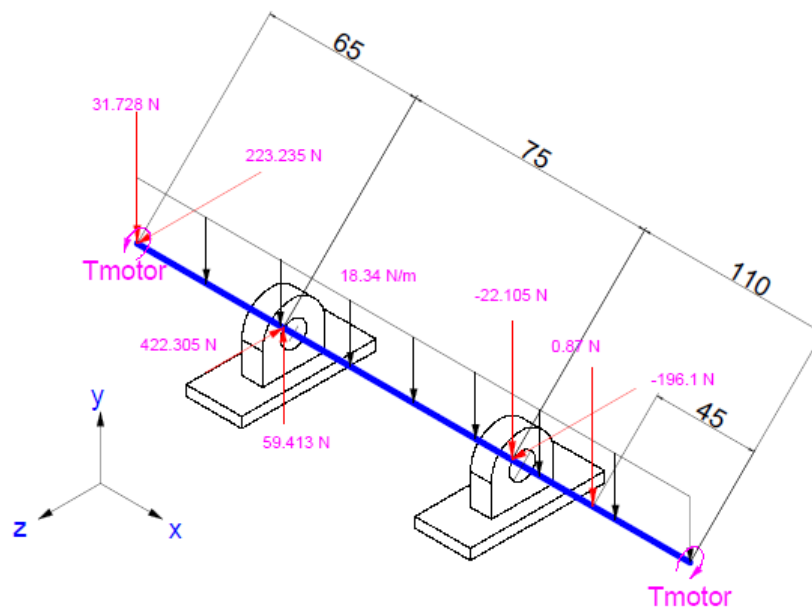
$$-f_y + R_{cy} + R_{dy} - W_{eje} * L_{EJE} - 0.87 = 0$$

$$\sum M_c = 0$$

$$f_y * 65 + R_{dy} * 75 - W_{eje} * L_{EJE} * \left(\frac{L_{EJE}}{2} - 65\right) - 0.87 * 140 = 0$$

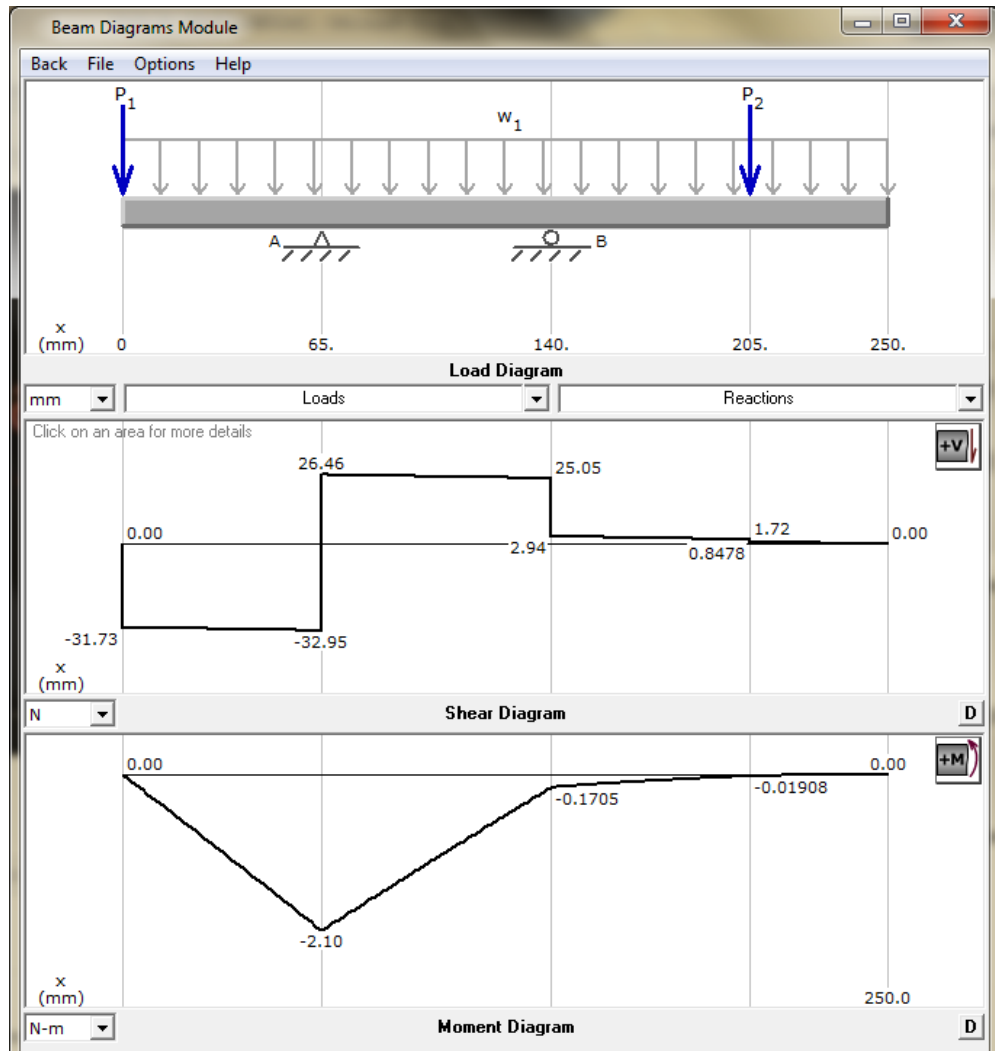
Al resolver estas ecuaciones se obtienen los valores de las fuerzas que se representan en los diagramas de cortante y momento flector del plano XY.

**Figura 54. Cargas en eje primario**



Fuente: Autores

Figura 55. DCL, Diagrama de Cortante y Momento flector- PLANO XY



Fuente. Los autores

- **PLANO XZ**

Las ecuaciones presentes en este plano son:

**Ecuación 14. Sumatoria de fuerzas plano XZ – etapa primaria**

$$\sum F_z = 0$$

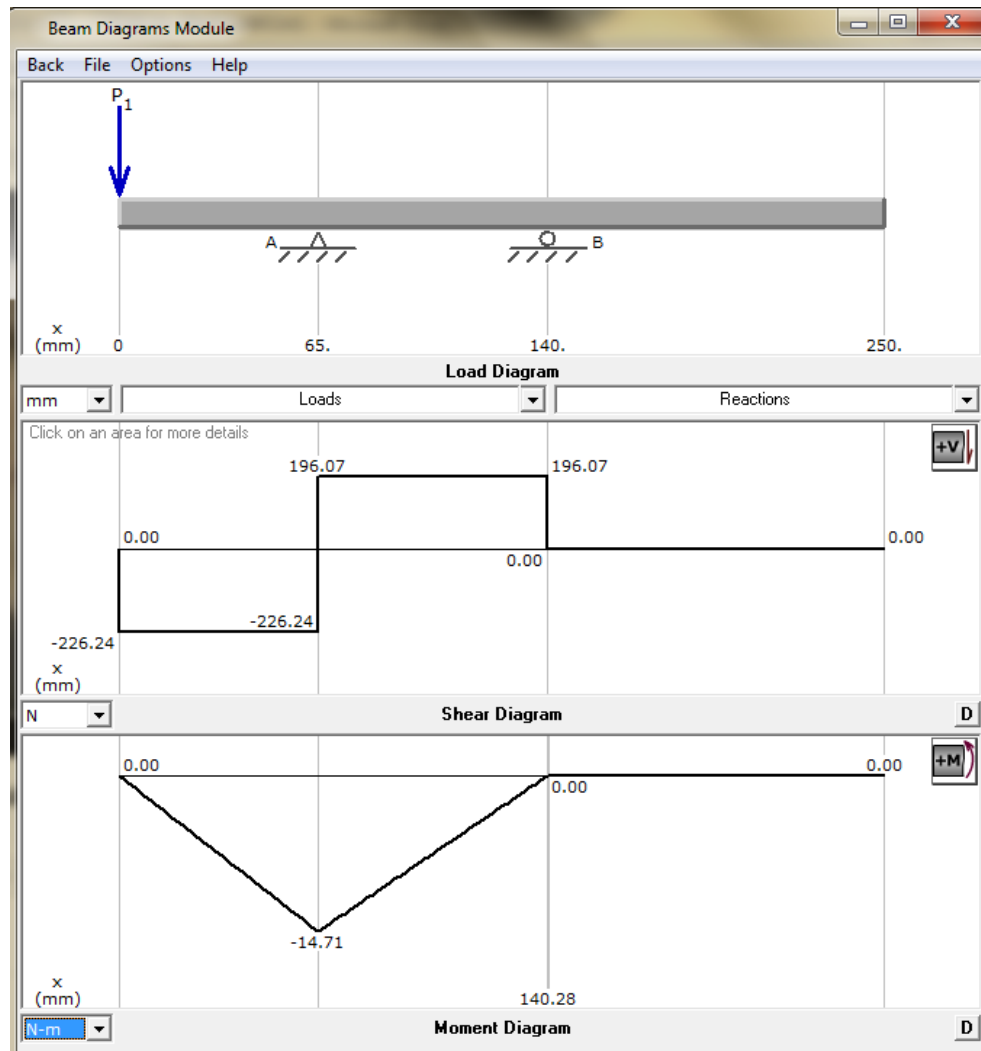
$$f_z - R_{cz} - R_{dz} = 0$$

$$\sum M_c = 0$$

$$f_z * 70 = -R_{dz} * 116$$

Las anteriores ecuaciones dan como resultado los siguientes diagramas de cortante y momento flector:

**Figura 56. DCL, Diagrama de Cortante y Momento flector - PLANO XZ**



Fuente. Los autores

#### - **Análisis estático: Etapa secundaria**

La etapa secundaria está diseñada para el estudio del desbalance másico, está compuesta por un eje y un disco perforado. Las fuerzas que gobiernan este subsistema se consideran asumiendo el hecho de que el desbalance será crítico. Dicha condición, se da cuando se tiene una masa de tornillo de 10 gramos y el

disco estará cargado en 12 huecos de 24 totales serán los encargados de crear la fuerza en ese nuevo sistema así:

La fuerza centrífuga que genera un tornillo se calcula mediante la ecuación:

### Ecuación 15. Fuerza inducida por desequilibrio másico

$$f = \frac{m*d*\omega^2}{2} \text{ [N]}$$

Dónde m = masa del tornillo [kg], d= Diámetro de giro del tornillo [m] y

$\omega$ =Velocidad angular del disco [rad/s]

Se realizó el siguiente código en matlab para evaluar la fuerza en el eje X y en el eje Y resultante de ubicar la cantidad de tornillos indicada en la condición crítica.

```
%% PROGRAMA QUE CALCULA LA FUERZA RESULTANTE EN EL EJE DEBIDO AL
DESBALANCE MÁSICO %%

t=input('digite cantidad de tornillos '); %Cantidad de tornillos que
tendrá el disco
m=input('digite la masa de 1 tornillo [g] ');
%%Datos para la fuerza %%

MASA=m/1000; %MASA DEL TORNILLO [KG]
RADIO=0.130/2; % RADIO DE DE UBICACIÓN DE LAS MASAS
W=1750*2*pi()/60; %VELOCIDAD DE GIRO [RAD/SEG]
Fuerza=MASA*RADIO*W^2; % FUERZA DE UN SOLO TORNILLO
angulo_base=15; % Separación mínima entre tornillo y tornillo

for i=1:t

    ANGULO(i)=angulo_base*(i-1); %Vector del ángulo para cada tornillo
    Fuerza_y(i)=Fuerza*sind(ANGULO(i)); % Vector Fuerza en Y para cada
tornillo
    Fuerza_z(i)=Fuerza*cosd(ANGULO(i)); %Vector Fuerza en Z para cada
tornillo
    Fuerza_Resultante(i)=(Fuerza_y(i).^2+Fuerza_z(i).^2).^0.5;
end

FR_Y=sum(Fuerza_y) % Sumatoria de fuerza en Y
FR_Z=sum(Fuerza_z) % Sumatoria de fuerza en Z
theta=ANGULO*2*pi/360; % Conversión a radianes del vector ángulo

if FR_Z<=3*10^(-5) && FR_Z>=-3*10^(-5)
    A=0
else A=FR_Z
end
```

```

if FR_Y<=3*10^(-5) &&FR_Y>=-3*10^(-5)
    B=0
else B=FR_Y
end

if t>=14
alpha=pi-atan(B/(-A))
else alpha=atan(B/(A))
end

Resultante=(FR_Y^2+FR_Z^2)^0.5 % Fuerza de desbalance total de todos
los tornillos
subplot (1,2,1), polar(theta,Fuerza_Resultante,'mo') % Gráfica polar de
la posición de los tornillos y la magnitud de la fuerza resultante para
cada uno
subplot (1,2,2), polar(alpha,Resultante,'bo')

clear all

```

Al correr esta aplicación se encuentra lo siguiente:

### Figura 57. Fuerzas de desbalance simuladas

```

digite cantidad de tornillos    12
digite la masa de 1 tornillo [g]  10

FR_Y =

    165.8126

FR_Z =

    21.8296

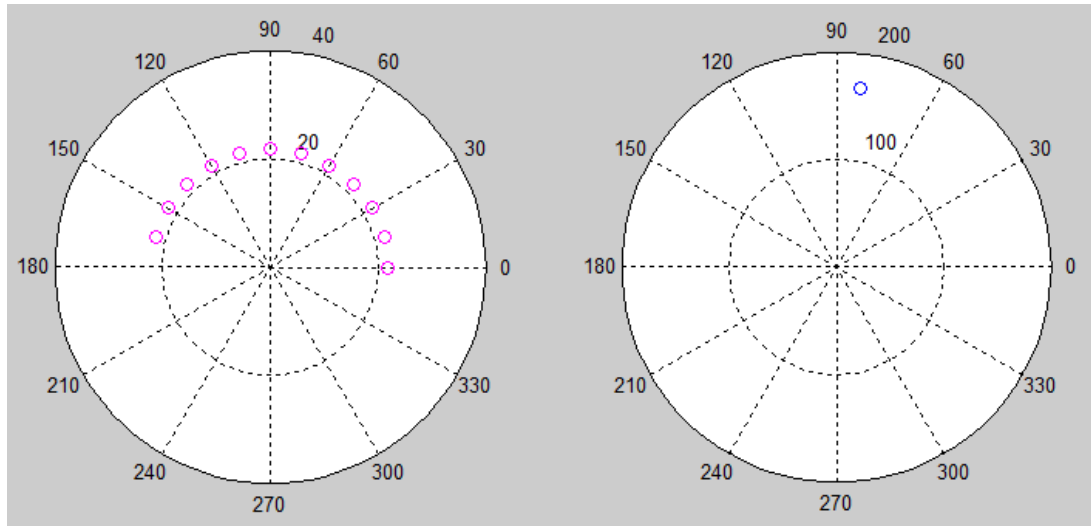
Resultante =

    167.2434

```

Fuente. Los autores

**Figura 58. Representación de las Fuerzas de desbalance simuladas**

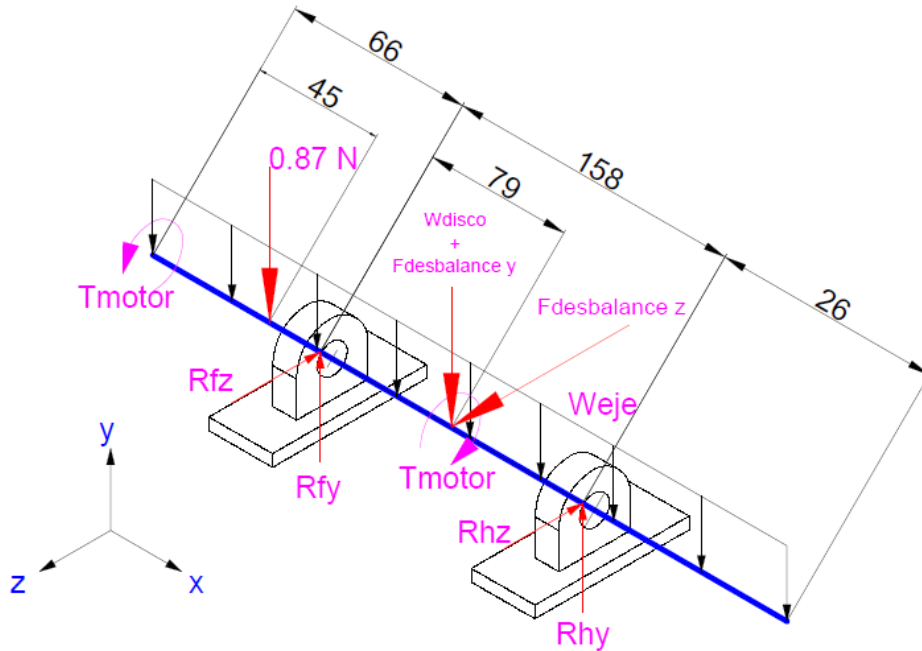


Fuente: Autores

Se puede apreciar que en el eje y la fuerza es de 165.8 N y en el eje z la fuerza es de 21.8 N que dan una resultante de 167.24 N y orientada aproximadamente a  $85^\circ$  respecto a su posición de origen o referencia 0. La gráfica de la izquierda muestra la magnitud y la posición angular de cada fuerza centrífuga generada para uno de los tornillos ubicados.

Teniendo en cuenta que se trata de un sistema rotativo, es necesario considerar aplicar la fuerza resultante en cada plano de análisis.

Figura 59. DCL eje segunda etapa



Fuente: Autores

- PLANO XY

Las siguientes ecuaciones contienen las cargas en el plano XY y que son debidas solo por la acción de la masa (peso) de cada cuerpo (eje y disco) debido a que se considera que el sistema está en régimen o velocidad constante. Los datos para hallar las cargas en los respectivos apoyos son los siguientes:

Tabla 12. Datos físicos etapa secundaria

DATO	MAGNITUD
$W_{disco}$	15.7 [N]
$L_{eje}$	250 mm
$Masa_{eje}$	0.480 kg

Fuente. Los autores

Ecuación 16. Sumatoria de fuerzas plano XY – etapa secundaria

$$W_{eje} = \frac{0.480 * 9.81}{L_{eje}} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

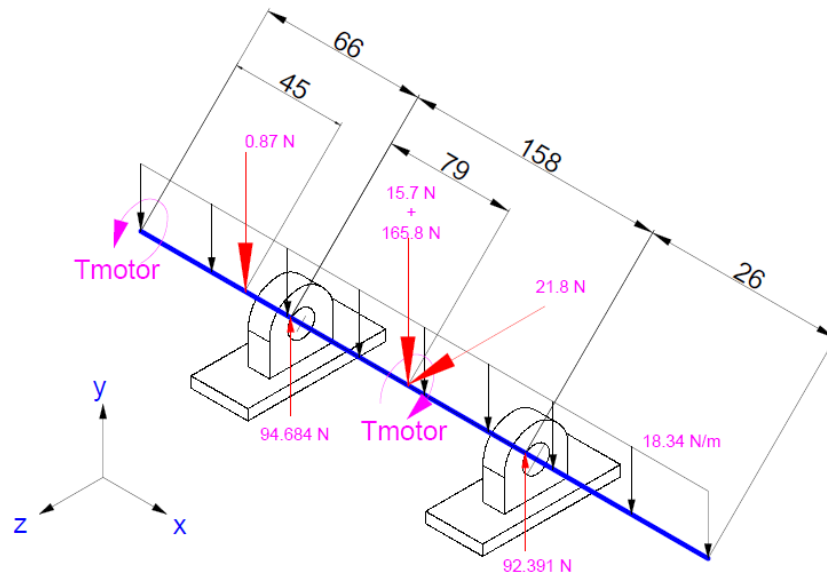
$$\sum F_y = 0$$

$$R_{fy} + R_{hy} - W_{disco} - W_{eje} * L_{eje} - 0.87 - 165.8 = 0$$

$$\sum M_F = 0$$

$$-165.8 * 79 + 0.87 * 21 - W_{disco} * 79 - W_{eje} * L_{eje} * \left(\frac{L_{eje}}{2} - 66\right) + R_{hy} * 158 = 0$$

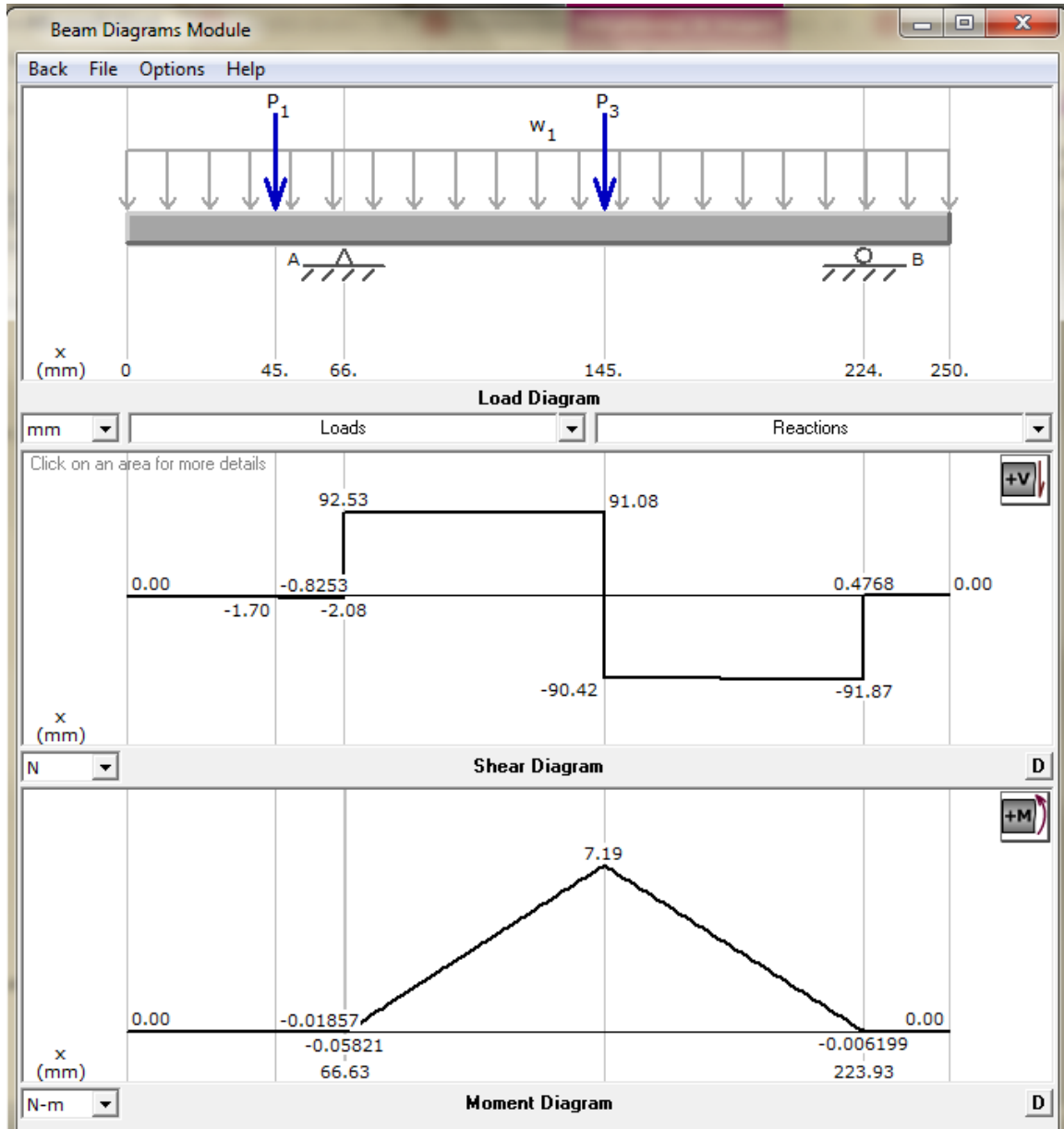
**Figura 60. Cargas en eje secundario – Plano XY**



Fuente. Los autores

Las fuerzas halladas anteriormente conllevan a que se presenten los siguientes diagramas de cortante y momento flector.

Figura 61. DCL, Diagrama de Cortante y Momento flector - PLANO XY



Fuente. Los autores

- **PLANO XZ**

Las siguientes ecuaciones hacen parte del balance de fuerzas en el eje z y la sumatoria de momentos en el punto medio entre apoyos, basadas en el diagrama de cuerpo libre del eje.

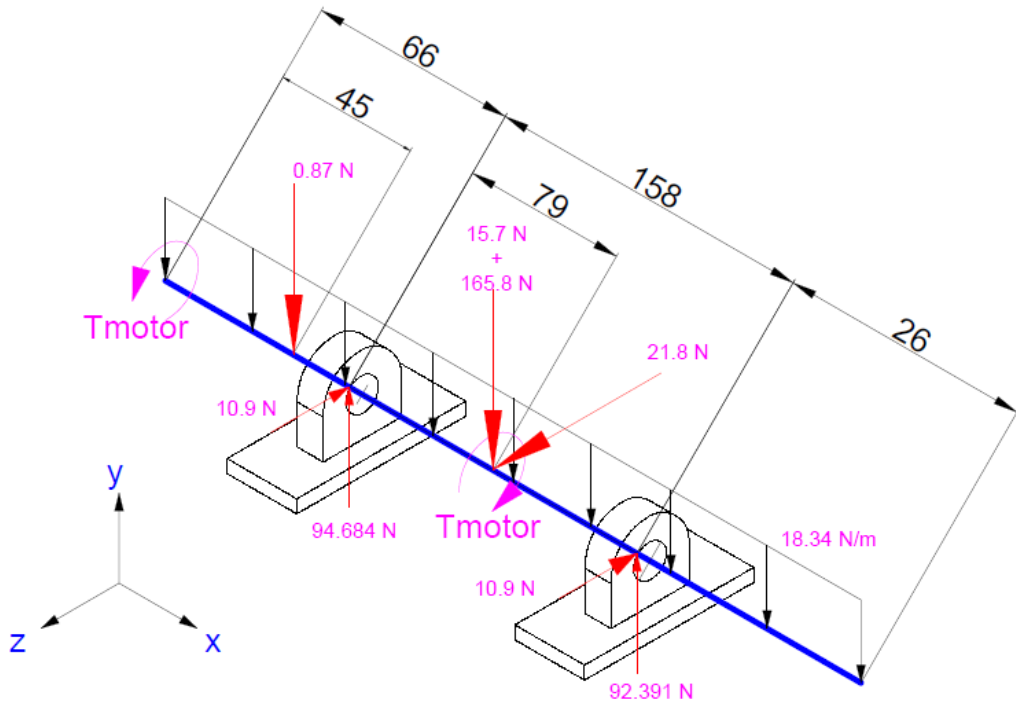
### Ecuación 17. Sumatoria de fuerzas plano XZ – etapa secundaria

$$21.8 = R_{fy} + R_{fz}$$

$$R_{fy} = R_{fz}$$

Con lo anterior se tiene el diagrama de cuerpo libre completo para el eje secundario:

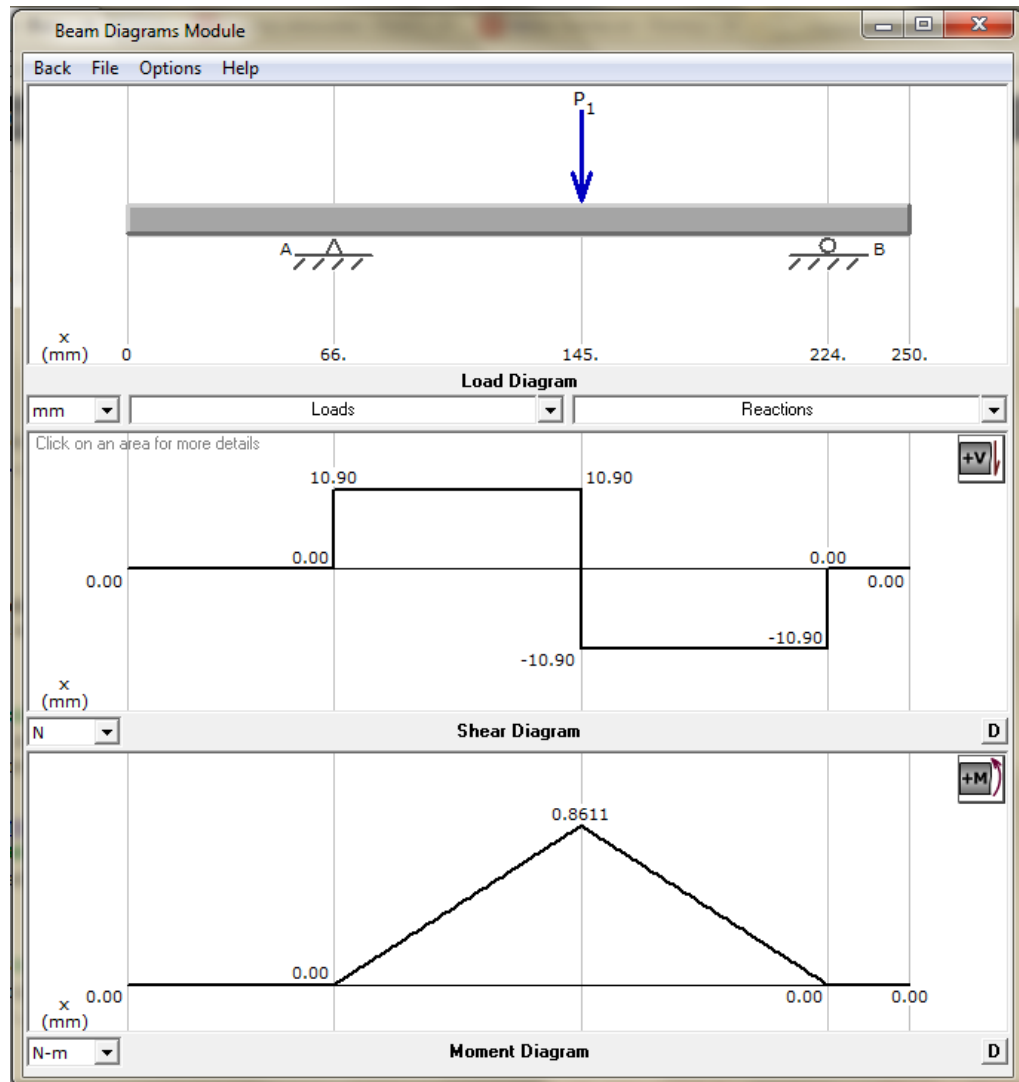
**Figura 62. Cargas en eje secundario - Planos XY y XZ**



Fuente: Autores

Para el plano XZ se presentan las siguientes gráficas de cortante y momento flector:

Figura 63. DCL, Diagrama de Cortante y Momento flector - PLANO XZ

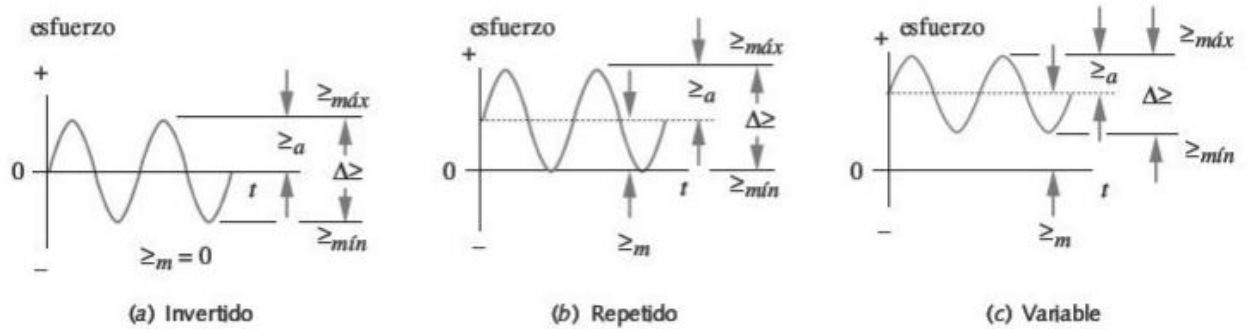


Fuente: Autores

- **Diseño por fatiga.**

Para diseñar por fatiga se debe tener presente que tipo de esfuerzo (ver siguiente imagen) está presente en el sistema.

**Figura 64. Tipos de esfuerzo en fatiga**



**FIGURA 4-6**

Valores alternativo, medio y del intervalo del ciclo de esfuerzos invertido, repetido y fluctuante

Fuente: Diseño de máquinas- Robert Norton.

La metodología usada para el diseño por fatiga consistió en:

- **Determinar los momentos máximos de cada eje y en cada plano.**

Se debe tener en cuenta que en la sección de apoyo para el alineador laser, no se ejerce ninguna fuerza ni actúa como hombro para ningún rodamiento, con lo que de acuerdo a la teoría puede asumirse como un eje de sección única.

De los anteriores diagramas de momento flector se extraen estos datos:

**Tabla 13. Valores de momentos flectores máximos**

EJE	PLANO	MOMENTO [N.m]
ETAPA 1	XY	2.1
ETAPA 1	XZ	14.71
ETAPA 2	XY	7.19
ETAPA 2	XZ	0.8611

Fuente. Los autores

- **Definir el tipo de esfuerzo presente en el sistema.**

Se definió que por ser una carga involucrada al arranque del sistema y producto del torque de arranque, el sistema tiene un esfuerzo de tipo repetido, cuyo

esfuerzo máximo es provocado con el máximo esfuerzo en el plano evaluado y cuyo mínimo esfuerzo será 0 (cero) debido a un estado de reposo.

- **Calcular los esfuerzos alternos y medios de cada plano.**

Para calcular los esfuerzos tanto alternos como medios se deben tener los datos de momentos máximos así como el torque máximo (ver diagramas de cortante en ambos ejes). Las siguientes ecuaciones son necesarias para calcular dichos esfuerzos:

### **Ecuación 18. Esfuerzos máximos**

$$\sigma = \frac{(M * C)}{I} = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{TC}{J} = \frac{16T}{\pi * d^3}$$

Dónde:

M: Momento máximo en un plano dado, d: Diámetro del eje, T: Torque de arranque

- **Esfuerzo alterno**

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

- **Esfuerzo medio**

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

Una vez definidas las ecuaciones se procede a calcular cada uno de los esfuerzos en cada plano, teniendo en cuenta que el eje es macizo por lo tanto no tiene concentradores de esfuerzos.

**Tabla 14. Esfuerzos**

EJE	ESFUERZO	CANTIDAD [MPa]
ETAPA 1	$\sigma_{ay}$	2.673
	$\sigma_{az}$	18.73
	$\sigma_{my}$	2.673
	$\sigma_{mz}$	18.73
	$\tau_a$	2.462
	$\tau_m$	2.462
ETAPA 2	$\sigma_{ay}$	9.153
	$\sigma_{my}$	9.153
	$\sigma_{az}$	1.096
	$\sigma_{mz}$	1.096
	$\tau_a$	2.462
	$\tau_m$	2.462

Fuente. Los autores

Posteriormente estos esfuerzos serán llevados a una ecuación acorde a este sistema rotativo para calcular un esfuerzo equivalente.

- **Calcular los esfuerzos multi-axiales fluctuantes simples**

Una vez se han calculado los esfuerzos equivalentes en cada eje cartesiano, es necesario convertir esos esfuerzos en uno solo y que sea el equivalente a un esfuerzo uni-axial para poder usarlo y calcular el factor de seguridad en el sistema.

