



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



UNIVERSIDAD POLITECNICA DE MADRID

**ESCUELA DE INGENIERIA TÉCNICA DE  
TELECOMUNICACIONES**



**ESTUDIO DE LA VIBRACIÓN  
EN BAJA FRECUENCIA DE  
MOTOR ELÉCTRICO**

---

**PABLO PÉREZ POZO**

**VÍCTOR BERMEJO CAMPOS**

**MAYO 2013**



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



## Identificación de los datos del proyecto

Tema: Vibraciones

Título: Estudio de la Vibración en Baja Frecuencia de Motor Eléctrico

Autores: Pablo Pérez Pozo y Víctor Bermejo Campos

Titulación: Sonido e Imagen

Tutor: Juan Sancho Gil

Departamento: DIAC

### Tribunal

Presidente: Javier Luis Palmero Huerta

Vocal: Juan Sancho Gil

Vocal Secretario: Vladimir Ulin Nabatov

Fecha de Lectura: 4 de Junio de 2013



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



Telecomunicación  
*Campus Sur*

## ÍNDICE

<b>RESUMEN.....</b>	<b>16</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>16</b>
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>17</b>
<b>ANTECEDENTES .....</b>	<b>19</b>

### PARTE 1: TEORÍA DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS

<b>1. VIBRACIÓN .....</b>	<b>22</b>
1.1. ¿Qué es una vibración?.....	22
1.2. Tipos de vibraciones.....	25
<b>2. AISLAMIENTO DE VIBRACIONES .....</b>	<b>26</b>
2.1. Transmisibilidad.....	28
2.1.1. Aislamiento de vibraciones en sistemas de un solo grado de libertad sin amortiguamiento.....	29
2.1.2. Aislamiento de vibraciones en sistemas de un solo grado de libertad con amortiguamiento.....	32
2.2. Factores influyentes.....	36
2.2.1. Efecto amortiguamiento.....	36
2.2.2. Efecto del bloque de inercia.....	36
2.2.3. Efecto de la velocidad de la maquina .....	37
2.2.4. Limitaciones modelo ideal.....	37
2.3. Elección y disposición de los aisladores .....	41
2.4. Resonancia.....	45
2.4.1. Tipos de resonancia .....	53
2.5. Pérdidas de Inserción.....	53
<b>3. MANTENIMIENTO PREDICTIVO .....</b>	<b>55</b>
3.1. Desequilibrio .....	58
3.2. Desalineamiento .....	59
3.3. Falta de apriete en elementos de sujeción (Holguras).....	61
3.4. Cojinetes.....	61
3.5. Rodamientos.....	62
3.6. Engranajes .....	62



3.7. Excentricidad.....	63
<b>4. MODOS PROPIOS.....</b>	<b>65</b>
4.1. Frecuencia Crítica.....	68
<b>5. MEDIDAS DE VIBRACIÓN.....</b>	<b>71</b>
5.1. Transductores de vibración.....	73
5.1.1. Tipos de acelerómetros.....	76
5.1.2. Elección del Acelerómetro Adecuado.....	80
5.2. Calibración.....	83
5.2.1. Importancia de la calibración periódica.....	83
5.2.2. Patrón y trazabilidad metrológica.....	84
5.2.3. Método de calibración para vibración.....	84

## PARTE 2: ANÁLISIS DEL SISTEMA VIBRATORIO

<b>1. MANTENIMIENTO PREDICTIVO.....</b>	<b>90</b>
1.1. Objetivo de la práctica.....	90
1.2. Equipamiento empleado.....	91
1.3. Procedimiento de ensayo.....	92
1.3.1. Montajes: Diagnóstico de averías.....	93
<b>2. ESTUDIO PRÁCTICO DE LA RESONANCIA.....</b>	<b>127</b>
2.1. Objetivo de la práctica.....	127
2.2. Equipamiento empleado.....	127
2.3. Procedimiento de ensayo.....	128
2.4. Metodología de medida.....	129
2.5. Montajes.....	130
2.5.1. Resonancias para montaje sin peso adicional (Peso 0).....	130
2.5.2. Resonancias para peso total de 8,75 kg (Peso 1).....	132
2.5.3. Resonancias para peso total de 11,59 kg (Peso 2).....	132
2.5.4. Resonancias para peso total de 13,49 kg (Peso 3).....	133
2.5.5. Resonancias para peso total de 14,01 kg (Peso 4).....	136
2.5.6. Resonancias para peso total de 15,91 kg (Peso 5).....	137
2.5.7. Resonancias para peso total de 18,29 kg (Peso 6).....	138
2.6. Conclusiones.....	142
<b>3. MODOS PROPIOS.....</b>	<b>144</b>



3.1. Objetivo de la práctica.....	144
3.2. Equipamiento empleado .....	144
3.3. Procedimiento de ensayo .....	145
3.4. Montajes .....	148
3.5. Estudio modo a modo .....	155
Modo 1,1 .....	155
Modo 2,1 .....	159
Modo 3,3 .....	163
Modo 1,2.....	167
Modo 2,2.....	170
Modo 4,1 .....	179
3.5. Conclusión.....	182
<b>4. PÉRDIDAS DE INSERCIÓN Y TRANSMISIBILIDAD .....</b>	<b>184</b>
4.1. Objetivo de la práctica.....	184
4.2. Equipamiento empleado .....	184
4.3. Procedimiento de ensayo .....	187
4.3.1. Metodología de medida .....	187
4.3.2. Montajes .....	188
4.4. Datos obtenidos .....	191
4.4.1. Placa directamente sobre la mesa .....	191
4.4.2. Placa sobre aisladores metálicos.....	192
4.4.3. Placa sobre aisladores metálicos, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.....	193
4.4.4. Placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.....	194
4.4.5. Vibración residual.....	195
4.5. Procesado de datos .....	196
4.5.1. Influencia de la vibración residual.....	196
4.5.2. Placa directamente sobre la mesa .....	201
4.5.3. Placa sobre aisladores metálicos.....	203
4.5.4. Placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano .....	206
4.5.5. Pérdidas por inserción.....	208
4.5.6. Pérdidas por transmisión.....	213
2.6. Transmisibilidad.....	219



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



2.7. Conclusiones .....	224
<b>5. PRESUPUESTO.....</b>	<b>226</b>
<b>6. CONCLUSION FINAL .....</b>	<b>229</b>
<b>BIBLIOGRAFIA Y DOCUMENTACIÓN.....</b>	<b>232</b>
<b>ANEXO I.....</b>	<b>235</b>
<b>ANEXO II.....</b>	<b>262</b>
<b>ANEXO III.....</b>	<b>264</b>

## Lista de Figuras

Figura 1: Sistema motor, base de acero y resortes.....	18
Figura 2: Velocidad en función del desplazamiento de un MAS.....	23
Figura 3: Aceleración en función del desplazamiento de un MAS.....	23
Figura 4: Sistema masa-muelle.....	24
Figura 5: Diagrama Sistema de un Solo Grado de Libertad.....	29
Figura 6: Diagramas Sistema de un Solo Grado de Libertad sin Amortiguamiento. .....	30
Figura 7: Transmisibilidad de fuerza y desplazamiento en un sistema sin amortiguamiento en función de la relación de frecuencias.....	31
Figura 8: Diagrama Sistema de un Solo Grado de Libertad con Amortiguamiento. .....	32
Figura 9: Transmisibilidad en función de la relación entre la frecuencia de excitación y la natural del sistema, tomando la relación de amortiguamiento como parámetro.....	34
Figura 10: Representación gráfica del módulo de la transmisibilidad.....	35
Figura 11: Diagrama mecánico de una masa $m$ con movimiento de inercia $J$ soportada por dos aisladores.....	39
Figura 12: Efecto sobre la transmisibilidad en alta frecuencia de la relación $\mu$ de la masa aislada a la masa del elemento elástico del montaje y del factor de pérdidas estructurales $\eta$ . Las tres líneas continuas corresponden a valores calculados con $\eta \approx 0$ y las tres discontinuas corresponden $\eta = 0,06$ .....	41
Figura 13: Montaje y diagrama esquemático de un montaje simétrico.....	42
Figura 14: Diagrama esquemático de un montaje asimétrico con dos muelles en paralelo.....	43
Figura 15: Montaje de un máquina con la masa adecuada añadida.....	45
Figura 16: Gráfica que representa la amplitud frente a la frecuencia de un oscilador, cuando se encuentra presente una fuerza impulsora, en función del coeficiente de amortiguamiento.....	46
Figura 17: Carga estática en función de la frecuencia de un aislante.....	49
Figura 18: Curva típica de transmisibilidad de la fuerza, con base flexible.....	51
Figura 19: Transmisibilidad de la fuerza $T_f$ para un sistema simple amortiguado. .....	51
Figura 20: Curva típica de transmisibilidad de la fuerza con resonancias internas. .....	52
Figura 21: Curva de transmisibilidad de la fuerza con efectos de ondas estacionarias en los aisladores de vibraciones.....	52
Figura 22: Montaje máquina sobre material aislante.....	54
Figura 23: Motor eléctrico accionando rotor en voladizo.....	56
Figura 24: Ejemplos distribución en frecuencia de la vibración.....	57
Figura 25: Desequilibrio debido a la velocidad de giro.....	59

Figura 26: Desalineamiento paralelo. ....	60
Figura 27: Desalineamiento angular de ejes. ....	60
Figura 28: Transmisión por rodamientos. ....	62
Figura 29: Transmisión por engranajes. ....	63
Figura 30: Representación de nodos y vientres. ....	65
Figura 31: Representación de los modos. ....	67
Figura 32: Gráfica frecuencias críticas por materiales y espesores. ....	69
Figura 33: Eficiencia de radiación de modos de vibración de orden bajo de un panel cuadrado. ....	70
Figura 34: Curva de la representación del ratio de radiación $\sigma_{rad}$ de un panel finito de perímetro P y área S con bordes apoyados simplemente o con bordes fijados. ....	71
Figura 35: Diagrama de bloques del sistema de procesado de señales de vibración. ....	73
Figura 36: Representación de la sensibilidad transversal típica en un transductor de vibraciones. ....	74
Figura 37: Croquis de un acelerómetro. ....	75
Figura 38: Diagrama de un acelerómetro piezo-eléctrico. ....	76
Figura 39: Diagrama de un acelerómetro Piezo-Resistivo. ....	79
Figura 40: Esquema de montaje utilizado en la calibración de acelerómetros por vibración. ....	85
Figura 41: Calibrador y especificaciones. ....	85
Figura 42: Procedimiento de ensayo. ....	86
Figura 43: Procedimiento de ensayo. ....	87
Figura 44: Estructura del motor y detalle acoplamiento Oldham. ....	92
Figura 45: Espumillas colocadas por encima y por debajo. ....	93
Figura 46: Comprobación de que ambos canales recogen la misma información. ....	94
Figura 47: Motor más disco, sin pesos ni gomillas. ....	95
Figura 48: Motor con gomillas en anclajes para aislarlo de la placa. ....	96
Figura 49: Procedimiento de ensayo. ....	97
Figura 50: Gráfica resultados motor sin discos, sin pesos y con gomillas. ....	97
Figura 51: Colocación de acelerómetros. ....	99
Figura 52: Análisis con acelerómetros encima del motor. Nótese separación de 50 Hz entre picos señalados en amarillo, correspondientes a la frecuencia de línea. ....	99
Figura 53: Detalle unión piezas Oldham para comprobación de excentricidad. ....	100
Figura 56 : Espectro característico del análisis por excentricidad. ....	101
Figura 55 : Espectro característico del análisis por excentricidad. ....	101
Figura 57: Ejemplo engranajes con diferente numero de dientes. ....	102
Figura 58: Gráfica resultado del análisis por engranajes. ....	102
Figura 59: Acoplamiento Oldham sobre el eje del motor. ....	103
Figura 60: Análisis FFT con motor más acoplamiento Oldham para comprobar efecto engranajes . ....	103
Figura 61: Procedimiento de ensayo para estudio problemas dinámicos del motor. ....	104
Figura 62: Análisis FFT motor más disco para estudio problemas dinámicos. ...	105

Figura 63: Colocación de pesos de manera desequilibrada. ....	106
Figura 64: Máxima y mínima desviación estática del disco. ....	106
Figura 65: Análisis motor más disco más 3 pesos en desequilibrio. ....	107
Figura 66: Procedimiento de ensayo para la disminución problemas dinámicos. .....	108
Figura 67: Pesos colocados de manera equidistante (120 °). ....	108
Figura 68: Análisis FFT motor más disco con 3 pesos equidistantes. ....	108
Figura 69: Espectro característico típico para deterioro de cojinetes, desbalances, holguras. ....	109
Figura 70: Comparativa entre cojinete suelto (A) y cojinete sujeto (B). ....	110
Figura 71: Procedimiento de ensayo para estudio efecto cojinetes. ....	110
Figura 72: Análisis motor más disco más 3 pesos en desequilibrio con parte del disco sin atornillar. ....	111
Figura 73: Espectro característico de desalineación angular. ....	111
Figura 74: Simulación Acoplamiento Oldham detalle separación entre piezas. ....	113
Figura 75: Desalineación paralela del eje. ....	113
Figura 76: Procedimiento de ensayo. ....	114
Figura 77: Análisis FFT desalineación paralelo del eje. Nótese picos señalados en morado. ....	114
Figura 80: Alzado de rodamiento y cojinete. ....	115
Figura 78: Representación del procedimiento de medición. ....	115
Figura 79: Espectro característico de desalineación en el eje del rodamiento. ....	115
Figura 81: Vista en planta disco-cojinete. ....	116
Figura 84: Análisis desequilibrio en un único plano. Nótese amplitud similar en frecuencia de giro. ....	117
Figura 82: Procedimiento de ensayo para desequilibrio en un plano. ....	117
Figura 83: Espectro característico de desequilibrio en un único plano. ....	117
Figura 85: Procedimiento de ensayo para estudio de desequilibrio en dos planos. .....	118
Figura 86: Espectro característico de desequilibrio en dos planos. ....	118
Figura 87: Análisis desequilibrio en dos planos (Radial Horizontal). ....	119
Figura 88: Análisis desequilibrio en dos planos (Radial Vertical). ....	119
Figura 91: Gráficas resultados típicas para el efecto causado por holguras. ....	121
Figura 93: Espectro característico y relación de fases. ....	121
Figura 92: Gráfica resultado típica holgura tipo A. ....	121
Figura 94: Montaje para Holgura Tipo B. Nótese anclaje suelto. ....	122
Figura 95: Espectro característico y relación de fases holgura mecánica tipo C. ....	122
Figura 96: Análisis FFT para holguras tipo A y B. ....	123
Figura 97: Espectro característico y relación de fases. ....	124
Figura 98: Análisis FFT para Holgura Tipo C en la que se han señalado en amarillo los picos correspondientes a dicha holgura, tal como indica el espectro característico. ....	124
Figura 99: Espectro característico típico de rozamiento en rotor. ....	125

Figura 100: Análisis rozamiento de rotor. Destacar que los picos indicados con círculos amarillos se corresponden con Holgura Tipo C y no con rozamiento.....	125
Figura 101: Excitador de vibraciones (drch.) y su amplificador (izq).....	128
Figura 102: Sistema motor, pesos, nivel y acelerómetros.....	128
Figura 103: Masas utilizadas con sus diferentes pesajes.....	130
Figura 104: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa sin peso adicional (peso 0).....	131
Figura 105: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 8,75 kg (Peso 1).....	132
Figura 106: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 11,59 kg (Peso 2).....	133
Figura 107: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 13,49 kg (Peso 3).....	134
Figura 108: Comprobación del efecto aislante por parte de los resortes a la frecuencia $2f_0$ .....	135
Figura 109: Comprobación de movimientos de acoplamiento sobre el sistema.....	136
Figura 110: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 14,01 kg (Peso 4).....	136
Figura 111: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 15,91 kg (Peso 5).....	137
Figura 112: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 18,29 kg (Peso 6).....	138
Figura 113: Comprobación frecuencia natural interna de los propios muelles cuando actúan sobre ellos una excitación.....	139
Figura 114: Comprobación frecuencia natural interna de los propios muelles desplazada a la frecuencia 232 Hz debido al aumento másico añadido.....	141
Figura 115: Análisis FFT para el estudio de la resonancia.....	142
Figura 116: Excitador de Vibraciones.....	147
Figura 117: Diagrama de Bloques para estudio modos propios placa.....	147
Figura 118: Colocación del excitador sobre placa.....	148
Figura 119: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre sistema placa con muelles y motor para un análisis general.....	148
Figura 120: Análisis FFT para un comportamiento general del sistema.....	149
Figura 121: Montaje de Placa sobre panel poliuretano.....	149
Figura 122: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre sistema placa con material de poliuretano y motor.....	150
Figura 123: Procedimiento de ensayo sobre sistema placa con material de poliuretano y motor.....	151
Figura 124: Análisis FFT sobre el sistema placa con material de poliuretano y motor excitando en el centro de la placa.....	151
Figura 125: Análisis FFT sobre el sistema placa con material de poliuretano y motor excitando en una esquina de la placa.....	152
Figura 126: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles con excitando en una esquina.....	152

Figura 127: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre sistema placa más muelles y motor. ....	153
Figura 128: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles .....	154
Figura 129: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificando, a priori, los diferentes modos propios. ....	154
Figura 130: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,1. ....	156
Figura 131: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,1.....	157
Figura 132: Análisis en ANSYS del modo 1,1. ....	158
Figura 133: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,1 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS.....	158
Figura 134: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,1 a partir de los datos obtenidos en ANSYS.....	159
Figura 135: Patrón de vibración típico del modo 2,1.....	160
Figura 136: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,1. El transductor 1 se encuentra situado bajo el eje del motor.....	160
Figura 137: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,1.....	161
Figura 138: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,1. ....	161
Figura 139: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,1.....	162
Figura 140: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,1. ....	162
Figura 141: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,1.....	163
Figura 142: Distribución máximos y líneas nodales típica de modo 3,3. ....	163
Figura 143: Análisis en ANSYS modo 3,3. ....	164
Figura 144: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 3,3 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS.....	164
Figura 145: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 3,3 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS.....	165
Figura 146: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 3,3 a partir de los datos obtenidos en ANSYS.....	166
Figura 147: Distribución máximos y líneas nodales típica del modo 1,2. ....	167
Figura 148: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,2. ....	167
Figura 149: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,2.....	168
Figura 150: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,2. ....	169

Figura 151: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,2.....	169
Figura 152: Distribución máximos y líneas nodales típicas del modo 2,2. ....	170
Figura 153: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,2. ....	170
Figura 154: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.....	171
Figura 155: Procedimiento de ensayo para la captación del modo 2,2 mediante un excitador sobre una placa con cuatro muelles, sin el motor fijado a la bancada y tres acelerómetros como instrumentos de medida.....	172
Figura 156: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.....	173
Figura 157: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.....	173
Figura 158: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.....	174
Figura 159: Análisis en ANSYS modo 2,2. ....	175
Figura 160: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,2 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS. ....	176
Figura 161: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2 a partir de los datos obtenidos en ANSYS.....	176
Figura 162: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,2 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS, variando la posición del acelerómetro 3 a través del eje x. ....	177
Figura 163: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2 a partir de los datos obtenidos en ANSYS, variando la posición del acelerómetro 3 a través del eje x.....	178
Figura 164: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2 a partir de los datos obtenidos en ANSYS, variando la posición del acelerómetro 3 a través del eje x.....	178
Figura 165: Distribución máximos y líneas nodales típicas del modo 4,1. ....	179
Figura 166: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa más muelles para el modo 4,1. ....	179
Figura 167: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 4,1.....	180
Figura 168: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa más muelles para el modo 4,1. ....	180
Figura 169: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 4,1.....	181
Figura 170: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa más muelles para el modo 4,1. ....	181
Figura 171: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 4,1.....	182
Figura 172: Modos propios identificados tras los ensayos. ....	183

Figura 173: Lámpara estroboscópica. ....	185
Figura 174: Instantánea medida de la velocidad de giro del motor con lámpara estroboscópica. ....	186
Figura 175: Analizador de vibraciones, conjunto placa-motor, panel aglomerado, plancha de poliuretano y diversos cables. ....	186
Figura 176: Análisis del sistema placa +motor colocado directamente sobre la mesa. ....	189
Figura 177: Análisis del sistema placa +motor tras insertar los aisladores metálicos entre la placa y la mesa. ....	189
Figura 178: Análisis del sistema placa + motor + aisladores tras insertar el tablero de aglomerado y la plancha de poliuretano entre los aisladores y la mesa. ....	190
Figura 179: Análisis del sistema placa + motor tras insertar el tablero de aglomerado y la plancha de poliuretano entre la placa y la mesa. ....	190
Figura 180: Representación gráfica de niveles de vibración residual promedios en la placa y la mesa. ....	198
Figura 181: Comparación de los niveles de aceleración registrados en la placa. ....	199
Figura 182: Comparación de los niveles de aceleración registrados en la mesa. ....	200
Figura 183: Representación gráfica de niveles de aceleración promedios para placa directamente sobre la mesa. ....	203
Figura 184: Representación gráfica de niveles de aceleración promedios para placa sobre aisladores metálicos. ....	205
Figura 185: Representación gráfica de niveles de aceleración promedios para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano. ....	207
Figura 186: Pérdidas por inserción determinadas para cada montaje. ....	212
Figura 187: Pérdidas por transmisión de cada montaje. ....	219
Figura 188: Transmisibilidad de fuerza y de desplazamiento en un sistema sin amortiguamiento en función de la relación de frecuencias. ....	221
Figura 189: Transmisibilidad de fuerza y de desplazamiento del sistema bajo estudio en función de la relación de frecuencias. ....	223
Figura 190: Niveles de aceleración registrados en la mesa con el sistema sobre la mesa y con aisladores metálicos. ....	224



## Lista de Tablas

Tabla 1: Características típicas de los diferentes tipos de acelerómetros. ....	81
Tabla 2: Equipamiento utilizado durante la práctica. ....	91
Tabla 3: Colores gráficas software correspondientes a cada canal. ....	94
Tabla 4: Frecuencias de excitación del sistema. ....	96
Tabla 5: Frecuencias de excitación del sistema con gomillas. ....	98
Tabla 6: Equipamiento utilizado durante la práctica. ....	127
Tabla 7: Diferentes pesos que toma el sistema. ....	129
Tabla 8: Distribución acelerómetros para sucesivos ensayos de resonancia. .....	130
Tabla 9: Equipamiento utilizado durante la práctica. ....	144
Tabla 10: Modos propios calculados teóricamente. ....	146
Tabla 11: Colores de gráficas correspondientes a cada canal. ....	150
Tabla 12: Frecuencias correspondientes a los modos propios bajo estudio. ....	155
Tabla 13. Equipamiento utilizado durante la práctica. ....	185
Tabla 14. Datos sistema y excitación. ....	187
Tabla 15. Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado directamente sobre la mesa. ....	192
Tabla 16: Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado sobre los aisladores. ....	193
Tabla 17: Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado sobre los aisladores, el tablero y la espuma. ....	194
Tabla 18: Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado sobre el tablero y la espuma. ....	195
Tabla 19: Niveles de aceleración de la vibración residual. ....	196
Tabla 20: Niveles de vibración residual, promedios y desviaciones. ....	197
Tabla 21: Niveles de aceleración promedios y desviaciones para placa directamente sobre la mesa. ....	202
Tabla 22: Niveles de aceleración promedios y desviaciones para placa sobre aisladores metálicos. ....	204
Tabla 23: Niveles de aceleración promedios y desviaciones para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano. ....	207
Tabla 24: Pérdidas por inserción para placa sobre aisladores metálicos. ....	209
Tabla 25: Pérdidas por inserción para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano. ....	210



Tabla 26: Pérdidas por inserción para placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano. ....	211
Tabla 27: Pérdidas por transmisión para placa directamente sobre la mesa.	214
Tabla 28: Pérdidas por transmisión para placa sobre aisladores metálicos.	216
Tabla 29: Pérdidas por transmisión para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.....	217
Tabla 30: Pérdidas por transmisión para placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano. ....	218
Tabla 31: Valores de la transmisibilidad teórica. ....	221



## RESUMEN

Se realizará un análisis en baja frecuencia del comportamiento de sistemas vibratorios excitados principalmente por un motor eléctrico.

El sistema está formado por un motor eléctrico acoplado a un volante de inercia que produce una carga sobre citado motor diferente según las configuraciones adoptadas, todo ello montado sobre una base metálica de acero, soportada esta, mediante resortes de diferente características.

El estudio contemplará la identificación de frecuencias de excitación, resonancias, pérdidas de inserción de los sistemas, transmisibilidad, problemas de alineamiento, desajustes, modos propios... para cada una de las diferentes situaciones en las que opera el sistema.

## ABSTRACT

In this Project will proceed to an behavior analysis of vibrating systems in low frequency mainly excited by an electric motor.

The system is comprised of an electric motor coupled to inertial flywheel (o flywheel) which produces a different load upon said engine according to the configurations adopted. This system is mounted on a steel metal base which is supported by springs of different characteristics.

This study will consider the excitation frequency identification, system resonances, insertion loss, transmissibility, shaft dealignment, eccentricities, mismatches, modal frequencies of the plate... for each of the situations in which the system operates.

## INTRODUCCIÓN

En muchas ocasiones, los problemas de ruido que aparecen en instalaciones industriales se deben al montaje incorrecto de las máquinas. Cuando una máquina se monta adecuadamente los problemas se eliminan o al menos se reducen sustancialmente. Para ello, el procedimiento utilizado habitualmente es insertar bajo la máquina aisladores de vibración adecuadamente calculados, aunque en ocasiones también se utilizan absorbedores dinámicos, bloques de inercia y materiales amortiguantes de vibración.

Gran parte de las fuentes generadoras de ruido emiten energía sonora por la acción de superficies sólidas vibrantes hacia el aire circundante. Algunas de estas fuentes son deseables, como los pianos o campanas; otras, sin embargo, son indeseables, como los motores de combustión interna o las ruedas de los trenes.

Con mucha frecuencia nos encontramos con máquinas fijadas a tableros metálicos, rejillas y, a veces, a suelos ligeros de hormigón o madera. La máquina por sí misma no es capaz de radiar mucho ruido, en especial a baja frecuencia. Sin embargo, los tableros sustentantes, las rejillas y los suelos tienden a actuar como tableros resonantes, que amplifican el ruido de la máquina, como ocurre en los instrumentos musicales, por lo que también hay que tenerlos en cuenta.

El tema de la emisión sonora de estructuras vibrantes es de gran importancia práctica. Se deberían tener en cuenta las limitaciones existentes sobre ruido industrial o comunitario a la hora de diseñar maquinaria industrial. Por ello, se deben conocer y comprender los mecanismos de generación de ruido presentes en las máquinas, lo que permitirá reducirlos o eliminarlos de forma eficaz y económica.

La utilización de aisladores calculados adecuadamente puede mitigar el problema de emisión que ocasionan dichos sistemas. La transmisión de la vibración también puede ser un problema, ya que la vibración puede afectar al alineamiento, a la herramienta o a los instrumentos de medición de la propia máquina. Por esto, también es deseable reducir la transmisión de la vibración.

En resumen, ¿por qué es útil realizar medidas y análisis de vibraciones?:

- Estudiar e identificar las diferentes causas de problemas.
- Para cuantificar el deterioro de los equipos dinámicos.
- Cuantificar la severidad de la falla, es decir, el grado de importancia del problema.
- A través del análisis de tendencias, predecir posibles fallas.

Actualmente, el estudio y análisis de las vibraciones mecánicas ha adquirido gran importancia en la supervisión de los sistemas mecánicos, sobre todo de elementos de tipo rotativo. Independientemente de los planes de mantenimiento correctivo y preventivo, el plan de mantenimiento predictivo se basa, principalmente, en el estudio de las vibraciones mediante la instalación de sensores que permiten detectar vibraciones fuera de rango.

En este estudio se realizará un análisis del comportamiento de sistemas vibratorios en baja frecuencia excitado principalmente por un motor eléctrico.

El sistema analizado, véase figura 1, está formado por un motor eléctrico acoplado a un volante de inercia que produce una carga sobre citado motor diferente según las configuraciones adoptadas, todo ello montado sobre una base metálica de hierro, soportada esta, mediante resortes de diferentes características.



**Figura 1:** Sistema motor, base de acero y resortes.

Para entender el funcionamiento del sistema e identificar las principales causas de vibración, primero, se realizarán una serie de ensayos con la intención de identificar el origen de cada una de las diferentes vibraciones que produce la máquina. Esto se conoce como mantenimiento predictivo.

A continuación se estudiará, en tercios de octava la transmisión de vibración que produce dicho sistema de la figura 1, con diferentes sistemas aislantes. En este apartado se estudiarán la transmisibilidad y las pérdidas de inserción de los diferentes montajes.

En el tercer apartado práctico del presente documento se recogen los ensayos y conclusiones obtenidas del estudio de la resonancia del sistema para la configuración de aisladores de

vibración mostrada en la figura 1. El sistema se montará con diferentes pesos y se observará la evolución de dicha resonancia.

Por último, y solamente para ver de forma más detallada el comportamiento del sistema, se realiza un análisis modal de la placa. Se identificarán los diferentes modos propios que aparecen en el soporte cuando excitamos el sistema con un barrido en frecuencia.

## ANTECEDENTES

El primer analizador de vibración fue el cerebro humano, combinado con los sentidos del oído y del tacto, y todavía es uno de los mejores cuando el sujeto está bien entrenado. Muchos operadores de máquinas y gente de mantenimiento son capaces de diagnosticar problemas de máquinas por el tacto y con el uso de su fiel mango de escoba o desarmador para transmitir el sonido de un rodamiento al oído. El mecanismo del oído humano es extremadamente apto para reconocer patrones y muchas veces es capaz de reconocer las firmas distintivas, causadas por un defecto tal como una astilla en el anillo de un rodamiento con bolas.

Para incrementar la consistencia y para poder recordar las historias en el tiempo, necesitamos poder poner números a las mediciones de vibraciones y guardar archivos. Esos son las áreas donde el analizador de vibración humano falla. Era inevitable que fueran desarrollados métodos mecánicos y electrónicos para ese propósito.

Los primeros medidores de vibración fueron introducidos en los años 1950. Ellos medían el nivel general o nivel de banda ancha de vibración en maquinaria, o bien en *mils* (milésimos de pulgada) pico a pico de desplazamiento vibratorio o en pulgadas por segundo (*PPS*) de velocidad vibratoria. Un poco más tarde, los filtros análogos fueron agregados para poder hacer la diferencia entre los componentes de frecuencia diferente y de esta manera producir una especie de espectro de vibración.

Los años 1970 vieron la llegada de la computadora personal y el procesador de las señales digitales que lleva al analizador TRF y eso permitió el cálculo de un espectro de frecuencias muy rápido, desde una señal de vibración grabada. Los primeros analizadores eran muy voluminosos y pesaban hasta 35 kilogramos, y eso les hacía más adecuados como instrumentos de laboratorio que como unidades portátiles para uso en la industria.

Los años 1980 vieron la explotación del microprocesador en un único chip de silicón y éste fue seguido muy rápidamente por el verdadero analizador de señales digitales portátil, activado por baterías. Es un aparato que junto con un programa de computadora almacena los datos y



maneja los aspectos lógicos de la recopilación de datos, que revolucionó la aplicación del análisis de vibración en el diagnóstico de maquinaria.

Desde un punto de vista muy diferente, la aparición de los primeros instrumentos musicales, en especial los de cuerda, produjo un interés de la gente por el estudio del fenómeno de las vibraciones, por ejemplo, Galileo encontró la relación existente entre la longitud de cuerda de un pendulo y su frecuencia de oscilación, además encontró la relación entre la tensión, longitud y frecuencia de vibración de las cuerdas.

Podemos mencionar otros fenómenos, como la Ley de *Hooke* en 1876 sobre la elasticidad, la teoría y la experimentación de oscilaciones torsionales que dedujo Coulomb, Rayleigh con su método de energías, etc. Fueron grandes físicos que estructuraron las bases de las vibraciones como ciencia. Estos estudios y otros posteriores ya indicaban la relación que existe entre el sonido y las vibraciones mecánicas.

Más adelante las vibraciones tuvieron su auge en el mantenimiento predictivo, la búsqueda de un buen funcionamiento de los amortiguadores, el mal aislamiento de maquinaria que pudiera dañar las infraestructuras de la misma y zonas aledañas, ruidos causados por maquinaria...todo ello derivó a un fenómeno, el cual las máquinas “temían”, la llamada resonancia, cuyas consecuencias podían ser muy serias.

El mantenimiento predictivo jugó un papel importante en el crecimiento económico de las empresas, ya que predecir una falla era sinónimo de programación de eventos que permitirían a la empresa decidir el momento adecuado para detener la máquina y proporcionarle el mantenimiento adecuado.



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



# PARTE 1

## TEORIA DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS

---



## 1. VIBRACIÓN

### 1.1. ¿Qué es una vibración?

Se dice que un cuerpo vibra cuando se describe un movimiento oscilatorio alrededor de una posición de referencia. Por lo tanto, se dice que una vibración o movimiento vibratorio es la variación o cambio de configuración de un sistema en relación al tiempo, de forma que sus puntos oscilan sincrónicamente en torno a su posición de equilibrio estable, sin que el campo cambie de lugar.

Otra manera de entender una vibración es como un intercambio de energía cinética en cuerpos con rigidez y masa finitas, el cual surge de una entrada de energía dependiente del tiempo.

Este intercambio de energía puede ser producido por:

- Desequilibrio en máquinas rotatorias
- Entrada de Energía Acústica
- Circulación de fluidos o masas
- Energía Electromagnética.

La característica fundamental de una vibración es que es periódica, siendo frecuente un movimiento armónico simple. El número de veces en el cual se lleva a cabo un ciclo de movimiento completo durante un período de un segundo se denomina frecuencia y se mide en hercios (*Hz*). El movimiento puede constar de un solo componente que ocurre a una sola frecuencia (*Movimiento Armónico Simple o MAS*); sin embargo, en la práctica suelen consistir en múltiples frecuencias que ocurren simultáneamente de modo que no podemos ver inmediatamente con sólo mirar la amplitud del patrón de tiempo, cuántos componentes existen, y en qué frecuencias se producen. Para revelar estos componentes hay que observar el trazado de la amplitud de la vibración frente a frecuencia. La ruptura de las señales de vibraciones en componentes de frecuencia individuales se conoce como *análisis de frecuencia*. La gráfica que muestra el nivel de vibración en función de la frecuencia se denomina *espectrograma de frecuencia*.

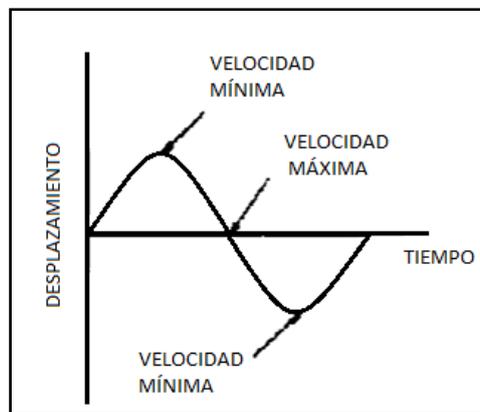
Por tanto, la propiedad más interesante en este estudio es la frecuencia, una característica simple y muy significativa. La correspondencia entre frecuencia y velocidad angular (*rpm*) de los elementos rotativos identificará el problema, en la mayor parte de los casos, y la pieza causante de la vibración. Esta relación se debe al cambio de dirección y amplitud de las fuerzas

de acuerdo a la velocidad de giro. Los diferentes problemas serán detectados por las frecuencias iguales a la velocidad de giro o múltiplos suyos. A cada tipo de problema le corresponde una frecuencia de vibración diferente, como se verá más adelante.

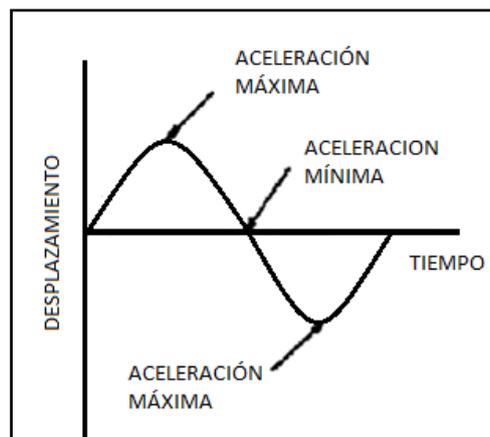
La amplitud de la vibración, lógicamente, nos dice la importancia o la gravedad del problema. Se puede medir amplitud de desplazamiento, de velocidad o de aceleración, como se realizará en este proyecto.

La velocidad tiene una relación directa con la severidad de la vibración, por este motivo es un parámetro que suele medirse. En cambio la aceleración está relacionada con la fuerza que provoca la vibración.

En las figuras 2 y 3 se muestra la relación establecida entre desplazamiento, velocidad y aceleración:



**Figura 2:** *Velocidad en función del desplazamiento de un MAS.*



**Figura 3:** *Aceleración en función del desplazamiento de un MAS.*

Otras características de las vibraciones como su masa, rigidez y amortiguamiento, dependen de factores intrínsecos del vibrador, además de la excitación solicitante. Entonces podemos decir que todos los sistemas mecánicos tienen 3 componentes básicos:

- Elasticidad
- Amortiguamiento
- Masa

Cuando se somete un sistema mecánico a una fuerza constante, este reacciona con un desplazamiento, una velocidad y una aceleración constante, respectivamente:

- Un muelle ideal se comporta según la ecuación:

$$F = k \cdot x \quad [N] \quad (1.1)$$

Donde  $F$  es la fuerza que se aplica (y que el muelle devuelve),  $k$  es la constante del muelle, y  $x$  es el desplazamiento que se provoca.

- Un mecanismo amortiguador se comporta según la ecuación:

$$F = b \cdot v \quad [N] \quad (1.2)$$

Donde  $F$  es la fuerza,  $b$  un coeficiente de "freno viscoso" y  $v$  la velocidad, es decir, la primera derivada de la posición.

Con esto definido, si se colocan ambos elementos en paralelo, como un único amortiguador, tal como muestra la figura 4, y se aplica una fuerza axial, se llega a la siguiente expresión (siguiendo la ley de Newton):

$$m \cdot a = F - kx - bv \quad (1.3)$$

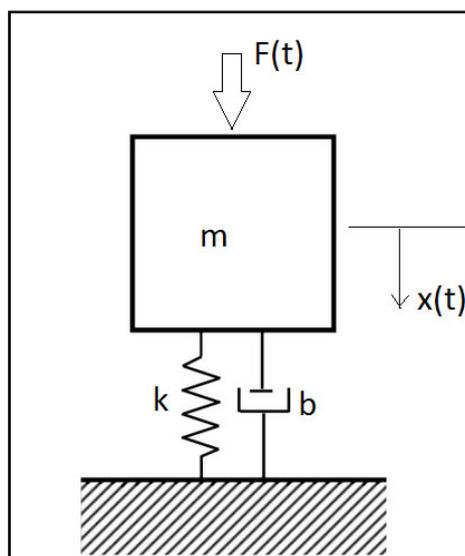


Figura 4: Sistema masa-muelle.

La figura anterior se corresponde con un sistema mecánico con un grado de libertad. Dicho sistema consta de los siguientes elementos:

- Inercia o masa:  $m$ , concentrada en un bloque rígido.
- Elemento elástico o resorte  $k$ ; que no tiene masa.
- Elemento disipador de energía, usualmente un amortiguador viscoso con constante  $b$ ;
- Fuente de excitación, que puede tratarse de una fuerza o momento o de un movimiento conocido del extremo libre del resorte:  $F(t)$ .
- Desplazamiento de la masa en función del tiempo:  $x(t)$ .

Esto quedaría mucho mejor Escrito en términos de ecuaciones diferenciales,

$$mx'' + cx' + kx = F \quad (1.4)$$

siendo  $F$  la fuerza aplicada directamente al sistema,  $-mx''$  la fuerza de inercia,  $-cx'$  la fuerza amortiguadora de tipo viscoso y  $-kx$  la fuerza elástica, con las condiciones:  $m > 0$ ,  $c > 0$  y  $m > 0$ .

## 1.2. Tipos de vibraciones

En cuanto a los tipos de vibración encontrados, cabe destacar los siguientes:

- Vibración libre: ocurren cuando un sistema oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al mismo y cuando las fuerzas externas aplicadas son inexistentes. Dicho sistema vibrará a una o más de sus frecuencias naturales o modos de vibrar que son propiedades del sistema dinámico dependientes de su distribución de masa y rigidez.
- Vibración forzada: ocurren cuando existen excitaciones directamente aplicadas al sistema a lo largo del tiempo, además de las fuerzas o momentos internos. Cuando la excitación es oscilatoria, el sistema es obligado a vibrar a la frecuencia de la excitación, y si ésta coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se produce una situación de resonancia pudiendo generar oscilaciones peligrosamente grandes

Cada una de estos tipos de vibraciones puede subdividirse, dependiendo de la existencia o no de fuerzas resistentes que amortiguan el movimiento vibratorio, en:

- Sin amortiguamiento: cuando no existe resistencia pasiva al movimiento del sistema.
- Con amortiguamiento: cuando existen resistencias pasivas al movimiento, es decir, fuerzas o momentos disipativos que amortiguan el movimiento vibratorio.

El amortiguamiento es un sinónimo de la pérdida de energía de sistemas vibratorios. Este hecho puede aparecer como parte del comportamiento interno de un material, de rozamiento, o bien, un elemento físico llamado amortiguador.

- Vibración lineal: si los componentes básicos de un sistema tienen un comportamiento lineal la vibración resultante es lineal.
- Vibración no lineal: se produce si alguno de sus componentes se comporta como no lineal.

El comportamiento lineal de un elemento facilita su estudio, en la realidad todo elemento de comporta como no lineal pero los resultados de su estudio no difieren, en muchos casos, a los realizados si se consideran como lineales.

## 2. AISLAMIENTO DE VIBRACIONES

El aislamiento de las vibraciones generadas por máquinas es una práctica muy común a fin de evitar que la energía de vibración se transmita a las zonas próximas originando niveles de ruido, efectos destructivos, interferencias con otros procesos, molestia, etc.

El aislamiento de vibraciones es un método de reducción de la transmisión de las fuerzas o los movimientos vibratorios de una estructura a otra. Aquí el término aislamiento se refiere a la interposición de un elemento relativamente flexible entre las dos estructuras.

Si se dispone de un elemento aislador suficientemente flexible, se transmitirá poca fuerza a la segunda estructura, excepto a las frecuencias cercanas a la de resonancia. Entonces, añadir amortiguación a un sistema vibratorio para reducir la respuesta vibratoria a la frecuencia de resonancia, no es la solución, pues alrededor de dicha frecuencia se disminuye el aislamiento que se consigue a frecuencias superiores a la de resonancia.

Sea cualquiera la causa de la vibración, su reducción es necesaria debido a diversas razones entre las cuales tenemos:

- La excesiva vibración puede limitar la velocidad de procesamiento.
- La vibración es responsable de la baja calidad de los productos elaborados por máquinas-herramientas.
- La vibración de maquinarias suele derivar en radiación de ruido.

- La vibración puede alcanzar a otros instrumentos de precisión de otras fuentes, y causar fallas de funcionamiento.

Hay dos tipos de aplicaciones de aislamiento de vibraciones. El primero se corresponde con aquel en el que se pretende impedir la transmisión de las fuerzas de una máquina a su base; en el segundo tipo se desea reducir la transmisión del movimiento de una base o estructura a una máquina, o cualquier otro dispositivo montado sobre ella.

No obstante, el control de las vibraciones puede catalogarse en tres grupos:

- Reducción en la fuente: donde está el balanceamiento de masas en movimiento (ventiladores, motores,..), balanceamiento de fuerzas magnéticas (motores eléctricos) y la reducción de juegos (en descansos).
- Aislación: podemos aislar una máquina que genera excesivas vibraciones de modo que no afecte la operación de otras, podemos aislar una máquina sensible a las vibraciones de un ambiente pleno de vibraciones.
- Reducción de la respuesta: alterando frecuencias naturales, incrementando el amortiguamiento, o añadiendo absorbentes dinámicos. Para poder analizar en profundidad es necesario conocer las características modales del sistema. Esto es conocido como análisis modal experimental. Una vez identificadas las frecuencias naturales y modos propios de una máquina o estructura esta información será útil para: diagnosticar situaciones de vibración excesiva, rediseñar componentes de estructuras, predecir respuestas a situaciones de carga extremas o estudiar efectos de modificaciones en el comportamiento dinámico de un sistema.

Con este estudio se pretende reducir la transmisión de fuerzas que produce nuestro sistema vibratorio a la superficie de apoyo, para ello se realizaran tanto reducciones en la fuente como en la respuesta, montando el sistema sobre diferentes tipos de amortiguadores.

Un dispositivo elástico que reduce la transmisión de la fuerza vibratoria se denomina *aislador de vibraciones*. Sin embargo, los amortiguadores de vibraciones, tienen la propiedad de transformar el movimiento en calor y son especialmente necesarios para reducir la transmisibilidad entorno a la frecuencia de resonancia, por lo que son colocados siempre en paralelo con otro elemento del sistema.

Decimos así que el amortiguamiento de un sistema vibratorio es la capacidad de disipar energía de una estructura mecánica, y su conversión en calor. Hay varios tipos de amortiguamiento, los más importantes son los detallados a continuación:

- Amortiguamiento Viscoso o de Fluido: Representa la resistencia que opone un fluido a un cuerpo que lo traspasa, esta resistencia varía dependiendo de la viscosidad del fluido y es proporcional a la velocidad del desplazamiento.
- Amortiguamiento de Fricción: Representa la resistencia al movimiento ofrecida por la fuerza de roce.
- Amortiguamiento Estructural: Este amortiguamiento se produce por el roce interno de las partículas de un material. Aquí la fuerza retardadora se opone al movimiento, como el amortiguamiento viscoso, pero esta vez es proporcional al desplazamiento.

## 2.1. Transmisibilidad

La efectividad de los sistemas antivibratorios se mide en términos de transmisibilidad, es decir, por la fuerza que es transmitida por la maquina a la superficie de apoyo. Se define entonces como la relación adimensional entre la fuerza transmitida y la fuerza originaria producida por la vibración, denominada fuerza de excitación.

$$T = \frac{\text{Fuerza Transmitida}}{\text{Fuerza de Excitación}} \quad (2.1)$$

Una definición más precisa de transmisibilidad sería: relación adimensional de la amplitud de la respuesta de un sistema en una vibración forzada estacionaria a la amplitud de excitación. Dicha relación no tiene que ser necesariamente de fuerzas, sino que también puede ser de desplazamientos, velocidades o aceleraciones.

Decir que, en ocasiones, el rendimiento de un sistema aislante viene dado por su *eficiencia de aislamiento*,  $A$ , la cual se define como complemento de la transmisibilidad, es decir:

$$A = 1 - T \quad (2.2)$$

La transmisibilidad indica la fracción de fuerza transmitida o movimiento perturbador. Sin embargo, la eficiencia de aislamiento determina la fracción en que la perturbación transmitida es menor que la excitación. Con frecuencia, la eficiencia de aislamiento se expresa en porcentaje.

La transmisibilidad no depende solo de las características del aislador, si no que depende de las propiedades del soporte y del elemento a aislar. Si suponemos sistemas de un solo grado de libertad, la transmisibilidad solo depende de las propiedades del aislador y de la masa del elemento aislado.

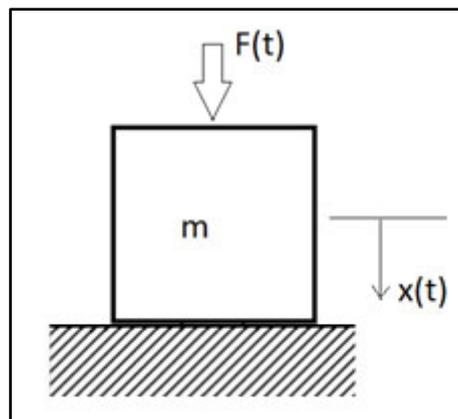
Generalmente, las fuerzas excitadoras que se producen en los motores eléctricos (también en los de combustión interna y en ventiladores) tienen un carácter armónico simple. En sistemas en los que se produzcan impactos (trabajos de estampación o guillotinado, por ejemplo) las fuerzas motrices pueden ser de naturaleza impulsiva.

Para mantener un sistema oscilando es necesario suministrar energía al sistema, es decir, se provoca una vibración forzada. Este estudio se centra en este tipo de excitaciones (excitación continua).

### 2.1.1. Aislamiento de vibraciones en sistemas de un solo grado de libertad sin amortiguamiento

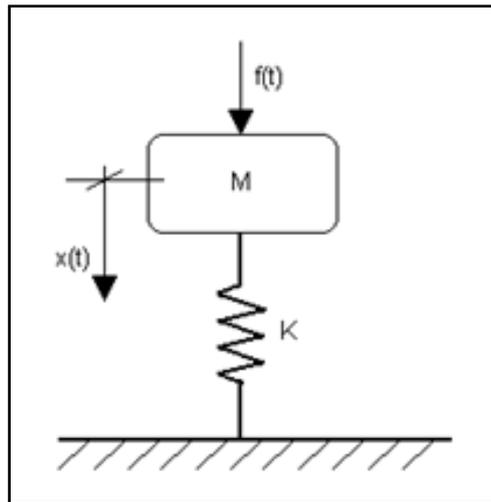
Simplificando enormemente, se puede suponer que una máquina se representa por una masa rígida  $m$ . En el caso de que la máquina esté apoyada directamente sobre un suelo rígido de gran masa (en este estudio dicho suelo se corresponde con la superficie sobre la que se apoya el sistema, normalmente una mesa), entonces la totalidad de la fuerza periódica aplicada a la masa, o bien generada por esta, se transmitirá al suelo de forma directa. Esto se puede apreciar la siguiente figura 5, en la que se supone que dicha fuerza aplicada es vertical y que es de la forma:

$$F(t) = F * \cos(\omega t) = F * \cos(2\pi f t) \quad [\text{N}] \quad (2.1.1)$$



**Figura 5:** Diagrama Sistema de un Solo Grado de Libertad.

Ahora, para el caso más sencillo de un sistema con sólo grado de libertad y sin amortiguación (figura 6), es decir, un muelle unido a una masa  $m$ , formando así un sencillo sistema masa - muelle sometido a la fuerza  $F * \cos(\omega t)$ , la masa  $m$  experimenta un desplazamiento  $x$  debido a la fuerza  $F(t)$ , superpuesto a cualquier otro, incluso a la desviación estática originada por el propio peso de la máquina.



**Figura 6:** Diagramas Sistema de un Solo Grado de Libertad sin Amortiguamiento.

La fuerza que se transmite a la base toma el valor  $f_o(t) = k * x$ . Entonces, la ecuación diferencial que caracteriza el movimiento de la masa, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico, y que permite hallar el valor de  $x$  es:

$$mx'' + kx = F_m(t) = F_m \cos(wt) \quad [\text{N}] \quad (2.1.2)$$

Donde  $F_m$  es la amplitud de fuerza y  $w$  la frecuencia de la fuerza excitadora,  $k$  la rigidez del aislador, supuesto sin masa, en  $\text{N/m}$  y  $m$  la masa montada sobre el aislador en  $\text{kg}$ .

La solución a la ecuación, en estado estacionario es

$$x = \frac{(F \frac{m}{k})}{(1 - (\frac{w}{w_n})^2) * \cos(wt)} \quad [\text{m}] \quad (2.1.3)$$

donde

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{rad/s}] \quad (2.1.4)$$

Si ahora se aplica la definición de *transmisibilidad de la fuerza*, como ratio de fuerza transmitida a la aplicada:

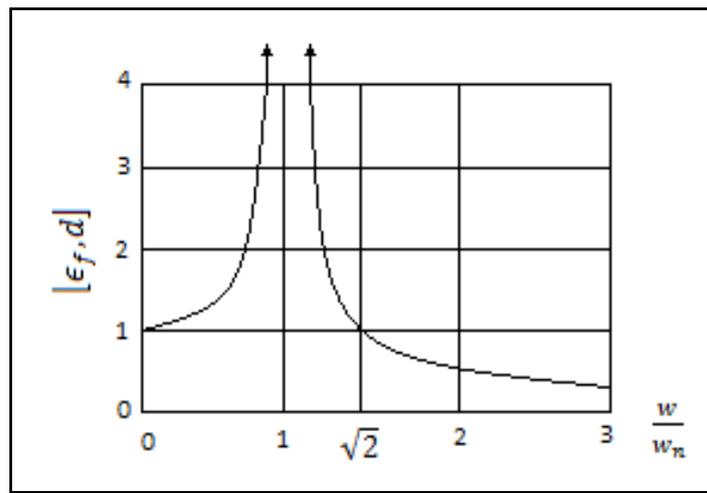
$$\epsilon_f = \left| \left( \frac{kx}{F_m \cos(wt)} \right) \right| = \left| \left( \frac{\frac{1}{jwm}}{\frac{1}{jwm} + \frac{jw}{k}} \right) \right| \quad (2.1.5)$$

Con la ecuación  $x = \frac{(F \frac{m}{k})}{(1 - (\frac{w}{w_n})^2) * \cos(wt)}$  y sabiendo que  $w^2 = \frac{k}{m}$ , entonces, la transmisibilidad

de la fuerza queda:

$$\epsilon_f = \left| \frac{1}{1 - (\frac{w}{w_n})^2} \right| \quad (2.1.6)$$

Un aspecto a destacar es que la expresión de la cual se toma el valor absoluto se hace negativa para  $w/w_n > 1$ . Este signo negativo se asocia con un cambio en la fase entre la dirección de la fuerza aplicada y el movimiento de la masa; es decir, para  $w/w_n < 1$ , la masa  $m$  se mueve hacia abajo cuando  $F_m * \cos(wt)$  se dirige hacia abajo; si  $w/w_n > 1$ , la masa  $m$  se mueve hacia arriba cuando  $F_m * \cos(wt)$  se mueve en sentido contrario. Esto indica que la fuerza transmitida a la base, o está en fase o en oposición respecto de la fuerza aplicada según  $w/w_n$  sea mayor o menor que la unidad. En la figura siguiente se puede apreciar una representación de la transmisibilidad en función de la relación de frecuencias, en términos de valores absolutos:



**Figura 7:** Transmisibilidad de fuerza y desplazamiento en un sistema sin amortiguamiento en función de la relación de frecuencias.

La base del aislamiento de vibraciones se muestra en esta figura. Para relaciones de frecuencia muy bajas, la fuerza experimentada por la base es similar a la fuerza a la que se somete la masa. Si hablásemos en términos de desplazamiento, en ese margen de frecuencias, el desplazamiento que experimentaría la masa sería igual que el de la base. El comportamiento sería similar al de un sistema en el que la masa está pegada directamente a la base.

A medida que la frecuencia de la fuerza excitadora se aproxima a la frecuencia natural,  $w_n$ , la fuerza que el muelle aplica sobre la base va aumentando, hasta que la relación toma el valor unitario, donde dicha fuerza se hace infinitamente grande. Esta fuerza provocaría un estiramiento infinito del muelle, hecho que es físicamente imposible. En la práctica, cuando el sistema se aproxima a las condiciones de resonancia los muelles o estructuras vibrantes se someten a esfuerzos cada vez mayores, lo que podría derivar en rotura. Por ello, es primordial conocer con detalle el comportamiento de la máquina en el entorno de la resonancia.

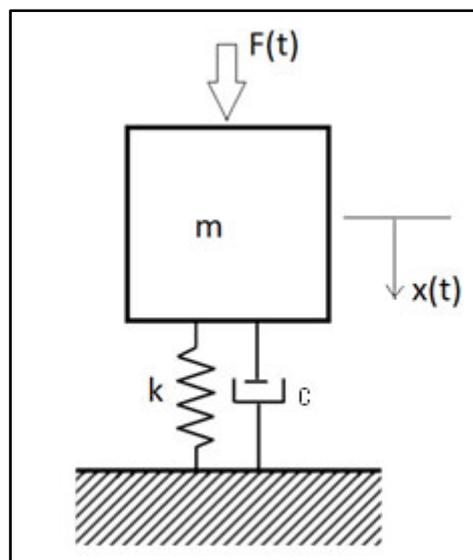
Si nos situamos en el lugar donde la frecuencia angular de la fuerza de excitación supera la frecuencia natural del sistema, entonces la fuerza aplicada a la base a través del muelle

decrece rápidamente, hasta que para  $w/w_n = \sqrt{2}$ , la fuerza aplicada y la transmitida toman el mismo valor.

Cuando la frecuencia de excitación supera a  $\sqrt{2}w_n$ , es decir, la frecuencia de trabajo se encuentra en el margen de frecuencias que se denomina *margen de aislamiento*, la fuerza transmitida es menor que la fuerza aplicada al sistema. Por norma general, cuanto más alta sea la frecuencia de excitación, más efectivo resultara el aislador. Por ello, para lograr un buen aislamiento, lo que se traduce en una pequeña transmisibilidad, se debe intentar que la frecuencia de excitación o de trabajo de la maquina se encuentre en este margen de frecuencias, lo que conlleva la elección de un aislador que haga lo más pequeña posible la frecuencia natural del sistema. Decimos entonces que un aislador solo es efectivo para frecuencias de trabajo superiores a  $\sqrt{2}w_n$ .

### 2.1.2. Aislamiento de vibraciones en sistemas de un solo grado de libertad con amortiguamiento

En la práctica, un aislador de vibraciones suele estar amortiguado, entonces el sistema se asemeja más al siguiente modelo:



**Figura 8:** Diagrama Sistema de un Solo Grado de Libertad con Amortiguamiento.

En dicho modelo se representa la maquina como una masa  $m$ , excitada por una fuerza  $F$  y apoyada sobre un elemento elástico de rigidez  $k$  y amortiguamiento  $c$ .

Ahora se tiene un sistema amortiguado, por lo que el aislador se comporta de un modo diferente. El amortiguador limita la amplitud de la vibración de la masa a todas las frecuencias.

La fuerza del muelle,  $kx$ , se opone al desplazamiento y la fuerza del amortiguador,  $cdx/dt$ , se opone a la velocidad (amortiguamiento viscoso), como hemos visto en apartados anteriores.

La ecuación diferencial del movimiento, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico,  $F(t) = F\text{sen}(wt)$ , es de la forma:

$$mx'' + cx' + kx = F \quad (2.1.7)$$

La ecuación característica correspondiente a la ecuación diferencial homogénea es:

$$2mr + cr + k = 0 \quad (2.1.8)$$

Ello supone amortiguamiento inferior al crítico para que resulte una vibración, entonces la solución general se obtiene añadiendo a la solución de la ecuación diferencial de la homogénea una solución particular de la completa:  $x = x_h + x_p$  resultando:

$$x = ae^{-\frac{e}{2m}t} \text{sen}(w_n t + \varphi) + A \text{sen}(wt - \theta) \quad (2.1.9)$$

Esta solución consta de dos partes, una solución transitoria, en la que el primer término ( $x_h$ ), al cabo de un tiempo generalmente breve, se reduce a un valor despreciable, y la solución estacionaria ( $x_p$ ), en la que el sistema oscila con frecuencia  $w$ , amplitud  $A$  constante y desfase  $\theta$  cuyas expresiones son:

$$\text{tg}\theta = \frac{cw}{k-mw^2} \quad \text{y} \quad A = \frac{F_0/mw_n^2}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\frac{c}{ccw_n}\right)^2}} \quad (2.1.10)$$

Entonces, si el sistema vibra según la ecuación

$$mx'' + bx' + kx = F \quad (2.1.11)$$

la fuerza transmitida, pasado el primer periodo transitorio, es

$$f = F - mx'' = kx + cx' \quad (2.1.12)$$

que se trata de una fuerza armónica de frecuencia igual a la frecuencia de la fuerza aplicada  $w$ , de amplitud  $f_0$  y desfase  $\theta_1$ , siendo

$$f = f_0 * \text{sen}(wt - \theta_1) \quad (2.1.13)$$

con:

$$f_0 = A\sqrt{k^2 + c^2w^2} = \frac{F_0\sqrt{k^2 + c^2w^2}}{k\sqrt{\left[1-\frac{w^2}{w_n^2}\right]^2 + \left(2\frac{c}{ccw_n}\right)^2}} \quad (2.1.14)$$

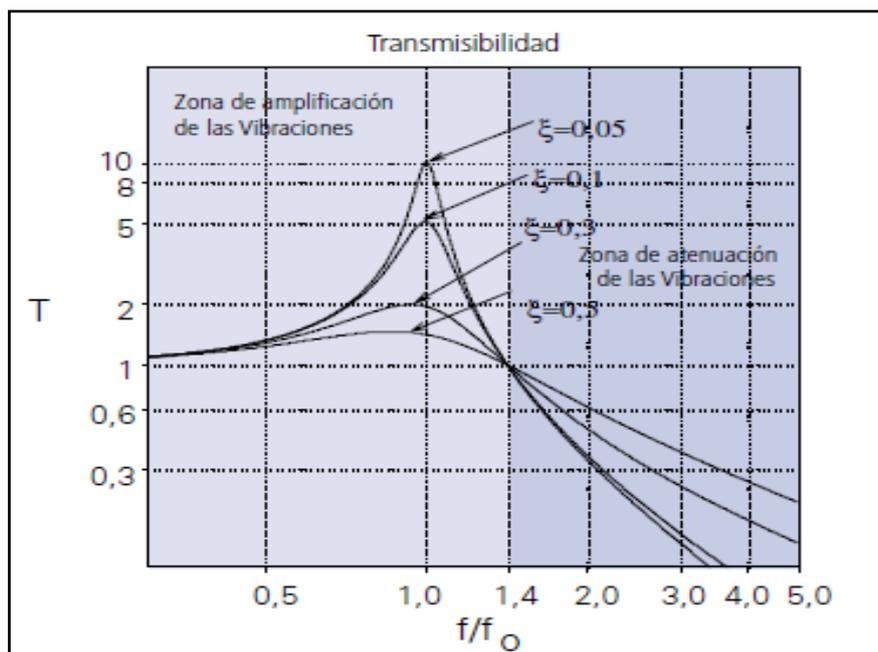
Como la Transmisibilidad se define como la razón entre la fuerza transmitida  $F_o(t)$  y la fuerza excitadora  $F_i(t)$ , de acuerdo al sistema de un grado de libertad mostrado en la figura anterior, decimos que su expresión en forma adimensional es:

$$\epsilon = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \frac{c}{c_c} \frac{w}{w_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{w}{w_n}\right)^2 + \left(2 \frac{c}{c_c} \frac{w}{w_n}\right)^2}} \quad (2.1.15)$$

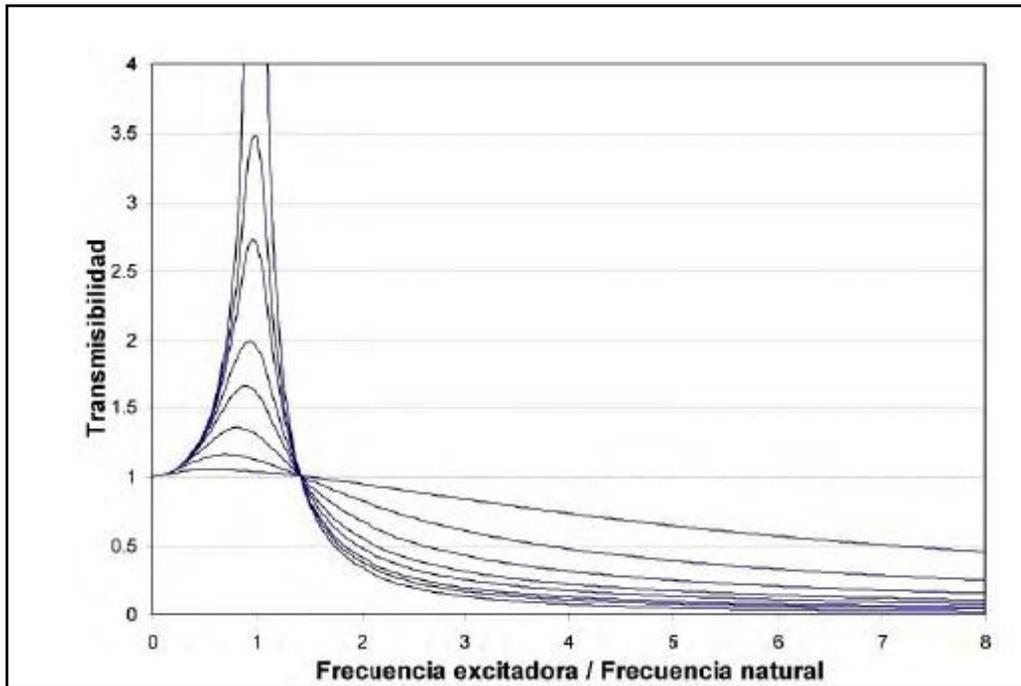
Donde  $c_c$  es el amortiguamiento crítico, cuyo valor es  $2 * \sqrt{km}$ .

En la mencionada ecuación de transmisibilidad (2.1.15), la relación de amortiguamiento " $c/c_c$ ", que se puede representar con " $\zeta$ ". En ella " $c$ " es el coeficiente de amortiguamiento, expresado en unidades de fuerza-tiempo / longitud, N-s/m en el Sistema Internacional de Unidades.

La anterior expresión de transmisibilidad es posiblemente la más importante, por su utilidad, en el control de la vibración. Si se representa dicha transmisibilidad en función de la relación entre la frecuencia de excitación, o de trabajo, y la natural del sistema, y tomando la relación de amortiguamiento como parámetro, se obtiene la grafica 9 y 10 mostradas a continuación:



**Figura 9:** Transmisibilidad en función de la relación entre la frecuencia de excitación y la natural del sistema, tomando la relación de amortiguamiento como parámetro.



**Figura 10:** Representación gráfica del módulo de la transmisibilidad.

En la práctica el amortiguamiento esta mejor caracterizado por el amortiguamiento estructural. En dicho amortiguamiento la fuerza retardadora se opone al movimiento, pero esta vez es proporcional al desplazamiento y no de la velocidad, como ocurría con el amortiguamiento viscoso. Para un sistema amortiguado estructuralmente, la ecuación que define la transmisibilidad es:

$$\epsilon_f = \sqrt{\frac{1+\eta^2}{\left[1-\left(\frac{w}{w_0}\right)^2\right]^2 + \eta^2}} \quad [\text{Adimensional}] \quad (2.1.16)$$

Si se dice que un sistema con amortiguamiento estructural tiene la misma amplificación en frecuencia que un sistema amortiguado viscosamente, entonces  $\eta = 2c/c_c$ , a la frecuencia de resonancia.

Decir que en la zona de aislamiento un sistema amortiguado estructuralmente aumenta mucho más despacio que lo hace en la figura 10, la cual representa sistemas con amortiguamiento viscoso.

Para aumentar la eficacia del aislamiento en la zona de atenuación, es mejor tener un amortiguamiento bajo, pero un amortiguamiento débil produce grandes desplazamientos al paso por la resonancia, luego es recomendable, utilizar un coeficiente de amortiguación tal que al paso por la resonancia no produzca desplazamientos inadmisibles para la máquina.

Se tiene entonces que para obtener valores bajos de transmisibilidad, es decir, para lograr minimizar la fuerza transmitida a la base de la máquina, la frecuencia natural del sistema antivibratorio tiene que ser mucho menor que la menor frecuencia excitadora a aislar; y que cuanto menor sea la razón de amortiguamiento, mejores resultados se obtendrán en cuanto a la disminución de la fuerza transmitida a la base de la máquina, siempre que se cumpla la aseveración anterior.

Llegados a este punto se puede afirmar que para conseguir el mayor aislamiento se deben buscar las frecuencias propias más bajas posibles. Para conseguir esto existen dos formas:

- Aumentar la masa del sistema.
- Disminuir la rigidez de los sistemas aisladores.

## 2.2. Factores influyentes

### 2.2.1. Efecto amortiguamiento

Como se dijo anteriormente, en la práctica, el amortiguamiento suele ser muy pequeño, normalmente  $c/c_c < 1$ . Para estas cantidades de amortiguamiento, la transmisibilidad en la zona de aislamiento difiere poco de la de amortiguamiento cero. Se puede aproximar transmisibilidad en esa zona por:

$$\epsilon_f = \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right|} = \left(\frac{f}{f_n}\right)^2 \quad [\text{Adimensional}] \quad (2.2.1)$$

Donde la expresión de la derecha se aplica cuando la relación de frecuencias  $f/f_n \gg 1$ .

### 2.2.2. Efecto del bloque de inercia

Para reducir el movimiento, bajar el centro de gravedad, disminuir los efectos de una desigualdad en la distribución de pesos y estabilizar el sistema de soportes elásticos se monta con mucha frecuencia, un bloque de inercia rígido como base del equipo. Es decir, montamos la máquina sobre un soporte pesado.

El bloque de inercia suele tener un peso mayor al del equipo soportado. Cuando la masa del equipo soportado no es muy grande, como en el caso de estudio, puede no ser necesaria la masa adicional en forma de bloque de inercia; bastará con una armadura rígida que soporte la estructura.

Si al aumentar la masa no se cambian los aisladores, la frecuencia natural del sistema se reducirá, es decir, la relación  $w/w_n$ , entre la frecuencia de excitación y la natural, aumentará, por lo que se reduce la transmisibilidad, es decir, se mejora el aislamiento.

Por el contrario, hay consideraciones prácticas, que aconsejan que se aumente la rigidez del aislamiento a medida que la masa se hace cada vez mayor, haciendo que la flexión estática se mantenga constante. Los aisladores convencionales se especifican en función de la carga que pueden soportar y de la deflexión estática que correspondiente. Este hecho se evidencia en la expresión 2.2.2, donde la frecuencia natural permanece invariable, por lo que al añadir más masa, la transmisibilidad no varía:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{mg/d}{m}} \quad [\text{rad/s}] \quad (2.2.2)$$

Se puede afirmar entonces que, en la práctica, los bloques de inercia no mejoran el aislamiento. El beneficio más importante es que facilita la estabilización del sistema y reduce la amplitud de la zona de excitación.