Mediante el método de Von Mises se puede calcular un esfuerzo equivalente tanto alterno como medio y tiene la siguiente ecuación:

**Ecuación 19. Esfuerzo equivalente -Von Misses**

$$\sigma_a' = \sqrt{\frac{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6 * (\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2)}{2}}$$

En este caso el esfuerzo equivalente medio es igual al esfuerzo alternante equivalente. Resolver la anterior ecuación da como resultado los siguientes valores que pueden ser usados para hallar el factor de seguridad de los ejes.

**Tabla 15. Esfuerzos equivalentes**

EJE	ESFUERZO	VALOR [MPa]
ETAPA 1	$\sigma_a'$	18.05
	$\sigma_m'$	18.05
ETAPA 2	$\sigma_a'$	9.650
	$\sigma_m'$	9.650

Fuente. Los autores

- **Calcular los factores de corrección para la resistencia a la fatiga.**

La resistencia a la fatiga se define como:

#### **Ecuación 20. Resistencia a la fatiga**

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{superficie} * C_{temperatura} * C_{confiabilidad} * S_e'$$

Dónde:

$$S_e' = 0.5S_{ut} \quad Y \quad S_{ut}: \text{Esfuerzo último}$$

El material con el cual serán elaborados los ejes de ambas etapas es acero al carbono AISI 1045 que tiene un  $S_{ut} = 655$  [MPa] laminado en caliente. Una vez definido el material se calculan cada uno de los factores de corrección.

- $C_{carga}$

Las cargas que presentan los ejes son flectoras y también existe una componente de torsión, por lo cual:

$$C_{carga} = 1$$

-  **$C_{tamaño}$**

El coeficiente de tamaño para un eje se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097} \quad d[mm]$$

Por lo tanto:  $C_{tamaño} = 0.9093$

-  **$C_{superficie}$**

El coeficiente relacionado con la superficie del material está influenciado en cuanto a la calidad del proceso de fabricación y del maquinado que presenta el material, se calcula así:

$$C_{superficie} = A(S_{ut})^b$$

Dónde:

$$A = 4.51, \quad b = -0.265, \quad S_{ut} = 655 \text{ [MPa]}$$

Dando como resultado:

$$C_{superficie} = 0.8088$$

-  **$C_{temperatura}$**

El coeficiente de temperatura va relacionado con la temperatura a la cual va a trabajar la pieza, como el banco de vibraciones estará por debajo de los 40 °C, el coeficiente de temperatura es:

$$C_{temperatura} = 1$$

-  **$C_{confiabilidad}$**

El coeficiente de confiabilidad es un factor que corrige el límite de resistencia, su razón va relacionada con el valor que se reporta sobre los ensayos con los cuales se determinan esos límites de falla y que luego son reportados en catálogos,

estos valores publicados son valores medios por lo cual es necesario corregir ese límite.

$$C_{\text{confiabilidad}@99.9\%} = 0.753$$

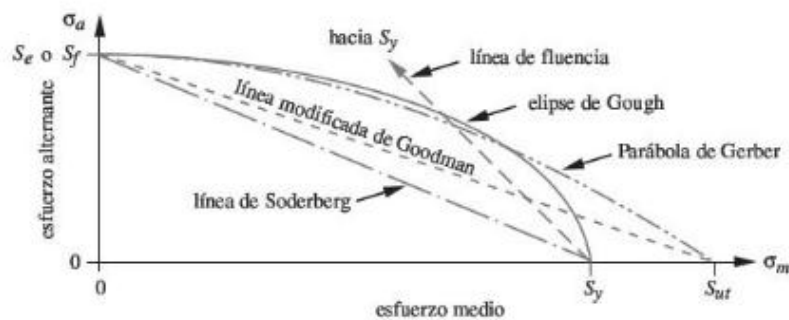
Una vez calculados estos valores, el valor corregido del límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = 181.365 \text{ [MPa]}$$

- Definir el modelo adecuado para calcular el factor de seguridad

Para el cálculo del factor de seguridad se usó la información contenida en el libro: “Diseño de Máquinas – Robert Norton” en donde aparece la siguiente gráfica:

**Figura 65. Líneas de falla**



Fuente: Diseño de máquinas-Robert Norton.

Para este caso se analizaron los escenarios de la anterior gráfica determinando que era recomendado desde la literatura trabajar el factor de seguridad desde la siguiente ecuación que utilizaba todos los casos posibles de falla:

**Ecuación 21. Factor de seguridad - Goodman modificado**

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_f} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

Esta ecuación corresponde al modelo modificado de Goodman que ilustra la forma en que  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  evolucionan en el tiempo hasta la falla. Como son dos



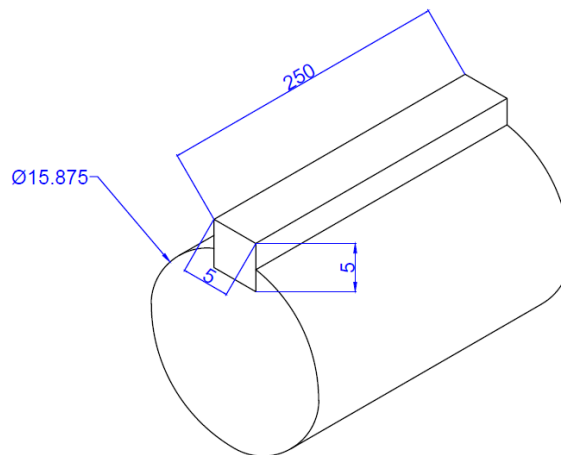
**Tabla 17. Dimensiones estándar para cuñas**

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Fuente: Diseño de máquinas-Robert Norton

Cómo el diámetro del eje es de 15.875 mm, la cuña debe ser de 5 mm x 5 mm, y la profundidad se halla aplicando la recomendación de la norma ANSI B17.1 sobre cuñas, la longitud de la cuña debe ser al menos igual a 1.5 veces el diámetro del eje donde se asienta.

**Figura 67. Dimensiones básicas - Eje y chaveta**



Fuente. Los autores

- **Análisis de cargas**

Una chaveta puede fallar de dos formas:

- **Por cortante**

Para calcular el efecto cortante en la chaveta se usa la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = 2 * \frac{Torque}{\phi * A}$$

A: Área de cortante

El área de la chaveta para evaluar el efecto cortante, se halla multiplicando la longitud de la chaveta por el ancho de la chaveta.

Para calcular el factor de seguridad en la chaveta se usa la siguiente ecuación, aclarar que el material de la chaveta es AISI 1020, Sy=200 MPa.

**Ecuación 22. Factor de seguridad en chaveta - Falla por cortante**

$$N_f = \frac{0.5 * S_y * D * W * L}{2 * T} = \frac{0.5 * 200 * 10^6 * 0.015875 * 0.005 * 0.025}{2 * 3.8 * 1.018}$$

$N_f = 25.6$  Factor de seguridad, Falla por cortante

- **Por presión de contacto**

Para calcular el efecto de falla de presión por contacto se usa la siguiente ecuación para calcular el esfuerzo:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde el Área se calcula como la multiplicación de la altura media “H/2”y la longitud de la chaveta. Siendo así el factor de seguridad es:

**Ecuación 23 Factor de seguridad en chaveta - Falla por presión de contacto**

$$N_f = \frac{L * S_y * D * H}{4 * T} = \frac{0.025 * 200 * 10^6 * 0.015875 * 0.005}{4 * 3.8 * 1.018}$$

$$N_f = 30.3$$

Una vez hecho este análisis de cargas se concluye que las cuñas soportarán la carga a las que estará sometido el banco de pruebas.

### 9.1.7 Selección de la correa

Uno de los requisitos para el banco de pruebas es el tipo de transmisión por correas, por lo tanto es necesario hacer un debido proceso de selección de este elemento. Los siguientes datos hacen parte del diseño mecánico y son requisito para la selección de la correa:

- Potencia motor: 0.25 HP
- Relación de transmisión: 1:1
- RPM entrada= 1750 rpm
- Diámetro de polea: 2"
- Tiempo de uso: <2 horas
- Torque en régimen: 1.018 N.m
- Clase de trabajo: Ligero

Se usó la aplicación STARFLEX para la selección de correas trapezoidales que brinda la empresa Poleas y Mangueras, y para el cálculo exige los siguientes datos al ejecutar:

**Figura 68. Aplicación para el cálculo de correas Starflex**



The image shows a software window titled "Cálculo de Correas Starflex". It features a tabbed interface with the following tabs: "Transmisión", "Factores de Servicio", "Tipo de Correa", and "Dónde comprar". The "Factores de Servicio" tab is active, displaying input fields for "R.P.M Eje Motriz", "DPM", "R.P.M Eje Conducido", and "DPC". Below the input fields, there is a note: "En este paso debe entrar solamente tres valores." and a "Continuar" button. At the bottom, there is a legend defining the abbreviations: "R.P.M: Revoluciones por minuto.", "DPM: Diámetro polea motriz en pulgadas (polea en el motor)", and "DPC: Diámetro polea conducida en pulgadas (polea en la máquina)". The Starflex logo and "PRODUCTOS INDUSTRIALES" are displayed at the bottom of the window.

Fuente: Starflex – Productos industriales

Al ingresar los datos que exige la primera ventana, se procede a llenar la parte de los factores de servicio:

**Figura 69. Factores de servicio - Proceso de selección de correas**

Transmisión Factores de Servicio: Tipo de Correa Dónde comprar

HSD: Menos de 10 PA: Normal

CT: Ligero PM: 0.25 HP

HSD: Horas de Servicio Diarias. PA: Par de Arranque.  
CT: Clase de Trabajo PM: Potencia del Motor.

Continuar

Fuente: Starflex – Productos industriales

La aplicación entrega un resultado en donde se puede apreciar lo siguiente:

**Figura 70. Resultados del proceso de selección**

Transmisión Factores de Servicio: Tipo de Correa Dónde comprar

Tipo de Correa: M

El tipo de correa mostrado es sugerido, usted puede cambiarlo de acuerdo a sus requerimientos

Ver Imagen

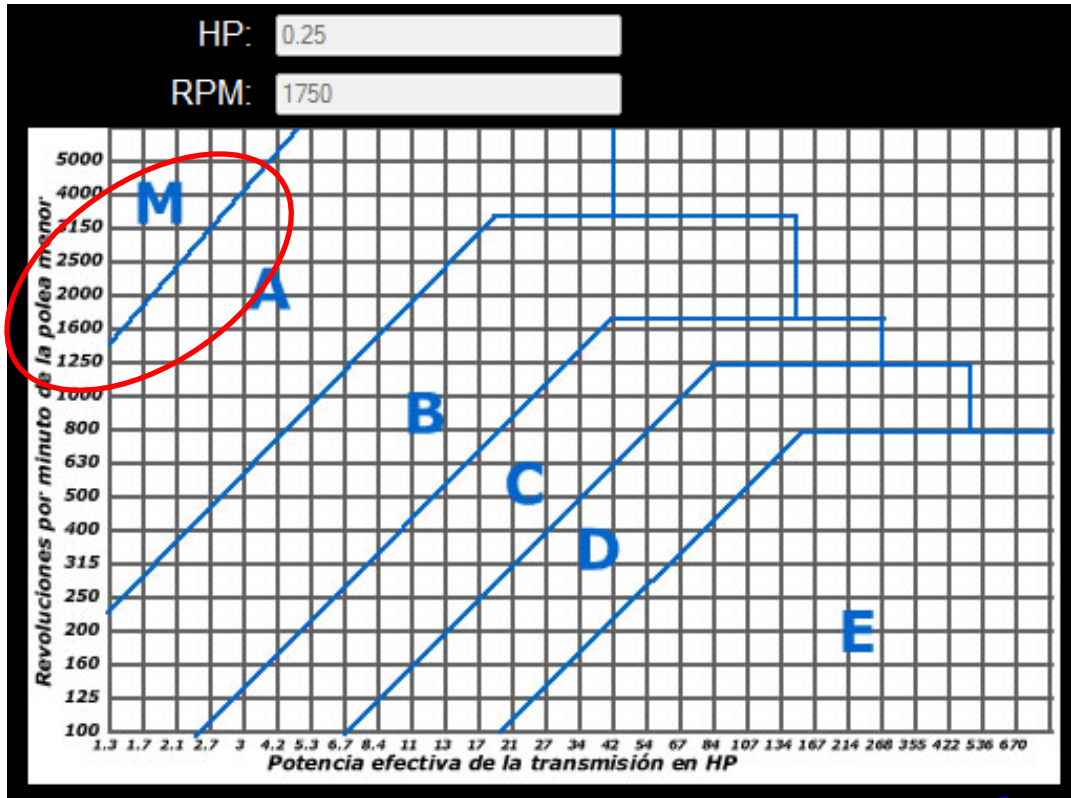
Haga clic en ver imagen para información precisa acerca del tipo de correa a escoger.

CALCULAR

Fuente: Starflex – Productos industriales

La aplicación recomienda que la correa para esas condiciones de trabajo es la correa tipo M, para verificar este proceso se da click en “ver imagen”

Figura 71. Curva para la selección del perfil de la correa



Fuente: Starflex – Productos industriales

Para acceder a la selección del tipo de correa, es necesario conocer que la potencia efectiva, es el producto de la potencia del motor por un factor de servicio. Esto se selecciona teniendo en cuenta el tipo de máquina y la operación que va a tener.

**Tabla 18. Factor de corrección de potencia**

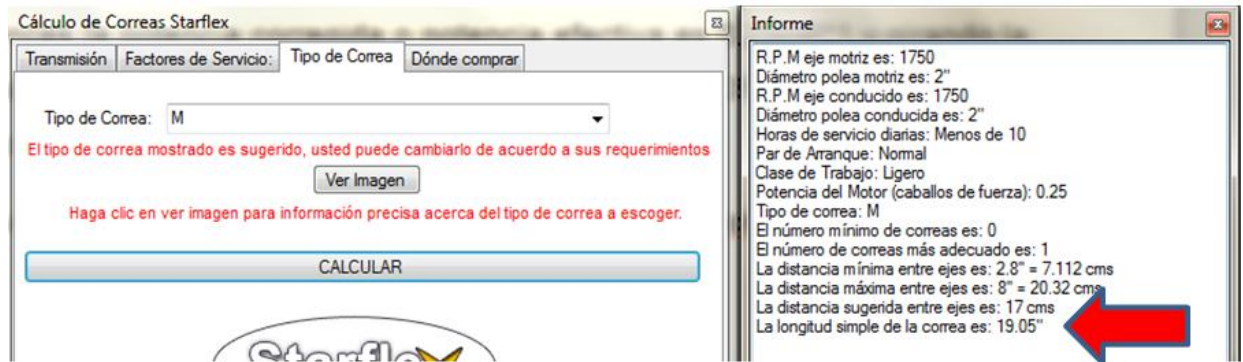
Tabla N° 3 - Coeficiente de corrección de la potencia						
Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos; fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alternada, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas. Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenuzadoras, sierras y máquinas para elaboración de madera, máquinas textiles.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6

Fuente: [http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo\\_Correas\\_industriales.pdf](http://www.dunlop.com.ar/catalogos/Catalogo_Correas_industriales.pdf)

Entonces la potencia corregida o potencia efectiva es  $0.25\text{HP} \times 1$  y girando la polea a 1750 rpm. Analizando estos valores en la Figura 28, la correa debe ser de tipo M.

El número de la correa se calcula mediante la aplicación.

**Figura 72. Informe de selección de la correa**



Fuente: Starflex – Productos industriales

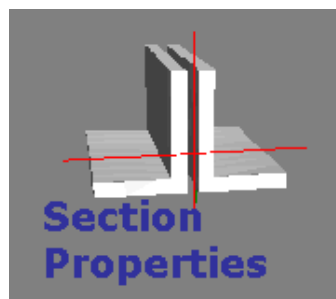
La referencia de la correa es M19 y una distancia entre ejes sugerida de 170 mm.

### 9.1.8 Cálculo velocidades críticas

El cálculo de las velocidades críticas es un procedimiento que involucra el cálculo de deformaciones estáticas, para poder hallar la primera velocidad crítica se usó el programa MDSolids.

Primer paso es configurar las propiedades de la sección, así el programa podrá identificar las unidades.

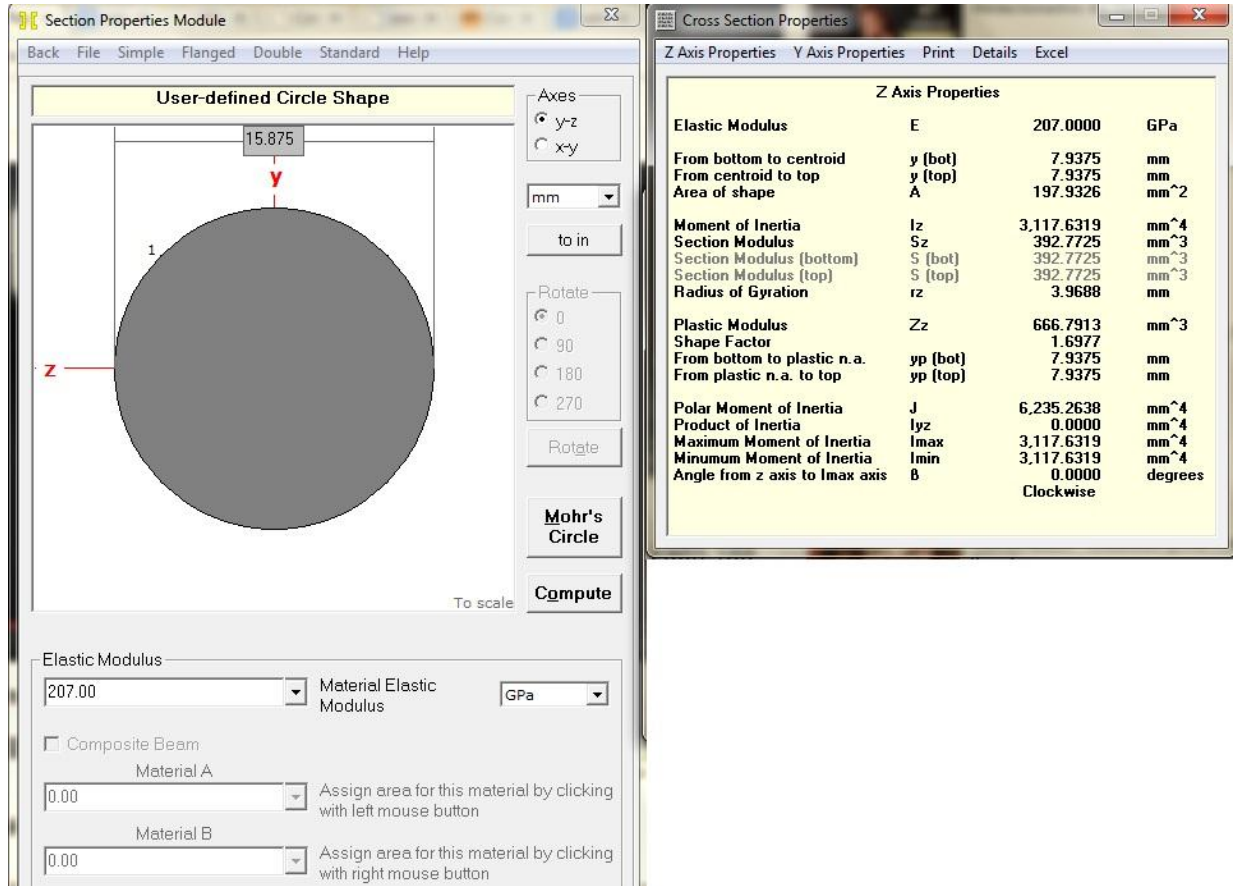
**Figura 73. Acceso a propiedades de la sección transversal**



Fuente: MDSolids

El resultado de acceder a configurar la sección transversal, es un cálculo detallado del material, datos importantes que se usarán al hallar la deformación en el eje.

**Figura 74. Propiedades de la sección transversal del eje**



Fuente: Autores

Ingresados estos parámetros, el programa calcula los diagramas de deflexión correspondientes a cada plano, las unidades serán milímetros. Para calcular las frecuencias naturales se tiene en cuenta la masa de la sección de apoyo para el alineador.

La velocidad crítica se calcula como:

**Ecuación 24. Velocidad crítica**

$$\omega = \sqrt{\left(\frac{\text{gravedad}}{\text{deformación}}\right)} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]$$

Donde  $W_i$  es el peso de la masa  $i$

- **Dunkerley**

Para hallar la velocidad por el método de Dunkerley se usa la siguiente ecuación:

**Ecuación 25. Velocidad crítica - Dunkerley**

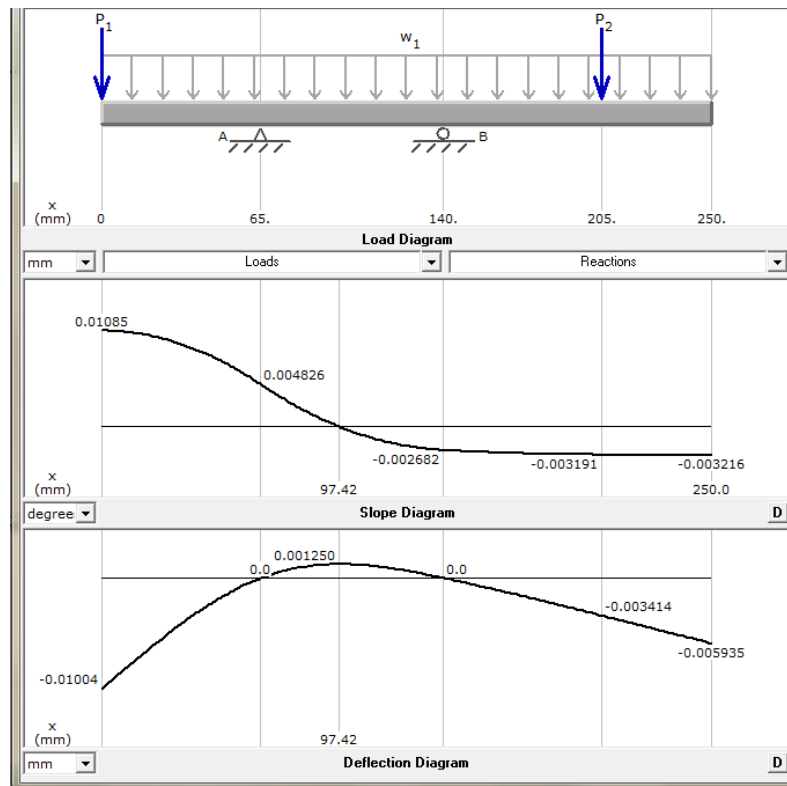
$$\frac{1}{w^2} = \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2} \dots + \frac{1}{N_n^2}$$

El procedimiento será calcular para una sola masa (la que presente mayor deformación) y si es el caso se usará el criterio de Dunkerley para mayor precisión, ya que si la velocidad crítica es mucho mayor a 1750 (rpm motor), no tendría sentido seguir calculando velocidades que están muy por encima de ese valor.

Los diagramas de deflexión para cada eje en cada plano son los siguientes:

- **Eje primario**

**Figura 75. Deflexión del eje primario en plano XY**



Fuente: Autores

Las deformaciones obtenidas son:

**Tabla 19. Deflexiones del eje primario en plano XY**

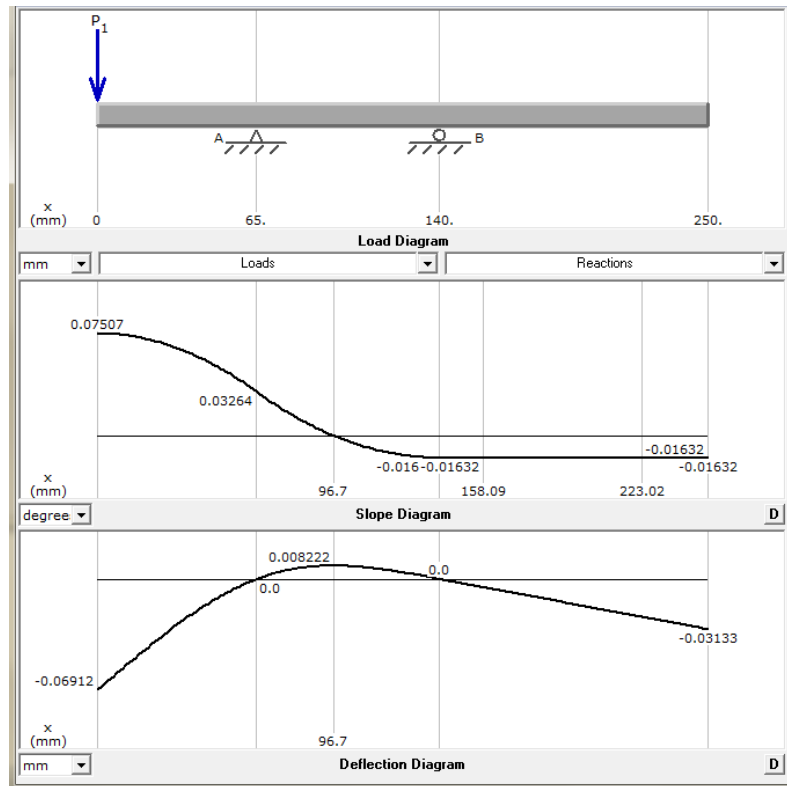
DEFLEXIÓN	MAGNITUD [mm]
1	0.01004
2	0.001250
3	0.005935

Fuente. Los autores

La velocidad crítica encontrada en este plano es de 9439 rpm como única masa la deflexión 1.

El valor está 5,4 veces por encima de la velocidad de operación, no habría problema en cuanto a la velocidad de operación a 1750 pues esta resonancia no se va a alcanzar en operación.

**Figura 76. Deflexión del eje primario en plano XZ**



Fuente. Los autores

Las deflexiones obtenidas para este plano son:

**Tabla 20. Deflexiones del eje primario en plano XZ**

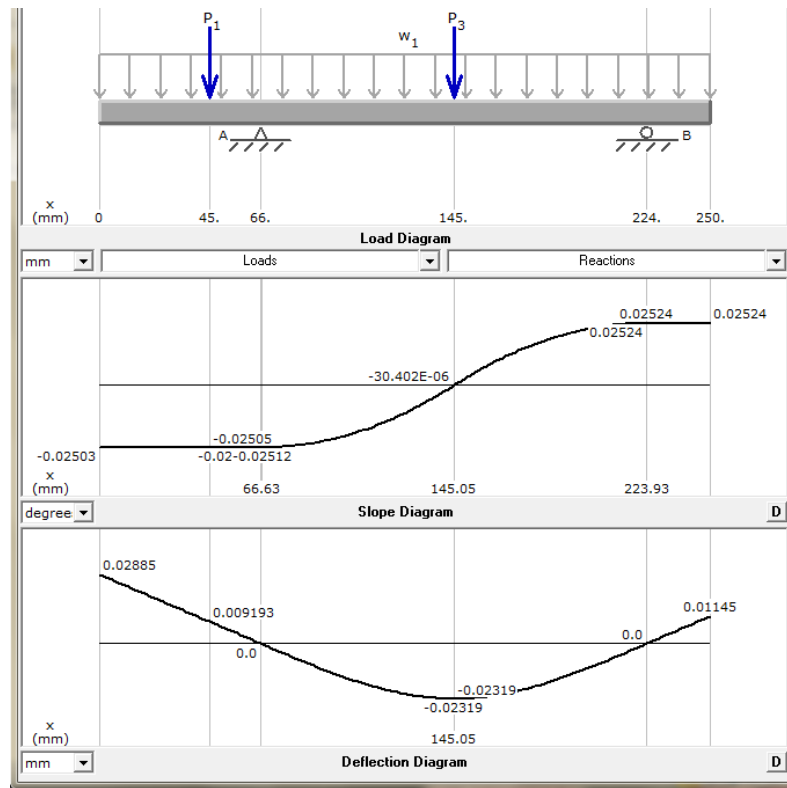
DEFLEXIÓN	MAGNITUD [mm]
1	0.06912
2	0.00822
3	0.03133

Fuente. Los autores

La velocidad crítica en este plano es 3598 rpm calculadas con la deformación de 0.06912 mm

El valor de esta velocidad es 2,1 veces la velocidad de operación del banco, no habrá resonancia en este caso pues nunca se alcanzarán estos valores de operación.

**Figura 77. Deflexión del eje secundario en plano XY**



Fuente. Los autores

Las deflexiones encontradas en el plano XY para este eje son:

**Tabla 21. Deflexiones del eje secundario en plano XY**

DEFLEXIÓN	MAGNITUD [mm]
1	0.02885
2	0.02319
3	0.01145

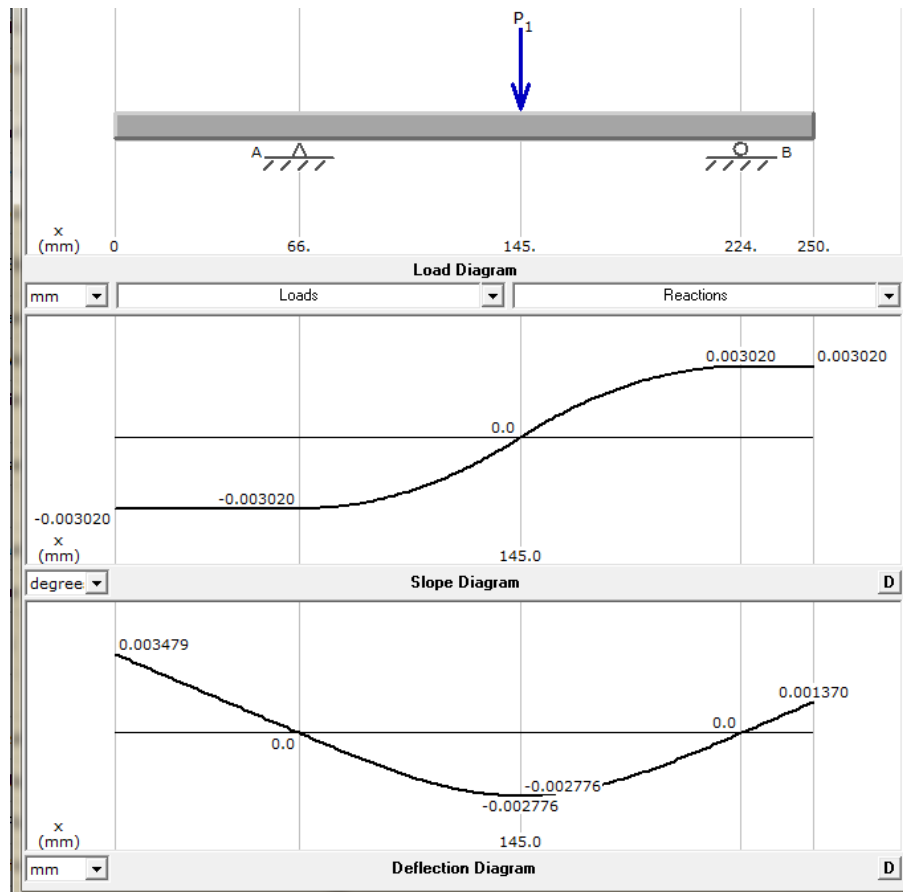
Fuente. Los autores

La velocidad crítica en este eje es de 5568.43 rpm calculadas con la deflexión máxima.

Es una velocidad elevada, considerando que la operación está en 1750 rpm, con lo cual se asegura que el banco de vibraciones no tendrá problemas de resonancia por velocidades críticas al pasar por esos puntos, pues la operación está por debajo de estos valores.

Las deflexiones en el plano XZ son mucho menores, como lo indica la siguiente figura, por lo cual no se le calculará la velocidad crítica pues será varias veces mayor a la velocidad crítica hallada por las deflexiones del plano XY.

Figura 78. Deflexiones en eje secundario - Plano XZ



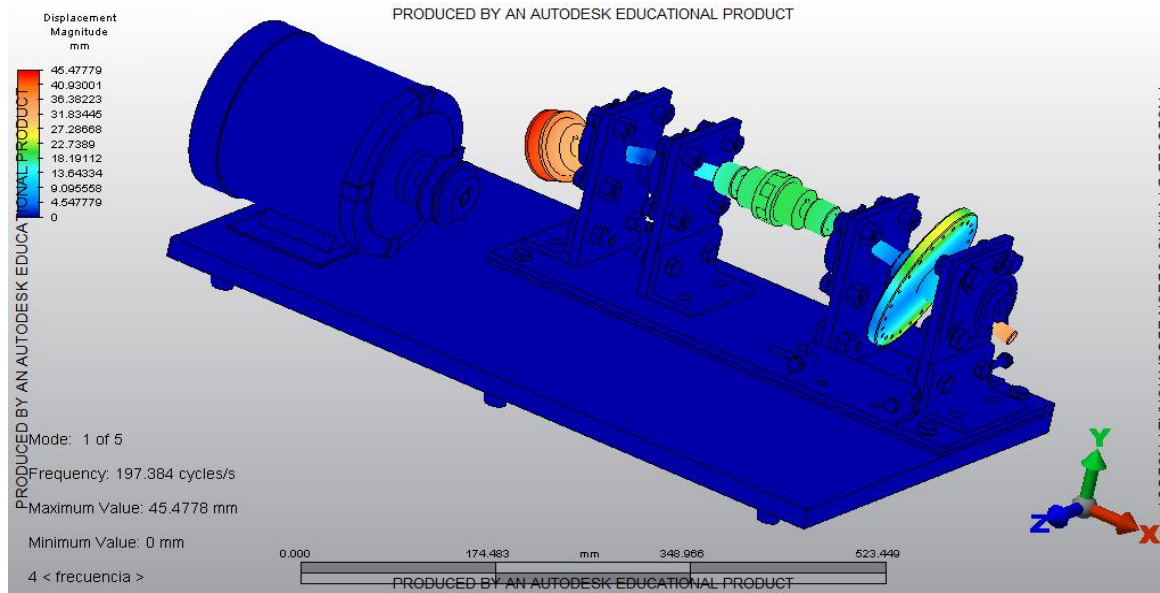
Fuente: Autores

### 9.1.9 Simulación de frecuencias

Para evaluar un comportamiento general de todo el banco se decidió realizar con el software Autodesk Simulation Multiphysics 2013, versión estudiantil, un análisis modal para determinar las frecuencias a las cuales el banco podría entrar en resonancia, los resultados son los siguientes:

- **Modo de vibración 1**

**Figura 79. Frecuencia natural fundamental del banco de vibraciones**

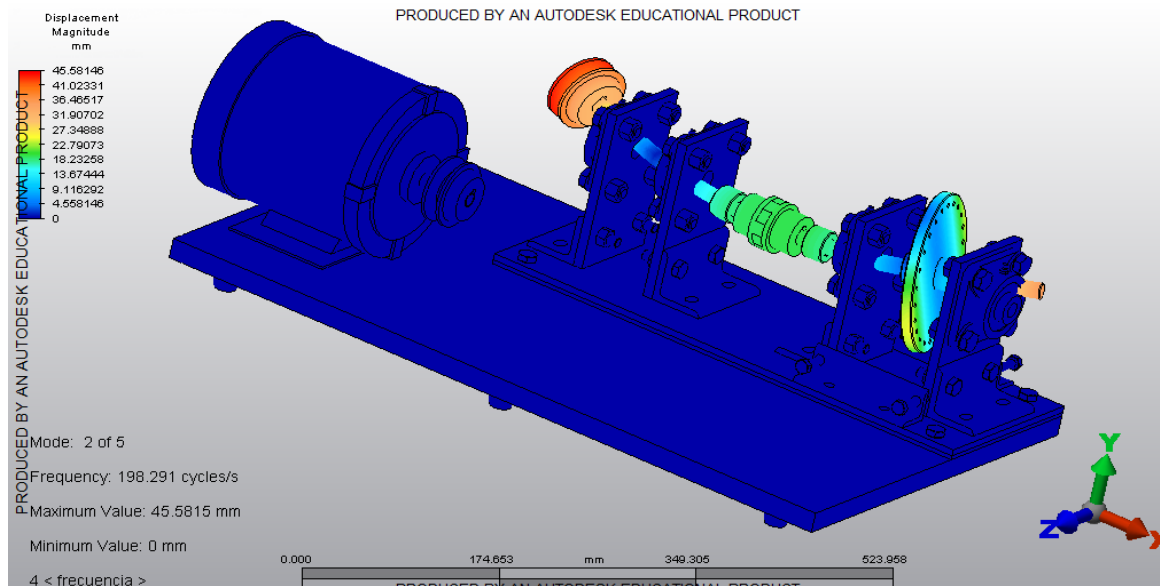


Fuente. Los autores

Se puede identificar de la anterior imagen que la frecuencia fundamental es de 197.384 Hz u 11843 rpm.

- **Modo de vibración 2**

**Figura 80. Modo de vibración 2 del banco de vibraciones**



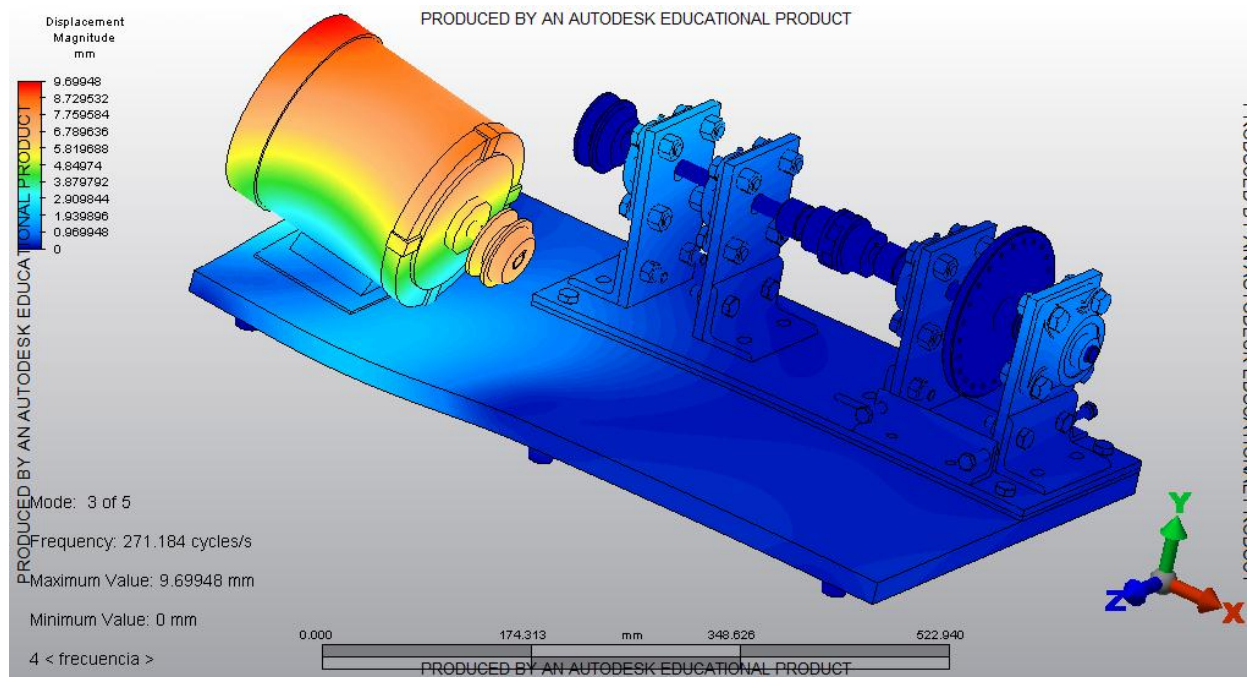
Fuente. Los autores

Al llegar a una frecuencia de 198.291 Hz el banco entra en su segunda resonancia, los desplazamientos que se producirían llegan hasta 40 mm según lo indicado en la imagen obtenida de la simulación.

- **Modo de vibración 3**

La simulación ahora entrega como resultado la excitación de un elemento que no había aparecido en los dos primeros modos de vibración, tal es el caso del motor.

**Figura 81. Modo de vibración 3 del banco de vibraciones**

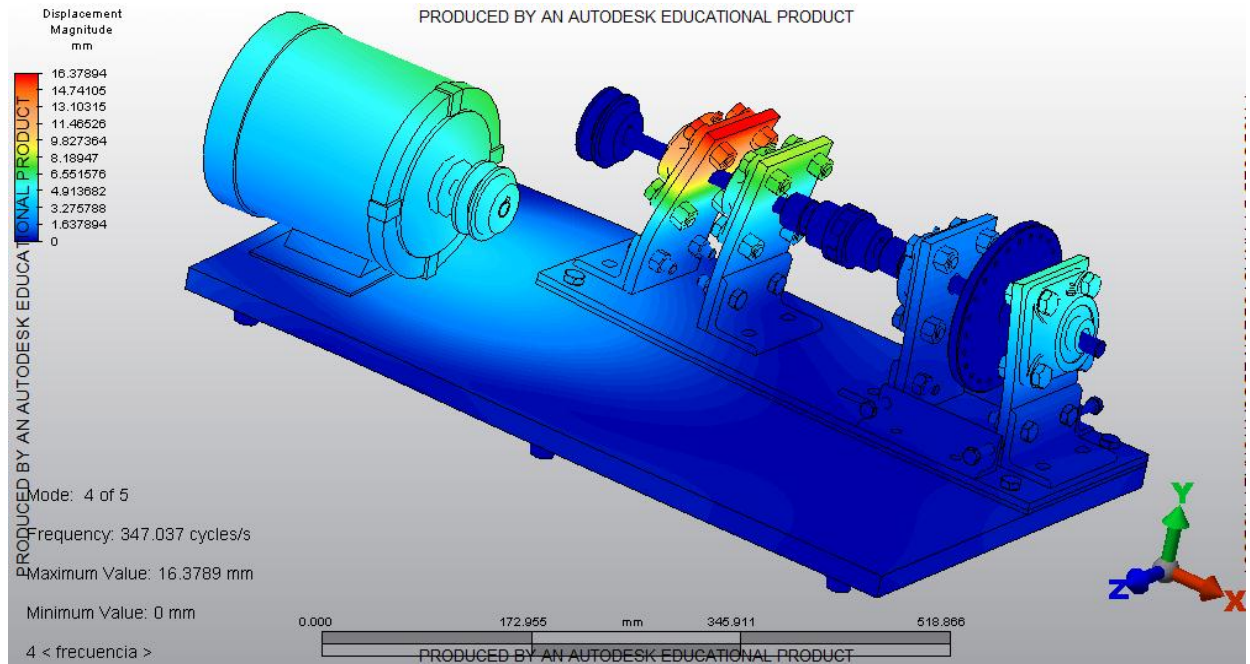


Fuente. Los autores

Cuando se llega a una frecuencia de excitación de 271.184 Hz se alcanza el tercer modo de vibración del banco. Sus efectos los recibe principalmente el motor y el lado en donde está apoyado.

- **Modo de vibración 4**

**Figura 82. Modo de vibración 4 del banco de vibraciones**



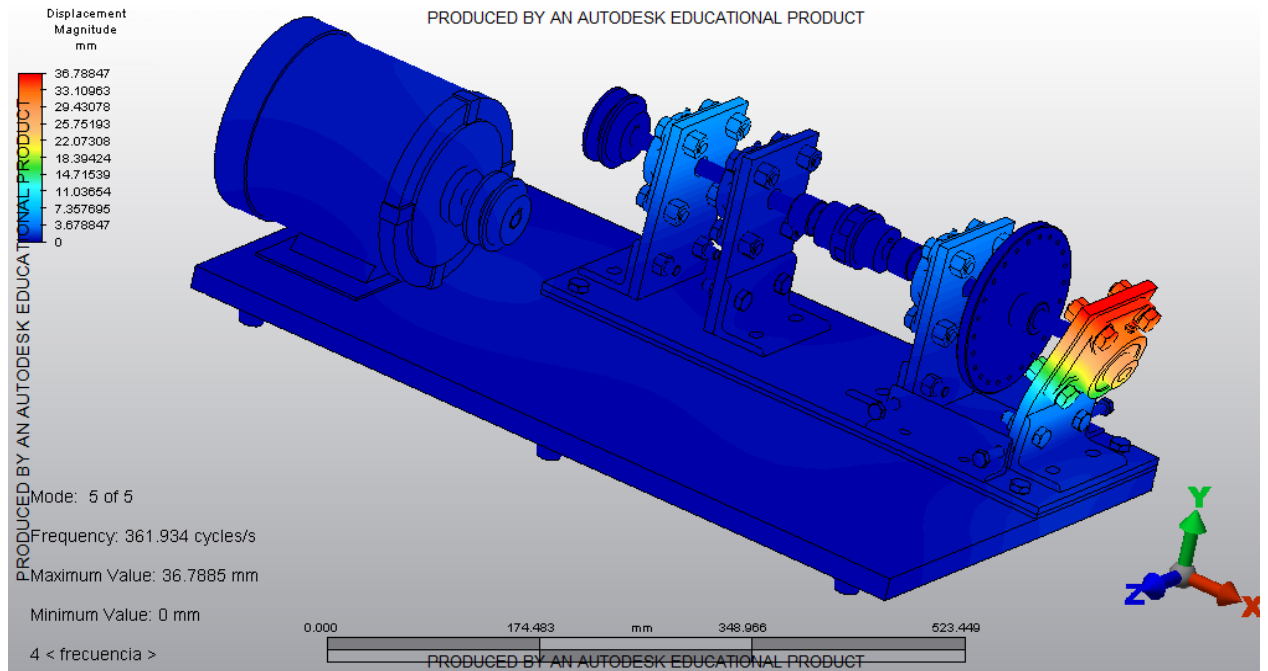
Fuente. Los autores

Al llegar a una frecuencia de 347.037 Hz se alcanza el cuarto modo de vibración según se observa en el resultado de la simulación. Es claro ver que los efectos de deformación los recibe el apoyo que tiene mayor fuerza aplicada.

- **Modo de vibración 5**

Cuando se llega a una frecuencia de excitación de casi 362 Hz se alcanza el quinto modo de vibración del sistema. La mayor deformación la sufre el apoyo de la etapa secundaria, como se aprecia en la imagen, resultado de la simulación:

**Figura 83. Modo de vibración 5 del banco de vibraciones**



Fuente. Los autores

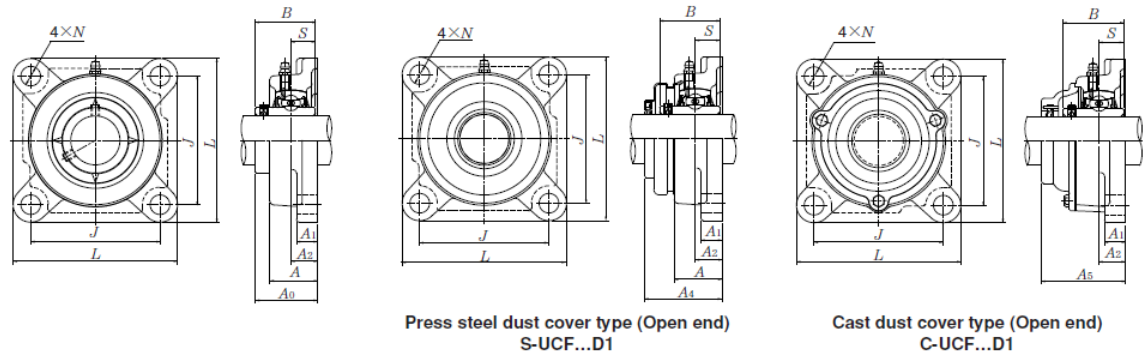
### 9.1.10 Selección y compra de partes.

- **Rodamientos**

Dado que este banco no maneja cargas elevadas, se preveía que dichos valores fueran bajos, se determinó anteriormente que el diámetro para el eje fuera de 5/8" porque los rodamientos se consiguen de esa medida. La marca de los rodamientos es NTN y las características generales de la unidad que lo conforma son las siguientes:

**Tabla 22. Unidad de rodamiento NTN**

Square flanged units cast housing  
Set screw type



Shaft dia. mm inch	Unit number <sup>1)</sup>	Nominal dimensions										Bolt size mm inch	Bearing number
		mm		inch									
		L	J	A <sub>2</sub>	A <sub>1</sub>	A	N	A <sub>0</sub>	B	S			
12 1/2	UCF201D1 UCF201-008D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 5/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1	
15 9/16 5/8	UCF202D1 UCF202-009D1 UCF202-010D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 5/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1	

Fuente: Catálogo NTN – Bearing units

De la anterior figura se obtiene la referencia del rodamiento: UC202-010D1. Se busca ahora en el catálogo virtual y los datos para diseño mecánico obtenidos son:

**Tabla 23. Rodamiento UC202-010D1**

BEARING DATA SHEET					
Bearing Insert - Set Screw Type					
NTN Part Number	UC202-010D1				
Weight	N/A (lbs) / N/A (kg)				
DIMENSIONS			FEATURES/OPTIONS		
DIMENSION	IMPERIAL	METRIC	OPTION	CODE	DESCRIPTION
Bore d	0.6250 (in)	15.875 (mm)	Bearing Insert	UC	Wide inner ring, set screw type, with flinger Light Relube Type
O.D.D.	1.8504 (in)	47.000 (mm)	Size	2	
Width B or W	1.2205 (in)	31.001 (mm)	Suffix	D1	
Shaft Diameter	0.6250 (in)	15.875 (mm)			
C	0.7087 (in)	18.001 (mm)			
rs min.	0.0240 (in)	0.610 (mm)			
r1s	0.5000 (in)	12.700 (mm)			
r2s	0.7200 (in)	18.288 (mm)			
S	0.1770 (in)	4.496 (mm)			
S1	No.10-32UNF	29.601 (mm)			
G	1.1654 (in)	5.207 (mm)			
ds	0.2050 (in)				
d4					
D1					
a					
b					
F					
BASIC LOAD RATINGS			LIMITING SPEEDS		
Static	1,500 (LBF)	6,672 (N)		Oil	N/A
Dynamic	2,890 (LBF)	12,855 (N)		Seals	N/A
				Grease	N/A

Fuente: <http://www.ntnamerica.com/products/bearing-search/bearing-search-results/datasheet?pid=70721&cid=BBRNS&ctc=B>

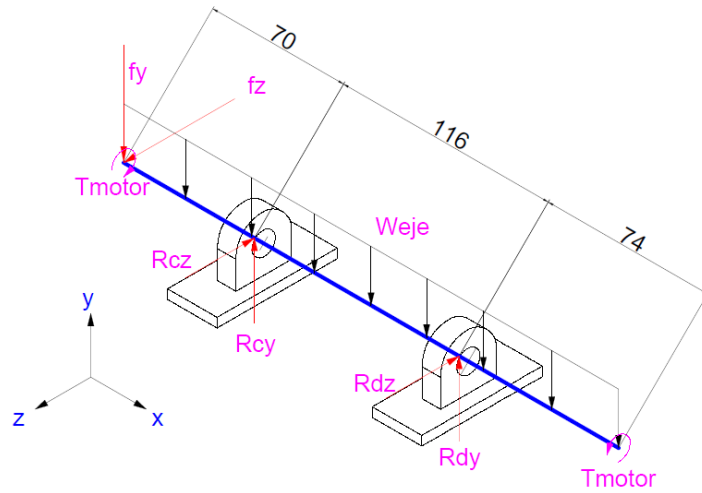
Ahora bien el coeficiente estático es de 6672 [N] y el coeficiente dinámico es de 12855 [N]. Se calcula mediante el procedimiento de catálogo el coeficiente de carga dinámica y estática y comprobar que son inferiores a los ofrecidos por el rodamiento.

Según el catálogo de la compañía NTN para seleccionar un rodamiento partiendo de la carga que soportará, el procedimiento a seguir es el siguiente\*:

- a. Calcular datos: velocidad de rotación del eje, cargas en el rodamiento.
- b. Calcular carga equivalente y carga dinámica

El eje gira a 1800 rpm y las cargas según el siguiente DCL hallado en el diseño de los ejes:

**Figura 84. DCL para seleccionar rodamientos**



Fuente. Los autores

$$R_{cy} = 59.413 [N] \quad Y \quad R_{cz} = 422.305 [N]$$

La carga equivalente se define como:

$$P_r = X * F, \quad X: \text{Factor de catálogo para rodamiento de bolas.}$$

$$X = 1 \quad y \quad F = 426.46 [N] \quad \Rightarrow \quad P_r = 426.46$$

Ahora mediante la siguiente tabla se obtiene el valor de  $L_{10h}$

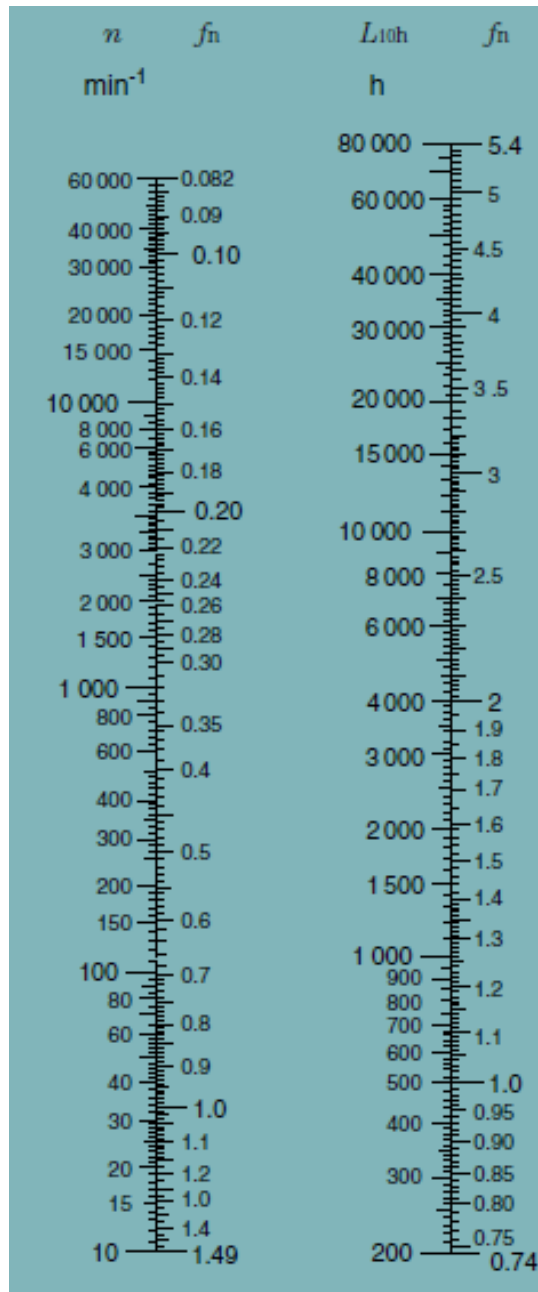
**Tabla 24. Tiempo de vida según el servicio**

Service classification	Machine application	Life time $L_n$
Machines used occasionally	Door mechanisms, Garage shutter	500
Equipment for short period or intermittent service interruption permissible	Household appliances, Electric hand tools, Agricultural machines, Lifting tackles in shops	4 000 ~ 8 000
Intermittent service machines-high reliability	Power-Station auxiliary equipment, Elevators, Conveyors, Deck cranes	8 000 ~ 14 000
Machines used for 8 hours a day, but not always in full operation	Ore wagon axles, Important gear units	14 000 ~ 20 000
Machines fully used for 8 hours	Blowers, General machinery in shops, Continuous operation cranes	20 000 ~ 30 000
Machines continuously used for 24 hours a day	Compressors, Pumps	50 000 ~ 60 000
Machines continuously used for 24 hours a day with maximum reliability	Power-station equipment, Water-supply equipment for urban areas, Mine ventilators	100 000 ~ 200 000

Fuente: Diseño de máquinas-Robert Norton

Como el banco de mediciones es un equipo usado por cortos periodos o de servicio intermedio, su tiempo de vida es de 4000 a 8000 ciclos. Con este valor se ingresa a la tabla de conversión:

**Figura 85. Vida de los rodamientos**



Fuente: Diseño de máquinas-Robert Norton

$$f_h = 2.16 \text{ Y } f_n = 0.265$$

Para calcular la capacidad de carga dinámica se usa la siguiente ecuación:

$$C_r = P_r * \frac{f_h}{f_n} = 2277.25$$

De acuerdo a la capacidad de carga dinámica se comprueba que la unidad de rodamiento UCF202-010D1 y su rodamiento de bolas UC202-010D1 se seleccionaron acertivamente. Por capacidad de carga estática, el valor proporcionado por la compañía NTN es 6672 [N], la carga radial que presenta el sistema es de 426.46 [N], por carga estática el rodamiento no debería fallar.

## **9.2 DISEÑO DEL SOFTWARE**

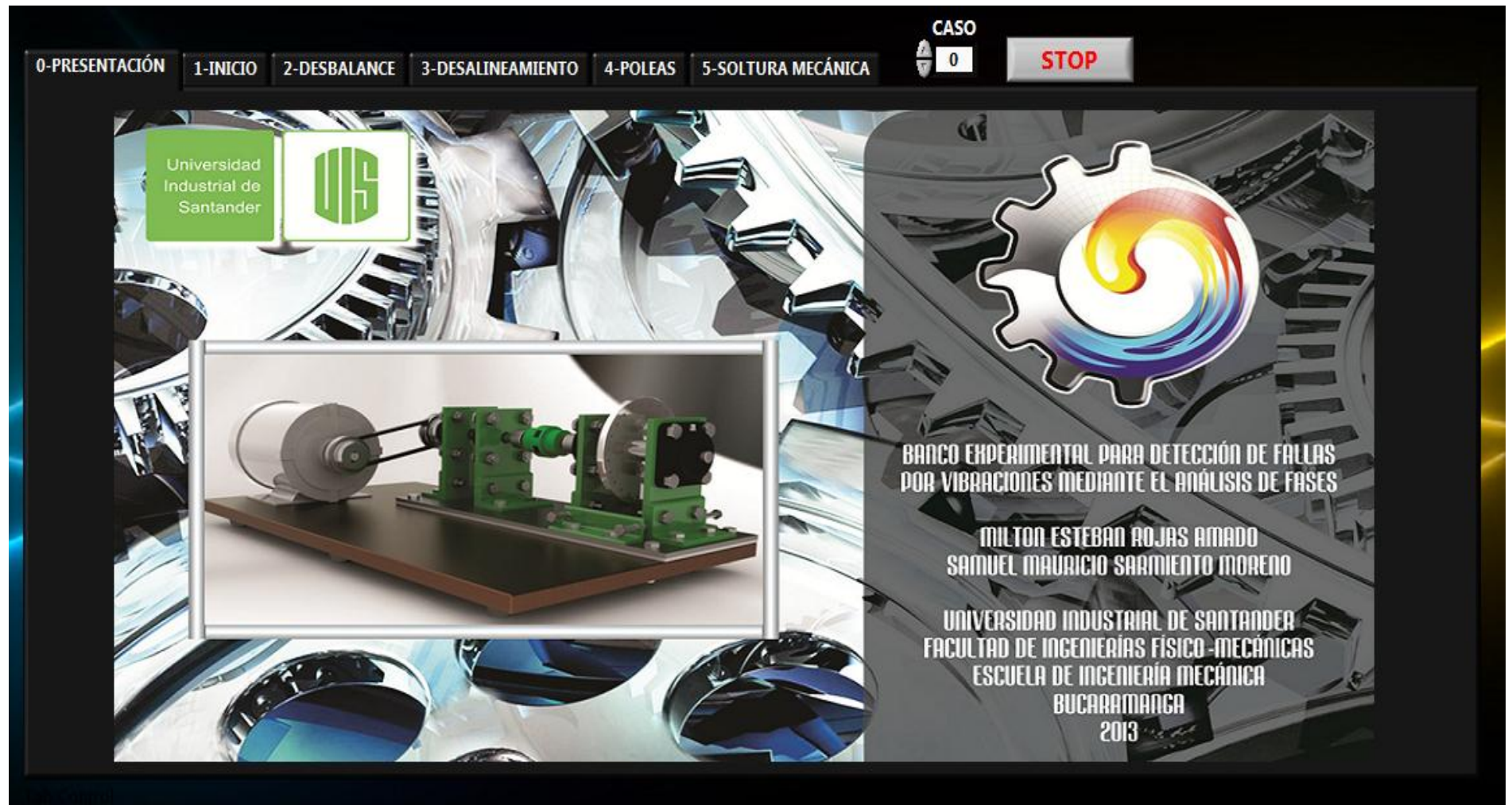
Para completar la cadena de medición, se requiere contar con un entorno que haga posible la visualización de los resultados de forma clara y comprensible. De esta necesidad surge la idea de generar una aplicación (.vi) basada en Labview que permita realizar el monitoreo de parámetros de vibración como amplitud y fase.

Labview permite crear un panel visual bastante sencillo, funcional y amigable con el usuario, lo cual conlleva a la interpretación de resultados más fácil y rápidamente. Ahora, desde el punto de vista de quien realiza la aplicación, es mucho más fácil que cualquier otro software de programación, precisamente porque la programación en Labview se hace de forma gráfica, por lo que se hace mediante configuración de bloques.

### **9.2.1 Entorno de monitoreo**

La interfaz donde se realiza el monitoreo de los parámetros de vibración cuenta con una serie de pestañas que identifican a cada uno de los módulos, a los cuales se accede mediante el pulsador “caso” o ingresando el número del módulo al que se desea acceder, los cuales van enumerados de 0 a 5 respectivamente. Adicionalmente, junto al selector de casos, se encuentra un pulsador de stop, con el cual el usuario puede detener la aplicación cuando así lo desee.

Figura 86. Módulo 0-Presentación



Fuente. Los autores

La aplicación recibe al usuario con una presentación del proyecto en el módulo 0, como se muestra en la imagen anterior.

Desplazándose al módulo 1 en el selector, se tendrá el módulo de inicio, donde se realiza el diagnóstico general del equipo si así se desea. Para ello se deberán ingresar los valores de fase observados captados para cada caso de análisis.

Con estos valores este módulo permitirá hacer una revisión global de la maquina indicando el estado de la misma mediante indicadores de presencia o ausencia de cada falla.

**Figura 87. Módulo 1-Inicio - Diagnóstico general**



Fuente. Los autores

Para poder realizar el monitoreo, es necesario desplazarse por los diferentes módulos, donde se realiza el análisis particular de cada falla. En ellos se podrá visualizar cuatro aspectos relativos al análisis, a saber:

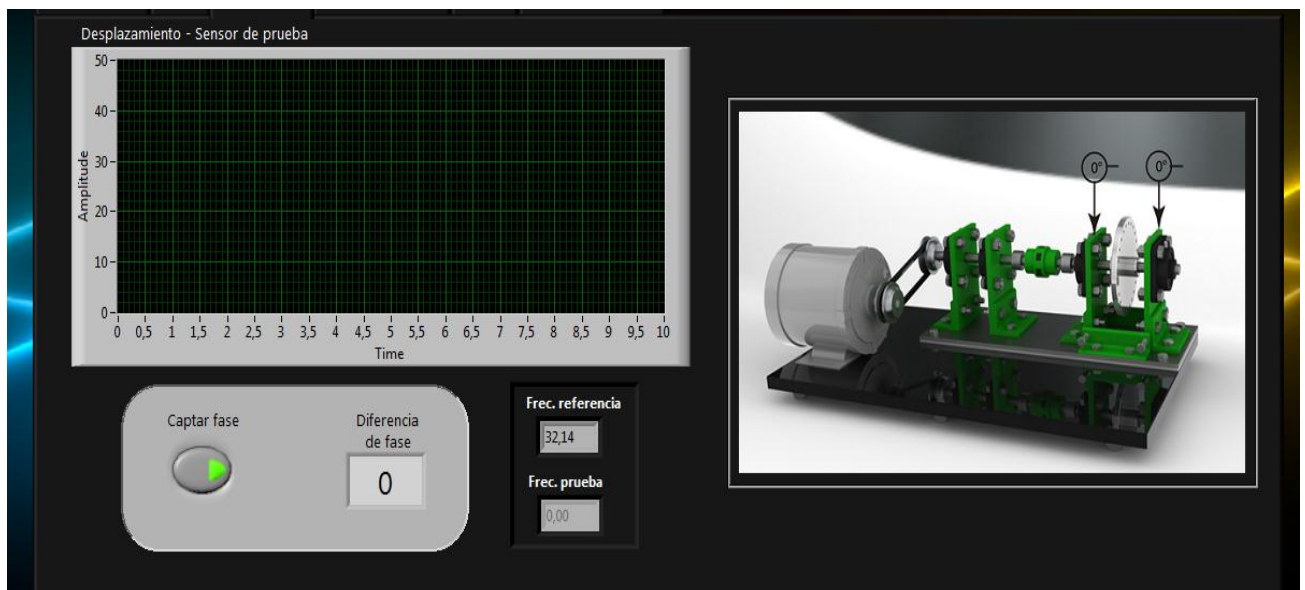
- **Espectro:** En este grafico se presenta la señal en dominio de la frecuencia con el fin de comprobar los resultados de la medición de fases.
- **Frecuencias registradas:** Dos indicadores estarán presentando la frecuencia detectada por cada uno de los sensores, brindando información

acerca de la velocidad de operación del equipo y por ende determinando el valor del 1X.

- **Ubicación de sensores:** Se presenta una imagen del banco donde se indica la posición y la dirección en que deben ubicarse los sensores para realizar el monitoreo correspondiente.
- **Lectura de fase:** En la parte inferior del módulo se encuentra el indicador de la diferencia de fase entre los dos sensores. Para iniciar el monitoreo en él, es necesario que el pulsador “Captar fase” se encuentre en verde, lo cual indica que está registrando los valores.

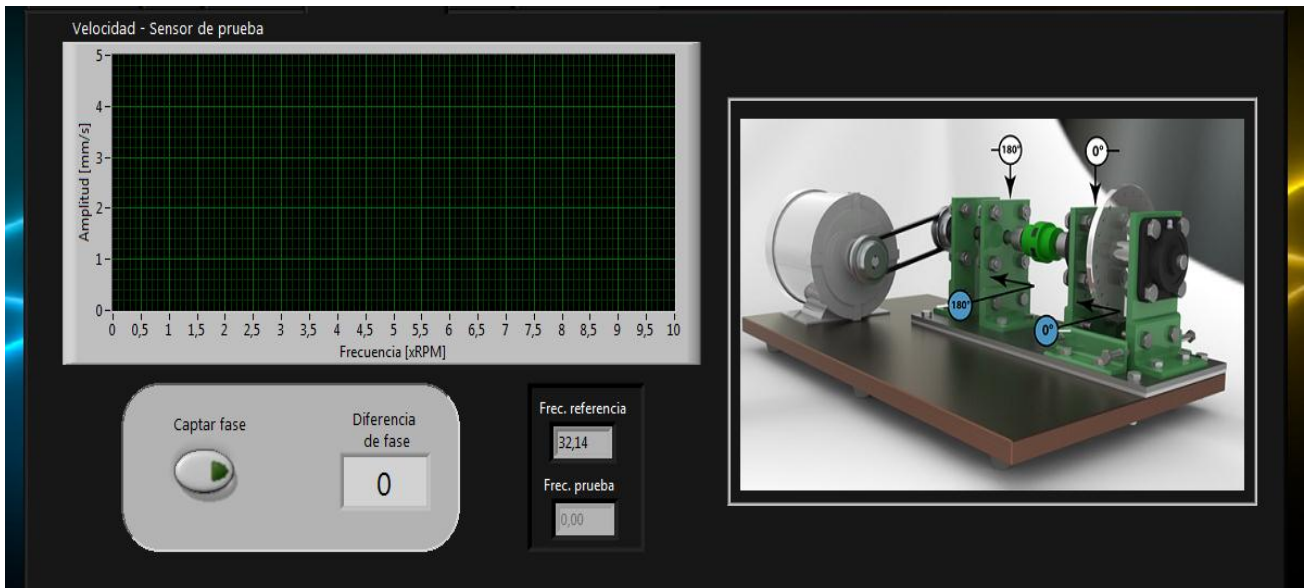
A continuación se muestra lo que ve el usuario en cada módulo de monitoreo de falla.