### 2.2.3. Efecto de la velocidad de la maquina

En máquinas rotatorias o de vaivén las fuerzas de excitación predominantes son debidas a desequilibrios dinámicos, como se verá más adelante, y se relacionan con las frecuencias correspondientes a la velocidad de giro de la maquina y a múltiplos de esa velocidad. Cuanto más alta sea la velocidad, mayor será la relación  $w/w_n$ , y por tanto la transmisibilidad será más reducida, es decir, el aislamiento mejorara.

Según lo visto en la expresión 2.1.15, la transmisibilidad se reduce a medida que la velocidad, y por tanto la frecuencia de excitación, aumenta. En el margen de aislamiento, la transmisibilidad varía casi inversamente proporcional al cuadrado de la frecuencia de excitación. Pero por otro lado, las fuerzas de excitación relacionadas con el desequilibrio varían con el cuadrado de la velocidad, y de la frecuencia, por tanto la transmisibilidad se mantiene casi sin inmutarse.

### 2.2.4. Limitaciones modelo ideal

Aunque el modelo estudiado hasta aquí, lineal de un grado de libertad, nos aporta los conocimientos útiles sobre el comportamiento de los sistemas aislados, no tiene en cuenta muchos aspectos de las instalaciones reales:

- muelles reales tienen masa y quizá no sean lineales.
- armazones maquinas y estructuras de soportes no son rígidos.

- masas soportadas elásticamente se mueven horizontal y verticalmente.
- la excitación depende de la respuesta.

Algunas diferencias que encontramos en los sistemas reales se detallan a continuación:

### **Masas tridimensionales**

El modelo mostrado hasta ahora solo permitía movimiento de la masa vertical y sin rotación, por lo que el sistema solo tenía una frecuencia natural. En la práctica, una masa tridimensional, montada sobre aisladores, puede moverse en las tres direcciones coordenadas y girar en torno a tres ejes. Esto dota al sistema de 6 frecuencias naturales. Normalmente, tanto la maquina como el soporte, no son perfectamente rígidos, por lo que aparecen algunas frecuencias propias más.

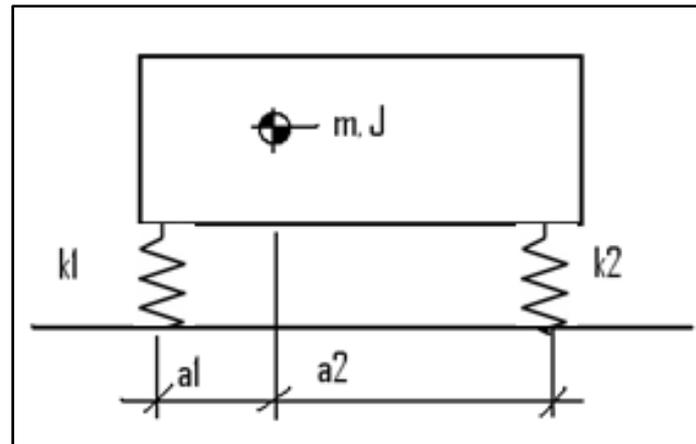
Para tener un buen aislamiento en esta situación, hay que conseguir que todas las frecuencias de excitación caigan por encima de las naturales.

La descripción de estas frecuencias y las respuestas de las masas rígidas aisladas estas disponibles en diversos textos, pero debido a la complejidad de su cálculo y el reducido conocimiento práctico que ofrecen, no suelen tenerse en cuenta con fines de diseño.

### **Movimientos acoplados**

Normalmente, las fuerzas verticales y su aislamiento son los hechos más importantes en el control de vibraciones ya que son los responsables primarios de la emisión desde la base de la máquina. Sin embargo, en muchas ocasiones las fuerzas y los movimientos de la máquina en otras direcciones son importantes.

Es usual encontrar maquina en las que el centro de gravedad no está situado simétricamente de las dos filas de aisladores, como se muestra en la siguiente figura:



**Figura 11:** Diagrama mecánico de una masa  $m$  con movimiento de inercia  $J$  soportada por dos aisladores.

Si a dicho sistema le aplicamos una fuerza hacia abajo en la vertical del centro de gravedad de la masa produce un desplazamiento no solo hacia abajo del centro de gravedad, sino que también se produce un giro (balanceo), como consecuencia del momento resultante de fuerzas de los aisladores. En resumen, una fuerza aplicada en una dirección no solo originará un movimiento en dicha vibración, también provoca que el sistema se mueva en otra de las posibles direcciones de movimiento. Decimos entonces que estos movimientos están acoplados.

La frecuencia natural si solo hubiese movimiento vertical puro, es decir, la frecuencia natural desacoplada viene dada por:

$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1+k_2}{m}} \quad [\text{Hz}] \quad (2.2.3)$$

En la práctica, cuando se tiene acoplamiento, como ocurre en el sistema que se va a estudiar, las dos frecuencias naturales diferirán de las calculadas anteriormente y se corresponderá con movimientos combinados de desplazamiento vertical y rotación.

Lógicamente, la presencia de movimientos acoplados, unido a la necesidad de asegurar que las frecuencias de excitación de interés caigan por encima de las frecuencias desacopladas, complica notablemente los problemas de aislamiento. Para evitar esta complicación en la mayor medida posible, deben elegirse unas posiciones y unas rigideces de los aisladores tal que las fuerzas ejercidas por ellos cuando la masa se desplaza hacia abajo, resulte un movimiento neto de rotación cero alrededor del centro de gravedad. Esto se consigue si los aisladores tienen la misma deflexión estática al estar sometidos a las diferentes cargas estáticas. Se deberán poner aisladores que tengan la misma altura sin carga y la misma deflexión estática, si se pretende que el sistema este nivelado.

### **Efecto de la rigidez horizontal de los aisladores**

Cualquier aislador real, colocado para soportar una carga vertical, tiene una rigidez horizontal finita. Si intervienen movimientos de translación horizontal, como en este caso, se ha de tener presente esta característica.

### **Efecto de la flexibilidad del soporte:**

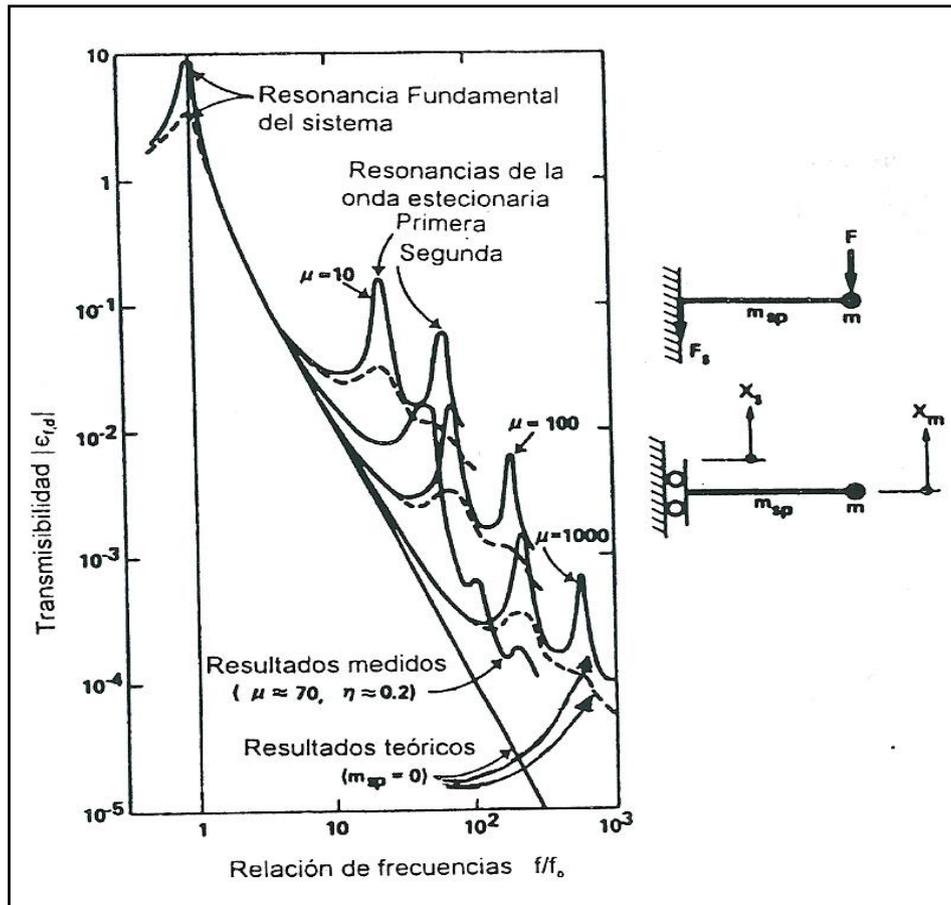
Hasta aquí se ha supuesto que el soporte de la máquina o base es perfectamente rígido. Esto es una idealización. Normalmente la masa, o más bien el soporte, no son rígidos, sino que tienen cierta flexibilidad. Esto ocasiona que surjan resonancias a frecuencias determinadas. Cuando la excitación se acerque a esas frecuencias, la placa que soporta la máquina se curvará considerablemente, resultando así una gran transmisibilidad, y por tanto, un aislamiento menor. En este caso entrarían en juego las frecuencias propias del soporte, es decir, sus modos propios.

A frecuencias relativamente altas, respecto a la frecuencia natural, el elemento aislado y la estructura soporte cesan de comportarse como masas rígidas, y también los aisladores pueden mostrar resonancias internas.

### **Aisladores con masa**

El hecho de que un aislador tenga masa no puede ser despreciado a todas las frecuencias. Se puede considerar un aislador sin masa siempre y cuando las frecuencias bajo consideración sean apreciablemente inferiores a la primera frecuencia de resonancia de la onda estacionaria del aislador. A frecuencias inferiores, el único efecto que tiene la masa de un aislador es que reduce ligeramente la frecuencia de resonancia fundamental del sistema. Dicha frecuencia fundamental puede ser calculada a partir de la rigidez del aislador y de la masa formada por la masa aislada más una fracción de la masa del aislador. Si el aislador consiste en un muelle uniforme, la fracción tomada suele ser  $1/3$ .

Las resonancias estacionarias suelen aumentar severamente la transmisibilidad. Dicho efecto depende sobre todo de la razón entre la masa de la máquina y la del sistema aislador. A medida que aumenta la frecuencia de excitación la transmisibilidad no decrece monótonamente, como lo haría un muelle sin masa, sino que se producen picos secundarios asociados a las resonancias estacionarias, como se puede observar en la figura 12. La frecuencia a la cual comienzan a producirse dichos picos aumenta a la par que lo hace la relación masa aislada a masa del muelle. La magnitud de dichos picos decrece con el aumento del amortiguamiento.



**Figura 12:** Efecto sobre la transmisibilidad en alta frecuencia de la relación  $\mu$  de la masa aislada a la masa del elemento elástico del montaje y del factor de pérdidas estructurales  $\eta$ . Las tres líneas continuas corresponden a valores calculados con  $\eta \approx 0$  y las tres discontinuas corresponden  $\eta = 0,06$ .

Para reducir los efectos de estas resonancias de las ondas estacionarias, se debe seleccionar un aislador con amortiguamiento relativamente alto y una configuración para la cual el comienzo de las resonancias de las ondas estacionarias se produzca a frecuencias comparativamente altas. Es decir, deben usarse materiales con relaciones rigidez-peso altas y configuraciones de pequeñas dimensiones.

Como los muelles tienen un amortiguamiento interno bastante bajo, pueden sufrir el problema anterior. Esto puede solucionarse colocando debajo de cada muelle fieltro, goma o algún otro material blando.

### 2.3. Elección y disposición de los aisladores

La interposición de aisladores apropiados entre la estructura soporte y el material garantiza en general dos funciones:

- Una función estática significativa, que permite una mejor distribución de las cargas absorbiendo ciertas tolerancias de fabricación, permitiendo así realizaciones más seguras y más económicas.
- Una función dinámica, realizando un aislamiento de vibraciones y choques que mejora ostensiblemente el confort vibratorio circundante y el tiempo de vida de los equipos.

La rigidez requerida por un aislador puede determinarse con la siguiente expresión:

$$k = mw_n^2 = \frac{4\pi^2 2P}{g * f_n^2} = 4.02 * p * f_n^2 \quad [\text{N/m}] \quad (2.3.1)$$

Donde:  $P$  representa el peso, en kg, de la carga que ha de soportar el aislador.

En este caso y la mayor parte de las veces, los aisladores se disponen de forma que las fuerzas se repartan lo más igualmente posible entre ellos. Decimos entonces que los muelles y los amortiguadores están en paralelo. La figura 13 representa una masa montada sobre cuatro aisladores, cada uno con su constante  $k$  y su coeficiente de amortiguamiento  $c$ . En la parte inferior se muestra la representación simbólica en la que se puede considerar repartida equitativamente la masa entre los cuatro aisladores.

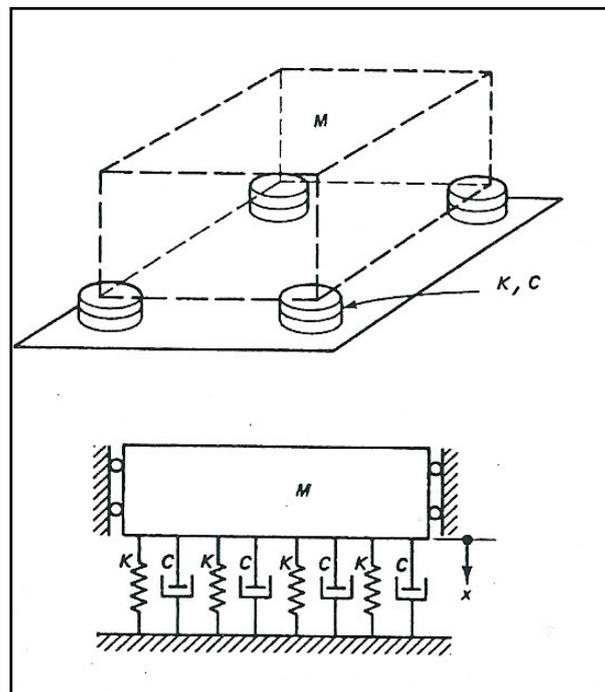


Figura 13: Montaje y diagrama esquemático de un montaje simétrico.

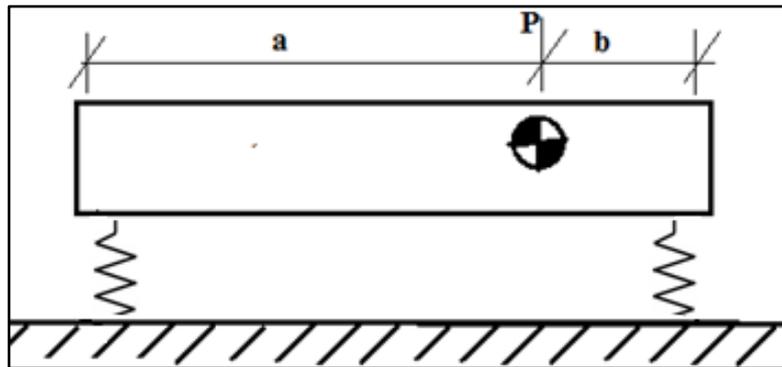
En este caso, el número de aisladores es cuatro, pero si fuese un número  $n$ , la carga sobre cada aislador sería igual al peso de la máquina,  $P$ , dividido por el número de aisladores  $n$ :

$$P_n = \frac{P}{n} \quad [\text{kg}] \quad (2.3.2)$$

En el caso de que los aisladores no puedan disponerse simétricamente respecto al centro de gravedad de la máquina a aislar, ya que este no está en el centro respecto a los extremos de la masa, la constante  $k$  del sistema, en el centro de gravedad, vendrá dada por:

$$k = \frac{(a+b)^2}{\frac{a^2}{k_2} + \frac{b^2}{k_1}} \quad [\text{N/m}] \quad (2.3.3)$$

Siendo  $a$  y  $b$  las distancias de los aisladores 1 y 2 al centro de gravedad, respectivamente, tal como se muestra en la siguiente figura:



**Figura 14:** Diagrama esquemático de un montaje asimétrico con dos muelles en paralelo.

El peso total  $P$  se divide entre los dos aisladores de la siguiente forma, siempre que dicho peso actué sobre el centro de gravedad de la máquina:

$$P_1 = \frac{Pb}{a+b} \quad [\text{kg}] \quad (2.3.4)$$

$$P_2 = \frac{Pa}{a+b} \quad [\text{kg}] \quad (2.3.5)$$

Y por tanto, la constante elástica de cada aislador se obtendrá al dividir la carga estática entre la deflexión de cada muelle:

$$k_1 = \frac{P_1}{d_1} \quad [\text{N/m}] \quad (2.3.6)$$

$$k_2 = \frac{P_2}{d_2} \quad [\text{N/m}] \quad (2.3.7)$$

La elección de los aisladores será en función del grado de aislamiento que se pretenda suministrar a la masa o al soporte. Dicho aislamiento fijará la transmisibilidad ( $T = 1 - A$ ) adecuada. Como ya se sabe, según lo comentado en el apartado 2.3 de este documento, dicha transmisibilidad depende de las razones  $w/w_n$  y  $c/c_c$ . Si se considera únicamente la dependencia con la frecuencia, es decir,  $c/c_c = 0$ , entonces el sistema no tiene amortiguamiento. Ahora la transmisibilidad depende únicamente de la frecuencia, por lo tanto

la expresión 2.2.1 y la gráfica de la figura 7 permitirá obtener la relación  $w/w_n$  que cumple la transmisibilidad deseada.

Normalmente, la frecuencia de excitación no se puede modificar, luego hay que buscar el valor adecuado de  $w_n$ . Siendo este el único término que se puede variar, y teniendo en cuenta que la masa de la maquina será conocida y constante, el valor de  $w_n$  dependerá del valor  $k$  del muelle que se elija, según la expresión:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{rad/s}] \quad (2.3.8)$$

Es común que los catálogos de aisladores no caractericen los muelles en términos de rigidez,  $k$ , sino en términos de desviación estática en función de la carga

$$k = \frac{P}{\delta} \quad [\text{N/m}] \quad (2.3.9)$$

Siendo  $P$  el peso soportado por el muelle y  $\delta$  la desviación estática, de la frecuencia natural del sistema cuando la masa sitúa al aislador en una determinada deflexión estática,

$$f_o = \frac{0.5}{\sqrt{\delta}} \quad [\text{Hz}] \quad (2.3.10)$$

o por la frecuencia de resonancia del sistema cuando el aislador está sometido a la máxima carga que puede soportar:

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{P f_n^2}{0.25} \quad [\text{N/m}] \quad (2.3.11)$$

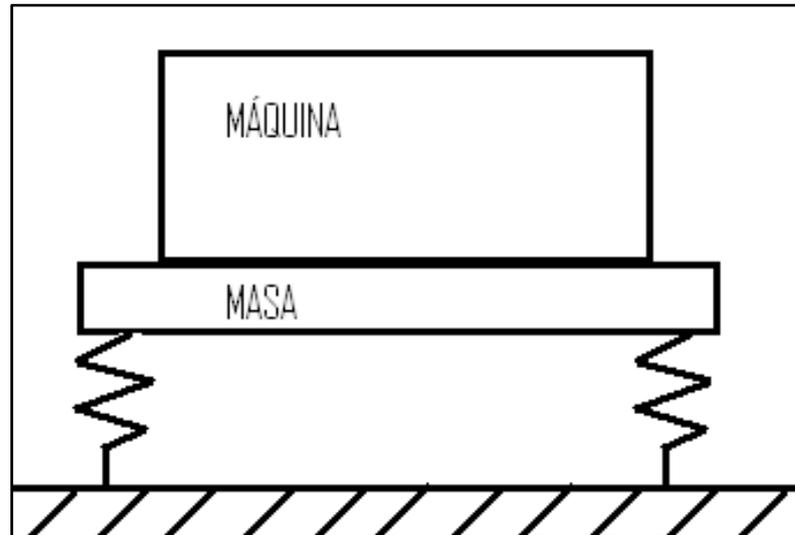
Recordando que estas ecuaciones solo se pueden usar en el supuesto en que  $c/c_c = 0$ , se es consciente de que se está cometiendo un error. En las consideraciones practicas, a menos que el valor obtenido de  $c/c_c$  sea superior a 0,3, se puede despreciar el amortiguamiento, dando por válidos los cálculos realizados con las expresiones anteriormente citadas.

Para concluir este apartado, se destacan un par de aspectos que se deben tener muy en cuenta a la hora de realizar una instalación de aislamiento de vibraciones:

1. Es muy importante que los aisladores estén colocados correctamente respecto del centro de gravedad de la maquina.
2. El centro de gravedad debe estar colocado lo más bajo posible. Esto disminuye en gran medida la importancia de los efectos de cabeceo<sup>1</sup> u otro tipo de inestabilidades que

<sup>1</sup> Cabeceo: movimiento alternado de las partes delantera y trasera del sistema. Inclinarsen lo que debería estar en equilibrio.

pudieran afectar al aislamiento. Si esto ocurriese, se debería bajar el centro de gravedad mediante una masa pesada y asilar el conjunto, tal como se aprecia en la figura 15.



**Figura 15:** Montaje de un máquina con la masa adecuada añadida.

## 2.4. Resonancia

Cuando la frecuencia de la fuente emisora de vibraciones coincide con la frecuencia natural del resonador (objeto que oscila) se llega a una condición conocida como resonancia. La resonancia se define como la tendencia de un sistema físico a oscilar con una amplitud mayor en algunas frecuencias.

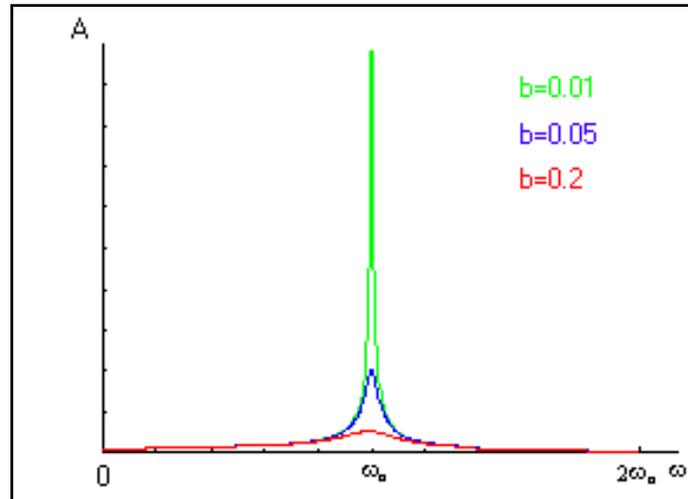
La amplitud del sistema oscilante depende de la magnitud de la fuerza que se le aplique periódicamente al excitador de vibraciones y también está relacionada con las frecuencias del excitador ondas del excitador y la frecuencia natural del sistema oscilante. Si la diferencia entre la frecuencia del excitador y la frecuencia del resonador es grande la amplitud del sistema resonador será mínima.

Al igual que cuanto más diferentes sean las frecuencias entre el generador y el resonador, se requerirá de mayor cantidad de energía para crear determinadas amplitudes de oscilación. En condición de resonancia, una fuerza de magnitud pequeña aplicada por el excitador puede lograr grandes amplitudes de oscilación en el sistema resonador, creando con ello perturbaciones marcadas en el sistema resonador.

La resonancia es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo periodo de vibración coincide con el periodo de dicho

cuerpos decir,  $\omega = \omega_0$ . En el cual una fuerza relativamente pequeña aplicada en forma repetida, hace que una amplitud de un sistema oscilante se haga muy grande.

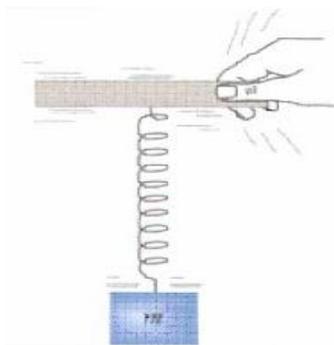
En estas circunstancias el cuerpo vibra, aumentando de forma progresiva la amplitud del movimiento tras cada una de las actuaciones sucesivas de la fuerza.



**Figura 16:** Gráfica que representa la amplitud frente a la frecuencia de un oscilador, cuando se encuentra presente una fuerza impulsora, en función del coeficiente de amortiguamiento.

En la figura 16 se observa una gráfica que representa la amplitud frente a la frecuencia de un oscilador amortiguado cuando se encuentra presente una fuerza impulsora periódica. Cuando la frecuencia de la fuerza impulsora es igual a la frecuencia natural,  $\omega_0$ , aparece la resonancia. Se observa que la forma de la curva de resonancia depende del valor del coeficiente de amortiguamiento,  $b$ .

Un ejemplo típico de resonancia es la cantante de ópera que rompe un vaso al dar una nota aguda. Aunque el vaso no esté vibrando aparentemente, está sometido a una minúscula vibración cuya frecuencia coincide con su frecuencia natural. Cuando la onda, en este caso sonora, incide sobre el cuerpo, se genera una vibración de amplitud enorme y el sistema entra en resonancia hasta que se rompe.



Se define la **frecuencia natural** de un oscilador como la que tendría si no estuviesen presentes ni el amortiguamiento ni el sistema impulsor. Supongamos que tenemos un muelle oscilando con una frecuencia natural que se puede calcular mediante la fórmula:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{Hz}] \quad (2.4.1)$$

La frecuencia natural o de resonancia de un sistema es aquella frecuencia a la que el sistema presenta una tendencia o facilidad para vibrar. Todo sistema posee una o varias frecuencias naturales de forma que al ser excitadas se producirá un aumento importante de vibración

Para que no se detenga se aplica energía mediante una fuerza impulsora. Esta fuerza se aplica periódicamente, proporcionando un cierto impulso con otra frecuencia  $f'$ .

Se puede demostrar que si las dos frecuencias están muy cerca la transferencia de energía al muelle es máxima y se produce el efecto de resonancia explicado anteriormente.

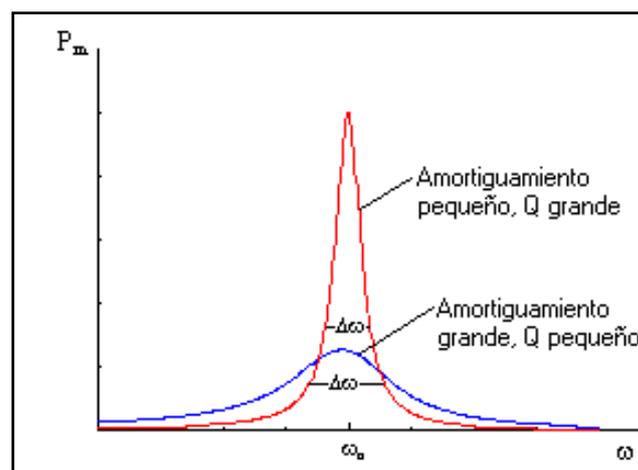
Hay que darse cuenta que un oscilador que pierda poca energía por rozamiento al estar en resonancia con otro sistema irá aumentando progresivamente su amplitud. Aunque en cada oscilación aumente muy poco, será un proceso progresivo que le puede llevar con el tiempo a unas grandes amplitudes. No importa tanto la fuerza aplicada sino que sea resonante con el muelle y que este no pierda energía por rozamiento.

La amplitud y, por tanto, la energía de un sistema en estado estacionario, depende no sólo de la amplitud del sistema impulsor sino también de su frecuencia.

Para amortiguamientos relativamente pequeños, el cociente entre la frecuencia de resonancia  $w_0$  y la anchura total a la mitad del máximo  $D_w$  es igual al factor  $Q$ :

$$Q = \frac{w_0}{\Delta w} = \frac{w_0}{\Delta f} \quad (2.4.2)$$

Por tanto, el factor  $Q$ , indica directamente si la resonancia es aguda o no y en qué medida lo es. Esto se muestra en la figura 16.



**Figura 16:** Curvas de Resonancia.

La cantidad media de energía absorbida en un ciclo es igual a la potencia media producida por la fuerza impulsora. En la figura se muestra un diagrama de la potencia media transmitida a un

oscilador en función de la frecuencia de la fuerza impulsora o externa para dos valores diferentes de amortiguamiento (y por tanto de  $Q$ ).

Estas curvas reciben el nombre de curvas de resonancia. Cuando el amortiguamiento es pequeño (el valor de  $Q$  es alto), la potencia consumida en la resonancia es mayor y la curva de resonancia es más aguda; es decir, la curva de resonancia es más estrecha, lo que quiere decir que la potencia suministrada es grande sólo cerca de la frecuencia de resonancia.

Cuando el amortiguamiento es grande (el valor de  $Q$  es pequeño), la curva de resonancia es más achatada y la potencia suministrada toma también valores para  $w$  diferentes de la de resonancia.

En resumen, cuando se está en resonancia:

- la amplitud del oscilador es máxima.
- la energía absorbida por el oscilador es máxima.
- la velocidad está en fase con la fuerza impulsora, como se observa al operar:

$$v = \frac{dx}{dt} = -A\omega \sin(\omega t - \delta) = -A\omega \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right) = A\omega \cos\omega t \quad [\text{m/s}] \quad (2.4.3)$$

y en consecuencia su aceleración también:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = Aw[-\sin(\omega t)\omega] = -A\omega^2 \sin(\omega t) \quad [\text{m/s}^2] \quad (2.4.4)$$

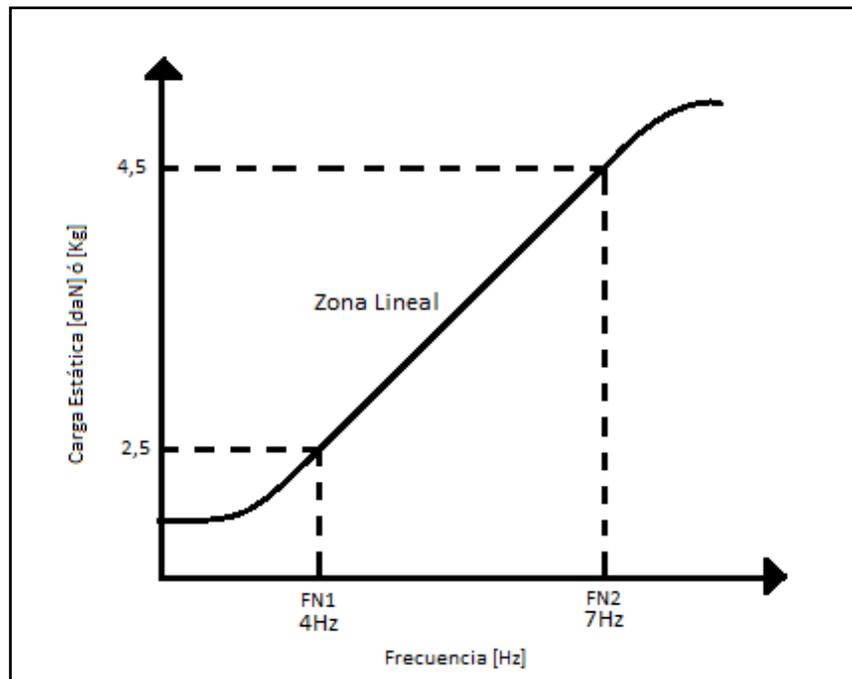
Según esto, el oscilador siempre se está moviendo en el sentido en que actúa la fuerza impulsora, por lo que se consigue el máximo aporte de energía.

Durante la explicación se ha hablado de la importancia del amortiguamiento a la hora de ver cómo responde el sistema en el margen de la resonancia. Para ello es importante conocer las características de los resortes utilizados, la frecuencia natural a la que actúan y su deflexión estática para la cual tienen un comportamiento lineal, que permitirán situar dicho fenómeno dentro de una banda de frecuencias.

La figura 17 muestra una gráfica en la que se muestra el comportamiento de los resortes en función de su carga estática y de su frecuencia natural. Esta varía dependiendo de los datos aportados por el fabricante.

Cabe repetir que sólo se muestra el comportamiento de un único resorte, es decir, el sistema estudiado está formado por cuatro resortes y cada uno con su propia deflexión estática, por lo que para obtener la deflexión de uno solo de ellos habrá que dividir el peso total entre cuatro.

Con ello, el comportamiento ideal, aquel en el cual el muelle se encuentra aplastado a la mitad, será el que ejerza sobre el sistema un peso de 14 *daN*, que dividido entre cuatro, nos da una carga estática para un único muelle de 3,5 *daN*.



**Figura 17:** Carga estática en función de la frecuencia de un aislante.

Los resortes deben situarse en la zona lineal de trabajo, de este modo el sistema se moverá con mayor grado de libertad, como un todo, y permitirá al sistema físico oscilar con una amplitud mayor en algunas frecuencias.

Cuando la frecuencia de excitación se sitúe dentro del margen de frecuencia que aportan dichos resortes aparecerán grandes amplitudes de oscilación en el sistema, es decir, el periodo de vibración de la excitación coincidirá con el periodo de vibración de dicho cuerpo, como se puede apreciar en la figura 17.

Por debajo de la frecuencia de 4 *Hz* los resortes estarán totalmente aplastados, actuarían como clavos fijos que anclarían el sistema, no permitiendo que dicho sistema se mueva con libertad. El sistema no actuaría de manera correcta.

Por encima de la frecuencia de 7 *Hz* pasa exactamente lo contrario, casi no existe deflexión estática, es decir, el muelle no se aplasta, su efectividad es nula por lo que no se tiene sistema. En estas condiciones el amortiguamiento es despreciable y en ningún caso aparecerán resonancias debidas a este fenómeno, ya que independientemente de que se hiciese un

<sup>2</sup> *daN*: Unidad de fuerza. Equivale a 10 Newton. Se puede convertir a *kg* ( $1 \text{ daN} = 1 / 0.980665 \text{ kg}$  o  $1.01972 \text{ kg}$ ).

barrido en frecuencia, el periodo de dicha excitación nunca coincidiría con el de oscilación del cuerpo  $w \neq w_n$ .

Hasta aquí se ha hablado de resonancias en movimientos en los que intervienen solo fuerzas verticales. Dichas fuerzas y su aislamiento, normalmente son los hechos más importantes en el control de ruido ya que son los principales responsables de la emisión de ruido desde la base de la máquina. Sin embargo, en la práctica, intervienen movimientos en otras direcciones que también son de suma importancia. En la práctica, es común, cuando se usan bloques de inercia, mantener la misma frecuencia natural y por tanto los mismos resultados de transmisibilidad de la fuerza.

En muchas ocasiones, incluida esta práctica, el comportamiento de los aisladores es decepcionante.

El aislamiento es una técnica ampliamente usada para reducir las fuerzas y desplazamientos que intervienen en el funcionamiento de las máquinas, fuerzas dinámicas del tipo originado en la maquinaria. El objetivo principal en el primero de los aspectos es reducir la magnitud de la fuerza transmitida por la maquinaria al apoyo. En el segundo aspecto, el objetivo es reducir la magnitud del movimiento, en tal forma que el equipo montado quede sujeto a un movimiento menos severo que el de la estructura que lo soporta. A estos aspectos de aislamientos se les aplica el mismo principio de ingeniería; este principio consiste, en montar el equipo sobre apoyos elásticos o aisladores, de tal manera que la frecuencia natural del sistema formado por el equipo y el aislador efectúe la reducción deseada de la fuerza o del movimiento. El aislador tiene una función de reducir la transmisión de la fuerza interpuesta entre la máquina y la estructura de apoyo, de tal forma que la fuerza experimentada por la estructura de apoyo sea menor que la generada dentro de la máquina.

Varias son las razones por las cuales el comportamiento de los aisladores es deficiente. Esto es debido a que el modelo simple descrito con anterioridad no ha tenido en cuenta otros efectos importantes, detallados a continuación:

- a) Flexibilidad del soporte: En el sistema estudiado teóricamente, se ha supuesto que el soporte o base de la máquina es perfectamente rígido. Sin embargo, esto es un modelo ideal. Si la rigidez del aislador se aproxima a la de la base, entonces el soporte también sufrirá deflexiones, como se puede observar en la figura 18. Esta curva es similar a la de la figura 19, pero en esta, para grandes valores de  $f/f_n$  se observan los efectos de flexibilidad de la base.

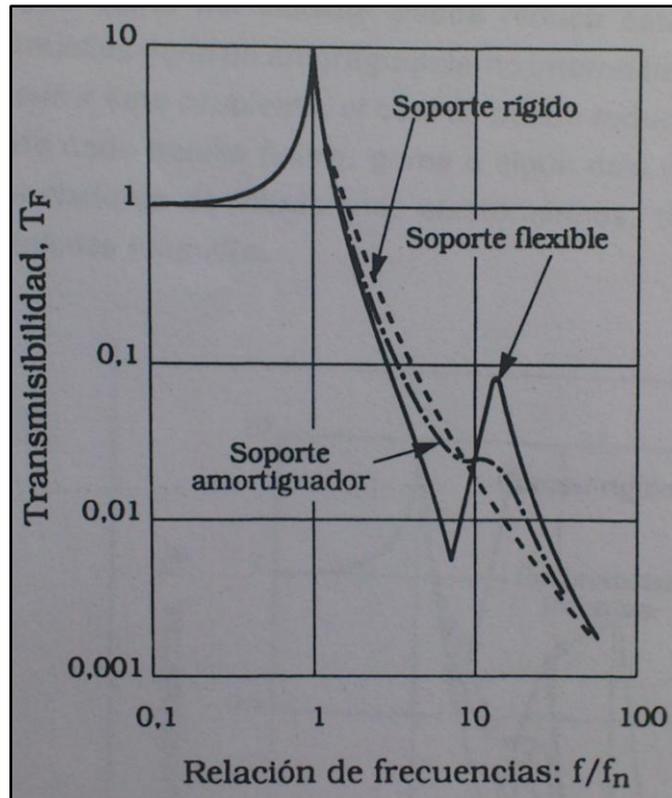


Figura 18: Curva típica de transmisibilidad de la fuerza, con base flexible.

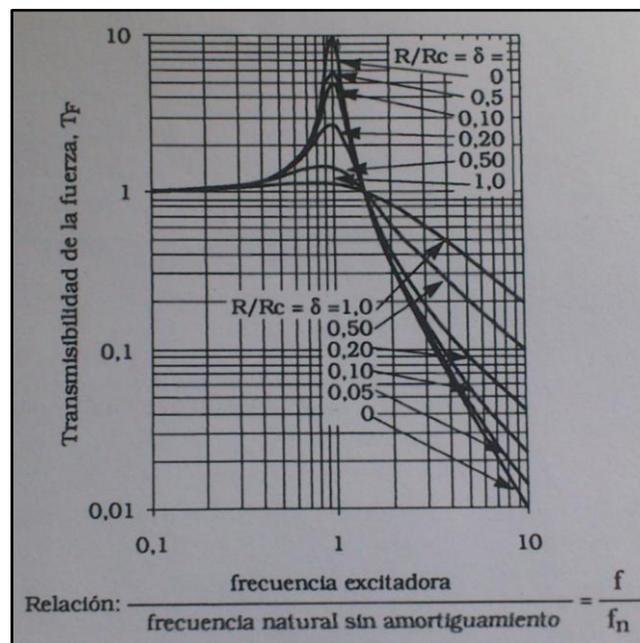


Figura 19: Transmisibilidad de la fuerza  $T_f$  para un sistema simple amortiguado.

- b) Resonancia interna: La flexibilidad interna y por consiguiente la resonancia interna de la propia masa del muelle alterara también la transmisibilidad. La figura 20 muestra el resultado típico de este fenómeno. La rigidez o el amortiguamiento de los componentes de una máquina pueden aliviar este problema.

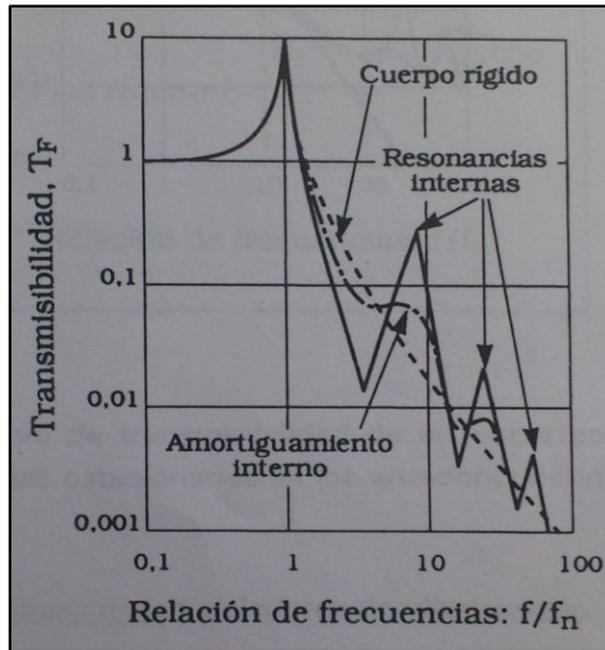


Figura 20: Curva típica de transmisibilidad de la fuerza con resonancias internas.

- c) Efectos de altas frecuencias: Los efectos que producen las ondas estacionarias en los aisladores de vibraciones reducen en gran medida la efectividad de estos. Se puede observar este fenómeno en la figura 21. El efecto depende sobre todo de la razón entre la masa de la maquina  $m$  y la del sistema aislador  $m_1$ . El amortiguamiento del aislador podría reducir dicho efecto. Como los muelles tienen un amortiguamiento interno bastante bajo, sufrirán dicho problema, que se podrá reducir colocando debajo de cada muelle goma, fieltro u otro material elástico.

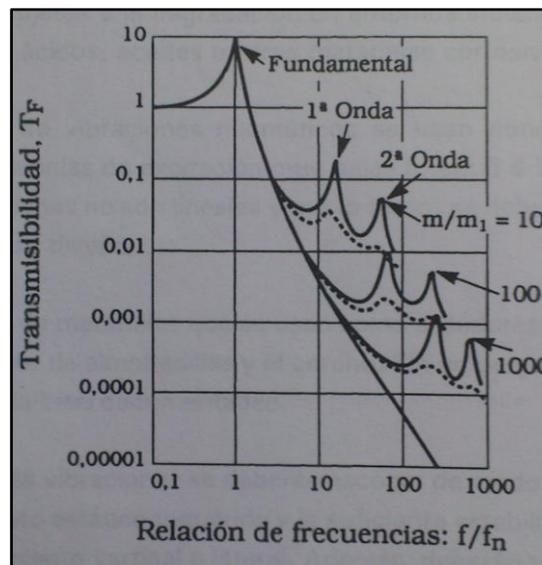


Figura 21: Curva de transmisibilidad de la fuerza con efectos de ondas estacionarias en los aisladores de vibraciones.

### 2.4.1. Tipos de resonancia

#### Resonancia Estructural

Está asociada a las partes no rotativas de la máquina (bancadas, estructuras, tuberías, etc.). Esta resonancia puede ser excitada por frecuencias asociadas a elementos rotativos de la maquinaria o a elementos externos. Las frecuencias de excitación externas se pueden transmitir a través de tuberías, estructuras de construcción, cimentación, etc.

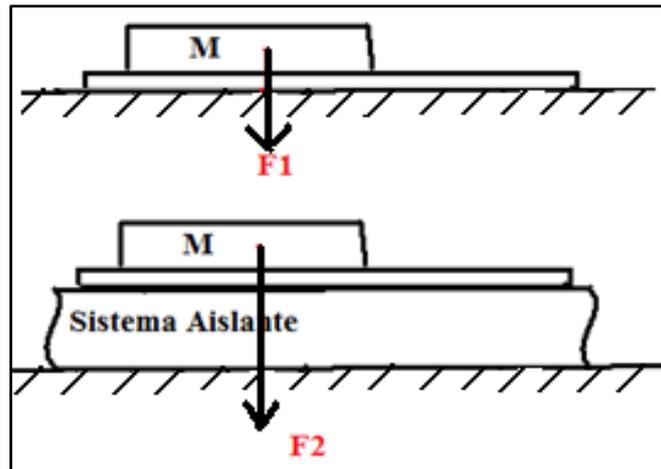
#### Resonancia de Equilibrio

Está asociada a la frecuencia natural de los rotores de una máquina. A estas frecuencias naturales o de resonancia de un rotor se denominan velocidades críticas. Cuando la velocidad de un elemento rotativo se aproxima a su velocidad crítica se produce un aumento importante de los niveles de vibración, mientras que si la máquina se aleja de su velocidad crítica se produce un descenso de la vibración. Este fenómeno es muy normal que se produzca en turbomáquinas (máquina cuyo elemento principal es un rotor giratorio a través del cual pasa un fluido de forma continua), las cuales suelen tener una o varias velocidades críticas por debajo de la velocidad de trabajo. Dicho fenómeno tiene lugar durante arranques y paradas, ya que en su aceleración o deceleración pasan una o varias veces por la frecuencia de resonancia. A veces puede ocurrir que la velocidad crítica está muy próxima o coincide con la velocidad de operación, originando una amplificación considerable de vibración. A este fenómeno se le denomina Resonancia Armónica.

### 2.5. Pérdidas de Inserción

A la hora de aislar una máquina, que produce vibraciones, de la superficie sustentante, comúnmente se insertan entre ambos elementos sistemas elásticos, bien sean muelles o almohadillas.

Una manera muy buena de valorar el beneficio obtenido por el sistema aislante masa-muelle es comparar la fuerza  $F_1$  que actúa sobre el soporte, con  $F_2$ , fuerza que actuaría sobre el si no se hubiese puesto el sistema aislante. Esta característica se denomina Pérdidas por Inserción y representan la reducción que sufre una señal, en dB, cuando insertamos un material entre la máquina que provoca las vibraciones y el soporte.



**Figura 22:** Montaje máquina sobre material aislante.

Se denomina entonces Pérdida por Inserción a diez veces el logaritmo del cuadrado de la relación de las dos amplitudes de fuerza:

$$20 \log \left( \frac{F1}{F2} \right) \quad (2.5.1)$$

Como la fuerza es equivalente al producto de masa por aceleración, al no variar la masa de la máquina, podemos calcular dichas pérdidas mediante la diferencia de aceleraciones:

$$20 \log \left( \frac{a1}{a2} \right) \quad (2.5.2)$$

Siendo  $a1$  la aceleración transmitida al soporte cuando la maquina se apoya directamente sobre él y  $a2$  la aceleración transmitida al soporte cuando insertamos un sistema aislante entre máquina y soporte.

Dicha expresión solo es válida para frecuencias bajas (unos pocos cientos de Hz). A frecuencias más altas la efectividad del aislamiento de los sistemas reales se reduce. La masa deja de comportarse como un cuerpo rígido y se producen resonancias en los elementos elásticos.

Cuando se quiere caracterizar un material con esta característica, las pérdidas por inserción se miden en muestras, generalmente planas, del material que interese, procurando que el montaje y la medida en sí no dependan del tamaño de la muestra, siempre que se supere un tamaño mínimo, aunque sí dependerán de su espesor.

### 3. MANTENIMIENTO PREDICTIVO

En el mantenimiento predictivo, se evalúa el estado de los componentes mecánicos o eléctricos mediante técnicas de seguimiento y análisis, permitiendo programar las operaciones de mantenimiento "solamente cuando son necesarias". Consiste esencialmente en el estudio de ciertas variables o parámetros relacionados con el estado o condición del medio que mantenemos, como por ejemplo la vibración, temperatura, aislamientos, etc. El estudio de estos parámetros suministra información del estado de sus componentes y, algo también muy importante, del modo en que está funcionando dicho equipo, permitiendo no sólo detectar problemas de componentes sino también de diseño y de instalación. El objetivo del mantenimiento predictivo es la reducción de los costes de operación y de mantenimiento incrementando la fiabilidad del equipo.

La base del mantenimiento predictivo radica en la monitorización de los equipos, ya que se deben evaluar los parámetros antes comentados con la instalación en funcionamiento normal. No es, por tanto, necesario hacer una parada para poder evaluar la condición de los mismos, conociendo el estado de las máquinas mientras están trabajando.

Con las diferentes técnicas disponibles se pueden evaluar los fallos en los componentes y seguir su evolución durante largos períodos de tiempo (a veces meses) antes de decidir realizar una intervención, de esta manera se puede coordinar con producción el momento más adecuado para la intervención de mantenimiento.

La razón principal para analizar y diagnosticar el estado de una maquina es determinar las medidas necesarias para corregir la condición de vibración – reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no deseadas y no necesarias. De manera que, al estudiar los datos, el interés principal deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas, y la corrección del problema que ellas representan.

Muchos programas de análisis de vibraciones se limitan al estudio de máquinas rotativas complejas como pueden ser los motores de inducción de dos polos.

Los motores de inducción generan multitud de frecuencias de vibración que son inherentes a su diseño y aplicación. La magnitud de la vibración a una frecuencia dada depende del campo magnético generado en el motor y de la respuesta dinámica de cada componente de la máquina. Tanto el campo magnético como la respuesta dinámica pueden variar debido a cambios que se produzcan en la máquina.

Todo elemento de un tren de maquinaria (motor de inducción de dos polos) genera una serie de fuerzas dinámicas durante el funcionamiento de la máquina. Cada una de estas fuerzas dará lugar a frecuencias de vibración, entendidas como frecuencias de excitación, que identificarán a los diferentes componentes de la máquina. Desde el momento en que todos los componentes de una máquina están unidos entre sí, las frecuencias de excitación de cada uno de los componentes de la máquina se transmitirán a la totalidad de la misma.

Sin embargo, el monitorizado de las frecuencias de vibración en puntos específicos de la máquina puede ayudar a aislar e identificar el componente defectuoso.

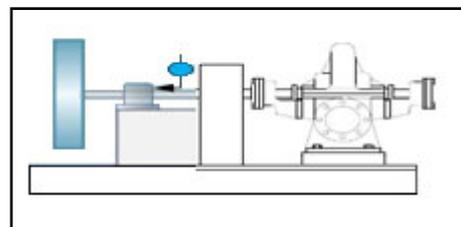
Es por tanto conveniente monitorizar el espectro de vibración de las máquinas con objeto de identificar los posibles cambios que podrían ser indicadores de la aparición de problemas provocados por desgaste, holguras u otras causas de deterioro mecánico.

Si se desea obtener un máximo beneficio y un óptimo diagnóstico del programa de monitorizado de vibraciones se debe monitorizar y evaluar la máquina en su conjunto. En este sentido, muchos programas se encuentran muy limitados por el monitorizado de cada elemento de la máquina por separado, limitándose en gran medida la posibilidad de detectar de una manera incipiente los problemas en la máquina.

Este no es el caso de estudio, ya que se utiliza un medidor de excitaciones que cuenta con los canales suficientes para realizar, por ejemplo, una comparación de la frecuencia de vibración del sistema a ambos lados del acoplamiento para saber si los ejes del motor y de su carga están desalineados o no.

Cuando se mide la vibración de una máquina en operación lo que realmente interesa conocer son las fuerzas que causan la vibración, y no la vibración como tal. Esto es debido a que son las fuerzas las que dañan a la máquina y son proporcionales al nivel de vibración medida.

Se considera un motor eléctrico accionando un rotor en voladizo, midiendo la vibración en la extremidad libre del motor. La fuerza que actúa a una frecuencia determinada está generada por la fuerza centrífuga debida al desbalance propio del volante del rotor. La fuerza actual en el área de carga es la fuerza



**Figura 23:** Motor eléctrico accionando rotor en voladizo.

centrífuga más el peso del volante del rotor. En otras palabras, si el motor está montado en resortes y está libre para moverse, una fuerza relativamente pequeña resultará en un nivel alto de vibración. En este caso, el desbalanceo residual podría causar componentes relativamente altos en el espectro, pero ya que el motor no es muy rígido, la fuerza actuando sobre los

elementos del sistema puede ser pequeña y se sobre-estimar de manera importante la probabilidad de daños en el mismo. También, si la frecuencia de excitación, se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura, la amplitud de la vibración será muy alta, aunque la fuerza que se necesita para causar la vibración será baja. La máquina tiene un montaje flexible de absorción de choques entre su base y ella.

Por otra parte, si el mismo motor, con el mismo desbalanceo residual está montado de manera rígida en una base sólida, de manera que no se puede mover, el nivel de vibración bajará. Las fuerzas actuando en el sistema se habrán incrementado, ya que ahora están empujando contra la base y contra la tierra entera en lugar de contrala masa del motor. El nivel más bajo de vibración daría la impresión que el motor está bien balanceado, pero en realidad el sistema corre peligro de ser dañado por las altas fuerzas involucradas. Así se puede ver que el nivel medido de vibración no es un buen indicador de lo que está pasando en el sistema.

Esto es una de las razones por la que muchas máquinas con niveles de vibraciones altos funcionan por años sin fallos, mientras que otras máquinas con niveles de vibración más bajos no lo hacen.

En las figuras siguientes, se muestran cuatro casos reales de distribución en frecuencia de la vibración como consecuencia de la presencia de fallos en un motor de inducción.

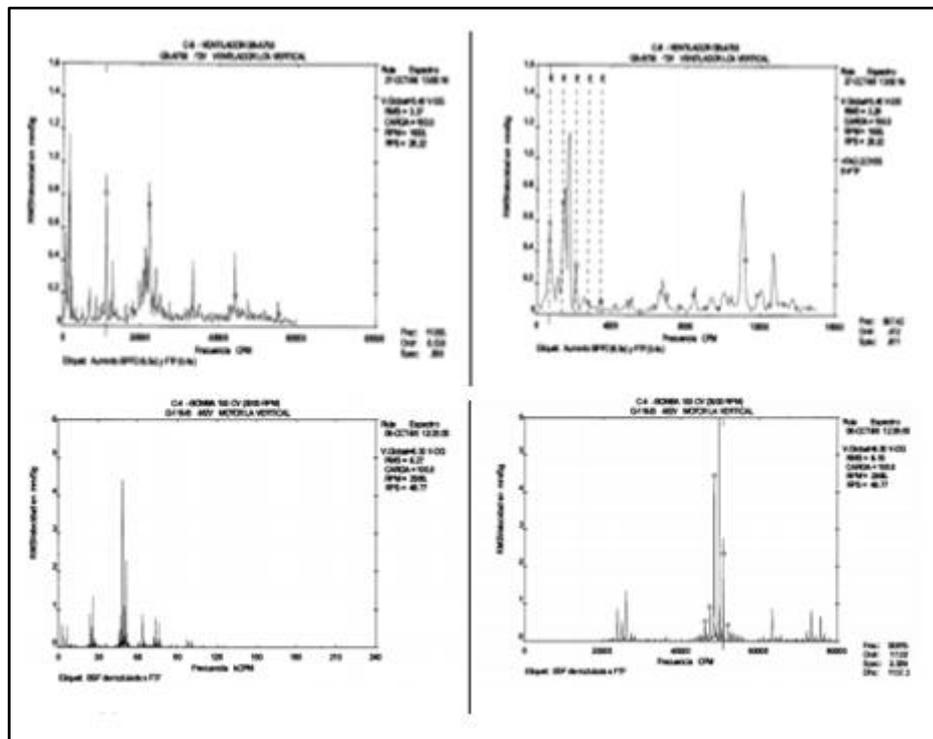


Figura 24: Ejemplos distribución en frecuencia de la vibración.

Estos fallos se producen principalmente por varios motivos. Los siguientes apartados muestran las diferentes causas de vibración y sus consecuencias, lo que ayuda enormemente a la hora de interpretar los datos obtenidos, determinado así el tipo de vibración que se presenta y buscar así la debida corrección de las mismas.

#### **Ventajas del Mantenimiento Predictivo:**

- Reduce los tiempos de parada.
- Permite seguir la evolución de un defecto en el tiempo.
- La verificación del estado de la maquinaria, tanto realizada de forma periódica como de forma accidental, permite confeccionar un archivo histórico del comportamiento mecánico.
- Conocer con exactitud el tiempo límite de actuación que no implique el desarrollo de un fallo imprevisto.
- Toma de decisiones sobre la parada de una línea de máquinas en momentos críticos.
- Confección de formas internas de funcionamiento o compra de nuevos equipos.
- Permitir el conocimiento del historial de actuaciones, para ser utilizada por el mantenimiento correctivo.
- Facilita el análisis de las averías.
- Permite el análisis estadístico del sistema.

### **3.1. Desequilibrio**

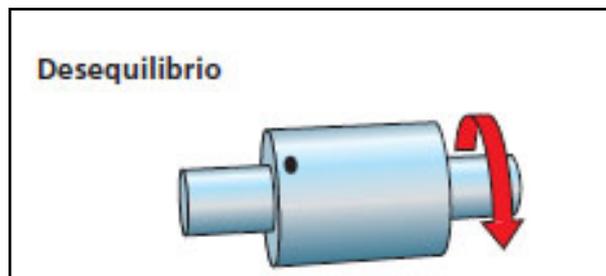
Se entiende bajo desequilibrio la distribución excéntrica de la masa del rotor. Cuando un rotor desequilibrado comienza a girar, la fuerza centrífuga resultante de la rotación produce una fuerza adicional en el rodamiento y vibración del rotor en la frecuencia exacta de rotación. Esto caracteriza el espectro de una máquina desequilibrada; la frecuencia de rotación aparece como un 'pico' con amplitud elevada y esto puede descender significativamente el estado de vibración general de la máquina.

Es probablemente el fallo más común en un equipo mecánico. No obstante, es incorrecta la suposición de que debe existir un desequilibrio mecánico real para crear una condición de desequilibrio en la máquina.

De hecho, todas las formas de fallos generarán alguna forma de desequilibrio. Por ello, cuando se consideran todos los fallos, el número de problemas de máquina que son resultado del desequilibrio real mecánico del elemento rotativo es relativamente pequeño.

El desequilibrio podrá tomar muchas formas en la señal de vibración, pero casi siempre la componente de la velocidad de giro será excitada y de amplitud dominante. Sin embargo, esta condición también puede excitar múltiples armónicos múltiplos de la velocidad de giro. El número de armónicos y su amplitud tienen una relación directa con el número de planos de desequilibrio y su relación de fases.

Para un único elemento rotativo se establecerá una banda estrecha para monitorizar la componente de frecuencia a la velocidad de giro. Para varios elementos rotativos, la banda monitorizará la velocidad y aparecerán un número de armónicos igual al de elementos rotativos.



**Figura 25:** Desequilibrio debido a la velocidad de giro.

### 3.2. Desalineamiento

Esta condición está siempre presente en los grupos de máquinas. Generalmente, se supone que existe desalineación entre dos ejes conectados mediante un acoplamiento.

El desalineamiento también puede existir entre los cojinetes de un eje sólido o entre cualquier otro par de puntos de la máquina.

La representación de la desalineación en la señal de vibración dependerá del tipo de desalineación. Hay dos tipos principales de desalineación:

- Alineación perfecta: Es una condición en la cual los dos ejes son perfectamente colineales y operan como un único eje sólido cuando están acoplados. La alineación perfecta se da solo cuando los ejes coinciden en las proyecciones de ambos planos (horizontal y vertical). Es un estado ideal que suele ser improbable en la práctica. El

objetivo realista es, por lo contrario, aproximarse lo más posible a esta situación perfecta.

- Desalineación paralela: tal y como se muestra en la figura 26, es un estado en el que los ejes geométricos de los ejes mecánicos son perfectamente paralelos aunque no coincidentes. La desalineación paralela se cuantifica midiendo la distancia entre los ejes en cada plano de alineación.

Se presenta entre dos ejes paralelos entre sí, pero que no están en el mismo plano.

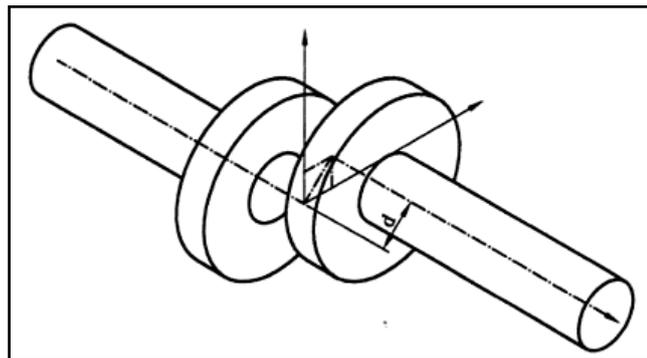


Figura 26: Desalineamiento paralelo.

- La desalineación angular: es una condición en la que los ejes geométricos no son paralelos, pero se cortan en el punto medio entre los platos del acoplamiento como muestra la figura 27. No existe, por tanto, desalineación paralela. La magnitud que define este tipo de desalineación es el ángulo que forman los ejes, que se mide en los dos planos de alineación.

Se produce cuando los ejes no están paralelos entre sí.

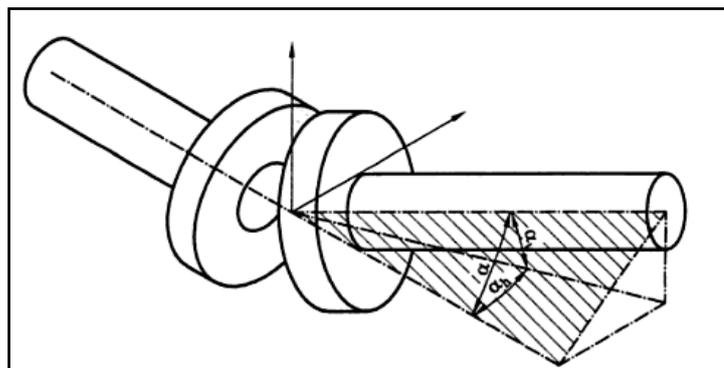


Figura 27: Desalineamiento angular de ejes.

### 3.3. Falta de apriete en elementos de sujeción (Holguras)

Si al realizar las mediciones se observan niveles de vibración anormales, antes de realizar cualquier medición, se debe comprobar que los elementos de apoyo o unión están bien sujetos y no sufren holgura. Si este fallo existiera se producirían vibraciones sin que la máquina estuviera averiada.

Si se tuviera sospecha de que los anclajes están en malas condiciones, se deberían realizar medidas, tanto axiales como radiales, en los puntos de unión o anclajes, ya que puede ser que no absorban bien las vibraciones existentes en la maquinaria.

Las holguras mecánicas pueden tener naturalezas muy distintas: falta de apriete entre distintos elementos mecánicos (aflojamiento de pernos, rotura de anclajes, etc.), aumento de tolerancias producidas por desgastes (holguras en cojinetes, rodamientos, engranajes, etc.), etc. Las holguras se manifiestan en las medidas de vibración siempre y cuando exista una fuente de excitación debida a un problema ajeno a las holguras, como puede ser un desequilibrio, una desalineación, etc., de forma que pequeñas fuerzas de excitación exterior pueden producir elevadas amplitudes de vibración, si hay holguras.

### 3.4. Cojinetes

Como todo sistema mecánico debe tener algún tipo de cojinete, la primera indicación de los problemas mecánicos se desarrollará en el campo de vibración de los cojinetes de la máquina. Suelen ser por diseño el eslabón más débil en la mayor parte de la maquinaria, constituyendo habitualmente el primer punto de fallo. Por ello, resulta de especial interés disponer de un buen conocimiento de la problemática del diseño de cojinetes, así como de su dinámica operativa.

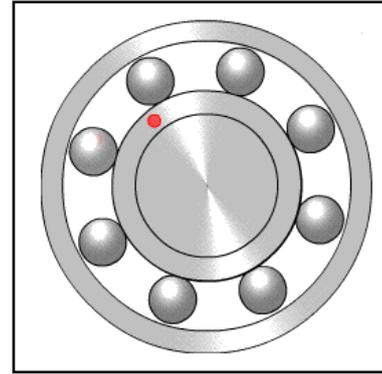
Los cojinetes, requieren de un diseño muy preciso, el funcionamiento correcto depende de los parámetros como la carga radial, la holgura radial (diferencia entre el radio del eje y el del cojinete), la velocidad de giro del eje o la temperatura y presión del lubricante.

La holgura excesiva entre el cojinete y el eje da lugar a la aparición de roces entre los mismos, en zonas no lubricadas, provocando la aparición de armónicos y subarmónicos.

### 3.5. Rodamientos

Los principales componentes de un rodamiento incluyen:

- Pista exterior.
- Pista interior.
- Caja.
- Elementos de rodadura.



**Figura 28:** *Transmisión por rodamientos.*

El comportamiento general del rodamiento está determinado por la interacción entre sus elementos. Los contactos entre los elementos de rodadura y las pistas o cajas son los sometidos a mayores cargas, de ahí que los fallos por fatiga estén principalmente motivados por esta interacción. Los contactos entre elementos de rodadura y caja y los contactos entre pistas y caja son generalmente de naturaleza dinámica ya que constituyen una serie de choques de corta duración y alta velocidad.

El punto de partida para el monitorizado de fallos en este tipo de elementos es que los rodamientos defectuosos generan frecuencias de vibración a las velocidades de rotación de cada componente y cada una de esas frecuencias puede ser calculada y registrada haciendo uso de técnicas de análisis vibratorio.

Las frecuencias de rotación pueden surgir como resultado de defectos reales del rodamiento o por cargas inducidas bien por la máquina o bien por el proceso, por ejemplo cuando introducimos una carga sobre el rotor voladizo para desestabilizar la componente vertical del sistema, y estarán relacionadas, por tanto, con el movimiento de los elementos de rodadura, caja y pistas; incluyendo el giro de bolas o rodillos, la rotación de la caja y la frecuencia de paso de bolas o rodillos. El desequilibrio, la desalineación y las cargas anormales amplificarán las frecuencias específicas del rodamiento que debe absorber la carga.

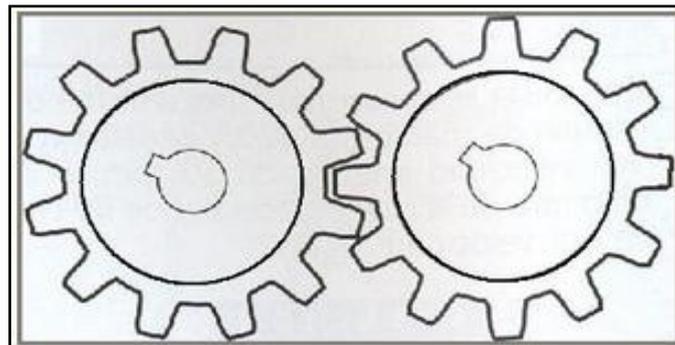
### 3.6. Engranajes

Muchas máquinas usan conjuntos de engranajes para transmitir el movimiento a otros componentes de la máquina. Los engranajes y las cajas de engranajes tienen marcas únicas de vibración que identifican tanto su funcionamiento normal como anormal. La caracterización de las señales de vibración de una caja de engranajes es difícil de establecer, pero resulta ser una

valiosa herramienta para diagnosticar problemas en la máquina. La dificultad estriba fundamentalmente en dos factores:

- a) Resulta extremadamente difícil, cuando no imposible, montar los necesarios transductores de vibración en el interior de una caja de engranajes cerca de los engranajes individuales.
- b) El número de fuentes de vibración en un accionamiento de engranajes múltiples se compone de una compleja colección de engranajes, modulación y frecuencias de velocidades de giro.

Variaciones en el comportamiento mecánico de un engranaje están en principio asociadas con variaciones en las amplitudes de la frecuencia de engranaje y de sus armónicos. Estas frecuencias, al ser frecuencias elevadas, tienen normalmente poca influencia en el nivel global de vibración. Para detectar estas variaciones se definen bandas de frecuencias del espectro, cuyo nivel de vibración particular es calculado; de esta forma, se puede detectar cualquier variación en la actividad espectral asociada al estado del engranaje.



**Figura 29:** Transmisión por engranajes.

### 3.7. Excentricidad

El rotor de un motor debe estar centrado, el efecto adverso que provoca esto son campos magnéticos desiguales que a la larga resultará en un fallo en el aislamiento y en los rodamientos.

Este problema se le conoce como excentricidad, existen básicamente dos tipos, la estática en la cual el rotor está descentrado pero fijo en su posición inicial, este tipo de problemas es causado por un inadecuado alineamiento o por que el motor fue torcido cuando se instaló en su base.

El otro tipo de excentricidad es la dinámica, ocurre cuando el rotor se balancea dentro del estator, es producida por una deflexión en el eje.

Todas las causas de vibración más comunes expuestas anteriormente en los motores de inducción de dos polos son las originadas por problemas dinámicos y magnéticos.

La dinámica estudia la relación entre el movimiento de los cuerpos y las fuerzas que actúan sobre ellos. En el caso de un sistema mecánico, existen dos enfoques de esta cuestión que resultan interesantes: el problema dinámico directo, que consiste en obtener el movimiento del sistema conocidas las fuerzas que actúan sobre él; y el problema dinámico inverso, en el que se trata de averiguar qué valor de las fuerzas es el que da lugar a un determinado movimiento.

La resolución del problema dinámico directo es lo que se denomina simulación dinámica de un sistema mecánico. Es de gran interés porque permite predecir el comportamiento del sistema (supóngase, por ejemplo, un vehículo automóvil), sin necesidad de construir un prototipo. Lógicamente, dicho comportamiento será tanto más realista cuanto lo sea la modelización del sistema y las fuerzas a que se ve sometido.

El problema dinámico inverso presenta dos vertientes: el cálculo de los esfuerzos motores necesarios para lograr un movimiento determinado, y el cálculo de las fuerzas y momentos de reacción que se producen en el mecanismo como consecuencia de dicho movimiento.

La fuerza magnética mide una distribución de cargas en movimiento. Este tipo de vibración es normalmente el resultado de fuerzas magnéticas desiguales que actúan sobre el rotor o sobre el estator.