**Figura 88. Módulo de monitoreo de desbalance**



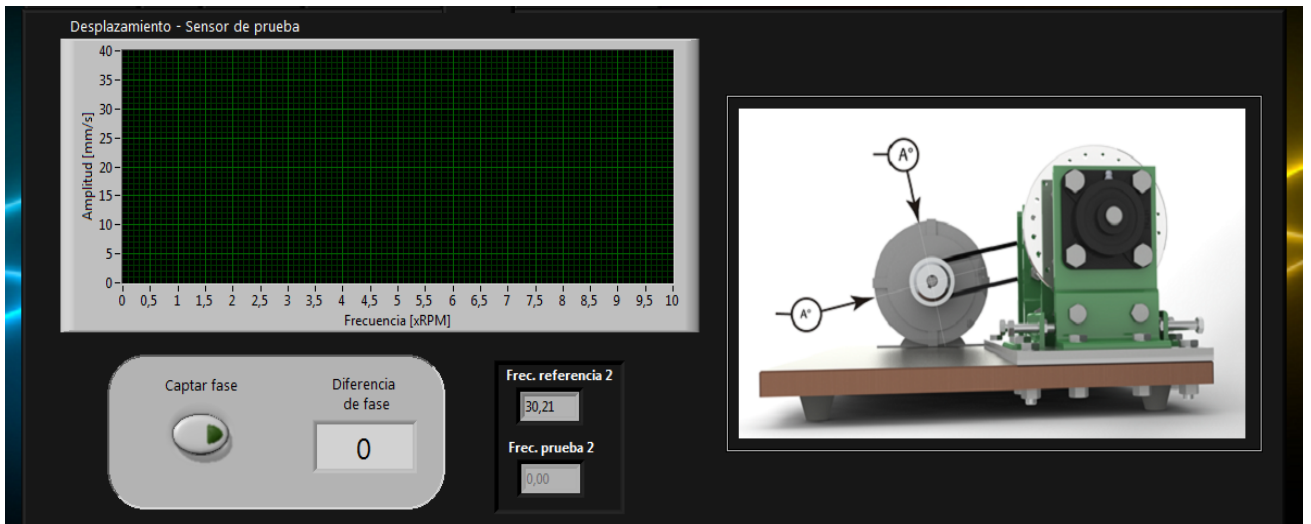
Fuente. Los autores

**Figura 89. Módulo de monitoreo de desalineamiento**



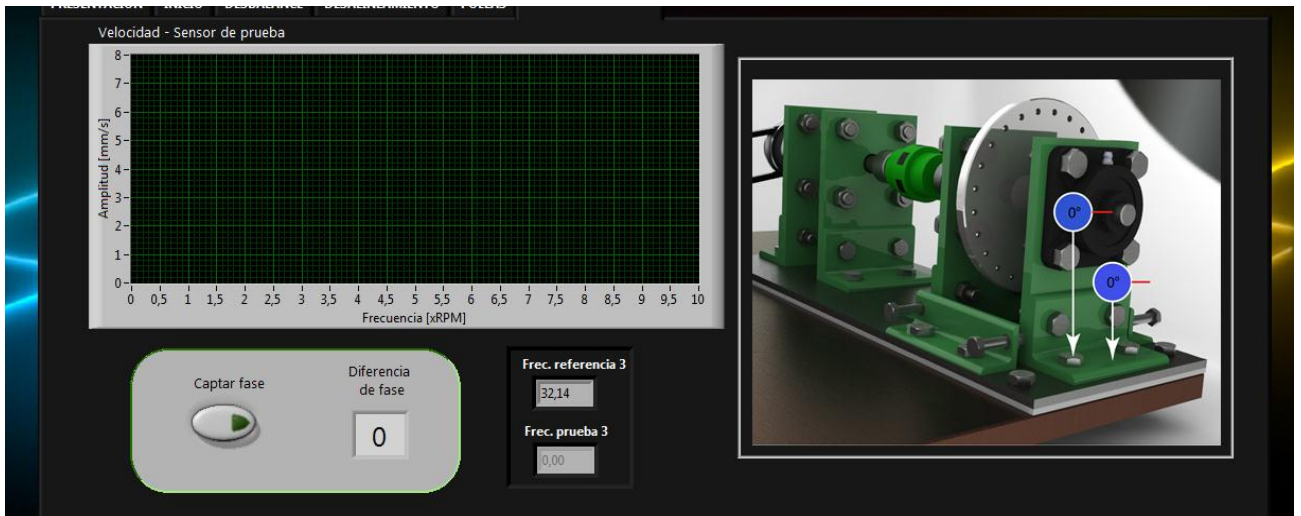
Fuente. Los autores

**Figura 90. Módulo de monitoreo de excentricidad en una polea**



Fuente. Los autores

**Figura 91. Módulo de monitoreo de soldadura mecánica**



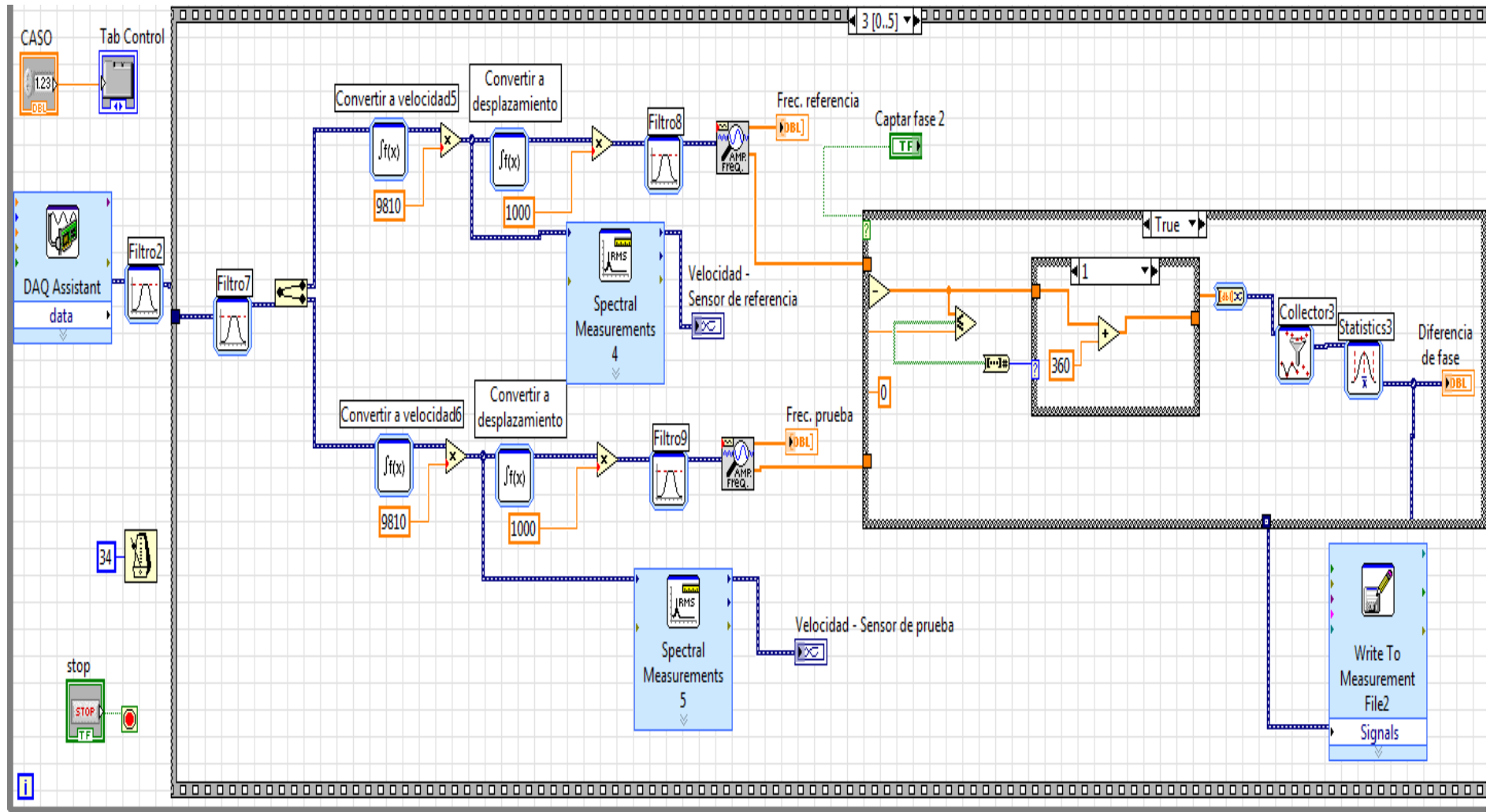
Fuente. Los autores

### 9.2.2 Programación de la aplicación

Como pudo observarse en la sección anterior, la aplicación cuenta con una serie de módulos de acuerdo a cada falla, pero en esencia la programación es la misma para cada uno de los módulos de monitoreo, mientras que el módulo 1-Inicio se trabaja diferente pues en él solo se presentan los resultados de diagnóstico.

A continuación se explica la configuración general de la aplicación en base a uno de los módulos de monitoreo y por otra parte se presenta el caso particular del módulo de diagnóstico.

Figura 92. Programación general de los módulos de monitoreo

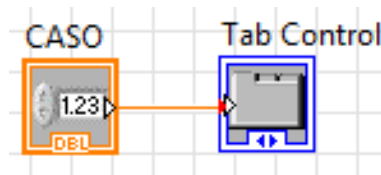


Fuente. Los autores

### 9.2.2.1 Programación de comandos generales

Globalmente la aplicación se ejecuta mediante un while loop, el cual permite que esta permanezca ejecutándose hasta que el usuario así lo determine por medio del “stop”. A su vez, la navegación por los módulos se realiza por medio de un selector de casos, en el cual se configuran las opciones de monitoreo de cada caso de falla a monitorear, así como la pantalla de presentación e inicio.

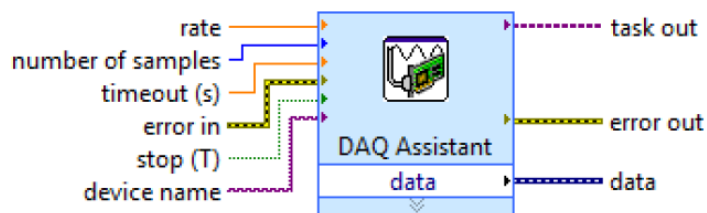
**Figura 93. Conjunto selector de modulo**



Fuente. Los autores

Otro parámetro global es la adquisición de las señales provenientes de los dos sensores, lo cual se hace mediante el modulo “DAQ assistant”, que permite capturar la información de forma “indefinida” al encontrarse dentro del while loop general. En este módulo se puede configurar el modo de adquisición, si se hará en continuo o para un número determinado de muestras, así como la frecuencia de muestreo. Para el caso particular, se realiza un monitoreo con resolución de 12500 líneas con una frecuencia de 12500 Hz y los filtros internos que posee el NI-9234 responden muy bien a esta configuración, y lo que se busca es evitar generar variaciones (atenuaciones) en las señales, siempre y cuando se satisfaga el teorema de Nyquist, como en efecto sucede.

**Figura 94. Bloque DAQ assistant**



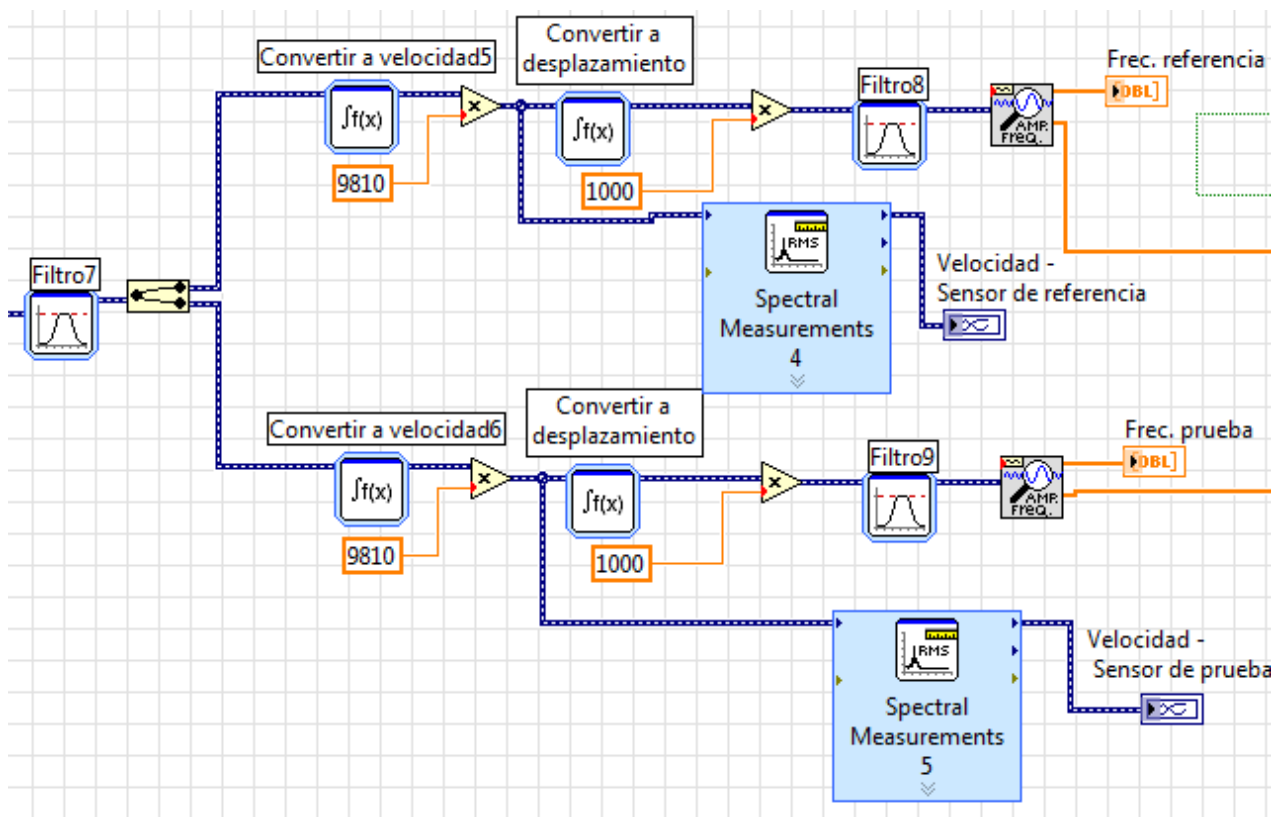
Fuente. Labview

Posterior al módulo de adquisición, se configura el <sup>3</sup>primer filtro para eliminar el ruido en la señal relacionado al funcionamiento del motor. Mientras que para permitir la visualización de la información en pantalla, se introduce un retardo (delay) para que no se genere un descontrol en los valores presentados.

### 9.2.2.2 Programación módulos de monitoreo

Luego de estas configuraciones generales, se ingresan las señales a cada caso de falla. Para ejemplificar la programación realizada, se hará mediante el módulo de desalineamiento y se harán las aclaraciones de lo que diferencia a los demás módulos.

**Figura 95. Tratamiento de las señales**



Fuente. Los autores

<sup>3</sup> Filtro Band stop (119-121 HZ). Ver ANEXO C Filtrado de señales.

En la parte inicial del tratamiento que se da a las señales adquiridas se encuentra el <sup>4</sup>segundo filtro, mediante el cual se elimina el ruido propio de la respuesta de los sensores empleados.

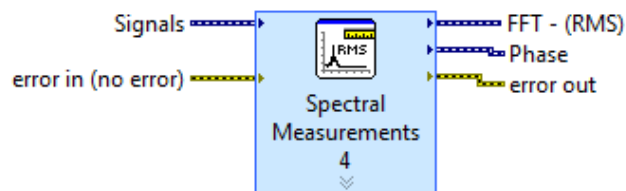
A partir de allí, se trata la señal de cada canal de adquisición por aparte, con el fin de obtener información propia de cada sensor.

Lo primero que se hace es la conversión de la señal recibida, puesto que proviene en términos de aceleración. La información se requiere en velocidad y en desplazamiento. Esto se hace mediante integración de la señal y multiplicación por las constantes correspondientes.

Para el análisis de desbalance y excentricidad en poleas, se obtiene mayor utilidad si la información se encuentra en desplazamiento, mientras que para las demás fallas es más diciente si los valores se presentan en velocidad. Siendo así, para la primera condición los espectros se obtienen a partir de la doble integración de la señal, mientras que para los otros casos, se hace luego de la primera integración.

Para presentar las gráficas espectrales, se hace mediante el bloque “Spectral measurements”, el cual aplica la transformada rápida de Fourier a la señal recibida y permite configurar la manera como se presenta

**Figura 96. Bloque Spectral measurements**



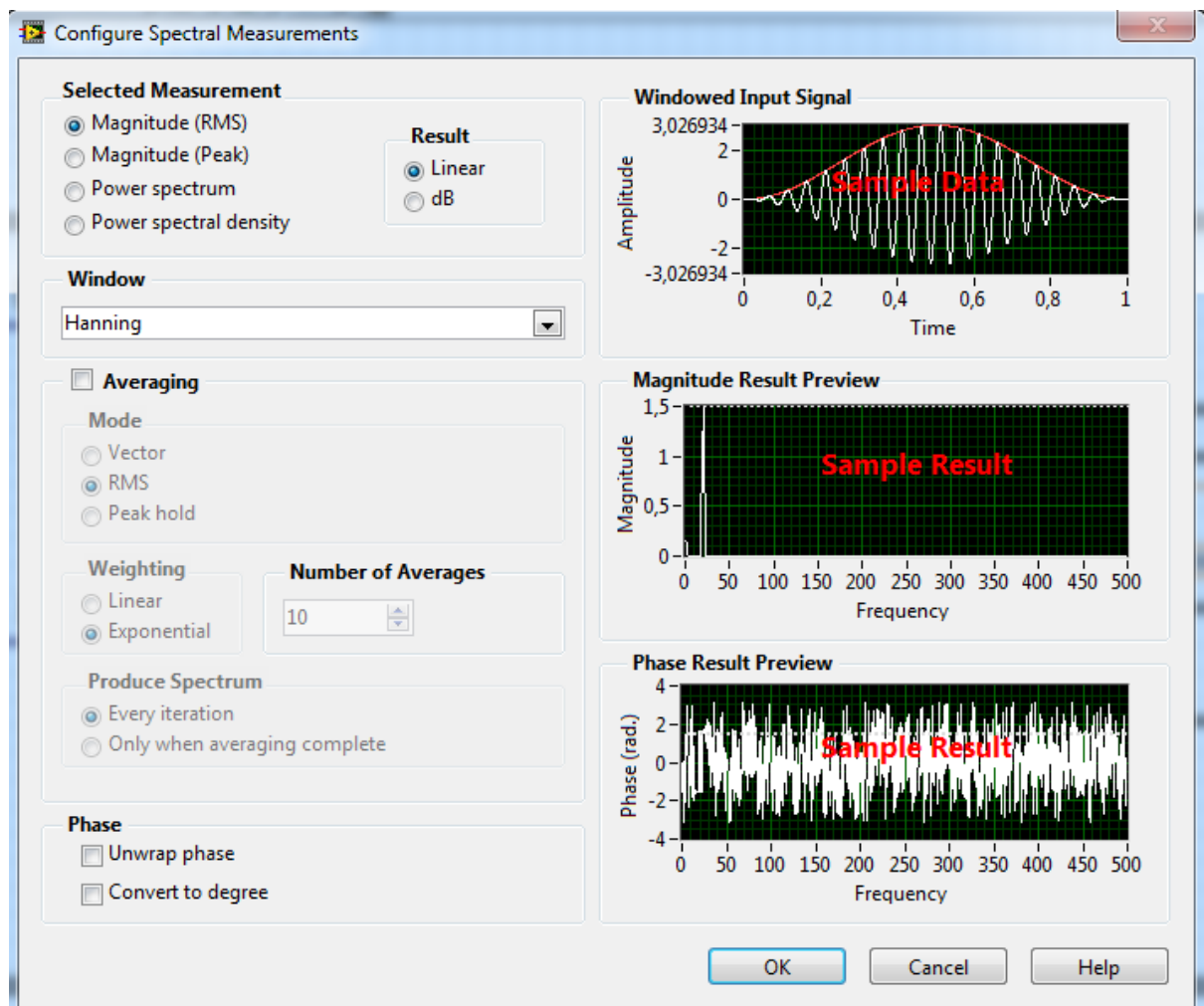
Fuente. Labview

Para el caso de análisis de desplazamiento se debe hacer en nivel pico, mientras que para el análisis en velocidad se realiza en RMS, lo cual se configura internamente en las propiedades del bloque anterior, así como el tipo de ventana

<sup>4</sup> Filtro pasa banda (10-1500 HZ). Ver ANEXO C Filtrado de señales.

para presentar la información, siendo la Hanning la más usada en el análisis de vibraciones mecánicas. Es posible también configurar la gráfica para hacer capturas de un solo espectro ya sea por corrida o por iteración. De ser así se deben configurar estas opciones y el número de promedios que se desea que haga el sistema antes de presentar un resultado. Como ya se ha mencionado anteriormente, el monitoreo se realiza en continuo, por lo que solo se configura el nivel de medición.

**Figura 97. Configuración del espectro**

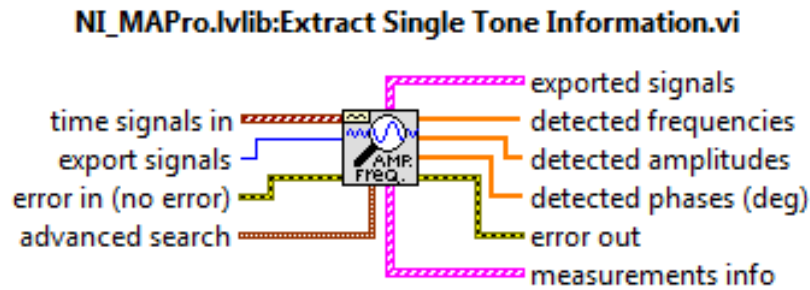


Fuente. Labview

Para visualizar a qué velocidad está operando el equipo y obtener la fase de cada señal, se utiliza el bloque de extracción de tonos. Pero para esto se debe tener en

cuenta que este bloque captura la información del pico de mayor valor en el espectro, mientras que la información de interés corresponde a la frecuencia de operación (alrededor de 30 Hz). Para dar solución a esto, se emplea un <sup>5</sup>filtro pasa banda que permita que la señal no sea atenuada en un rango pequeño.

**Figura 98. Bloque de extracción de tono**



Fuente. Labview

Para obtener la diferencia de fase entre las dos señales, se hace una diferencia entre las lecturas, estos valores pasan por un colector de 500 muestras y luego se promedian. Esto se hace con el fin de evitar que el archivo que se genera para analizar tendencias no sea muy pesado y que en pantalla, el usuario alcance a leer un valor antes de que este cambie.

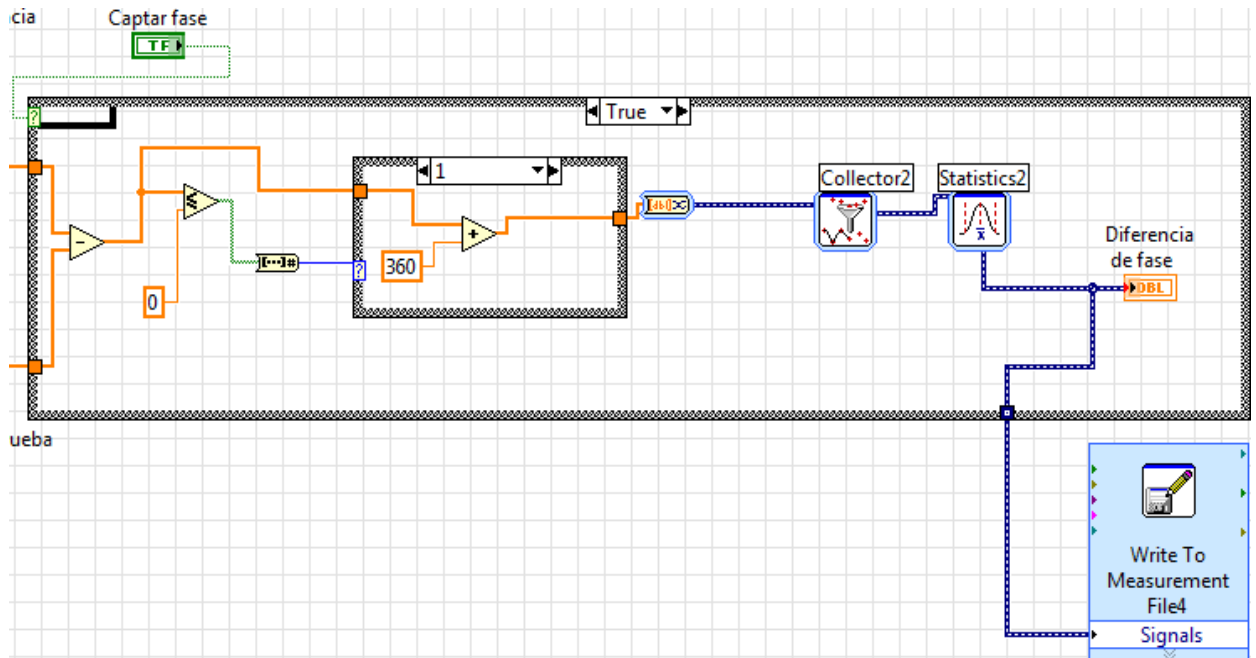
Hay que tener en cuenta que para el caso de desalineamiento, se presentan cambios en los valores que pueden pasar de  $-180^\circ$  a  $180^\circ$ , lo cual genera que un promedio de  $0^\circ$ , advirtiendo de un comportamiento que no corresponde con la falla. Por lo tanto, se introduce una condición que toma el valor absoluto de estos valores así: si la diferencia es negativa se le suman  $360^\circ$ , con lo cual se toma el valor positivo de ese ángulo sin alterar los resultados. Esta corrección no es aplicable a los demás módulos, puesto que los resultados oscilan en torno a  $0^\circ$ , lo cual ocasiona la situación opuesta a lo que se presenta en el desalineamiento, pues estarían dando como promedio valores alrededor de  $180^\circ$ .

Para analizar el comportamiento de las fases durante la duración de cada prueba, se incluyó el bloque de escritura a archivo basado en la medición (Write to

<sup>5</sup> Filtro Pasa banda (25-35 HZ). Ver ANEXO C Filtrado de señales.

measurement file), el cual genera un archivo .lvm que puede convertirse a .txt e incluso a .xls para realizar el análisis de tendencia requerido en la experimentación realizada.

**Figura 99. Diferencia de fases**



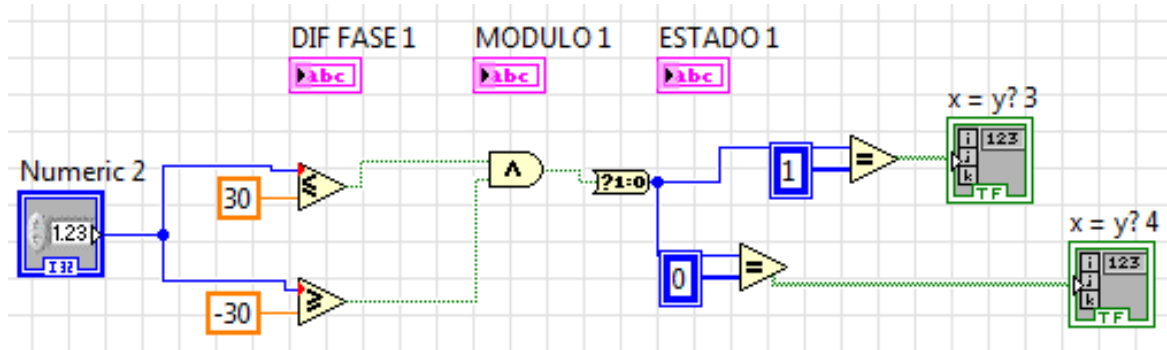
Fuente. Los autores

Para que el archivo no se genere con información “basura” se instaló un botón de mando (“Captar fase”) que activa la visualización en pantalla de los valores de fase, y a su vez da inicio a la escritura del archivo, cuando el usuario así lo determine.

### 9.2.2.3 Programación módulo de diagnóstico general

Como en este módulo debe verificarse la condición general del equipo, es necesario validar la información de fase captada en el monitoreo de cada falla. Para ello, básicamente se verifica que el valor que registre el usuario este dentro del rango teórico en que se da la falla para emitir la luz roja que alerta la presencia de la falla. A continuación se presenta la programación para uno de los casos de falla.

**Figura 100. Verificación de la condición de acuerdo a la fase registrada**



Fuente. Los autores

La validación se hace comparando el valor registrado por el usuario con los límites del rango. Cómo se debe cumplir que estas dos condiciones se satisfagan, se usa un condicional de respuesta booleana ("Y"), el cual arrojará un valor de 1 (uno) si se cumplen las dos condiciones y 0 (cero) si no es así.

Para dar el encendido del botón correcto se hace una comparación previa donde se determina si la respuesta booleana corresponde a la condición de encendido. En el caso de que se presente la falla se deberá haber obtenido un 1 que indique que el valor está en el rango de falla lo cual encenderá el indicador rojo (presencia de falla), mientras que mantiene apagado el indicador verde (buen estado). Si la respuesta booleana es 0, el encendido seguirá la lógica opuesta.

## 10. ENSAMBLE DEL BANCO EXPERIMENTAL

El montaje del banco tiene como primera instancia, la ubicación sobre la base de madera de las patas de goma que servirán como aisladores de vibración del banco hacia el medio, además de darle cierta altura al mismo con el fin de permitir el fácil apriete de los tornillos que anclan las placas de montaje, el motor y los soportes.

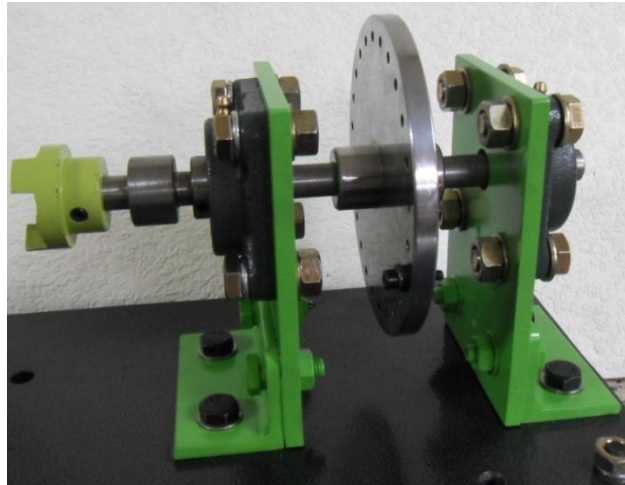
**Figura 101. Montaje de la base del banco**



Fuente. Los autores

El siguiente paso es el montaje de las chumaceras en los soportes, luego se hace pasar el eje por la primera chumacera y se monta el disco de balanceo sobre el eje sin dar apriete aun a los prisioneros, para luego montar el otro soporte. Teniendo este conjunto pre-ensamblado, se ubica en la placa base donde se centrara el disco para luego dar apriete a todo el conjunto y fijarlo a la base. Una vez hecho esto, se deja instalada la mitad del acople correspondiente a este segmento.

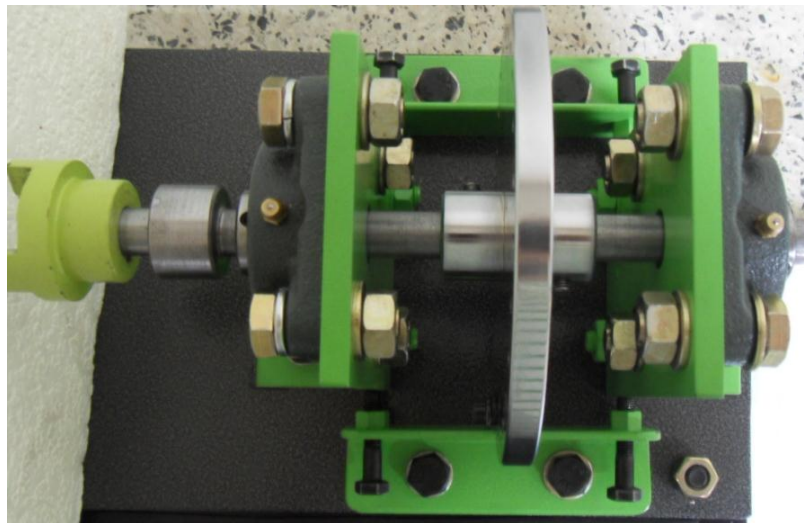
**Figura 102. Ensamble del disco de balanceo**



Fuente. Los autores

Adicionalmente en esta sección, se encuentra ubicado el mecanismo para generar el desalineamiento, por lo que se procede a fijarlos en su posición, a ambos lados de la sección recientemente montada.

**Figura 103. Montaje del mecanismo de alineación**

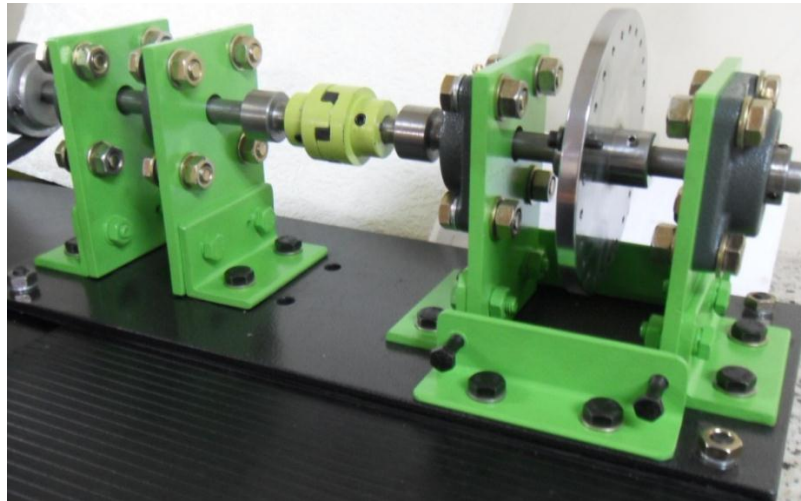


Fuente. Los autores

A continuación se realiza el ensamble del eje donde se ubica la polea conducida. Ubicando primero el eje en los soportes y luego la parte del acople correspondiente a este eje y la polea en el otro extremo. Posteriormente se ubica

el conjunto sobre la placa base realizando el acoplamiento con la sección del disco de balanceo y dando apriete a los elementos.

**Figura 104. Ensamble del conjunto de la polea conducida**



Fuente. Los autores

Por último, se lleva a cabo el montaje del motor sobre su respectiva placa base, ubicando sobre su eje la polea conductora. Antes de realizar la fijación de los elementos, debe prestarse especial atención a la alineación de las poleas para evitar esfuerzos indeseados que puedan llegar a generar desgastes prematuros de los elementos e incluso posibles ruidos en las señales a monitorear.

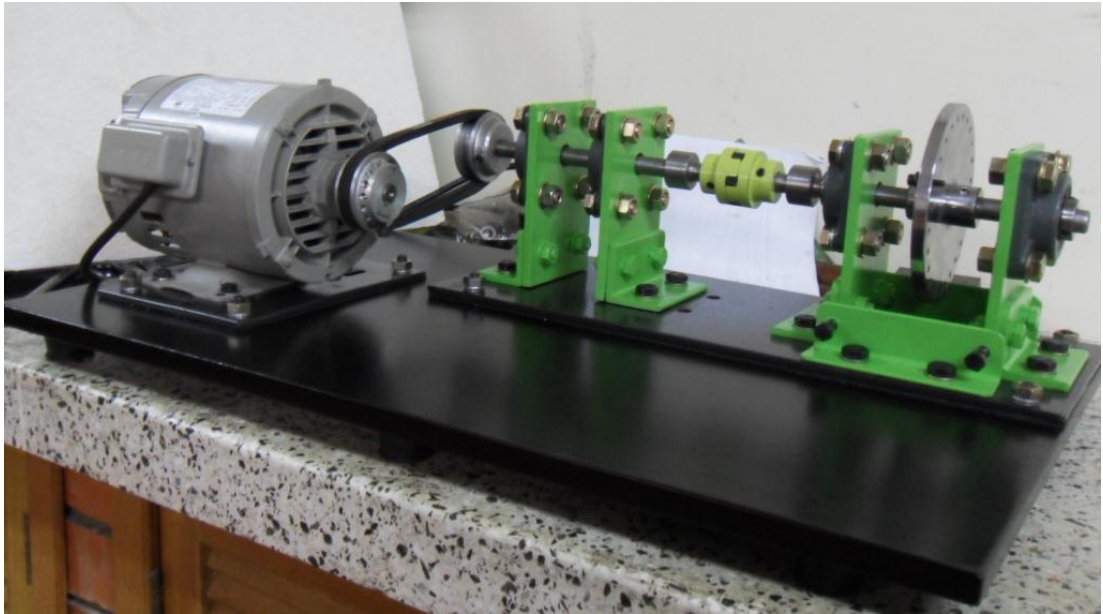
**Figura 105. Alineación de las poleas**



Fuente. Los autores

Como se observa en la imagen, se usó una varilla para garantizar que no existiera algún tipo de ángulo o desalineamiento que provocara una mala transmisión y para finalizar con el ensamble, se monta la correa sobre las poleas.

**Figura 106. Banco de pruebas ensamblado**



Fuente. Los autores

## 11. EXPERIMENTACIÓN

### 11.1 PUESTA A PUNTO

El banco experimental cuenta con la posibilidad de realizar 4 tipos de prácticas a saber:

- Soltura mecánica
- Alineación de ejes
- Excentricidad en una transmisión por correa
- Balanceo en un plano (Rotores rígidos)

Para poder realizar buenas practicas, se hace necesario contar con un banco en las mejores condiciones posibles, por lo que previo a la realización de cualquier tipo de prueba, se pasa por una etapa de puesta a punto del mismo, pero para ello se debe tener en cuenta que así como la soltura mecánica afecta de manera general el banco; una condición de desbalance refleja las condiciones en que se hace la corrida, por ende el orden de puesta a punto es como se listaron las fallas arriba.

La verificación de soltura mecánica se lleva a cabo mediante la comprobación del ajuste de los tornillos que anclan los soportes a la placa base. Este procedimiento se realiza con la ayuda del módulo de pata floja o soft foot del equipo de alineación laser. Este proceso se explica en una de las secciones siguientes, y se aplica en la puesta a punto a cada uno de los tornillos de los soportes.

Posterior a la verificación anterior y aprovechando que el alineador laser se encuentra montado se lleva a cabo la alineación de los ejes. Cabe resaltar que las patas de los soportes fueron rectificadas para garantizar una buena alineación en la dirección vertical, y así depender solo de los desplazamientos que se hagan horizontalmente para lograr una configuración adecuada. Lo anterior no excluye la posibilidad de realizarle al banco desplazamientos verticales, los cuales para efectos prácticos, se llevarían a cabo mediante galgas de espesor conocido.

Como siguiente paso, se lleva a cabo el balanceo de la polea conductora, la cual ha sido diseñada para poder simular vibraciones causadas por excentricidad en una transmisión por correas mediante adición de masas. Con esto se logra una mejor condición en la transmisión y se reducen los efectos en la sección conducida con lo cual podrá ahora sí, llevarse a cabo el balanceo del rotor rígido. En estos dos últimos pasos, se aplicó el método de Siebert o de las cuatro corridas, el cual tiene en cuenta no solo el efecto de una masa de prueba, sino que considera el impacto de la misma al ser ubicada en 3 posiciones alrededor del rotor.

## 11.2 SOLTURA MECÁNICA INDUCIDA

Para llevar a cabo esta prueba se hace necesario montar el equipo de alineación laser. Ingresando las distancias requeridas se da paso a la pantalla de alineación, pero en lugar de ello se ingresa al módulo *SOFT FOOT (pata floja)* manteniendo oprimidos los botones del (+) y el (-) al mismo tiempo; aquí se inducirá la falla mediante el aflojamiento de los tornillos del soporte del extremo derecho del banco. El aflojamiento se hará hasta que los niveles marcados en el equipo superen los límites admisibles, es decir, valores mayores a 0,05 mm.

**Figura 107. Prueba de soltura inducida**



Fuente. Los autores

Para hacer el registro de datos, se hace necesaria la correcta ubicación de los sensores, por lo tanto se ubicara uno de ellos sobre el tornillo aflojado y el otro sobre la pata del soporte.

**Figura 108. Ubicación de sensores - Soltura mecánica**



Fuente. Los autores

El monitoreo de la prueba se realiza en el módulo de estudio correspondiente, en este caso el módulo de soldadura mecánica (Caso 5 en la paleta de selección)

### **11.3 DESALINEAMIENTO INDUCIDO**

Con la implementación del alineador laser, es posible llegar a identificar el grado de desalineamiento angular y paralelo que pueda presentarse en un acoplamiento de ejes. Gracias a ello y con el propósito de generar claridad acerca de los efectos que causa cada uno de estos tipos de desalineamiento, se realizaron los ajustes necesarios para inducirlos de manera independiente logrando excelentes resultados, de forma tal que se pudo llevar a cabo el monitoreo para cada tipo de configuración independientemente.

#### **11.3.1 Desalineamiento angular**

Partiendo de la configuración en la que se encuentre el banco, se busca llevar al mínimo el desalineamiento paralelo, para lo cual se realizan los desplazamientos necesarios en el conjunto para corregir el desalineamiento en la pata delantera de lo que se estableció como maquina móvil (Valores de F1 en este caso). Cabe resaltar que no necesariamente estos valores deben ser cero, puesto que el soporte se encuentra a cierta distancia del acople, lo cual hace suponer que quedara un valor residual.

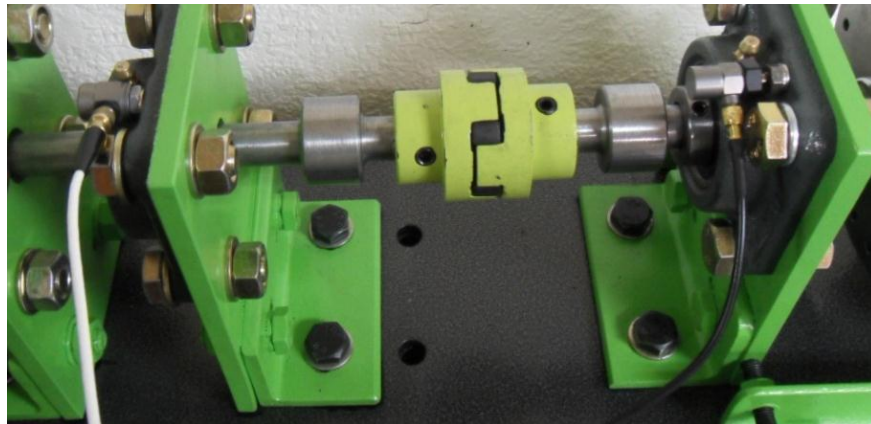
**Figura 109. Desalineamiento angular inducido**



Fuente. Los autores

Las mediciones deben ser realizadas en dirección axial, pues es en esta donde se evidencian los mayores efectos. En la siguiente imagen se indica dónde deben posicionarse los sensores para un registro correcto.

**Figura 110. Ubicación de sensores - Desalineamiento angular**



Fuente. Los autores

El registro de datos se realiza en el módulo número 3, correspondiente a los análisis de desalineamiento.

### **11.3.2 Desalineamiento paralelo**

Ahora se debe buscar igualar los valores de F1 y F2, con lo cual se debe modificar inicialmente la posición de la pata trasera de la maquina móvil, es decir, llevando la posición de F2 próxima al valor residual que en que se encuentre F1

para a partir de allí desplazarlos por igual poco a poco, esto con el fin de no llegar a introducir un desalineamiento muy severo.

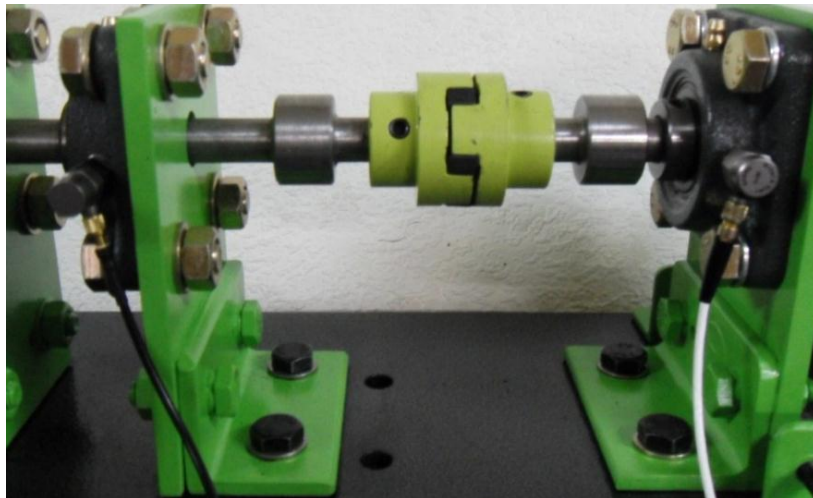
**Figura 111. Desalineamiento paralelo inducido**



Fuente. Los autores

Los sensores deberán montarse en dirección radial, pues es en esta donde se evidencian principalmente los efectos de este tipo de desalineamiento.

**Figura 112. Ubicación de sensores - Desalineamiento paralelo**



Fuente. Los autores

Al igual que el caso anterior, el registro se lleva a cabo en el módulo de desalineamiento.

#### 11.4 EXCENTRICIDAD INDUCIDA EN UNA POLEA

El objetivo de la puesta a punto, no fue solo el de ajustar el banco sino que permite facilitar la simulación de las fallas. Partiendo de la condición en la que se dejó el banco, la polea se encuentra balanceada, por lo que la excentricidad puede ser fácilmente inducida agregando una masa en uno de los agujeros que posee la polea conductora. Para efectos prácticos, la masa es agregada al lado del prisionero, lo cual hará más notorio el defecto.

**Figura 113. Excentricidad inducida en polea por masa agregada**



Fuente. Los autores

Para obtener buenos resultados, las direcciones horizontal y vertical se redefinen de acuerdo a la línea que une los centros de las poleas, y es sobre estos nuevos ejes donde deberán ubicarse los sensores. En cuanto al monitoreo, este se realiza en el módulo 4, el cual corresponde al análisis de excentricidad de poleas.

**Figura 114. Ubicación de sensores - Excentricidad en polea**

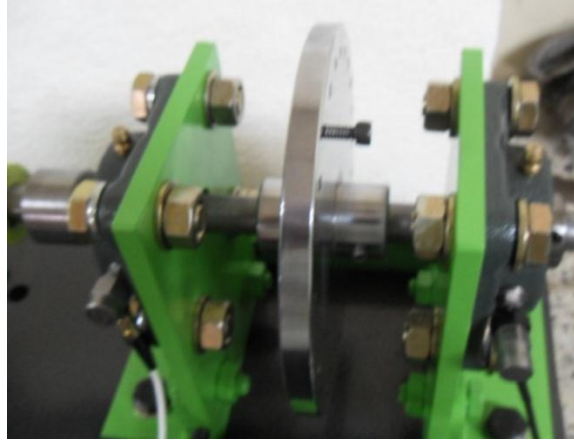


Fuente. Los autores

## 11.5 DESBALANCE INDUCIDO

Al igual que el caso anterior, acá se facilitan las cosas gracias a la puesta a punto. Para inducir un desbalance másico, es necesario ubicar una masa en uno de los agujeros con que cuenta el disco.

**Figura 115. Desbalance inducido por masa agregada**



Fuente. Los autores

Adicionalmente, como se observa en la imagen anterior, los sensores son ubicados de forma radial, pues los efectos serán más notorios en esta dirección. Por otra parte, la adquisición de datos se realiza a través del módulo número 2 que corresponde al análisis de desbalance másico.

## 12. RESULTADOS

Por medio de la aplicación realizada en Labview se obtuvo la información requerida para el monitoreo y comprobación de que las lecturas de fase correspondían con la teoría de acuerdo a la falla que se estuviera analizando. Para poder llevar a cabo el análisis, mediante la aplicación se hace una captación de valores de fase los cuales son mostrados en tiempo real en pantalla, y a su vez se genera un archivo donde se hace un muestreo, con lo cual se cuenta con información acerca del comportamiento de la fase durante la prueba.

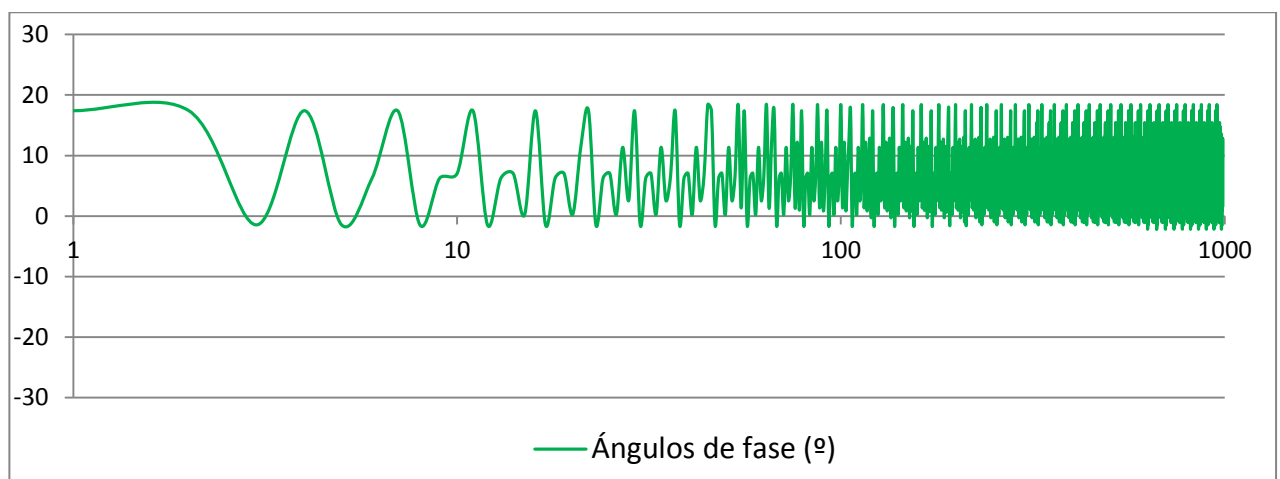
Para emitir un diagnostico se verifica que los valores de fase se encuentren en el rango teórico para cada falla y el comportamiento que tuvo durante la prueba, esto se valida mediante análisis espectral, donde se verifica que el comportamiento corresponda a las características propias de la falla.

### 12.1 RESULTADOS DE LA PRUEBA DE DESBALANCE MÁSIKO

De acuerdo a la falla inducida, se esperaban lecturas en fase ( $0^{0\pm30}$ ) al comparar los valores captados por los sensores ubicados en los apoyos del rotor.

En una de las pruebas se agregó una pequeña masa (1,9 g) y se realizó el monitoreo de la fase, obteniendo lo siguiente.

**Figura 116. Ángulos de fase en un desbalance inducido con 1,9 g**

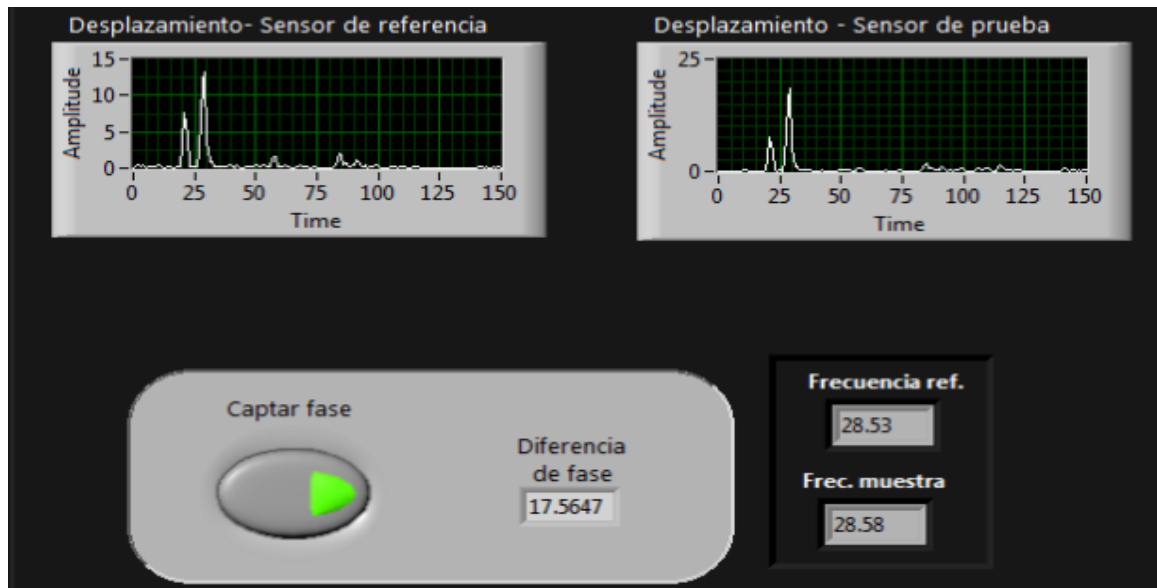


Fuente. Los autores

En vista que los valores fluctuaban se dio tiempo para captar un buen número de datos (990 valores), pero los valores no se estabilizaron, mostrando oscilaciones en un rango de  $20,6^\circ$  pico-pico. La falla se diagnostica gracias a que pese a las fluctuaciones, los valores permanecieron durante la prueba en el rango esperado.

Adicionalmente se observa en la aplicación que los niveles de vibración en el espectro son los característicos de un desbalance, pero dejan ver que los niveles son relativamente bajos.

**Figura 117. Visualización en Labview del desbalance inducido (1,9g)**

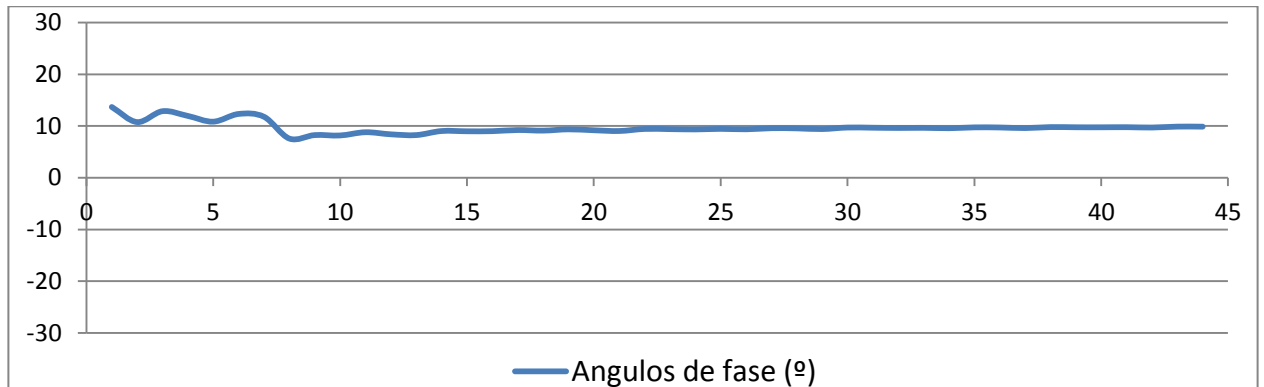


Fuente. Los autores

Debido al comportamiento de la fase y al análisis espectral para desbalances con masas pequeñas, se sospecha de una correlación entre los valores de fase y la severidad de la falla, por lo que se hacen sucesivas pruebas con masas mayores a la agregada en la prueba mostrada anteriormente.

En una de las pruebas posteriores, se adicionó una masa de 4,0 g, se hizo la corrida y los resultados reflejaron una rápida estabilización de los valores de fase entorno a un valor específico, para este caso se dio alrededor de los  $9,7^\circ$ .

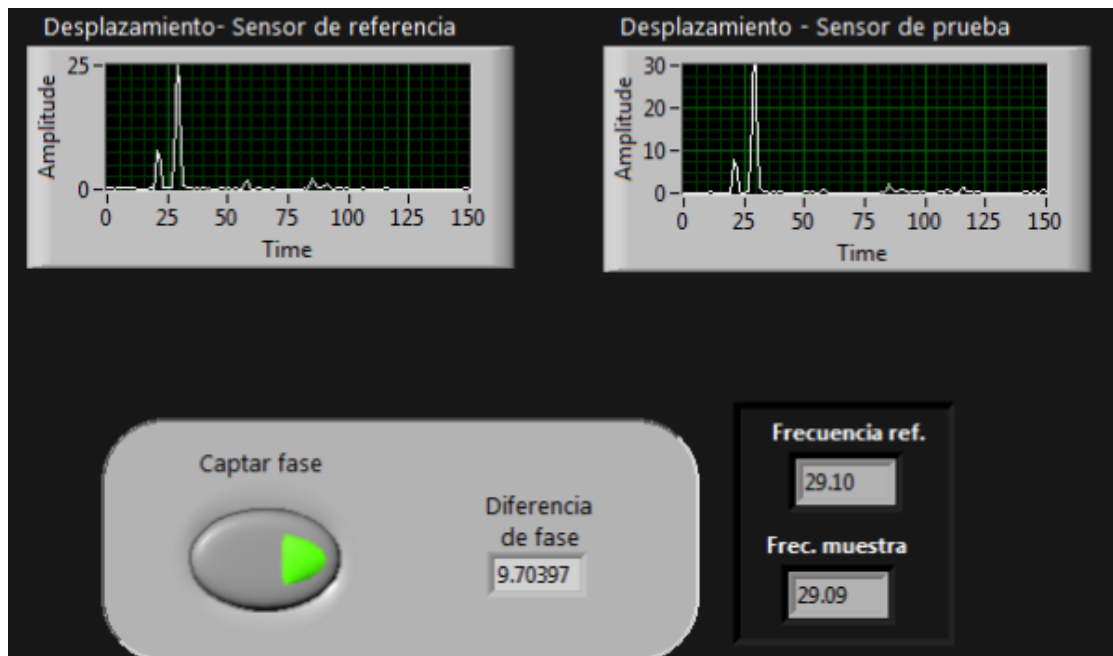
**Figura 118. Ángulos de fase para un desbalance inducido con 4,0 g**



Fuente. Los autores

Nuevamente es posible decir que existe un desbalance por medio de la fase, pues los valores se encuentran dentro del intervalo esperado y con un rango de variación pico-pico de apenas  $6,1^\circ$ . Adicionalmente, los resultados espectrales confirman la falla revelando que los niveles de vibración en amplitud casi duplican los valores de la prueba mostrada anteriormente.

**Figura 119. Visualización en Labview del desbalance inducido (4,0 g)**

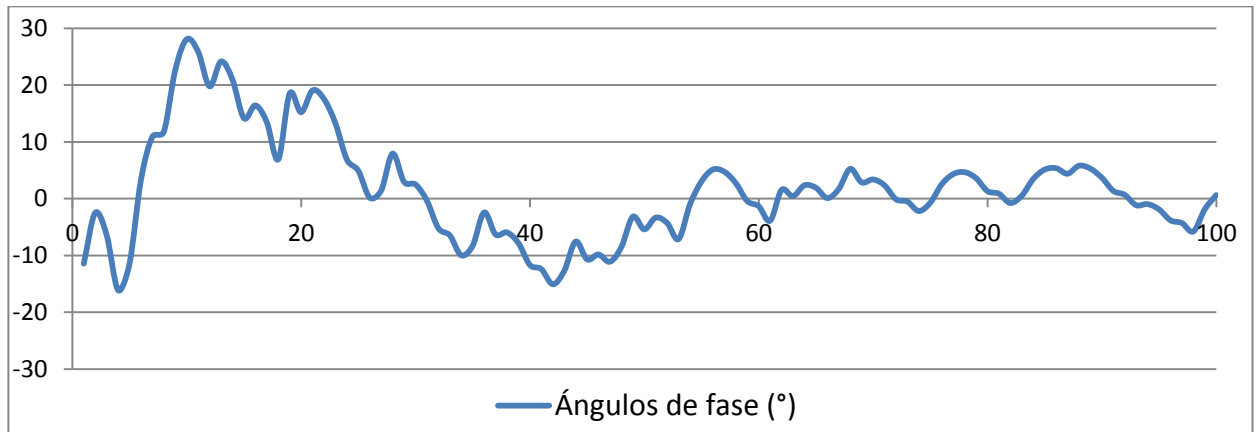


Fuente. Los autores

## 12.2 RESULTADOS DE LA PRUEBA DE EXCENRICIDAD EN UNA POLEA

Las pruebas realizadas sobre la polea conductora, en las cuales se adicionaban masas de diferentes valores, permiten inducir la falla e identificarla mediante análisis de fase pero hay que tener en cuenta que la fuerza de desbalance que se induce para simular la excentricidad, resulta ser pequeña respecto a la tensión ejercida por la transmisión misma, por lo cual es más complejo llegar a influenciar en la severidad de la falla, y el rango en el que varía la fase durante la prueba es más amplio que para un simple desbalance en un disco dedicado a este fin.

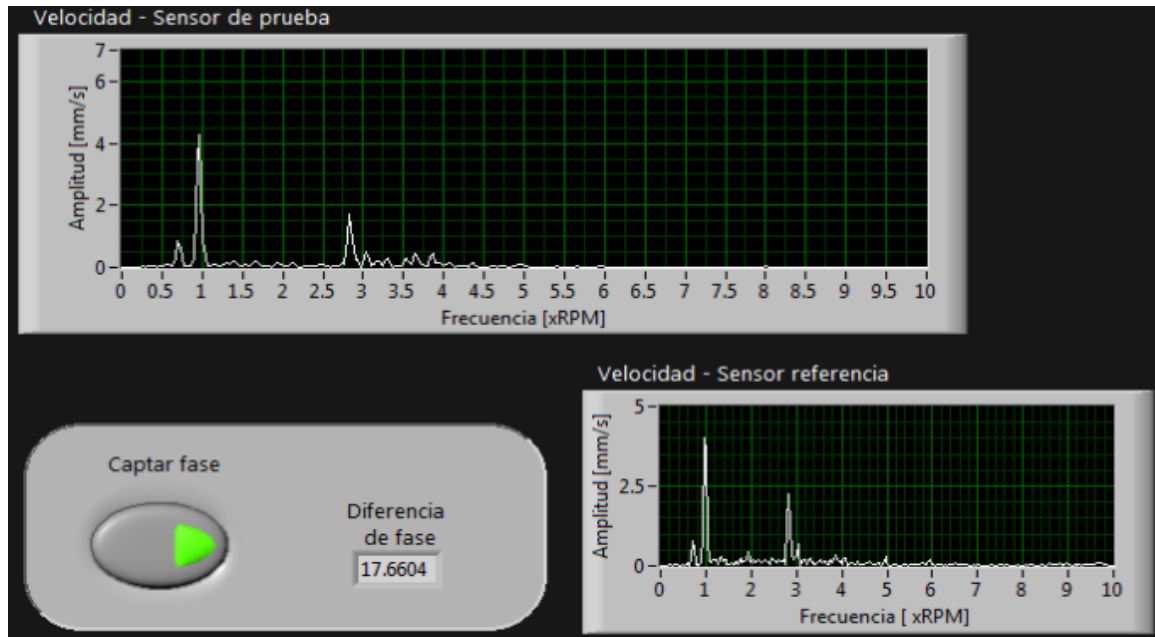
**Figura 120. Ángulos de fase simulando excentricidad con masa de 2,7 g**



Fuente. Los autores

Los valores se encuentran dentro del rango esperado de  $0^{\circ} \pm 30^{\circ}$  como se observa en la gráfica, presentando variaciones pico-pico de  $44,2^{\circ}$ , con lo cual se emite el diagnostico, el que a su vez es corroborado mediante la aplicación en Labview al observar el pico característico al 1X en el espectro que se asemeja a un desbalance másico pero acompañado del pico de la polea conducida y que presenta amplitudes de vibración para una severidad insatisfactoria.

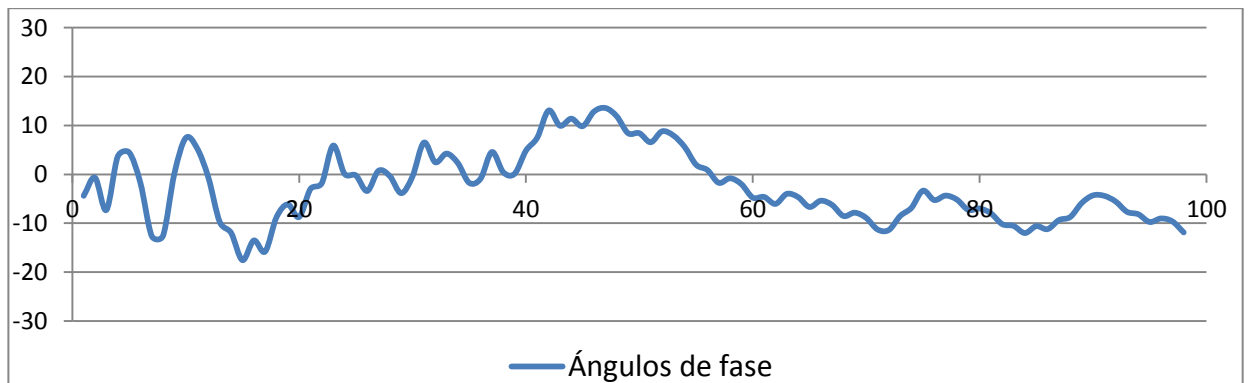
**Figura 121. Visualización en Labview de polea excéntrica con masa de 2,7 g**



Fuente. Los autores

Realizando una prueba posterior con una masa de 6,0 g, se vuelve a observar el comportamiento en fase, con valores en el rango de  $0^{0\pm 30}$  como se observa a continuación, pero en esta ocasión el rango de variación se hizo más estrecho, siendo ahora de  $31,1^\circ$  pico-pico.

**Figura 122. Ángulos de fase simulando excentricidad con masa de 6,0 g**

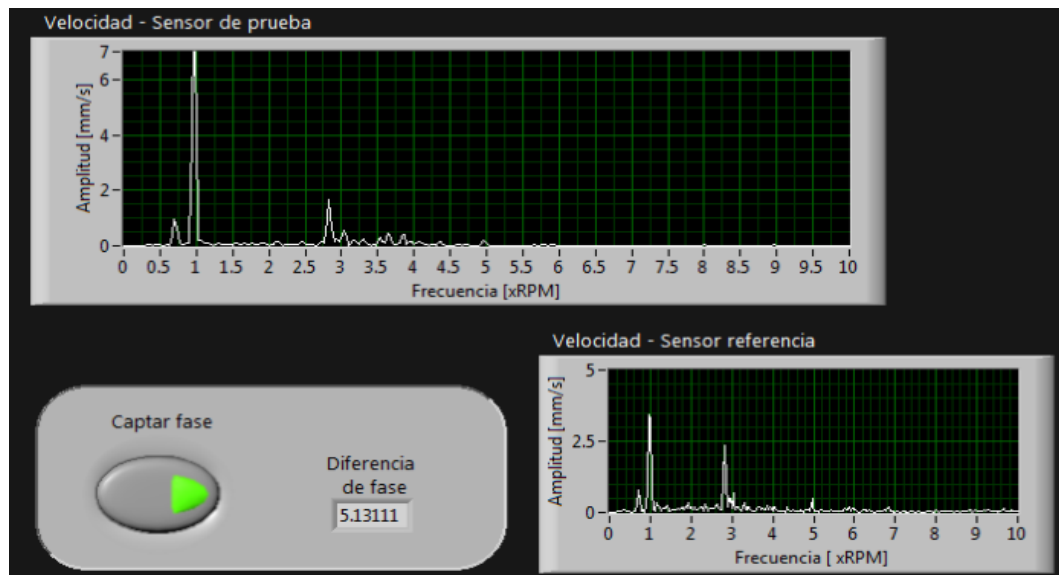


Fuente. Los autores

De acuerdo a lo evidenciado en el análisis de los casos de desbalance, el comportamiento de la fase que se obtuvo indica la posibilidad de una mayor

severidad de la falla, lo cual se confirma al analizar el comportamiento espectral en Labview, y revisar amplitud en los niveles de vibración, los cuales reflejan una severidad inaceptable.

**Figura 123. Visualización en Labview de polea excéntrica con masa de 6,0 g**



Fuente. Los autores

### **12.3 RESULTADOS DE DESALINEAMIENTO DE EJES**

Como el proceso de rectificado aplicado sobre la base de los soportes, tiene como fin, garantizar que en la vertical no se presenten valores de desalineación fuera de los rangos admisibles, se realizaron las modificaciones solo en la dirección horizontal, por tal razón los valores de desalineación que se presentan son para esta dirección.

#### **12.3.1 Resultados de desalineamiento angular**

Para realizar el diagnóstico mediante fases, se realizó un desajuste hacia la izquierda en los soportes de la sección móvil así:

**Figura 124. Desalineamiento angular inducido de 0,26 mm/100mm**

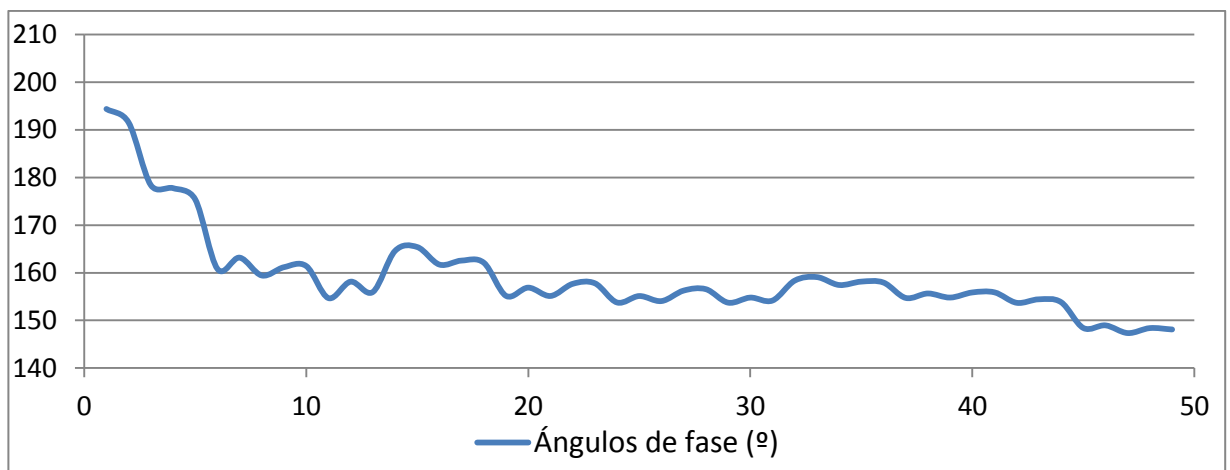


Fuente. Los autores

De acuerdo a estos valores, se entiende que el desajuste inducido se encuentra un poco por encima de los valores máximos admisibles de desalineamiento que están alrededor de los 0,10 mm/100 mm.

Se realizó la adquisición de la información en dirección axial y se observa que las lecturas de fase, pese a que se encuentran dentro del rango esperado ( $180^{\pm 30}$ ) durante la mayor parte de la prueba, presentan un decaimiento en valor que terminan saliendo debajo del límite inferior en  $2^{\circ}$  y en general se presenta una variación pico-pico de  $47,1^{\circ}$ .

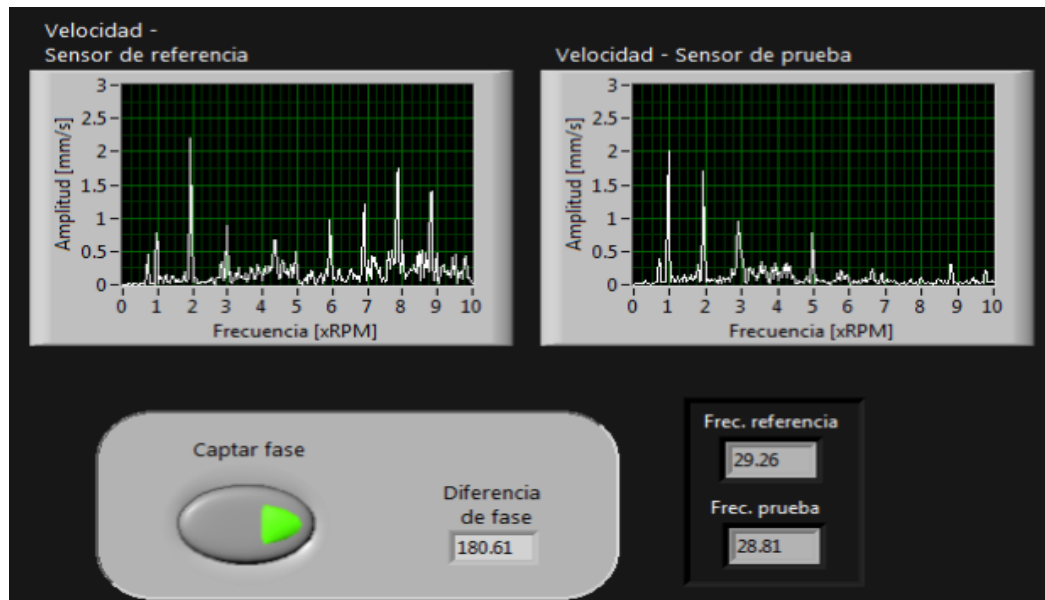
**Figura 125. Ángulos de fase para desalineamiento angular de 0,26mm /100mm**



Fuente. Los autores

El comportamiento presentado daría apenas indicios de la falla, pues como se ha visto, las variaciones de la fase, en especial las de la parte final de la prueba dan a entender que se trata de una falla poco severa. Esta hipótesis se ratifica con el análisis del espectro del sensor de prueba donde se observan los picos característicos de la falla (1X, 2X y 3X principalmente), pero con amplitudes bajas.