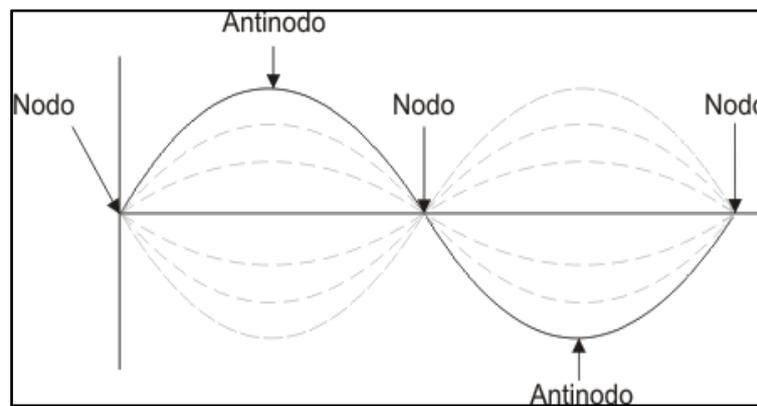
Se sabe que las vibraciones de origen magnético son máximas en una instalación rígida de motor y mínimas en estado libre de suspensión.

## 4. MODOS PROPIOS

Se pueden estimar, de forma bastante precisa, las características de emisión sonora de la placa que soporta el motor bajo estudio y su volante. Para ello se debe modelar dicho sistema como una placa plana rectangular uniforme, teniendo presentes las irregularidades que presenta el sistema real.

Los paneles reales no son infinitos, por lo que tienen límites que producen ondas reflejadas. La interferencia entre las ondas de flexión incidente y reflejada da lugar a ondas estacionarias que pueden originar movimientos transversales del panel de gran amplitud.

Una onda estacionaria es el resultado de la superposición de dos movimientos ondulatorios armónicos de igual amplitud y frecuencia que se propagan en sentidos opuestos a través de un medio. En ellas, habrá puntos con aceleración de vibración mínima en todo instante (nodos), y otros con aceleración máxima (antinodos o vientres).



**Figura 30:** Representación de nodos y vientres.

Recibe el nombre de modo propio aquella onda estacionaria generada en el interior de un determinado espacio. Este tipo de interferencias, ya sean constructivas (suma) o destructivas (cancelación), vienen dadas por la interacción entre las ondas incidentes y reflejadas dentro de un espacio limitado.

La radiación de estructuras excitadas mecánicamente está relacionada con los modos de vibración resonante, es decir, con las frecuencias naturales.

Al estudiar la radiación en función de la frecuencia se observan dos zonas de comportamiento diferente:

1. Zona en la que el número de frecuencias propias o modos propios de la placa es reducido y la separación entre ellas amplia.

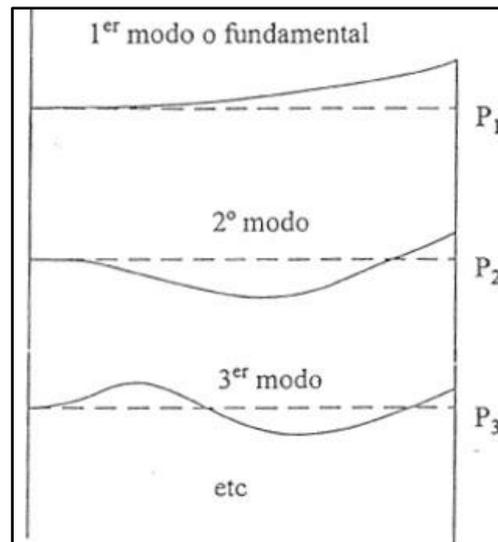
2. Zona en la que el número de modos propios es muy elevado y la separación es despreciable.

En la segunda zona la emisión no podrá calcularse por la suma de las radiaciones de cada modo individualmente, sino que se deberá obtener mediante promedios de emisiones. Este estudio se centra en la primera zona.

Cualquier objeto presenta unas frecuencias determinadas, propias de su geometría y composición, a las que se produce una resonancia. A dicha frecuencia de resonancia (o frecuencia propia o natural del objeto), la respuesta a la vibración es mucho mayor en amplitud que a cualquier otra, llegando el caso, si la vibración aplicada tiene la intensidad suficiente, en que se produce el fallo catastrófico de la estructura .Y esto puede ocurrir con varias frecuencias diferentes para un mismo objeto (es decir, puede tener distintas frecuencias de resonancia).

Lo que se pretende es realizar un experimento a través de un barrido de frecuencias, de grave a agudo (de frecuencias bajas a altas). Cada frecuencia de resonancia tiene asociado lo que se llama un modo propio de vibración, es decir, una forma particular de moverse que depende de las propiedades del objeto (geometría, masa, estado de carga, condiciones de contorno, etc.). Oscila siempre de forma armónica (es decir, como una función sinusoidal ). Por ello, hay puntos donde la amplitud de la vibración es máxima y otros puntos donde ésta se anula (nodos).

En la práctica, si se estudiase una placa más flexible y se extendiese sobre ella sal, esta tendería a acumularse en las zonas donde no hay vibración, llamadas líneas de nodos, y a quedarse quieta ahí, ya que son las únicas zonas de la placa donde no hay movimiento.



**Figura 31:** Representación de los modos.

Los modos de vibración se ordenan según la frecuencia propia (primer modo, segundo modo, etc., en orden ascendente de frecuencias, como se observa en la figura 31). A frecuencias bajas, como se dijo antes, el número de nodos es pequeño, y según nos movemos hacia los agudos aparecen cada vez más (por eso el número de líneas del dibujo aumenta).

Los modos naturales de vibración de las placas difieren, en ocasiones muy notablemente, en forma y frecuencia con las condiciones de los bordes. A pesar de esto resulta apropiado considerar el panel rectangular aislado como modelo para estudiar el sistema dado.

En la práctica, cuando el barrido de frecuencias pasaba por una de las frecuencias propias la intensidad del sonido también aumentaba (ya que la resonancia multiplica la amplitud de la oscilación) y se escuchaba más fuerte.

Para estudiar lo explicado anteriormente hay que saber cuando se produce una resonancia. Se generan cuando una onda, tras recorrer un camino cerrado en un sistema, llega a un punto de partida en fase con la que sale en ese mismo instante. Para un panel rectangular montado de modo que tanto el desplazamiento como la curvatura del panel en los bordes sea cero, es decir, el panel está apoyado, la condición para la onda de flexión es:

$$\left(\frac{1}{\lambda_{mn}}\right)^2 = \left(\frac{m}{2L_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{2L_y}\right)^2 \quad (4.1)$$

Donde  $m$  y  $n$  son enteros, ambos diferentes de cero;  $L_x$ ,  $L_y$  son las longitudes de los bordes del panel en las direcciones  $x$  e  $y$  respectivamente (en metros) y  $\lambda_{mn}$  es la longitud de la onda de flexión en el panel (en metros).

Sustituyendo  $\lambda_{mn}$  por  $c_B/f_{mn}$  en la ecuación anterior, podemos obtener, siempre que no existan efectos del medio circundante, la frecuencia a la cual se produce la resonancia ( $m, n$ ) como:

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B}{\rho_S}} \left[ \left( \frac{m}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{n}{L_y} \right)^2 \right] [\text{Hz}]; \text{ con } m, n = 1, 2, 3 \dots \quad (4.2)$$

Ni  $m$  ni  $n$  pueden ser iguales a cero porque el desplazamiento en todos los bordes está restringido a cero. Luego, si hay desplazamiento según una coordenada deberá haberlo también según la otra.

#### 4.1. Frecuencia Crítica

La frecuencia crítica es la frecuencia a partir de la cual un obstáculo rígido empieza a absorber parte de la energía de las ondas incidentes, es decir, existe una mayor radiación sonora. Esta frecuencia crítica, así mismo, dependerá del espesor del obstáculo. A mayor espesor, la frecuencia incidente tendrá menor capacidad de penetración.

A esa frecuencia las ondas propias de flexión de la placa coinciden con la onda acústica incidente.

La condición en la cual la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia crítica del sistema se conoce como *resonancia*. Para esta frecuencia la amplitud de la vibración tiende a infinito. Se produce un acoplamiento entre los movimientos transversales de la placa y las ondas longitudinales del sonido en el aire circundante.

La fórmula que nos indica donde se ubica la frecuencia crítica es la siguiente:

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_S}{B}} = \frac{c^2}{1,8 c_L h} [\text{Hz}] \quad (4.1.1)$$

Dónde:

$c \equiv$  Velocidad del sonido (340 m/s).

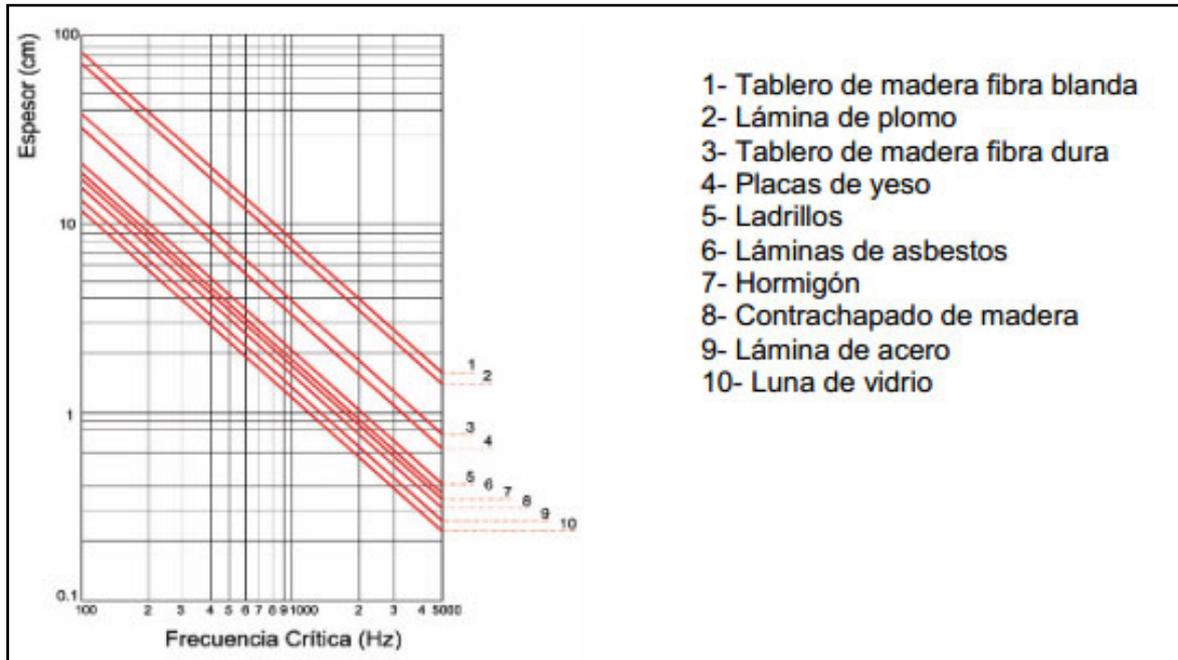
$B \equiv$  Rigidez a la flexión por unidad de espesor del panel en N-m.

$\rho_S \equiv$  Masa por unidad de área del panel.

$c_L \equiv$  Velocidad de propagación de las ondas longitudinales en la placa.

$h \equiv$  Espesor de la placa.

La lámina de acero utilizada para el análisis tiene un espesor de 0,85 cm, que según los datos que aparecen en la gráfica se corresponde aproximadamente con 1400 Hz - 1500 Hz.

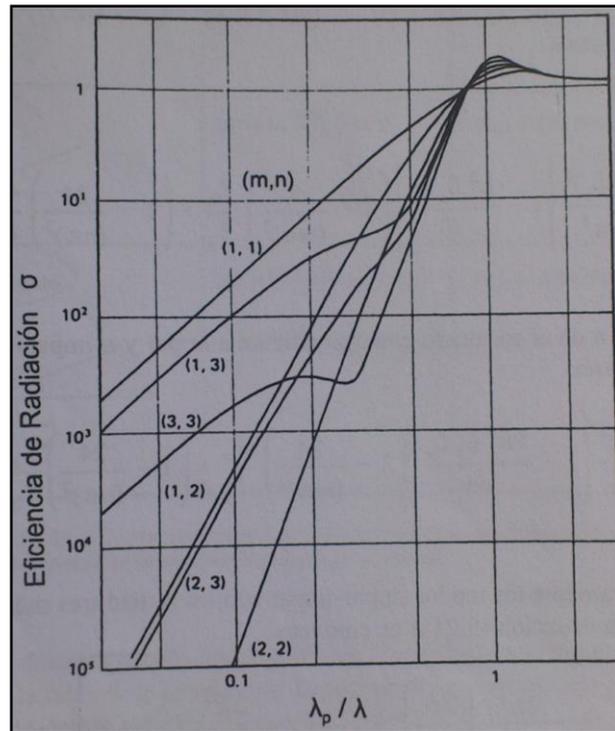


**Figura 32:** Gráfica frecuencias críticas por materiales y espesores.

En la figura 32 se aprecia como a mayor rigidez de la placa (equivalente a mayor espesor) la frecuencia se desplaza hacia bajas y a menor rigidez hacia altas.

Cuando se estudien prácticamente los modos propios aparecerá una frecuencia, la denominada crítica, donde su amplitud dependerá de la eficiencia de radiación de las  $mn$  células, y está aumentará a medida que aumente  $p$ , teniendo su valor máxima para  $p$ , es decir, cuando la longitud de onda del sonido radiado sea igual a la longitud de onda de flexión de la placa.

Controlar las vibraciones de una determinada estructura implica determinar su respuesta estructural, expresada como combinación de sus modos normales, y de su eficiencia de radiación. Además, es posible estimar numéricamente la eficiencia de radiación de algunos modos estructurales de vibración para ciertas geometrías simples.

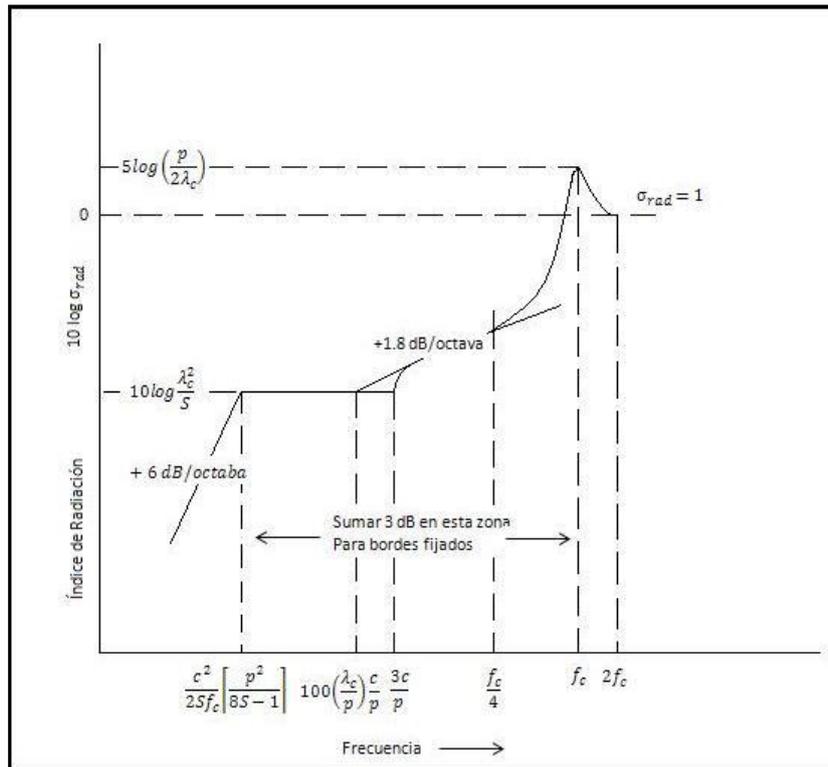


**Figura 33:** Eficiencia de radiación de modos de vibración de orden bajo de un panel cuadrado.

En la figura 33 se muestra la eficiencia de radiación de los modos del panel, sabiendo que para bajas frecuencias es casi igual, y en la mayor parte de las ocasiones menor que, la correspondiente a la vibración de una célula aislada y que, dicha eficiencia, es mayor para los modos impar-impar, con las mismas longitudes de onda, e inversamente proporcional al área del panel.

Se concluye que el método es bastante preciso para frecuencias bajo la frecuencia crítica, pero altamente dependiente del número de elementos utilizado.

Con esto se pretende llegar a que a la frecuencia crítica la placa bajo estudio dará una radiación máxima, escuchada cuando se la excita, como un fuerte “chirrido”. Por lo que sí existen modos propios cercanos a ella, estos se verán amplificados por la influencia de dicha frecuencia.



**Figura 34:** Curva de la representación del ratio de radiación  $\sigma_{rad}$  de un panel finito de perímetro  $P$  y área  $S$  con bordes apoyados simplemente o con bordes fijados.

## 5. MEDIDAS DE VIBRACIÓN

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes.

La Medición de Vibración, juega un papel muy importante en el desarrollo de técnicas para mitigarla o reducirla, y en el establecimiento de límites en los niveles de vibración en la maquinaria existente en una instalación industrial. Aproximadamente el 50% de las averías en máquinas rotativas se deben a desalineaciones en los ejes. Las máquinas mal alineadas generan cargas y vibraciones adicionales, causando daños prematuros en rodamientos, obturaciones y acoplamientos, también aumenta el consumo de energía. Gracias a los avances de la electrónica, actualmente se tienen instrumentos de medición altamente sofisticados que permiten cuantificar la vibración de manera precisa, a través de diversos principios. Es por esto que es muy importante, un buen entendimiento de los transductores empleados para la

medición de vibración, y su interfaz con los sofisticados equipos de instrumentación y de adquisición de datos.

La medición de la Vibración se puede definir como el estudio de las oscilaciones mecánicas de un sistema dinámico. Las mediciones de vibración deben ser hechas con la finalidad de producir los datos necesarios, para realizar significativas conclusiones del sistema bajo prueba. Estos datos pueden ser usados para minimizar o eliminar la vibración, y en consecuencia eliminar el ruido resultante.

Un sistema de medición y procesamiento de señales de vibración típico está formado por:

- a. Transductores de vibraciones: para el estudio se han utilizado acelerómetros de la marca *PCB*, los cuales se encargan de transformar las vibraciones en señales eléctricas. (Las características de dichos acelerómetros se recogen en el Anexo II, adjunto a esta documentación).
- b. Sistema de acondicionamiento de señal: se encarga de recoger las diferentes señales, amplificarlas y llevarlas a los niveles de tensión adecuados y aceptados por el sistema de adquisición de datos (*SVAN 958*). (Se detalla funcionamiento e instrucciones de uso en Anexo I).
- c. Tarjeta de adquisición de datos: se encarga de digitalizar la señal, realizando para ello, un muestreo discreto de la señal analógica proveniente del acondicionamiento de señal, y de introducirla al computador donde se realizan diferentes tipos de procesamiento a través de un software (*SVAN PC ++*) para obtener toda la información que se requiere para el análisis y monitoreo de las vibraciones de las máquinas (*SVAN 958*).

La figura 35 muestra el diagrama de bloques del montaje utilizado para este estudio:



**Figura 35:** Diagrama de bloques del sistema de procesamiento de señales de vibración.

## 5.1. Transductores de vibración

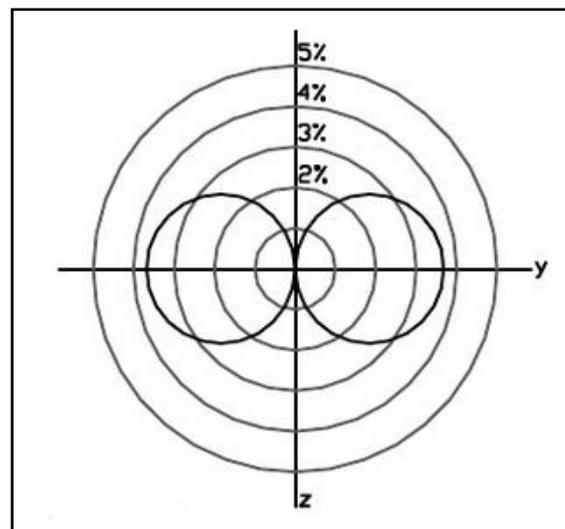
Los transductores de vibración son empleados para medir la velocidad lineal, desplazamiento, proximidad, y también la aceleración de sistemas sometidos a vibración, que para este estudio en particular, es la magnitud que interesa.

En general, los transductores empleados en el análisis de vibración, convierten la energía mecánica en energía eléctrica, lo que significa que producen una señal eléctrica en función de la vibración. Estos dispositivos convierten la aceleración de gravedad o de movimiento, en una señal eléctrica analógica proporcional a la fuerza aplicada al sistema, o mecanismo sometido a vibración o aceleración. Esta señal analógica indica en tiempo real, la aceleración instantánea del objeto sobre el cual el acelerómetro está montado.

Estos pueden ser usados aisladamente, o en conjunto con un sistema de adquisición de datos. Se pueden encontrar en diversas presentaciones que pueden ser, elementos sensores simples, transductores encapsulados, o ser parte de un sistema sensor o instrumento, incorporando características tales como totalización, visualización local o remota y registro de datos. Los transductores de vibración son direccionales, esto quiere decir que sólo miden aceleración en un eje. Para monitorear transductores de vibración en tres dimensiones, se emplea acelerómetros triaxiales, que registran vibración proveniente de tres direcciones.

A la hora de seleccionar el tipo de transductor a utilizar se debe tener en cuenta:

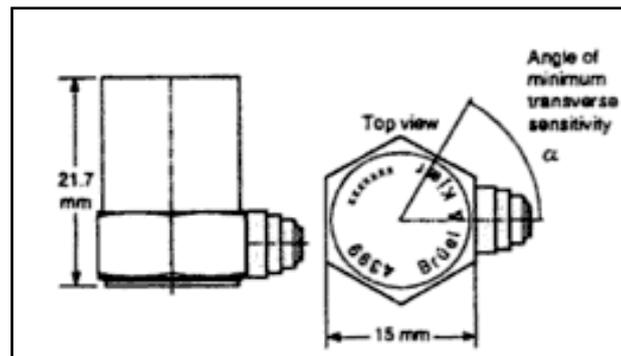
- Rango de medición: los acelerómetros miden la aceleración en unidades “g”. Un  $g$  se define como la fuerza gravitacional de la tierra aplicada sobre un objeto o persona, van desde las décimas de  $g$ , hasta los miles de  $g$ . ( $1g = 9,8 \text{ m/s}^2$ )
- Rango de frecuencia: la mayoría de los sensores tiene un amplio rango de frecuencia, normalmente entre 2 Hz y 15.000 Hz. Hay que observar que la respuesta en frecuencia depende del tipo de montaje del sensor en la máquina.
- Precisión: deben cumplir las especificaciones técnicas más exigentes, con un tamaño y masa reducidos, y ser capaces de medir un amplio rango de frecuencias.
- Sensibilidad transversal: un transductor cuando es sometido a uno de sus ejes de sensibilidad puede experimentar una respuesta pequeña en otro eje, esto se conoce como sensibilidad transversal.



**Figura 36:** Representación de la sensibilidad transversal típica en un transductor de vibraciones.

Los acelerómetros presentan un eje en el que su sensibilidad es máxima, sin embargo, debido a pequeñas imperfecciones en el alineamiento y polarización del material, este eje no es exactamente perpendicular a la superficie de montaje. Es decir, tiene una proyección sobre dicho plano. Esta proyección se conoce como sensibilidad transversal máxima del acelerómetro y su valor es del orden de 3% de la principal. En la práctica, y puesto que lo que interesa es evitar las influencias transversales en la vibración, lo que se indica es la dirección opuesta a la anterior, lo cual viene marcada en la carta de calibración del dispositivo como dirección de mínima sensibilidad transversal.

En la figura 37 se presenta un croquis de un acelerómetro *ICP*, de *PCB*, en el cual se indica su dirección de mínima sensibilidad transversal



**Figura 37:** Croquis de un acelerómetro.

Otro de los factores importantes a la hora de elegir un determinado tipo de acelerómetro son su dependencia con la temperatura y la influencia que puede ejercer sobre él la superficie de montaje. En cuanto al efecto de la temperatura es importante señalar que el elemento piezoeléctrico, al igual que cualquier conductor o semiconductor, presenta un funcionamiento dependiente de la temperatura, motivo por el cual la amplitud de las vibraciones detectadas por el acelerómetro será también función de ésta.

Hay tres factores que entran en juego en la determinación del rendimiento de un acelerómetro:

1. El tamaño de la masa de prueba, a más masiva, menores oscilaciones dan lugar a una aceleración dada. Para obtener la máxima sensibilidad, ha de ser lo más ligero posible.
2. El segundo factor se llama factor de calidad del oscilador,  $Q$ .  $Q$  es, en pocas palabras, una medida de cuánto tiempo tarda la masa de prueba para volver a descansar después de haberle sido dada una sacudida. Un oscilador con  $Q$  elevado oscilará más que un oscilador de bajo  $Q$ , lo que hace las cosas más fáciles de detectar.
3. El último factor es la frecuencia de resonancia de la oscilación, que es donde el acelerómetro es más sensible, si tuviéramos que agitar el acelerómetro en apenas esa frecuencia, nos encontraríamos con una oscilación gigante. Esto, sin embargo, no es muy útil, ya que por lo general, lo que se pretende, es detectar una gran cantidad de frecuencias diferentes. La manera de hacer esto es establecer la frecuencia de resonancia por encima de la aceleración máxima que se desea medir. La respuesta de la masa de ensayo a las aceleraciones por debajo de esa frecuencia es bastante uniforme a través del dispositivo. Por desgracia, la respuesta es también sustancialmente menos sensible. En cualquier caso, la frecuencia de resonancia define la gama de componentes de frecuencia en una aceleración que se puede medir, la cual determina la velocidad de respuesta del acelerómetro.

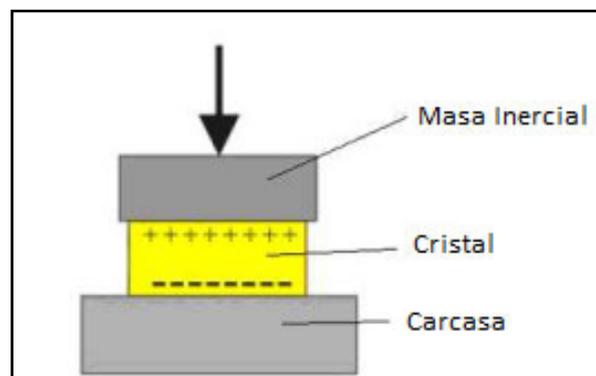
Así, el acelerómetro perfecto tiene una masa de prueba muy pequeña, pero no tiene una respuesta resonante fuerte, y además esta respuesta debe estar situada en altas frecuencias, de manera que también es rápida. Por supuesto, un acelerómetro que recoja cada vibración, incluidas las causadas por el ruido térmico dentro de la caja del dispositivo; generalmente no es un transductor deseable.

### 5.1.1. Tipos de acelerómetros

#### 5.1.1.1. Acelerómetro piezoeléctrico

Su funcionamiento se basa en el efecto piezoeléctrico. La palabra “piezo” de origen griego significa “apretar”, por lo que se puede deducir su comportamiento: una deformación física del material causa un cambio en la estructura cristalina y así cambian las características eléctricas. Su principal inconveniente radica en su frecuencia máxima de trabajo y en la incapacidad de mantener un nivel permanente de salida ante una entrada común.

El funcionamiento de este tipo de acelerómetros se basa en las propiedades de los cristales piezo-eléctricos. Estos cristales cuando son sometidos a alguna fuerza producen una corriente eléctrica, a causa de la variación de su estructura cristalina.



**Figura 38:** Diagrama de un acelerómetro piezo-eléctrico.

Así que poniendo un cristal de este tipo entre la carcasa (unida al objeto cuya aceleración se quiere medir) y una masa inercial, como muestra la figura 38, se producirá una corriente cuando ocurra una aceleración ya que la masa ejercerá una fuerza sobre el cristal. Midiendo esta corriente se podrá calcular la aceleración, bien directamente si se trata de un acelerómetro de salida de corriente (*culombios/g*) o bien convirtiéndola a un voltaje de baja impedancia si se trata de un acelerómetro de salida de voltaje (ejemplo *IEPE*).

A la hora de utilizar este tipo de sensores para medir la aceleración se pueden encontrar diversos tipos en el mercado con distintos valores de sensibilidad, alcance de la medida, banda

de frecuencia de uso, etc., aunque la mayoría suelen ser de dos tipos, los sensores propiamente dichos y los que incorporan un amplificador.

Tiene mayores características que cualquier otro tipo de transductor de vibraciones:

- Rangos dinámicos con buena linealidad a lo largo de todo el rango de valores, es relativamente fuerte y fiable gracias a sus características que lo mantienen estable durante un largo período de tiempo. El rango dinámico del acelerómetro, se debe tener en consideración cuando se desea medir un nivel de aceleración anormalmente alto o bajo.
- Rango de frecuencias. Los sistemas mecánicos tienden a tener gran parte de su energía de vibración contenida en una gama de frecuencias relativamente estrecha, entre 10 y 1000 Hz, pero las mediciones se hacen a menudo hasta 10 kHz porque hay componentes interesantes en estas frecuencias altas.

Hay que asegurar, por lo tanto, al seleccionar un acelerómetro, que el rango de frecuencia del transductor de aceleración pueda cubrir el rango de interés. El rango de frecuencias sobre las que el acelerómetro proporciona una salida verdadera está limitado en el extremo de la baja frecuencia en la práctica, por dos factores:

- El primero es la baja frecuencia de corte del amplificador, que le sigue. Esto no suele ser un problema, ya que el límite está por lo general muy por debajo de un *Hertzio*.
- La segunda es el efecto de las fluctuaciones de temperatura ambiente, a la que el acelerómetro es sensible. Con los acelerómetros modernos de tipo cizalla este efecto es mínimo, lo que permite mediciones hasta por debajo de 1 Hz para ambientes normales.

El límite superior está determinado por la frecuencia de resonancia del sistema masa-resorte del propio acelerómetro. Como regla general, si fijamos el límite superior de frecuencia a un tercio de la frecuencia de resonancia del acelerómetro, se sabe que los componentes de vibración medidos en el límite superior de frecuencia tendrán un error que no superará el 12%.

Con acelerómetros pequeños donde la masa es pequeña, la frecuencia resonante puede llegar a ser de hasta 180 kHz, pero para uno más grande, de una mayor producción, puede llegar a alcanzar las frecuencias de resonancia de 20 a 30 kHz.

- El acelerómetro piezoeléctrico es auto-generador, de modo que no necesita una fuente de alimentación, no hay partes móviles que se desgasten, y la obtención a su

salida de una aceleración proporcional se puede integrar para dar velocidad y desplazamiento a señales proporcionales.

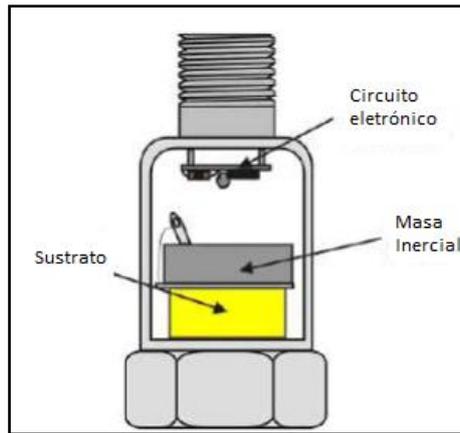
- En cuanto a la sensibilidad, a de ser alta, ya que normalmente implica un conjunto piezoeléctrico relativamente grande y en consecuencia una unidad pesada. En circunstancias normales, la sensibilidad no es un problema crítico ya que están diseñados para aceptar estas señales de bajo nivel.
- La masa puede alterar significativamente los niveles de vibración y frecuencias en el punto de medición. Como regla general, la masa acelerómetro no debe ser mayor de una décima parte de la masa dinámica de la vibración sobre la que está montado.
- Los acelerómetros piezoeléctricos son extremadamente versátiles y ampliamente usados para la supervisión de maquinarias industriales. Los acelerómetros industriales típicos miden niveles de vibración en *micro-g's* desde 60 *rpm*. hasta unos 900,000 *rpm* (1 a 15,000 *Hz*), o ciclos por minuto.

Los sensores piezoeléctricos pre-amplificados van siendo cada vez más habituales por la comodidad de su uso, ya que producen un valor de tensión proporcional a la excitación aplicada en la salida del amplificador y su comportamiento resulta independiente del conexionado exterior puesto que la carga y la resistencia de entrada del amplificador se mantienen constantes. Este tipo de sensores precisa alimentación.

Los sensores piezoeléctricos propiamente dichos no incorporan más que el dispositivo sensor, careciendo de una salida tan cómoda como los anteriores.

#### **5.1.1.2. Acelerómetros piezo-resistivos**

Un acelerómetro piezo-resistivo a diferencia de uno piezo-eléctrico utiliza un sustrato en vez de un cristal piezo-eléctrico, en esta tecnología las fuerzas que ejerce la masa sobre el sustrato varían su resistencia, que forma parte de un circuito que mediante un puente de *Whetstone* mide la intensidad de la corriente. La ventaja de esta tecnología respecto a la piezo-eléctrica es que pueden medir aceleraciones desde los 0 *Hz* de frecuencia.



**Figura 39:** Diagrama de un acelerómetro Piezo-Resistivo.

### 5.1.1.3. Acelerómetros capacitivos

Modifican la posición relativa de las placas de un microcondensador cuando está sometido a aceleración. El movimiento paralelo de una de las placas del condensador hace variar su capacidad. Los acelerómetros capacitivos basan su funcionamiento en la variación de la capacidad entre dos o más conductores entre los que se encuentra un dieléctrico, en respuesta a la variación de la aceleración.

Los sensores capacitivos en forma de circuito integrado en un chip de silicio se emplean para la medida de la aceleración. Su integración en silicio permite reducir los problemas derivados de la temperatura, humedad, capacidades parásitas, terminales, alta impedancia de entrada, etc.

### 5.1.1.4. Acelerómetros Térmicos

Se trata de un nuevo acelerómetro basado en la convección termal. Este tipo de acelerómetro posee un diseño de tecnología *MENS*<sup>3</sup> muy simple y práctico al mismo tiempo; simplemente utilizando un sustrato de silicio en el cual se hace un hueco para meter una pequeña resistencia que hace de calentador, con dos termopares en los extremos. Con esta estructura conseguimos que se forme una cavidad de aire caliente, llamada burbuja, sobre los termopares.

La principal característica de estos dispositivos es que tienen sólo un elemento móvil, la burbuja diminuta de aire caliente, herméticamente sellado dentro de una cavidad existente en el encapsulado del sensor. Cuando una fuerza externa como el movimiento, la inclinación, o la vibración es aplicada, la burbuja de aire caliente se mueve de una forma análoga al mismo. El

<sup>3</sup>Sistemas Microelectromecánicos (MEMS): son la integración de elementos mecánicos, sensores, accionadores, y electrónica en un sustrato de silicio común mediante la tecnología de microfabricación.

cambio de estado dentro de la cavidad del integrado, produce un voltaje que es función de la diferencia de temperatura y que tras ser amplificado, condicionado, se proporciona como salida el valor de un voltaje absoluto.

#### 5.1.1.5. Acelerómetros micro-mecánicos (MEMS)

Los avances en tecnología electromecánica micro de los sistemas (MEMS) han permitido la detección del movimiento o los sensores de inercia, conocidos como acelerómetros, para ser puesto en ejecución en muchos usos para variadas industrias.

Los acelerómetros están entre los primeros productos de micro sistemas (MST/MEMS) desarrollados, surgieron en el final de la década de 1980. Los sensores micrómetro-clasificados miden el movimiento tal como aceleración, vibración, choque e inclinación. Actualmente, con la tecnología muy madura, fabricación en volúmenes muy elevados y a un bajo costo, los acelerómetros están en la mejor posición para moverse con éxito hacia otras aplicaciones, tales como el área médica, industrial y de transporte.

#### 5.1.2. Elección del Acelerómetro Adecuado

En el mercado existen muchas posibilidades de sensores para medir la aceleración, la elección de uno de ellos depende de las características del sensor: los márgenes de valores de la aceleración que admite, capacidad para medir en continua o sólo en alterna, la máxima frecuencia a la que puede trabajar, los parámetros característicos del sensor...

La elección del acelerómetro adecuado se hará en función de los siguientes criterios:

- Frecuencia de trabajo o margen de frecuencias de uso.
- Los valores máximos y mínimos del nivel de la señal que esperamos.
- Consideraciones acerca de la forma de montaje, el espacio disponible, salida de los cables, etc.
- Otras consideraciones: temperatura de trabajo, aspectos ambientales y de compatibilidad química, la necesidad de seguridad intrínseca, etc.

En la tabla 1 se resumen las principales características, con sus valores típicos, de los distintos tipos de acelerómetros y sus aplicaciones:

Tipo	Margen de Medida	Ancho de Banda	Ventajas e Inconvenientes	Aplicaciones
<b>MENS</b>	1,5 g – 250 g	0,01 – 1500 Hz	Alta Sensibilidad Coste medio Uso sencillo Bajas Temperaturas	Impacto ABS Airbag Automoción
<b>Piezoeléctricos</b>	0 g – 2000 g	10 – 20000 Hz	Sensibilidad Media Uso Complejo Bajas Temperaturas	Vibración Impacto Uso Industrial
<b>Piezoresistivos</b>	0 g – 2000 g	0 – 10000 Hz	Alta Sensibilidad Respuesta en Continua y en Alterna Prestaciones Medias Bajo Coste Tamaño y Peso Mínimos	Vibración Impacto Automoción Ensayos en Vuelo Test de Túneles de Viento
<b>Capacitivos</b>	0 g – 1000 g	0 – 2000Hz	Funciona en continua Bajo ruido Baja potencia Bajo coste	Uso general Uso industrial Sistemas de alarma Mediciones sísmicas
<b>Mecánicos</b>	0 g – 200 g	0 – 100Hz	Alta precisión en continua Lentos Alto coste	Navegación inercial Guía de misiles Herramientas Nivelación

**Tabla 1:** Características típicas de los diferentes tipos de acelerómetros.

Otra manera de diferenciar los acelerómetros es según sean:

- Pasivos
- Activos
- De baja impedancia
- De alta impedancia

Los acelerómetros pasivos no generan la suficiente carga por el elemento sensor, y debido a que esta señal es muy pequeña, estos acelerómetros requieren de un amplificador para incrementar la señal.

Los acelerómetros activos incluyen circuitos internos para convertir la carga del acelerómetro a una señal de voltaje, pero requieren de una fuente constante de corriente para alimentar el circuito.

En un acelerómetro de baja impedancia se deben emplear sistemas micro-electrónicos ubicados dentro de la carcasa del sensor, para detectar la carga generada por el cristal piezoeléctrico.

Una salida de baja impedancia es deseable cuando se requieren grandes distancias.

Generalmente, la sensibilidad de salida está especificada en  $mv/g$  (milivoltios por unidad  $g$ ) tales como  $10 mv/g$  o  $100 mv/g$ , como sucede en el sistema de adquisición de datos utilizado (SVAN 958), el cual provee una baja impedancia propia, por lo que contamos con un sensor de baja impedancia.

En los acelerómetros de alta impedancia la salida de carga del cristal tiene una impedancia de salida muy alta y se puede obtener fácilmente. Se pueden emplear técnicas especiales para obtener la señal del sensor.

La alta impedancia resultante del acelerómetro es útil donde las temperaturas exceden los  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , prohibiendo el uso de sistemas microelectrónicos dentro del sensor. Este tipo de sensor requiere el uso de conductor para bajo ruido. Se debe señalar que la señal de alta impedancia debe ser convertida a baja impedancia con un convertidor de impedancia o un amplificador de carga antes de ser conectado a un sistema de adquisición de datos. Generalmente, si la sensibilidad de salida es especificada en unidades de  $pC/g$  (pico coulomb por  $g$ ) se tiene un sensor de alta impedancia.

Los acelerómetros piezoeléctricos con impedancia de salida alta pueden tener problemas con las señales de ruido inducidas en el cable de conexión. Estas perturbaciones pueden resultar

de las conexiones a tierra, del ruido o del ruido electromagnético inducido en el cable del acelerómetro por el movimiento mecánico del propio cable.

Las corrientes de lazo a tierra a veces fluyen en el interior de los cables del acelerómetro porque él y el equipo de medición se conectan a tierra por separado.

Para los ensayos realizados en este estudio, dados los transductores disponibles en el Laboratorio de Acústica, aula 8013, de la EUITT de Madrid, se utilizarán acelerómetros piezoeléctricos, activos, ya que no necesitan de preamplificador, y de alta impedancia. El modelo utilizado es el 333B50 de la marca *PCB*.

## 5.2. Calibración

La calibración es el conjunto de operaciones que bajo unas condiciones especificadas previamente establece, en una primera etapa, una relación entre los valores y sus incertidumbres de medida asociadas a partir de los patrones de medida, y las correspondientes indicaciones con sus incertidumbres asociadas y, en una segunda etapa, utiliza esta información para establecer una relación que permita obtener un resultado de medida a partir de una indicación.

Por tanto, el objetivo de una calibración es determinar la relación entre las indicaciones o materializaciones de un instrumento y los valores correspondientes indicados por un patrón. Una vez establecida la relación con sus correspondientes correcciones de medida, se expresa la incertidumbre de medida asociada a los resultados obtenidos, teniendo en cuenta todas las contribuciones que intervienen en la calibración como las condiciones ambientales, la incertidumbre de los equipos patrón, la deriva en el tiempo, etc.

### 5.2.1. Importancia de la calibración periódica

La calibración es la única manera de garantizar que el instrumento de medida mida correctamente y que sus lecturas estén dentro de un intervalo de tolerancias. Es importante establecer periodos de calibración para los instrumentos de medida. El intervalo de calibraciones dependerá de factores como el tipo de instrumento (tipo de medida, tecnología...), envejecimiento o el uso que se le da al instrumento (uso intensivo, en entornos hostiles...), de forma que la calibración sirva para controlar la deriva en el tiempo de las indicaciones del sistema de medida. Dicha deriva en el tiempo se deberá tener en cuenta en la estimación de la incertidumbre de medida asociada al uso del instrumento.

### 5.2.2. Patrón y trazabilidad metrológica

Para llevar a cabo la calibración es necesario el uso de un patrón. Una vez materializado el valor de una magnitud, la función del equipo patrón es la de obtener una medida de referencia de ese valor para poder compararla con la lectura del equipo en calibración. De esta manera se determina el comportamiento del instrumento bajo prueba hallando parámetros como la corrección de medida o la sensibilidad.

### 5.2.3. Método de calibración para vibración

Es el punto más importante del procedimiento y detalla, con toda la información necesaria, cómo se debe calibrar el instrumento de medida utilizado.

En el Anexo I incluido al término de este documento se detallan las diferentes formas de calibrar que permite el equipo utilizado en este estudio, el *SVAN 958*.

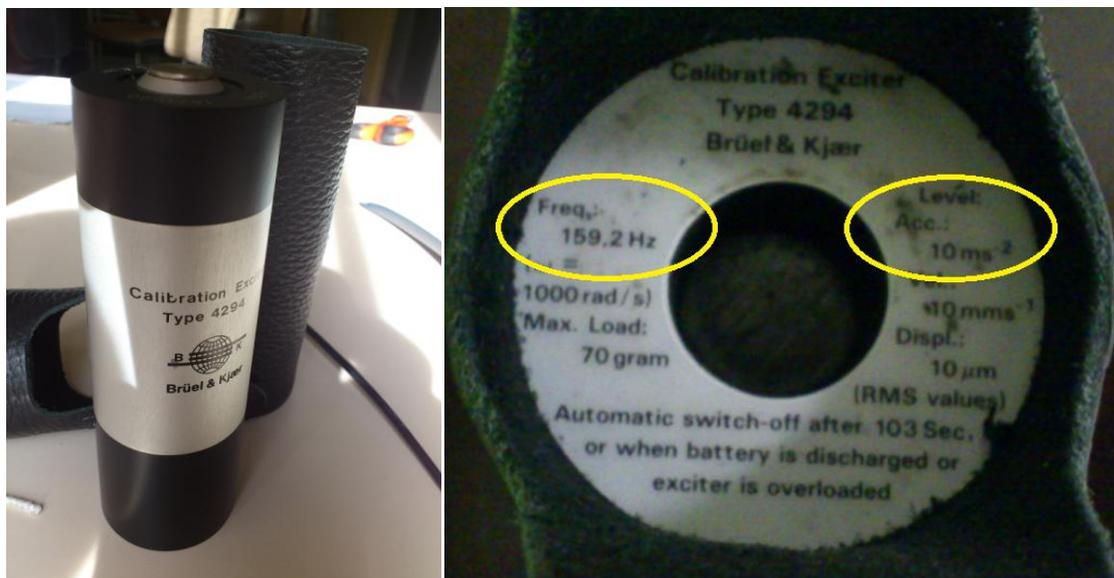
Cada acelerómetro se suministra individualmente calibrado de fábrica y se acompaña de una tabla de calibración interna. El lugar donde se almacenen los acelerómetros y se opere con ellos debe estar dentro de los límites ambientales especificadas, no deben estar sujetos a choques excesivos, temperaturas, dosis de radiación, etc. No obstante, siempre habrá un cambio mínimo en sus características después de un período largo de tiempo.

El procedimiento de calibración realizado en el estudio para los acelerómetros, utiliza un sistema formado por un acelerómetro montado sobre un calibrador acústico o pistófono, que se aplica directamente sobre el acelerómetro del equipo de medida para comparar directamente las señales producidas por ambos sensores ante determinadas vibraciones., como muestra el esquema de la figura 40.



**Figura 40:** Esquema de montaje utilizado en la calibración de acelerómetros por vibración.

En este estudio se utilizó un calibrador de la marca *Brüel&Kjær* Type 4294. Dicho calibrador proporciona una señal de vibración conocida (nivel de referencia). En este caso, proporcionará una señal de  $10 \text{ m/s}^2$  de aceleración con una frecuencia de  $159,2 \text{ Hz}$  (dato sacado de las especificaciones técnicas del calibrador, figura 41).



**Figura 41:** Calibrador y especificaciones.

Los acelerómetros a menudo son sometidos a un tratamiento bastante violento, el cual puede resultar un cambio significativo en las características del mismo provocándole daños a veces incluso permanentes. Es aconsejable, por tanto, hacer una comprobación periódica de la calibración de la sensibilidad.

En el equipo de medida utilizado en el laboratorio para la realización de este estudio (SVAN 958) cada canal se calibra por separado, pudiendo seleccionar en cada uno como desea hacerse, bien introduciendo el valor indicado en la carta de calibración (*BY SENSITIVITY*) o con la medida de una señal de referencia conocida y fiable (*BY MEASUREMENT*).

La calibración por sensibilidad puede ser un tanto imprecisa, ya que se introduce el valor mostrado en la carta de calibración del transductor, acelerómetro en este caso, y este puede haber variado con el paso del tiempo. Además se tienen unas condiciones diferentes a las que había cuando se realizó dicha calibración por la entidad correspondiente.

Por ello, para estos ensayos, se decidió configurar el equipo por medio de la calibración por medida, *BY MEASUREMENT*.

Una vez seleccionado un canal, y la opción *BY MEASUREMENT* se comienza a calibrar siguiendo el procedimiento descrito a continuación.

Se coloca el acelerómetro en la parte superior del calibrador y se introduce en el equipo el valor de vibración de la señal que vamos a medir,  $10 \text{ m/s}^2$ , para que el equipo ajuste la incertidumbre correspondiente al realizar la medida.



Figura 42: Procedimiento de ensayo.

Una vez hecho esto, se enciende el calibrador y se esperan unos 30 segundos. Pasado este tiempo se comienza la calibración pulsando la tecla **<Start / Stop>**. La calibración comienza pasados 5 segundos.

Con el equipo preparado para medir, en función del valor introducido y del valor medido se ajusta el factor de calibración. El resultado final se muestra en una pantalla como la mostrada en la figura 43.

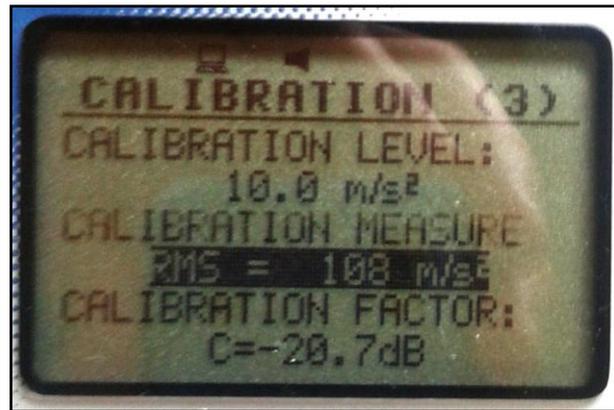


Figura 43: Procedimiento de ensayo.

Se realiza esta misma operación varias veces para erradicar posibles errores y se guarda esta configuración pulsando la tecla <ENTER>.



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



Telecomunicación  
*Campus Sur*



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



# PARTE 2

## ANÁLISIS DEL SISTEMA VIBRATORIO

---



## 1. MANTENIMIENTO PREDICTIVO

### 1.1. Objetivo de la práctica

El interés principal para el mantenimiento deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de las vibraciones detectadas en el elemento o máquina, la determinación de las causas de la vibración, y la corrección del problema que ellas representan.

Las consecuencias de las vibraciones mecánicas son el aumento de los esfuerzos y las tensiones, pérdidas de energía, desgaste y daños de materiales, y en maquinaria rotativa, además: desequilibrios, falta de alineamiento, excentricidades, falla de rodamientos y cojinetes, problemas de engranajes y correas de transmisión (holguras, falta de lubricación, roces, etc.)

Será necesario en primer lugar hacer una selección del equipo que se va a monitorizar y ver la información técnica que se pueda disponer de él. El estudio se centrará en un análisis de vibraciones en su más amplia utilización. Se realizará un programa “piloto”, localizando defectos, analizando causas.

Una vez se haya obtenido una valoración positiva, se pasará a realizar una extensión de la aplicación viendo cómo afecta la efectividad del sistema, es decir, como afecta la fuerza que es transmitida por la máquina a la superficie de apoyo.

Para estudiar el sistema de la manera más correcta posible, se analizará cada una de las partes que lo componen por separado, añadiendo tramas que hagan que el sistema se encuentre fuera de la zona lineal de trabajo. A veces llevándolo a trabajar de manera forzada y extrema para ver los límites del funcionamiento y así poder obtener datos más exactos de sus fallas.

## 1.2. Equipamiento empleado

El equipamiento utilizado para la realización de la práctica es el mostrado en la Tabla 2.

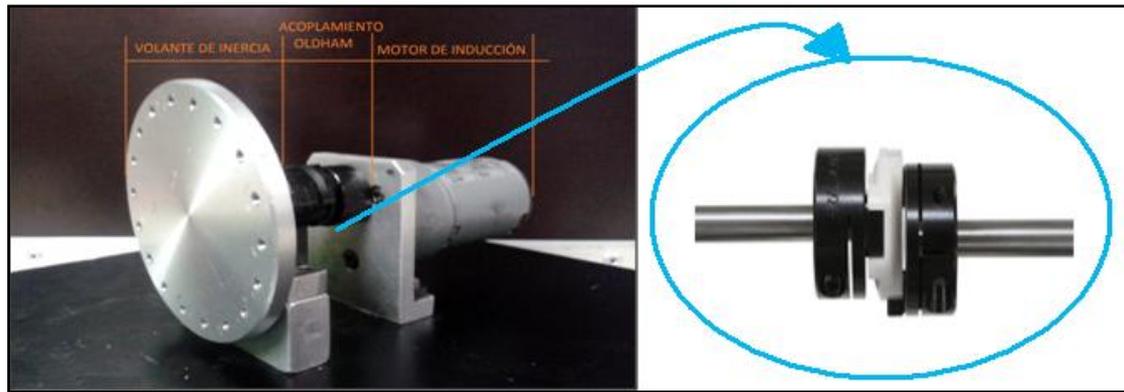
Equipo	Marca	Modelo
3 Acelerómetros	PCB Piezotronics	333B50
Analizador de vibraciones	Svantek	SVAN 958
Software de análisis	Svan PC++	--
Nivel Magnético	Kappa	--
Lámpara estroboscópica <sup>4</sup>	--	--
4 Aisladores metálicos	Accento	9070-05
4 gomillas	--	--
3 pesos	--	--
Ordenador	--	--
Sistema Placa + Motor + Bloque de inercia	--	--

**Tabla 2:** Equipamiento utilizado durante la práctica.

En un principio, como se puede ver en la figura 44, se cuenta con un motor de inducción sujeto sobre una bancada mediante cuatro tornillos, al cual se ha adaptado un volante de inercia mediante un Acoplamiento Oldham<sup>5</sup>.

<sup>4</sup>Lámpara estroboscópica: instrumento inventado por el matemático e inventor austríaco Simon von Stampfer hacia 1829, que permite visualizar un objeto que está girando como si estuviera inmóvil o girando muy lentamente. Este principio es usado para el estudio de objetos en rotación o vibración, como las partes de

<sup>5</sup>Acoplamiento Oldham : diseño de tres piezas compuesto por dos cubos de aluminio pulse cabe en un disco central. La transmisión del par se realiza mediante el acoplamiento de las ranuras en el disco central de las espigas de accionamiento en los cubos. Durante el funcionamiento el disco central se desliza sobre las espigas de cada concentrador (que están orientados a 90° de separación) para transmitir el par. Dicho acoplamiento se puede visualizar con más detalle en la figura 44.



**Figura 44:** Estructura del motor y detalle acoplamiento Oldham.

El motor, de la casa *Bühler Motor*, tipo *DC-Gear-Motor 1.61.046.331.13*, alimentado con 24 V, tiene fuerza suficiente para mover el disco voladizo con un rango de giro de 540 a 1260rpm. Dicha velocidad de giro se halló con una lámpara estroboscópica. Elemento que permite visualizar un objeto que está girando como si estuviera inmóvil o girando muy lentamente, lo que permite obtener un valor aproximado de la velocidad de giro. Como el análisis se realizó en baja frecuencia, el motor se utilizó con su menor rendimiento posible, 540 rpm, lo que equivale en hercios a 9 Hz.

Con la ayuda de los acelerómetros piezoeléctricos y el equipo de medida, *SVAN 958*, ya explicado en la parte teórica, se realizaron mediciones de prueba previas para obtener una primera impresión del funcionamiento del sistema, las cuales, debido a su bajo interés para el estudio, se ha decidido no incluir en el documento.

### 1.3. Procedimiento de ensayo

Desde el momento en que todos los componentes de una máquina se unen entre sí, las frecuencias de excitación de cada uno de los componentes de la máquina se transmiten a la totalidad de la misma. Como era normal y debido a la poca información por parte del fabricante, los datos obtenidos en las medidas de prueba fueron muy confusos, con picos de diferente amplitud a lo largo del rango de frecuencia bajo estudio (0-350 Hz), sin tener la posibilidad de identificar la procedencia de dichos picos.

Sin embargo, el monitorizado de las frecuencias de vibración en puntos específicos de la máquina puede ayudar a aislar e identificar el componente defectuoso, como problemas provocados por desgaste, holguras u otras causas de deterioro mecánico.

Se ha decidido un estudio del sistema motor con o sin volante de inercia, pudiendo estar este configurado con diferentes posiciones de los pesos. Además se añadirán o quitarán otros

elementos que se irán viendo a medida que transcurra el documento. Para ver como afectaban cada uno de ellos a la vibración conjunta de manera que, al estudiar los datos, el interés principal sea la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas, y la corrección del problema que ellas representan.

De este modo, la primera parte del análisis se centra en el estudio del motor. Los motores de inducción generan multitud de frecuencias de vibración que son inherentes a su diseño y aplicación. La magnitud de la vibración a una frecuencia dada depende del campo magnético generado en el motor y de la respuesta dinámica de cada componente de la máquina. Los problemas analizados en el motor, sin volante de inercia y sin amortiguamiento ni rigidez, vienen originados principalmente por:

- Excentricidades del rotor con respecto al eje del estator
- Asimetrías de los elementos estructurales
- Deformación del estator
- Vaivén del rotor debido a un mal diseño del mismo y a la proximidad de la velocidad de giro a la frecuencia natural de vibración del eje.

### 1.3.1. Montajes: Diagnóstico de averías

En un principio para estudiar la excitación, se separó el motor de la placa por medio de pequeñas espumas colocadas en cada tornillo de unión, tanto en la parte superior, como en la inferior (véase figura 45). Dichas espumas evitan que pase la totalidad de la vibración del motor a la placa evitando parte del contacto entre ambos.



**Figura 45:** *Espumillas colocadas por encima y por debajo.*

El objetivo es averiguar que picos de frecuencia son propios del motor y no de agentes externos a él, tales como holguras de los anclajes. Luego bastará con relacionar cada uno de ellos con los diferentes fenómenos que pueden aparecer por motivos de vibración.

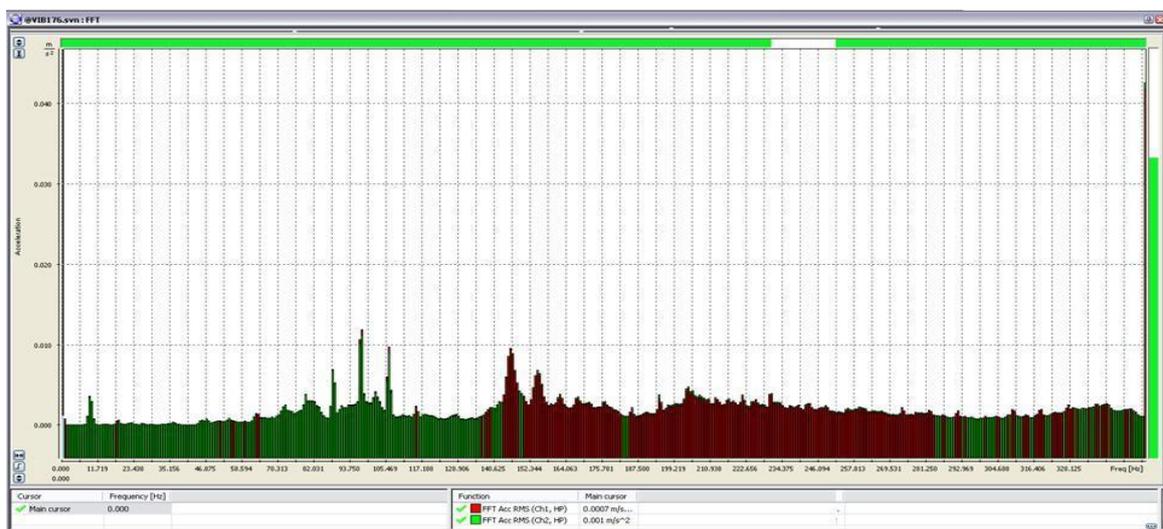
Para ello el primer paso fue configurar los acelerómetros que iban a ser necesarios para realizar estos análisis, en este caso el número de acelerómetros y canales requeridos fueron dos, ambos configurados con los mismos parámetros, ya que eran idénticos (modelo 333B50 de PCB Piezoelectrics).

Para comprobar que efectivamente se había calibrado bien el acelerómetro, se colocaron ambos en el mismo punto de medida de la mesa, al excitar el sistema, se comprobó que, efectivamente, los datos recogidos por ambos canales eran iguales.

De ahora en adelante, para todo el estudio, las gráficas registradas por los acelerómetros para cada uno de los canales, se muestran con diferentes colores, los cuales se indican en la siguiente tabla:

CANAL 1	ROJO
CANAL 2	VERDE
CANAL 3	AZUL

**Tabla 3:** Colores gráficas software correspondientes a cada canal.



**Figura 46:** Comprobación de que ambos canales recogen la misma información.

Una vez comprobado que ambos acelerómetros y el sistema de adquisición de ambos canales están bien calibrados, para identificar frecuencias que son propias del motor y que no provienen de vibraciones inherentes a su diseño, se van a ir eliminando aquellas que no son

generadas internas al motor, con el fin de obtener sólo las magnitudes dependientes del campo magnético generado en él y de su respuesta dinámica.

Para ello el primer paso será analizar el conjunto, motor con disco y gomillas, pero sin pesos, ver figura 46, para evitar fenómenos como desbalances, desequilibrios, holguras... que aún no forman parte del estudio.

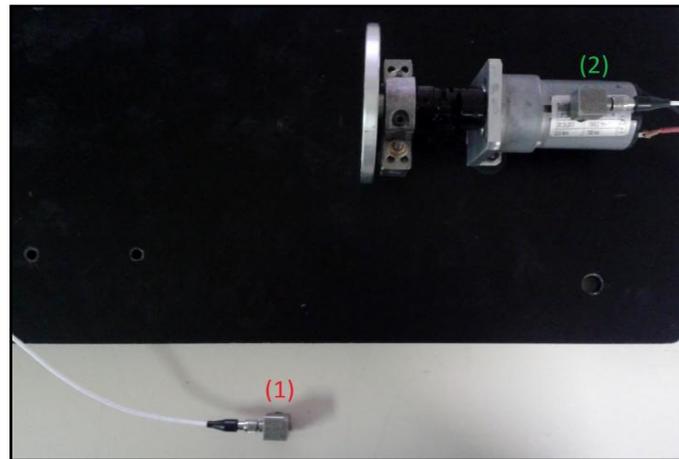


Figura 46: Motor con disco, gomillas, sin pesos.

Se colocan los acelerómetros tal como muestra la figura 46 y se obtiene el espectro mostrado en la figura 47:

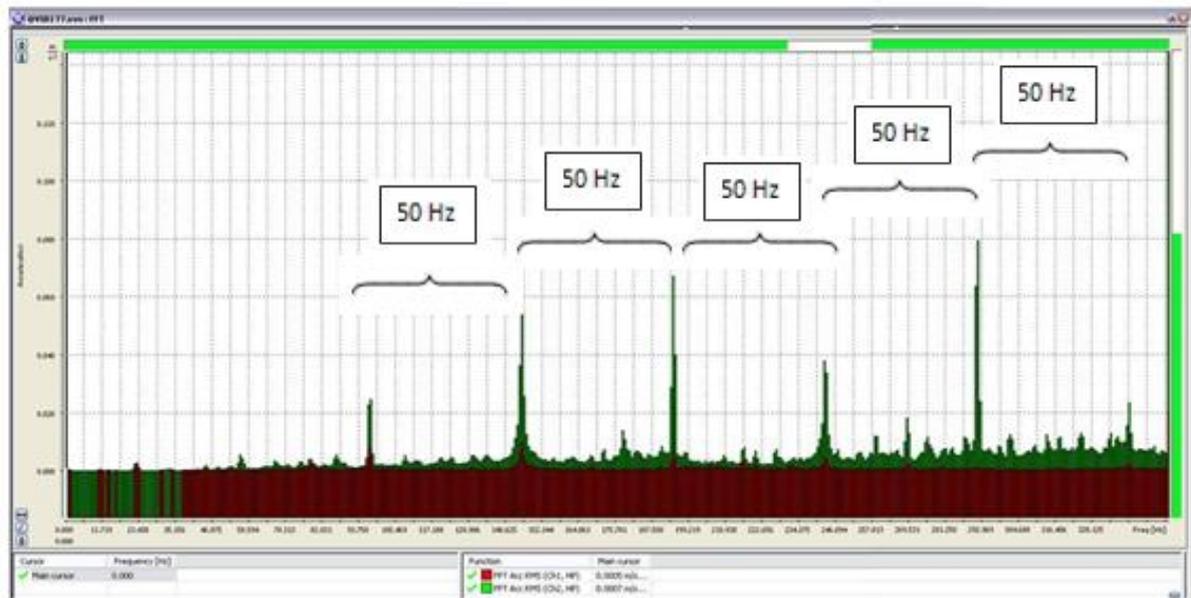


Figura 47: Motor más disco, sin pesos ni gomillas.

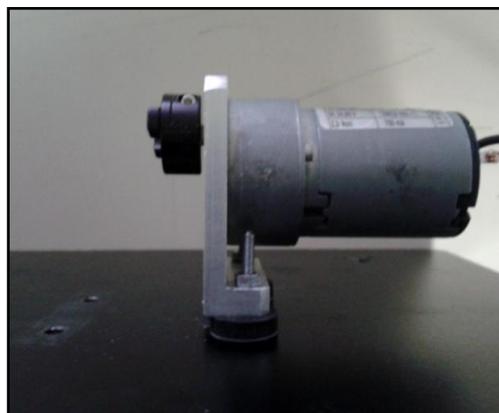
El sistema está apoyado sobre la mesa directamente, todo lo que se ve está provocado por la excitación, luego no hay frecuencias resonantes, esto también se puede deducir observando la gráfica anterior, debido a que la resonancia se manifiesta con picos que suelen tener anchos de banda notables, sin embargo, la excitación da picos muy estrechos.

El objetivo era obtener aquellos picos cuya amplitud se debe a la aceleración que transmite el propio motor, en la siguiente tabla se muestra un resumen de las frecuencias más destacadas.

Frecuencias a las que excita el sistema
96 Hz
146 Hz
192 Hz
242 Hz
292 Hz
338 Hz

**Tabla 4:** Frecuencias de excitación del sistema.

El hecho de haber marcado una separación entre frecuencias de 50 Hz servirá para dar explicación a algunos de los fenómenos más habituales que se producen en estos tipos de máquinas. Para obtener más datos sobre el análisis y que a posteriori sea más sencillo el estudio, se desmonta el rotor voladizo que va unido al motor, tal como muestra la figura 48.



**Figura 48:** Motor con gomillas en anclajes para aislarlo de la placa.

Recordar que estas medidas se están realizando con gomillas en los anclajes del motor a la placa, para obtener así datos más claros y concisos sobre aquellas aceleraciones ocasionadas única y exclusivamente por el propio movimiento del motor.

Con la configuración de la figura 49, en la que se ha mantenido la situación de los acelerómetros usada anteriormente, lo que se pretende es identificar las frecuencias que no son afectadas por la excitación provocada por el propio giro del volante. Efectos como la excentricidad o la propia resistencia que ofrece el disco al giro desaparecerán, quedando el espectro más limpio.

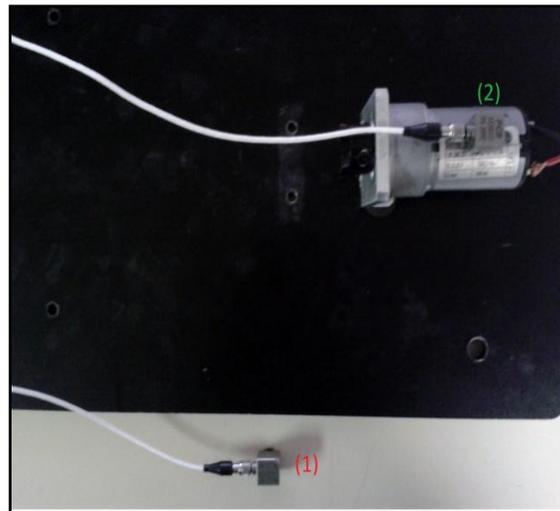


Figura 49: Procedimiento de ensayo.

El resultado de esta medida, se muestra en la figura 50. En ella se aprecia como algunos de los picos que aparecían anteriormente cuando se tenía el volante de inercia unido al motor, han disminuido casi hasta desaparecer, destacándose así las frecuencias de vibración propias del motor únicamente, indicadas en la tabla 4.



Figura 50: Gráfica resultados motor sin discos, sin pesos y con gomillas.

Frecuencias a las que excita el sistema
96 Hz
192 Hz
292 Hz

**Tabla 5:** Frecuencias de excitación del sistema con gomillas.

Volviendo al estudio del motor de inducción sin gomillas, juntando todos los aspectos ya estudiados en la parte teórica, y con la ayuda de los valores que se han obtenido en esta pequeña introducción al diagnóstico de averías, se va a intentar dar valores cuantitativos y cualitativos a algunos de los aspectos mencionados que forman parte del mantenimiento predictivo, empezando por la excentricidad.

### Excentricidad

Para identificar la existencia de excentricidad en un motor deben aparecer en el análisis gráfico de la aceleración del mismo cuatro picos separados  $F_L$ , siendo  $F_L$  la frecuencia de línea, 50 Hz, los cuales no sean armónicos de la frecuencia de red, de ahí que se marcará con anterioridad la importancia que dicha frecuencia tiene en el ámbito de la excentricidad y por consiguiente en los defectos que pueda producir.

Para ello se colocan los acelerómetros correspondientes a los canales 2 y 3 en lo que se ha denominado parte posterior del motor, figura 51, con el fin de analizar la excentricidad debida a los esfuerzos motores necesarios para lograr un movimiento determinado, las fuerzas magnéticas que miden una distribución de cargas en movimiento y los momentos de reacción que se producen en el mecanismo como consecuencia de dicho movimiento. Este tipo de vibración es normalmente el resultado de fuerzas magnéticas desiguales que actúan sobre el rotor.

Se sabe que las vibraciones de origen magnético son máximas en una instalación rígida de motor y mínimas en estado libre de suspensión.

Los picos con mayor amplitud, como es el de 292 Hz y el de 304 Hz, que se observan en la figura 52, que en un principio se pensó que eran debidos a problemas de excentricidad, después de una serie de pruebas, variando la posición de los acelerómetros por la base del motor, se comprobó que vienen determinados por la coincidencia entre el eje de rotación y el eje de simetría del estator que induce al rotor un campo magnético, ya que estos se sitúan en lo que se ha denominado parte inicial, acelerómetro marcado como "(1)" en rojo, en la figura 51. Estos se producen en motores donde la densidad del campo magnético en la sección rotor-

estator es mayor por existir zonas con mínimo entrehierro. Físicamente, este origen magnético se escucha como un zumbido.