**Figura 126. Visualización en Labview de desalineamiento angular de 0,26mm / 100mm**



Fuente. Los autores

En contraste con lo anterior, se presentan los resultados de una prueba donde el desajuste inducido fue sustancialmente mayor.

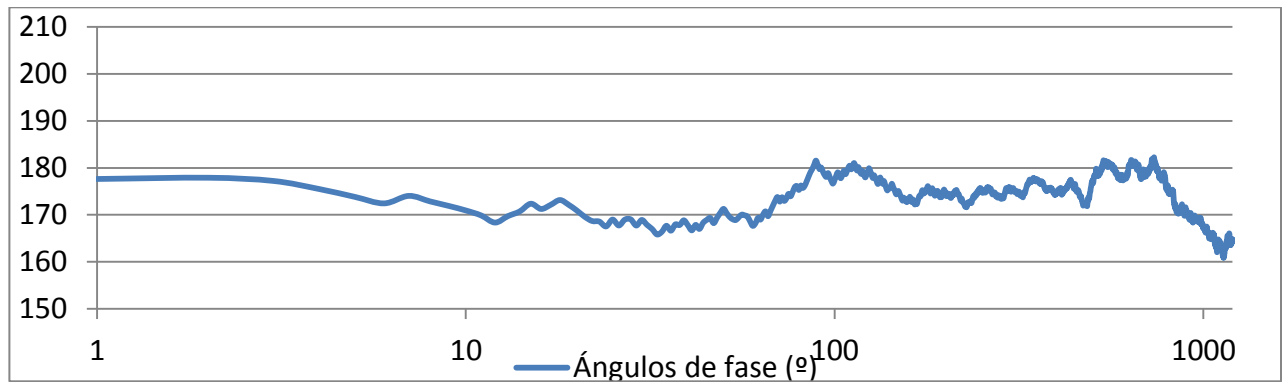
**Figura 127. Desalineamiento angular inducido de 0,46 mm/100mm**



Fuente. Los autores

Teniendo en cuenta la mayor severidad de la falla que se induce, se hace una adquisición de información mayor (1200 valores), esto con el fin de observar que tanto podría variar la fase.

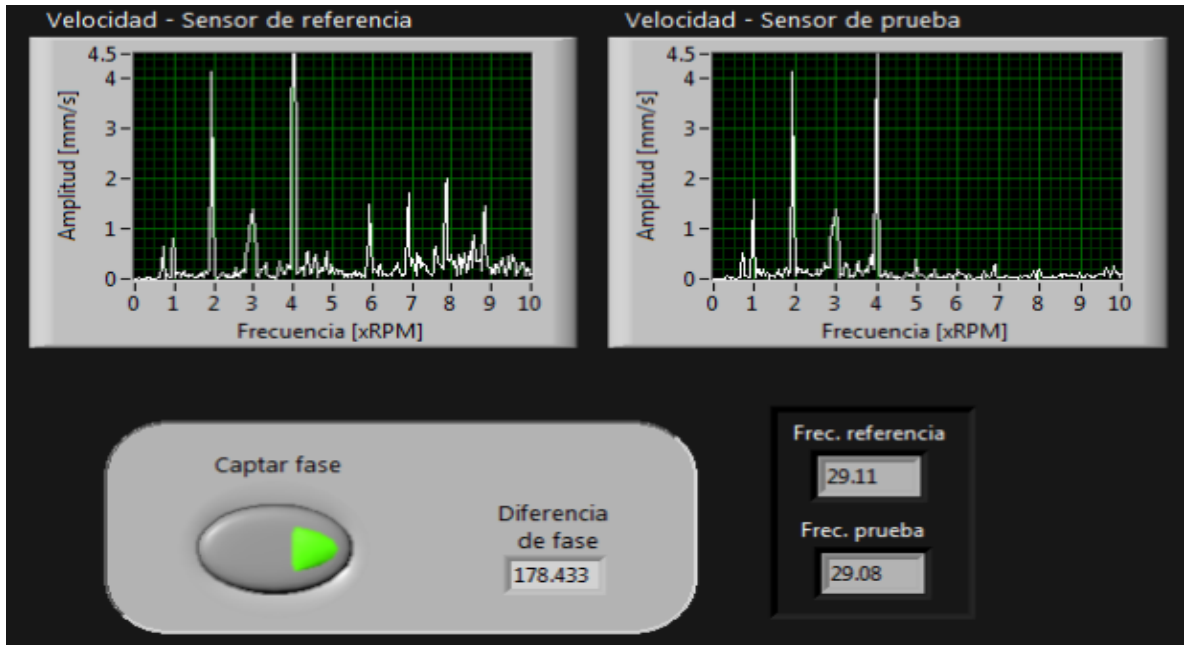
**Figura 128. Ángulos de fase para desalineamiento angular de 0,46mm /100mm**



Fuente. Los autores

Como era de esperarse, el rango de variación es más estrecho respecto al caso anterior, ahora es de  $21,4^{\circ}$  pico-pico y todos los valores de la prueba se ubican dentro del rango teórico de  $180^{\circ \pm 30}$ . Pese a que ya se sabía que la falla era más severa, este comportamiento en la fase permite así inferirlo, y a su vez se ratifica con el análisis espectral mostrado en la aplicación en Labview, el cual evidencia una mayor severidad de la falla.

**Figura 129. Visualización en Labview de desalineamiento angular de 0,46mm / 100mm**



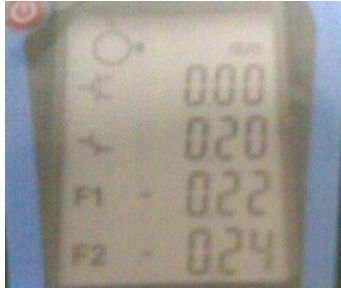
Fuente. Los autores

### 12.3.2 Resultados de desalineamiento paralelo

El desalineamiento paralelo es más delicado que el angular, y generarlo sin la presencia de angularidad es aún más complejo, todo esto hace que los valores que se pueden llegar a configurar deben ser bajos pues grandes valores implicarían una carga muy grande para los componentes. El rango que se manejó para inducir este tipo de falla va de 0,18 mm a 0,30 mm.

En una de las pruebas iniciales, se generó un desajuste de 0,20mm logrando suprimir la desalineación angular.

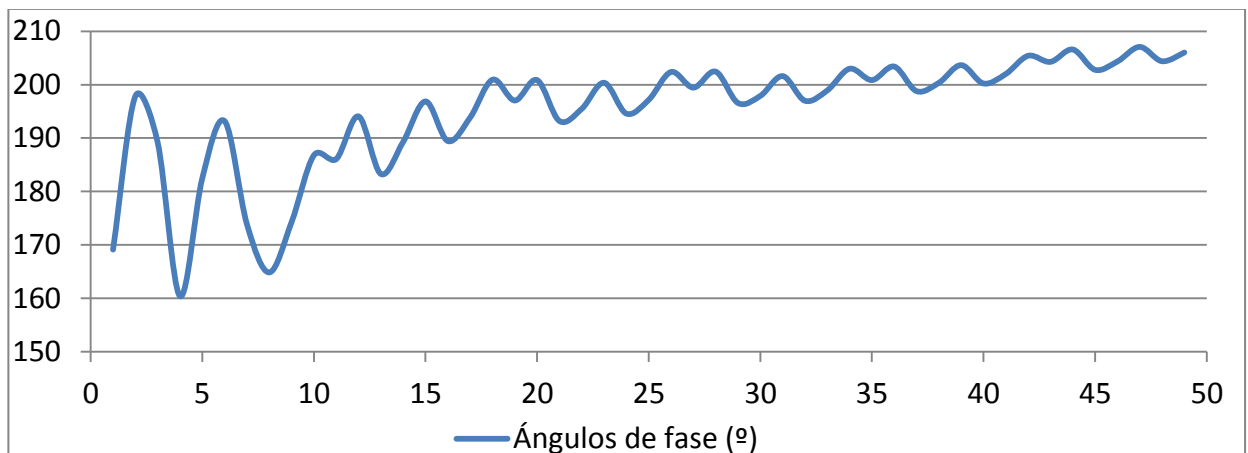
**Figura 130. Desalineamiento paralelo inducido de 0,20 mm**



Fuente. Los autores

Con esta excelente configuración, se realiza la lectura de fase en dirección radial donde será más marcada la falla.

**Figura 131. Ángulos de fase para desalineamiento paralelo de 0,20 mm**

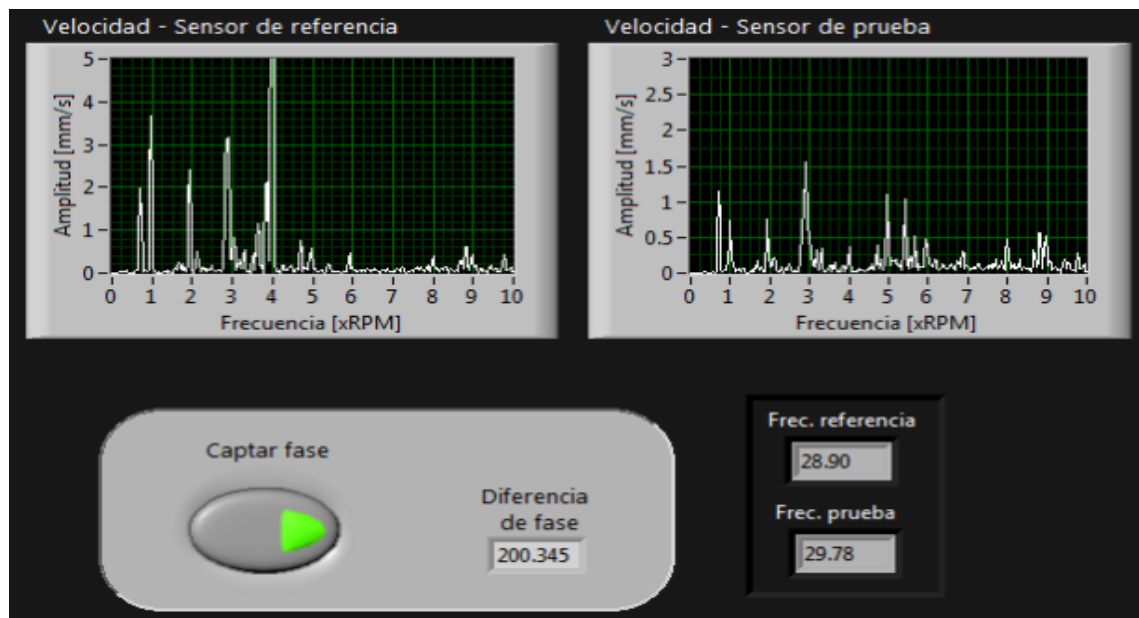


Fuente. Los autores

Las lecturas obtenidas arrojan como resultado que la fase pese a mantenerse en el rango teórico, luego de una marcada fluctuación inicial, tiende a estabilizarse pero con una tendencia leve a incrementarse buscando el límite superior. Durante la prueba se presentó una variación pico-pico de  $46,7^\circ$ , dejando entrever por lo amplio del rango y por el incremento del valor hacia el límite superior, que la falla presente no es muy severa.

Lo expuesto anteriormente se corrobora con el análisis espectral llevado a cabo en Labview sobre el sensor de prueba, donde se evidencian los picos característicos (al 1X, 2X y 3X principalmente), pero de baja amplitud.

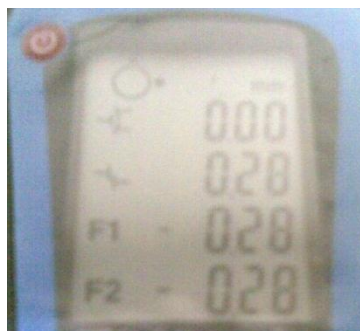
**Figura 132. Visualización en Labview de desalineamiento paralelo de 0,20 mm**



Fuente. Los autores

En una de las pruebas posteriores se logró configurar un desalineamiento netamente paralelo de 0,28 mm, el cual resulta ser más severo que el caso presentado anteriormente.

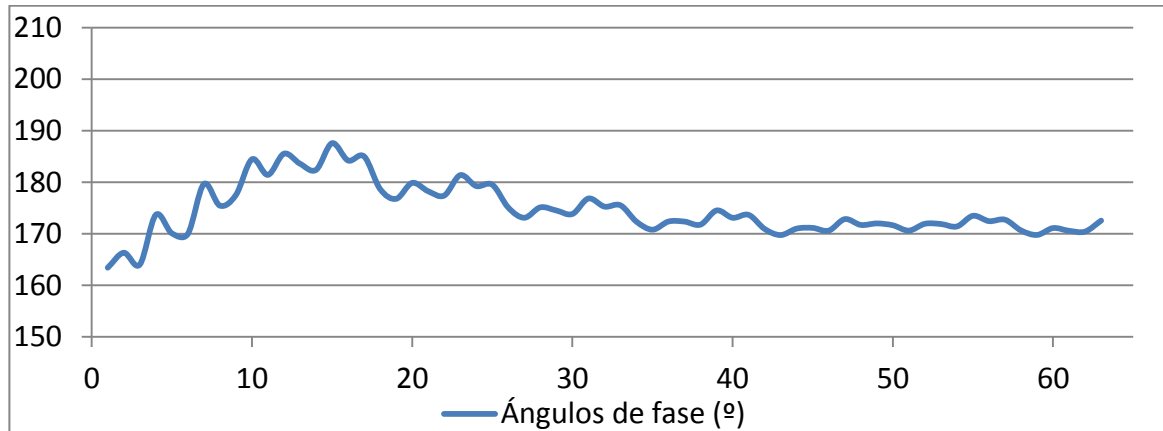
**Figura 133. Desalineamiento paralelo inducido de 0,28 mm**



Fuente. Los autores

Las lecturas de fase recolectadas, muestran un comportamiento más estable entorno a los 180°, con una variación pico-pico de 24,2°. Teniendo en cuenta que todos los valores se encuentran en el rango teórico y con una variación menor que el caso expuesto previamente, se evidencia una mayor severidad de la falla.

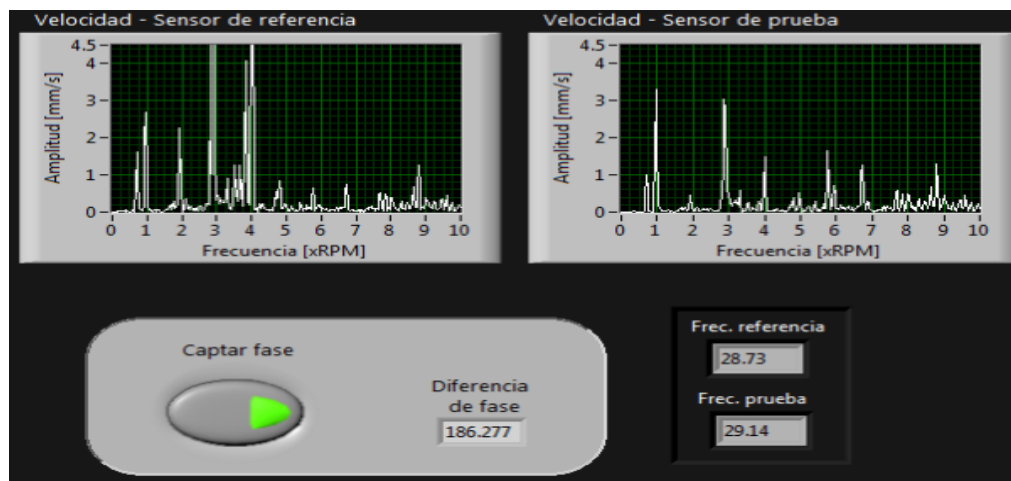
**Figura 134. Ángulos de fase para desalineamiento paralelo de 0,28 mm**



Fuente. Los autores

Para respaldar lo anterior se cuenta con el análisis espectral realizado en Labview donde se observa en el sensor de prueba que la amplitud de los niveles de vibración es más severa y duplica los valores anteriores.

**Figura 135. Visualización en Labview desalineamiento paralelo de 0,28 mm**



Fuente. Los autores

## 12.4 RESULTADOS DE SOLTURA MECÁNICA

Con la soldadura mecánica se debe tener especial cuidado, pues es quizás una de las fallas más perjudiciales que pueda presentarse, por lo tanto la experimentación debe hacerse en corridas cortas para evitar el deterioro prematuro de los elementos, en especial de las chumaceras.

Para realizar la prueba se realiza el aflojamiento de uno de los soportes, configurando valores por encima del límite permisible de 0,05 mm.

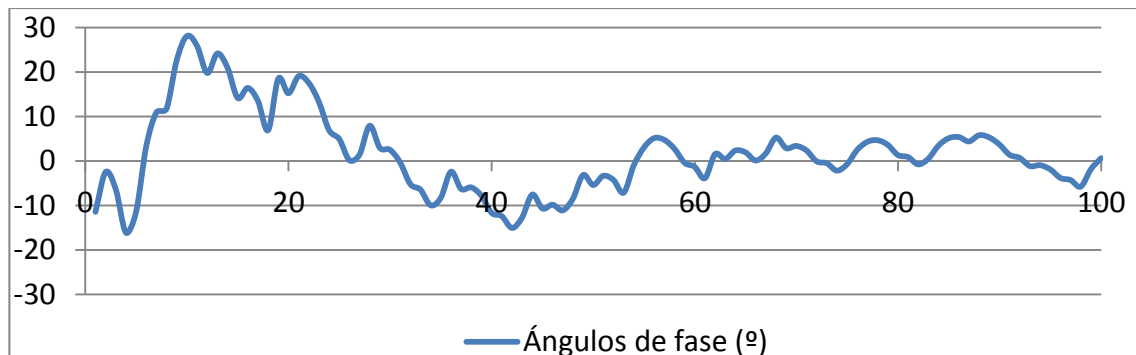
**Figura 136. Soldadura inducida - F1=0,02 mm, F2=0,07 mm**



Fuente. Los autores

Con esta prueba los valores deben estar en fase, lo cual se comprueba con la adquisición de datos realizada, donde se muestra que los valores están dentro de un rango de 44,2° pico-pico y todos se encuentran entre los límites teóricos.

**Figura 137. Ángulos de fase para soldadura mecánica inducida**

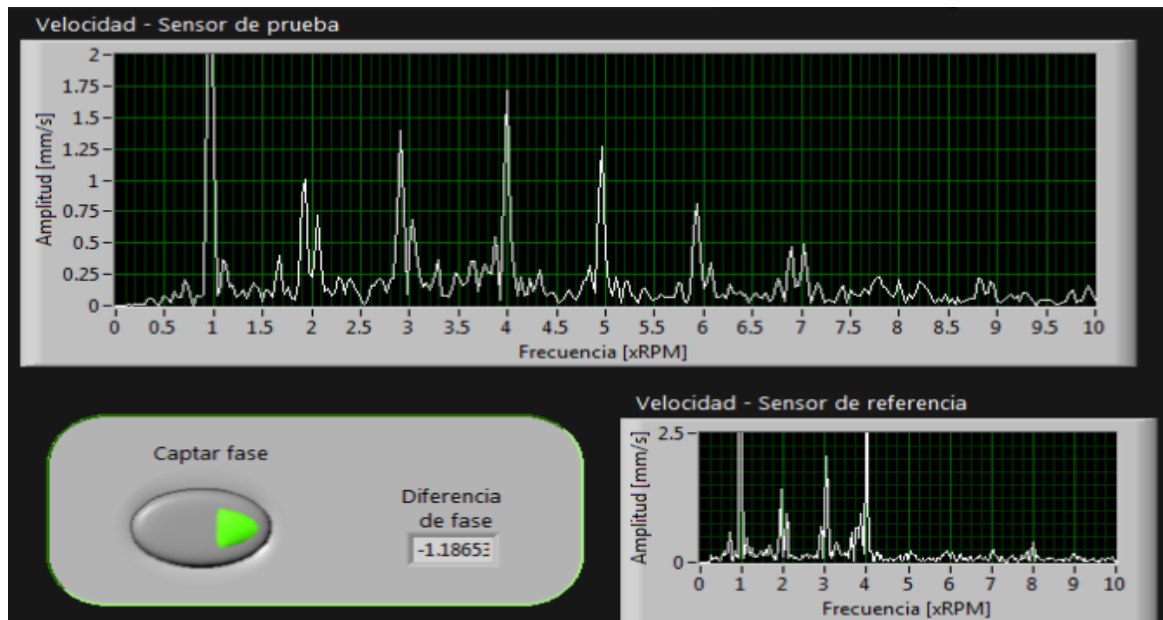


Fuente. Los autores

Al observar la gráfica se evidencia una fluctuación marcada al inicio de la captación, pero con el tiempo estos valores buscaron estabilizarse alrededor de

0°. Este comportamiento se debe a que la condición configurada inicialmente se perdió pues los tornillos se iban aflojando, haciendo que la falla fuera más pronunciada.

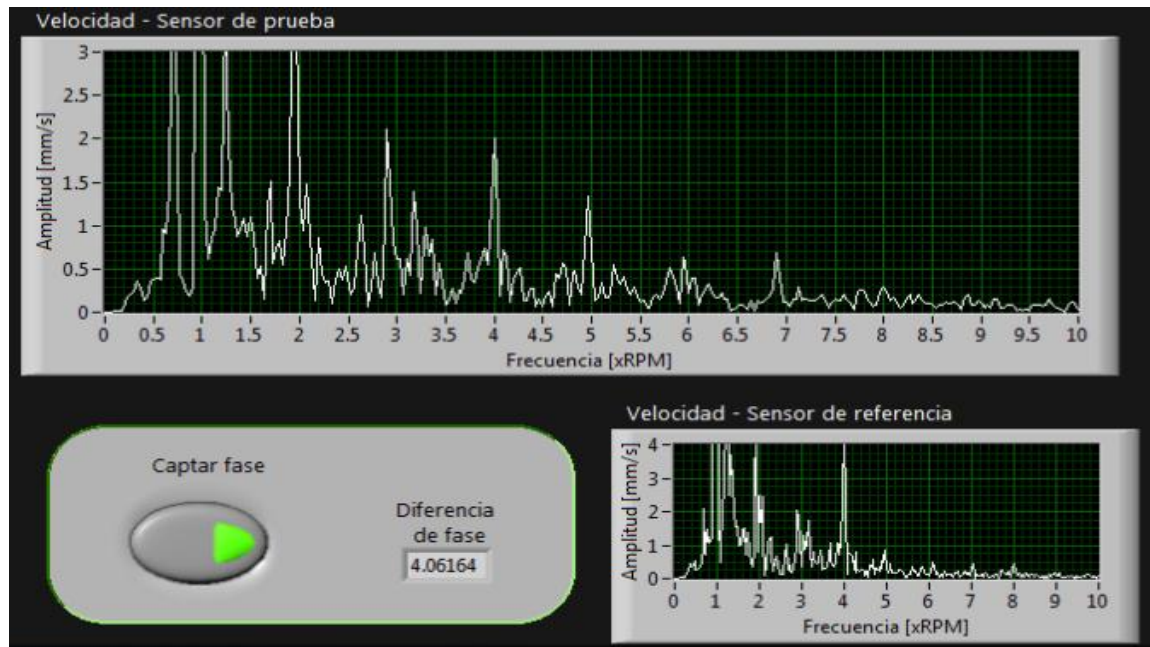
**Figura 138. Visualización de soltura mecánica configurada inicialmente - F1=0,02 mm, F2=0,07 mm**



Fuente. Los autores

Con el comportamiento observado en los ángulos de fase se determina la presencia de la falla, y la evolución de los niveles de vibración en el espectro permiten comprobar que la falla se hace más severa a medida que pasa el tiempo.

**Figura 139. Visualización de soltura mecánica luego de la pérdida de la condición configurada inicialmente**



Fuente. Los autores

De acuerdo a los resultados que se dieron en el análisis de soltura mecánica, se hace énfasis en atender este tipo de fallas de manera inmediata, puesto que para el caso expuesto la evolución se dio en cuestión de un par de minutos generando un incremento significativo de los niveles de vibración.

Llevando este caso al ámbito industrial, un equipo podría operar prolongadamente presentando la falla, ocasionando deterioro de componentes, operación defectuosa y altos consumos de energía entre otros, por lo tanto, si se detecta algún indicio de soltura mecánica, se recomienda prestarle la debida atención y darle solución tan pronto como sea posible.

## CONCLUSIONES

- Se construye un banco experimental que permite simular cuatro fallas comunes en sistemas rotativos y emitir diagnósticos de acuerdo al análisis de fases mediante un monitoreo en continuo en una aplicación basada en Labview.
- Se valida el análisis de fase como herramienta de diagnóstico de cada una de las cuatro fallas simuladas. Esto se logra mediante la experimentación realizada que se correlaciona con la teoría y se confirma con análisis espectrales donde se observan los comportamientos característicos de las anomalías.
- Los resultados del comportamiento de la fase dejan entrever una relación entre la severidad de las fallas y el rango en que se dan las variaciones de las lecturas registradas a lo largo de cada prueba. Con esto se abre camino para realizar una investigación en torno a la cual se pueda llegar a cuantificar la severidad de la falla mediante las diferencias de fase.
- El análisis de vibraciones mecánicas como técnica de diagnóstico basado en la condición, se constituye en parte esencial de un mantenimiento centrado en confiabilidad. Para ello es necesario contar con los instrumentos, software y sensorica adecuada, pero todo esto debe ir de la mano con la capacidad del analista para interpretar de forma acertada los resultados.
- El análisis de fases es una herramienta de diagnóstico muy poderosa y como tal, debería ser de dominio de todo analista de vibraciones, puesto que establece el complemento ideal para generar mayor certeza en sus diagnósticos si es usada adecuadamente y/o en conjunto con otras técnicas.

- La integración de conocimientos y el aprovechamiento de herramientas tecnológicas permiten la implementación de sistemas de monitoreo mucho más versátiles que los sistemas tradicionales y a un costo relativamente mucho menor.

## RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

- Debido a los severos niveles de vibración generados al simular soldadura mecánica, se recomienda en primera instancia realizarla de manera controlada mediante la herramienta SOFT FOOT del equipo de alineación laser, y como segunda medida, realizar corridas cortas para evitar el desgaste prematuro de los componentes y el desajuste de las demás secciones del banco.
- Debido a que se hacen desajustes con cada prueba, y por más que se hagan las correcciones en el momento, el orden en que se hagan altera la condición del banco, por lo tanto se recomienda realizar el procedimiento de puesta a punto descrito en el capítulo de EXPERIMENTACIÓN de forma periódica.
- Aprovechando el estudio realizado en torno a la respuesta en fase de algunas de las fallas más comunes y al sistema de adquisición de datos y el banco de sensores con que ahora cuenta el laboratorio de vibraciones mecánicas, se recomienda la implementación de una aplicación que permita realizar monitoreo ODS computarizado.
- Se debe tener en cuenta que al analizar una falla mediante la aplicación en Labview, se debe estar en el módulo correspondiente, puesto que para cada caso se indica la posición de los sensores y se da un tratamiento que permita visualizar de mejor manera los resultados.

## BIBLIOGRAFIA

- A-MAQ, Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico [online]. Página de internet [citado 01 Febrero 2013]. Disponible en internet: <http://www.a-maq.com/tutoriales>
- Dematteo, Tony. Phase analysis: making vibration analysis easier [online]. Página de internet [citado 21 enero 2013]. Disponible en internet: <http://www.reliableplant.com/Read/26843/phase-analysis-vibration>
- GARCÍA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas módulo 1. Bucaramanga: 2001. 188 p.
- INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS. Referencias Bibliográficas. Contenido, forma y estructura, NTC 5613. Bogotá: El instituto, 2008. 33 p.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARIZATION. Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state ISO 1940-1. Switzerland: The institute, 2003. 36 p.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARIZATION. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measeurements on non-rotating-parts. ISO 10816-3. Switzerland: The institute, 1998. 18 p.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARIZATION. Mechanical vibration of machines with operating speed from 10 to 200 Hz – Basis for specifying evaluation standars. ISO 2372. Switzerland: The institute, 1974. 10 p.
- NATIONAL INSTRUMENTS. Labview user manual. Austin Texas: 2003. 349 p.
- NATIONAL INSTRUMENTS. Labview – Data acquisition basics manual. Austin Texas: 2000. 293 p.

- NORTON, Robert. Diseño de Maquinaria. 3 ed. México D.F.: Mc Graw Hill, 2006. 1048 p.
- REYNA, Alberto. Mantenimiento predictivo. En: Congreso Latinoamericano de Mantenimiento Predictivo y Preventivo 2011. Memorias. 2011. p. 64-68.
- SANTIAGO, Julián B. CALIBRACIÓN DE ACELERÓMETROS PARA LA MEDIDA DE MICROACELERACIONES EN APLICACIONES ESPACIALES. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid. Escuela técnica superior de ingenieros aeronáuticos, 2000. P. 35-42
- SCHEFFER, Cornellius, GIRDHAR, Paresh. Machinery vibration analysis & predictive maintenance. 1 ed. Netherlands. Elsevier, 2004. ISBN 0 7506 6275 1. 264 p.
- TECHNICAL ASSOCIATES OF CHARLOTTE, INC. Illustrated vibration diagnostic chart. Charlotte: The association, 1993.6 p.
- TRANTER, Jason. Análisis de Fase [online]. Página de internet [citado 20 enero 2013]. Disponible en internet: <http://confiabilidad.net/articulos/analisis-de-fase/>

## **ANEXOS**

## ANEXO A. VALORES ADMISIBLES DE LAS FALLAS ANALIZADAS

Para poder llegar a determinar el estado general de un equipo, se cuenta con la norma ISO 10816 y la ISO 2372 las cuales rigen la evaluación estandarizada para monitoreo de vibraciones.

La norma ISO 2372 agrupa los equipos según su tamaño (Donde se toma la potencia como criterio) mientras que la ISO 10816 lo hace agrupándolos según las diferentes características, ya sea de instalación, su tamaño, el tipo de rotor (teniendo en cuenta que según el soporte, este puede ser flexible o rígido),

Para saber cuál norma aplica en el caso que se esté tratando, cabe tener en cuenta que:

**Tabla 25. Criterio para la aplicación de las normas de evaluación de severidad de la vibración**

	<b>ISO 2372</b>	<b>ISO 10816-3</b>
<b>Potencia nominal</b>	Bajo 15 KW	Sobre 15 KW y menos que 50 MW
<b>Altura de eje</b>	Altura de eje menor a 160 mm	Altura de eje sobre 160 mm

Fuente. Vibraciones mecánicas – Universidad Técnica Federico Santa María

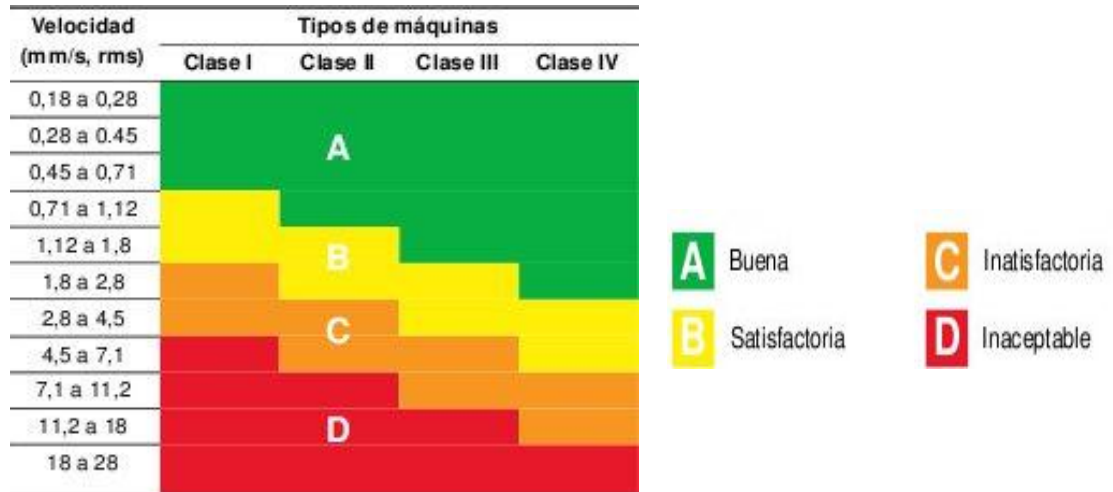
**Tabla 26 Clasificación de equipos según ISO 2372**

<b>Clase</b>	<b>Descripción</b>
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).

Fuente. Norma ISO 2372

En este caso por tratarse de un motor de ¼ HP, corresponde guiarse por la ISO 2372 y para determinar la condición en operación del equipo se compara el valor de la amplitud de vibración medido en velocidad en nivel RMS con la carta de severidad.

**Tabla 27. Severidad de la vibración - ISO 2372**



Fuente. Norma ISO 2372

En contraste con la condición de severidad de vibración, para evaluar condiciones específicas como balanceo, alineación o pata floja, se encuentran documentados valores admisibles o grupos comparativos que facilitan la interpretación.

En cuanto a la condición de pata floja, la SKF recomienda un valor máximo admisible de 0,05 mm (2 mils.), y para los casos de desalineamiento ofrece una guía para los valores máximos aceptables.

**Tabla 28. Valores de desalineación máximos aceptables**

rpm				
	mm/100 mm	mm	0.001"/1"	0.001"
0 - 1000	0.10	0.13	1.0	5.1
1000 - 2000	0.08	0.10	0.8	3.9
2000 - 3000	0.07	0.07	0.7	2.8
3000 - 4000	0.06	0.05	0.6	2.0
4000 - 6000	0.05	0.03	0.5	1.2

Fuente. Guía rápida alineador laser TKSA 20 – SKF

En cuanto al balanceo de rotores esta la norma ISO-1940 la cual establece los grados de calidad de balanceo agrupando los rotores rígidos en grupos representativos.

**Tabla 29. Grados de calidad de balanceo por grupos representativos**

Grado de Calidad de Balanceo G	e.w mm/s	Tipos de rotores- ejemplos generales
G 4000	4000	Sistema motriz de máquinas diesel de marina con número impar de cilindros, montadas rígidamente y con la velocidad del pistón < 9 m/s.
G 1600	1600	Sistema motriz de máquinas grandes de dos ciclos montadas rígidamente. (Comprende todo el sistema de transmisión).
G 630	630	Sistema motriz de máquinas grandes de cuatro ciclos montadas rígidamente. Sistema motriz de máquinas diesel de marina montadas elásticamente.
G 250	250	Sistema motriz de máquinas diesel de cuatro cilindros montada rígidamente y con velocidad de pistón > a 9 m/s.
G 100	100	Sistema motriz de máquinas diesel con seis o más cilindros y velocidad > a 9 m/s. Sistema motriz total (a gasolina o diesel), para carros, camiones, locomotoras
G 40	40	Ruedas de automotores, rines, conjuntos de ruedas, ejes de transmisión. Sistema motriz de máquinas rápidas de cuatro ciclos (gasolina o diesel) con seis o más cilindros, montadas elásticamente. Sistema motriz de carros, camiones y locomotoras.
G 16	16	Ejes de transmisión (propulsores, cardanes) con requerimientos especiales. Partes de maquinaria de trituración. Partes de maquinaria agrícola. Partes individuales de máquinas para autos, camiones, locomotoras. Sistema motriz de motores con seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.

Grado de Calidad de Balanceo G	e.w mm/s	Tipos de rotores- ejemplos generales
G 6.3	6.3	Partes de máquinas de plantas de proceso. Engranajes principales de la turbinas de marina. Tambores, centrífugas. Ventiladores. Turbinas de naves espaciales (ensamblado el rotor). Volantes- impulsores de bombas. Máquinas herramientas y partes generales de maquinaria. Armaduras de motores eléctricos. Componentes individuales de motores bajo condiciones especiales.
G 2.5	2.5	Turbinas a gas y a vapor, turbinas principales de marina. Rotores rígidos de turbogeneradores - rotores - turbocompresores - transmisiones de máquinas herramientas. Armaduras de motores eléctricos medios y grandes con especiales requerimientos. Armaduras eléctricas pequeñas. Conjunto turbina - bomba.
G 1	1	Sistema de accionamiento de tocadiscos, fonógrafo, y gramófonos. Mecanismo de máquinas esmeriladoras. Armaduras eléctricas pequeñas con requerimientos especiales.
<b>G 0.4</b>	0.4	Rotores, discos y armaduras de máquinas rectificadoras. Giróscopos.

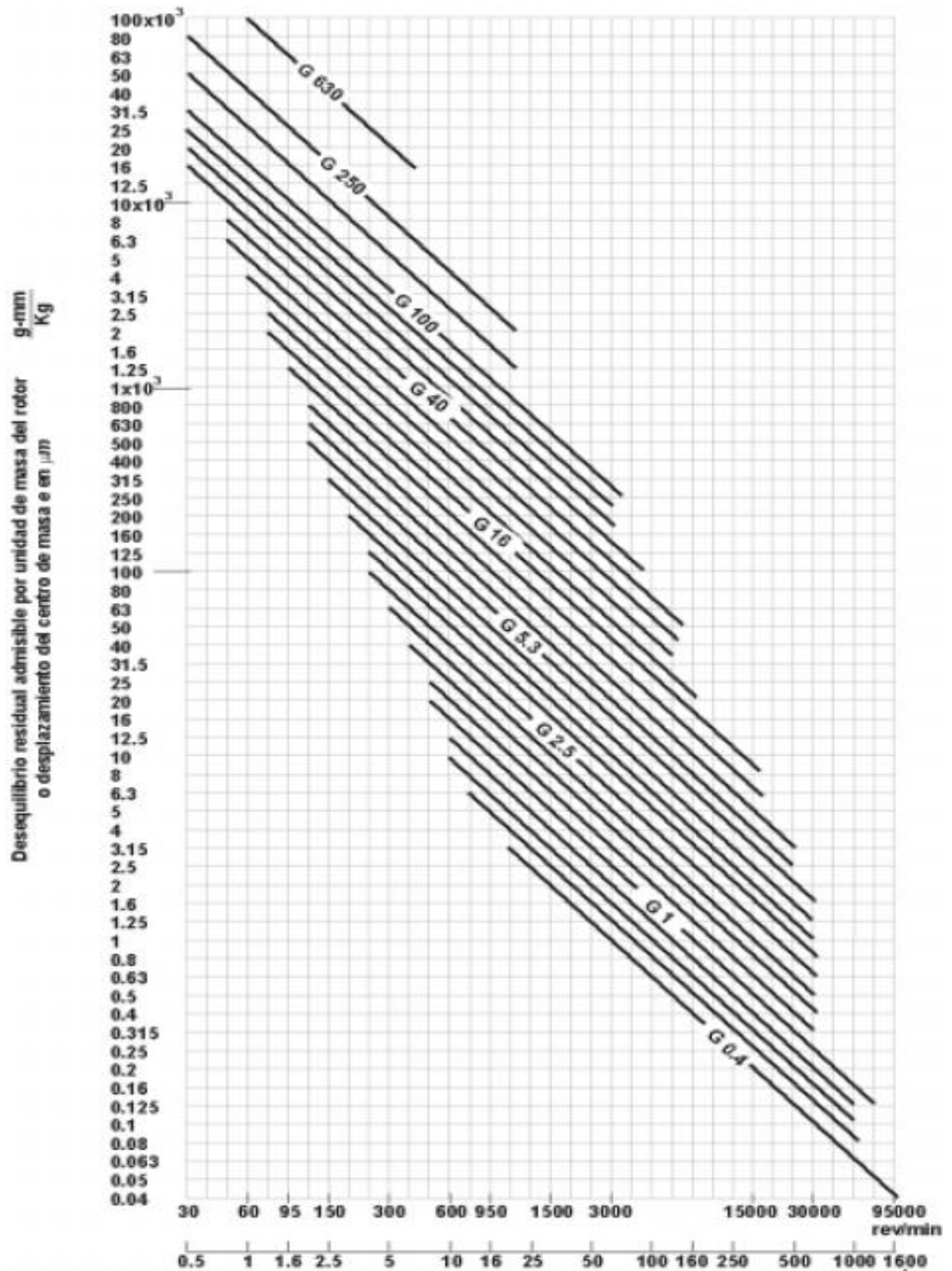
Notas : 1.  $w = 2\pi n/60 \gg n/10$   $n = \text{rev/min}$   
 $w = \text{rad/seg}$

2. *Un sistema motriz comprende : cigüeñal, volante, embrague, poleas, amortiguador de vibración, porción giratoria de la biela, etc.*

Fuente. Norma ISO-1940

Para poder establecer en que grupo representativo se encuentra el rotor analizado, se hace mediante la siguiente gráfica, ingresando con el valor máximo de desbalance y la velocidad de operación del rotor.

Figura 140. Desequilibrio másico específico para varios grados de calidad



Fuente. Norma ISO -1940

## **ANEXO B. CALIBRACIÓN DE SENSORES**

Para el presente trabajo de grado se llevó a cabo la calibración empleando el método de comparación. Para lo cual se contó con la colaboración del laboratorio de vibraciones mecánicas de la Universidad Pontificia Bolivariana de Bucaramanga.

El procedimiento de calibración consiste básicamente en someter un sensor de prueba y uno de referencia bajo la misma señal de aceleración con el fin de comparar las salidas y así obtener la sensibilidad y la respuesta en amplitud y frecuencia del acelerómetro de prueba. Debido a las facilidades con las que se cuenta, esta labor puede tomar tan solo entre 5 y 20 minutos dependiendo de la masa del sensor a calibrar, la cual no deberá superar los 800 g.

El procedimiento se lleva a cabo montando tanto sensor de referencia como sensor de prueba en un excitador o shaker en el cual se busca realizar un barrido en frecuencia para así obtener un valor de sensibilidad (en mV/g) para cada valor de frecuencia al que es sometido el conjunto. La señal de entrada con la que trabaja el shaker o vibrador es controlada por un generador de funciones que emite una señal sinusoidal la cual debe pasar por un amplificador de potencia. Al tiempo que las señales son enviadas al shaker para generar el movimiento vibratorio, se requiere que este sea alimentado con aire comprimido a una presión entre 30 Psi y 60 Psi, factor clave para el correcto funcionamiento del equipo debido a las altas frecuencias a las que debe trabajar y la precisión con la que debe responder. Mientras se excita el conjunto, se realiza la adquisición de las señales de forma continua mediante un sistema de adquisición de datos de la National Instruments.

Se hace uso entonces de una aplicación basada en Labview con el fin de generar las señales, y en la cual también se ha de realizar el monitoreo continuo de la respuesta del sensor de prueba y la manipulación del ensayo. Finalmente esta misma aplicación genera el reporte o certificado de calibración.

El certificado expedido contiene los valores de sensibilidad tabulados y graficados en el rango de 10 Hz a 10 kHz y la desviación presentada, así como los valores de incertidumbre para diferentes rangos de frecuencia.

Todo el ensayo es realizado en cumplimiento de la norma ISO 17025, bajo la aplicación de la norma 16063 en su numeral 21 el cual hace referencia a la calibración de vibración por comparación con un sensor de referencia.

La calibración realizada es trazable a un sensor de referencia previamente calibrado que a su vez es trazable a un método primario como lo establece la norma ISO 16063 en el numeral 11.

### **Montaje y equipos empleados:**

El conjunto sensor de prueba acoplado al sensor de referencia, es montado en la parte superior de un <sup>6</sup>shaker o excitador diseñado especialmente para este fin.

**Figura 141. Partes del shaker de calibración PCB 396c10 – The modal shop**



Fuente. The modal shop

El sistema requiere un suministro de aire para el funcionamiento del equipo. El aire comprimido debe ser además de controlado, limpio; por lo que se cuenta con válvulas, manómetros y filtros con el fin de garantizar aire de buena calidad y bajo ciertas especificaciones así:

- Presión en un rango de 30 a 60 PSI

<sup>6</sup> Al final de este anexo se encuentra el data sheet del shaker empleado.

- Flujo recomendado de 0,7 L/s
- Partículas permitidas máximo de 5  $\mu\text{m}$

Se usa también un amplificador de potencia de 400 W, el cual se encarga no solo de amplificar las señales generadas en Labview, sino que dentro de su funcionalidad ofrece un suministro regulado de corriente DC, un control del suministro de aire y un display para visualización de la presión.

**Figura 142. Amplificador de potencia the modal shop**



Fuente. The modal shop

Dentro de los parámetros tenidos en cuenta durante el ensayo se encuentran las condiciones del recinto, por lo que se tienen en cuenta la temperatura y la humedad en el instante que se realiza la prueba.

Otra parte esencial del ensayo es el sistema de adquisición de datos tipo USB de la National Instruments con el que se establece la comunicación entre el sistema de monitoreo basado en Labview y el montaje en el shaker.

A continuación se presentan las especificaciones generales luego de la calibración de los 2 sensores empleados. El primero es un sensor PCB ICP de una sensibilidad de 100 mV/g el cual se empleó como “sensor de prueba” durante la experimentación y el otro corresponde a un sensor Bruel & Kjaer de 10 mV/g, el cual fue empleado como “sensor de referencia” en las pruebas debido a su menor sensibilidad y que porcentualmente, la desviación que presenta es significativa, 5,7% frente a un 0,77% del primer acelerómetro.

**Tabla 30. Especificaciones sensor PCB-ICP**

<b>Modelo</b>	<b>Serial</b>	<b>Sensibilidad (mV/g)</b>		
		<b>Nominal</b>	<b>Promedio</b>	<b>Desviación</b>
352 C33	LW146619	100	99,23	0,77

**Tabla 31. Especificaciones sensor Bruel & Kjaer**

<b>Modelo</b>	<b>Serial</b>	<b>Sensibilidad (mV/g)</b>		
		<b>Nominal</b>	<b>Promedio</b>	<b>Desviación</b>
4513	56302	10	10,57	5,67

Para mayor información y a pedido de la Universidad pontificia bolivariana quienes colaboraron con la calibración de los sensores, el certificado de calibración de cada sensor podrá consultarse únicamente en el Laboratorio de vibraciones mecánicas – UIS.

Figura 143. Data sheet shaker PCB 396c10

		MODEL K394B30 / K394B31	
<b>MECHANICAL</b>		<b>396C10</b>	<b>396C11</b>
Stroke	in [mm] pk-pk	0.4 [10]	0.4 [10]
Frequency Range, frequency response testing	Hz nominal	2 to 15,000	2 to 20,000
Frequency Range, resonant search testing	Hz nominal	up to 50 kHz	up to 50 kHz
Acceleration Level (sinusoidal)			
Continuous (25 to 10,000 Hz)	g [m/s <sup>2</sup> ] pk	8.5 [83]	8.5 [83]
Intermittent (35 to 10,000 Hz)	g [m/s <sup>2</sup> ] pk	40 [392]	40 [392]
Maximum Load	oz [gm]	28.1 [800]	28.1 [800]
Lifting Spring	type	Lorentz - force coil	Lorentz - force coil
Air Bearing Specifications	type	Graphite	Graphite
Pressure	psi [bar]	30 to 60 [2 to 4]	30 to 60 [2 to 4]
Recommended Flow Supply to regulator	ft <sup>3</sup> /min [L/s]	1.5 [0,7]	1.5 [0,7]
Air-bearing flow rate (typical)	ft <sup>3</sup> /min [L/s]	0.15-0.20 [0,07-0,09]	0.15-0.20 [0,07-0,09]
ISO 8573.1 Quality Class		3	3
Dirt (Particle Size)	micron	5	5
Water Pressure Dewpoint (100psi gauge)	°F (ppm vol)	-4 (128)	-4 (128)
Oil (including vapor)	mg/m <sup>3</sup>	1	1
Armature	material	Aluminum	Beryllium
Insert	material	Beryllium	Beryllium
Total mass	oz [gm]	1.6 [45]	1.6 [45]
Sensor Mounting <sup>1</sup>	thread size	1/4-28 UNF	1/4-28 UNF
Transverse Motion (typical)			
<5,000 Hz	%	5	5
<10,000 Hz	%	10	10
<15,000 Hz	%	30	10
<20,000 Hz	%	n/a	20
Shaker Dimensions (diameter x height)	inch [mm]	6.5 x 5.25 [165 x 133]	6.5 x 5.25 [165 x 133]
Shaker Weight	lbs [kg]	22.3 [10,1]	22.3 [10,1]
<b>ELECTRICAL</b>			
Drive-Coil Resistance	Ohm (nominal)	1.0	1.0
Lorentz-Coil Resistance	Ohm (nominal)	2.8	2.8
<b>INTERNAL REFERENCE ACCELEROMETER</b>			
Type	ICP <sup>2</sup>		
Sensitivity	mV/g [ mV/ m/s <sup>2</sup> ]	10 (1.02)	10 (1.02)
Frequency Range (+/- 10%)	Hz	0.7 to 20,000	0.7 to 20,000
Resonant Frequency			
<b>SMARTAMP POWER AMPLIFIER</b>			
Efficiency	%	92	92
Output Voltage, max <sup>1</sup>	V rms	38	38
Current Limit <sup>2</sup>	A peak	18	18
Output Power <sup>3</sup>	W	400	400
Frequency Response, +0 / -3 dB, 4Ω load	Hz	0.4 to 40k	0.4 to 40k
Max. Voltage Gain	dB	26	26
DC Output Supply <sup>4</sup>	V	12 to 30	12 to 30
Protection Features	Interlock Switch / Air Pressure Switch / DC Fault Detection / Clip Detection / Over-current Detection / Safe Start in Mute Mode		
Front Panel Display	LCD		
Dimensions (W x H x D)	Two Row, four function keys		
Weight	cm (inches)	44 x 9 x 37 (17.3 x 3.5 x 14.6)	
	kg (lb)	3.8 (8.5)	
<b>SYSTEM COMPONENTS: K394B30</b>			
396C10 <sup>5</sup>	Air Bearing Shaker		
080A200 <sup>6</sup>	Beryllium insert (1/4-28 mount) with internal reference accelerometer		
482A21	ICP <sup>2</sup> Sensor Signal Conditioner		
Sensor Mounting adaptor kit	Includes typical mounting adaptor studs and plates		
<sup>10</sup> is at 4Ω load impedance, 1 kHz, THD 0.1%	<sup>16</sup> 4A max		
<sup>20</sup> typical over-current protection limit	<sup>18</sup> K394A31 includes 396C11 instead of 396C10		
<sup>10</sup> at 4Ω load impedance, 1 kHz, THD 0.6%	<sup>18</sup> 080A200 is standard armature core supplied. Other units available include 080A199		

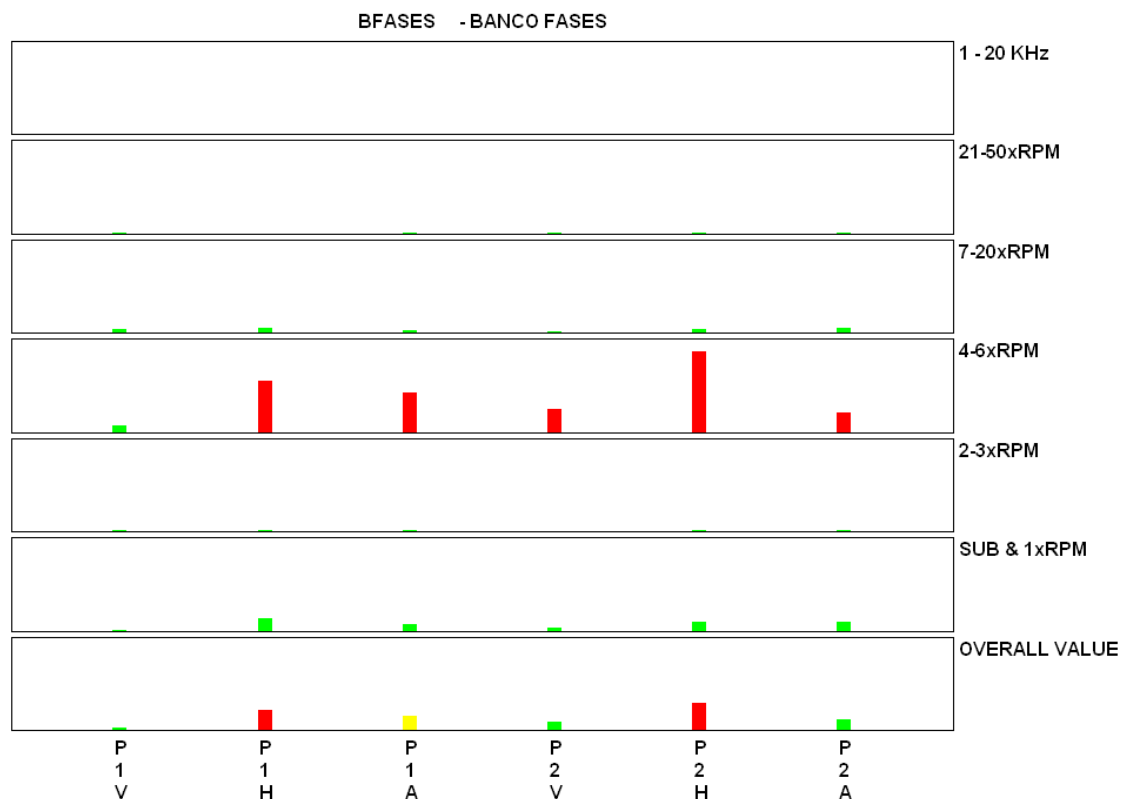
## ANEXO C. FILTRADO DE LAS SEÑALES

Como se explicó en uno de los capítulos, debido a la presencia de señales indeseadas y la gran precisión que demanda la medición de vibraciones mecánicas, se requiere un buen proceso de filtrado con el cual se logre limitar las frecuencias dominantes y obtener información realmente útil.

Inicialmente se hace una prueba en vacío del motor para determinar si hay presencia de señales eléctricas que puedan llegar a alterar las mediciones.

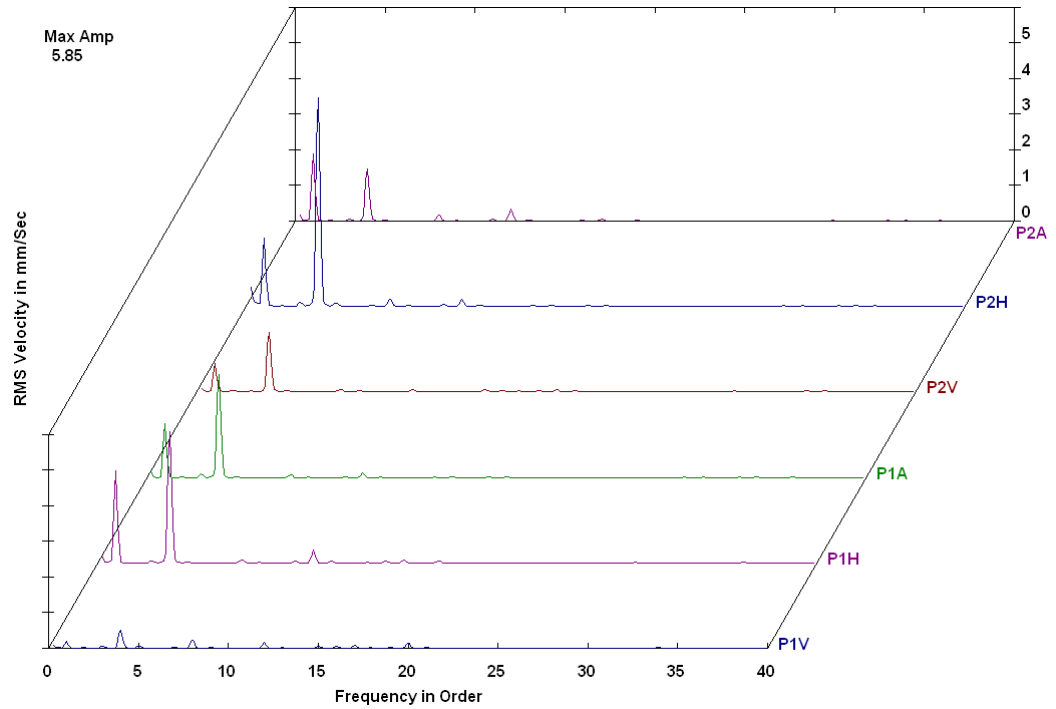
A continuación se presenta el análisis de vibraciones llevado a cabo sobre el motor Monofásico SIEMENS de ¼ HP y 1750 RPM de fabricación mexicana empleado. Los resultados obtenidos mediante un analizador de vibraciones son:

**Figura 144. Discriminación general por puntos y rangos de frecuencia**



Fuente. Los autores

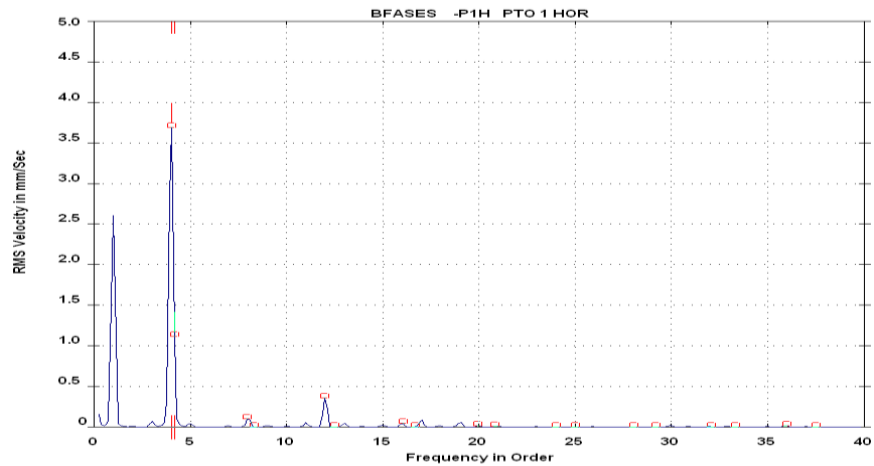
**Figura 145 Espectros tomados**



Fuente. Los autores

De las 2 figuras anteriores se evidencia mayores amplitudes en los puntos horizontales tanto del plano 1 como del plano 2, por lo que se procede a analizar esos dos puntos de medición.

**Figura 146 Punto 1 Horizontal**

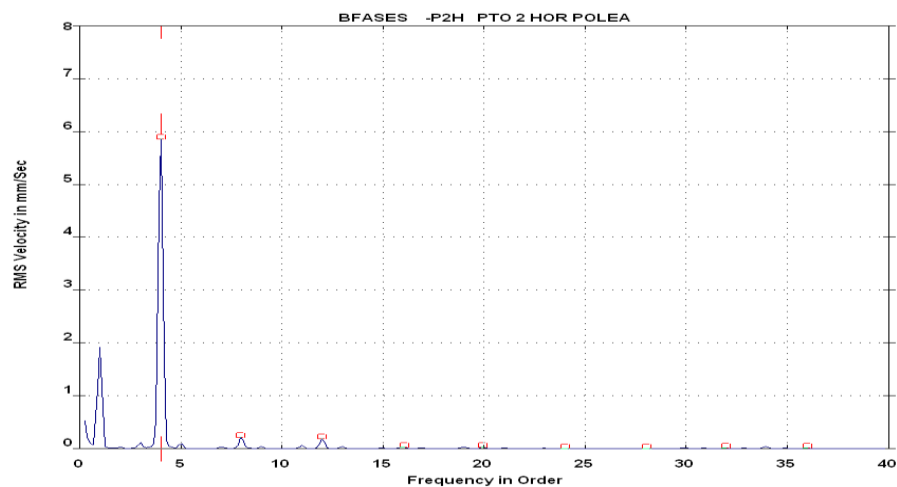


Fuente. Los autores

Se presenta vibración predominante al 2XFL que en este caso coincide con el 4XRPM, y también algunos pequeños picos en los armónicos de la frecuencia de línea.

Con un valor de 3,618 mm/s en RMS; cotejado con la carta de severidad bajo la norma ISO-2372 denota una operación “insatisfactoria” del equipo.

**Figura 147 Punto 2 Horizontal**



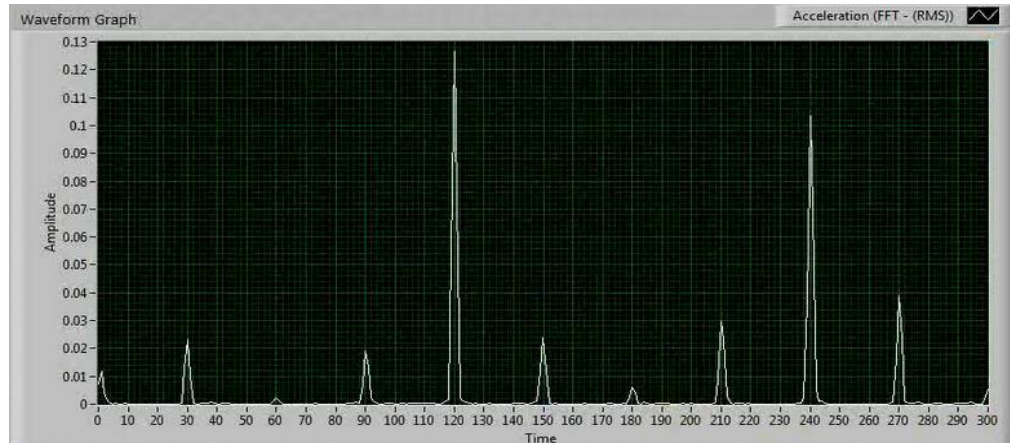
Fuente. Los autores

Para este caso se repite el pico predominante al 2XFL y se tienden a marcar los picos en los armónicos de esta frecuencia con pequeñas bandas laterales.

Al comparar el valor de vibración de 5,854 mm/s RMS con la carta de severidad se determina una condición “inaceptable” para la operación del equipo.

Posterior a esto y ante la presencia de los armónicos de la frecuencia de línea – FL, se realizaron mediciones más exhaustivas mediante el sistema de adquisición de datos de la National Instruments con el cual se está trabajando. Esto con el fin de esclarecer el comportamiento que se observaba, y donde se registraron algunos espectros que llamaron la atención así:

**Figura 148 Vibración tomada en aceleración**

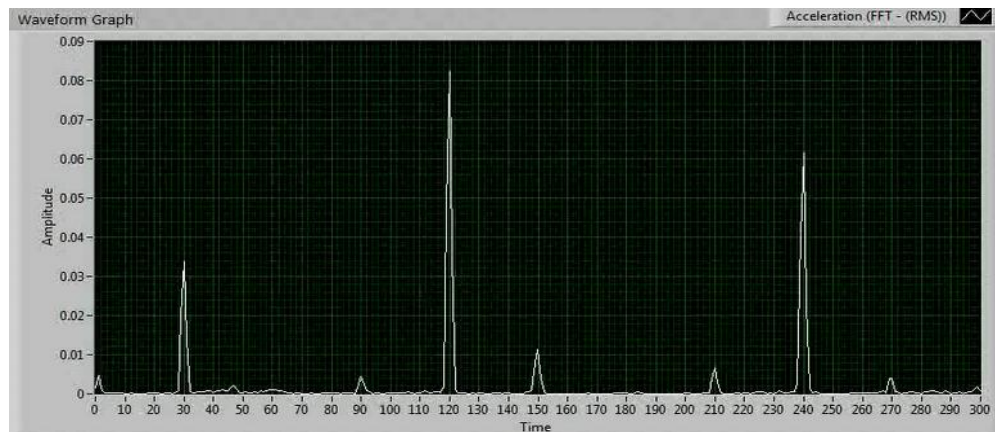


Fuente. Los autores

Realizando la medición en aceleración se puede ver más claramente la presencia de los picos de vibración en los armónicos de la frecuencia de línea (en este caso al  $2xFL$  y  $4xFL$ ) con bandas laterales.

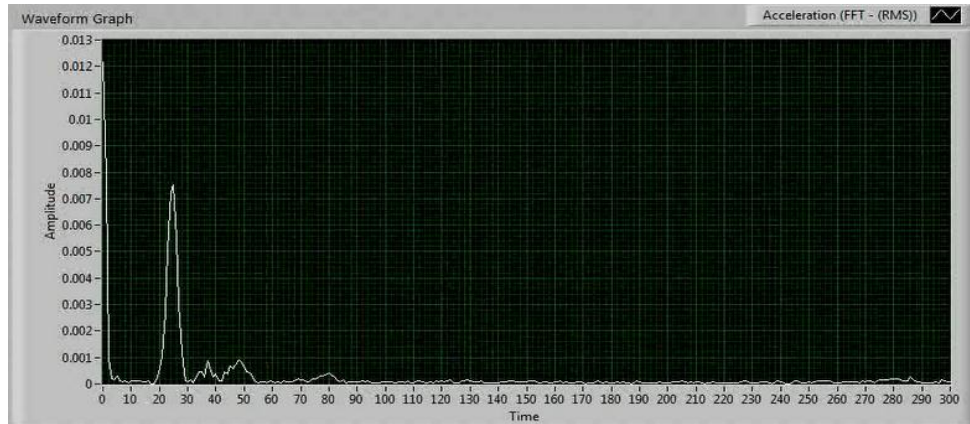
Para dar aún más certeza de que la señal es de tipo eléctrico, se realiza medición en continuo durante el apagado del motor, con lo cual deberán desaparecer los picos de frecuencia mientras que el pico presente al  $1XRPM$  deberá ir disminuyendo a medida que el motor se detiene, lo cual se muestra en las siguientes imágenes.

**Figura 149 Motor instantes previos a la desconexión**



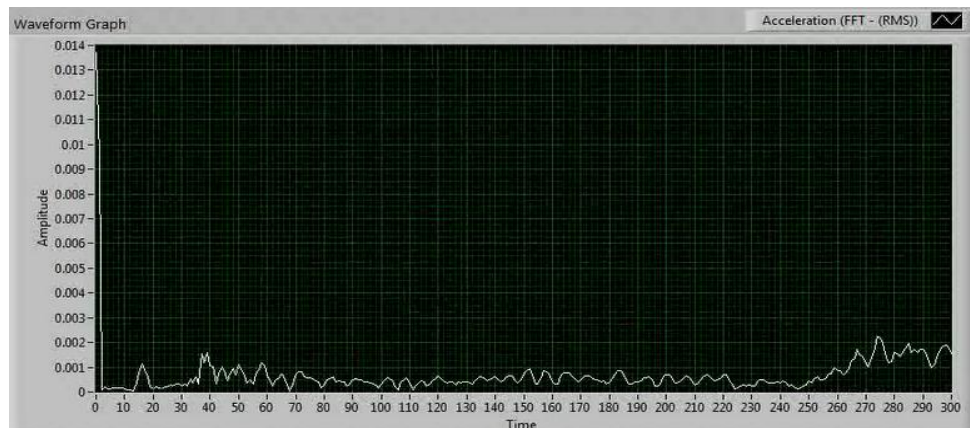
Fuente. Los autores

**Figura 150 Motor en proceso de detención**



**Fuente. Los autores**

**Figura 151 Motor casi detenido**



**Fuente. Los autores**

Con los espectros adquiridos durante la prueba de apagado del motor, se confirma que los problemas son de tipo eléctrico ya que los picos de frecuencia desaparecen al ser desconectada la corriente.

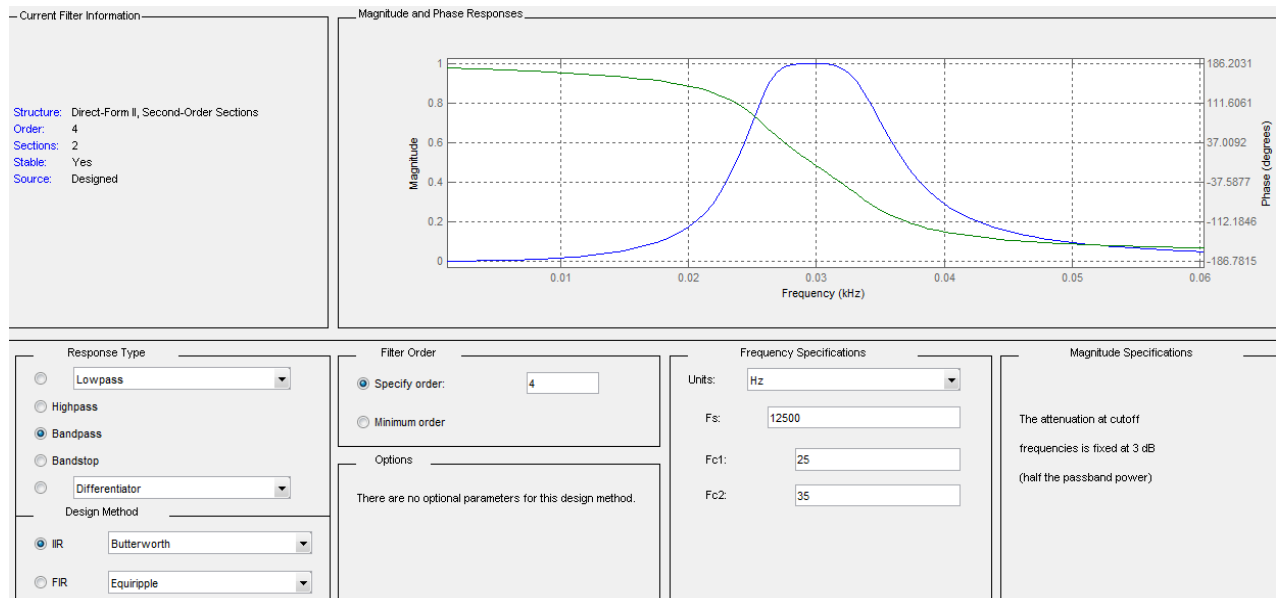
Debido a la amplitud de vibración que se presenta a 120 Hz se pensaría que existe una falla, pero en realidad es algo típico en este tipo de motores, y se hace más evidente cuando trabajan a baja carga. Por lo tanto en el análisis a realizar esta señal puede generar diagnósticos erróneos, por lo que se constituye en el primer filtro a aplicar.

Adicionalmente como se observa en este último espectro, en el inicio se presentan lecturas erráticas de gran amplitud lo cual se debe al rango en el que trabajan los sensores, pues por debajo de 10 Hz, la incertidumbre en la medición es mayor. Este comportamiento delimita el siguiente filtro aplicado.

Por otra parte, el análisis de fase que se realiza compromete fallas que podrían llegar a confundirse por sus características espectrales, las cuales tienen la presencia común de un pico al 1X RPM, que en este caso es una frecuencia cercana a los 30 HZ. Para lo cual se establece un filtro que permita extraer el valor de fase entorno a esa frecuencia.