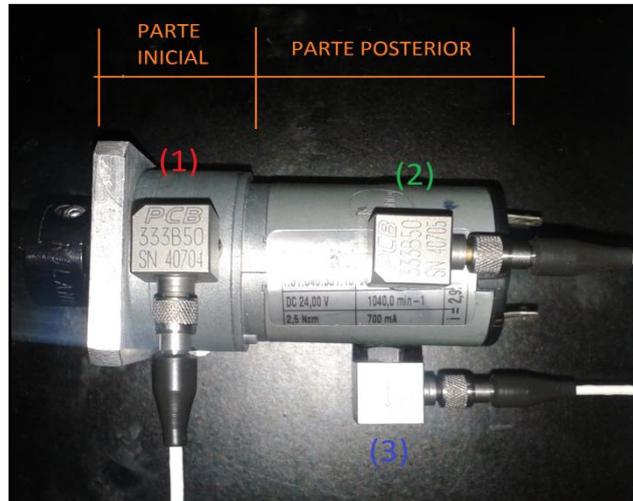


Figura 51: Colocación de acelerómetros.

El resultado obtenido se puede observar en la figura 52, los picos que aparecen para las frecuencias de (46Hz, 96 Hz, 146 Hz y 192 Hz aproximadamente) vienen dados por problemas de excentricidad.



Figura 52: Análisis con acelerómetros encima del motor. Nótese separación de 50 Hz entre picos señalados en amarillo, correspondientes a la frecuencia de línea.

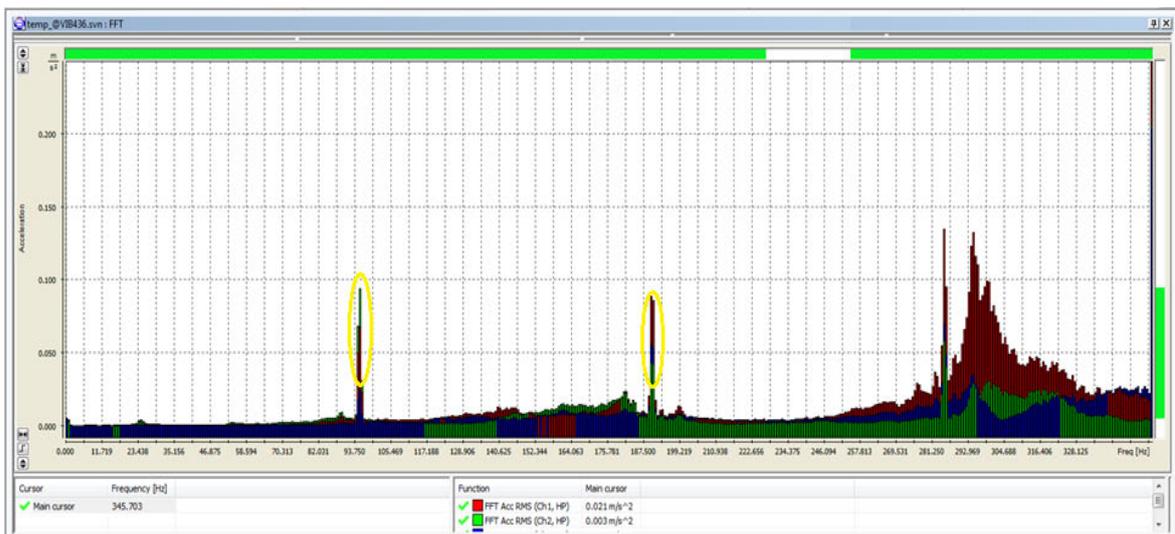
Si la excentricidad viene dada por problemas del estator y del rotor más componentes sueltos, generan una alta vibración al doble de la frecuencia de línea ( $2x f_L$ , es decir en torno a los 100 Hz), debido a que el análisis práctico difiere siempre respecto a los valores teóricos, se puede ver como este efecto se da tanto a la frecuencia de 96 Hz como a la de 192 Hz.

La excentricidad del estator produce un entrehierro estacionario desigual entre el rotor y el estator que ocasiona una vibración muy direccional, esto se comprobó obstaculizando el giro del rotor.

Para ello se realizó la siguiente prueba, se ajustaron las componentes que forman el conjunto disco más motor fijándolos a la bancada, de tal forma que la separación entre ambas fuera mínima, produciendo un rozamiento entre las piezas Oldham que no permitiría el giro natural de las mismas, tal como se aprecia en la figura 53. En consecuencia, esta nueva vibración de carácter direccional transmitiría una nueva señal a través del propio eje y produciría que el rotor se balanceara dentro del estator, debido a la deflexión en el propio eje, como aprecia en la gráfica de la figura 54.

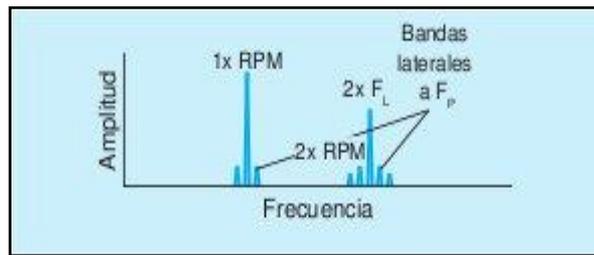


**Figura 53:** Detalle unión piezas Oldham para comprobación de excentricidad.

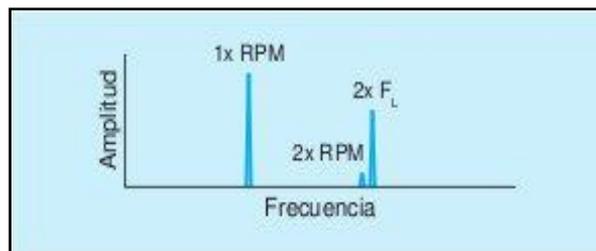


**Figura 54:** Análisis FFT de excentricidad. Destacar picos correspondientes a dicho fenómeno (véanse figuras 55 y 56).

Otra forma de comprobar la excentricidad de un estator es aflojando el soporte del motor y deformando las bases. El resorte suelto produce debilidad o flojedad del soporte del estator, esto hace que se cree una vibración inducida térmicamente que puede aumentar significativamente con el tiempo, ocasionando distorsión del estator y problemas de entrehierro estático.



**Figura 55** : Espectro característico del análisis por excentricidad.



**Figura 56** : Espectro característico del análisis por excentricidad.

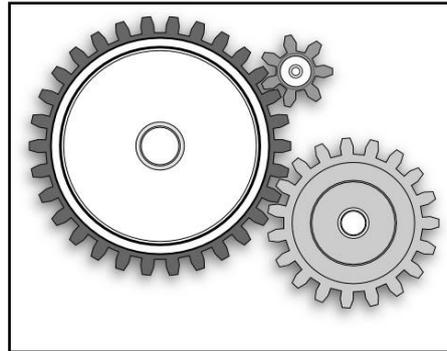
En la gráfica de la figura 54, se observa como los picos señalados cumplen las características propias de este fenómeno, dado que la forma del espectro es muy similar a la mostrada en las figuras 55 y 56, típicas de excentricidad de este tipo.

Otro motivo por el que se producen tantas irregularidades en baja frecuencia son los engranajes internos del propio motor. A continuación se estudia su comportamiento.

### Engranajes

Como ya es sabido generan gran cantidad de frecuencias vibratorias propias. En sus transmisiones dificultan el análisis espectral debido a que son susceptibles a cambios de estados técnicos. Esto se evita estudiando e interpretando adecuadamente su comportamiento vibratorio.

Midiendo vibraciones en la transmisión se pueden identificar problemas a través de las frecuencias vibratorias asociadas con el eje de giro, sus armónicos y bandas laterales, así como una inapropiada relación entre el número de dientes, excentricidad, holguras, desalineación...



**Figura 57:** Ejemplo engranajes con diferente numero de dientes.

### Frecuencias propias de un engranaje

Las frecuencias asociadas directamente con el engranaje son las siguientes:

- Frecuencias de engrane (GMF): son propias de cada engranaje y aparecen en el espectro de frecuencia independientemente del estado del engranaje. Se calculan mediante la siguiente fórmula: donde, Z es el número de dientes y RPM la velocidad de giro de la rueda dentada.

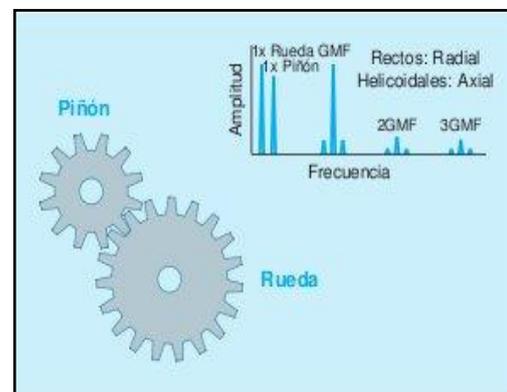
$$GMF = Z \times RPM(1.3.1)$$

En este caso, no se conoce el número de engranajes ni el número de dientes de cada uno, por lo que no se puede conocer ese valor a priori.

- Bandas laterales: son frecuencias equidistantes de la frecuencia de engranaje. Estas bandas laterales corresponden con la frecuencia de giro del piñón y de la corona y nos indican que se encuentran en mal estado en función de su nivel.
- Frecuencias naturales del engranaje: al desarrollarse algún tipo de deterioro en el engranaje, éstos pueden excitar las frecuencias naturales de los mismos.

Como es imposible desmontar el motor y ver el número de dientes de cada uno de los engranajes del mismo, y sabiendo que para las bajas frecuencias, los engranajes en su mayoría son los que producen picos e irregularidades innecesarias, se realizó el siguiente experimento.

Se colocó una de las piezas del acoplamiento *Oldham* sobre el eje del rotor, ver figura 59, con el fin de forzar el mecanismo interno del motor. Con ello se pretende conseguir que los



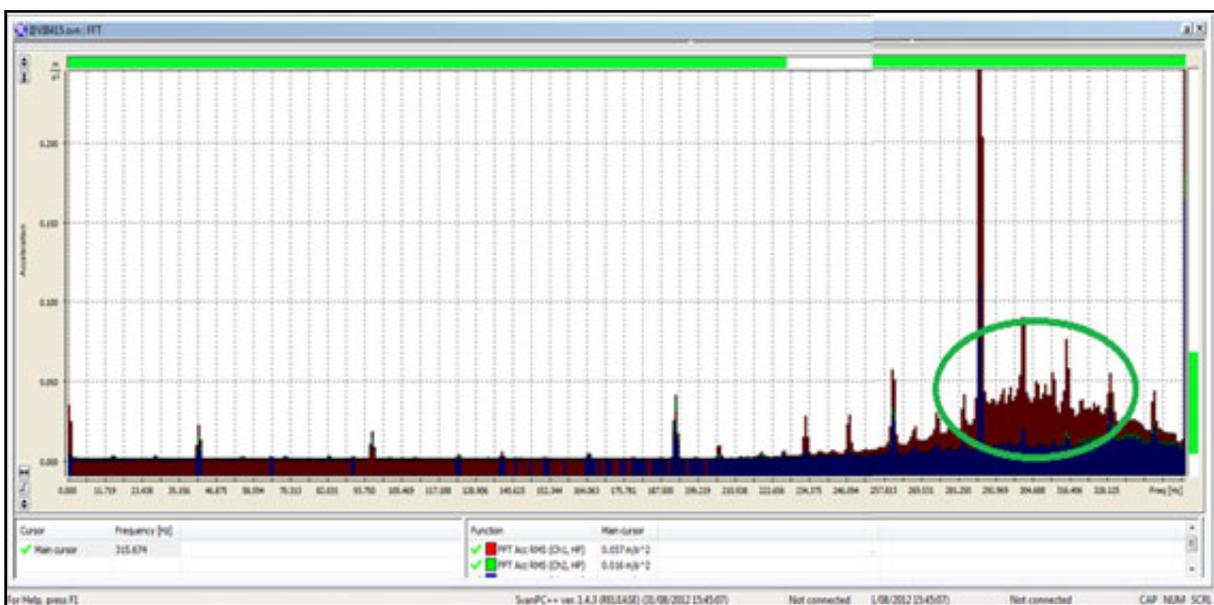
**Figura 58:** Gráfica resultado del análisis por engranajes.

engranajes realicen un mayor esfuerzo para mover dicho motor que si no tuviese nada y que el zumbido que provoque sea más audible. De esta forma las irregularidades producidas por este fenómeno aparecerán con picos más definidos y de mayor amplitud.



**Figura 59:** Acoplamiento Oldham sobre el eje del motor.

Con el acelerómetro correspondiente al canal uno situado encima del motor (gráfica roja) y un segundo colocado sobre la placa (gráfica azul), se probó este fenómeno, mostrándose el resultado obtenido en la figura 60, mostrada a continuación.



**Figura 60:** Análisis FFT con motor más acoplamiento Oldham para comprobar efecto engranajes .

Se puede ver como hay un aumento muy significativo en torno a los 300 Hz (zona indicada), con picos bien definidos, con sus correspondientes bandas laterales, equidistantes de la frecuencia de engranaje, que como se dijo anteriormente corresponden con la frecuencia de giro del piñón y de la corona. La forma indica que se encuentran en mal estado, debido a que se ha obligado al sistema a trabajar de una manera forzada.

Este sobreesfuerzo también provoca que el campo magnético aumente debido a que ahora hay una carga ejerciéndose sobre la parte de los engranajes.

Por otra parte, esto ocasiona que las relaciones ya mencionadas (número de dientes, excentricidad, holguras, desalineación, sobrecarga y fractura o deterioro de los dientes) aumenten, manifestándose con mayor amplitud.

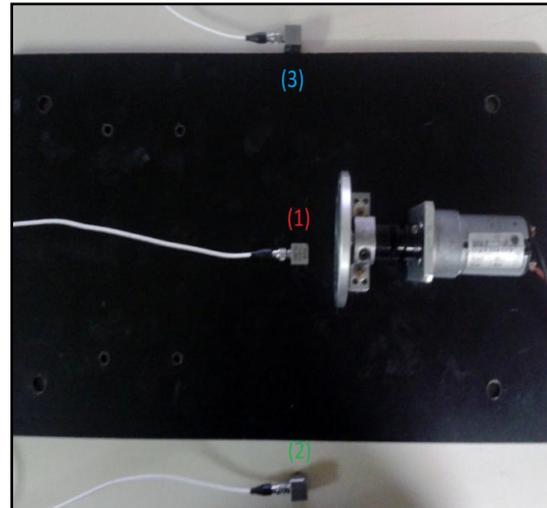
Para saber más sobre el comportamiento del sistema, el siguiente paso fue intentar estudiar la aparición de problemas dinámicos originados por la vibración que ocasiona el motor. Para analizarlo se acopla el rotor voladizo al motor, unido al eje mediante acoplamiento Oldham.

Se usa una distribución de los acelerómetros como la mostrada en la figura 61. Los números indican que canal se corresponde con cada acelerómetro.

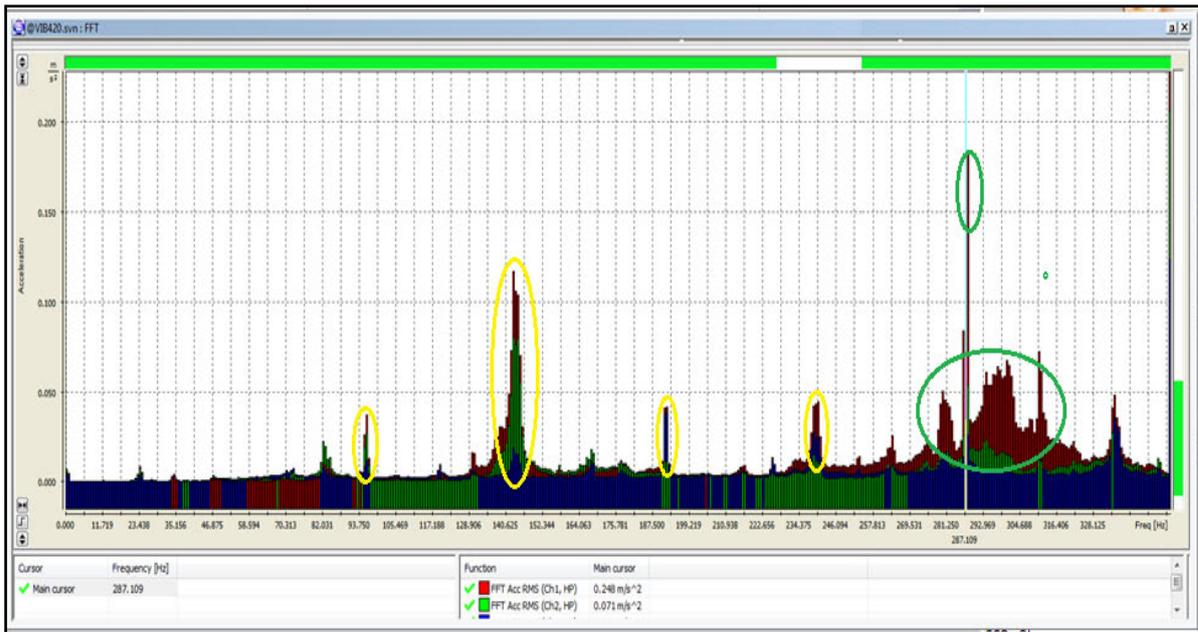
Tal como están colocados, en los datos obtenidos por cada uno predominará la vibración radial, bien horizontal, bien vertical, según corresponda.

Como se puede ver, se ha añadido un tercer canal, calibrado de la misma manera, su uso es meramente anecdótico, por el hecho de tener más datos acerca del sistema que se está estudiando, y quien sabe, a lo mejor obtener conclusiones que en otro punto de medida eran inconcluyentes.

El resultado de la medición, es el que se muestra en la siguiente figura 62:



**Figura 61:** Procedimiento de ensayo para estudio problemas dinámicos del motor.



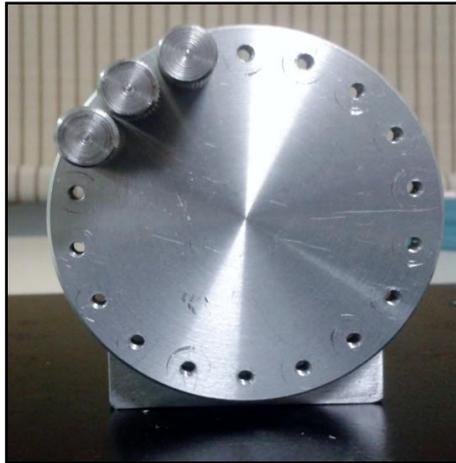
**Figura 62:** Análisis FFT motor más disco para estudio problemas dinámicos.

A simple vista, cabe destacar un aumento de la amplitud en 146 Hz. Dicha vibración viene dada por el vaivén del disco, debido a la propia inercia de giro del volante de inercia.

En cuanto a las frecuencias superiores (acumulación de energía en torno a los 300 Hz), que anteriormente se han relacionado con los engranajes, han aumentado en amplitud. Esto es debido a que el volante de inercia, a pesar de estar libre de carga en sus extremos, actúa como una masa al final del eje, lo que carga más los engranajes.

Si el pico en 146 Hz era parte de la excentricidad interna del motor, ¿Por qué existe un aumento tan significativo en la amplitud de su aceleración cuando se le acopla el rotor voladizo, si está estaba relacionado con la excentricidad?

Para dar respuesta a dicha cuestión, se han colocado tres pesos sobre la superficie circular del rotor voladizo, tal como muestra en la figura 63 mostrada a continuación. Con esta configuración se pretende comprobar cómo afecta una masa añadida sobre el rotor voladizo al sistema y que efecto tiene sobre la excentricidad en su conjunto.



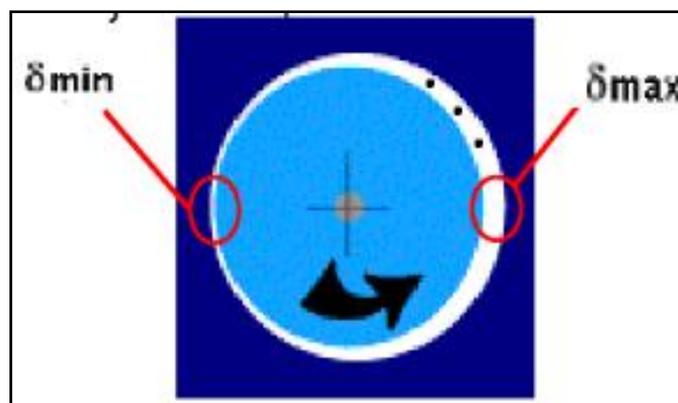
**Figura 63:** Colocación de pesos de manera desequilibrada.

Cuando se habla de excentricidad dinámica el punto de entrehierro mínimo no permanece fijo en una posición del espacio sino que gira solidario con el rotor. Al colocar pesos, para que el sistema se desbalancee, se ha provocado que el punto del entrehierro y la separación del eje del estator con el de giro aumente.

Las causas de las vibraciones de origen dinámico son producidas por defectos másicos en el mismo rotor y del calaje de elementos mal equilibrados a este.

La unión de ambos factores, es decir, el aumento másico sobre el volante y el motor fijo sobre una bancada producirá un aumento de la aceleración en el mismo y en su defecto un aumento de amplitud para la frecuencia de 146 Hz.

Como se había expuesto en la teoría se debe tener también en cuenta la excentricidad estática. Esta consiste en una distorsión en el tamaño del entrehierro en la cual el valor mínimo de éste se encuentra en una posición fija. Esto se esquematiza en la figura 64.

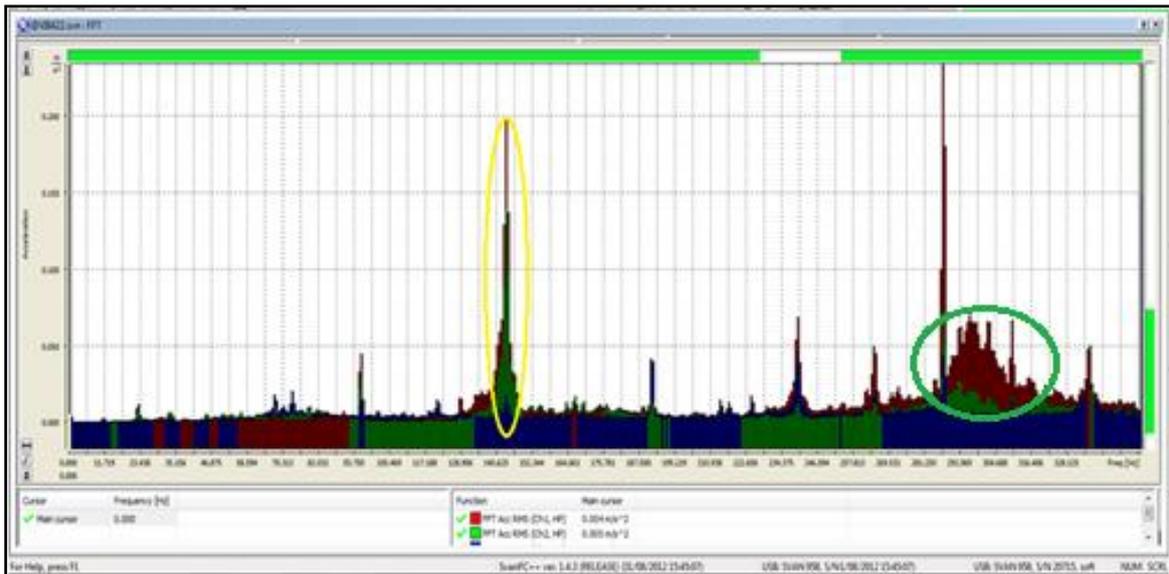


**Figura 64:** Máxima y mínima desviación estática del disco.

Las causas que ocasionan esta irregularidad son:

- Ovalidad del núcleo del estator.
- Falta de alineamiento en la posición de los rodamientos.
- Desgaste de rodamientos.

Cabe destacar que al haber una mayor presión de carga sobre los engranajes, esto repercute de manera significativa en lo que se podrían considerar las altas frecuencias y en sus respectivas bandas laterales.



**Figura 65:** Análisis motor más disco más 3 pesos en desequilibrio.

Para afianzar el razonamiento dado se colocaron de nuevo tres pesos, pero esta vez de manera equilibrada, formando un ángulo de  $120^\circ$ , tal como muestra la figura 67.

Con esta configuración se pretende conseguir afianzar dos aspectos. El primero, que el vaivén del disco sea lo menor posible, y el segundo, que disminuya la amplitud de aceleración para dicha frecuencia, ya que si esto sucede, la suposición de que parte de esa reducción es debido a la excentricidad dinámica se vería reforzada, debido a que la separación del entrehierro respecto del eje se mantendría constante, como se observa en la figura 66.

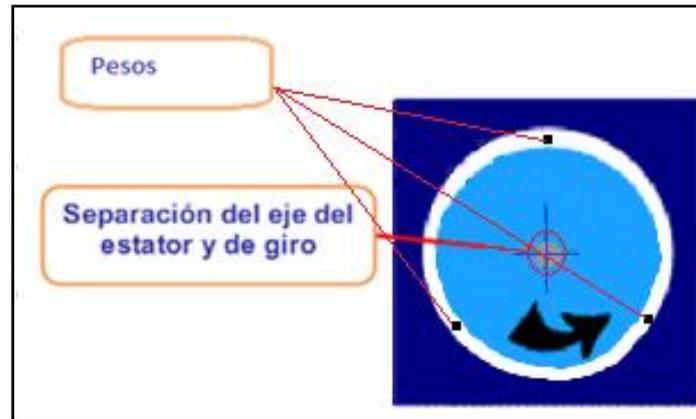


Figura 66: Procedimiento de ensayo para la disminución problemas dinámicos.

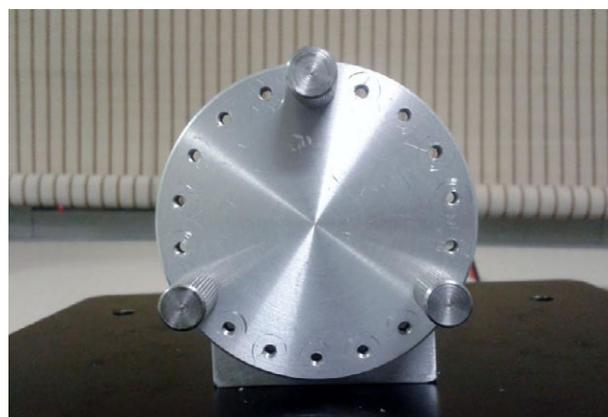


Figura 67: Pesos colocados de manera equidistante (120°).

Por el hecho de que las masas están colocadas de manera equidistante se producirá un mayor equilibrio, dando una menor amplitud de aceleración a esa frecuencia, 146 Hz, tal como se aprecia en la figura 68:

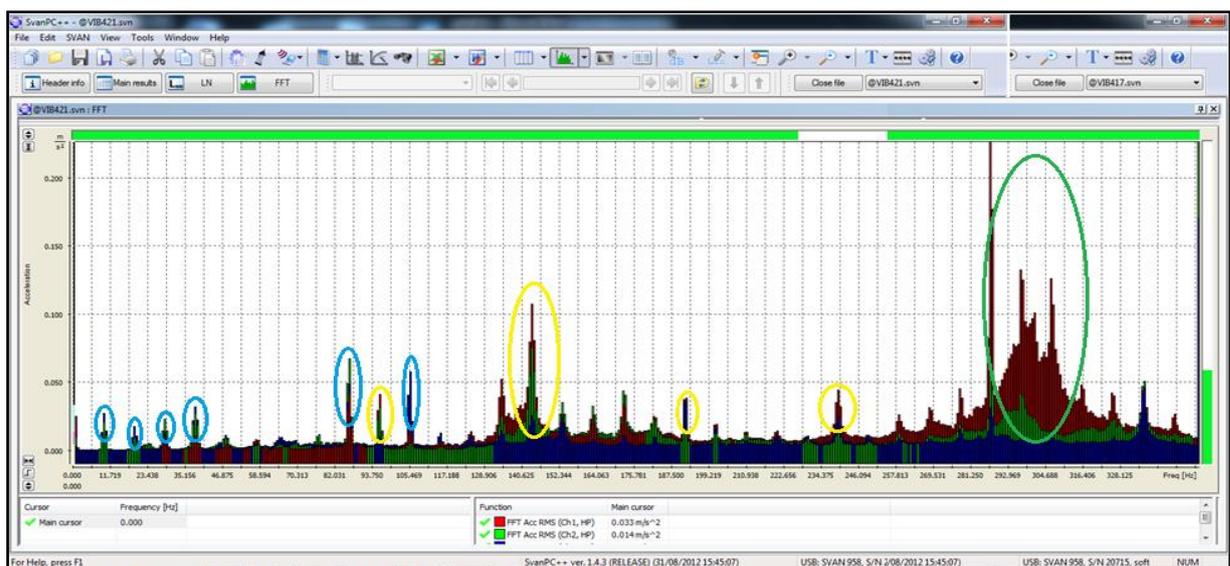
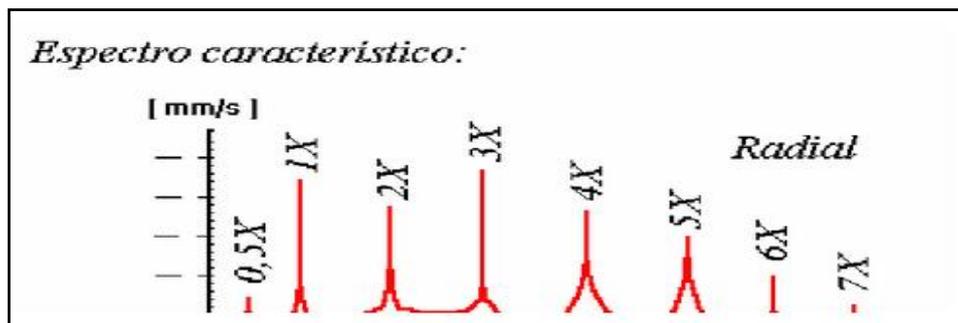


Figura 68: Análisis FFT motor más disco con 3 pesos equidistantes.

En la figura anterior, se ha marcado en color azul algunas frecuencias, cuya casusa se estudiarán más adelante, tales como: deterioro de cojinetes, desbalances, holguras...

Para identificar las zonas de frecuencia a las que se producen dichos efectos se jugará con la posición del motor y el rotor voladizo, es decir, se variarán sus alturas, modificando el ángulo y posición de sus ejes. También se provocarán holguras y otros tipos de irregularidades.

Lo que se pretende con esto es encontrar una serie de fenómenos que permitan identificar la respuesta de la amplitud de aceleración del sistema. Para ello se analizará la excitación con el fin de obtener un espectro como el que se muestra en la figura 69:



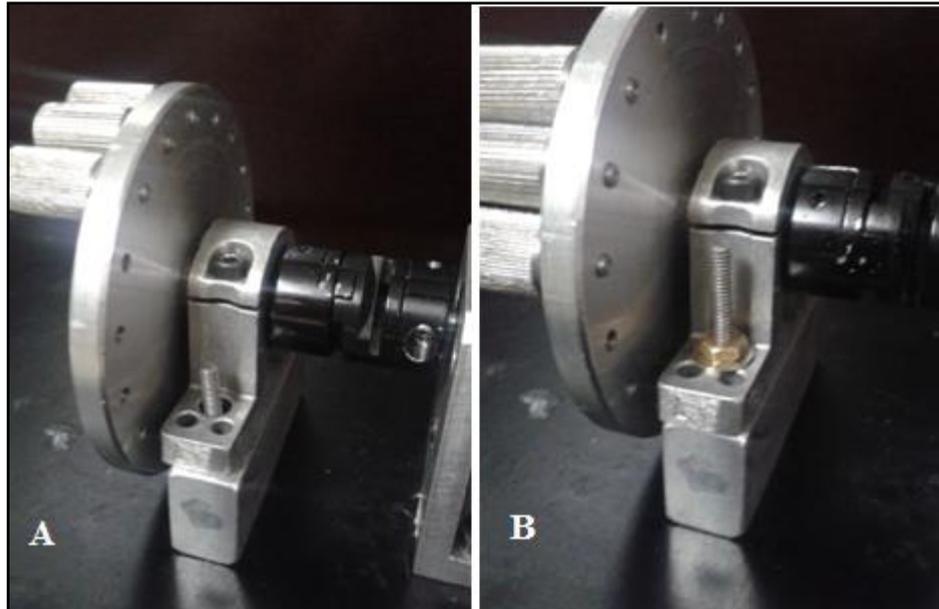
**Figura 69:** Espectro característico típico para deterioro de cojinetes, desbalances, holguras.

### Deterioro de cojinetes

Anteriormente se ha hecho una pequeña introducción sobre la causa del deterioro sufrido por los cojinetes. Ahora se estudiará como se manifiesta dicho fenómeno, normalmente por la presencia de una serie de armónicos de velocidad de funcionamiento, hasta 10 ó 20. Además de poseer unas altas amplitudes horizontales en comparación con las verticales radiales.

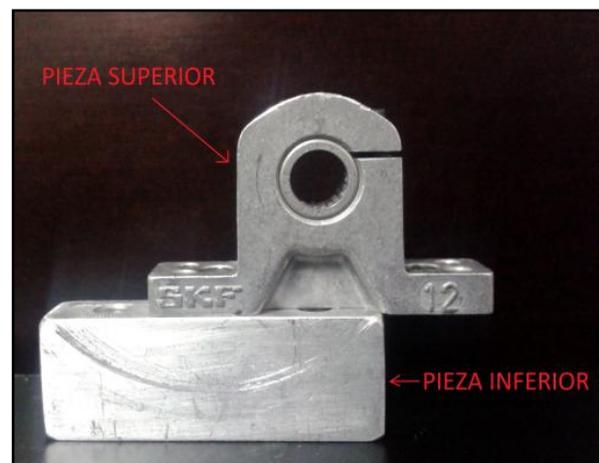
Los cojinetes con una holgura excesiva pueden permitir que un pequeño desequilibrio y/o desalineación ocasionen una alta vibración, que sería mucho menor si las holguras del rodamiento se ajustasen según las especificaciones.

Para comprobarlo se ha aumentado la holgura del cojinete, para ello desatornillamos dicho cojinete de la placa, ahora este se moverá de manera libre provocando un pequeño desequilibrio, el cual tendrá que manifestarse con una serie de armónicos de vibración, predominantemente radial, a lo largo del espectro.



**Figura 70:** Comparativa entre cojinete suelto (A) y cojinete sujeto (B).

En la imagen 70 se muestra una comparativa entre la diferencia entre tener el cojinete sujeto o no. En la imagen A se ha desatornillado de la sujeción de la bancada dándole total libertad de movimiento, el aumento de vibración será patente. Mientras que en la foto de la derecha (imagen B) se muestra el sistema tal y como debería estar para un correcto funcionamiento.



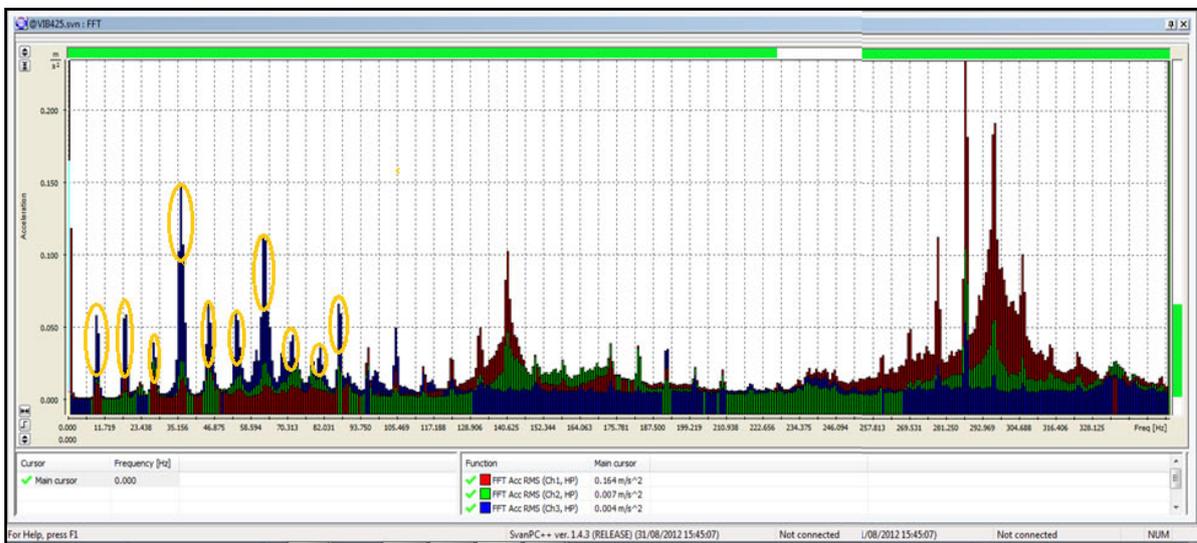
**Figura 71:** Procedimiento de ensayo para estudio efecto cojinetes. .

Según lo esperado teóricamente, al soltar el cojinete, lo que debería ocurrir es que se produjesen picos debidos a la holgura de este, separados unos de otros, aproximadamente, la velocidad de giro (8-9 Hz). Para que se aprecien con mayor nitidez, se aumenta la amplitud de movimiento colocando tres pesos de manera desequilibrada, lo que afectará de forma directa al vaivén del cojinete.

Con la información disponible, deberían aparecer con mayor nivel de vibración, los picos correspondientes al movimiento vertical (color rojo en gráfica), que al movimiento horizontal de la placa (color azul). Esto no es así, debido a que el cojinete que forma el sistema motor-disco está compuesto de dos piezas, tal como muestra en la figura 71.

Al seguir atornillado, aunque no esté fijo sobre la bancada, la libertad de movimiento vertical queda limitada, la masa  $m$  (cojinete) experimenta un desplazamiento en el plano horizontal debido a la fuerza que se transmite a través de la estructura, lo que provoca que la pieza superior se deslice horizontalmente sobre la inferior, produciendo un rozamiento de periodo constante, que amplificado gracias al peso añadido, hará que con el paso del tiempo el desgaste en el cojinete sea mayor, pudiendo derivar en daños de otras piezas de la máquina.

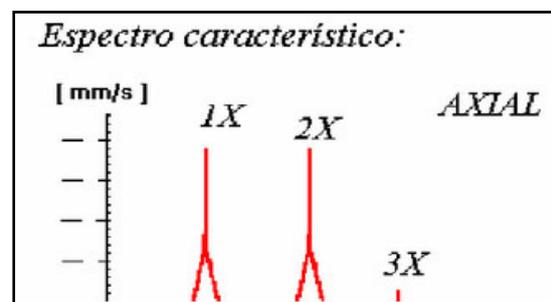
Con la configuración de transductores utilizada anteriormente (figura 61, tabla 4), se obtiene el espectro mostrado en la figura 72, en el que se observa que los picos de baja frecuencia registrados en el transductor correspondiente al canal 3 (gráfica azul), los correspondientes a la vibración horizontal, en baja frecuencia tienen mayor amplitud que los verticales (gráfica roja), como era de esperar según lo estudiado. Esto se aprecia en el gráfico en la zona de baja frecuencia (círculos marcados en amarillo).



**Figura 72:** Análisis motor más disco más 3 pesos en desequilibrio con parte del disco sin atornillar.

### Desalineación angular

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



**Figura 73:** Espectro característico de desalineación angular.

Esta desalineación se caracteriza por una alta vibración axial, con un desfase de  $180^\circ$  a lo largo del acoplamiento. Generalmente tendrá una alta vibración axial con  $1X$  y  $2X$  o  $3Xrpm$ . Estos síntomas también pueden indicar problemas de acoplamiento. A diferencia de la holgura mecánica tipo C, que se estudiará más adelante, estos armónicos múltiples no tienen generalmente un fondo de ruido elevado en los espectros.

Tras varios intentos, no fue posible obtener una medición fiable para observar este fenómeno dado ya que el sistema no permite variar su configuración en gran medida. Las limitaciones de las piezas que unen el eje (acoplamiento *Oldham*), no permite que las piezas formen un cierto ángulo entre ellas.

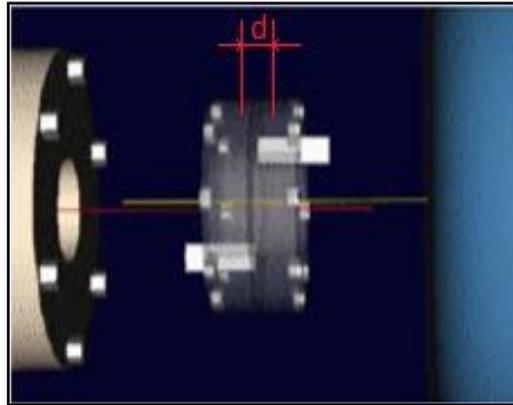
### **Desalineación paralela**

Dos ejes están desalineados paralelamente cuando los ejes son paralelos y están separados una determinada distancia, como se vio en la figura 26.

La desalineación puede ser vertical u horizontal y se manifiesta espectralmente con una fuerte vibración radial a  $1X$ ,  $2X$  y  $3X rpm$  de la velocidad de giro del eje, de forma similar a como se representa en la figura 73, para desalineación angular, pero esta vez los picos de vibración predominantes son de carácter radial, pudiendo presentar armónicos superiores de menor amplitud cuando los ejes del motor y del rotor conducido están paralelos, pero no son colineales.

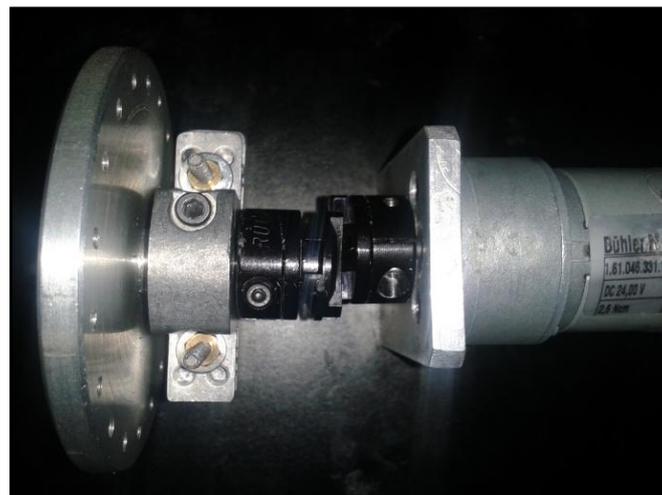
Cuando la desalineación angular o radial llega a ser severa, puede generar unos elevados picos de amplitud a unos armónicos mucho más altos ( $4X$  o  $8X$ ), o incluso una serie completa de armónicos de alta frecuencia similar en aspecto a la holgura mecánica. Generalmente no tiene un ruido de fondo elevado.

En esta ocasión, esto último no se puede comprobar, debido a que si la desalineación es severa, las piezas que forman el acoplamiento *Oldham* estarían chocando unas con otras de manera continua, hasta el punto de que se desalineasen tanto que se salieran de su eje de referencia, llegándose a romper, siempre tiene que existir una pequeña separación (véase figura 74) entre estas piezas, para que el sistema funcione de manera correcta, al igual que la separación paralela entre sus ejes no puede sobrepasar ciertos límites, muy reducidos en este caso.



**Figura 74:** Simulación Acoplamiento Oldham detalle separación entre piezas.

Para realizar dicha prueba, buscando la posición adecuada para que no se superasen los límites de separación paralela y poder mantener durante un cierto periodo el giro del eje constante, sin perder velocidad de giro debido al rozamiento de los dientes y sin que las piezas se soltasen por el choque entre ambas, se ha desalineado el eje, tal como se muestra en la figura 75.



**Figura 75:** Desalineación paralela del eje.

Por ello, los resultados obtenidos en la figura 77, con los acelerómetros colocados como se puede ver en la figura 76, siempre tendrán ciertas variaciones, ya que no se consigue llevar los resultados teóricos de manera intrínseca a la práctica.

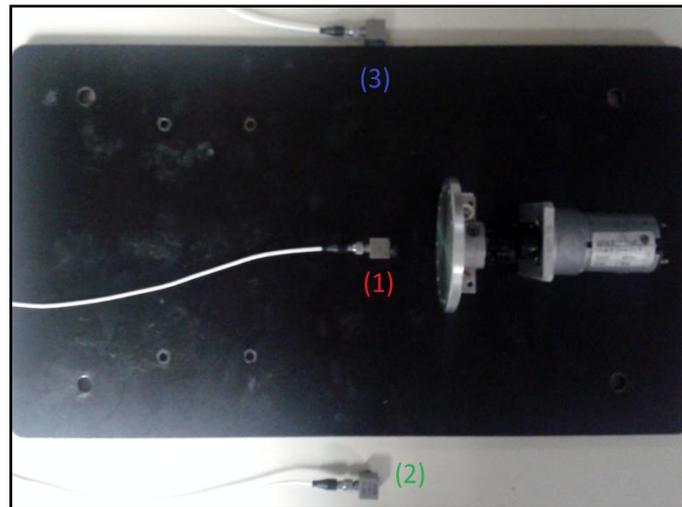


Figura 76: Procedimiento de ensayo.

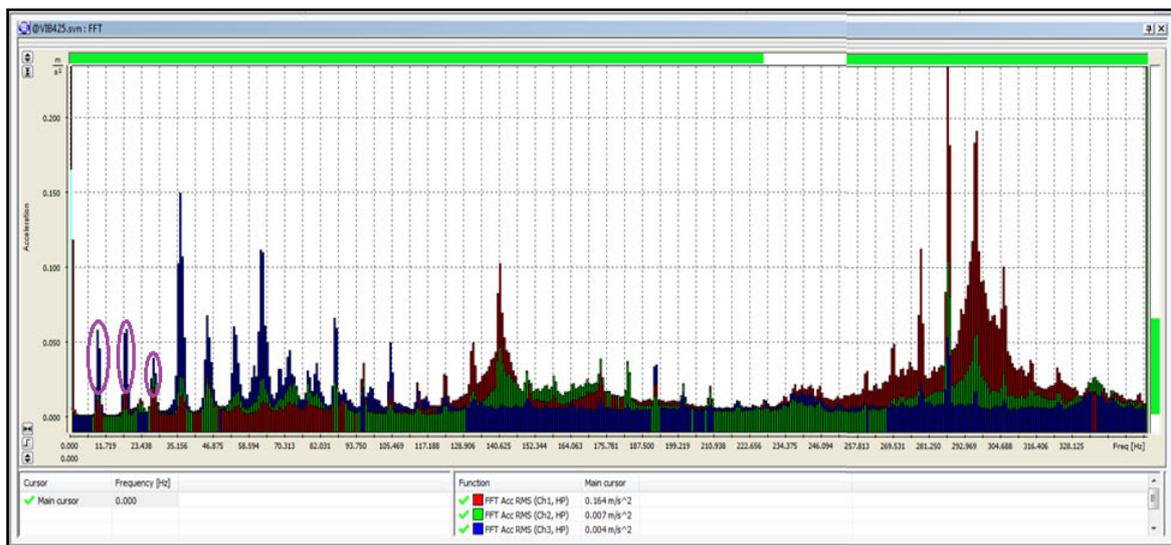


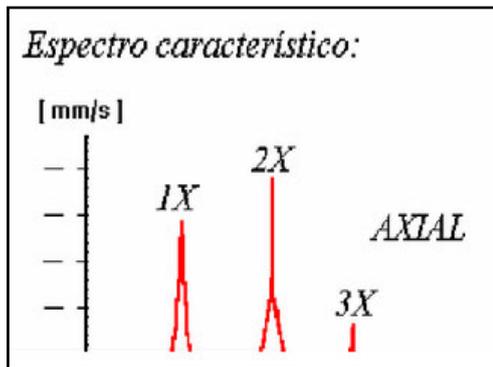
Figura 77: Análisis FFT desalineación paralelo del eje. Nótese picos señalados en morado.

Se pueden apreciar tres picos de vibración radial horizontal, indicados en el espectro, los cuales cumplen con las características esperadas. Además, como el cuarto pico, es notablemente superior al tercero, cumple con lo citado anteriormente de que no se producirían armónicos a partir de 4X, dadas las limitaciones.

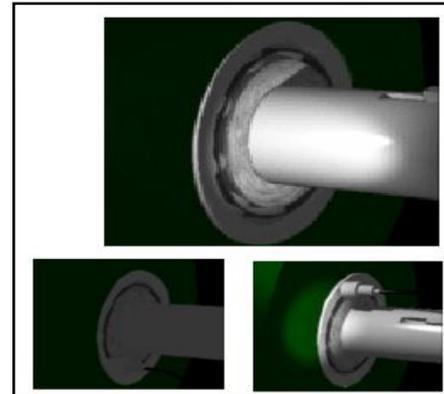
No está demostrado que estos picos se correspondan en su totalidad con desalineaciones paralelas, ya que también aparecían cuando se estudiaban las holguras.

### Desalineación en el eje del rodamiento

Se produce cuando empieza a haber torsión debido a que el rodamiento no queda bien alineado con el eje. El rodamiento desalineado generará una considerable vibración axial. Los intentos por alinear el acoplamiento o equilibrar el rotor no aliviarán el problema. Normalmente será necesario desmontar el rodamiento y volverlo a instalar correctamente.



**Figura 79:** Espectro característico de desalineación en el eje del rodamiento.



**Figura 78:** Representación del procedimiento de medición.

Como se puede observar en la figura 80, el rodamiento interno que forma parte del cojinete está unido directamente a la pieza, esto provoca que no pueda haber torsión por parte del rodamiento y que no se pueda hacer un análisis sobre la desalineación del mismo.

Se probó a desalinear el disco voladizo un cierto ángulo respecto del rodamiento, pero la inercia propia de giro del volante provocaba que este volviera a su posición inicial. Además como se puede ver en la figura 81, el disco se unía al cojinete mediante el rodamiento, adaptándose a la forma del mismo, no dejando que el volante tuviera libertad de movimiento, y forzando a este a estar siempre alineado respecto al eje del rodamiento, formando un único cuerpo, disco-cojinete.

Por este motivo, independientemente de donde se colocasen los acelerómetros y sin tener en cuenta si el sistema estaba equilibrado, el análisis no era posible, ya que nunca se llegaba a tener el desequilibrio que se necesitaba, siendo no realizable el espectro que se buscaba.



**Figura 80:** Alzado de rodamiento y cojinete.



**Figura 81:** Vista en planta disco-cojinete.

## Desequilibrios

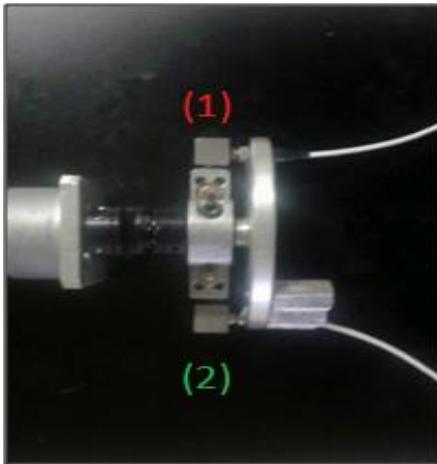
Con anterioridad se dio una introducción de los problemas causados por desequilibrios, a continuación se muestran los distintos tipos que pueden aparecer.

### a. Desequilibrio en un único plano

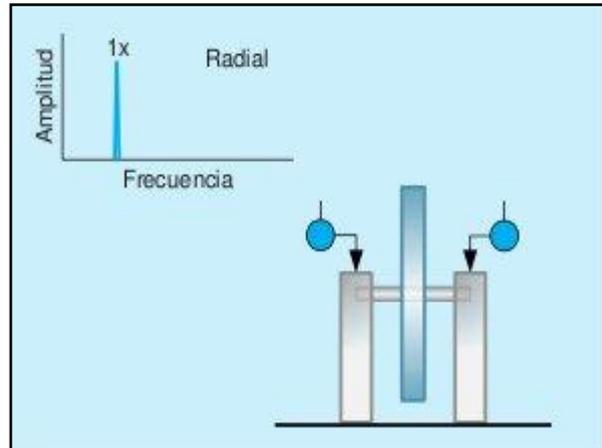
También se conoce como desequilibrio estático y es normalmente el problema más fácil de diagnosticar. Producido generalmente por desgaste en la superficie radial en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con su diámetro. La causa es una fuerza centrífuga que provoca un desplazamiento del eje de giro en la dirección radial.

En ausencia de otros problemas el desequilibrio presenta vibración dominante con una frecuencia igual a  $1Xrpm$  del rotor.

Para comprobarlo, se coloca el disco voladizo sobre el motor(ver figura 82), para provocar que la fuerza centrífuga sea mayor y esta provoque un desplazamiento en el eje de giro. Se colocan así tres pesos sobre el volante, de esta manera se consigue esa desestabilización que permite ver si existe o no ese desequilibrio en el plano Radial a  $1Xrpm$ .

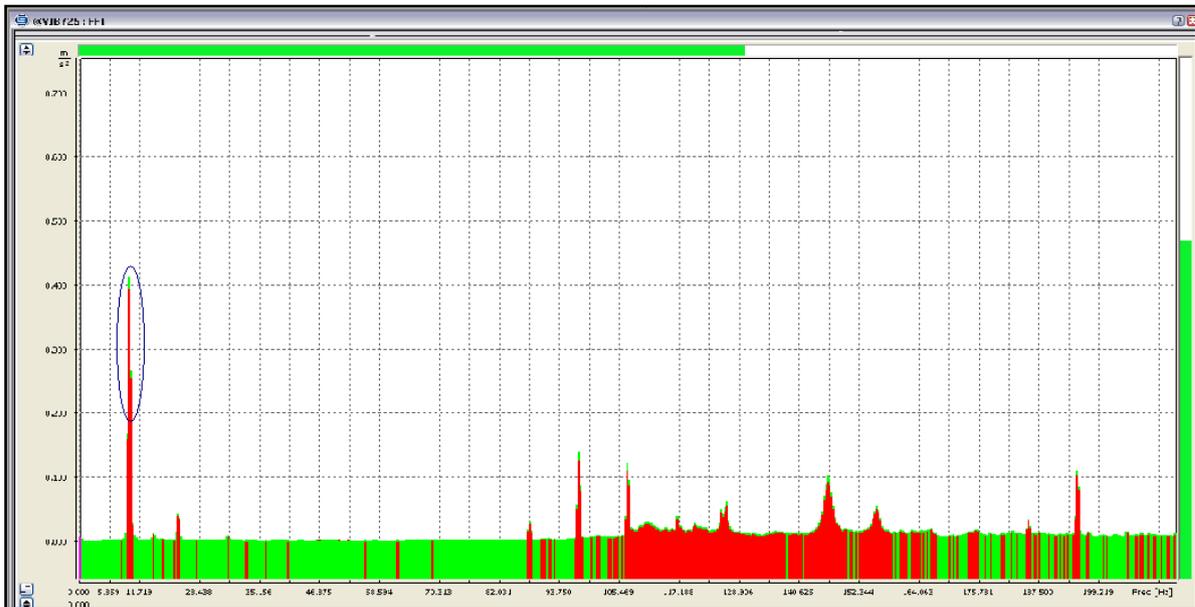


**Figura 82:** Procedimiento de ensayo para desequilibrio en un plano.



**Figura 83:** Espectro característico de desequilibrio en un único plano.

Para corregir el problema se recomienda equilibrar el rotor en un sólo plano (en el centro de gravedad del rotor) con la masa adecuada y en la posición angular calculada con un equipo de equilibrado. El resultado de la medida se puede ver en la figura 84.



**Figura 84:** Análisis desequilibrio en un único plano. Nótese amplitud similar en frecuencia de giro.

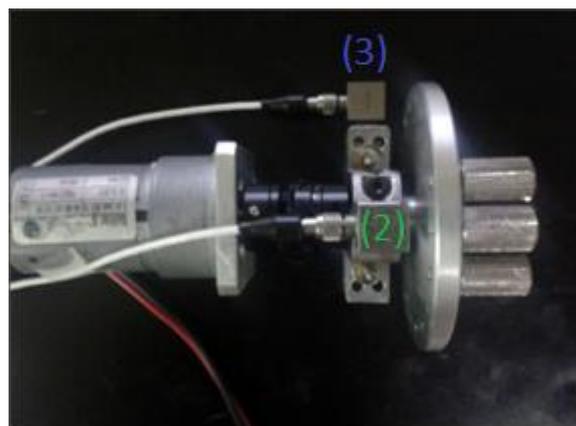
En la figura se observa que el sistema está equilibrado, ya que los dos picos de amplitud de aceleración, correspondientes a los acelerómetros situados en los laterales del cojinete, para la frecuencia de giro, registran un valor similar en ambos lados.

### Desequilibrio en dos planos

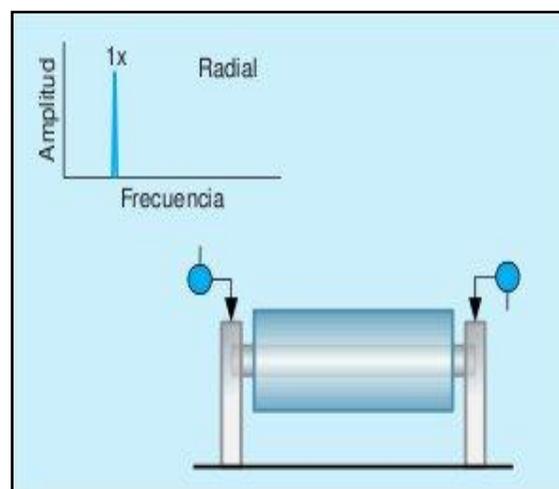
El origen del desequilibrio se da en rotores medianos y largos, dicho desequilibrio no viene dado por una fuerza, sino un par de fuerzas. Su causa principal son los desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor. El espectro presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia igual a  $1Xrpm$  del rotor.

Para corregir el problema se equilibro el rotor en dos planos en las posiciones angulares calculadas con un equipo de equilibrado.

Una vez equilibrado el sistema, se colocaron los acelerómetros como se puede ver en la figura 85, buscando los desequilibrios, tanto en la componente de fuerza radial horizontal, como en la componente vertical, el resultado se muestra más abajo, como era de esperar tanto en la figura 87, donde se muestra la componente horizontal, como en la figura 88, donde se muestra la componente vertical, existe una aceleración de vibración dominante a  $1Xrpm$ , por lo que este fenómeno se cumple a la perfección.



**Figura 85:** Procedimiento de ensayo para estudio de desequilibrio en dos planos.



**Figura 86:** Espectro característico de desequilibrio en dos planos.

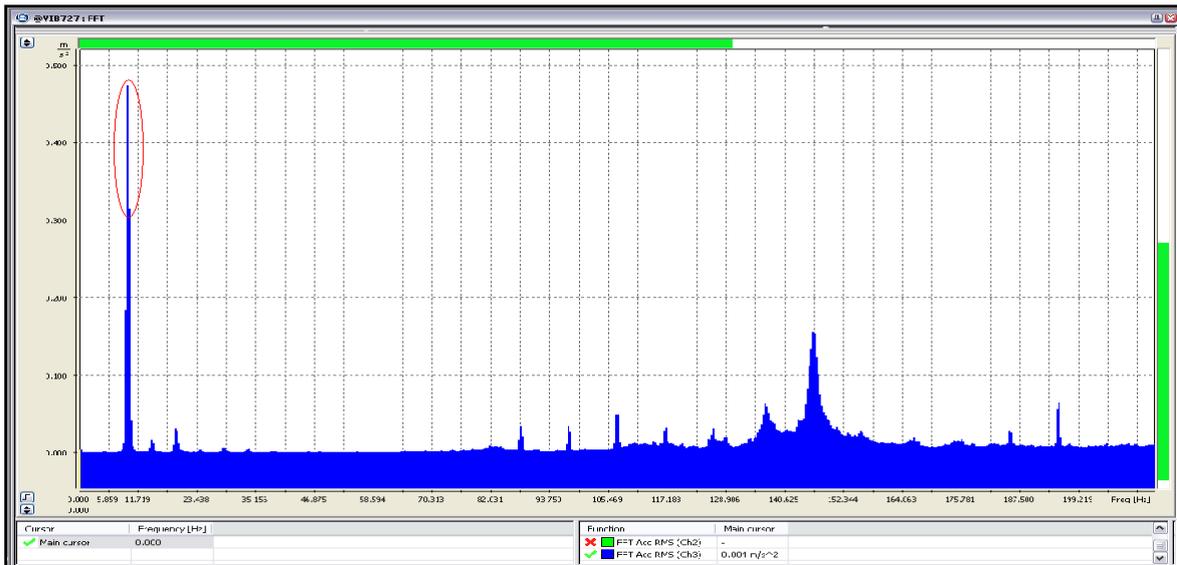


Figura 87: Análisis desequilibrio en dos planos (Radial Horizontal).

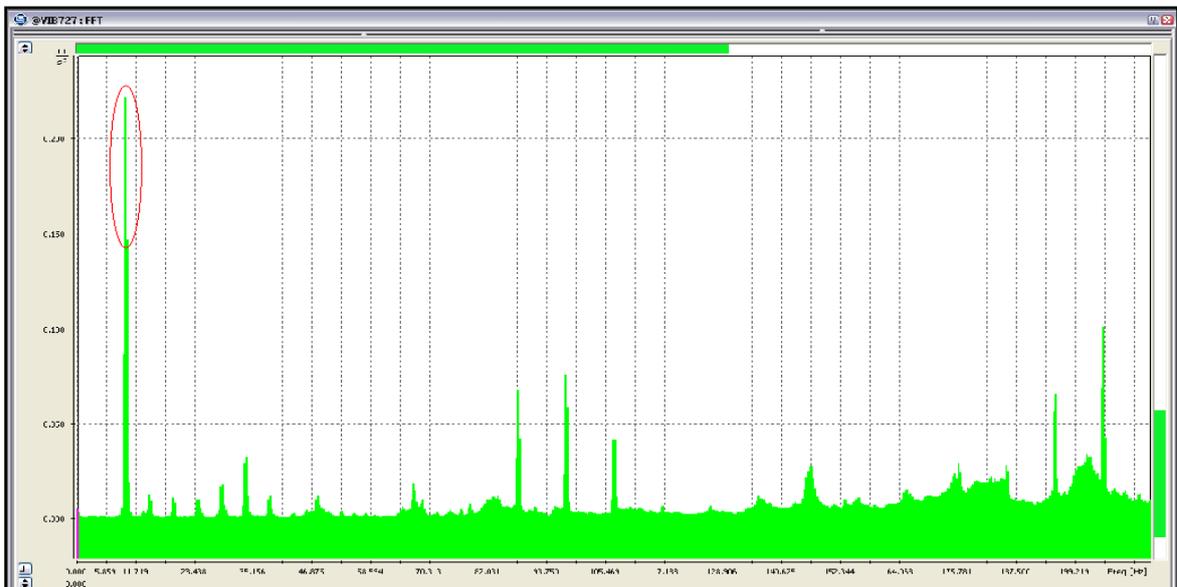


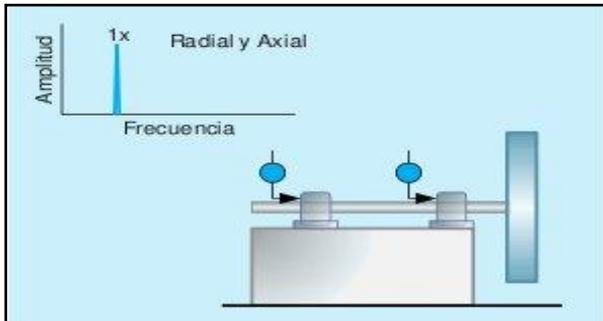
Figura 88: Análisis desequilibrio en dos planos (Radial Vertical).

### Rotor en voladizo

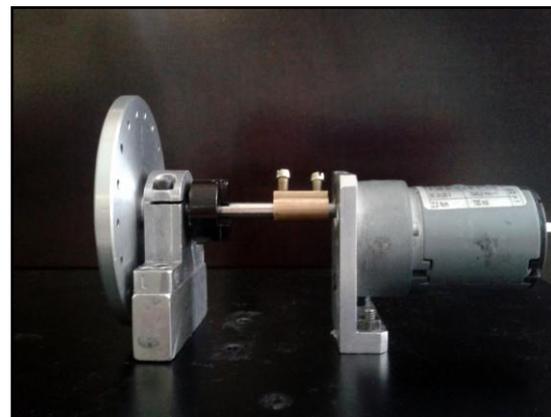
Ocurre en rotores que se encuentran en el extremo de un eje. Es producido por desgaste en la superficie del rotor y doblamiento del eje.

Se dice que un rotor está deformado cuando pierde su simetría con respecto a su eje de giro. Se manifiesta en el espectro a la frecuencia de giro del eje. El espectro presenta vibración dominante en  $1X$  rpm del rotor, muy notoria en dirección axial y radial. Sin embargo a diferencia del desequilibrio se detectará una vibración axial significativa, cuyo espectro de frecuencias asociado presentará, acompañado del primer armónico de la velocidad de giro, un segundo armónico.

Para corregir el problema, primero debe verificarse que el rotor no tenga excentricidad y que el eje no esté doblado, luego debe realizarse el equilibrado adecuado y para ello normalmente es necesario un gran peso de corrección.



**Figura 89:** Gráfica resultado típico para rotor en voladizo.



**Figura 90:** Procedimiento de ensayo para estudiar efecto de rotor en voladizo.

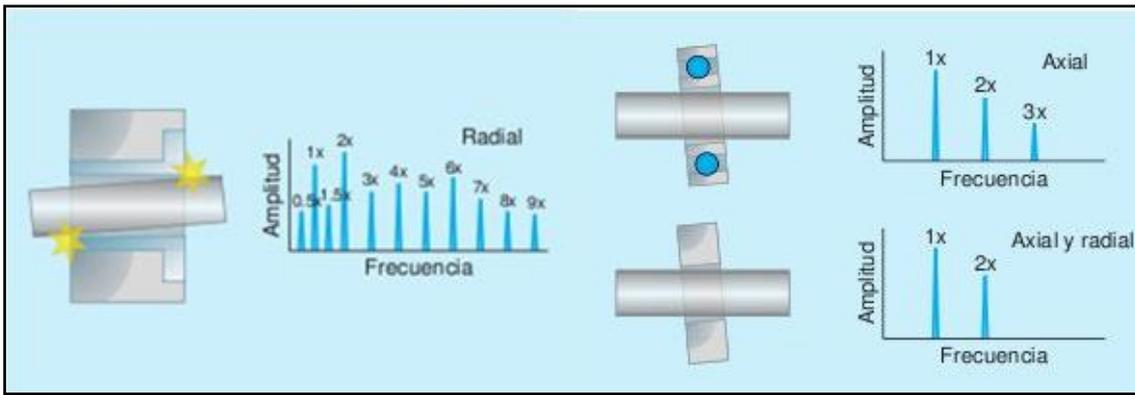
Como se puede ver en la figura 90, se intentó adaptar el sistema para que este se pareciera lo máximo posible a lo que se considera un rotor en voladizo, para ello se le acoplo un eje de mayor longitud, sujetando el cojinete al bloque de inercia mediante resina, de tal manera que se manifestase esa pérdida de simetría respecto a su eje de giro.

Después de una serie de pruebas, con el sistema bien equilibrado y el eje alineado, no fue posible verificar este análisis, independientemente de la situación de los acelerómetros, la componente axial a 1X rpm no aparecía, seguramente debido a la excentricidad producida por el rotor, por lo que se decidió descartar dicha prueba.

### Holguras

Las holguras se caracterizan por presentar en los espectros varios armónicos de la frecuencia de la velocidad de giro del eje. Los niveles de vibración experimentados por la máquina suelen ser importantes. En función de la evolución de las holguras, en los espectros pueden aparecer picos armónicos de la frecuencia de giro (1x, 2x, 3x, etc.), medios armónicos de la velocidad de giro (1,5x, 2,5x, 3,5x, etc.) e incluso subarmónicos de dicha frecuencia (0,5x). Por otro lado, la onda en el tiempo se caracterizará por ser errática y sin ningún patrón de repetición.

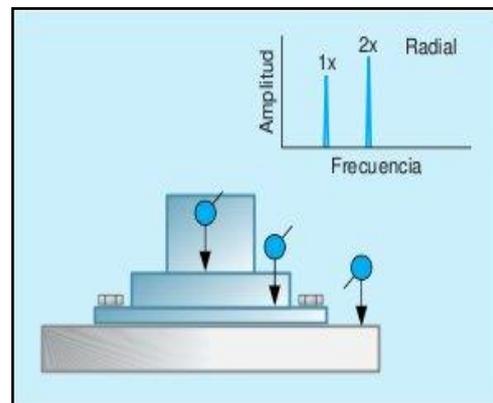
Podemos hacer una clasificación general de las holguras, distinguiendo entre holguras de tipo A, tipo B y tipo C. Cada una de ellas tiene unas características propias que se comentan a continuación.



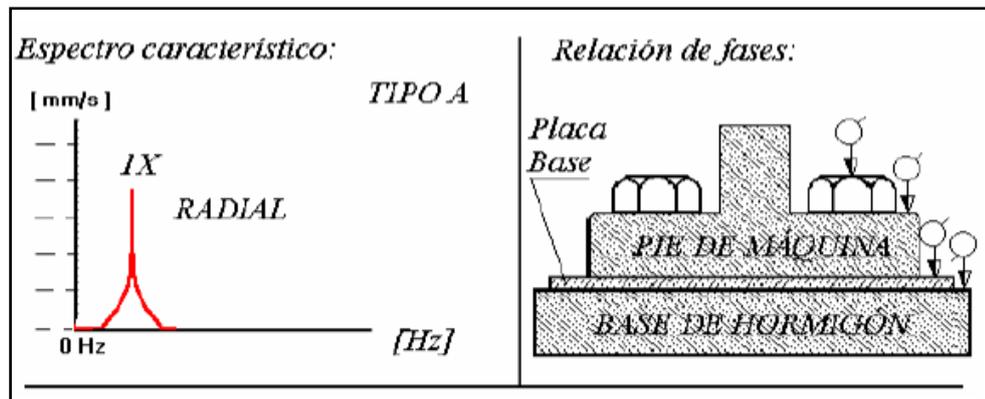
**Figura 89:** Gráficas resultados típicas para el efecto causado por holguras.

- Holgura Mecánica de tipo A:

El Tipo A se produce por la holgura/debilidad estructural de los pies de una máquina, placa base o fundación; también por una cimentación deteriorada, pernos de fijación flojos en la base, así como distorsión del bastidor o de la base (es decir, pie blando). El análisis de la fase puede revelar una diferencia de fase de unos 90° a 180° entre mediciones verticales en un perno, pie de máquina, placa base o la propia bancada.



**Figura 90:** Gráfica resultado típica holgura tipo A.



**Figura 91:** Espectro característico y relación de fases.

- Holgura mecánica Tipo B:

Se produce generalmente debido a pernos de soportes de pie flojos, fisuras en la estructura del bastidor o en el soporte.

Para estudiar este fenómeno, se dejan sin atornillar los anclajes de la base, provocando holguras en el sistema, ya que ahora el conjunto motor – rotor voladizo, producirá vibraciones indeseables al poner en funcionamiento el sistema.

La figura 94 muestra la configuración del sistema, que con una configuración de acelerómetros como la anterior (tabla3), se pretende obtener un espectro similar al de la figura 95, y el de la figura 93, mostrándose el resultado en el espectro de la figura 96.

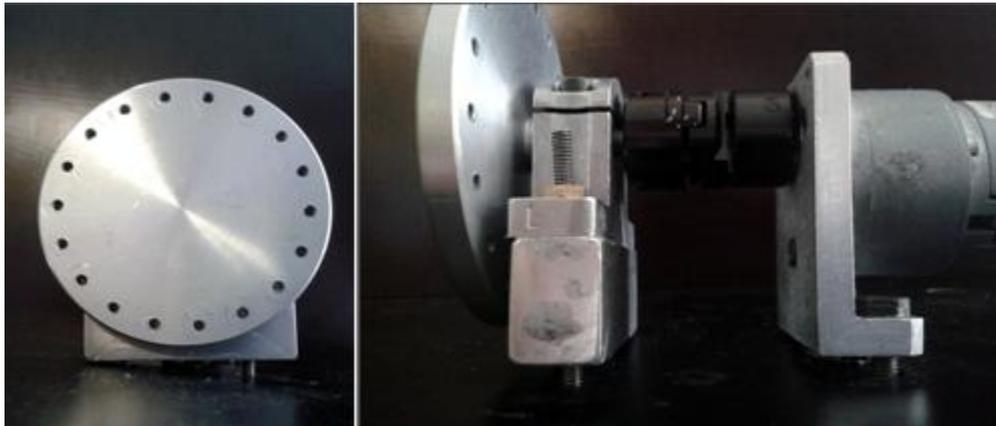


Figura 92: Montaje para Holgura Tipo B. Nótese anclaje suelto.

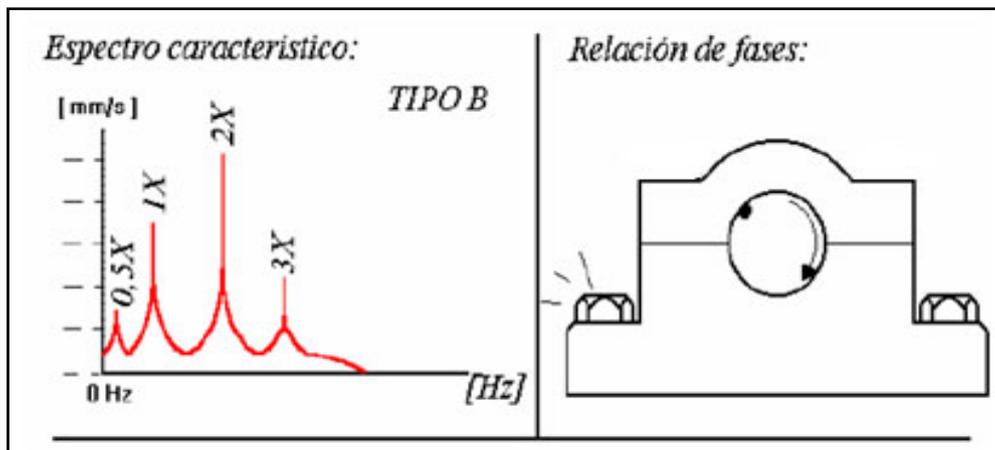
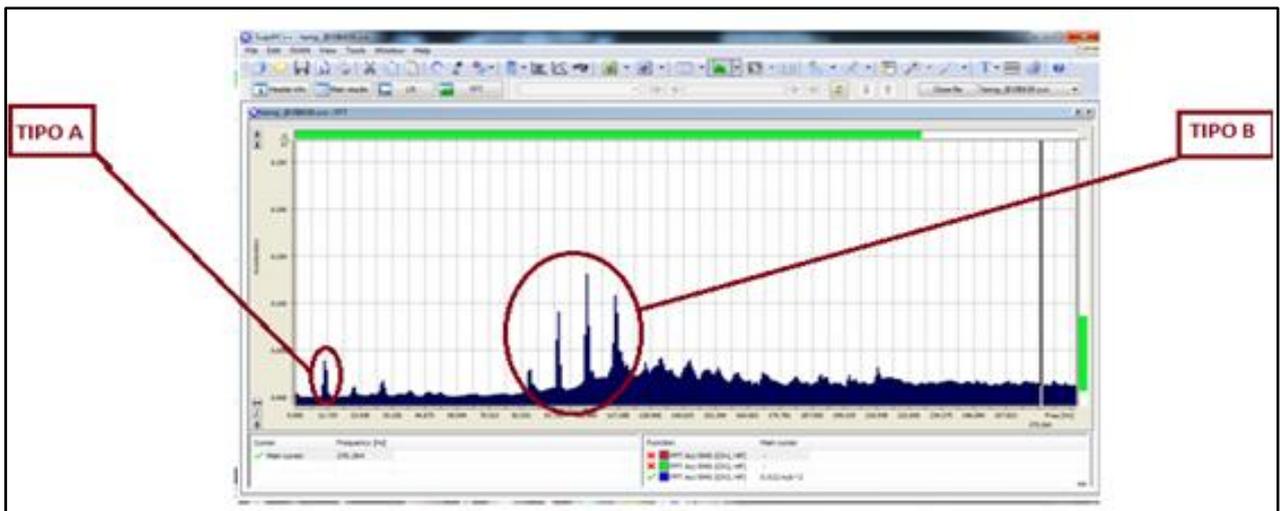


Figura 93: Espectro característico y relación de fases holgura mecánica tipo C.



**Figura 94:** Análisis FFT para holguras tipo A y B.

En la figura 96, se observa como aparece un pico a la frecuencia de giro, de gran amplitud en comparación con el resto del espectro, correspondiente a la holgura mecánica tipo A, ya que se tiene un pico radial en  $1X$  rpm de giro (tantos Hz).

También se ha relacionado el conjunto de picos que aparecen en torno a los tantos Hz, como correspondientes a la holgura mecánica tipo B, dadas sus características y su parecido con el espectro característico.

- Holgura Mecánica de tipo C:

Se genera por un ajuste inadecuado entre el resto de los componentes que forman el sistema, lo cual ocasiona muchos armónicos debido a una respuesta no lineal de las piezas flojas o fuerzas dinámicas del rotor.

Provoca un truncamiento de la forma de onda del tiempo y un ruido de fondo elevado en el espectro. Se produce frecuentemente por un aro de rodamiento que está flojo en su soporte, un rodamiento flojo y girando su aro en el eje, una holgura excesiva en un manguito de fijación o en un cojinete, un rodete flojo en un eje, etc.

La fase en el Tipo C es generalmente inestable y puede variar mucho de una medición a la siguiente, en especial si el rotor cambia de posición en el eje de una puesta en marcha a la siguiente. La holgura mecánica suele ser altamente direccional y puede producir lecturas muy diferentes al comparar niveles en incrementos de  $30^\circ$  en sentido radial alrededor de toda la periferia del soporte de un rodamiento. La holgura ocasionará frecuentemente múltiples subarmónicos exactamente a  $1/2$  ó  $1/3$  rpm (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).

En la figura 97 se observa un modelo del tipo de espectro buscado.

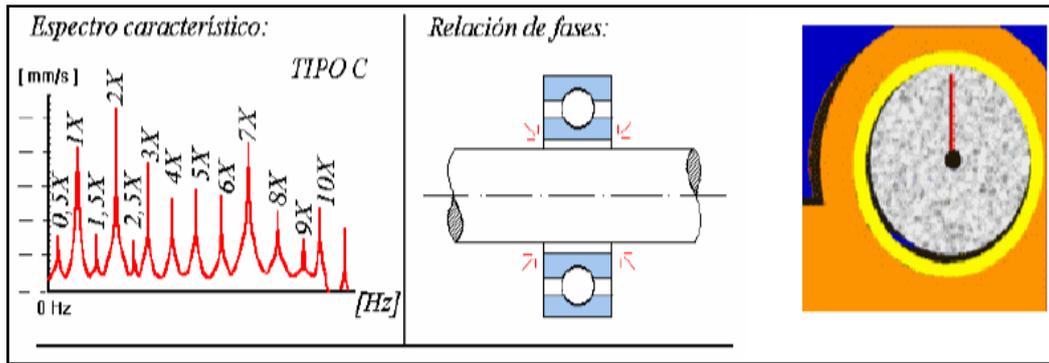


Figura 95: Espectro característico y relación de fases.

En ella se puede observar cómo, efectivamente, los picos de amplitud de aceleración en bajas frecuencia registrados por el transductor correspondiente al canal 3, cumplen las características típicas de este tipo de holgura (armónicos, ruido de fondo, amplitud irregular, etc.), por lo que se relaciona esa zona de frecuencias con este fenómeno.

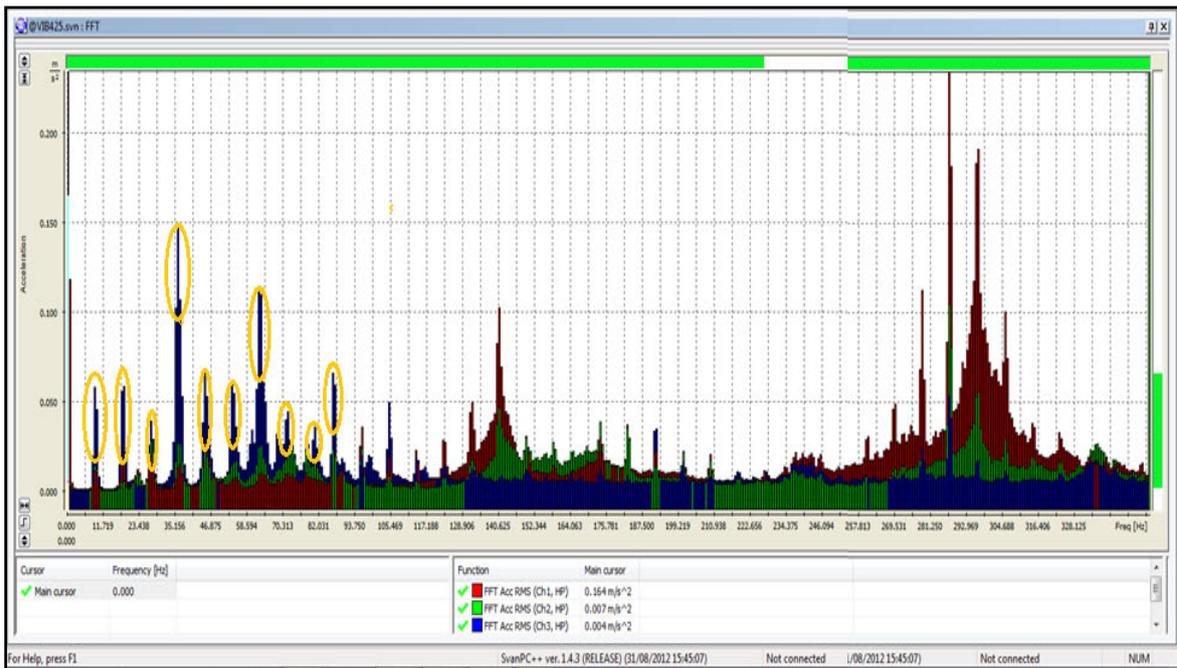


Figura 96: Análisis FFT para Holgura Tipo C en la que se han señalado en amarillo los picos correspondientes a dicha holgura, tal como indica el espectro característico.

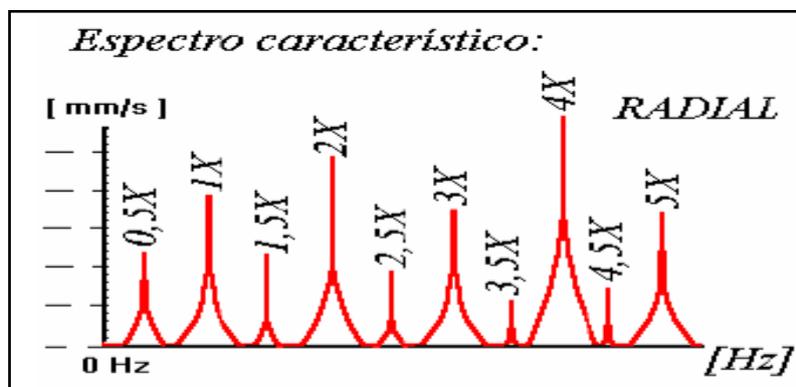
### Rozamiento del rotor

El rozamiento del rotor produce unos espectros similares a la holgura mecánica cuando las piezas giratorias hacen contacto con componentes estacionarios. Puede ser parcial o producirse durante la revolución completa del eje. Normalmente genera una serie de frecuencias, excitando en muchos casos una o más resonancias, de fracciones enteras de la

velocidad de funcionamiento ( $1/2, 1/3, 1/4, 1/5, \dots, 1/n$ ), dependiendo de la localización de las frecuencias naturales del rotor.

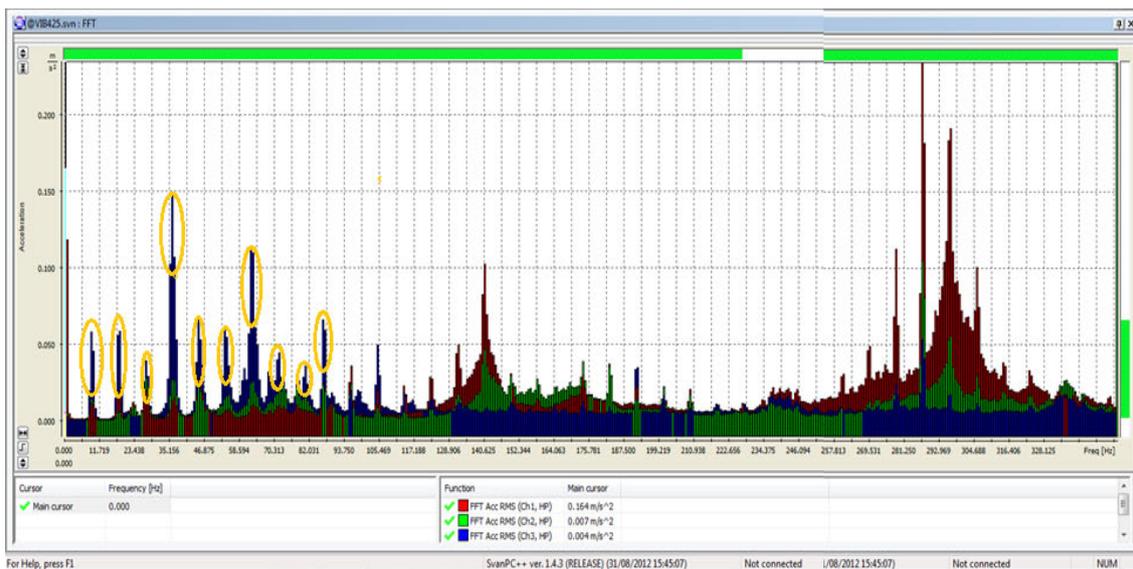
El rozamiento del rotor puede excitar gran cantidad de muchas altas frecuencias. Puede ser muy serio y de corta duración si está ocasionado por el contacto del eje con el metal antifricción del rodamiento. Un rozamiento anular completo, muy pronunciado, durante una revolución del eje puede inducir una “precisión inversa” con el rotor girando a velocidad crítica en un sentido opuesto a la rotación del eje (inherentemente inestable y puede dar lugar a un fallo catastrófico).

El espectro típico, para la identificación de este fenómeno, es el mostrado en la figura 99.



**Figura 97:** Espectro característico típico de rozamiento en rotor.

Con la misma configuración de acelerómetros de la tabla 3, se registra el espectro de la figura 100, mostrado a continuación.



**Figura 98:** Análisis rozamiento de rotor. Destacar que los picos indicados con círculos amarillos se corresponden con Holgura Tipo C y no con rozamiento.



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



En dicha gráfica, se puede apreciar que no existen frecuencias de este tipo, ya que la zona de baja frecuencia, con un espectro parecido al de la figura 99, no se corresponde. Estos picos de amplitud de aceleración que aparecen, se relacionaron con las holguras mecánicas tipo C, ya que atendiendo a la frecuencia, aparecen cada  $1X$ ,  $2X$ ,  $3X...$  *rpm* de la velocidad de giro. Para que se correspondiesen con el rozamiento del rotor, deberían situarse de forma similar a la figura 99, en la que además aparecen picos intermedios ( $0,5X$ ;  $1,5X...$  *rpm*).

## 2. ESTUDIO PRÁCTICO DE LA RESONANCIA

### 2.1. Objetivo de la práctica

El estudio práctico se ha basado en un análisis de las distintas zonas de comportamiento de los resortes, pasando por los distintos márgenes de trabajo, es decir, cuando se encuentra en la zona lineal, con una frecuencia natural entre 4 y 7 Hz y una carga estática de 2.5 y 4.5 daN, y cuando se sitúa fuera de esta, en las denominadas, zonas no lineales.

### 2.2. Equipamiento empleado

El equipamiento utilizado para la realización de la práctica es el mostrado en la tabla 6.

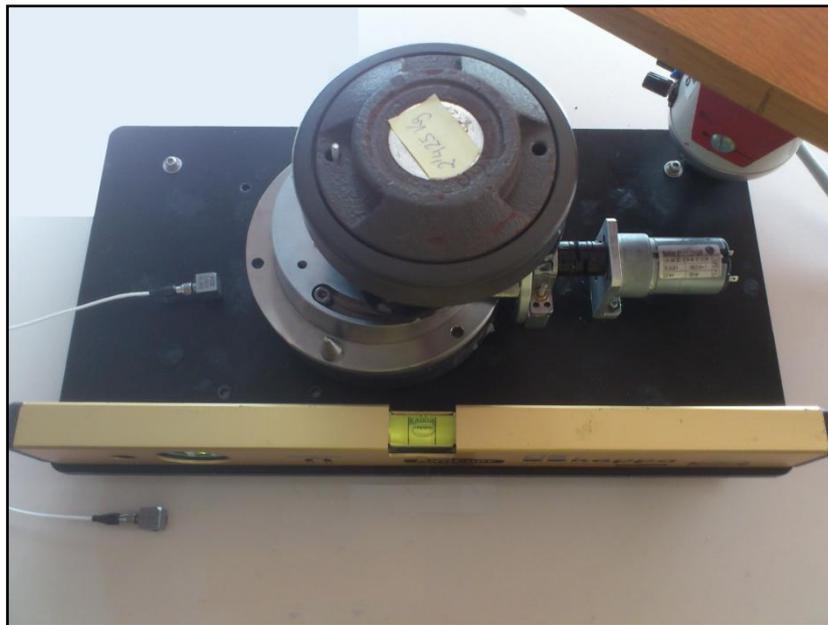
Equipo	Marca	Modelo
2 Acelerómetros	PCB Piezotronics	333B50
Analizador de vibraciones	SvanteK	SVAN 958
Excitador de Vibraciones	Mara	Marca
Software de análisis	Svan PC++	--
Nivel Magnético	Kappa	--
Lámpara estroboscópica	--	--
4 Aisladores metálicos	Accento	9070-05
Ordenador	--	--
Sistema Placa	--	--
6 pesos	---	---

**Tabla 6:** Equipamiento utilizado durante la práctica.

En las figuras 101 y 102, se pueden observar instantáneas del equipamiento empleado durante las mediciones, así como los diferentes elementos que constituyen los sistemas de montaje.



**Figura 99:** Excitador de vibraciones (drch.) y su amplificador (iza).



**Figura 100:** Sistema motor, pesos, nivel y acelerómetros.

### 2.3. Procedimiento de ensayo

Para dicho estudio y sobre el sistema (placa más motor) sujeta por 4 muelles con la misma desviación estática y mismo comportamiento en frecuencia, mediante un excitador de vibraciones en el borde de la placa, se generó una onda emisora (barrido en frecuencia de 1 Hz a 350 Hz generado mediante el software *ESPECTRALAB*).

El analizador de vibraciones ha sido configurado con un FFT de ancho de banda de 350 Hz con 480 líneas y con un tiempo de medición de 1 minuto. Se han utilizado dos acelerómetros (canal 1 sobre placa, canal 2 sobre mesa, cerca del muelle) pegados al sistema mediante resina.

Para estudiar el comportamiento de los resortes para dicha excitación y según la definición de frecuencia natural dada en los apuntes teóricos, hay dos parámetros variables, la rigidez de los

muelles, que no es posible cambiar porque es propia de ellos mismos, y la masa, que en principio es el parámetro que menos se tiende a cambiar, pero en nuestro caso era la única opción posible.

Por consiguiente lo que se ha hecho es colocar una serie de pesos sobre la placa para observar los siguientes hechos:

- Poder ver el comportamiento del sistema a lo largo de la frecuencia.
- Variar la desviación estática de los muelles y estudiar si este se encuentra o no en zona lineal.

## 2.4. Metodología de medida

Para estudiar el desplazamiento de la frecuencia de resonancia del sistema, lo que se hace es colocar diferentes masas, mostradas en la figura 103, encima de la placa, provocando que el sistema adquiera las siguientes masas totales, soportadas por los mismos muelles:

PESO 0	5,90 Kg
PESO 1	8,75 Kg
PESO 2	11,59 Kg
PESO 3	13,49 Kg
PESO 4	14,01 Kg
PESO 5	15,91 Kg
PESO 6	18,29 Kg

**Tabla 7:** *Diferentes pesos que toma el sistema.*



**Figura 101:** Masas utilizadas con sus diferentes pesajes.

Para encontrarnos dentro de la zona lineal, entre 4Hz y 7 Hz, el peso debe oscilar entre los 10 Kg y los 18 Kg, es entonces cuando la carga estática estará entre 2,5 y 4,5daN (véase anexo III).

Canal Acelerómetro	Situación Acelerómetro	Color Gráfica
1	Placa	Rojo
2	Mesa	Verde

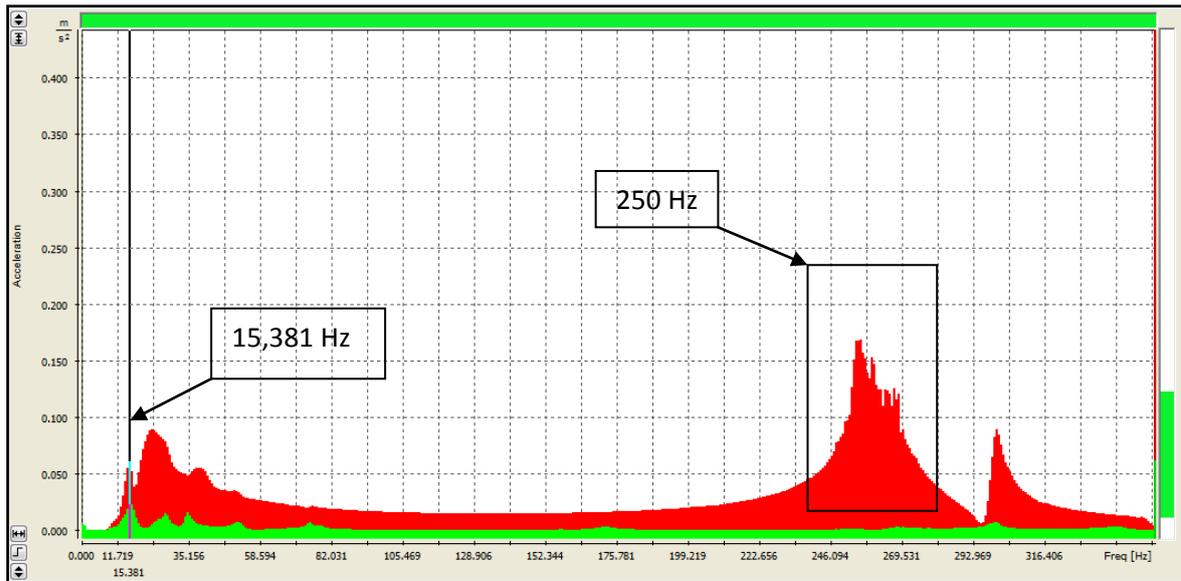
**Tabla 8:** Distribución acelerómetros para sucesivos ensayos de resonancia.

## 2.5. Montajes

El sistema placa mas aisladores tendrá una serie de frecuencias naturales, las cuales se verán excitadas mediante una fuerza impulsora (barrido en frecuencia), cuando ambas coincidan, se producirá el fenómeno de la resonancia. Una vez encontrada, se procederá al análisis de la misma, haciendo hincapié en la importancia del comportamiento de los resortes y en las características de los mismos, que tendrán relación directa con la forma que tomen las gráficas resultado.

### 2.5.1. Resonancias para montaje sin peso adicional (Peso 0)

Una vez realizado el primer análisis, si se observa la gráfica adjunta, como el peso está muy por debajo del necesario para que el sistema se comportase como tal, el amortiguamiento es pequeño, el valor de  $Q$  es alto, la curva de resonancia es más estrecha.



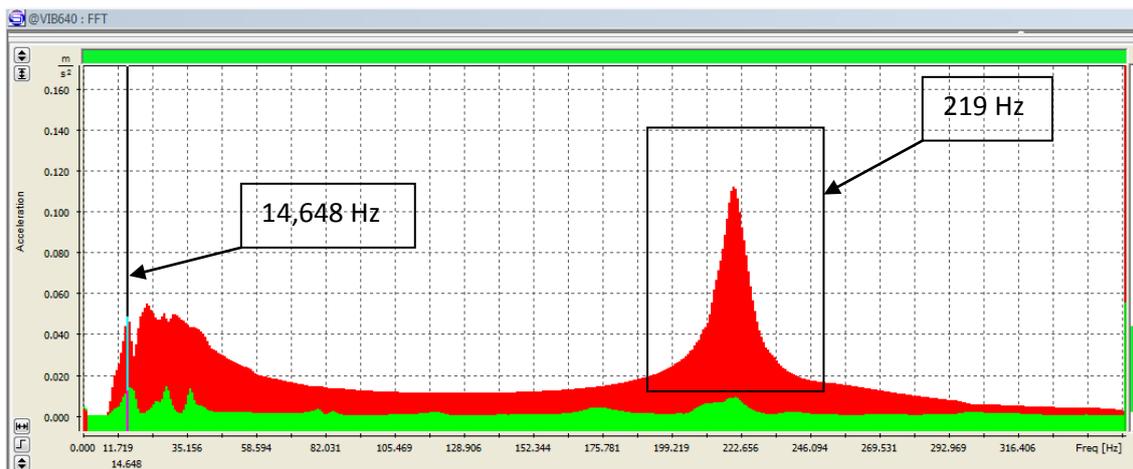
**Figura 102:** Análisis FFT para resonancia en placa y mesa sin peso adicional (peso 0).

Se pueden observar varias cosas:

- Debido a que se cuenta con unos muelles que por sus características propias estén dentro del margen de funcionamiento correcto, sino que se ha forzado mediante masa añadida a actuar en ese margen, la frecuencia de resonancia aparece desplazada a la derecha unos pocos hercios, aproximadamente en 15 Hz, también es debido a que nos encontramos fuera de la zona lineal.
- La frecuencia de 250 Hz (zona recuadrada) es propia de la resonancia interna de los muelles, más adelante se dará alguna indicación más de porque pensamos esto.
- Por último se observan picos con los que no se contaban, son debidos a movimientos acoplados, normalmente horizontales y de giro.

Como no se cuenta con un sistema cien por cien ideales, sino que se tiene una placa sobre la cual se ha situado un motor, el grado de libertad de movimiento es menor, el excitador de vibraciones actúa directamente sobre la misma transmitiendo sus frecuencias propias y los resortes permiten a la placa tener movimientos en las tres direcciones.

### 2.5.2. Resonancias para peso total de 8,75 kg (Peso 1)



**Figura 103:** Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 8,75 kg (Peso 1).

Se realizó el análisis dos veces obteniendo el mismo resultado para ambas mediciones. Con ello lo que se quiere es corroborar los datos prácticos que se van a obtener.

Lo primero que se puede observar a simple vista, es lo explicado con anterioridad, si la frecuencia natural del sistema viene dada por la expresión:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.5.1)$$

Ya que no es posible variar la rigidez del sistema, variando la masa, cuanto mayor sea esta, menor será la frecuencia de resonancia del sistema.

Se puede observar como este fenómeno ocurre; se ha pasado de tener una resonancia de sistema de 15 Hz a 14,6 Hz y una disminución en la resonancia interna de los muelles de 250 Hz a 219 Hz.

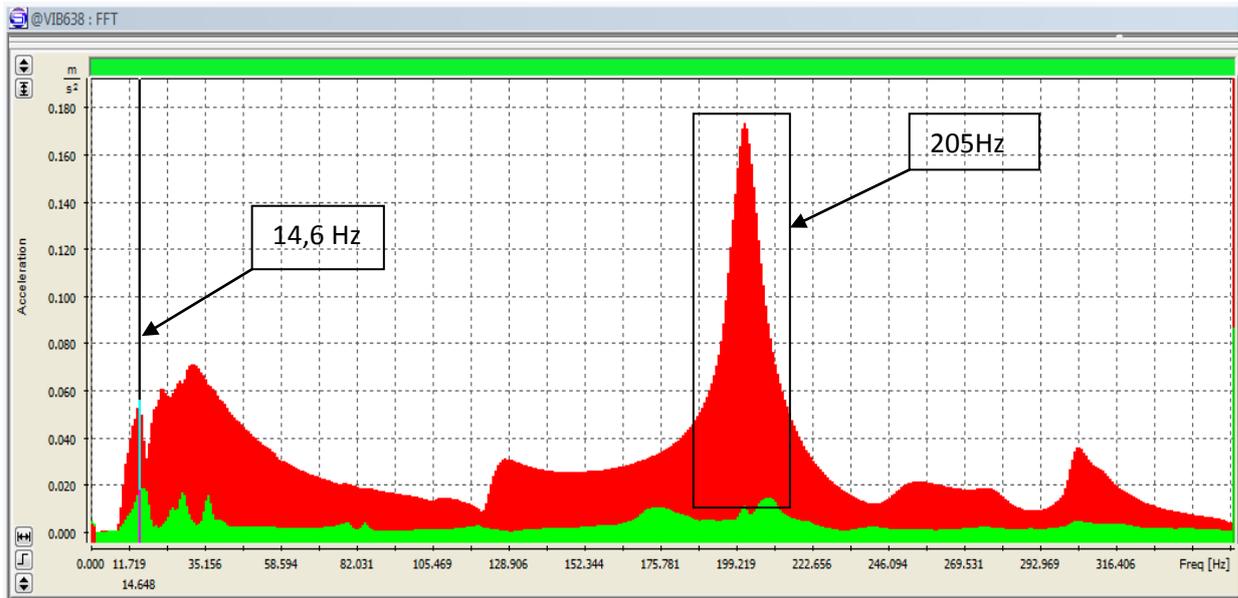
Se había deducido que el pico que aparece a la frecuencia de 219 Hz (marcado con un recuadro en figura 105) era debida a la resonancia interna de los muelles, teóricamente se dijo que cuanto menor era el amortiguamiento, mayor era el valor de Q y la resonancia era más aguda; es decir, la curva de resonancia era más estrecha.

Por lo que a medida que vayamos poniendo una mayor masa a nuestro sistema ambas frecuencias deberán ir desplazándose a la izquierda.

### 2.5.3. Resonancias para peso total de 11,59 kg (Peso 2)

Por primera vez el sistema se encuentra en zona lineal, nuestro sistema se debería comportar como tal y tener una frecuencia de resonancia dentro del margen de frecuencias indicado.

Como era de esperar y al no ser un sistema ideal, sino que se ha forzado a serlo, la frecuencia de resonancia se mantiene estable en 14,6 Hz, al ver dicho resultado, se intento estabilizar el sistema lo máximo posible para intentar que los muelles actuarán de manera correcta, pero no fue posible.



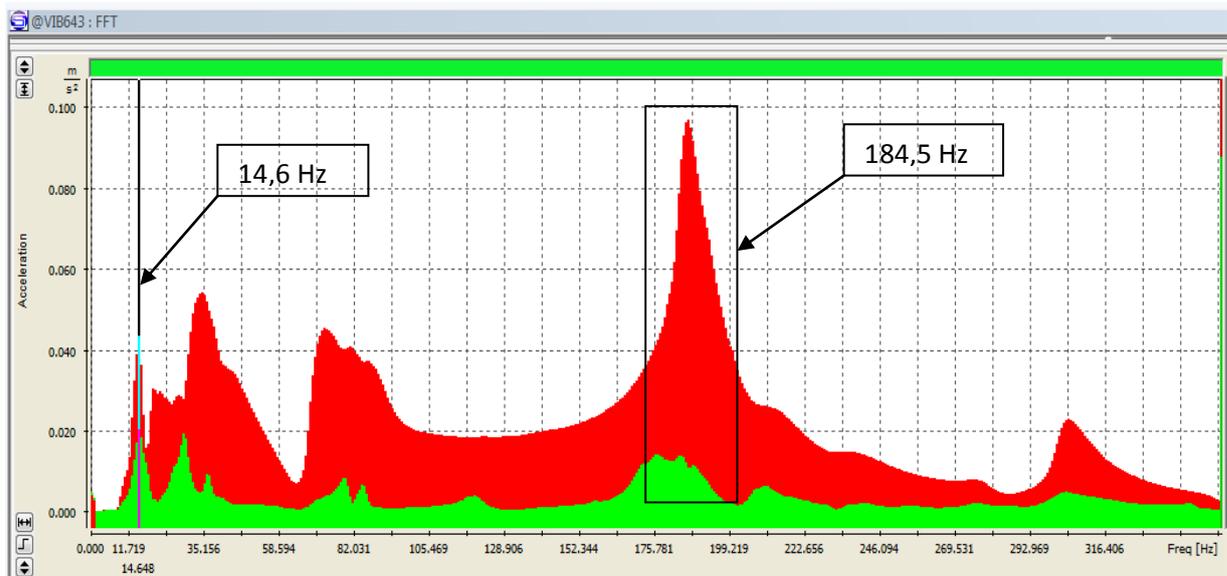
**Figura 104:** Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 11,59 kg (Peso 2)

Para ratificar otra de las teorías expuestas anteriormente, se vio que si un oscilador pierde poca energía por rozamiento al estar en resonancia con otro sistema irá aumentando progresivamente su amplitud, al estar en la zona lineal, los muelles empiezan a actuar como tal y no son forzados, por lo que no perderá tanta energía por rozamiento y habrá un aumento de la amplitud, es decir, se amplifica el efecto de los muelles.

Esto se observa en la frecuencia propia de los muelles, se observa un aumento en su amplitud de  $0,050 m/s^2$ .

#### 2.5.4. Resonancias para peso total de 13,49 kg (Peso 3)

Para este análisis, el sistema se encuentra en el punto donde tendría que actuar casi de manera correcta, muy próximos al punto medio de la zona lineal, con un peso aproximado de 13,5 kg.



**Figura 105:** Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 13,49 kg (Peso 3).

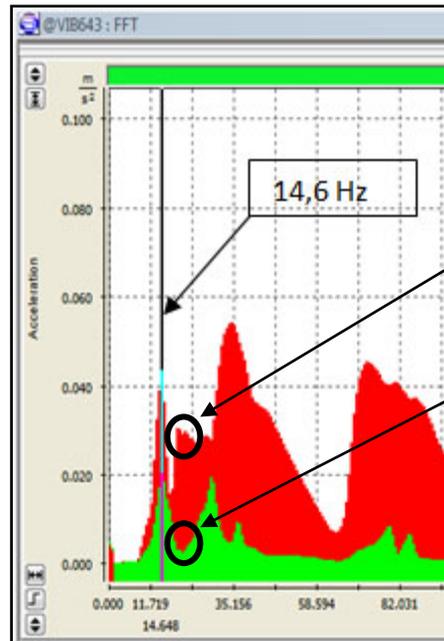
Se vuelve a ver que la frecuencia de resonancia que se produce por el efecto de la transmisión de vibración entre el conjunto placa más mesa, se mantiene constante en 14,6 Hz, ni siquiera cuando se debería estar con un comportamiento casi ideal del sistema, este no funciona de manera adecuada.

Si se observan los datos hasta ahora obtenidos, se podría decir que la introducción en el sistema de resortes sería totalmente innecesaria debido a que no se consigue una reducción de la transmisión de vibraciones de la placa a la mesa.

Es en este punto cuando el concepto de transmisibilidad entra a formar parte importante del estudio práctico, independientemente de que los muelles actúen dentro de su margen de frecuencias, estos se ven afectados por una frecuencia de excitación que al coincidir con la suya propia producen resonancias, entonces la pregunta que uno se debería hacer es; ¿Verdaderamente a partir de que frecuencias los resortes son capaces de dar aislamiento?

La respuesta es muy sencilla, por encima de  $\sqrt{2}f_0$  la fuerza aplicada es mayor que la transmitida, es entonces cuando los muelles actúan con mayor eficiencia y producen aislamiento.

Por este motivo a la frecuencia de 14,6 Hz los resortes no aíslan, aparece un pico en mesa casi de la misma amplitud que en placa, ver figura 108, en cambio a la frecuencia de 20,6 Hz, la correspondiente  $\sqrt{2}f_0$ , se produce el efecto de aislamiento debido a la introducción de los muelles al sistema.



Muestra la amplitud de vibración que actúa sobre la placa a la frecuencia  $\sqrt{2}f_0$

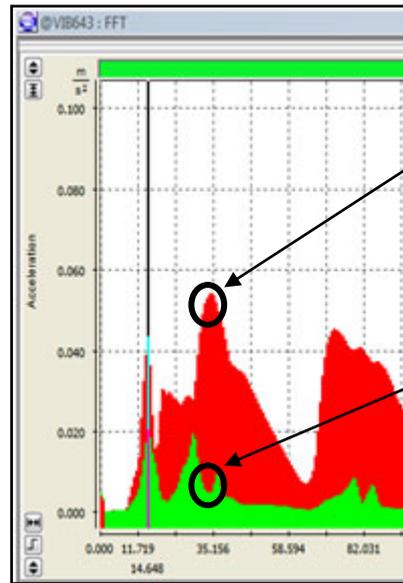
Muestra la amplitud nula de vibración sobre la mesa a la frecuencia de  $\sqrt{2}f_0$ , debido al efecto de aislamiento de los resortes

**Figura 106:** Comprobación del efecto aislante por parte de los resortes a la frecuencia  $\sqrt{2}f_0$ .

En cambio para la frecuencia propia de los muelles, si existe dicha reducción a medida que se va colocando una mayor masa al sistema, con una reducción de la frecuencia hasta 184,5 Hz (frecuencia recuadrada), además se dijo que a medida que el amortiguamiento fuera grande, el valor de  $Q$  se haría pequeño y la curva de resonancia se haría más achatada, motivo por el cual la amplitud se reduce.

Este último fenómeno expuesto también se observa para aquellos picos producidos por movimientos de acoplamiento, volviendo a dichos picos, según lo que se ha ido exponiendo a lo largo del documento, estos podrían aparecer por efectos resonantes debido a que los muelles no están sometidos a las mismas fuerzas ni a las mismas condiciones, por eso los desbalances y el grado de libertad con el que actúan son un gran condicionante.

Para destacar que estos picos no son producidos por resonancia basta con observar que en la mesa (gráfica verde) la respuesta es totalmente plana y el efecto de los resortes sobre ellos es nulo.



Amplitud de vibración debido a movimientos de acoplamiento que se producen en placa

Amplitud nula en mesa debido a que estos movimientos no son propios de ella, respuesta plana

Figura 107: Comprobación de movimientos de acoplamiento sobre el sistema.

### 2.5.5. Resonancias para peso total de 14,01 kg (Peso 4)

Para que el sistema se comporte de manera correcta, había que alcanzar un peso de 14 Kg, de manera que esta comprobación fue el siguiente paso que se hizo, dando como resultado:

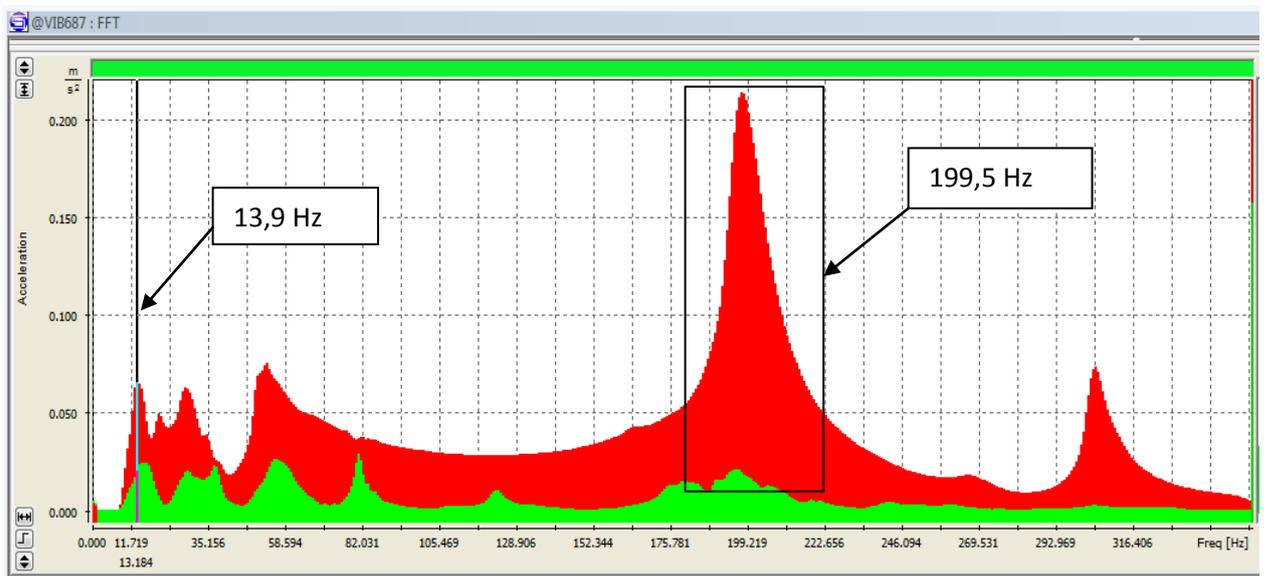
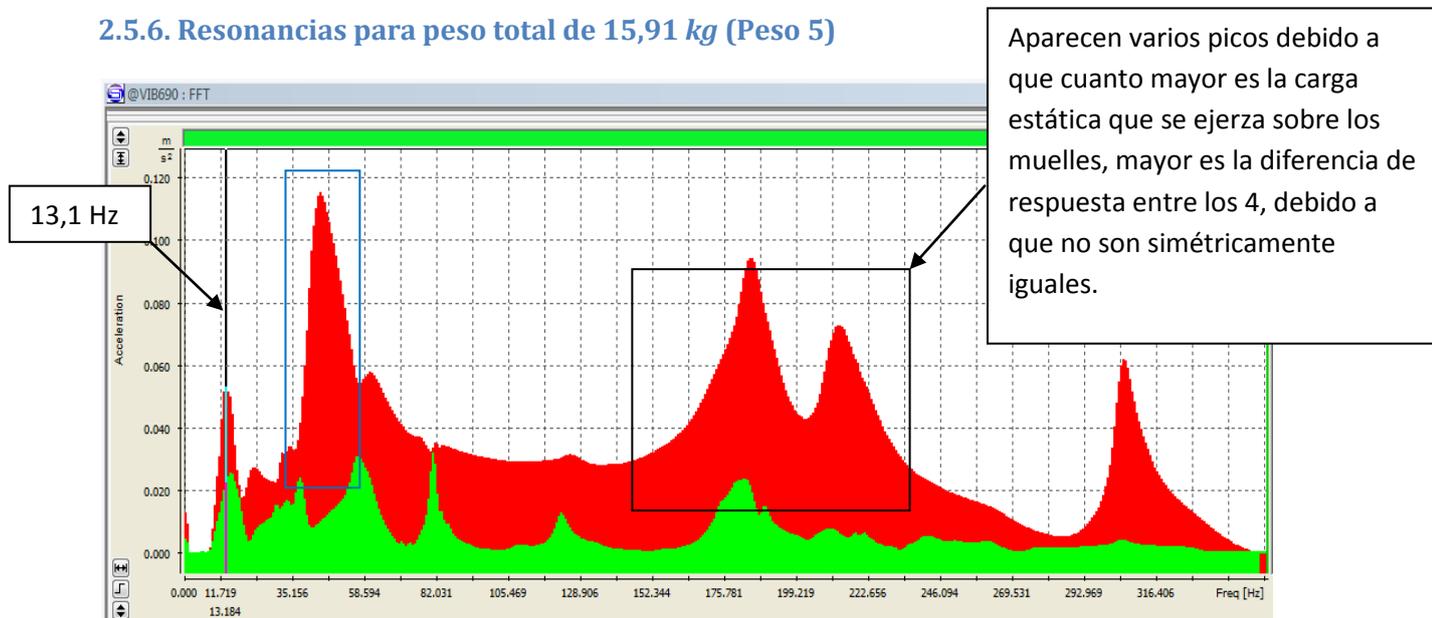


Figura 108: Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 14,01 kg (Peso 4).

Como dato característico al encontrarse supuestamente con el comportamiento ideal del sistema se ha conseguido reducir la frecuencia de resonancia a 13,9 Hz, independientemente de este dato el resto de la gráfica se mantiene estable al haber variado solo 0,5 Kg la masa añadida.

El oscilador siempre se está moviendo en el sentido en que actúa la fuerza impulsora, por lo que se consigue el máximo aporte de energía cuanto mayor sea el grado de libertad del cuerpo en movimiento, es decir, en dicho caso, donde la placa tiene mayor movimiento vertical, independientemente de que existan otros movimientos, debido a que los muelles se aplastan a la mitad y aportan el amortiguamiento deseado.

### 2.5.6. Resonancias para peso total de 15,91 kg (Peso 5)

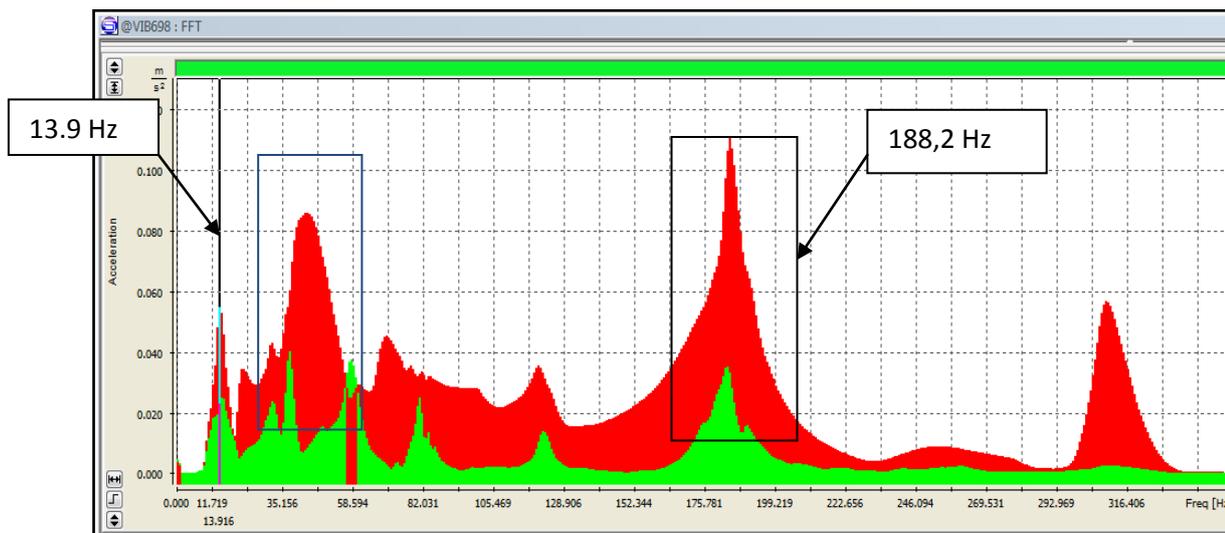


**Figura 109:** Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 15,91 kg (Peso 5).

Aumentamos la masa hasta casi 16 Kg, el amortiguamiento de los muelles es mayor:

- el valor de  $Q$  para la frecuencia propia de los muelles es pequeño, la curva de resonancia cada vez es más achatada, motivo por el cual la amplitud se reduce, aparece un segundo pico debido al mismo motivo, por las irregularidades ya comentadas del sistema que provocan que los muelles no actúen todos como un todo.
- Se vuelve a ver que el sistema no se comporta de manera ideal, al aumentar el peso por encima de lo debido conseguimos reducir la frecuencia de resonancia a 13,1 Hz, que es la frecuencia mínima que nos va a aportar el sistema.
- La zona recuadrada en azul viene a indicar lo que ya se había expuesto con anterioridad, hablamos de movimientos acoplados porque estos picos se producen únicamente en placa, y nos son transmitidos a la mesa.

### 2.5.7. Resonancias para peso total de 18,29 kg (Peso 6)



**Figura 110:** Análisis FFT para resonancia en placa y mesa para masa total de 18,29 kg (Peso 6).

En este caso se tiene un peso mayor de 18 Kg, es decir, se está de nuevo fuera de la zona lineal de comportamiento del sistema, los resortes están totalmente aplastados, el sistema es como si estuviera fijado a la mesa mediante clavos, el grado de libertad de movimiento es mínimo, con ello se observa que la curva correspondiente a la frecuencia propia de los muelles tiende otra vez a estrecharse ( $Q$  pequeña), está mucho más definida, amortiguamiento mínimo, por no decir nulo. Independientemente a esto, el aumento másico sobre los resortes seguirá produciendo una disminución de la frecuencia, situándose en 188,2 Hz (zona recuadrada).

Los resortes son forzados, por lo que perderán energía por rozamiento y no habrá un aumento de la amplitud como ocurría anteriormente.

Del mismo modo aumenta la frecuencia de resonancia otra vez a 13,9 Hz, es la primera vez en todo el estudio que esto ocurre, por lo que este razonamiento te lleva a pensar que a medida que aumente la masa, también lo hará la resonancia.

Aumenta el ancho de banda de las frecuencias correspondientes a los movimientos acoplados (recuadro azul), ya que al estar anclado no se permite que se produzcan movimientos libres, la placa es empujada con una fuerza que la hace oscilar contra la mesa, ambos cuerpos pierden energía por rozamiento e irán disminuyendo su amplitud y “achatándose” como es el caso.

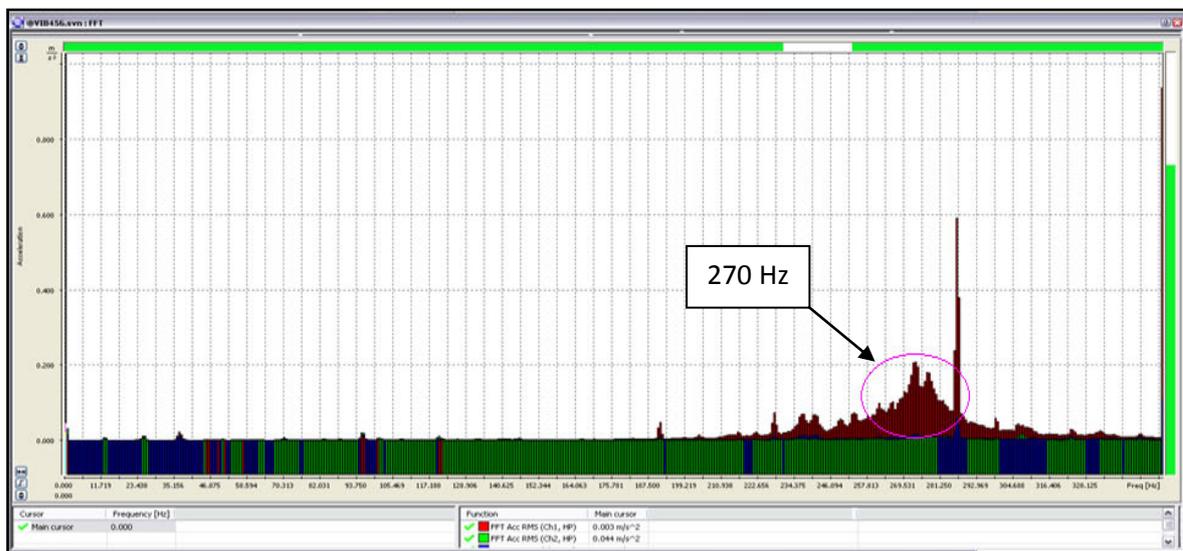
Se creyó interesante ver qué ocurriría si en vez de que la señal procedería de un excitador de vibraciones, lo hiciese del propio motor (velocidad de giro), es decir, que a partir de él se transmitiera las vibraciones al resto del sistema, sin ningún tipo de peso sobre el sistema, actuando como tal, y analizar los problemas de vibración de la máquina para poder determinar

las frecuencias naturales del sistema, ya que, es necesario asegurarse de que no existen frecuencias forzadas cerca de las frecuencias naturales.

Para el análisis de este fenómeno y para ver el comportamiento de los resortes, tanto de su rigidez como de su amortiguamiento cuando se ejerce sobre ellos una fuerza de diferente magnitud, se han colocado los acelerómetros de la siguiente manera:

- Acelerómetro canal 1: placa (*RADIAL*)
- Acelerómetro canal 2: mesa (*RADIAL*)
- Acelerómetro canal 3: parte lateral placa (*RADIAL*)

En el proceso lo que se quiere conseguir es comprender el motivo por el cual aparece esta frecuencia y que maneras tenemos de reducirlas:



**Figura 111:** *Comprobación frecuencia natural interna de los propios muelles cuando actúan sobre ellos una excitación.*

El motivo por el cual aparece la resonancia en torno a la frecuencia de 270 Hz (zona redondeada) sigue siendo por la propia resonancia interna de los muelles, en este caso los resortes no tiene casi desviación estática, su amortiguamiento es mínimo, son demasiados rígidos para el peso que sitúan sobre ellos, la placa se mueve en el sentido en que actúa la fuerza impulsora, y está es mucho menor que cuando se obtenía mediante el excitador de vibraciones, por lo que se consigue un menor aporte de energía debido a que el grado de libertad del cuerpo en movimiento es menor.

El analizador de vibraciones (*SVAN 958*) realiza un promedio de la medida analizada en un intervalo de tiempo concreto que el usuario haya decidido, es ese intervalo, debido a que los muelles no son físicamente iguales, esto se ha comprobado, existe diferencia de tamaños, y al

no estar fijos sobre una bancada, los resortes pueden variar en pocos hercios su frecuencia de resonancia de actuación. Los muelles se ven forzados a trabajar, existe un mayor rozamiento y la amplitud es menor, además aparecen movimientos acoplados en las tres direcciones del eje, por todo ello aparecen picos con diferentes crestas en torno a la zona de trabajo.

En consecuencia, las condiciones de resonancia deben de tratar de ser evitadas en el diseño y construcción de cualquier sistema mecánico. No obstante, en la mayor parte de los casos, las frecuencias de excitación no pueden controlarse al venir impuestas por los requerimientos de carácter funcional del sistema, véase el caso del excitador de vibraciones o del motor, (velocidades de giro). En tal caso, el objetivo será el control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias.

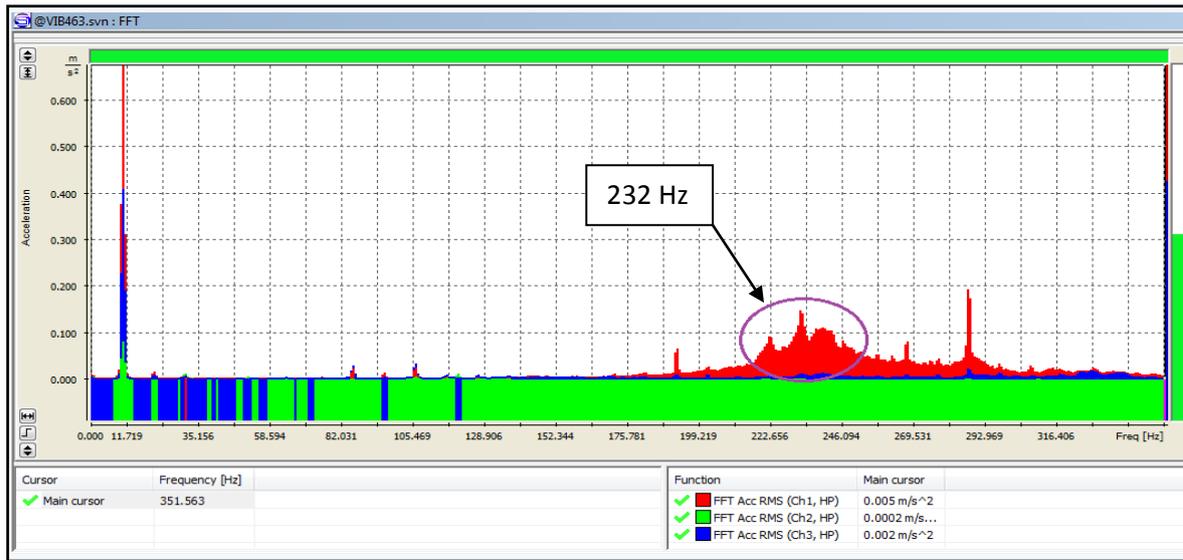
Una vez identificado el problema, se intenta reducirlo, para ello y según la teoría vista, existen básicamente dos formas ya mencionadas con anterioridad que volvemos a indicar:

- 1) Modificar la rigidez ya sea de la parte fija o móvil cambiando el número o colocación de los puntos de apoyo (cojinetes, muelles), lo más habitual será jugar con la rigidez del sistema. En la realización de dicho proyecto solo se conto con un tipo de muelles, es decir, no era posible cambiar la rigidez.
- 2) Modificar la masa, normalmente será la opción menos usual. Si se accede a realizar esto hay varias opciones, cambiar la masa del volante de inercia (a través de pesos, ya que al girar a cierta velocidad con una cierta masa produce una determinada energía cinética:  $E = \frac{1}{2}mv^2$ ) o aumentar la masa del resorte colocando un bloque pesado sobre la misma.

A continuación se va a comprobar si lo explicado se cumple o no, recordando que es el motor el que actúa como excitador en dicho caso. Para ello lo primero que se va a realizar es un aumento del peso del sistema colocando un bloque pesado encima del resorte.

Independientemente de que ahora se actúe con otro excitador, si se aumenta la masa del sistema la frecuencia natural del mismo tendría que disminuir.

Además tendría que prevalecer la componente RADIAL de movimiento vertical en placa sobre las demás, en mesa será casi despreciable, ya que al colocar muelles, independientemente que estos actúan en su zona lineal de trabajo, influyen como aisladores, reducción en la fuerza aplicada-fuerza transmitida, debido a la rigidez y amortiguamiento internos, evitando niveles de amplitud grandes para sus componentes RADIALES. El resultado de lo explicada anteriormente se muestra en la siguiente gráfica:

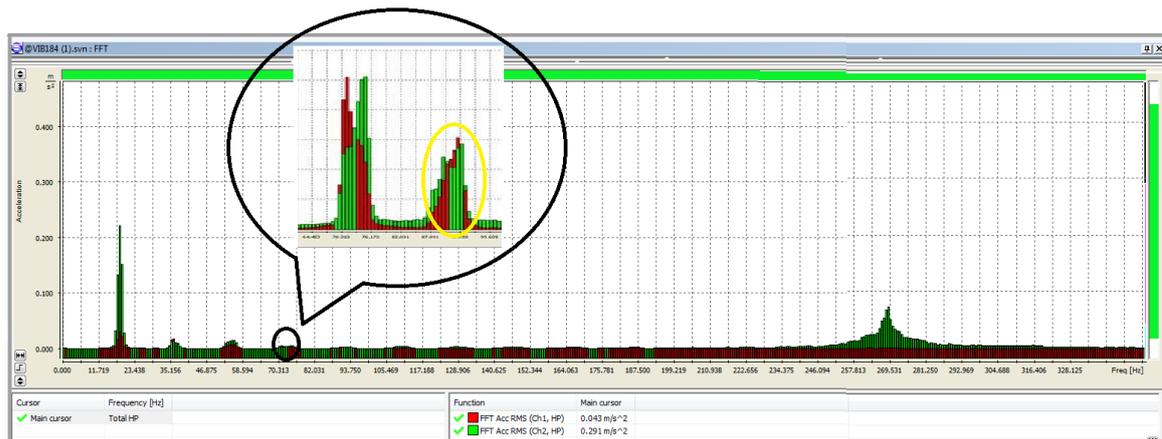


**Figura 112:** *Comprobación frecuencia natural interna de los propios muelles desplazada a la frecuencia 232 Hz debido al aumento másico añadido.*

Un detalle a tener en cuenta, para ciertas frecuencias, es que si se realiza un zoom sobre las mismas, se pueden distinguir resonancias que a simple vista podrían pasar desapercibidas, como se puede observar en la figura 115 mostrada más abajo. Si se fijan en este ejemplo, cae un armónico en 71 Hz, luego parece que no existe resonancia a la a dicha frecuencia, pero si se amplía, se observa que al actuar la excitación sobre la mesa (espectro rojo), la aceleración de la placa crece hasta alcanzar un máximo casi en 74 Hz (espectro verde), es decir, a esta frecuencia la propia vibración de la mesa hace a la placa vibrar con su mayor grado de libertad, una manera más coloquial de expresarlo, a la placa le gusta esta frecuencia, lo que ya tantas veces se ha mencionado, entra en resonancia . Si miramos detalladamente el siguiente armónico (redondeado en amarillo), la aceleración de la placa coincide con la de la mesa, en este caso se estaría hablando de una mera excitación.

Luego habría que considerar la frecuencia de 72,5 Hz como una frecuencia de resonancia del sistema. Como se puede ver este tipo de análisis es muy minucioso, haría falta ir frecuencia a frecuencia para detectar este tipo de anomalías, el objetivo del estudio no se basa en esto, sino en aquellos picos que a simple vista destacan sobre el resto, dentro del rango de bajas frecuencias.

Con esto solo se quería demostrar que dicho análisis puede llegar a ser muy complejo.



**Figura 113:** Análisis FFT para el estudio de la resonancia.

## 2.6. Conclusiones

El aislador tiene una función de reducir la transmisión de la fuerza interpuesta entre la máquina y la estructura de apoyo, de tal forma que la fuerza experimentada por la estructura de apoyo sea menor que la generada dentro de la máquina.

Para que el aislador actúe como tal, debe tener una frecuencia propia, tal que, la zona a aislar se encuentre por encima de raíz de dos la frecuencia propia del aislador (véase punto 2.1 de Aislamiento de Vibraciones). Si esto no es así, se puede considerar, que no se tiene sistema aislante.

En este caso, el sistema aislante funciona correctamente a partir del peso 2, cuando el peso total alcanza los 11,59 kg.

A medida que aumenta la masa, disminuye la frecuencia propia del sistema. Sin embargo, hasta que no se alcanza el peso de 14,01 kg, la frecuencia propia del sistema no disminuye. Esto se debe al desequilibrio, lo que hace que aparezcan movimientos acoplados que aumentan dicha frecuencia de interés.

A partir de 18 kg, el sistema deja de actuar dentro de la zona lineal y la frecuencia propia vuelve a aumentar. En esta zona, el sistema aislante se considera inútil y aparecen fenómenos indeseados.

Otro aspecto a destacar es la frecuencia propia causada por los propios muelles, amplitud de aceleración en torno a los 200 Hz.

Dicho pico es causado por resonancias internas de los aisladores metálicos, atendiendo a su forma y composición. Dichas vibraciones apenas son transmitidas al soporte (mesa, gráfica



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



verde), salvo cuando el sistema ejerce una carga superior a la que debería ejercer para trabajar en la zona lineal (peso 6). En dicha zona los muelles no actúan como tal, sino que lo hacen como apoyos fijos, transmitiendo así gran parte de la vibración al soporte.

Cabe destacar el desdoble que se produce para el peso 5, debido al desequilibrio en la distribución del peso, ocasionando que unos aisladores estén más apretados que otros, lo que ocasiona diferentes frecuencias propias de vibración.

### 3. MODOS PROPIOS.

#### 3.1. Objetivo de la práctica

El objetivo de esta experiencia es la visualización de los modos propios de vibración de la placa rectangular del sistema y su correspondiente comparación con los cálculos teóricos previamente realizados.

Se pretende conocer los primeros modos de resonancia de la placa, para proceder a su identificación en frecuencia y observar en qué medida afecta a la zona bajo estudio, zona de baja frecuencia.

#### 3.2. Equipamiento empleado

Equipo	Marca	Modelo
3 Acelerómetros	PCB Piezotronics	333B50
Excitador de Vibraciones	NOMBRE	Nombre
Analizador de vibraciones	Svantek	SVAN 958
Software de análisis	Svan PC++	--
Nivel Magnético	Kappa	--
Lámpara Estroboscópica	--	--
4 Aisladores Metálicos	Accento	9070-05
Panel de Poliuretano	--	--
Ordenador	--	--
Placa Sistema	--	--

**Tabla 9:** Equipamiento utilizado durante la práctica.

### 3.3. Procedimiento de ensayo

Como ya se sabe, la estructura utilizada como banco de pruebas para estos ensayos fue el sistema formado por una placa rectangular de acero de dimensiones 39.9 x 21.9 x 0.85 cm y con un peso aproximado de 6 Kg, distribuido sobre cuatro muelles que sujetan el sistema, con el objetivo de aproximar suficientemente bien la hipótesis ideal de contorno libre.

Sobre ella, se seleccionan 2 o 3 puntos de medida distribuidos de diferentes maneras según el modo o modos estudiados. Se intentarán localizar con esta distribución los posibles máximos y mínimos de vibración que se producen en la placa para las diferentes frecuencias al excitar la placa con un barrido en frecuencia.

Los modos obtenidos de forma teórica, según las expresiones 4.1 y 4.2, anteriormente citadas en la parte teórica, en función de las dimensiones de la placa, teniendo en cuenta la velocidad de las ondas longitudinales en el acero, son los mostrados en la siguiente tabla:

MODOS		FRECUENCIA REDONDEADA
m	n	fx'
1	1	529,32
2	1	896,95
3	3	1509,68
1	2	1749,64
2	2	2117,28
4	1	2367,49
3	2	2730
5	1	3470,4
4	2	3587,82
1	3	3783,51

2	3	4151,15
5	2	4690,72
...		

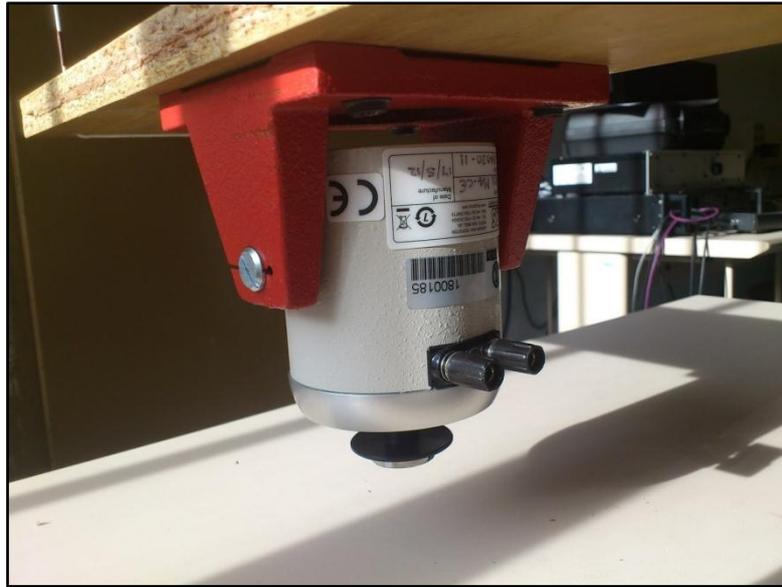
**Tabla 10:** Modos propios calculados teóricamente.

En la tabla 10 se muestran los modos correspondientes a las frecuencias más bajas, ordenados de menor a mayor, según se prevé que van apareciendo en el sistema. Debido a las irregularidades del sistema, la complejidad del cálculo y a que la zona de interés para este estudio es la baja frecuencia, sólo se estudiarán los primeros modos, estando estos marcados en color amarillo.

Para localizar los diferentes modos y proceder a su identificación se hará vibrar la placa en distintos puntos, normalmente en las esquinas, procurando que la excitación no afecte, o afecte en la menor medida posible, el movimiento libre del sistema, mediante un barrido en frecuencia.