El diseño de los filtros se hizo mediante la herramienta SPTool de Matlab para luego implementarlo a través del entorno de configuración del filtro en Labview considerando las frecuencias mencionadas previamente, los recursos informáticos que involucran y la afectación que se genera sobre las señales.

**Figura 152. Diseño de filtros digitales – SPTool – Matlab**

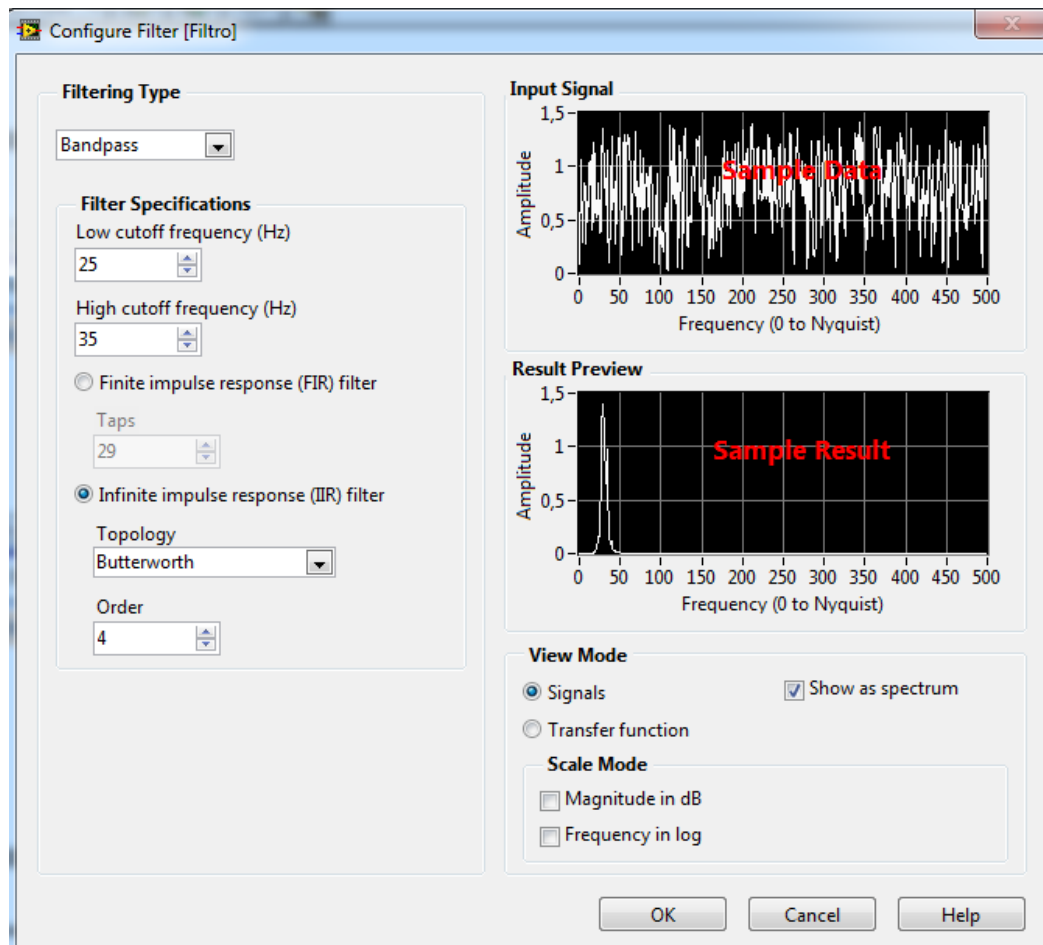


Fuente. Los autores

Una vez diseñado el filtro, cumpliendo con las especificaciones y evitando afectaciones indeseadas sobre la señal, se procede a configurarlo en Labview,

donde adicionalmente seleccionando visualización espectral, se comprueba que la información que se está obtenido es la requerida.

**Figura 153. Configuración del filtro diseñado en Labview**

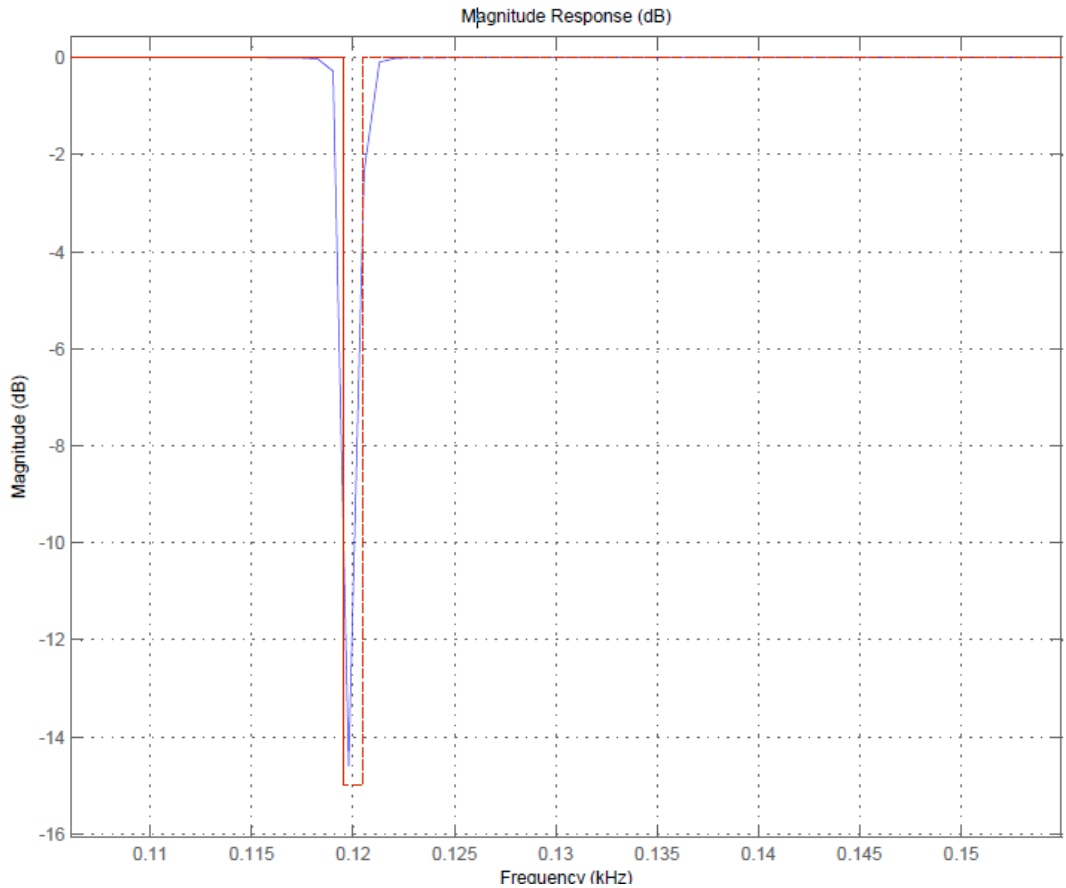


Fuente. Los autores

### **Filtro tipo IIR Butterworth rechaza banda o stop band de 119-121 Hz:**

Partiendo de que la señal indeseada se presenta a 120 Hz, se recomienda un filtro rechaza banda angosto, por lo que se usa uno de respuesta infinita al impulso, el que permitirá tener un valor en la respuesta pero atenuando la señal en el rango indicado sin alterar el resto de frecuencias de interés.

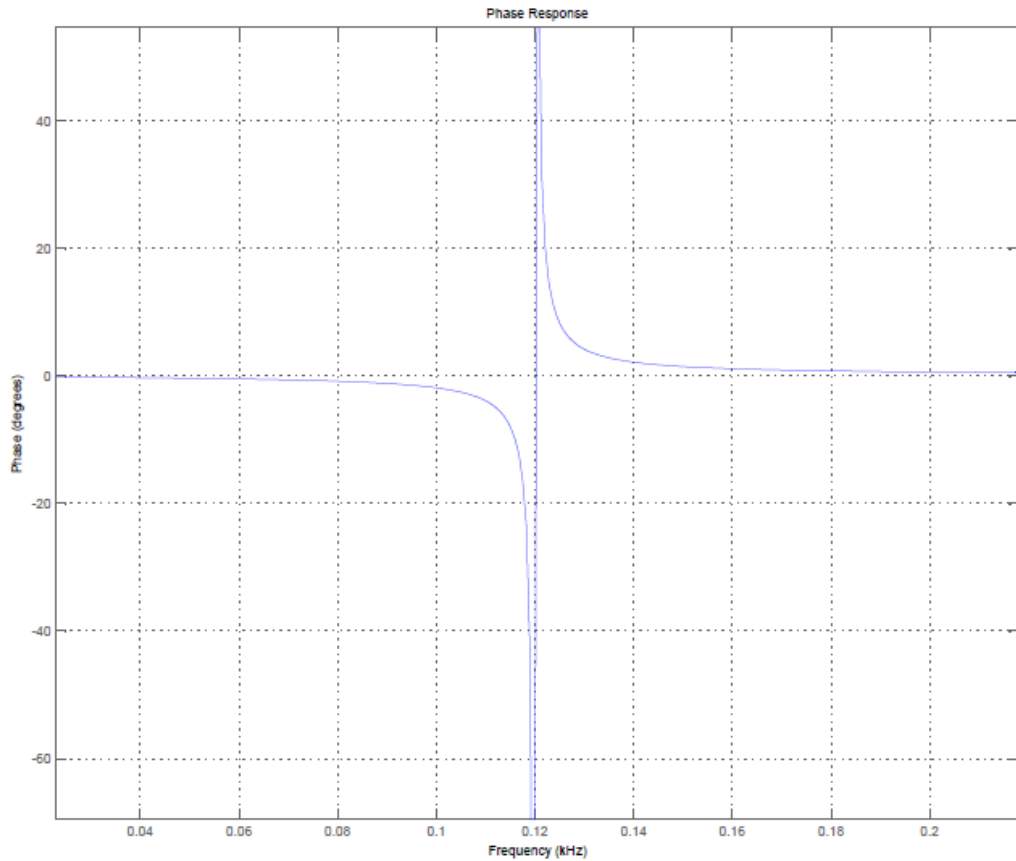
**Figura 154. Respuesta en magnitud del filtro stop band de 119-121 Hz**



Fuente. Los autores

En la imagen se observa en rojo la atenuación configurada y en azul el comportamiento real. Aquí se ratifica que las frecuencias aledañas no son afectadas, mientras que la magnitud de la señal en el rango establecido será reducida drásticamente. En cuanto a la fase se presenta una alteración en un amplio rango de frecuencias, aunque este comportamiento no afecta el análisis realizado puesto que las dos señales adquiridas pasan por el mismo filtro, por lo cual la variación será la igual en ambas y al hacer la diferencia entre ellas el resultado será el mismo.

**Figura 155. Respuesta en fase del filtro stop band de 119-121 Hz**

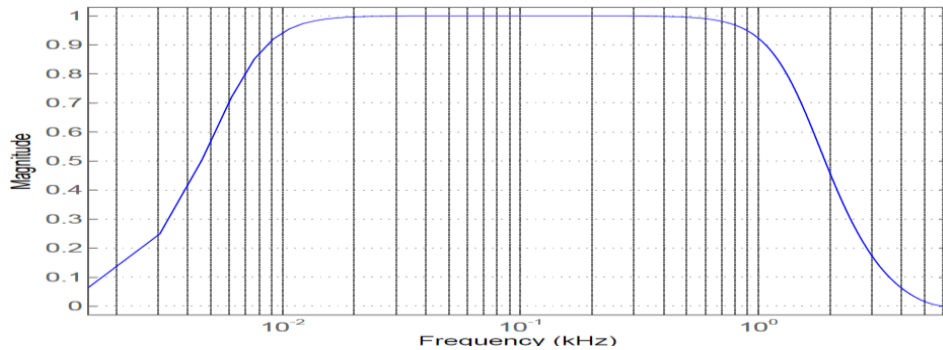


Fuente. Los autores

**Filtro tipo IIR Butterworth pasa banda de 10-1500 Hz:**

Con este filtro se busca limitar el rango de frecuencias dominantes, es decir, el rango de donde se extraerá información útil mientras se emiten valores atenuados fuera del rango establecido. Como se explicó anteriormente, la incertidumbre en la medición por parte de los sensores en el rango de 0-10 Hz hace necesaria la aplicación de un filtro para atenuar los valores allí contenidos. El otro límite del filtro está dado por la máxima frecuencia que podría llegar a interesar en un análisis espectral para el banco experimental, que sería de 50X RPM (1500 Hz), donde se alcanzaría a revelar fallas a alta frecuencia como en el caso de rodamientos en su etapa de deterioro más avanzada.

**Figura 156. Respuesta en magnitud del filtro pasa banda 10-1500 Hz**

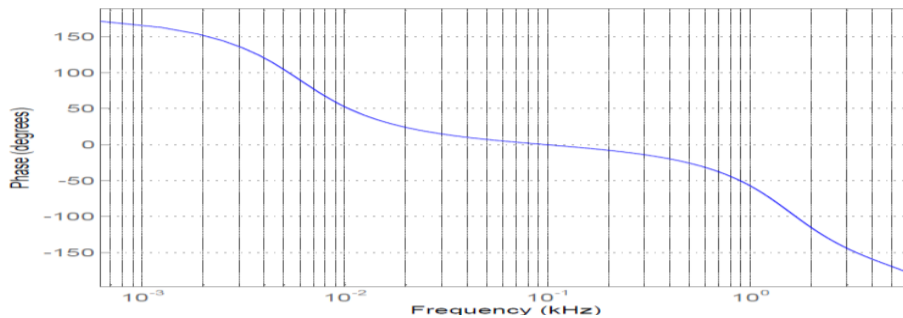


Fuente. Los autores

En la gráfica se observa que la atenuación que puede llegar a sufrir los valores de los límites del rango es de menos de 5%, mientras que los valores de interés para el análisis de fase permanecen intactos en magnitud.

Respecto a la fase, este filtro introduce una alteración significativa, pero para evitar que esto afecte las mediciones de fase se hacen pasar las dos señales por el mismo filtro, así las dos señales están afectadas de igual forma.

**Figura 157. Respuesta en fase del filtro pasa banda de 10-1500 Hz**



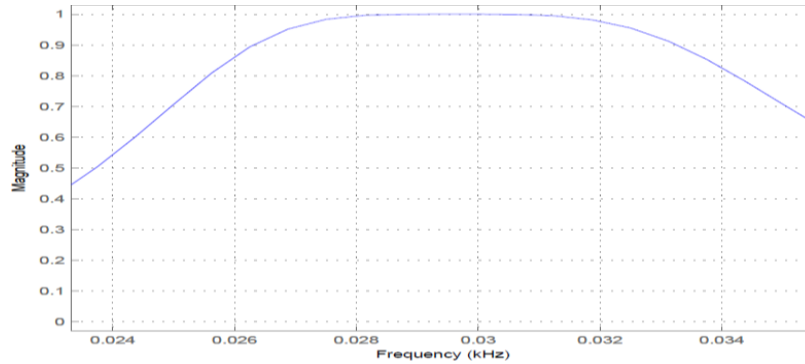
Fuente. Los autores

### **Filtro tipo IIR Butterworth pasa banda de 25-35 Hz:**

El único objetivo de este filtro es permitir la captura de información de la fase del pico que se presente al 1X (alrededor de 30 Hz), por lo tanto se diseña un filtro que no genere atenuación entorno a esa frecuencia en un pequeño rango, puesto que la operación del motor es estable. Para evitar errores en la diferenciación de

fase, las dos señales pasan por filtros exactamente iguales, lo cual no genera variaciones en el resultado.

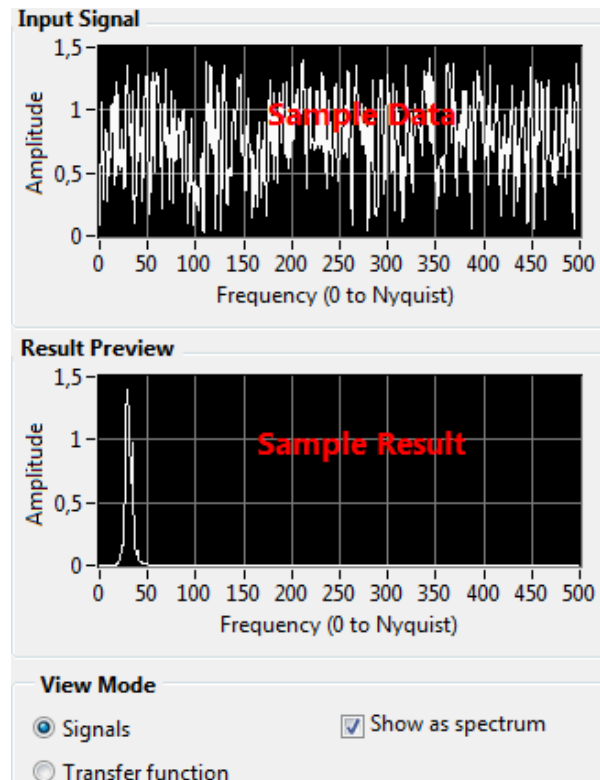
**Figura 158. Respuesta en magnitud filtro pasa banda de 25-35 Hz**



Fuente. Los autores

Como se observa, los valores en el rango de 28-31 Hz no sufrirán atenuación, lo cual permitirá extraer la información de fase con gran precisión del pico al 1X.

**Figura 159. Resultado espectral de filtro pasa banda de 25-35 Hz en Labview**



Fuente. Los autores

## ANEXO D.GUÍA DE INICIO RAPIDO – ALINEADOR LASER TKSA 20

### 1/ Conecte las unidades de medición (UM) en los ejes (véanse la fig. 1 y el anexo 2)

La UM marcada "S" en la máquina estacionaria.

La UM marcada "M" en la máquina móvil, normalmente el motor.

Conecte la UM a las tomas correctas en la unidad de visualización  
(véase el anexo 1).

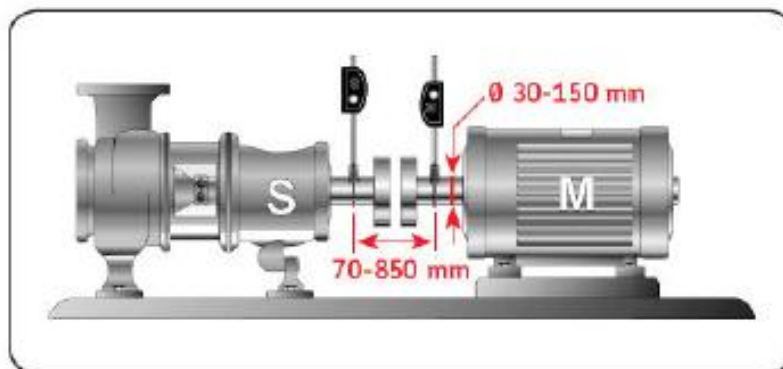


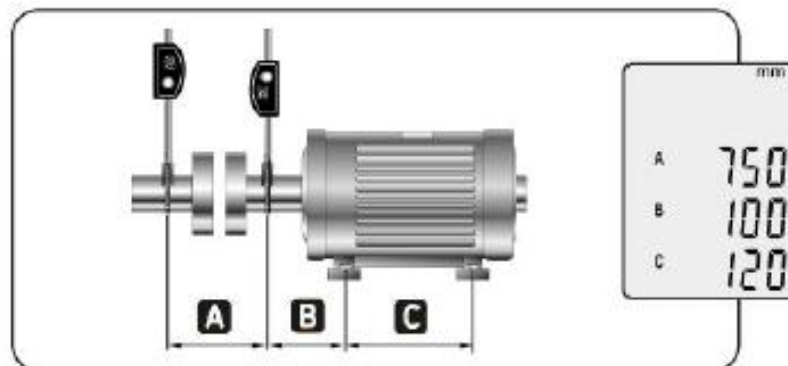
Fig. 1

### 2/ Conecte la unidad de visualización (UV)

Apunte los rayos láser de modo que den en el centro del objetivo de la UM opuesta.

Utilice la rueda de ajuste preciso vertical en caso necesario  
(véase el anexo 2).

### 3/ Introduzca las dimensiones



- Mida las distancias A, B y C de la aplicación.
- Ajuste cada valor mostrado en la pantalla usando las teclas + y -.

c) Confirme el ajuste de cada valor pulsando



#### 4/ Mida el estado de alineación

Gire los ejes, para colocar las UM como se indica mediante el símbolo del círculo que parpadea en la pantalla durante cada paso (véase la fig. 2).

Valide cada medición con 

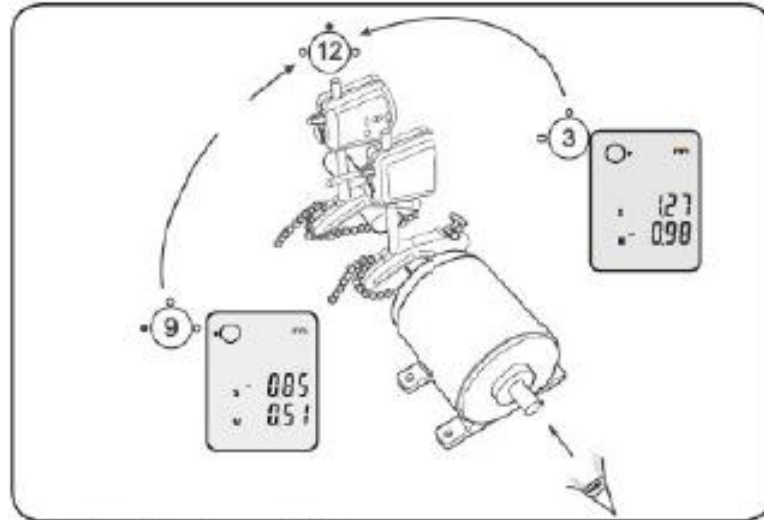


Fig. 2 Posiciones de medición

#### 5/ Resultados en tiempo real

Los valores de alineación en tiempo real se muestran en la UV.  
Los valores verticales en tiempo real se muestran cuando las UM están en la posición de las 12 en punto.  
Los valores horizontales en tiempo real se muestran cuando las UM están en la posición de las 3 en punto.

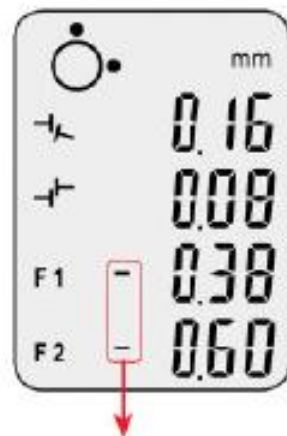
#### Posición de las unidades de medición

Resultado vertical /  
ajuste a las 12 en punto



Resultado horizontal /  
ajuste a las 3 en punto





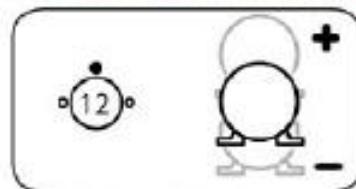
Valores de acoplamiento:  
 compruebe la tabla de  
 desalineación aceptable  
 (véase el anexo 3)

↖ angular: medido en mm/100 mm  
 ó 0,001"/1"

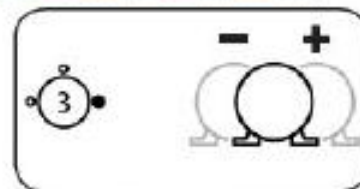
↔ paralela o descentramiento

Valores de las patas:  
 posición relativa de las  
 patas de la máquina móvil.  
 F1: patas delanteras / F2: patas traseras.

### Posición relativa de las patas (Corrección de alineación)



Añadir/quitar chapas



Mover lateralmente

Durante la alireación, observe los valores en tiempo real de acoplamiento mostrados en la pantalla.

Los valores de acoplamiento deben estar dentro del valor de desalineación aceptable máximo (véase el anexo 3), o dentro de la tolerancia dada por el fabricante del equipo original.

### 6/ Comprobación de pata coja

Antes de comenzar la alineación, se recomienda comprobar si existe pata coja en la máquina móvil.

Tras haber realizado las operaciones de 1 a 3, coloque las UM en la posición de las 12 en punto. Pulse + y - simultáneamente para acceder al modo de pata coja.



Pantalla de pata coja

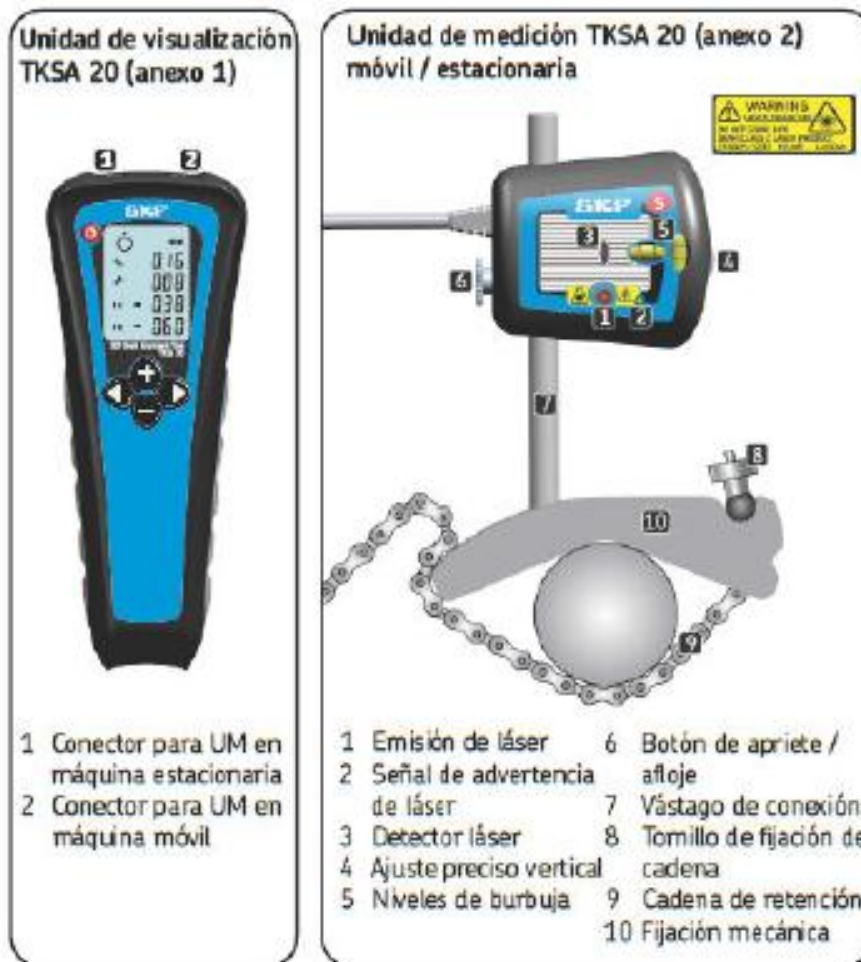
Pulse "siguiente" para poner a cero los valores de patas

visualizados. Para comprobar una pata, afloje el perno de la pata.

Supervise el valor F1 en caso de una pata delantera; el valor F2 en caso de una pata trasera. Registre este valor.

Si el valor es inferior a 0,05 mm (2 mils), hay un buen apoyo. Vuelva a apretar el perno y compruebe otra pata.

Si el valor es superior a 0,05 mm (2 mils), ésta puede ser la pata coja. Vuelva a apretar el perno y compruebe la pata diagonalmente opuesta. La pata coja es la que tiene la desviación mayor.



**Orientaciones para la desalineación aceptable máxima (anexo 3)**

rpm	$\pm A$ mm/100 mm	$\pm B$ mm	$\pm C$ 0.001"/1"	$\pm D$ 0.001"
0 - 1000	0.10	0.13	1.0	5.1
1000 - 2000	0.08	0.10	0.8	3.9
2000 - 3000	0.07	0.07	0.7	2.8
3000 - 4000	0.06	0.05	0.6	2.0
4000 - 6000	0.05	0.03	0.5	1.2

**Ajuste de la unidad de medición**

La herramienta se entrega con una preselección para mediciones en milímetros (sistema métrico).

Para cambiar a pulgadas (sistema imperial), pulse la tecla "-" mientras conecta la unidad.

Para volver a milímetros, pulse la tecla "+" mientras conecta la unidad.

### Recomendaciones de seguridad

- Apague siempre el contacto de la transmisión mecánica antes de empezar a trabajar.
- No exponga el equipo a manipulaciones bruscas o golpes fuertes.
- Lea y siga siempre las instrucciones de funcionamiento.
- La herramienta utiliza dos diodos láser con una potencia de salida inferior a 1 mW (clase 2). No mire nunca directamente al transmisor del láser.
- Calibre el equipo periódicamente.
- No apunte nunca el rayo láser a los ojos de una persona.
- La apertura de la carcasa de la unidad de medición puede ocasionar una exposición peligrosa a la luz y anular la garantía.
- El equipo no debe ser utilizado en áreas donde existe peligro de explosión.
- No exponga el equipo a demasiada humedad ni al contacto directo con agua.
- Todos los trabajos de reparación deben ser realizados por SKF.



#### Declaración de conformidad CE

Nosotros, SKF Maintenance Products, Kelvinbaan 16, 3439 MT Nieuwegein, declaramos que el

#### Alineador de ejes TKSA 20 de SKF

ha sido diseñado y fabricado de acuerdo con la directiva de compatibilidad electromagnética (EMC) 2004/108/EC como se indica en las normas armonizadas sobre:

Emissiones: EN 61000-6-3:2007

Inmunidad: EN 61000-6-2:2005, EN 61000-4-2, -3

Directiva RoHS, 2002/95/EC

La clasificación del láser es conforme con la norma EN 60825-1:2007. Conforme con 21 CFR 1040.10 y 1040.11 excepto por las desviaciones con arreglo al aviso sobre láser n.º 50, de fecha 24 de junio de 2007

Países Bajos, marzo de 2010

Sebastien David  
Jefe de desarrollo de producto y calidad

El contenido de esta publicación es propiedad de los editores y no puede reproducirse (incluso parcialmente) sin autorización previa por escrito. Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de la información contenida en esta publicación, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicha información.

### SKF Maintenance Products

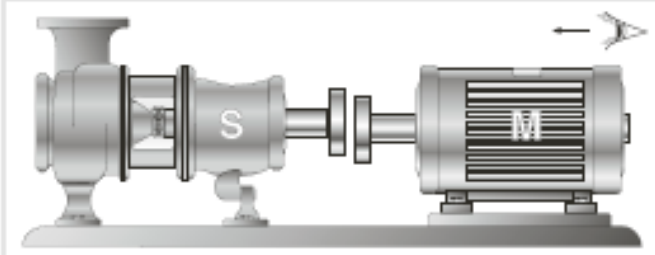
Publicación MP5370SP · 2010/03 · © SKF 2011

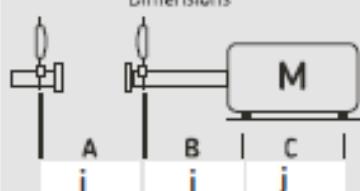
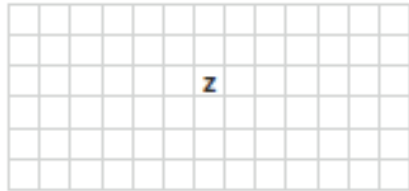
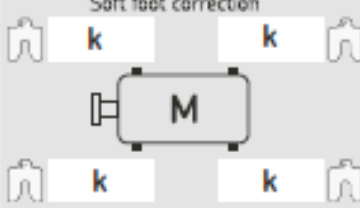
© SKF es una marca registrada del Grupo SKF

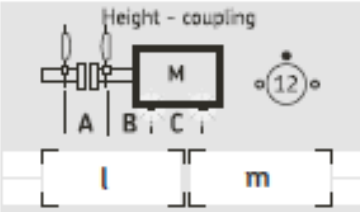
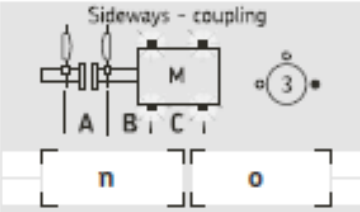
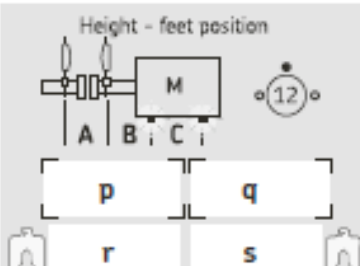
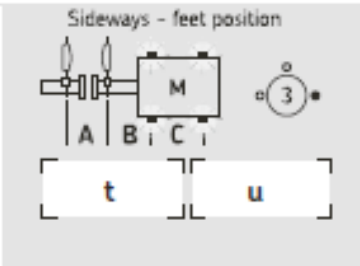
[www.mapro.skf.com](http://www.mapro.skf.com)

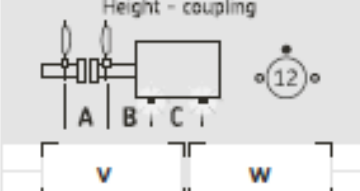
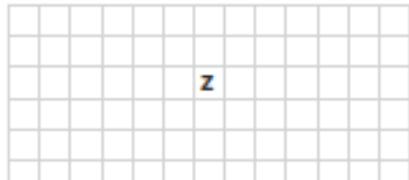
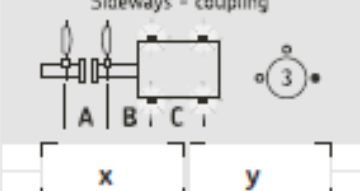
[www.skf.com/mount](http://www.skf.com/mount)

## ANEXO E. REPORTE DE ALINEACIÓN

Machinery equipment / position <b>a</b>	Operator <b>b</b> Date <b>c</b>	
Stationary machine type <b>d</b>	<b>Alignment report</b> 	Movable machine type <b>e</b>
Rotational speed <b>f</b> rpm	Acceptable coupling values - + - + - + - + <b>g</b> <b>h</b>	Measurement system mm <b>i</b> / inch ("/mils) <b>i</b>

<b>Dimensions</b> 	<b>Machine configuration</b> 	<b>Soft foot correction</b> 
--	---	---

<b>Measuring results height</b> Height - coupling 	Measuring results sideways Sideways - coupling 
Height - feet position 	Sideways - feet position 

<b>Height - coupling</b> 	<b>Remaining misalignment</b> 	<b>Sideways - coupling</b> 
---	---	---

Luego de realizar un alineamiento se recomienda diligenciar el reporte anterior según las siguientes indicaciones:

- a) Nombre del equipo
- b) Nombre del operador
- c) Fecha
- d) Nombre y/o referencia de la maquina estacionaria
- e) Nombre y/o referencia de la maquina móvil
- f) Máxima velocidad de rotación
- g) Desalineamiento angular admisible
- h) Desalineamiento paralelo máximo i) Indique las unidades empleadas
- j) Distancias del montaje
- k) Corrección de pata floja realizado
- l) Resultado angular de la medición vertical
- m) Resultado paralelo de la medición vertical
- n) Resultado angular de la medición horizontal
- o) Resultado paralelo de la medición horizontal
- p) Resultado de la posición vertical de las patas delanteras
- q) Resultado de la posición vertical de las patas traseras
- r) Tamaño de las galgas a agregar o quitar bajo las patas delanteras
- s) Tamaño de las galgas a agregar o quitar bajo las patas traseras
- t) Posición horizontal de las patas delanteras
- u) Posición horizontal de las patas traseras
- v) Desalineación angular residual en la vertical
- w) Desalineación paralela residual en la vertical
- x) Desalineación angular residual en la horizontal
- y) Desalineación paralela residual en la horizontal
- z) Espacio para anotaciones