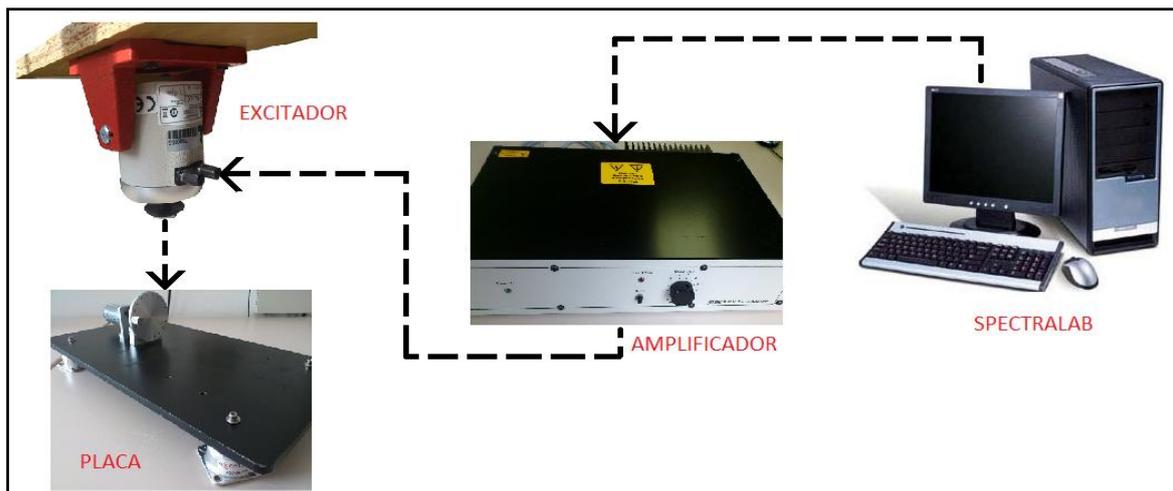
Se coloca la placa metálica rectangular que soporta el sistema sobre los cuatro muelles disponibles y se provoca la vibración a través de un excitador. Mediante las diferentes posiciones de los acelerómetros se buscarán los diferentes patrones y líneas nodales que se forman en la placa, correspondiendo cada patrón a un modo propio o frecuencia propia de vibración de la misma.

En la práctica se ha utilizado un generador de frecuencias contenido en software *SPECTRALAB*, que conectado a un excitador figura 116, el cual, alimentado por un amplificador, mediante un imán pegado a la placa (ya que el campo magnético no tenía la suficiente potencia para excitar el sistema) la excita provocando en ella los fenómenos anteriormente citados. Si se hace vibrar el excitador a diferentes frecuencias, mediante un barrido, como la placa está solidaria con él, también vibrará a dichas frecuencias, produciendo resonancias a las frecuencias modales.



**Figura 114:** *Excitador de Vibraciones.*

El diagrama de bloques utilizado para este ensayo se muestra en la figura 117:



**Figura 115:** *Diagrama de Bloques para estudio modos propios placa.*

La colocación del excitador sobre la placa se aprecia de forma más precisa en la siguiente figura. En ella se observa que el excitador, suspendido en el aire mediante hilos, debe estar nivelado y a una altura tal que no suponga un peso adicional sobre la placa, sino que se mantenga el contacto mínimo necesario para hacerla vibrar.

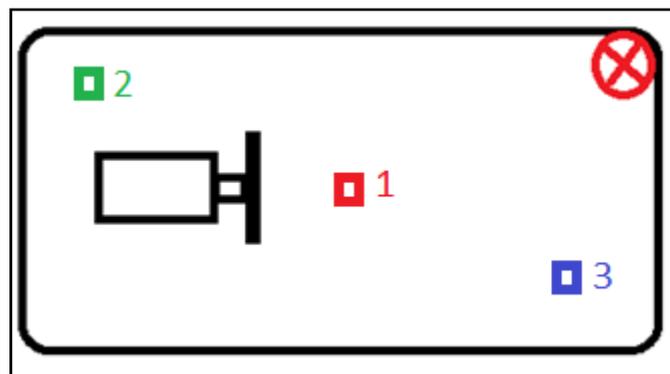


**Figura 116:** Colocación del excitador sobre placa.

Las medidas de vibración serán como en los estudios anteriores. Se mide aceleración de la vibración en 3 canales como máximo. Se analiza con una *FFT* bien hasta 720 Hz, 1400 Hz o 2800 Hz, según sea necesario para cada modo estudiado, con 480 o 960 líneas en función de lo que permite el sistema. Los acelerómetros se pegan con cera en la parte superior de la placa.

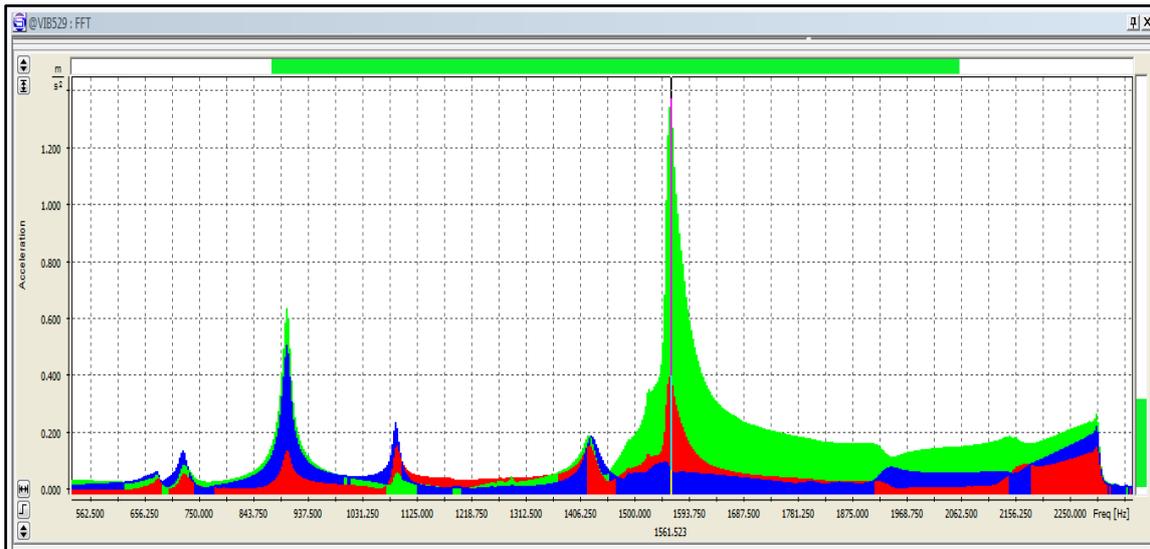
### 3.4. Montajes

La primera medida se realizó con el sistema montado sobre muelles, el excitador en la esquina, tal como muestra la figura 119, y los transductores piezoeléctricos situados tal como muestra el siguiente dibujo:



**Figura 117:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre sistema placa con muelles y motor para un análisis general.

Se excita el sistema con una barrido en frecuencia de 500 hasta 2300 Hz, respectivamente, obteniéndose las figuras siguientes con un análisis *FFT* de 2.8 kHz y 960 líneas:



**Figura 118:** Análisis FFT para un comportamiento general del sistema

Se excitó el sistema con el amplificador configurado a diferentes ganancias y se comprobó que, independientemente de la amplitud de aceleración que mostrasen los picos, la situación de estos máximos en el eje de frecuencias es muy similar, variando en cada medida un par de hercios, a lo sumo.

Una vez comprobada que la aportación de la ganancia al sistema no dará lugar a resultados confusos, el segundo punto a verificar, analizar y resolver será la influencia de los muelles sobre los bordes de la placa, para ello se monta el sistema sobre un material esponjoso, plano, de poliuretano, de la marca *ARKOBEL*, de 4 cm de espesor, sobre el que se apoya toda la superficie de la placa, ver figura 121:



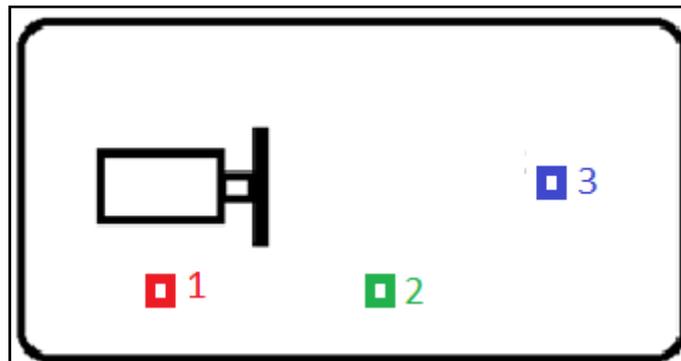
**Figura 119:** Montaje de Placa sobre panel poliuretano.

Cabe recordar, los colores de la gráfica asignados a cada uno de los tres canales disponibles en el sistema y utilizados en los siguientes ensayos.

CANAL 1	ROJO
CANAL 2	VERDE
CANAL 3	AZUL

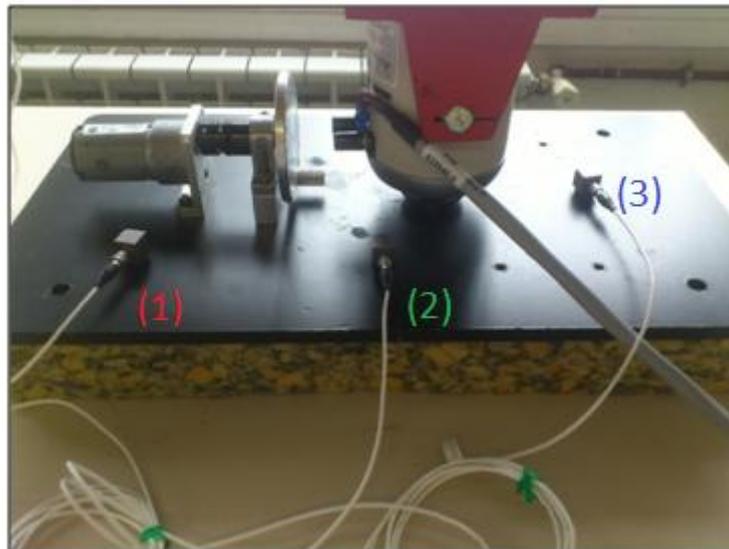
**Tabla 11:** Colores de gráficas correspondientes a cada canal.

Se realiza un barrido logarítmico de 400 a 2800 Hz y se analiza con una FFT de 2.8 kHz y 960 líneas. La disposición de los acelerómetros es tal como muestra la figura 122, y la excitación una vez en el centro y otra en una esquina.

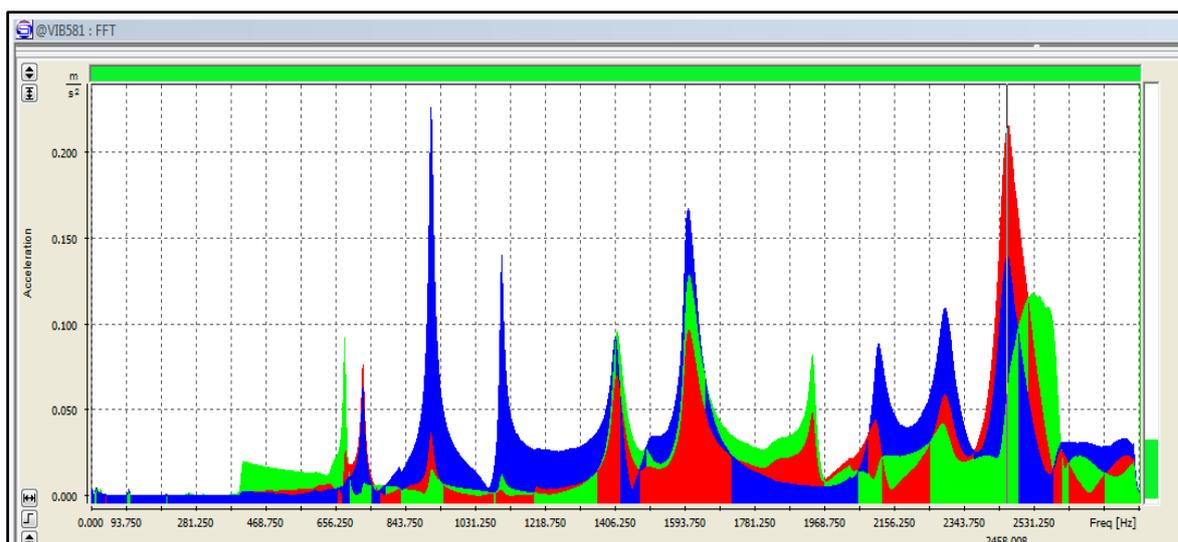


**Figura 120:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre sistema placa con material de poliuretano y motor.

Cuando excitamos en el centro, exactamente como muestra la foto de la figura 123, la gráfica obtenida se muestra en la figura que la precede:



**Figura 121:** Procedimiento de ensayo sobre sistema placa con material de poliuretano y motor.

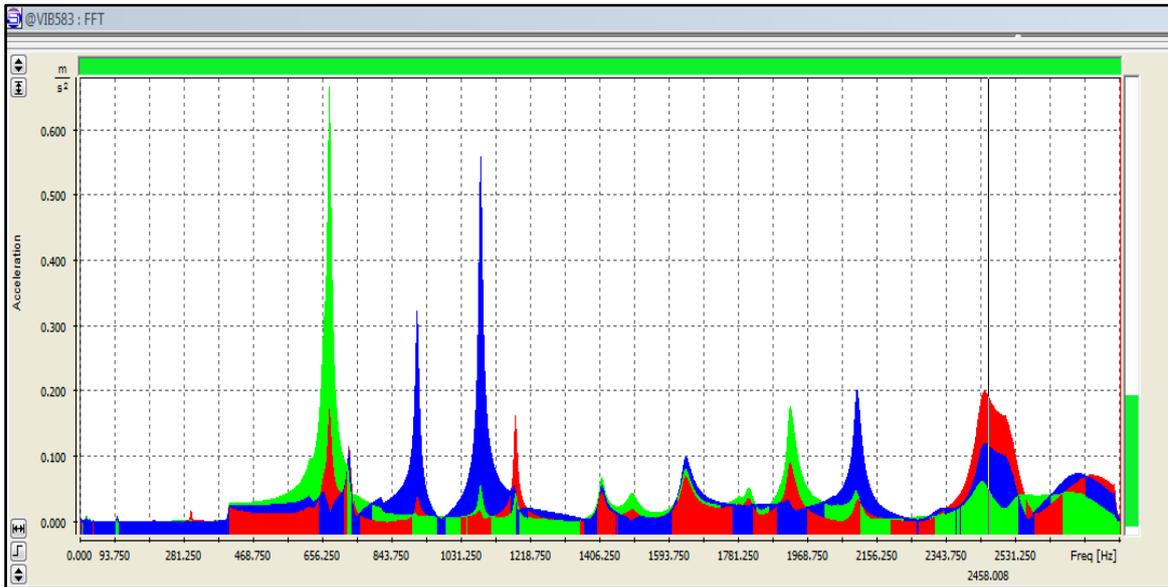


**Figura 122:** Análisis FFT sobre el sistema placa con material de poliuretano y motor excitando en el centro de la placa.

En ella, el número de picos que aparecen es excesivo, pues la excitación está situada en el centro de la placa, afectando mucho al movimiento libre de las diferentes partes. Se puede apreciar como el tercer canal (azul), ofrece los valores de aceleración de mayor amplitud, y el mayor número de máximos. Esto es debido a la cercanía de dicho acelerómetro a la excitación, además que éste se localiza en la zona de mayor movilidad de la placa.

Con este ensayo se pretende, al mismo tiempo que se compara el comportamiento de las diferentes configuraciones (espuma o muelles), observar el mal funcionamiento del sistema cuando se excita en las zonas centrales.

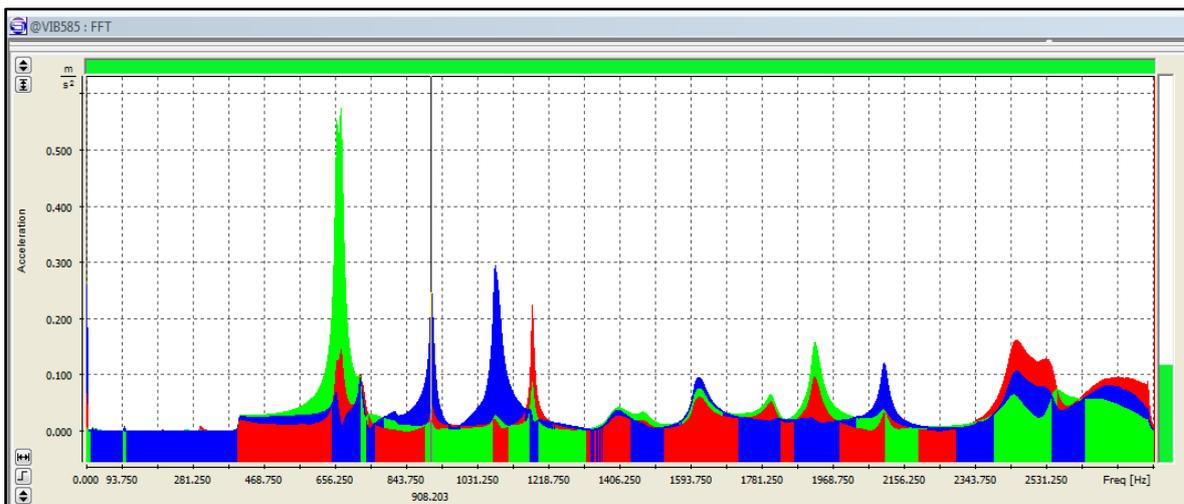
Se excita ahora, de forma correcta, en la esquina, dotando así a la placa de mucha más libertad.



**Figura 123:** Análisis FFT sobre el sistema placa con material de poliuretano y motor excitando en una esquina de la placa.

Se puede apreciar, que el hecho de excitar en la esquina, nos proporciona un espectro mucho más “limpio”. Esta gráfica, aunque seguramente también tenga sus irregularidades, es mucho más fiable que la anterior, ya que cuando se sitúa la excitación en una de las esquinas de la placa, teóricamente no se afecta a ninguna línea nodal, y por lo tanto podemos considerar que la placa se mueve con total libertad.

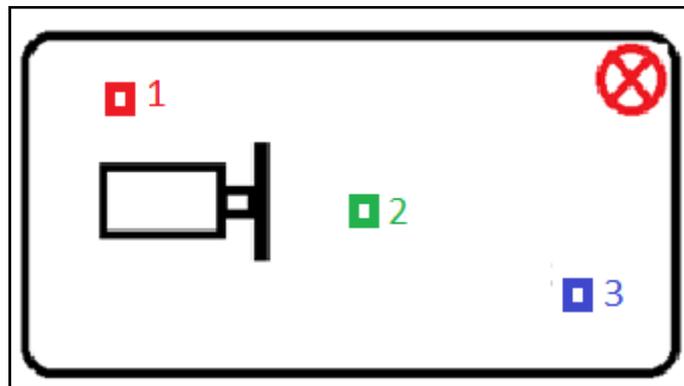
Si ahora se vuelve a soportar el sistema con los muelles ACCENTO 9070 - 05, la gráfica obtenida será muy similar, para la misma situación de los acelerómetros:



**Figura 124:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles con excitando en una esquina.

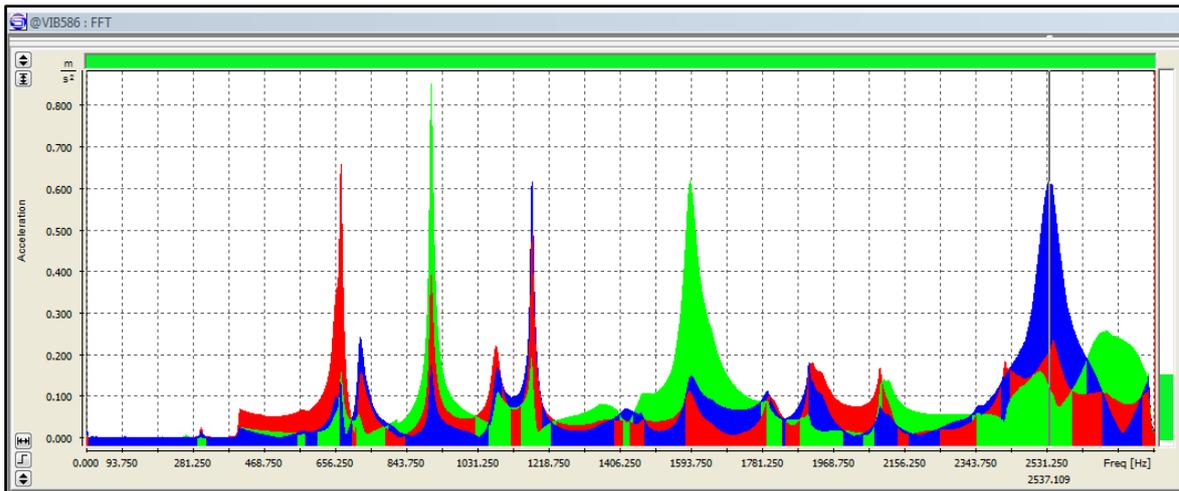
Se puede observar que la figura es muy similar, difiriendo en pequeños valores de amplitud. Por lo que la diferencia entre apoyar la placa sobre un material de poliuretano o sobre resortes será mínima, se decide realizar el estudio eligiendo la segunda opción.

A continuación se probaron diferentes situaciones para posteriormente proceder a la identificación de cada uno de los modos. Después de varios estudios se dedujo que para la medida anterior, el canal 3 se situaba excesivamente cerca de la excitación, por lo que estaría muy influenciado por la misma. Para obtener una gráfica en la cual los modos propios teóricos obtenidos aparecieran para las frecuencias correspondientes, se realizó una disposición en la cual los acelerómetros no están tan cerca de la excitación, como se puede ver a continuación:



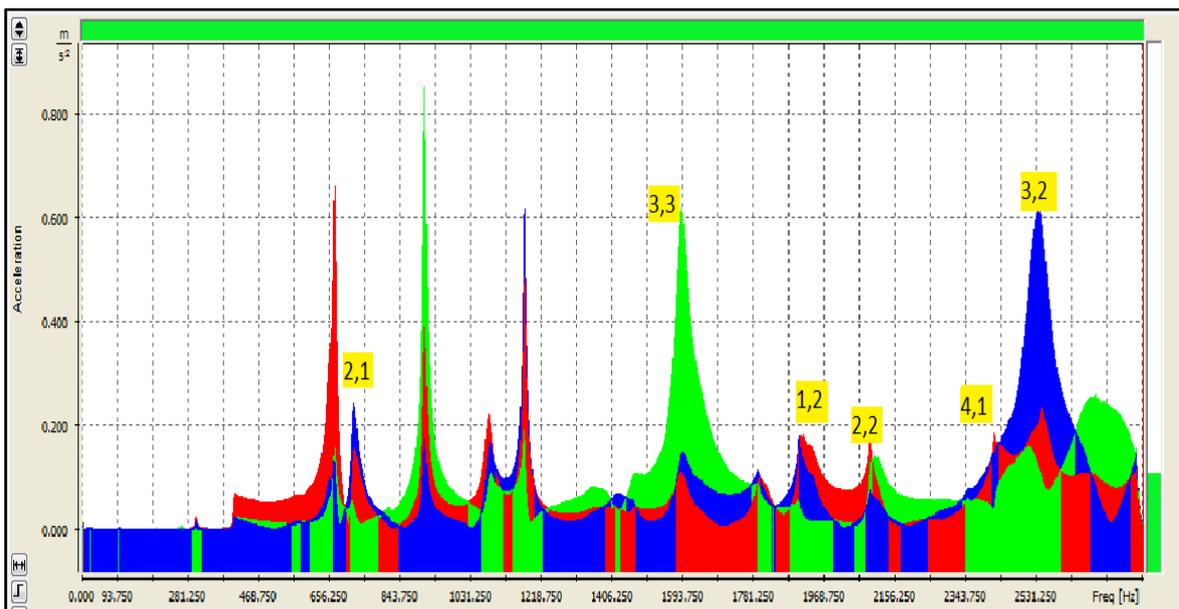
**Figura 125:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre sistema placa más muelles y motor.

Para la que se obtiene la gráfica de la figura 128.



**Figura 126:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles

Observando la disposición de los acelerómetros en este último ensayo y con las frecuencias de los modos calculados teóricamente, realizando una comparativa se puede relacionar cada pico con un modo, mostrándose el resultado en la figura 129:



**Figura 127:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificando, a priori, los diferentes modos propios.

En las diferentes situaciones estudiadas hasta ahora, siempre han aparecido amplitudes en más frecuencias de las esperadas, esto es debido a las irregularidades del sistema, ya que el motor está anclado a la placa, esta está agujereada (esto apenas influye) y el excitador está pegado a la placa, produciendo una oscilación forzada y privando al sistema de plena libertad. Esto da lugar a otras resonancias y fenómenos que no se contemplarán en este estudio.

Visto el comportamiento general del sistema e identificados cada uno de los picos, en las diferentes situaciones, se procede a analizar de forma más detallada cada uno de los modos.

### 3.5. Estudio modo a modo

De todos los modos calculados teóricamente, como ya se indicó, se estudiarán los primeros, ya que para frecuencias altas el análisis resulta muy complejo y de poco interés para este estudio.

La tabla 12 indica los modos que se van a estudiar así como las diferentes frecuencias teóricas de dichos modos.

MODOS		FRECUENCIA REDONDEADA
m	n	$f_{x'}$
1	1	529,32
2	1	896,95
3	3	1509,68
1	2	1749,64
2	2	2117,28
4	1	2367,49
3	2	2730

**Tabla 12:** Frecuencias correspondientes a los modos propios bajo estudio.

#### Modo 1,1

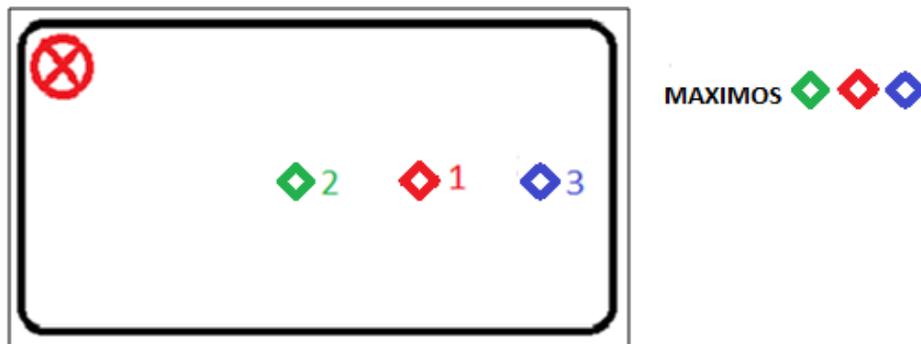
Dicho modo es el primero que aparece a la hora de calcular las frecuencias correspondientes a la excitación del sistema. Sin embargo la expresión utilizada para dicho cálculo (expresión 4.2) no se corresponde con las condiciones reales de dicho sistema y seguramente no se cumplan las características esperadas que debe tener la amplitud de la vibración en los diferentes puntos a esta frecuencia.

A la frecuencia de vibración de este modo se espera que la placa vibre toda ella sin ninguna línea nodal que la divida (vibra como una única parte). De esta forma la placa vibrará con mayor amplitud, y por lo tanto mayor aceleración, en el centro, y esta irá disminuyendo a medida que el transductor se acerque a los extremos.

Como ya se había expuesto, después de una serie de estudios se obtuvo una configuración de acelerómetros para la cual se obtenía una gráfica resultado que identificaba de manera correcta los picos que hacían referencia a las frecuencias que correspondían a los valores teóricos de los modos.

Para dar firmeza a cada uno de los modos estudiados se busco una segunda configuración, para la cual se supiera con certeza que el modo que se está analizando aparece y coincide con el pico de amplitud de aceleración que se piensa que es.

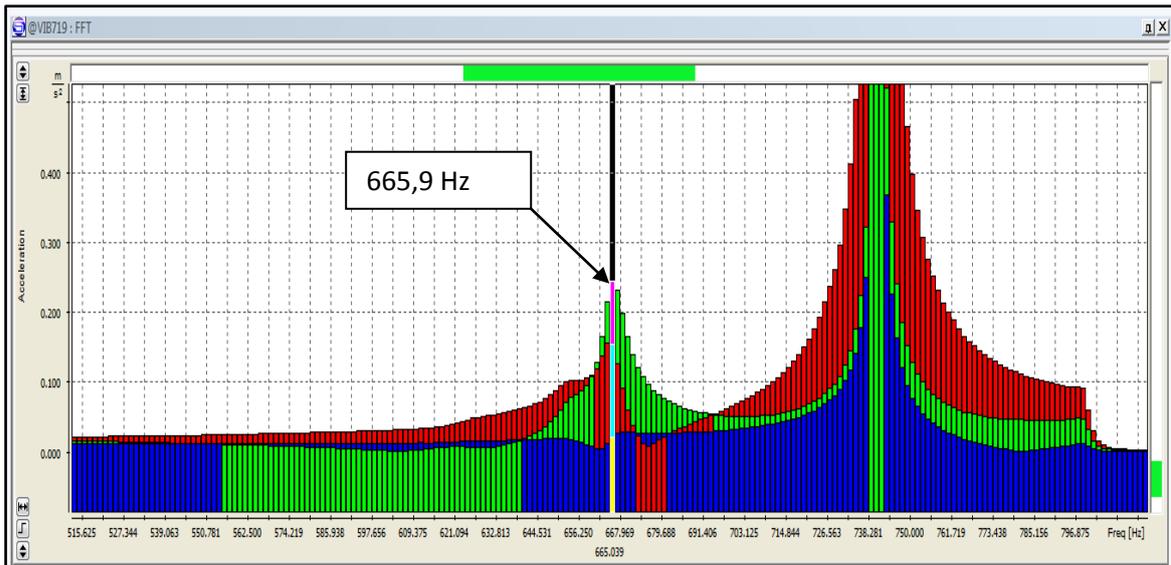
Por consiguiente, para este primer modo, se realizaron múltiples pruebas, con y sin motor sobre la placa y solo en un caso se obtuvieron los resultados buscados. La distribución de los acelerómetros para esta prueba es la mostrada en la figura 130, donde el modo 1,1 se manifiesta con mayor amplitud.



**Figura 128:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,1.

En ella se extrajo el motor y se excito el sistema con un barrido logarítmico en frecuencia de 350 Hz hasta 800 Hz de 80 segundos de duración y se realizo un análisis FFT de 1,4 kHz y 960 líneas.

La gráfica obtenida se muestra a continuación:



**Figura 129:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,1.

Como se esperaba, el canal dos (verde) tiene un nivel superior al uno (rojo) y este a su vez superior al recogido por el tercer acelerómetro.

Resulta un tanto extraño el hecho de que el acelerómetro correspondiente al tercer canal tenga un nivel tan bajo. Podría pensarse que está mal adherido a la placa. Esto se descarta ya que en el pico correspondiente al siguiente modo si se registra vibración. Lo único que queda pensar es que se ha situado sobre una línea nodal.

Cabe destacar la frecuencia a la que aparece el primer modo, en este caso el 1,1. Dicho modo aparece en torno a los 666 Hz y no alrededor de 530 Hz como se esperaba del cálculo teórico.

Dadas las irregularidades vistas, y la complejidad que presenta la vibración correspondiente a este modo, se recurre a un software sofisticado con el fin de hallar la forma "real" que podría llegar a tomar dicha placa para las diferentes frecuencias modales.

Este software es conocido como ANSYS, gracias a su funcionalidad, permitió la simulación de la placa montada sobre los cuatro resortes obteniéndose los primeros modos.

Ahora las frecuencias obtenidas son muy diferentes y las formas de los modos son similares a las esperadas, pero en este caso los bordes no se consideran fijos.

La primera figura obtenida se relaciona con el modo 1,1, en ella se puede observar que se cumplen las características de un sistema real.

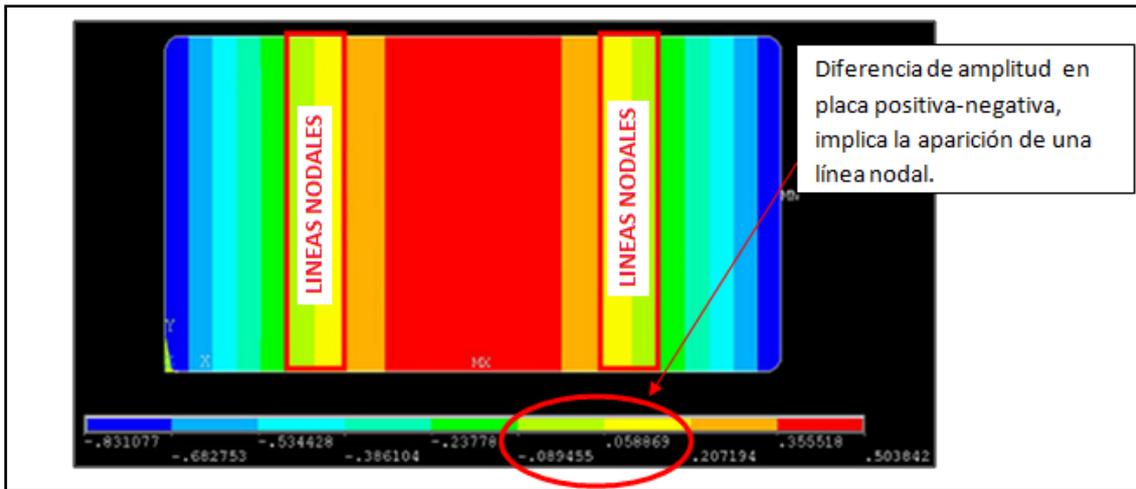


Figura 130: Análisis en ANSYS del modo 1,1.

En la figura 132 se puede observar la amplitud que toma la placa en las diferentes zonas.

Ahora, de acuerdo a esto, se excita el sistema con un barrido en frecuencia, logarítmico, desde 300 Hz hasta 800 Hz de 60 segundos de duración y se realiza un análisis FFT de 1,4 kHz y 960 líneas.

En base a los datos obtenidos en la gráfica anterior mediante ANSYS, en la que se localizan las líneas de mínima vibración (nodos) que permiten distinguir en qué puntos de la placa aparecen amplitudes mínimas, se dedujo en que lugares debían de situarse los acelerómetros de manera adecuada para obtener los resultados esperados. De esta manera para el primer ensayo se eligió una distribución de los acelerómetros tal como se muestra en la figura 133:

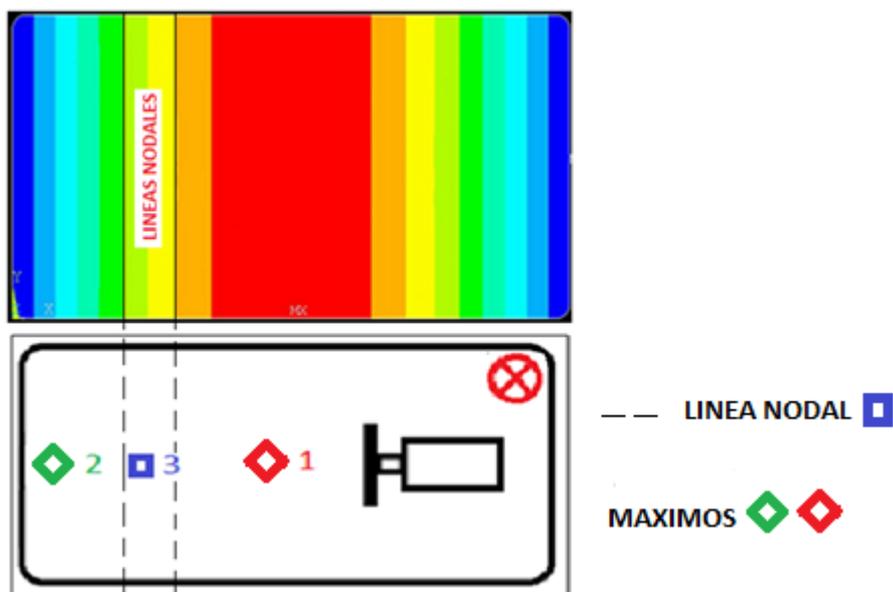
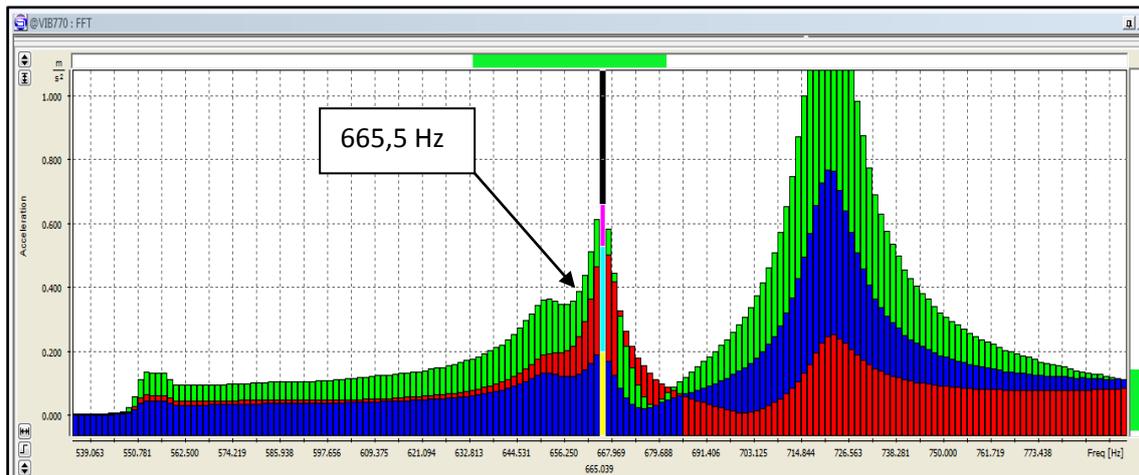


Figura 131: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,1 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS.

Con esta configuración se pretende que el canal 3 este cerca de la zona de mínima vibración, ya que fijándonos en la gráfica de ANSYS (zona redondeada en rojo), entre los colores verde pistacho y amarillo existe un mínimo, mientras el canal 2 (verde) se espera que tenga una amplitud superior a la del canal 1 (rojo), y por lo tanto que ambos adquieran mayor nivel que el canal 3 (azul).

La gráfica obtenida se muestra en la figura 134:



**Figura 132:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,1 a partir de los datos obtenidos en ANSYS.

Como era de esperar según el esquema de colorimetría, el canal 2 (verde) tiene una mayor amplitud, se ha situado lo más cerca posible del borde para que adquiera así un mayor nivel de aceleración que el obtenido en el canal 1, situado en el centro de la placa, se podría decir que se cumple de manera bastante fiable los valores teóricos obtenidos mediante el programa ANSYS.

Por el contrario el canal 3 adquirirá un nivel notablemente inferior a los otros dos canales, ya que está situado cerca de la zona de menor vibración de la placa.

Se concluye así que el modo 1,1 se sitúa a la frecuencia de, aproximadamente, 666 Hz, no cumpliéndose las características esperadas en el cálculo teórico pero si la forma de vibración ofrecida por el software de simulación ANSYS.

### Modo 2,1

El modo 2,1, se corresponde con una línea nodal en el centro y un máximo a cada lado de esta, tal como se muestra en la figura:

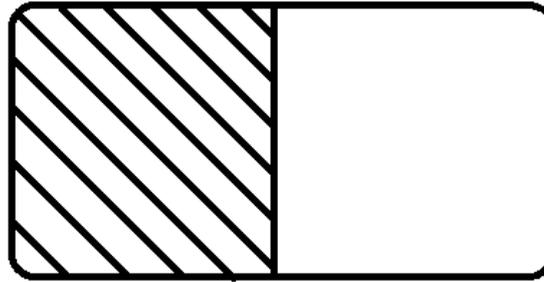


Figura 133: Patrón de vibración típico del modo 2,1.

Para hallar dicho modo, se excitó el sistema y se colocaron los acelerómetros en la posición para la cual se pensó que se obtendrían las amplitudes correspondientes a dicho modo, de esta manera se situó el canal 3 en el centro de la placa, sobre la línea nodal y a la misma altura que los otros dos canales, en una zona alejada de los bordes. Mientras los canales 1 y 2 se colocaron en cada uno de los posibles máximos como se aprecia en la figura 136.

Se excita el sistema con un barrido logarítmico de 400 Hz a 1kHz y se analiza con una FFT de 1.4 kHz y 960 líneas.

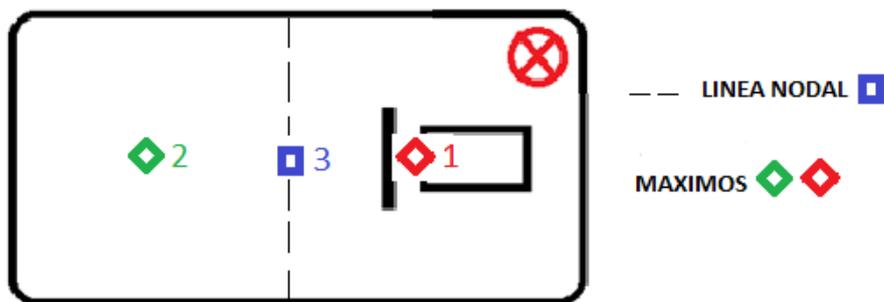
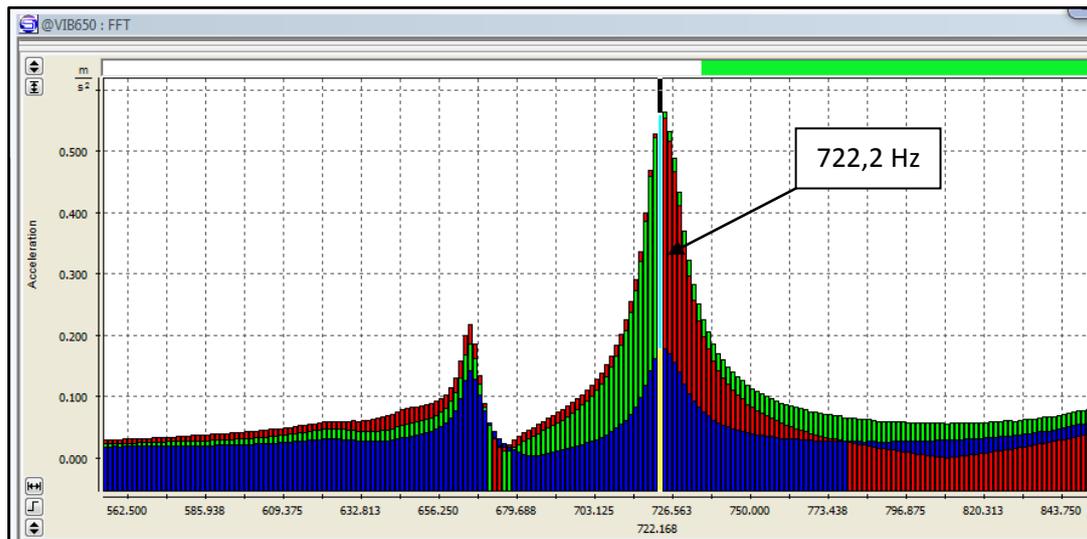


Figura 134: Configuración transductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,1. El transductor 1 se encuentra situado bajo el eje del motor.

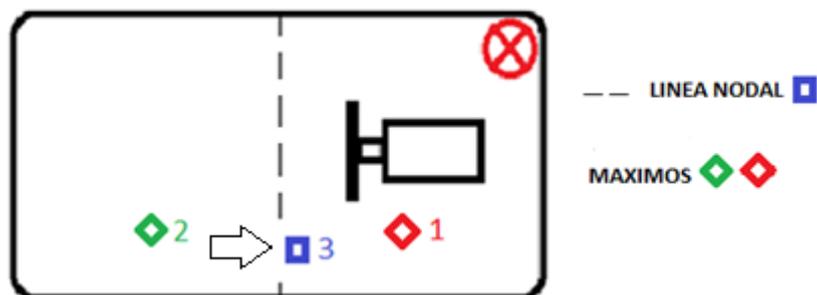
La disposición que corresponde a la gráfica mostrada en la figura 137 es la siguiente:



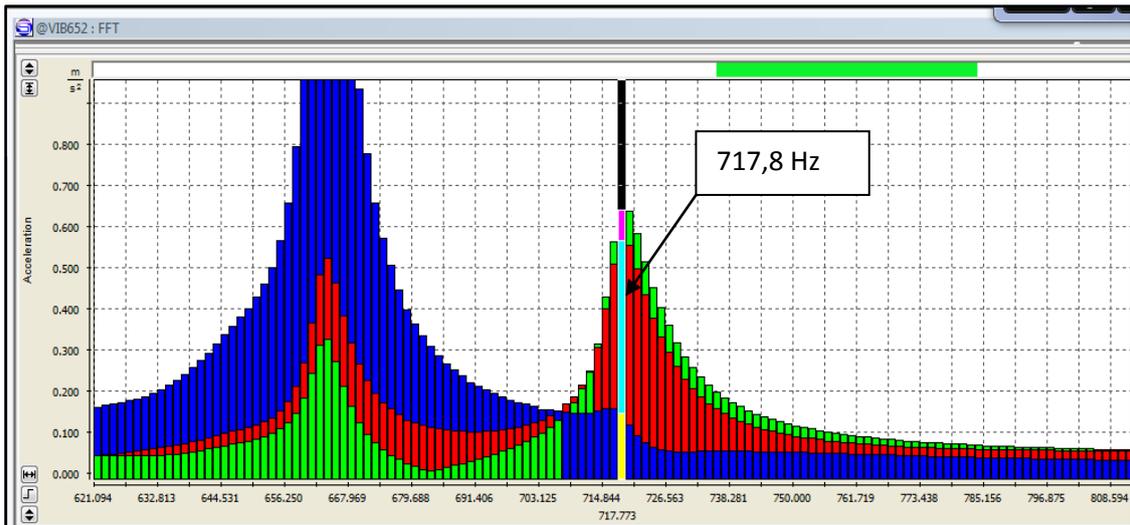
**Figura 135:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,1.

Como era de esperar se puede ver como la diferencia entre el nivel de aceleración recogido por el canal 3 y el recogido por los canales 1 y 2, ambos con la misma amplitud prácticamente, es notablemente inferior. Esta diferencia en amplitud no basta para decir que el modo 2,1 se manifiesta sobre la placa de forma correcta, ya que sigue apareciendo amplitud de vibración en lo que por definición es considerado una línea nodal, se busca amplitud nula.

Para comprobar este hecho, se realiza una configuración de acelerómetros como la de la figura 138. Tras varios intentos se consigue, desplazando el tercer acelerómetro hacia la derecha respecto del centro de la placa, intentando localizar la línea nodal con más exactitud, obteniendo el resultado que se puede apreciar en la siguiente gráfica:



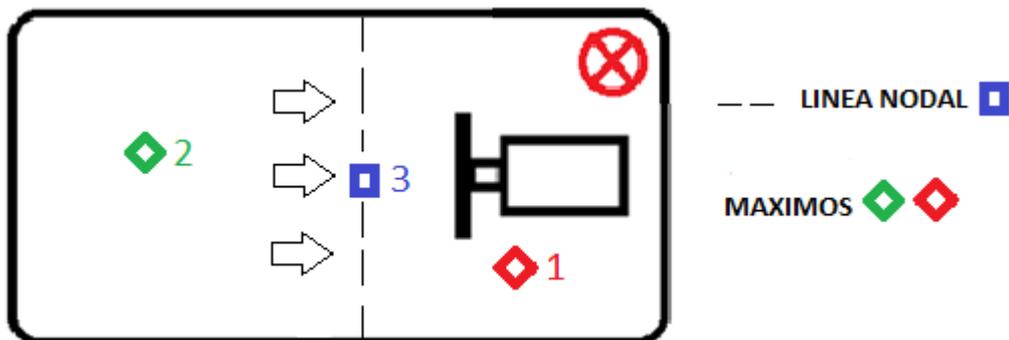
**Figura 136:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,1.



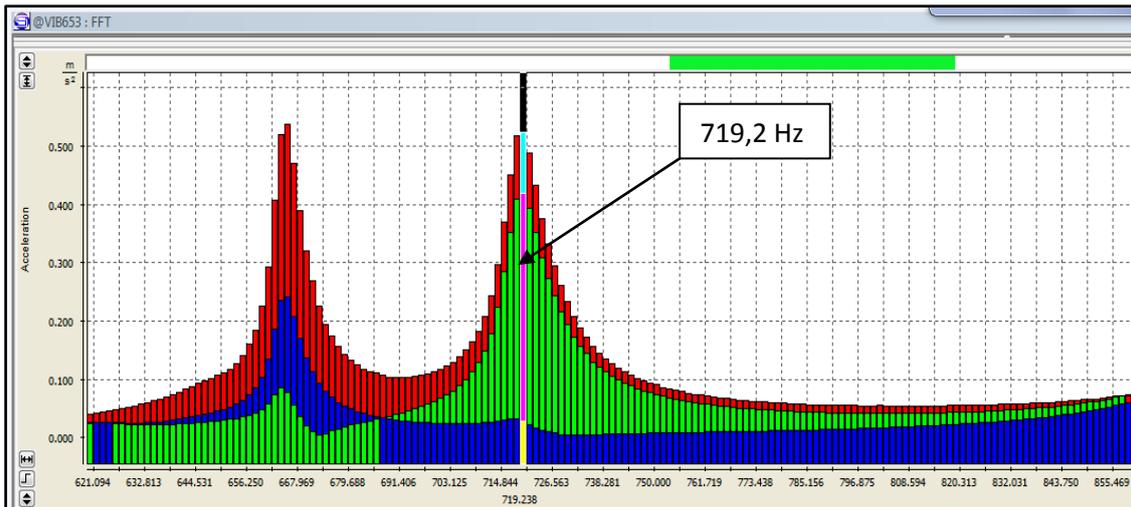
**Figura 137:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,1.

Muy acertada esta configuración de transductores, pues la amplitud de aceleración recogida por el canal 3 (azul), ha disminuido en gran medida. Esto afianza la afirmación de que en esa zona hay un nodo, es decir, que en la frecuencia de 720 Hz aproximadamente se sitúa el modo 2,1.

Como última prueba, sobre la línea nodal para la cual la placa bajo estudio tiene una línea nodal, se desplaza el tercer acelerómetro hasta el centro de la misma. Los otros dos acelerómetros se sitúan uno en cada zona libre, pero esta vez aleatoriamente.



**Figura 138:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,1.

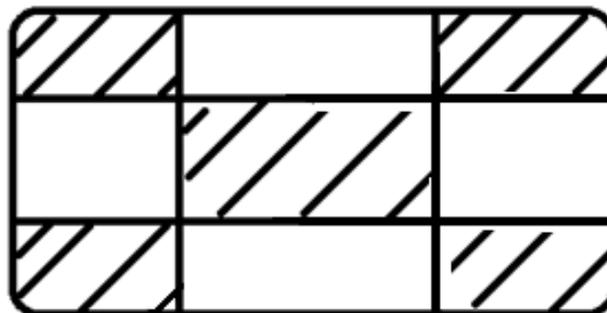


**Figura 139:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,1.

Al desplazar el acelerómetro 3 al punto central de la línea nodal donde la existencia de un mínimo está asegurada se observa cómo ha disminuido el nivel, hasta el punto de que se puede considerar prácticamente como amplitud nula, mientras que el canal 1 y 2 siguen teniendo niveles muy similares. Por lo que el modo 2,1 se manifiesta aproximadamente para la frecuencia de 720 Hz.

### Modo 3,3

La distribución de máximos y líneas nodales correspondiente a este modo es la mostrada en la figura 142.



**Figura 140:** Distribución máximos y líneas nodales típica de modo 3,3.

Como se ha visto en apartados anteriores, la distribución de máximos y nodos es bastante diferente a la esperada teóricamente. Como este modo es un tanto complejo será necesaria la ayuda que nos proporciona el software de simulación ANSYS, obteniéndose los datos que se pueden observar en la figura 142, que servirán de guía para la realización de los ensayos sucesivos.

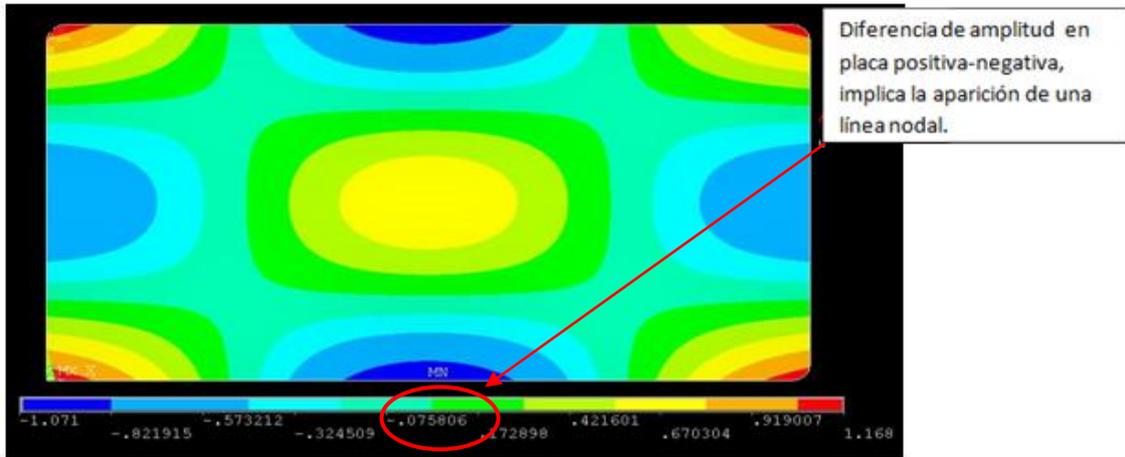


Figura 141: Análisis en ANSYS modo 3,3.

Se excita el sistema con un barrido en frecuencia, logarítmico, desde 1,4 kHz hasta 1,7 kHz, de 60 segundos, y se hace un análisis FFT de 2,8 kHz y 960 líneas.

Con la distribución correspondiente a la figura 143 se pretende conseguir que el canal 2 se sitúe en una zona de vibración mínima (cerca de una línea nodal), situando los otros dos canales en zonas de notable amplitud de aceleración de la vibración.

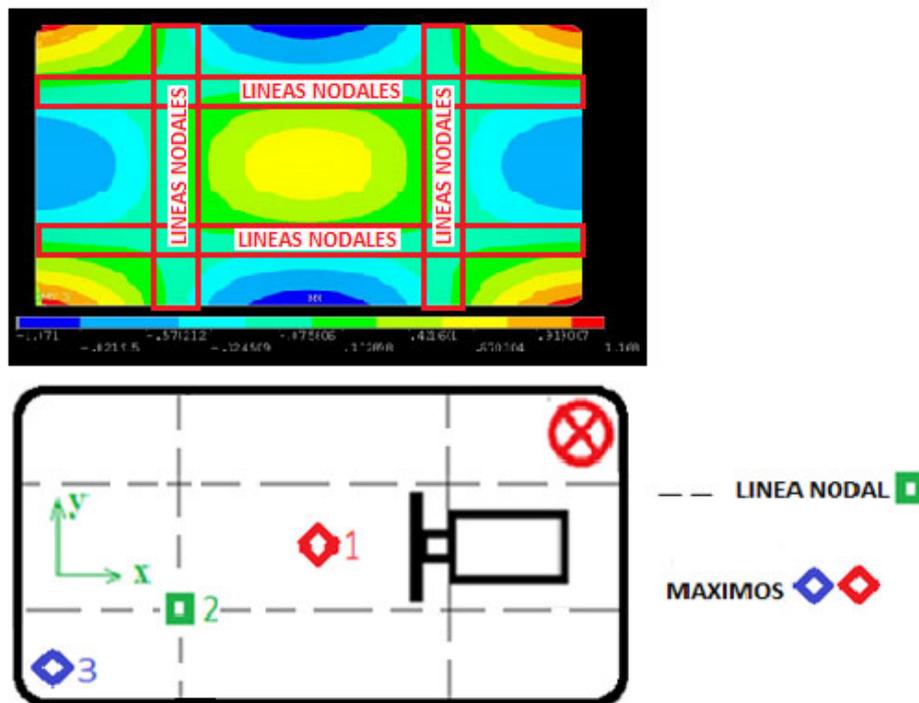
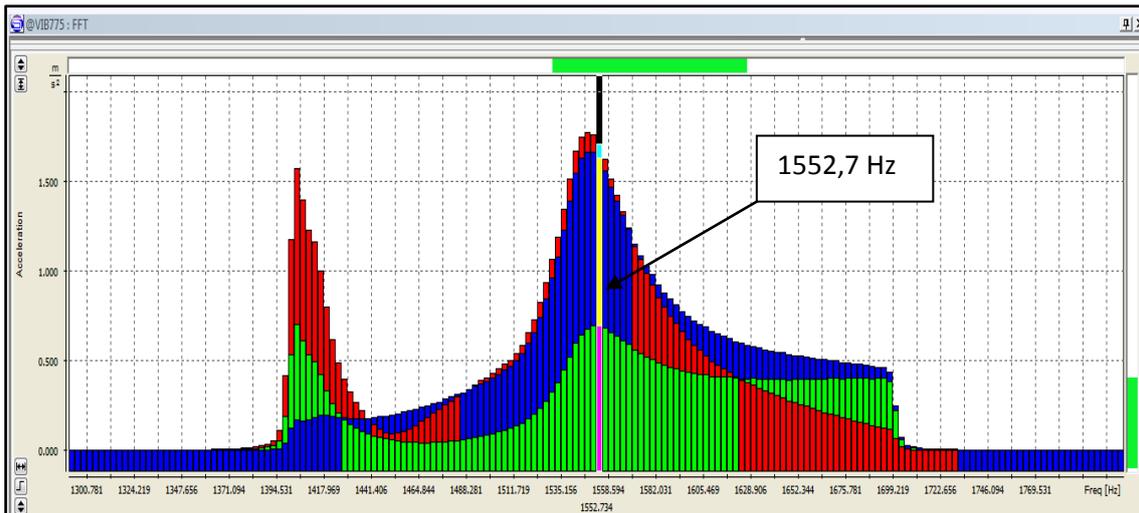


Figura 142: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 3,3 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS.

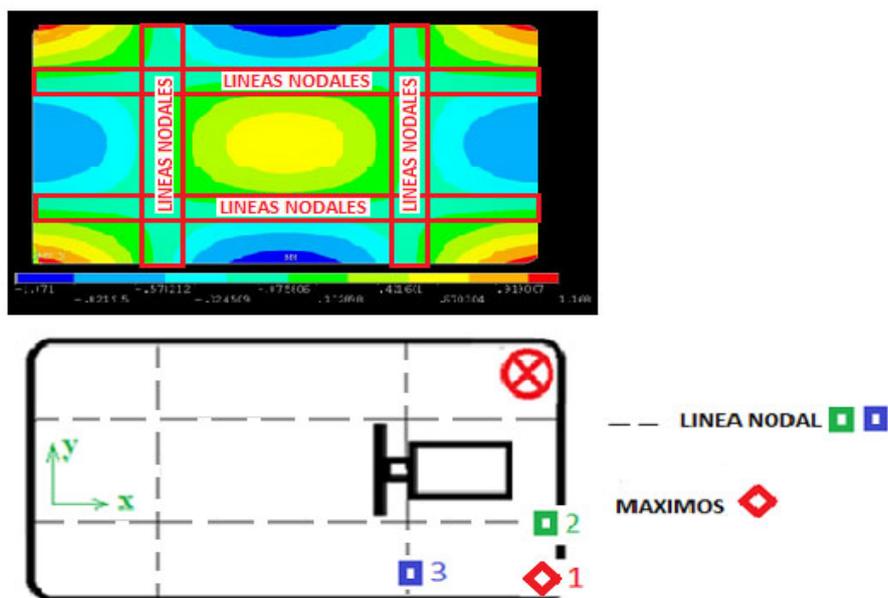


**Figura 144:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 3,3 a partir de los datos obtenidos en ANSYS.

En primer lugar, destacar que dicho modo se produce a la frecuencia de 1552 Hz, no muy lejos de la esperada teóricamente, mediante la expresión 4.2, de 1508 Hz.

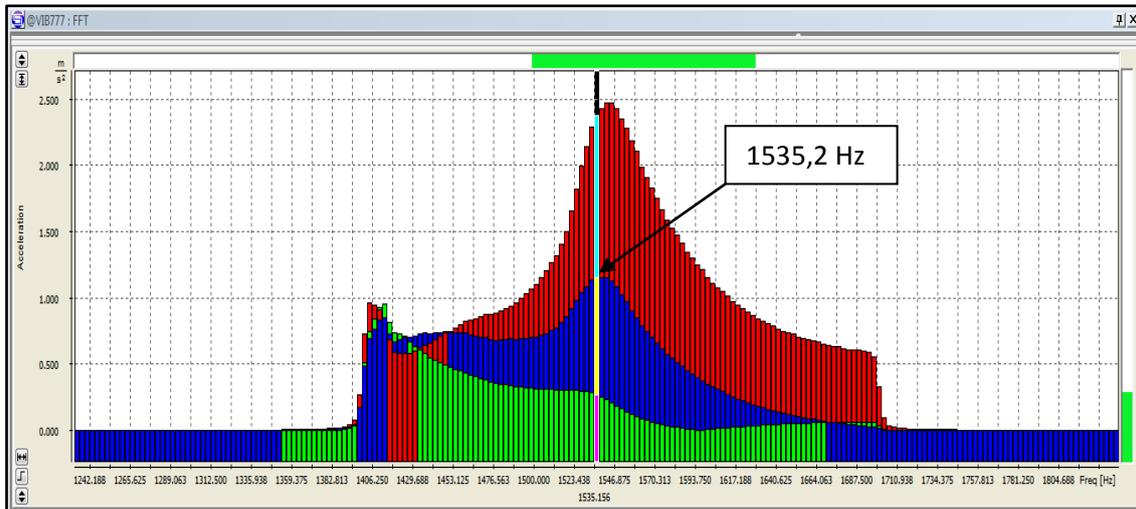
Como era de esperar y debido a la mayor exactitud que proporciona el programa ANSYS, se han obtenido unos resultados que podrían considerarse muy cercanos a los esperados, con máximos en los canales 1 y 3 y una amplitud mínima para el canal 2 (nodo).

Para concluir las pruebas correspondientes al modo 3,3 y dar firmeza al ensayo anterior se realiza un segundo experimento, se colocan los transductores de forma similar a la mostrada en la figura 145, obteniéndose la grafica que muestra en la figura que la precede.



**Figura 143:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 3,3 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS.

Con esta distribución se busca que el canal 1 tenga una amplitud de aceleración relevantemente superior a la obtenida por los transductores correspondientes a los otros dos canales, situados sobre o cerca de líneas nodales (zonas de vibración mínima).



**Figura 144:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 3,3 a partir de los datos obtenidos en ANSYS.

Se observa a simple vista que se cumplen las características esperadas. Ahora el transductor del canal 2 (verde) está situado de forma más acertada sobre una zona de vibración mínima, mientras que el canal 3 (azul) no se ha colocado de manera correcta sobre la línea nodal, ya que un mínimo desplazamiento de este hacia un lado u otro produce que no se capte la zona de mínima vibración y de una mayor amplitud, como es el caso. Aun así está por debajo de la amplitud captada por el canal 1, el cual está situado sobre un máximo, por lo que el ensayo se puede considerar correcta.

Con esto se afirma que existe en dicho sistema el modo 3,3, no a la frecuencia calculada mediante la fórmula teórica, pero si alrededor de los 1540 Hz.

### Modo 1,2

Para el modo 1,2, la distribución de los máximos es similar a la anterior, solo que ahora la línea nodal es perpendicular a la del modo 2,1, es decir, paralela al eje x:

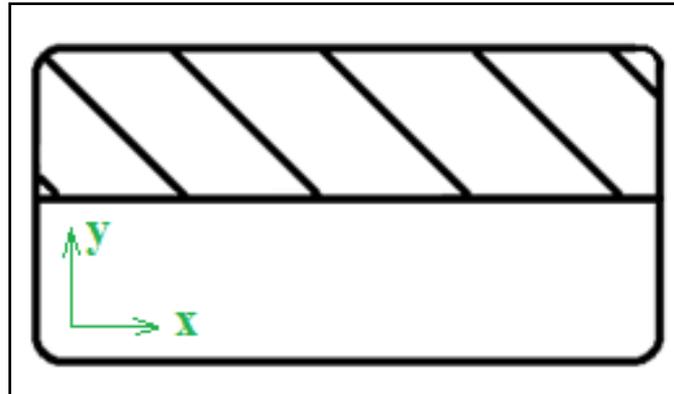


Figura 145: Distribución máximos y líneas nodales típica del modo 1,2.

Como el cálculo teórico dice que este modo está en torno a los 1750 Hz, se realiza un barrido en frecuencia de 1.5 kHz a 2 kHz y un análisis FFT de 2.8 kHz y 960 líneas.

La situación de los transductores de aceleración es la mostrada en la figura 148, en la que se pretende obtener máximos en los canales 1 y 2 y mínimo en el tercero, excitando en la esquina por los motivos citados anteriormente, obteniéndose los datos analizados en la figura 149:

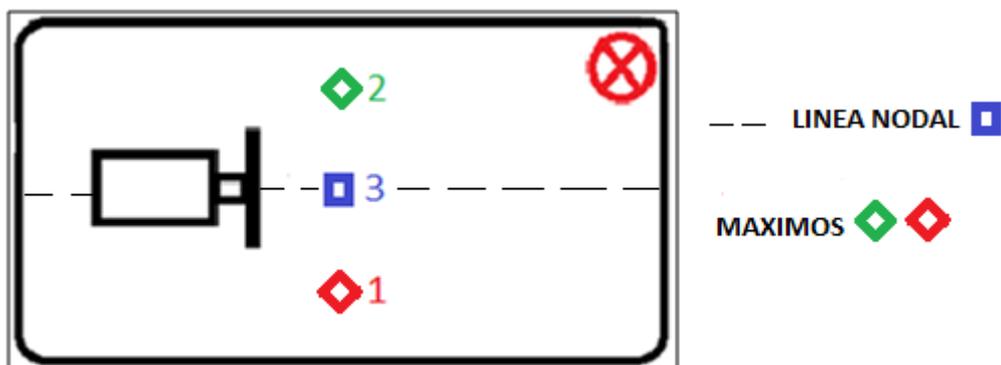
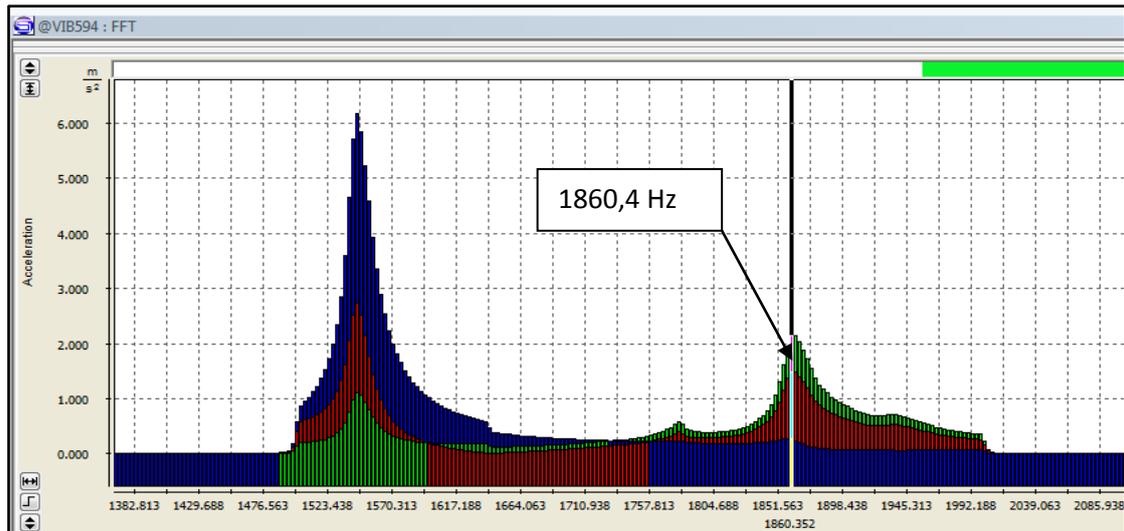


Figura 146: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,2.



**Figura 147:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,2.

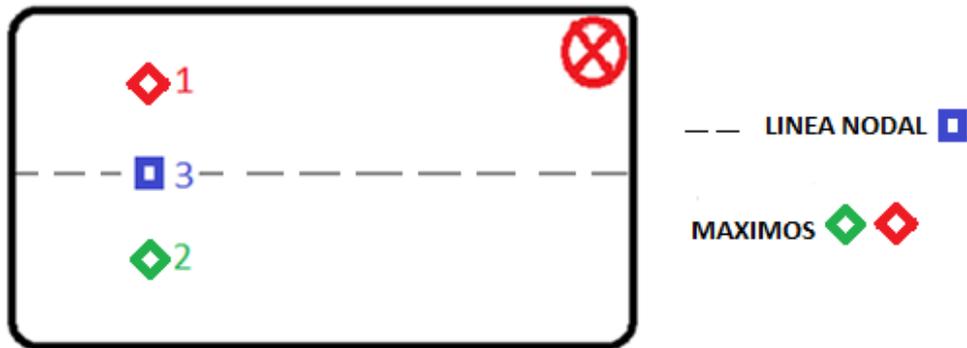
Como ocurría con otros modos, este tampoco tiene lugar en la frecuencia calculada teóricamente, dadas las diferencias reales con el modelo teórico. Dicho modo no se sitúa a la frecuencia de 1750 Hz como se creía por el cálculo teórico, sino alrededor de 1860 H.

El canal 3, situado en el centro de la placa tiene un valor de amplitud muy bajo respecto al valor recogido en los otros dos canales, situados en máximos de vibración, por lo que la disposición de los acelerómetros es la correcta. Cabe destacar el nivel de aceleración ligeramente superior recogido por el canal 2 respecto del 1, debido quizá a la cercanía de los transductores a la excitación.

Basándonos en los datos obtenidos en la gráfica anterior y teniendo en cuenta la gráfica de la figura 129, en la cual se mostraban los picos de amplitud de aceleración correspondientes a cada frecuencia, podría ser discutible para esta medida el hecho de que como era de esperar el modo 1,2 se encuentre más cerca de 1750 Hz, ya que a 1780 Hz aproximadamente también se aprecia un pico que cumple las características de dicho modo.

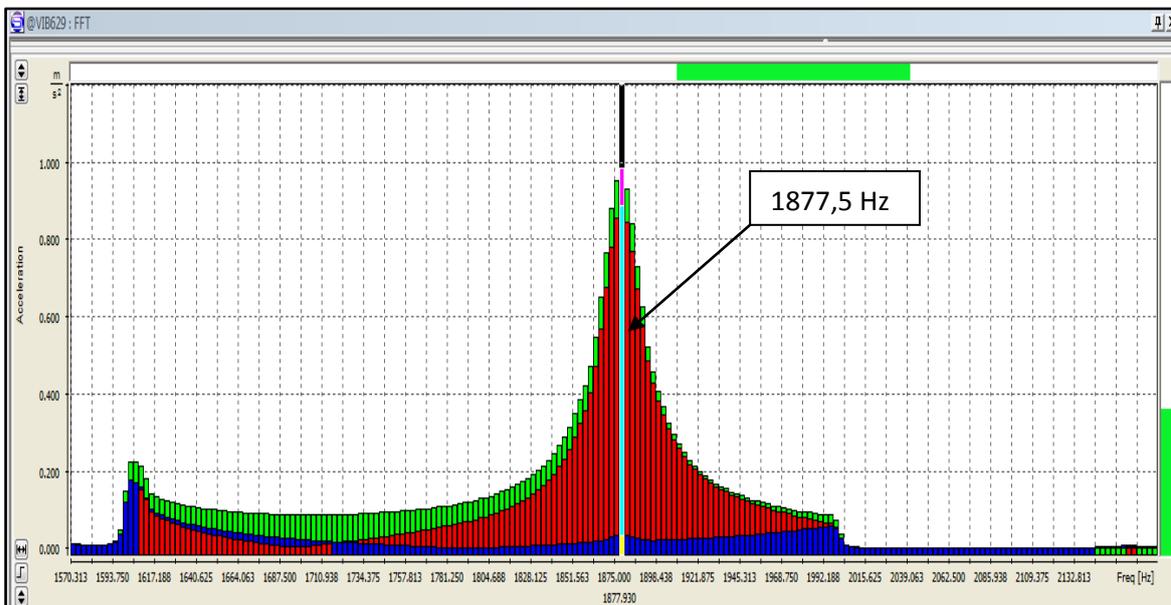
Para cerciorar esta teoría y obtener un resultado más claro, se quita el motor de la placa, y se estudia el comportamiento del modo 1,2, se observa que la frecuencia se ha desplazándose hasta la banda de 1877 Hz, cumpliéndose las características de dicho modo, mientras el pico de amplitud que aparecía en 1780 Hz ha desaparecido.

Se realiza la medida para la disposición de la figura 150 y el resultado de dicho análisis se muestra en la figura 151.



**Figura 148:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 1,2.

Se excitó el sistema con un barrido en frecuencia, logarítmico, de 1600 a 2000 Hz. Según esta disposición el canal 1 y el 2 deberían mostrar amplitudes de aceleración muy superiores a las recogidas por el acelerómetro del tercer canal.



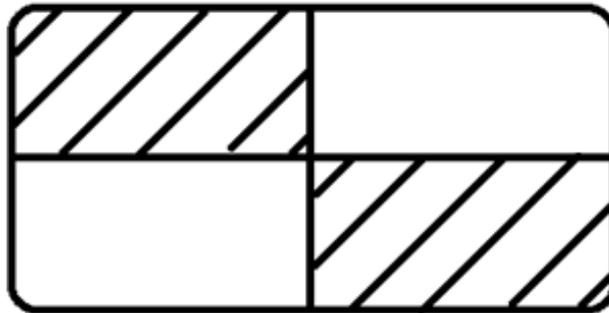
**Figura 149:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 1,2.

La medida ha sido mejor de la esperada. Efectivamente, en ella se aprecia como el acelerómetro correspondiente al canal 3(azul) se sitúa en una línea nodal, vibrando este punto con aceleraciones muy inferiores a las producidas en las otras dos zonas. Además se han desplazado los otros dos transductores y siguen recogiendo máximos de aceleración de vibración muy notables e identificativos.

Se concluye así, que el pico de amplitud de vibración situado alrededor de los 1860 Hz se corresponde con el modo 1,2, y que no se encuentra en la frecuencia obtenida mediante el cálculo teórico.

**Modo 2,2**

Su patrón de máximos y nodos es tal como se muestra a continuación:

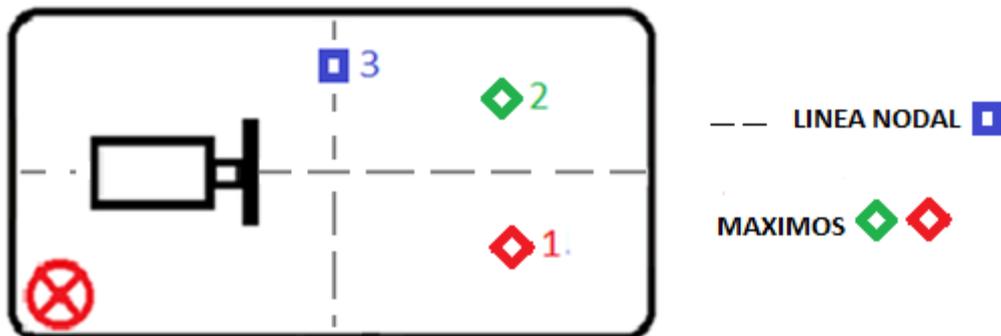


**Figura 150:** Distribución máximos y líneas nodales típicas del modo 2,2.

Según el cálculo teórico, este modo se localizaría alrededor de los 2117 Hz. Se excita el sistema, por lo tanto, con un barrido en frecuencia de 1900 Hz a 2300 Hz, logarítmico, de 90 segundos.

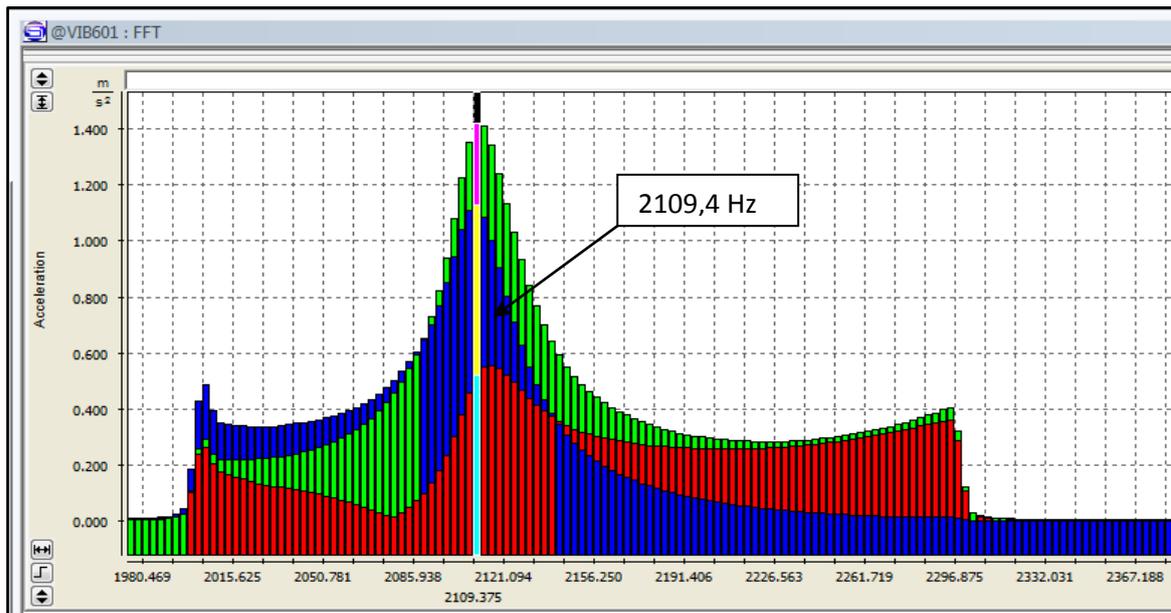
El primer ensayo a realizar para la localización del modo 2,2, fue con la disposición mostrada en la figura 153.

Con la ayuda de los acelerómetros 1 y 2 se intentan localizar los máximos, y con el tercer acelerómetro un mínimo de vibración o línea nodal.



**Figura 151:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,2.

El resultado obtenido es el que se muestra a continuación:



**Figura 152:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.

Se puede apreciar que el pico de aceleración máximo (2109 Hz) se ha desplazado un poco respecto a su posición teórica (2117 Hz). Como esta variación es tan solo de unos pocos hertzios, se considerará despreciable.

Resulta más extraño el hecho de que el canal 1 (rojo), correspondiente a un máximo de aceleración tenga tan poco nivel y el 3 (azul), supuestamente en la zona donde tenía que aparecer un nodo, tenga tanto nivel.

Con ninguna de las múltiples pruebas realizadas en el laboratorio se consiguió localizar correctamente las líneas nodales típicas del modo 2,2.

Se cree que este modo se ve muy afectado por el anclaje del motor a la propia placa, ya que se ve afectado en dos de sus cuatro máximos. Esto también ocurría en el resto de modos, pero en este la influencia es mayor.

Para comprobar esto y hacerse una idea de cómo es este modo, se separa el motor del soporte, es decir, se deja la placa montada sobre los cuatro muelles, tal como muestra la figura 155.



**Figura 153:** Procedimiento de ensayo para la captación del modo 2,2 mediante un excitador sobre una placa con cuatro muelles, sin el motor fijado a la bancada y tres acelerómetros como instrumentos de medida.

La figura anterior muestra como es la placa sin motor y la disposición del excitador y los acelerómetros para la siguiente medida.

Según lo esperado con la teoría estudiada, esta medida debería ofrecer dos máximos, ambos recibidos por los canales 1 (rojo) y 2 (verde), y un mínimo en el canal 3 (azul), ya que está situado sobre la línea nodal teórica paralela al eje  $x$ .

El resultado obtenido se muestra en la figura 156:

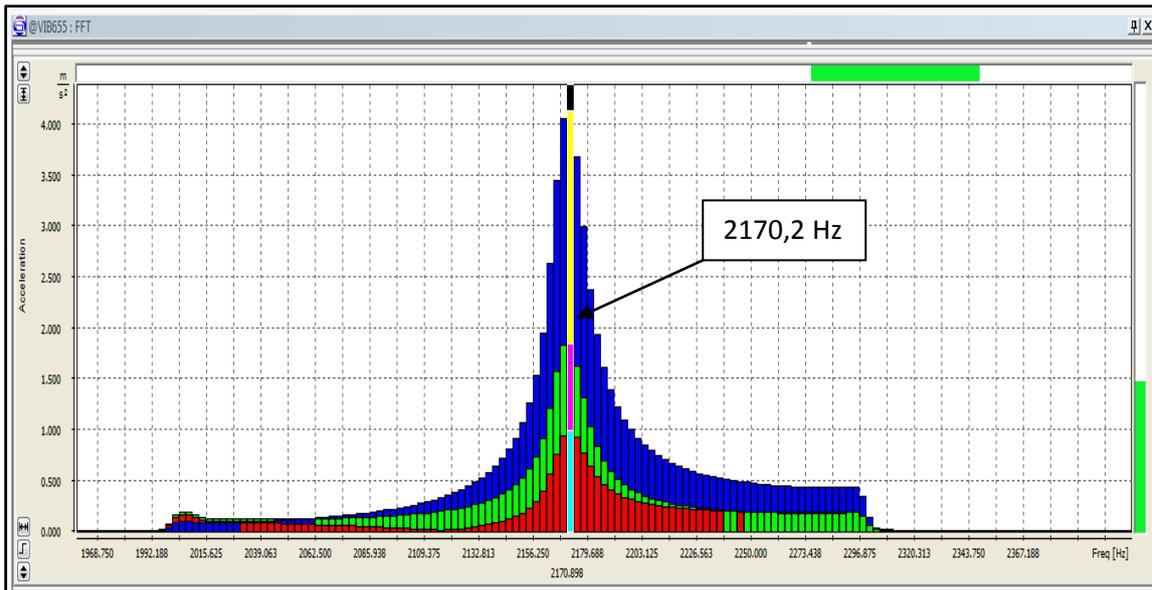


Figura 154: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.

Se sigue obteniendo un máximo en donde debería estar situada una línea nodal, lo mismo que ocurría en la disposición de la figura 154. Se comprueba entonces si existe la otra línea nodal, la paralela al eje y. Para ello se usa una disposición de acelerómetros y excitación sobre la placa similar a la de la figura 157 y a continuación se muestra el resultado de la medición:

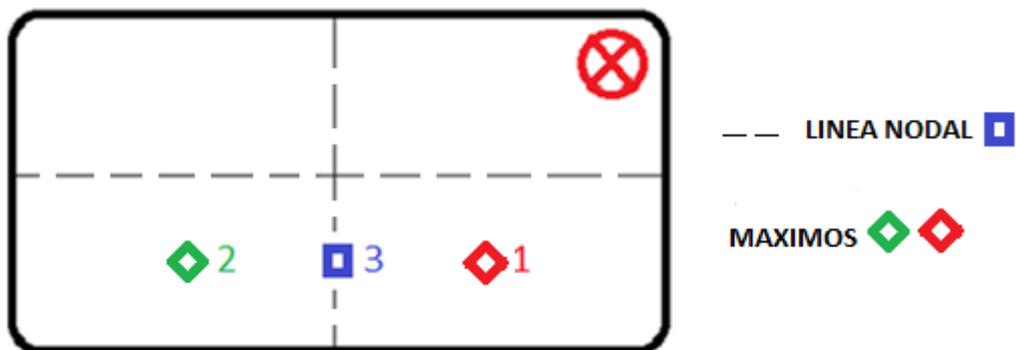
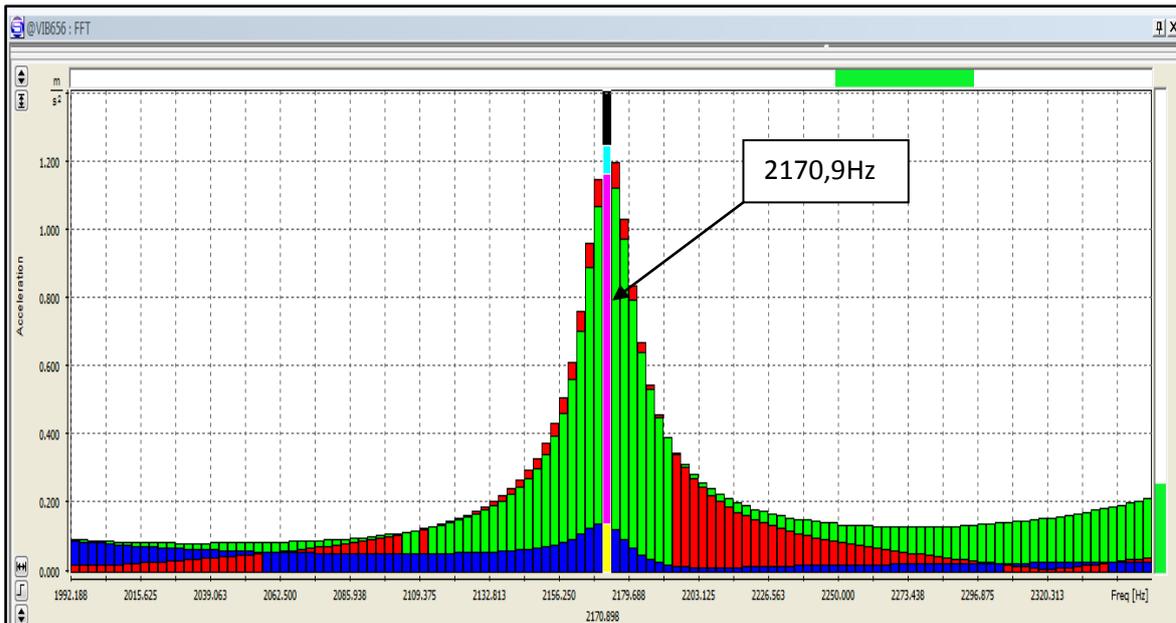


Figura 155: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.



**Figura 156:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2.

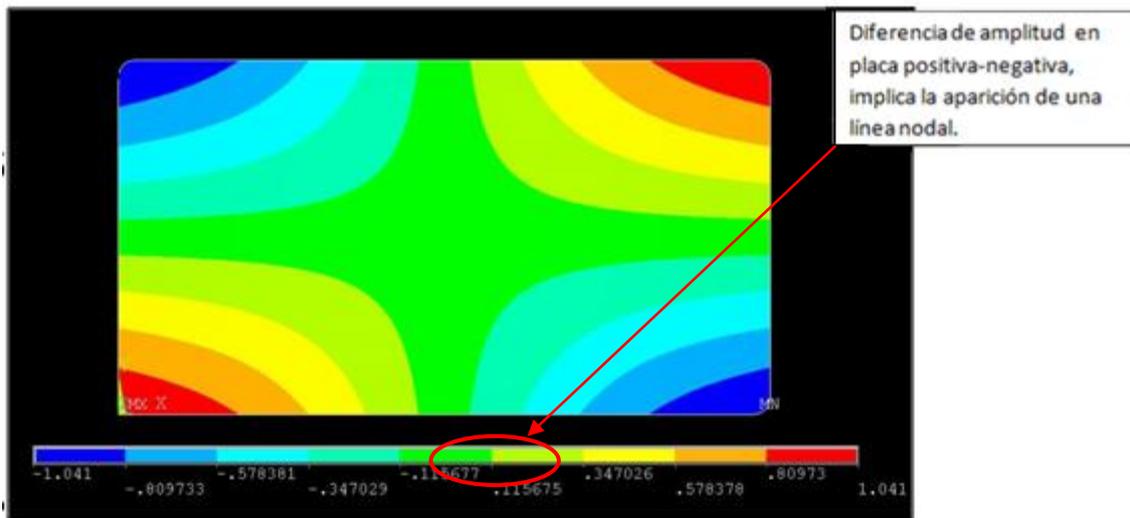
En la gráfica 158 se ve como, la línea nodal paralela al eje y existe, cumpliéndose a una altura intermedia entre el centro de la placa y el límite de esta.

Como se vio al estudiar modos anteriores, las formas de vibración esperadas que se producen en la placa son más complejas de lo esperado teóricamente, principalmente debido a las condiciones de contorno libre de la placa.

Llegados a este punto se podría creer que este modo no se manifiesta en la placa, al no haber encontrado la línea nodal correspondiente al eje x, o por el contrario que este modo se encuentra a otra frecuencia, para intentar dar una respuesta coherente se estudiará dicho modo partiendo de la imagen ofrecida por el software denominado ANSYS.

En esta simulación, como se dijo anteriormente, no se supuso que la placa es un rectángulo sin perforaciones y totalmente libre, sino que se tiene en cuenta el hecho de que la placa se apoya sobre cuatro muelles y que las esquinas están redondeadas.

La imagen obtenida con este software se muestra en la figura 159.



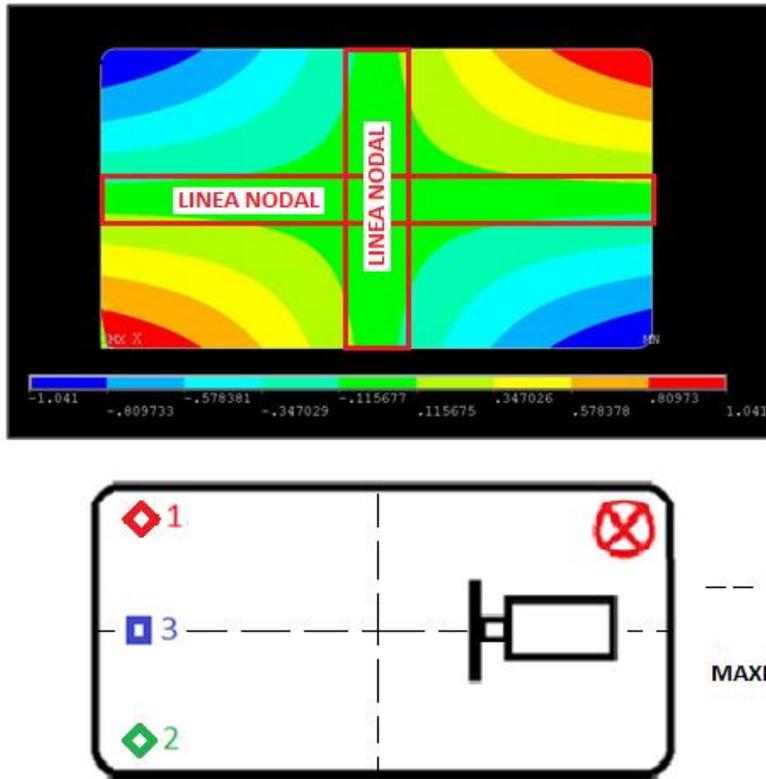
**Figura 157:** *Análisis en ANSYS modo 2,2.*

Sabiendo que la aceleración es directamente proporcional al desplazamiento y teniendo en cuenta la leyenda, se puede observar que la zona de menor vibración, o la zona en la que la vibración es nula se corresponden con la zona verde de dicha imagen.

Partiendo de esta base, se realizan una serie de ensayos para verificar si se cumple el modo 2,2, o por el contrario, era acertado decir que no se cumplen las características pertinentes de dicho modo en este sistema.

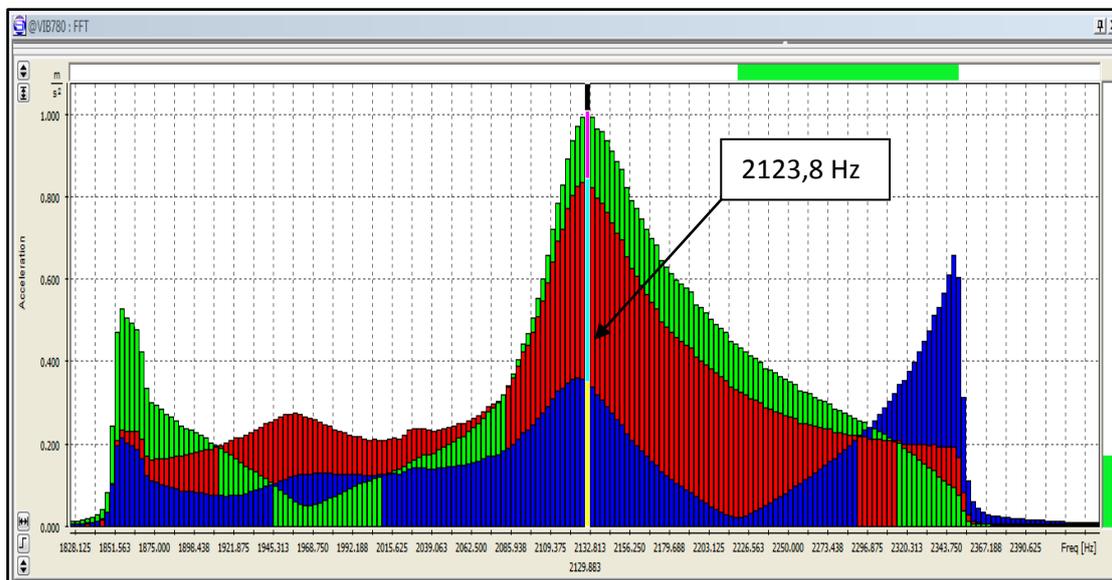
Se va a excitar ahora el sistema con un barrido en frecuencia logarítmico desde los 1850 Hz hasta 2350 Hz de 60 segundos de duración. Como se hizo anteriormente, el análisis se realiza con una FFT de 2,8 kHz y 960 líneas.

Se colocan los acelerómetros y la excitación tal como muestra la figura 160, con la que se pretende obtener un mínimo de aceleración en el canal 3 (zona nodal) y una amplitud notablemente superior en los otros dos canales.



**Figura 158:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,2 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS.

La grafica obtenida es la mostrada en la figura 161:



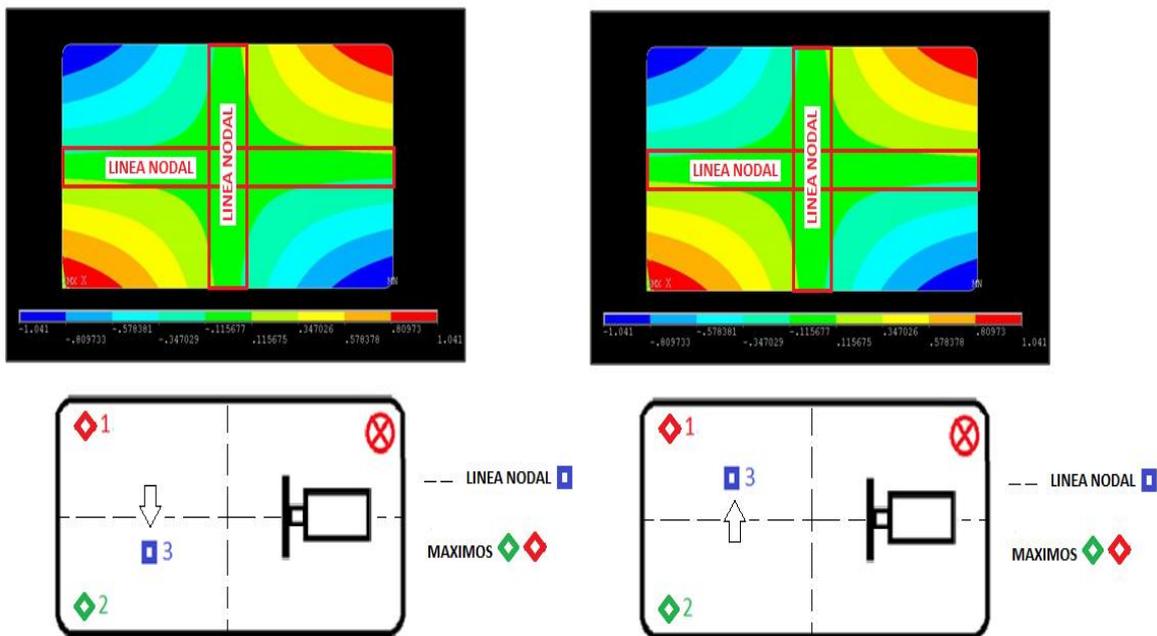
**Figura 159:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2 a partir de los datos obtenidos en ANSYS.

En esta gráfica se aprecia claramente que, como es lógico, el canal 3 toma una amplitud de aceleración muy inferior a la recogida por los otros dos canales, característica propia del modo estudiado.

A medida que se desplaza el acelerómetro correspondiente al canal 3 (azul) hacia el centro de la placa, intentando mantenerlo sobre la línea nodal esperada, el nivel de aceleración recogido aumenta, llegando a alcanzar un valor superior respecto de los otros dos canales en las cercanías del centro simétrico de la placa. Podría pensarse, atendiendo a la figura 159 (ANSYS), que al situar el transductor en el centro y estar la placa sometida a una torsión, con máximos de desplazamiento en las esquinas, y en contrafase, el centro de la placa vibra con mayor aceleración, a pesar de tener un desplazamiento menor en comparación con las otras zonas.

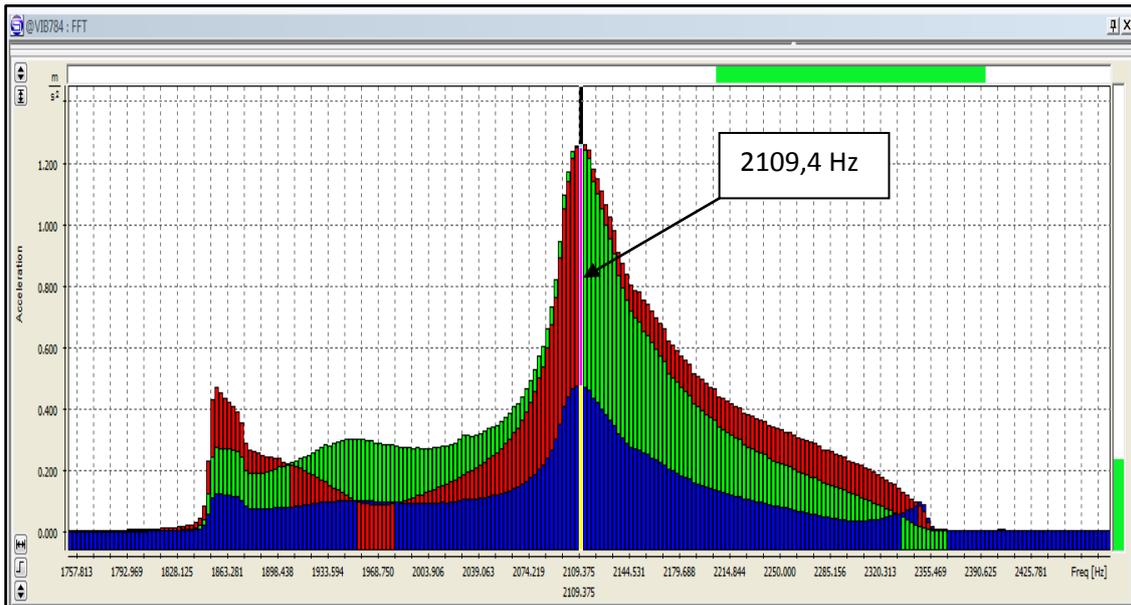
Para comprobar esto lo que se hace es desplazar el acelerómetro correspondiente al canal 3 paralelamente al eje *y*, un poco hacia arriba, un poco hacia abajo, siempre respecto a la posición referencia que se había tomado en la figura 160.

Los dibujos de las figuras 162 muestran la disposición de transductores para estas medidas y las graficas correspondientes a las figuras 163 y 164 los resultados obtenidos en esta medición respectivamente.

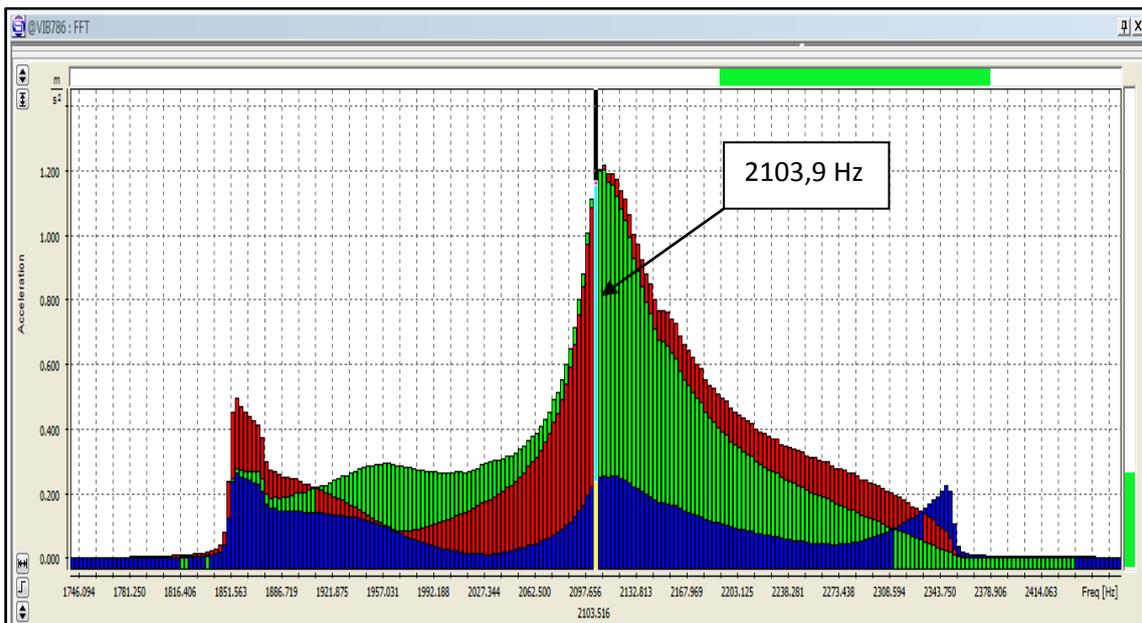


**Figura 160:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa mas muelles para el modo 2,2 a partir de de los datos obtenidos en ANSYS, variando la posición del acelerómetro 3 a través del eje

x.



**Figura 161:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2 a partir de los datos obtenidos en ANSYS, variando la posición del acelerómetro 3 a través del eje x.



**Figura 162:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 2,2 a partir de los datos obtenidos en ANSYS, variando la posición del acelerómetro 3 a través del eje x.

Ambas figuras son casi idénticas. En ellas se observa con claridad que efectivamente se estaba en lo cierto al afirmar que en el centro se tiene una aceleración de la vibración de gran amplitud y que las zonas de aceleración de la vibración mínimas se producen a ambos lados de dicho centro simétricamente respecto del eje x.

Con esto se concluye el estudio del modo 2,2, ya que junto con los ensayos correspondientes a las figuras analizadas a través del eje *y*, se han localizado las diferentes zonas de vibración mínima, o zonas nodales, no cumpliéndose los movimientos esperados en un principio.

Sin embargo, a pesar de las irregularidades vistas, se puede afirmar que el modo 2,2 se sitúa a la frecuencia alrededor de 2100 Hz, dependiendo de la colocación de la excitación.

### Modo 4,1

El patrón de máximos y nodos es el de la figura 165 compuesto de 3 líneas nodales paralelas al eje *y*, y distribuidas uniformemente entre los cuatro máximos.

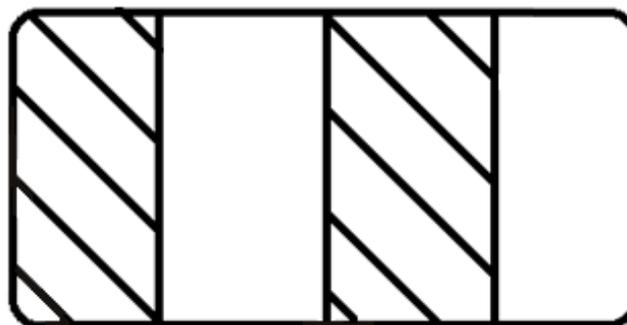


Figura 163: Distribución máximos y líneas nodales típicas del modo 4,1.

La primera prueba realizada fue con la siguiente distribución:

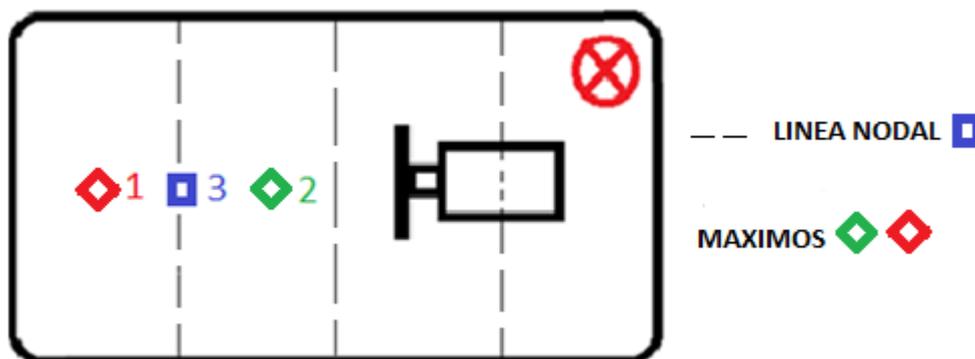


Figura 164: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa más muelles para el modo 4,1.

El resultado esperado será un pico alrededor de 2370 Hz, en el cual, los canales 1 y 2 ofrezcan unos valores de aceleración notablemente superiores a los ofrecidos por el acelerómetro correspondiente al canal 3 del SVAN 958.

La figura 167 muestra el resultado de esta medición:

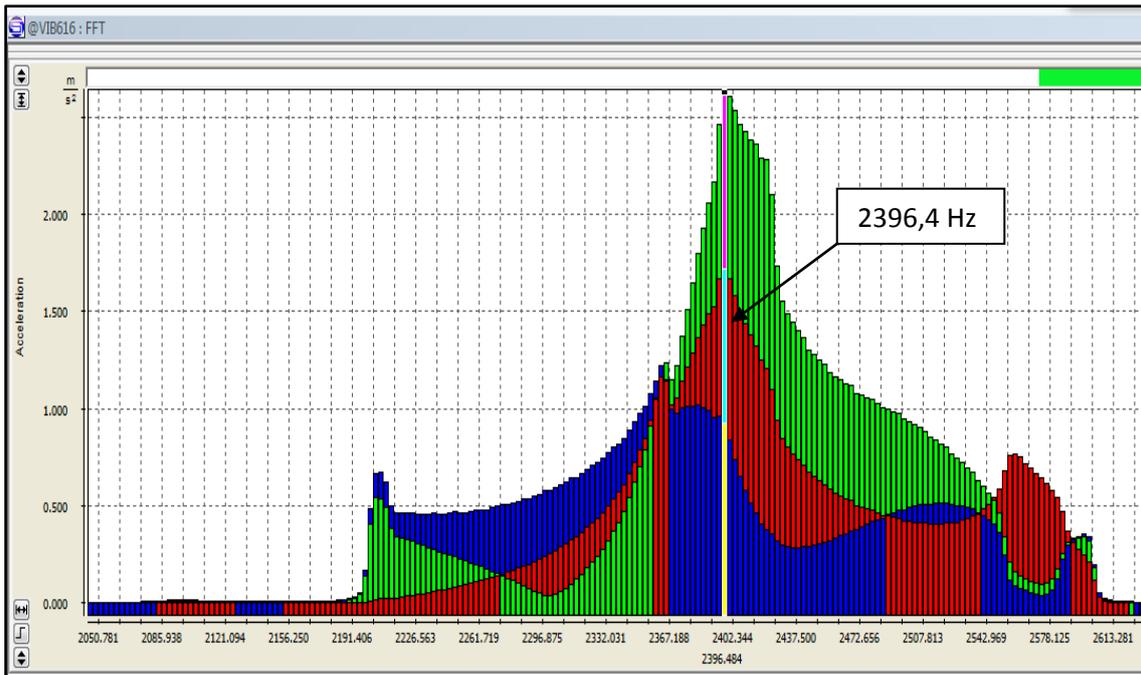


Figura 165: Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 4,1.

Efectivamente, el resultado es similar al esperado. En primer lugar, este modo se localiza en 2396 Hz aproximadamente, difiriendo del teórico en unas pocas decenas de hercios, lo que, dadas las irregularidades del sistema y las suposiciones teóricas, se puede considerar muy acertado.

Se puede apreciar que se cumple lo esperado teóricamente, ya que al estar situado el acelerómetro correspondiente al canal 3 (azul), entre los otros dos, y recoger este un nivel de aceleración inferior, se deduce que entre los transductores 1 y 2 se localiza un mínimo de vibración.

Se realiza una segunda comprobación con la siguiente disposición, en la que se ha separado la excitación de la esquina, ofrece los resultados mostrados en la figura 169:

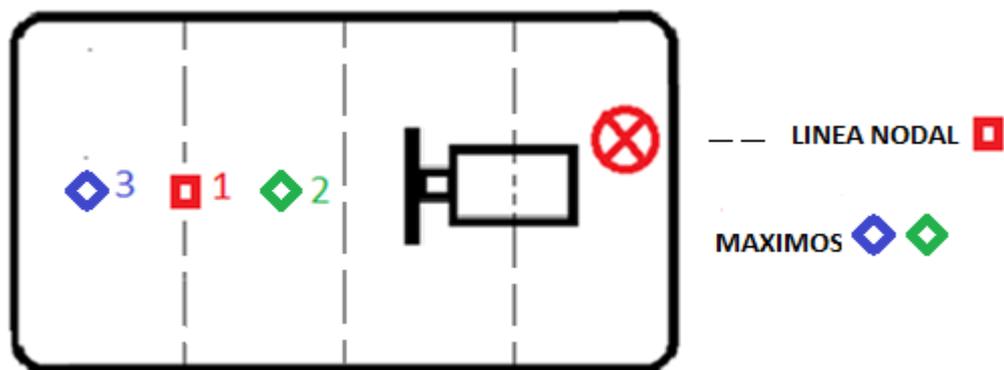
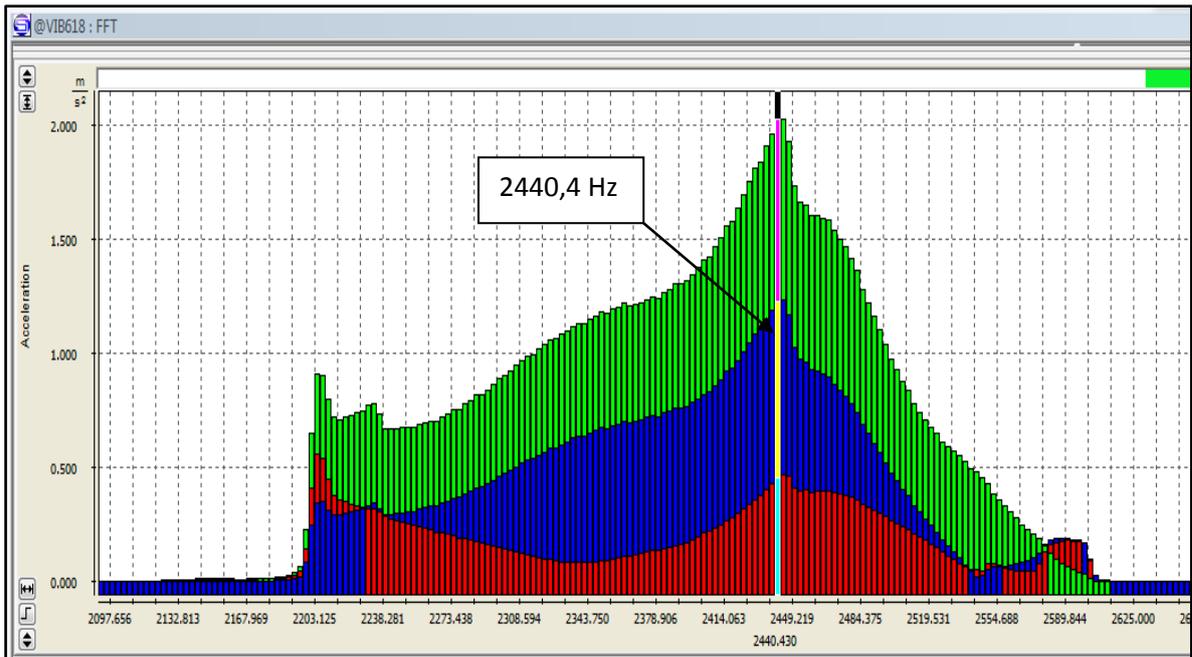


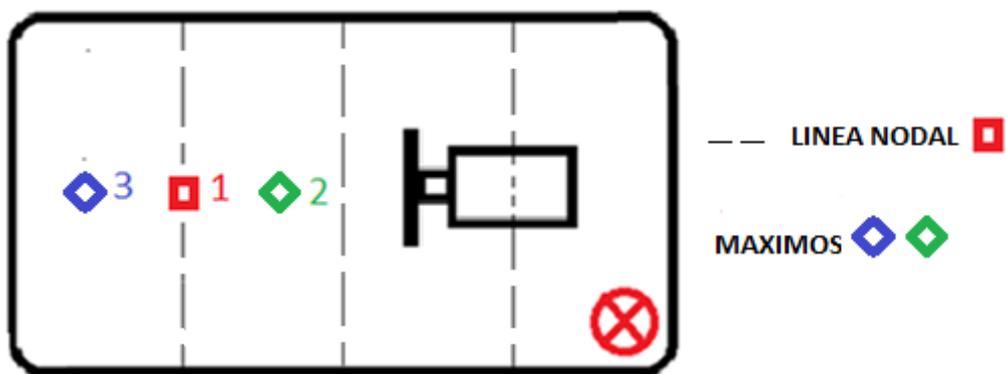
Figura 166: Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa más muelles para el modo 4,1.



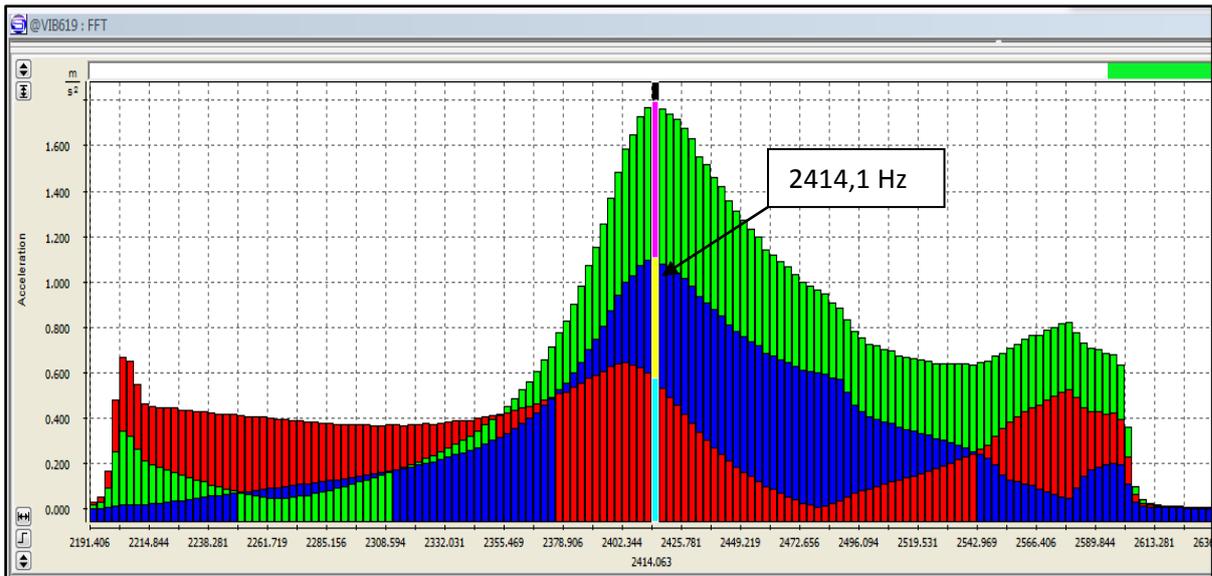
**Figura 167:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 4,1.

Ahora se ha desplazado unos 40 Hz como pasaba en otras ocasiones al cambiar de sitio la excitación, pero los niveles de aceleración de la vibración recogidos por cada canal son las esperadas. El nivel recogido por los canales 2 y 3 es superior al recogido por el primero, luego entre los dos anteriores debe situarse una línea nodal.

Si ahora se devuelve la excitación a una esquina, esta vez la opuesta a la anterior, figura 170, se observará como el modo vuelve a acercarse a 2400 Hz, situándose ahora en 2414 Hz, como se puede apreciar en la figura 171.



**Figura 168:** Configuración traductores de aceleración y excitación sobre placa más muelles para el modo 4,1.

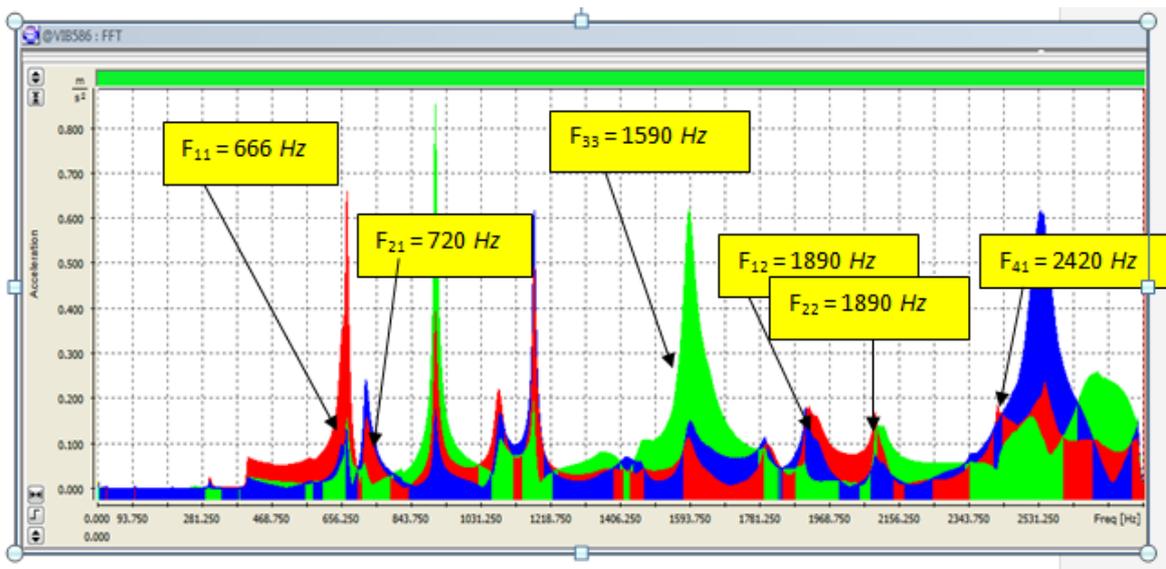


**Figura 169:** Análisis FFT sobre el sistema placa mas muelles identificándola frecuencia del modo 4,1.

Con esto se tiene suficiente para decir que, efectivamente, el modo 4,1 se sitúa en torno a los 2400 Hz.

### 3.5. Conclusión

Con todos los ensayos mostrados en este documento, y otros muchos que se ha decidido no mostrar dada su baja relevancia, se concluye que los modos encontrados en la placa, según los cálculos teóricos previos, suponiendo una placa perfectamente rectangular, sin perforaciones ni esquinas redondeadas, totalmente libre y con espesor despreciable, son los mostrados en la figura 129, rotulados sobre fondo amarillo.



**Figura 170:** Modos propios identificados tras los ensayos.

Lo más interesante para este estudio es el hecho de que los modos propios de la placa se sitúen en frecuencias tan altas, es decir, no afectan a nuestro sistema, dado que el motor no llega a excitar dichas frecuencias, si no que trabaja muy por debajo.

Hay picos de aceleración de vibración que no han sido identificados, tras varias pruebas, dada la baja importancia que tiene centrarse en ello para este estudio.

En estudios sucesivos se podrían estudiar con detalle las causas que provocan todos los picos, así como realizar un análisis más amplio de los modos propios, localizando con exactitud los máximos y los nodos.

## 4. PÉRDIDAS DE INSERCCIÓN Y TRANSMISIBILIDAD

### 4.1. Objetivo de la práctica

El objetivo de este apartado es el estudio de las vibraciones transmitidas estructuralmente por un sistema en movimiento al elemento base en el que es apoyado, mediante diferentes configuraciones del sistema.

Para ello se determinarán las pérdidas por inserción obtenidas con cada montaje y la efectividad de los sistemas anti-vibradores que se mide en términos de transmisibilidad, para evaluar con cuál de ellos se obtienen mejores resultados.

Este capítulo se ha realizado con el motor a su máxima revolución, para que la frecuencia de trabajo se sitúe en el margen de frecuencias que se denomina *margen de aislamiento*, es decir, se quiere conseguir que la frecuencia de excitación supere a  $\sqrt{2} * w_n$ .

Por norma general, cuanto más alta sea la frecuencia de excitación, más efectivo resultara el aislador, para una masa especificada. Por ello, para lograr un buen aislamiento, lo que se traduce en una pequeña transmisibilidad, se debe procurar que la frecuencia de excitación o de trabajo de la maquina se encuentre en este margen de frecuencias, lo que conlleva la elección de un aislador que haga lo más pequeña posible la frecuencia natural del sistema. Decimos entonces que un aislador solo es efectivo para frecuencias de trabajo superiores a  $\sqrt{2} * w_n$ .

### 4.2. Equipamiento empleado

El equipamiento utilizado para la realización de la práctica es el mostrado en la Tabla 6.

Equipo	Marca	Modelo
2 Acelerómetros	PCB Piezotronics	333B50
Analizador de vibraciones	Svantek	SVAN 958
Software de análisis	Svan PC++	--
Nivel Magnético	Kappa	--
Lámpara Estroboscópica	--	--
4 Aisladores metálicos	Accento	9070-05

Tablero de aglomerado	--	--
Plancha de poliuretano	Arkobel	--
Sistema Placa + Motor + Bloque de inercia	--	--

**Tabla 13.** Equipamiento utilizado durante la práctica.

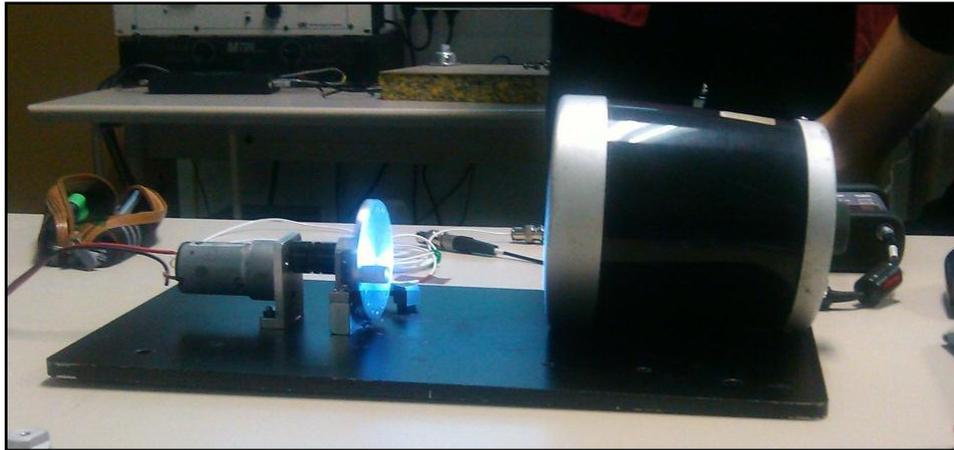
En las figuras siguientes, se pueden observar instantáneas del equipamiento empleado durante las mediciones, así como los diferentes elementos que constituyen los sistemas de montaje.



**Figura 171:** Lámpara estroboscópica.

Anteriormente, cuando se estudió el espectro de frecuencia que producía el sistema, ya se obtuvo el valor de la frecuencia de giro múltiples veces en los diferentes ensayos, mediante el uso de la lámpara estroboscópica. Para verificar que no ha variado debido a las diferentes modificaciones realizadas, se vuelve a medir dicha velocidad.

La Figura 174 recoge el momento de medición de la velocidad máxima de giro del motor. En ella se aprecia cómo, a pesar de que el sistema estaba trabajando a máximo rendimiento, parece mantenerse inmóvil.



**Figura 172:** Instantánea medida de la velocidad de giro del motor con lámpara estroboscópica.



**Figura 173:** Analizador de vibraciones, conjunto placa-motor, panel aglomerado, plancha de poliuretano y diversos cables.

Los datos característicos del sistema son los mostrados en la tabla 7:

DATOS DEL SISTEMA		
Peso del sistema ( <i>dan</i> )	m	11,37
Densidad volumétrica de la placa ( <i>kg/m³</i> )	$\rho$	7700
Velocidad longitudinal del sonido en el acero ( <i>m/s</i> )	$C_L$	5050
Dimensiones de la placa soporte del motor ( <i>m</i> )	largo x ancho x alto	0,399 x 0,219 x 0,0085
Altura aisladores sin placa ( <i>m</i> )	$h_1$	0,035

Altura aisladores con placa (m)	$h_2$	0,031
Desviación estática (m)	$X_D = h_1 - h_2$	0,004
Número de aisladores	N	4
Velocidad máxima de giro del motor (rpm)	$V_{max}$	1240
Velocidad min. de giro (rpm)	$V_{min}$	550

Tabla 14. Datos sistema y excitación.

### 4.3. Procedimiento de ensayo

El ensayo descrito en el presente informe no se basó en ninguna Norma, puesto que se trata de un experimento para determinar tanto las pérdidas por inserción, como la relación de aceleraciones que existe entre un punto de la placa y un punto de la mesa (transmisibilidad), cuando entre ellos se colocan diferentes sistemas vibratorios.

En este apartado se describe la metodología de medida y se detallan los diferentes montajes a evaluar.

#### 4.3.1. Metodología de medida

El ensayo se realizará con tres configuraciones distintas:

- Placa sobre mesa
- Placa sobre absorbentes metálicos
- Placa sobre absorbentes metálicos, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.

En las tres, la medición de la aceleración se realizará con dos acelerómetros, uno en la placa (Canal 1), que nos proporcionará información del estado de vibración de la misma. En este punto se miden las vibraciones existentes en la estructura que pueden ser perjudiciales para la maquina a estudiar. Además esta medida es necesaria para determinar las pérdidas por transmisión de sistemas vibratorios. El otro acelerómetro (canal 2), se situó en la mesa que soporta la estructura vibrante y cerca de una de las esquinas de dicha estructura donde se colocará uno de los aisladores. De esta forma podremos medir las vibraciones transmitidas del sistema a la mesa y determinar las pérdidas por inserción de los diferentes sistemas vibratorios diseñados.

En cada medida se registró el espectro de los niveles de aceleración vibratoria en tercios de octava en el margen de 1 Hz a 350 Hz. Puesto que la señal es, en principio, estacionaria, no se deberían tener problemas de impulsividad usando filtros de tercio de octava.

Los filtros de tercio de octava a frecuencias tan bajas tienen un ancho de banda muy estrecho. Para que la respuesta de los filtros sea estable se debe cumplir:

$$BT=1 \quad (2.3.1)$$

Donde  $B$  es el ancho de banda del filtro (0.23 para filtros de tercio de octava) y  $T$  es la duración de la medida.

La duración de las medidas a realizar será de un minuto, con el fin de que estas sean estables. Antes de medir se debe nivelar el sistema para evitar movimientos en otros grados de libertad, estudiados en el apartado de mantenimiento predictivo. De esta forma, el sistema se moverá solamente en dirección vertical provocando que todos los muelles trabajen en el mismo punto de trabajo y responderán todos por igual. Esto es lo deseable, pero no siempre sucede. En caso contrario, se produciría un movimiento de giro acoplado al vertical que se debe evitar, puesto que produce un aumento de la frecuencia propia del sistema, así como la aparición de otras frecuencias propias.

Independientemente de que el sistema sea estable, nunca se conseguirá un sistema que tenga un movimiento de un solo grado de libertad, principalmente porque las condiciones de contorno y las suyas propias no cumplen con los parámetros ideales, la masa  $m$  no experimenta solo un desplazamiento  $x$  debido a la fuerza aplicada a la masa, sino que se tendrán en cuenta otros factores, como la desviación estática originada por el propio peso de la maquina y aisladores, por lo que hay que tener claro que lo que se está intentando es recrear un modelo.

Antes de realizar los montajes, se debe medir la vibración residual en ambos puntos, antes y después del ensayo, para asegurar que las vibraciones son producidas por el motor y no por otras fuentes.

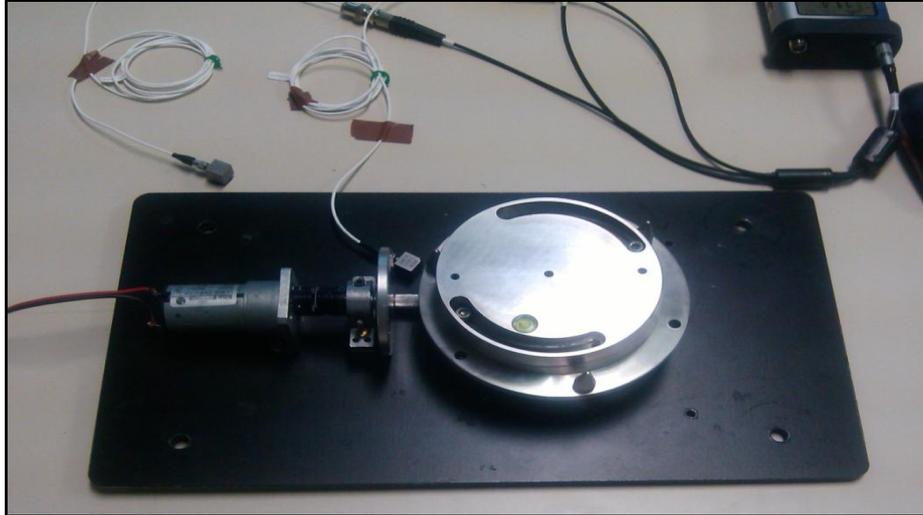
### 4.3.2. Montajes

Con los acelerómetros colocados según se explica en el apartado “Metodología de medida”, se midieron los niveles de aceleración en los siguientes montajes.

#### 4.3.2.1. Placa directamente sobre la mesa

El montaje consistió en colocar el sistema placa + motor directamente sobre la mesa soporte. Se realizaron tres medidas en cada punto y en función de la desviación obtenida, sobretodo en

baja frecuencia, se determinó que la duración de la medida era óptima para obtener una buena repetitividad. En el caso de que la desviación fuera elevada se debería haber aumentado la duración de la medida o determinar las causas de esa variabilidad. En la figura 176 se muestra una instantánea del montaje descrito.



**Figura 174:** Análisis del sistema placa + motor colocado directamente sobre la mesa.

#### 4.3.2.2. Placa sobre aisladores metálicos

En este montaje se colocaron 4 aisladores metálicos, uno en cada esquina de la placa, entre la placa y la mesa soporte. Se realizaron dos medidas en cada punto, a partir de las cuales, se determinaron las pérdidas por inserción y por transmisión del sistema vibratorio. La figura 177 muestra el montaje descrito.



**Figura 175:** Análisis del sistema placa + motor tras insertar los aisladores metálicos entre la placa y la mesa.

#### 4.3.2.3. Placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano

En este caso, se partió del montaje descrito en el apartado anterior y se añadió un tablero de aglomerado y una plancha de poliuretano entre los aisladores metálicos y la mesa soporte. Se

realizaron dos medidas en cada punto, a partir de las cuales, se determinaron las pérdidas por inserción y por transmisión del sistema vibratorio. La figura 178 muestra el montaje descrito.



**Figura 176:** *Análisis del sistema placa + motor + aisladores tras insertar el tablero de aglomerado y la plancha de poliuretano entre los aisladores y la mesa.*

#### 4.3.2.4. Placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano

En este montaje se retiraron los aisladores metálicos y se colocó solamente el tablero de aglomerado y la plancha de poliuretano entre la placa y la mesa soporte. Se realizó una medida en cada punto, a partir de las cuales, se determinaron las pérdidas por inserción y por transmisión del sistema vibratorio. La figura 179 muestra el montaje descrito.



**Figura 177:** *Análisis del sistema placa + motor tras insertar el tablero de aglomerado y la plancha de poliuretano entre la placa y la mesa.*

#### 4.4. Datos obtenidos

Para poder evaluar el comportamiento de los diferentes sistemas de montaje, se realizaron varias medidas de los niveles de aceleración tanto en la placa como en la mesa, siguiendo las cuatro configuraciones diferentes de montaje.

##### 4.4.1. Placa directamente sobre la mesa

Frecuencia [Hz]	LaPlaca1 [dB]	LaMesa1 [dB]	LaPlaca2 [dB]	LaMesa2 [dB]	LaPlaca3 [dB]	LaMesa3 [dB]
4.00	58,4	47,7	60,6	50,1	63,5	47,6
5.0	60,0	48,9	61,1	51,4	63,3	49,0
6.3	60,3	49,3	61,5	50,6	62,6	49,2
8.0	59,8	51,9	60,7	50,0	62,3	49,0
10.0	61,3	54,4	62,1	55,1	64,4	51,3
12.5	62,7	55,8	64,2	54,7	65,5	53,7
16.0	67,8	65,6	68,8	66,8	68,9	65,6
20.0	93,2	95,5	93,3	95,6	92,9	95,0
25.0	93,0	95,0	91,2	93,3	89,1	90,9
31.5	66,9	62,9	68,0	63,0	69,7	62,8
40.0	76,9	78,8	76,2	78,5	76,2	78,4
50	72,6	72,2	70,8	67,6	70,6	64,1
63	94,7	87,9	95,7	89,0	92,2	86,6
80	88,0	78,7	89,4	78,5	90,2	78,8
100	85,7	72,3	86,1	72,5	86,3	72,7

125	92,5	90,2	92,7	90,4	92,8	90,6
160	102,3	86,4	102,1	85,7	101,6	85,0
200	94,1	89,9	94,3	89,8	94,3	90,4
250	95,1	85,9	94,9	85,8	95,1	85,8

**Tabla 15.** Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado directamente sobre la mesa.

#### 4.4.2. Placa sobre aisladores metálicos

Frecuencia [Hz]	LaPlaca1 [dB]	LaMesa1 [dB]	LaPlaca2 [dB]	LaMesa2 [dB]
4.00	63,2	45,2	64,9	43,2
5.0	64,4	46,2	65,6	44,5
6.3	63,4	46,1	65,8	43,0
8.0	63,2	46,5	64,6	42,2
10.0	64,9	47,7	67,2	45,8
12.5	67,7	55,4	70,0	57,6
16.0	75,1	66,4	75,5	66,8
20.0	114,1	88,5	114,1	81,9
25.0	110,1	85,4	105,3	76,7
31.5	75,6	61,1	77,4	59,6
40.0	87,3	85,1	87,6	88,7
50	74,6	68,2	74,6	66,1
63	90,2	87,7	90,7	87,1
80	80,9	72,5	82,1	75,0

100	81,1	74,3	80,3	74,3
125	88,0	74,9	87,5	74,4
160	97,9	68,4	99,2	67,2
200	106,1	72,0	107,0	71,9
250	96,2	66,2	96,3	66,5

**Tabla 16:** Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado sobre los aisladores.

#### 4.4.3. Placa sobre aisladores metálicos, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano

Frecuencia [Hz]	LaPlaca1 [dB]	LaMesa1 [dB]	LaPlaca2[dB]	LaMesa2 [dB]
4.00	65,8	48,6	64,6	44,7
5.0	66,4	51,4	65,4	46,2
6.3	66,6	52,4	65,3	45,7
8.0	66,8	54,9	65,3	44,5
10.0	71,2	60,6	67,0	48,4
12.5	70,2	60,0	68,9	49,3
16.0	76,5	71,8	74,1	64,0
20.0	116,9	91,0	117,4	91,2
25.0	112,6	87,6	111,7	85,8
31.5	74,6	74,4	74,0	55,7
40.0	77,7	72,2	77,2	63,0
50	73,6	65,9	73,2	56,4

63	88,9	64,8	88,7	61,7
80	81,5	63,3	81,8	60,4
100	79,3	74,5	79,0	74,6
125	87,0	74,0	87,0	73,5
160	96,7	68,4	97,1	64,7
200	99,9	74,0	100,1	73,2
250	94,8	67,2	94,5	64,4

**Tabla 17:** Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado sobre los aisladores, el tablero y la espuma.

#### 4.4.4. Placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano

Frecuencia [Hz]	LaPlaca1 [dB]	LaMesa1 [dB]
4.00	65,6	48,6
5.0	67,5	49,4
6.3	68,4	50,3
8.0	68,1	52,9
10.0	69,3	52,4
12.5	71,6	57,9
16.0	77,1	63,7
20.0	123,2	101,0
25.0	112,9	91,2
31.5	76,5	60,6
40.0	77,2	74,2

50	75,4	60,0
63	89,1	67,6
80	82,1	65,0
100	80,1	74,4
125	87,1	74,4
160	98,4	66,3
200	107,0	69,8
250	95,5	66,3

**Tabla 18:** Niveles de aceleración obtenidos con el sistema apoyado sobre el tablero y la espuma.

#### 4.4.5. Vibración residual

Además de las medidas anteriores, también se han registrado dos mediciones de vibración residual tanto en la placa del sistema como en la mesa, una antes de realizar el ensayo y otra tras acabarlo, para poder determinar la influencia de vibraciones ajenas al sistema vibratorio a evaluar.

Los niveles de aceleración obtenidos se muestran en la tabla 12.

Frecuencia [Hz]	INICIAL		FINAL	
	LaPlaca1 [dB]	LaMesa1 [dB]	LaPlaca2[dB]	LaMesa2 [dB]
4.00	41,9	40,9	44,5	44,2
5.0	43,0	45,9	50,3	48,4
6.3	42,7	45,3	56,9	50,5
8.0	41,9	47,4	58,8	50,9
10.0	46,9	54,0	67,4	57,5
12.5	48,9	49,3	69,5	62,7

16.0	65,5	65,6	67,9	67,4
20.0	53,0	54,1	61,7	61,0
25.0	52,8	54,0	56,5	65,1
31.5	49,2	51,9	45,4	60,6
40.0	54,1	56,2	41,3	60,9
50	50,0	53,2	38,4	54,9
63	57,2	55,3	41,0	59,3
80	59,4	52,0	41,5	56,1
100	63,0	55,1	43,7	73,3
125	65,0	66,4	47,1	73,1
160	56,8	59,3	43,7	65,1
200	60,3	69,2	60,2	70,5
250	46,4	53,3	44,5	55,8

**Tabla 19:** Niveles de aceleración de la vibración residual.

## 4.5. Procesado de datos

En este apartado se muestran los resultados obtenidos para cada montaje a partir de los datos presentados en el apartado 2.4 del presente informe.

### 4.5.1. Influencia de la vibración residual

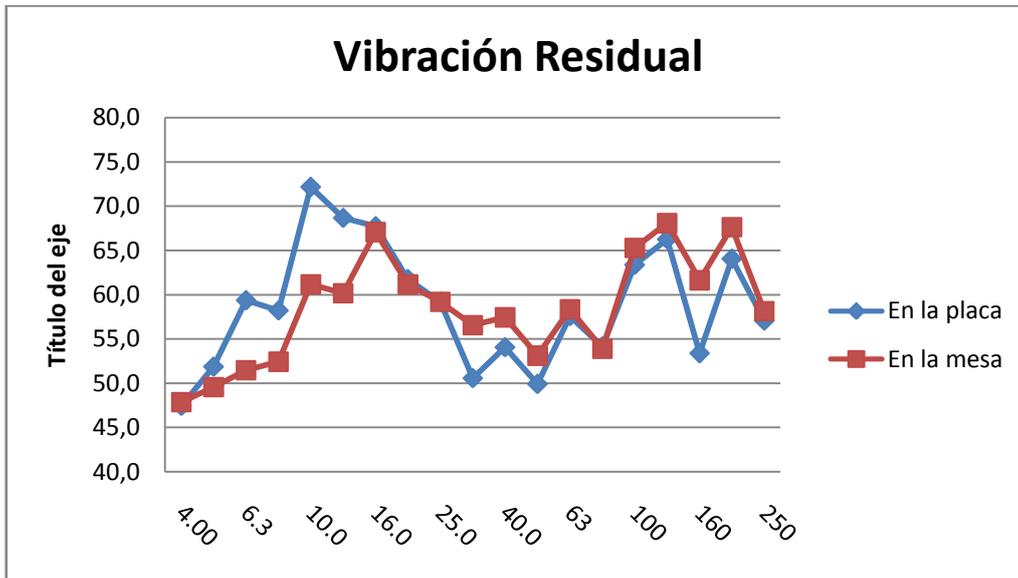
La tabla 20 muestra los valores promedios y las desviaciones de los niveles de vibración residual medidos por cada uno de los acelerómetros antes y después de realizar el ensayo.

Frecuencia [Hz]	Vibración Residual	
	Placa	Mesa

	LmPlaca [dB]	Desviación Estándar [dB]	LmMesa [dB]	Desviación Estándar [dB]
4.00	43,3	1,3	42,7	1,7
5.0	47,4	3,7	47,2	1,3
6.3	52,4	7,5	48,3	2,6
8.0	53,9	9,2	49,3	1,8
10.0	62,2	11,4	55,9	1,8
12.5	64,3	11,5	58,3	7,1
16.0	66,8	1,2	66,5	0,9
20.0	58,4	4,5	58,2	3,5
25.0	54,8	1,9	61,2	5,8
31.5	47,5	1,9	57,3	4,5
40.0	49,9	6,8	58,9	2,3
50	46,0	6,1	54,1	0,9
63	52,5	8,7	57,5	2,0
80	54,4	9,8	54,3	2,1
100	57,9	10,6	68,3	9,9
125	60,0	9,8	70,3	3,4
160	52,5	6,9	62,6	2,9
200	60,3	0,1	69,9	0,6
250	45,5	1,0	54,6	1,2

**Tabla 20:** Niveles de vibración residual, promedios y desviaciones.

En la figura 180 se puede ver de forma gráfica el nivel promedio de la vibración residual que afecta a la placa y a la mesa.

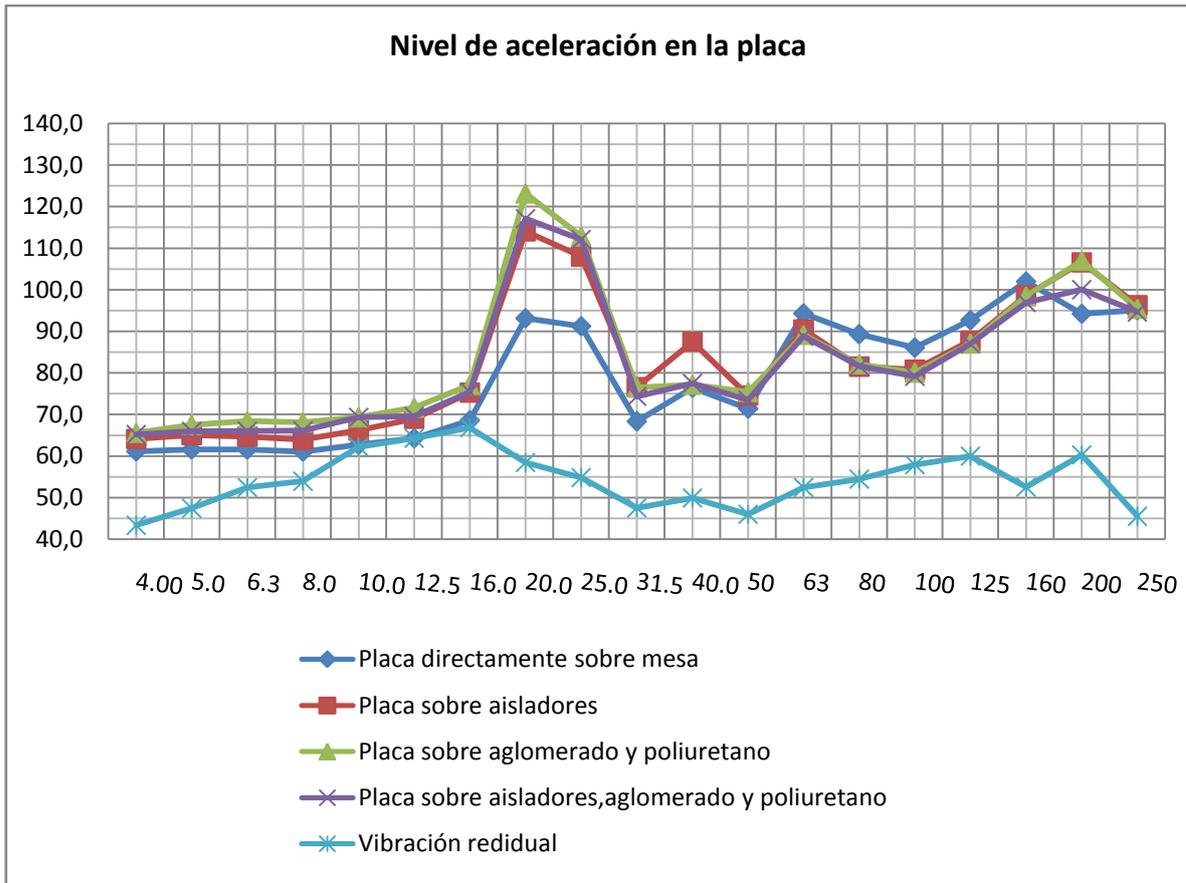


**Figura 178:** Representación gráfica de niveles de vibración residual promedios en la placa y la mesa.

Se observa que el nivel de la vibración residual es elevado en ambos puntos de medida, siendo mayor en la mesa que es el punto de medida más susceptible a otras fuentes de vibración del ensayo (transmisión de vibraciones del ordenador, del suelo). Por lo tanto, afecta a las medidas realizadas y dificulta la apreciación del efecto que producen los diferentes sistemas vibratorios.

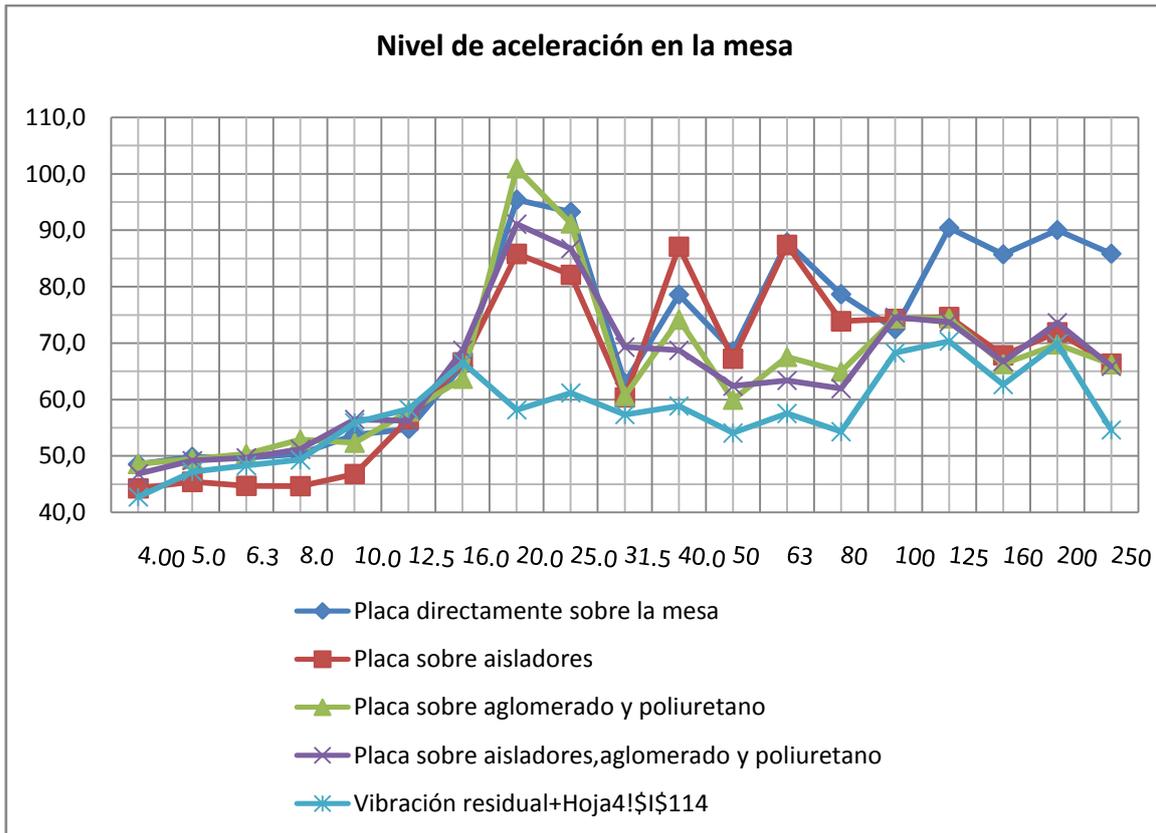
Para caracterizar el comportamiento de los diferentes montajes, se compararon los niveles de aceleración obtenidos en la mesa con respecto a la excitación registrada en la placa, para evaluar la transmisión de las vibraciones hacia la mesa con cada montaje.

Además, se evaluó la influencia de las vibraciones residuales en los dos puntos de medida para los diferentes montajes.



**Figura 179:** Comparación de los niveles de aceleración registrados en la placa.

Incluso para las medidas realizadas sobre la placa, la vibración residual afecta en gran medida. Prestando atención a la figura 181, se aprecia que la única diferencia notable, en la que el nivel de vibración está muy por encima del residual, pudiendo considerar este último como despreciable, es en las bandas de 20 y 25 Hz. Para frecuencias superiores también predomina la excitación sobre el nivel residual, sin embargo, de este rango de frecuencias no se puede decir nada, ya que todas las comparaciones sucesivas, bien para Perdidas por Inserción, bien para Perdidas por Transmisión, tienen en cuenta el nivel en la superficie de apoyo (la mesa, en este caso), y como se aprecia a continuación, en la figura 182, esa zona también se ve muy afectada por la vibración residual.



**Figura 180:** Comparación de los niveles de aceleración registrados en la mesa.

Como la vibración residual, en frecuencias superiores a la de trabajo, afecta, y mucho, al acelerómetro de la mesa, y además es donde la aceleración transmitida es menor, según los sistemas analizados, se dice que fuera de la zona de trabajo del motor no se puede concluir nada. Es decir, la vibración residual es similar a la aceleración que llega a la mesa con el sistema elástico interpuesto, imposibilitando así el análisis de las zonas altas de frecuencia, obligando a estudiar solo la zona de trabajo del motor (hasta la banda de 31.5 Hz, aproximadamente).

A la vista de las figuras 181 y 182, se puede observar como la influencia de las vibraciones residuales es considerablemente alta en ambos puntos de medida. Los niveles de aceleración registrados muestran una gran influencia en las bandas de baja frecuencia, muy significativa para la de 10 y 12,5 Hz, en todas las configuraciones.

Además, como era de esperar, la influencia es mayor en los niveles registrados en las mesa, puesto que ese punto es el que está en contacto con más fuentes de vibración, el ordenador, el suelo, y donde se registran niveles de vibración procedentes del sistema a evaluar inferiores, siendo la diferencia entre los niveles medidos en los montajes y los residuales inferior a 10 dB en casi todo el rango de frecuencias de interés.

A la vista de estos resultados, para el análisis de aislamiento que se va a realizar a continuación, la única parte del espectro de la que se puede decir algo, sin que se deba tener en cuenta la vibración residual, es la zona de trabajo del motor, desde los 12 Hz hasta los 30 Hz, aproximadamente.

En las gráficas de cada montaje se debería observar con mayor claridad que los aisladores metálicos trabajan de forma óptima en las bajas frecuencias del margen de estudio, mientras que la plancha de poliuretano atenúa las altas donde los aisladores metálicos se hacen rígidos.

#### 4.5.2. Placa directamente sobre la mesa

La tabla 21 muestra los valores promedios y las desviaciones de los niveles de aceleración medidos por cada uno de los acelerómetros cuando la placa se coloca directamente sobre la mesa.

Los valores promedios se han añadido a través de la siguiente fórmula:

$$L_m Placa [dB] = 20 * \log \left( \frac{10^{L_a Placa 1/20} + 10^{L_a Placa 2/20} + 10^{L_a Placa 3/20}}{3} \right) \quad (2.1)$$

$$L_m Mesa [dB] = 20 * \log \left( \frac{10^{L_a Mesa 1/20} + 10^{L_a Mesa 2/20} + 10^{L_a Mesa 3/20}}{3} \right) \quad (2.2)$$

Mientras para obtener la Desviación Estándar se ha usado la siguiente expresión:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{3} [(L_a Placa_1 - L_m Placa)^2 + (L_a Placa_2 - L_m Placa)^2 + (L_a Placa_3 - L_m Placa)^2]} \quad (2.3)$$

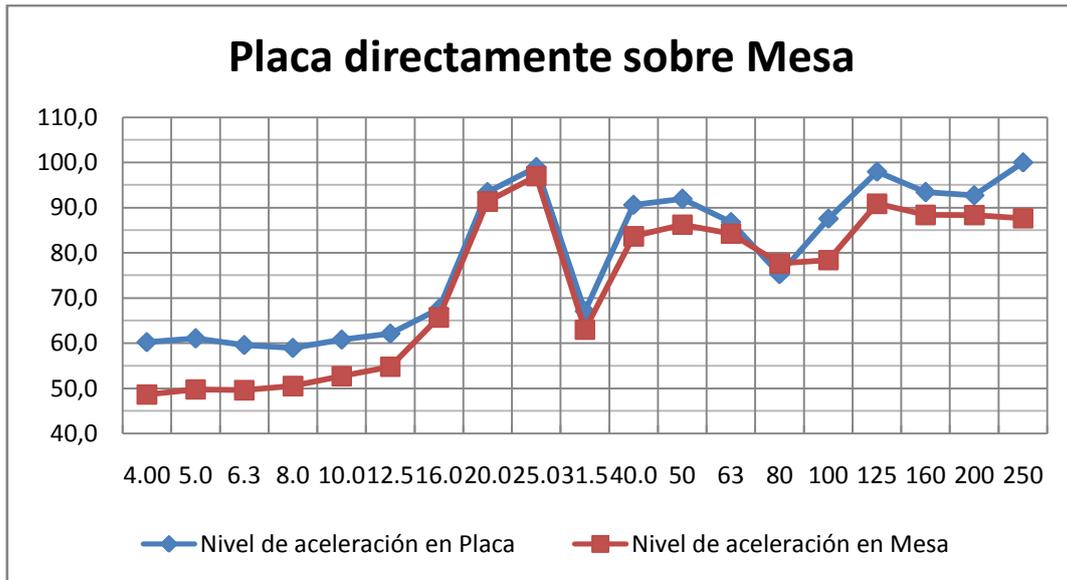
$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{3} [(L_a Mesa_1 - L_m Mesa)^2 + (L_a Mesa_2 - L_m Mesa)^2 + (L_a Mesa_3 - L_m Mesa)^2]} \quad (2.4)$$

Frecuencia [Hz]	Placa directamente sobre mesa			
	Placa		Mesa	
	LmPlaca [dB]	Desviación Estándar [dB]	LmMesa [dB]	Desviación Estándar [dB]
4.00	61,1	2,1	48,6	1,2
5.0	61,6	1,4	49,9	1,2

6.3	61,5	1,0	49,7	0,7
8.0	61,0	1,0	50,4	1,2
10.0	62,7	1,3	53,7	1,7
12.5	64,2	1,1	54,8	0,9
16.0	68,5	0,5	66,0	0,6
20.0	93,1	0,2	95,4	0,3
25.0	91,2	1,6	93,2	1,7
31.5	68,3	1,2	62,9	0,1
40.0	76,4	0,3	78,6	0,1
50	71,4	0,9	68,6	3,3
63	94,3	1,5	87,9	1,0
80	89,3	0,9	78,6	0,1
100	86,1	0,3	72,5	0,2
125	92,7	0,1	90,4	0,1
160	102,0	0,3	85,7	0,5
200	94,2	0,1	90,0	0,2
250	95,0	0,1	85,9	0,0

**Tabla 21:** Niveles de aceleración promedios y desviaciones para placa directamente sobre la mesa.

En la figura 183 se puede ver de forma gráfica el nivel de aceleración promedio en la placa y en la mesa.



**Figura 181:** Representación gráfica de niveles de aceleración promedios para placa directamente sobre la mesa.

El nivel de aceleración en la placa es mayor que en la mesa que la soporta y se observan picos de nivel en ambos puntos de medida alrededor de 20 Hz (recordad que el motor trabaja sobre los 21 Hz).

#### 4.5.3. Placa sobre aisladores metálicos

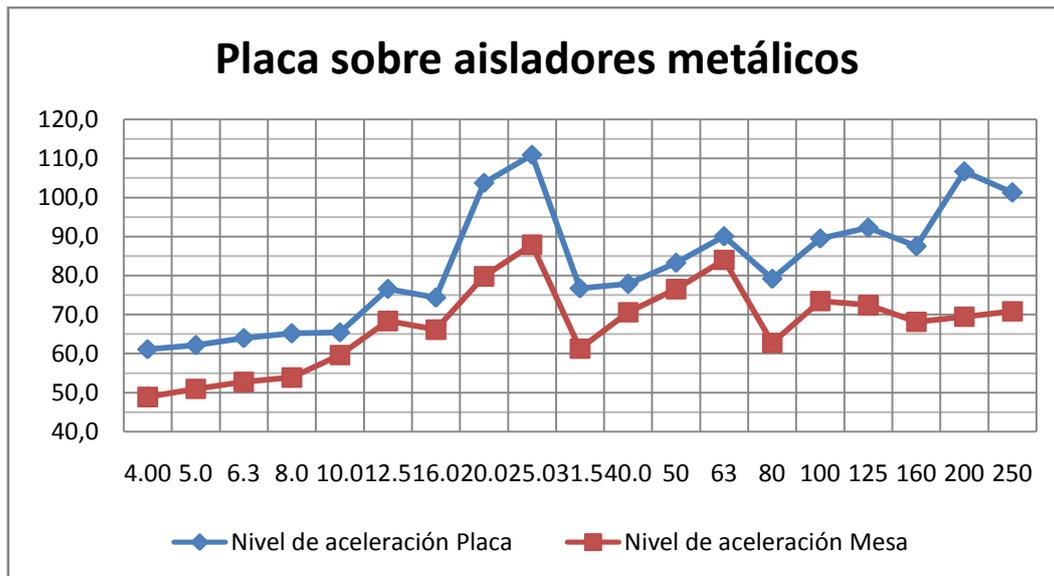
La tabla 22 muestra los valores promedios y las desviaciones de los niveles de aceleración medidos por cada uno de los acelerómetros cuando se colocan unos aisladores metálicos entre la placa y la mesa.

Frecuencia [Hz]	Placa sobre aisladores metálicos			
	Placa		Mesa	
	LmPlaca [dB]	Desviación Estándar [dB]	LmMesa [dB]	Desviación Estándar [dB]
4.00	64,1	0,8	44,2	1,0
5.0	65,0	0,6	45,4	0,8
6.3	64,7	1,2	44,7	1,6
8.0	63,9	0,7	44,6	2,2

10.0	66,1	1,2	46,8	0,9
12.5	68,9	1,2	56,5	1,1
16.0	75,3	0,2	66,6	0,2
20.0	114,1	0,0	85,8	3,4
25.0	108,0	2,5	82,1	4,5
31.5	76,5	0,9	60,4	0,7
40.0	87,5	0,2	87,1	1,8
50	74,6	0,0	67,2	1,1
63	90,5	0,2	87,4	0,3
80	81,5	0,6	73,9	1,3
100	80,7	0,4	74,3	0,0
125	87,7	0,2	74,7	0,2
160	98,6	0,6	67,8	0,6
200	106,6	0,5	71,9	0,1
250	96,3	0,1	66,4	0,2

**Tabla 22:** Niveles de aceleración promedios y desviaciones para placa sobre aisladores metálicos.

La figura 184 muestra gráficamente el nivel de aceleración promedio en la placa y en la mesa.



**Figura 182:** Representación gráfica de niveles de aceleración promedios para placa sobre aisladores metálicos.

Con este montaje la diferencia entre el nivel de aceleración medido en la placa y el nivel medido en la mesa aumenta. Esto se debe a que los aisladores cumplen con su cometido, aíslan las bajas frecuencias, es decir, la fuerza del muelle,  $kx$ , se opone al desplazamiento y la fuerza del amortiguador,  $cdx/dt$ , se opone a la velocidad (amortiguamiento viscoso), provocando una disminución de la vibración en la mesa, la fuerza aplicada es mayor que la transmitida.

Se reduce en casi 10 dB el nivel de aceleración que se transmite a la mesa alrededor de 20 Hz (frecuencia de trabajo), con respecto al montaje anterior. Sin embargo el sistema placa más motor sufre mayores vibraciones debido a la aparición de movimientos acoplados que se producen al colocar los aisladores sobre la placa. Si antes se tenía un movimiento netamente vertical y de giro del eje del rotor, ahora está expuesto a movimientos horizontales y de vaivenes continuos.

Aunque se consigue atenuar la aceleración vibratoria a la frecuencia de giro del motor, no se logra el mismo efecto con las frecuencias superiores, y además como se comentó anteriormente, en esta zona no se puede concluir nada ya que está muy afectada de la vibración residual. Además hay que tener en cuenta que con la incorporación de los muelles, como se explicó en el apartado 2 de la parte práctica, aparece la propia resonancia interna de los aisladores en torno a los 250 Hz, de ahí que haya un aumento significativo de la aceleración para dicha frecuencia.

#### 4.5.4. Placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano

La tabla 23 muestra los valores promedios y las desviaciones de los niveles de aceleración medidos por cada uno de los acelerómetros cuando se colocan aisladores metálicos, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano entre la placa y la mesa.

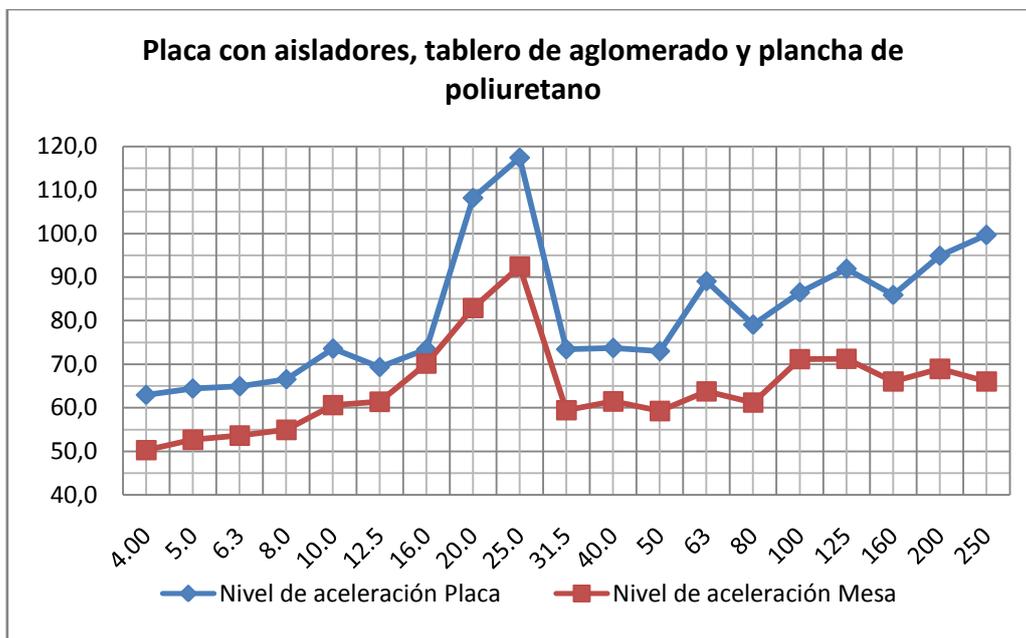
Frecuencia [Hz]	Placa aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano			
	Placa		Mesa	
	LmPlaca [dB]	Desviación Estándar [dB]	LmMesa [dB]	Desviación Estándar [dB]
4.00	65,2	0,6	46,8	2,0
5.0	65,9	0,5	49,2	2,6
6.3	66,0	0,7	49,7	3,4
8.0	66,1	0,8	51,2	5,4
10.0	69,4	2,2	56,5	6,4
12.5	69,5	0,7	56,2	5,6
16.0	75,4	1,2	68,7	4,0
20.0	117,1	0,3	91,1	0,1
25.0	112,1	0,4	86,7	0,9
31.5	74,3	0,3	69,3	10,3
40.0	77,5	0,2	68,7	4,8
50	73,4	0,2	62,4	4,9
63	88,8	0,1	63,4	1,6
80	81,6	0,1	61,9	1,4

100	79,2	0,1	74,6	0,0
125	87,0	0,0	73,7	0,2
160	96,9	0,2	66,7	1,9
200	100,0	0,1	73,6	0,4
250	94,6	0,1	65,9	1,4

**Tabla 23:** Niveles de aceleración promedios y desviaciones para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.

Atendiendo a la desviación estándar de la medida en mesa mostrada en la tabla 23, se observa que para algunas bandas de frecuencia, por ejemplo la de 31,5 Hz, dicho valor es muy elevado. Esto indica de nuevo que la vibración residual afecta mucho a la medida, desprestigiando cualquier posible conclusión que pudiera sacarse.

En la figura 185 se puede ver de forma gráfica el nivel de aceleración promedio en la placa y en la mesa.



**Figura 183:** Representación gráfica de niveles de aceleración promedios para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.

Con este montaje el nivel de aceleración en la placa apenas varía con respecto al montaje en el que solo se tenían aisladores metálicos. El objetivo de poner la plancha de poliuretano es atenuar lo que se podría considerar como las altas frecuencias, a partir de la banda de 40 Hz, donde se observa un receso en el nivel de aceleración que le llega a la mesa. Se puede deducir

que la plancha de poliuretano complementa el rango de frecuencias donde trabajan los aisladores metálicos, ayudando a reducir la transmisión de las vibraciones donde los aisladores no lo hacen. Por encima de 100 Hz no se aprecia ninguna atenuación con respecto al montaje solo con aisladores debido a la influencia de la vibración residual citada con anterioridad.

#### 4.5.5. Pérdidas por inserción

En este apartado se muestran las pérdidas por inserción determinadas a partir de las medidas realizadas con cada sistema vibratorio.

Se debe tener en cuenta, que solo serán válidas las medidas donde la vibración residual se pueda considerar despreciable frente al funcionamiento de los sistemas aislantes. Hay que tener especial cuidado para el cálculo de pérdidas por inserción, ya que se comparan ambas medidas en mesa, antes y después de insertar el sistema aislante, donde afecta la vibración residual.

#### Placa sobre aisladores metálicos

Frecuencia [Hz]	PERDIDAS DE INSERCIÓN		
	La_sin_muelles[dB] (En mesa)	La_con_muelles[dB] (En mesa)	Diferencia [dB] La_sin[dB] - La_con[dB]
4.00	48,6	44,2	4,3
5.0	49,9	45,4	4,4
6.3	49,7	44,7	5,0
8.0	50,4	44,6	5,7
10.0	53,7	46,8	7,0
12.5	54,8	56,5	-1,7
16.0	66,0	66,6	-0,6
20.0	95,4	85,8	9,6

25.0	93,2	82,1	11,1
31.5	62,9	60,4	2,5
40.0	78,6	87,1	-8,5
50	68,6	67,2	1,4
63	87,9	87,4	0,5
80	78,6	73,9	4,8
100	72,5	74,3	-1,8
125	90,4	74,7	15,8
160	85,7	67,8	17,9
200	90,0	71,9	18,1
250	85,9	66,4	19,5

**Tabla 24:** Pérdidas por inserción para placa sobre aisladores metálicos.

**Placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano**

Frecuencia [Hz]	PERDIDAS DE INSERCIÓN		
	La_sin_muelles[dB]	La_con_muelles[dB]	Diferencia [dB]
	(En mesa)	(En mesa)	La_sin[dB] - La_con[dB]
4.00	48,6	46,8	1,7
5.0	49,9	49,2	0,7
6.3	49,7	49,7	0,0
8.0	50,4	51,2	-0,8
10.0	53,7	56,5	-2,7

12.5	54,8	56,2	-1,4
16.0	66,0	68,7	-2,7
20.0	95,4	91,1	4,3
25.0	93,2	86,7	6,5
31.5	62,9	69,3	-6,4
40.0	78,6	68,7	9,9
50	68,6	62,4	6,2
63	87,9	63,4	24,5
80	78,6	61,9	16,7
100	72,5	74,6	-2,1
125	90,4	73,7	16,7
160	85,7	66,7	19,0
200	90,0	73,6	16,4
250	85,9	65,9	20,0

**Tabla 25:** Pérdidas por inserción para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.

#### Placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano

Frecuencia [Hz]	PERDIDAS DE INSERCIÓN		
	La_sin[dB] (en mesa)	La_con_espuma[dB] (en mesa)	Diferencia [dB] La_sin[dB] - La_con[dB]
4.00	48,6	48,6	0,0
5.0	49,9	49,4	0,4

6.3	49,7	50,3	-0,6
8.0	50,4	52,9	-2,6
10.0	53,7	52,4	1,4
12.5	54,8	57,9	-3,1
16.0	66,0	63,7	2,3
20.0	95,4	101,0	-5,6
25.0	93,2	91,2	2,0
31.5	62,9	60,6	2,3
40.0	78,6	74,2	4,4
50	68,6	60,0	8,6
63	87,9	67,6	20,3
80	78,6	65,0	13,7
100	72,5	74,4	-1,9
125	90,4	74,4	16,0
160	85,7	66,3	19,4
200	90,0	69,8	20,2
250	85,9	66,3	19,6

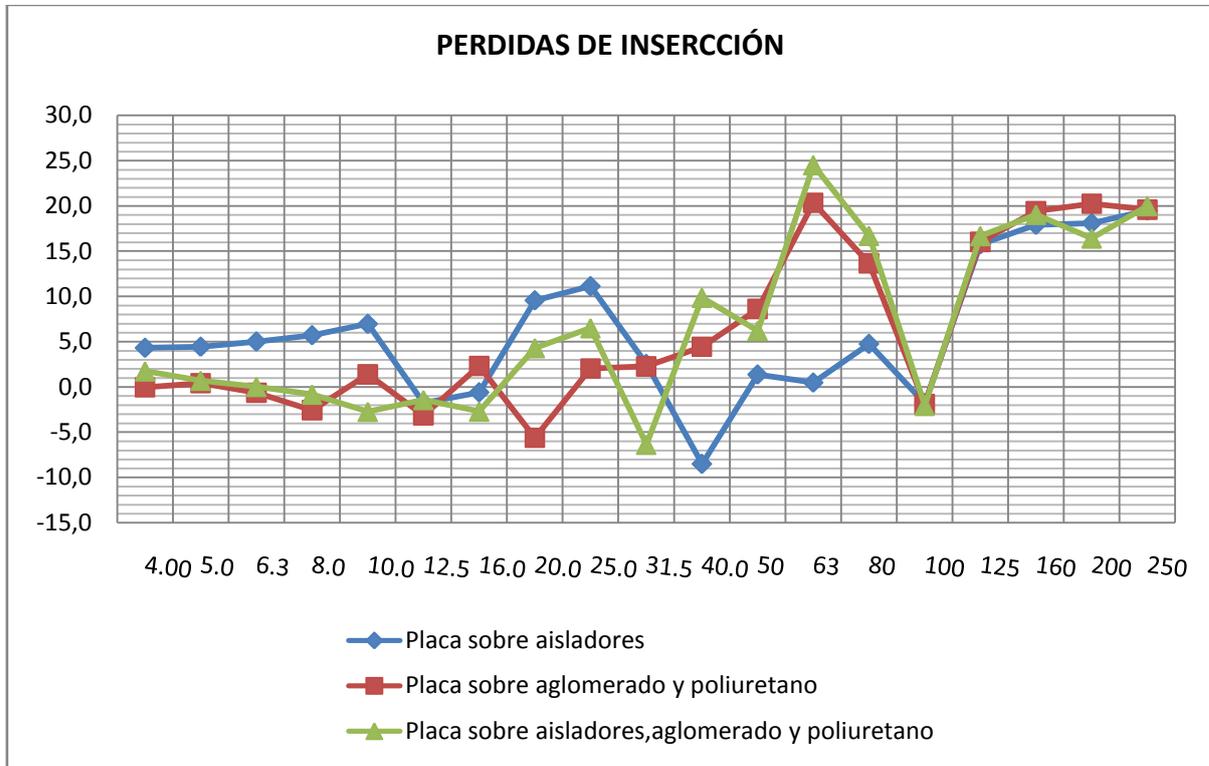
**Tabla 26:** Pérdidas por inserción para placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.

La mejor manera de valorar el beneficio obtenido por los sistemas aislantes es comparar los resultados cuando estos están actuando sobre el soporte.

Estudiando la gráfica de la figura 186, se puede deducir que la introducción de aisladores en el sistema vibratorio, provoca una disminución de la aceleración transmitida a la mesa en la zona de baja frecuencia (hasta la banda de 10 Hz), mayor que cuando se usa otro tipo de sistema.

Sin embargo, dicha afirmación tiene poco peso, ya que fuera del margen de trabajo, se vio que el sistema estaba afectado por la vibración residual.

Este hecho se produce también en torno a la frecuencia de trabajo del sistema. Es el resultado esperado, ya que a bajas frecuencias es donde los aisladores trabajan con mayor eficiencia.



**Figura 184:** Pérdidas por inserción determinadas para cada montaje.

Se puede deducir claramente que los aisladores metálicos son, entre los sistemas utilizados, el método más efectivo de reducir la transmisión de vibración, procedente de la placa a la mesa, a las frecuencias de trabajo del sistema (bandas de 20 y 25 Hz).

Para frecuencias superiores, de 30 hasta 90 Hz, los muelles no resultan efectivos, resultando contraproducentes en ciertas bandas. Para este margen de frecuencia resulta útil el panel de poliuretano. El hecho de que en altas frecuencias sea más eficaz el panel de poliuretano frente al conjunto aislantes más poliuretano, se puede achacar a la influencia de vibraciones residuales en la mesa, para las cuales los aislantes metálicos son menos efectivos. Del mismo modo la colocación de los aisladores sobre la plancha tan gruesa y poco densa de poliuretano, provoca una disminución en la eficacia de los aisladores, debido a que el montaje se vuelve inestable (tambaleándose).

Además el volumen de absorción por parte del panel será mayor que por parte de los muelles, que solo se fijan sobre cuatro puntos de sujeción a la mesa. El panel de poliuretano se apoya

sobre toda la superficie de la placa, lo que permite absorber las vibraciones procedentes tanto de la placa como del suelo (ordenador) de manera más eficiente, consiguiendo mejores resultados globales a la respuesta en pérdidas de inserción.

A partir de la banda de 100 Hz, las tres pérdidas por inserción son similares e irregulares, lo que indica que la medida debe estar muy afectada por la vibración residual, ya que no es posible que, sistemas tan diferentes, consigan aislamientos tan similares.

A pesar de todo esto, no se puede hacer una valoración fiable de la eficiencia de aislamiento que producen dichos sistemas en alta frecuencia para medidas en mesa, ya que afecta mucho la vibración residual, como se explico anteriormente.

Se concluye así que, la única afirmación fiable que se puede hacer es el hecho de que, como era de esperar, los muelles aíslan las frecuencias de trabajo del motor y sus inferiores de manera eficiente. Cualquier hecho observable a partir de la frecuencia de trabajo queda en tela de juicio, dado el alto nivel de vibración residual al que está sometida la estructura de apoyo del sistema, en este caso la mesa, y debido a la poca capacidad de excitación que tiene el motor fuera de su frecuencia de trabajo, lo que hace predominar la vibración residual.

### 2.5.6. Pérdidas por transmisión

En este apartado se muestran las pérdidas por transmisión determinadas a partir de las medidas realizadas con cada sistema vibratorio. Para calcular dichas pérdidas lo que se hace es calcular la diferencia de nivel de aceleración entre la placa y la mesa, es decir, se compara la aceleración que hay en la placa con la aceleración que hay en el soporte (mesa), ambas medidas realizadas con el sistema aislante instalado, a diferencia de lo que se hacía en pérdidas de inserción, que se realizaban dos medidas en mesa, una antes de insertar el elemento aislante y otra después.

#### Placa directamente sobre la mesa

Frecuencia [Hz]	Transmisibilidad de la placa directamente sobre mesa		
	Placa	Mesa	Diferencia [dB]
	LmPlaca [dB]	LmMesa [dB]	Lm Placa[dB] – Lm Mesa[dB]
4.00	61,1	48,6	12,5
5.0	61,6	49,9	11,7

6.3	61,5	49,7	11,8
8.0	61,0	50,4	10,7
10.0	62,7	53,7	8,9
12.5	64,2	54,8	9,4
16.0	68,5	66,0	2,5
20.0	93,1	95,4	-2,2
25.0	91,2	93,2	-2,0
31.5	68,3	62,9	5,4
40.0	76,4	78,6	-2,2
50	71,4	68,6	2,8
63	94,3	87,9	6,4
80	89,3	78,6	10,6
100	86,1	72,5	13,6
125	92,7	90,4	2,2
160	102,0	85,7	16,3
200	94,2	90,0	4,2
250	95,0	85,9	9,2

**Tabla 27:** Pérdidas por transmisión para placa directamente sobre la mesa.

**Placa sobre aisladores metálicos**

Frecuencia [Hz]	Transmisibilidad de la placa sobre aisladores metálicos		
	Placa	Mesa	Diferencia [dB]
	LmPlaca [dB]	LmMesa [dB]	Lm Placa [dB] – LmMesa[dB]
4.00	64,1	44,2	19,9
5.0	65,0	45,4	19,6
6.3	64,7	44,7	20,0
8.0	63,9	44,6	19,3
10.0	66,1	46,8	19,4
12.5	68,9	56,5	12,4
16.0	75,3	66,6	8,6
20.0	114,1	85,8	28,2
25.0	108,0	82,1	25,9
31.5	76,5	60,4	16,2
40.0	87,5	87,1	0,4
50	74,6	67,2	7,4
63	90,5	87,4	3,1
80	81,5	73,9	7,6
100	80,7	74,3	6,4
125	87,7	74,7	13,1
160	98,6	67,8	30,7

200	106,6	71,9	34,7
250	96,3	66,4	29,9

**Tabla 28:** Pérdidas por transmisión para placa sobre aisladores metálicos.

**Placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano**

Frecuencia [Hz]	Placa aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano		
	Placa	Mesa	Diferencia [dB]
	LmPlaca [dB]	LmMesa [dB]	Lm Placa[dB] – Lm Mesa[dB]
4.00	65,2	46,8	18,4
5.0	65,9	49,2	16,8
6.3	66,0	49,7	16,3
8.0	66,1	51,2	14,9
10.0	69,4	56,5	12,9
12.5	69,5	56,2	13,3
16.0	75,4	68,7	6,6
20.0	117,1	91,1	26,0
25.0	112,1	86,7	25,4
31.5	74,3	69,3	5,0
40.0	77,5	68,7	8,7
50	73,4	62,4	11,0
63	88,8	63,4	25,4
80	81,6	61,9	19,7

100	79,2	74,6	4,6
125	87,0	73,7	13,3
160	96,9	66,7	30,2
200	100,0	73,6	26,4
250	94,6	65,9	28,8

**Tabla 29:** Pérdidas por transmisión para placa sobre aisladores, tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.

### Placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano

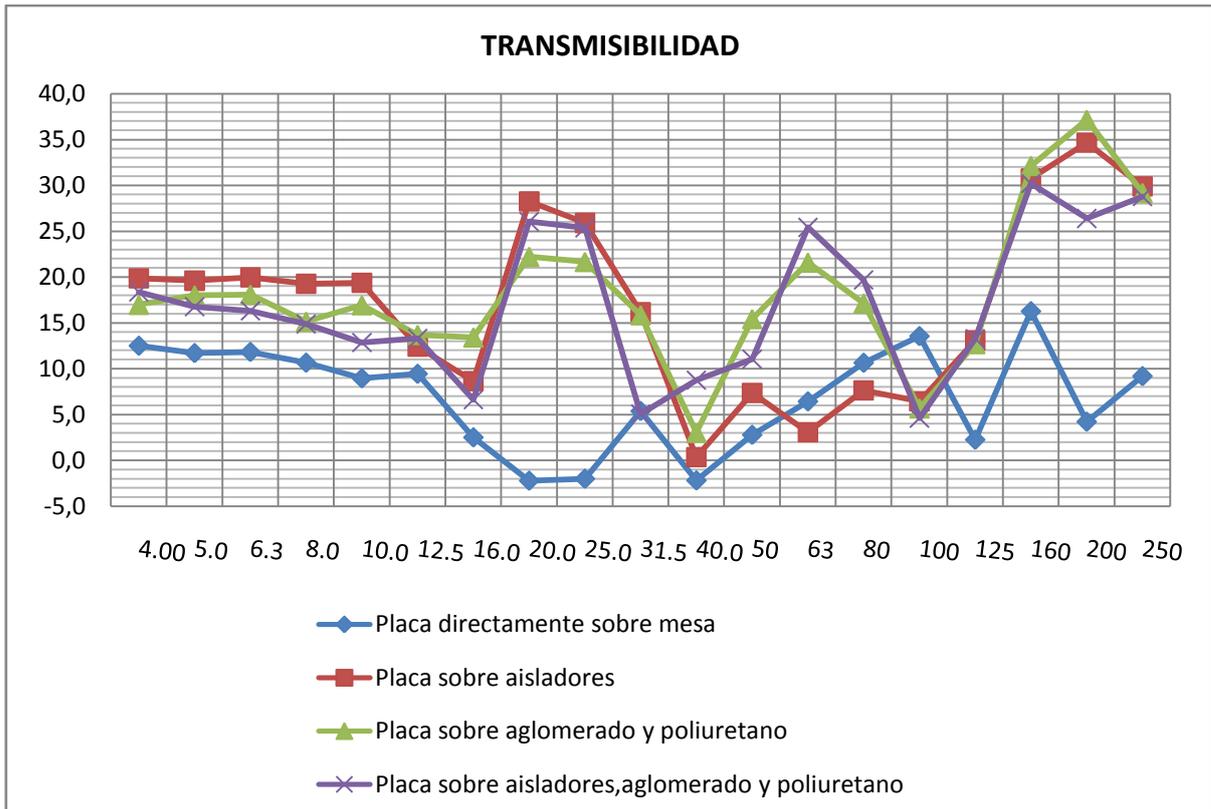
Frecuencia [Hz]	Transmisibilidad de la placa montada sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano		
	Placa	Mesa	Diferencia [dB]
	L <sub>m</sub> Placa [dB]	L <sub>m</sub> Mesa [dB]	L <sub>m</sub> Placa[dB] – L <sub>m</sub> Mesa[dB]
4.00	65,6	48,6	17,0
5.0	67,5	49,4	18,0
6.3	68,4	50,3	18,1
8.0	68,1	52,9	15,2
10.0	69,3	52,4	16,9
12.5	71,6	57,9	13,7
16.0	77,1	63,7	13,4
20.0	123,2	101,0	22,2
25.0	112,9	91,2	21,7
31.5	76,5	60,6	15,9

40.0	77,2	74,2	3,0
50	75,4	60,0	15,4
63	89,1	67,6	21,6
80	82,1	65,0	17,1
100	80,1	74,4	5,7
125	87,1	74,4	12,7
160	98,4	66,3	32,1
200	107,0	69,8	37,2
250	95,5	66,3	29,2

**Tabla 30:** Pérdidas por transmisión para placa sobre tablero de aglomerado y plancha de poliuretano.

En la figura 187, se puede observar como el montaje que ofrece unas mayores pérdidas por transmisión a lo largo de todo el rango de frecuencias es el de los aisladores mas poliuretano, puesto que cada uno tiene su zona de trabajo (aisladores a baja frecuencia y poliuretano a altas) y el uso conjunto de ambos dispositivos complementa sus efectos positivos ante el amortiguamiento de vibraciones.

Esto no es real, ya que, teniendo en cuenta que las altas frecuencias en mesa se ven muy afectadas por la vibración residual, como se vio en el apartado 2.5.1. Lo que interesa es observar el comportamiento en baja frecuencia, alrededor de la frecuencia de trabajo del sistema.



**Figura 185:** Pérdidas por transmisión de cada montaje.

Centrando el análisis en la zona de trabajo, se observa que, como ocurría en el apartado anterior, el sistema más efectivo son los aisladores metálicos, seguidos de aisladores más placa de poliuretano.

Destacar que independientemente del primer sistema, placa directamente sobre mesa, todos cumplen con su cometido, la fuerza transmitida será menor que la aplicada.

Como ha ocurrido en todas las situaciones descritas, en la banda de 16 Hz, hay un defecto de aislamiento. Atendiendo a la figura 180, se observa que en esa banda, la vibración residual llega a afectar a la placa muy notablemente, alcanzando niveles muy cercanos a los de excitación.

Para bandas superiores a la frecuencia de trabajo, no se puede concluir nada, ya que la vibración residual ejerce una gran influencia sobre la medida, imposibilitando cualquier resultado.

## 2.6. Transmisibilidad

Se ha calculado la transmisibilidad teórica producida por la colocación de aisladores metálicos en el sistema vibratorio mediante la siguiente ecuación.

$$\epsilon_f = \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right|} = \left(\frac{f}{f_n}\right)^2 \quad (2.5)$$

Los resultados numéricos de la transmisibilidad se pueden ver en la tabla 24, expresados gráficamente en la figura 188.

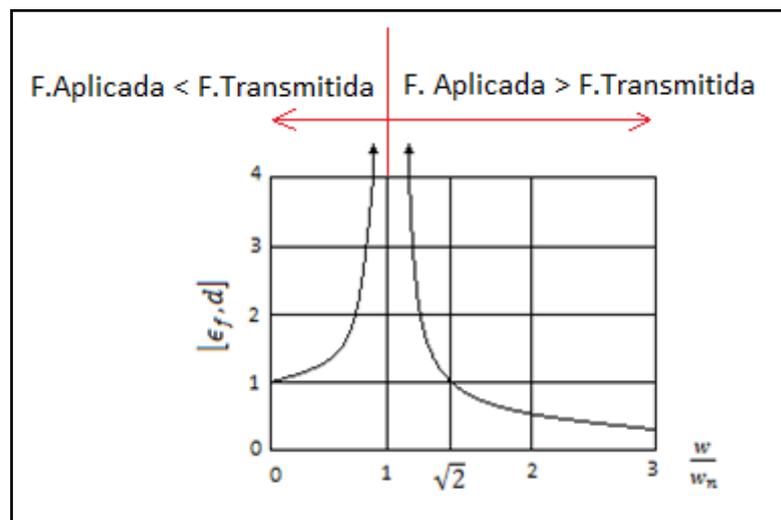
Transmisibilidad teórica		
Frecuencia (Hz)	Transmisibilidad $\epsilon_f$ ( $F_n = 7,91$ Hz)	
4	1,344	<b>Zona Amplificación</b>
5	1,667	
6,3	2,74	
8	41,667	
10	1,667	
12,5	0,667	<b>Zona Atenuación</b>
16	0,323	
20	0,185	
25	0,111	
31,5	0,067	
40	0,041	
50	0,026	
63	0,016	
80	0,01	

100	0,006
125	0,004
160	0,002
200	0,002
250	0,001

**Tabla 31:** Valores de la transmisibilidad teórica.

A continuación se realiza una comprobación de la veracidad de los valores obtenidos en la tabla de transmisibilidad respecto de la gráfica y datos expuestos en la parte de teoría, seguidamente se recuerdan los puntos principales que para los cuales la transmisibilidad tiene que tener un cierto comportamiento.

Se podrá observar que los límites de trabajo para cada una de las zonas (ganancia, atenuación), se cumplen a la perfección.



**Figura 186:** Transmisibilidad de fuerza y de desplazamiento en un sistema sin amortiguamiento en función de la relación de frecuencias.

- Si la frecuencia de excitación es inferior a  $\sqrt{2} * \omega_n$ , es decir, de 11,2 Hz, la transmisibilidad es superior a uno, luego la fuerza transmitida es mayor a la fuerza de excitación, y por tanto, existe una amplificación de las vibraciones. Si se trabaja en esta zona, debe tenerse muy en cuenta el amortiguamiento existente en el sistema. Cuanto mayor sea este, menor será la amplificación de las vibraciones.

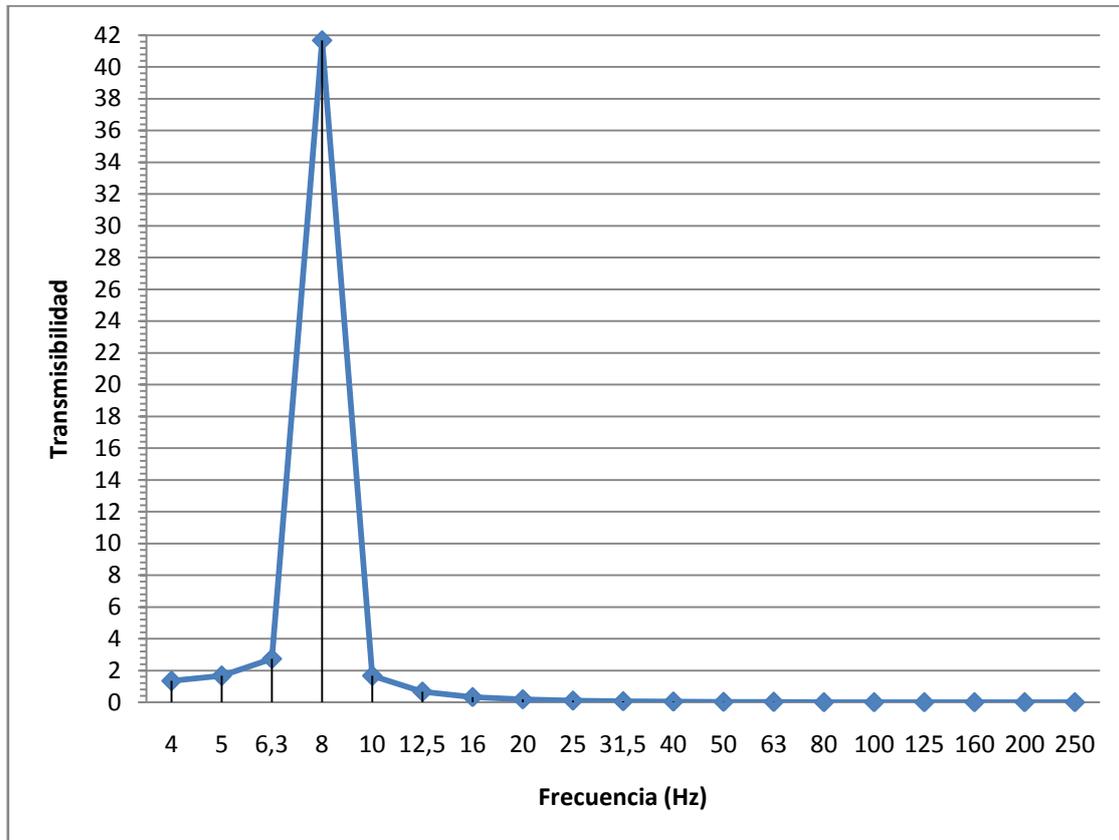
- El efecto resonante está presente cuando se igualan frecuencia de excitación y frecuencia natural. La frecuencia que marca el límite entre la zona de amplificación y la zona de atenuación es a la cual se cumple que la transmisibilidad toma como valor la unidad, y se corresponde con la frecuencia. En este caso sucede a 11,2 Hz.
- La familia de curvas solo se corta en un punto. La transmisibilidad toma el valor unitario cuando la relación entre la frecuencia de excitación y la natural toma el valor  $\sqrt{2}$ . Esto se traduce en que cuando  $w/w_n$  excede el valor  $\sqrt{2}$ , la fuerza transmitida al soporte del muelle es menor que la aplicada. Por ello, a partir de este punto se puede decir que el muelle y el amortiguador están proporcionando aislamiento de vibración.
- Si la frecuencia de excitación es mayor a  $\sqrt{2}$  veces la frecuencia propia, la transmisibilidad es inferior a uno, es decir, la fuerza transmitida es inferior a la fuerza originada en el sistema, luego nos encontramos en la zona de atenuación.
- La amplitud de la fuerza transmitida se reduce a medida que el amortiguamiento del sistema se aproxima al valor crítico, es decir, a medida que la relación  $c/c_c$  se aproxima a la unidad.

En la zona de aislamiento, en la que  $w/w_n > \sqrt{2}$ , si aumenta la amortiguación, aumenta la transmisibilidad. Este hecho, en realidad, es de poca relevancia práctica por dos razones:

1. En la práctica es muy difícil encontrar sistemas con relaciones de amortiguamiento mayores que 0,1.
2. La ecuación y la grafica de transmisibilidad solo pertenecen a sistemas con amortiguamiento viscoso, en los que, como ya se dijo, el amortiguador produce una fuerza retardadora proporcional a la velocidad. Estos sistemas han sido los más estudiados debidos a su sencillez matemática, sin embargo, en los sistemas prácticos las fuerzas retardadoras tienen otras dependencias paramétricas.

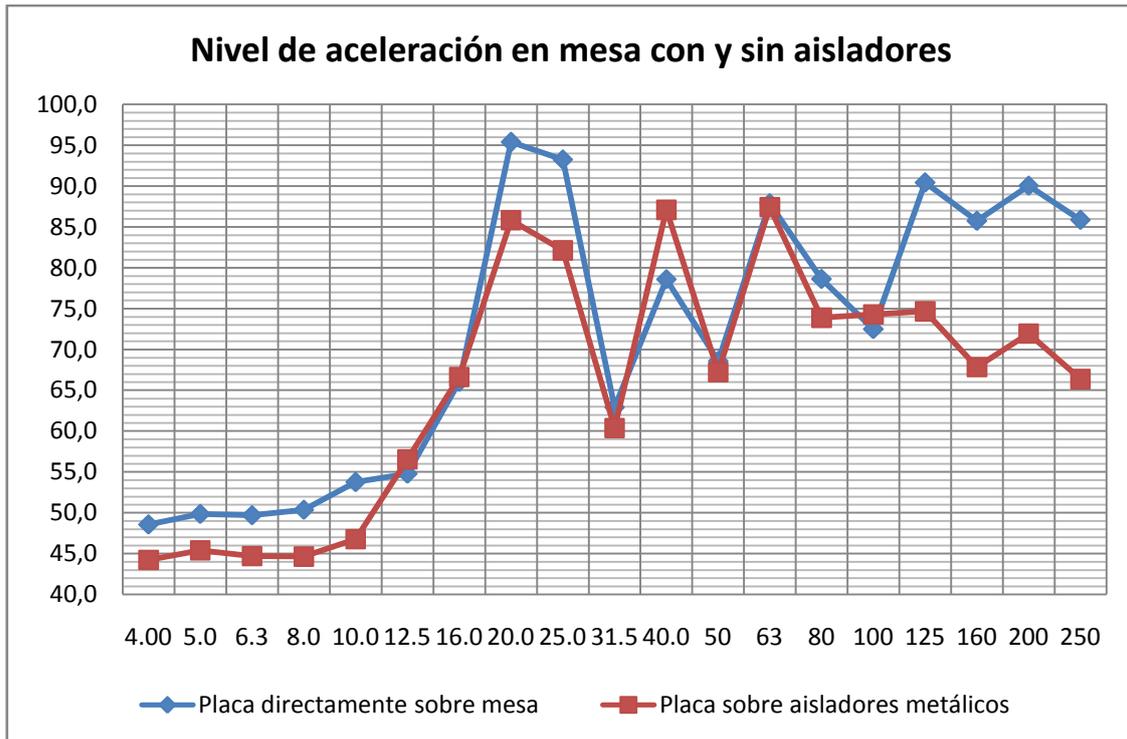
Se observa en la figura 190 que, efectivamente, para una frecuencia de resonancia de 7,91 Hz, se cumplen las características anteriormente citadas. En los apartados anteriores (Perdidas por Inserción y por Transmisión) se observaba como los muelles aislaban por encima de la resonancia de estos, es decir a las frecuencias de trabajo. Si el sistema hubiese sido más estable y las condiciones más didácticas y controlables, se hubiese observado como por encima de la frecuencia de trabajo también se producía aislamiento. Sin embargo, fuera del margen de trabajo afectaba mucho la vibración residual, por lo que

no se pudo valorar el aislamiento producido de manera eficiente para ese rango de frecuencias.



**Figura 187:** *Transmisibilidad de fuerza y de desplazamiento del sistema bajo estudio en función de la relación de frecuencias.*

En la figura 190 se muestra una comparativa entre el nivel de aceleración en mesa con y sin aisladores, con el fin de reafirmar lo ya expuesto anteriormente respecto de la transmisibilidad. Se observa por norma general que los niveles de vibración que llegan a la mesa, disminuyen en todo el rango de frecuencias de interés tras la introducción de los aisladores, exceptuando la banda para la cual la frecuencia propia de giro del motor afecta al sistema (en torno a los 10 Hz), en la cual las vibraciones se amplifican debido al efecto de la resonancia.



**Figura 188:** Niveles de aceleración registrados en la mesa con el sistema sobre la mesa y con aisladores metálicos.

## 2.7. Conclusiones

Los niveles de aceleración medidos en la mesa son más bajos que los registrados en la placa, algo esperado puesto que en la placa se encontraba la fuente de excitación. Es por este motivo, por lo que es el punto de medida más susceptible a vibraciones indeseadas.

Dado el alto nivel registrado en placa causado por la vibración residual, fuera del margen de frecuencias de trabajo del motor, los niveles de aceleración obtenidos se ven muy condicionados, estando sometidos a irregularidades y a vibraciones indeseadas, por lo que las medidas fuera de la zona de trabajo no son fiables.

Los niveles de aceleración en mesa y placa, tanto en pérdidas de inserción como en pérdidas por transmisión, dependen de la zona de trabajo donde se sitúe el análisis, para las bajas frecuencias donde actúan los aisladores, y para las altas frecuencias donde actúa el panel de poliuretano.

El resultado más aceptable, para el rango de frecuencias que no se veía afectado por la vibración residual, se consiguió cuando se montaba el sistema sobre aisladores metálicos únicamente.

Para aislar todo el rango de frecuencias, independientemente de la vibración residual obtenida, se consiguió complementando ambos elementos, montaje compuesto por sistema



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



más aisladores más panel de poliuretano, aunque este hecho no se ve refutado por impedirlo la vibración residual.

## 5. PRESUPUESTO

	DESCRIPCION	UNIDADES	PRECIO UNIDAD	PRECIO/HORA	Nº HORAS	TOTAL
<b>MATERIALES</b>						
100001	Acelerómetros PCB 333B50	3	300,00 €	15,00 €	125	5.625,00 €
100002	Excitador de Calibración Brüel & Kjær Type 4294	1	1.000,00 €	50,00 €	10	500,00 €
100003	Lámpara Estroboscópica Sugawava Stroboscope type MS-200P	1	600,00 €	30,00 €	4	120,00 €
100004	Gomillas	12	0,16 €			2,00 €
100005	Destornilladores y Llaves Allen	6	2,00 €			12,00 €
100006	Alicates	2	10,20 €			20,40 €
100007	Tuercas y tornillos	30	0,07 €			2,10 €
100008	Pilas AA recargables	4	0,50 €			2,00 €
100009	Nivel magnético KAPPA	1	26,00 €			26,00 €
100010	Pesos	7	- €			- €



	DESCRIPCION	UNIDADES	PRECIO UNIDAD	PRECIO/HORA	Nº HORAS	TOTAL
<b>SISTEMA</b>						
200001	Motor <i>Bühler Motor GmbH 1.61.046.331.13</i> con bloque de inercia y fuente de alimentación variable	1	1.200,00 €			1.200,00 €
200002	Aisladores Metálicos <i>Accento 9070-05</i>	4	7,50 €			30,00 €
200003	Plancha de Poliuretano <i>ALCOBEL</i>	1	- €			- €
200004	Tablero de Aglomerado	1	- €			- €
<b>OPERADORES</b>						
500001	Ordenadores	2	750,00 €	7,50 €	230	3.450,00 €
500002	Excitador de Vibraciones <i>LDS V201 MA-CE</i>	1	4.500,00 €	225,00 €	50	11.250,00 €
500003	Amplificador <i>LDS PA25E</i>	1	1.000,00 €	- €	50	- €
500004	Analizador de Vibraciones <i>SVAN 958</i>	1	4.500,00 €	135,00 €	125	16.875,00 €
500005	Software de Análisis ( <i>SvanPC ++</i> )	2	- €			- €



	DESCRIPCION	UNIDADES	PRECIO UNIDAD	PRECIO/HORA	Nº HORAS	TOTAL
<b>HORAS DE TRABAJO</b>						
700001	Ingenieros	2		54,00 €	250	27.000,00 €
700002	Operarios taller	2		26,00 €	120	6.240,00 €
700003	Redactores	1		15,00 €	70	1.050,00 €

<b>TOTAL BRUTO</b>	<b>73.404,50 €</b>
<b>I.V.A. 21%</b>	<b>15.414,95 €</b>

<b>Total presupuesto</b>	<b>88.819,45 €</b>
--------------------------	--------------------

## 6. CONCLUSION FINAL

En cuanto al análisis de las frecuencias de excitación, mantenimiento predictivo del sistema, se han podido identificar, de forma fiable, cada una de las diferentes partes que componen el espectro de frecuencia, de 0 a 350 Hz, atendiendo a los patrones característicos estudiados de los distintos fenómenos.

Mediante dicho análisis, se ha podido conocer de forma independiente el comportamiento de cada una de los componentes y como aparecen en el espectro, para que en estudios posteriores se puedan solucionar los problemas que dicho sistema pudiese ocasionar.

El siguiente paso para conocer el funcionamiento del sistema, una vez conocida la excitación, es estudiar el funcionamiento de los muelles disponibles, para ello se realiza un estudio de la resonancia del sistema, variando la masa a soportar por los aisladores para hacerlos trabajar en diferentes puntos de su zona lineal.

Se comprobó que para que el sistema trabaje dentro de la zona lineal debe tener una masa que supere los 10 daN (10 kg), sino los muelles no llegarían a apretarse, pero que en ningún caso sobrepase los 18 daN o kg, en cuyo caso los aisladores estarían completamente prensados, actuando como patas fijas.

Una vez que la masa obliga a los aisladores metálicos a trabajar en su zona lineal, a medida que aumenta la masa, disminuye la frecuencia propia del sistema, así como la interna de los muelles. En el caso bajo estudio, hasta que no se alcanzó el peso de 14,01 kg, la frecuencia propia del sistema no comenzó a disminuir, situándose para pesos inferiores en 14,6 Hz.

Una de las causas principales de esta invariabilidad se debe al hecho de que el sistema no está perfectamente equilibrado, ocasionando la aparición de movimientos acoplados que aumentan dicha frecuencia propia, o en este caso, impiden que disminuya.

Cuando la masa excede el límite superior para la zona lineal, a partir de 18 kg, los muelles se aplastan en su totalidad y la frecuencia propia vuelve a aumentar. En esta zona, el sistema aislante se considera inútil y aparecen fenómenos indeseados.

Para tener un conocimiento más amplio del sistema, una vez conocida la excitación y las frecuencias de resonancia del sistema aislante, se realizó un estudio de los primeros modos propios de la placa, principalmente para comprobar si estos afectaban a la zona de interés, de 0 a 350 Hz.

Se observó que los modos propios de la placa se sitúan en frecuencias relativamente altas (el primer modo aparece a la frecuencia de 666 Hz), es decir, no afectan a nuestro sistema, dado que el motor no llega a excitar dichas frecuencias, si no que trabaja muy por debajo.

Hay picos de aceleración de vibración que no han sido identificados, tras varias pruebas, dada la baja importancia que tiene centrarse en ello para este estudio.

En estudios sucesivos se podrían estudiar con detalle las causas que provocan todos los picos, así como realizar un análisis más amplio de los modos propios, localizando con exactitud los máximos y los nodos.

Conocido el funcionamiento del sistema, y una vez verificado que las deformaciones de la placa no afectan a la zona que se va a aislar, zona de funcionamiento de los aisladores metálicos, se procede a realizar el análisis de aislamiento de los sistemas disponibles.

El resultado de montar el equipo sobre apoyos elásticos o aisladores, es que la frecuencia natural del sistema formado por el equipo y el aislador efectúe la reducción deseada de la fuerza o del movimiento

Para que el aislador actúe como tal, debe tener una frecuencia natural, tal que, la zona a aislar se encuentre por encima de raíz de dos dicha frecuencia, que se encontraba alrededor de los 14 Hz, difiriendo de los 7 Hz que citaba el fabricante (ver anexo), por lo que se hace trabajar el motor a su máximo rendimiento (frecuencia de giro en 21 Hz).

Dado el alto nivel registrado en placa causado por la vibración residual, fuera del margen de frecuencias de trabajo del motor, los niveles de aceleración obtenidos se ven muy condicionados, estando sometidos a irregularidades y a vibraciones indeseadas, por lo que las medidas fuera de la zona de trabajo no fueron fiables, imposibilitando cualquier conclusión que pudiera hacerse en dicha zona.

Se pudieron comprobar los rangos de frecuencia de aislamiento de los diferentes sistemas amortiguantes atendiendo a los niveles de aceleración en mesa y placa, tanto en pérdidas de inserción como en pérdidas por transmisión. En bajas frecuencias actúan los aisladores metálicos, y en altas frecuencias predomina la actuación del panel de poliuretano.

El resultado más aceptable, para el rango de frecuencias que no se veía afectado por la vibración residual, se consiguió cuando se montaba el sistema sobre aisladores metálicos únicamente.

Para aislar todo el rango de frecuencias, independientemente de la vibración residual obtenida, se consiguió complementando ambos elementos, montaje compuesto por sistema



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



más aisladores más panel de poliuretano, aunque este hecho no se ve refutado por impedirlo la vibración residual.

Otro estudio que se propone es, teniendo en cuenta las irregularidades presentadas por el sistema, realizar un análisis detallado del funcionamiento del sistema para frecuencias superiores a 350 Hz.

Sería especialmente interesante disponer de otras configuraciones antivibratorias, hasta dar con una que realmente sea óptima para este sistema, atendiendo a su masa, sin necesidad de añadir más.



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



## BIBLIOGRAFIA Y DOCUMENTACIÓN

- ISTÁN L. VÉR Y LEO L. BERANEK. (2006). *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications*. Segunda Edición. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- MALCOLM J. CROCKER. (2007). *Handbook: Noise and Vibration Control*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- CYRIL M. HARRIS & ALLAN G. PIERSOL. (2002). *Harris' Shock and Vibration Handbook*. Quinta Edición. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- CONSTANTINO GIL GONZALEZ. (2002). *Control de Ruido*. Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica de Teleco, UPM.
- JUAN SANCHO GIL. *Curso: Contaminación Acústica Medioambiental. Módulo: Principios Básicos del Control de Ruido y Reducción de Ruido por Control de Vibraciones*. INEM.
- JESÚS A. ROYO y GLORIA RANANAQUE. *Análisis de Vibraciones e Interpretación de Datos*. Universidad de Zaragoza.
- RAMÓN F. y MATEO G. *Diferentes Tipos de Vibración Mecánica*. Disponible en: <https://www.monografias.com/trabajos/vibramec/vibramec.shtml>
- X. RAMÍREZ PEREA. y J. M. PINTOR BOROBIA. *Estudio de Sensibilidad de Diferentes Factores que Influyen en la Realización de Análisis Modal Experimental*. Universidad Pública de Navarra, Dpto. Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales.
- EURELIO PALOMINO-MARÍN y YANEXI CEPERO-AGUILERA. (2011). *Análisis de la Eficiencia del Sistema de Aislamiento de Vibraciones de Grupos Electrónicos MAN 18 V48/60 B*. Ingeniería Mecánica Vol. 14. No. 1, páginas 31-39.
- DANIEL A. PERNÍA-MÁRQUEZ. (2004). *Introducción a la Medición de Vibración*. Trabajo Fin de Máster. Facultad de Ingeniería Universidad de los Andes.
- A-MAQS: Análisis de la Maquinaria. (2005). *Tutorial de Vibración para Mantenimiento Mecánico*. A-MAC, Equipos de Medición y Análisis de Vibraciones S.A. Disponible en: <http://www.a-maq.com>
- J. FERNÁNDEZ GIMENO. *Introducción a la Vibración*. Brüel&Kjaer. Disponible en: <http://www.bksv.es>
- SERGIO E. DÍAZ. *Medición y Análisis de Vibraciones*. Universidad Simón Bolívar. Disponible en: <http://www.ldar.laba.usb.ue>



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



- Brüel&Kjaer. *Measuring Vibration*. Septiembre 1982. Dinamarca.
- Brüel&Kjaer, *Structural Testing. Part. 1. Mechanical Mobility Measurements*. 1988. Dinamarca.
- Brüel&Kjaer, *Structural Testing. Part. 2. Modal Analysis and Simulation*. 1988. Dinamarca.

## PÁGINAS WEB

- <http://www.sc.ehu.es/sweb/fisica/oscilaciones/oscilacion.htm>
- <http://html.rincondelvago.com/vibraciones-mecanicas.html>
- <http://jair.lab.fi.uva.es/~manugon3/temas/ondas/MovOscilatorio/OsciForRes/OsciForRes.htm>
- <https://sites.google.com/site/fisica2palacios/home/movimiento-armonico-simple/resonancia-oscilaciones-forzadas>
- [http://es.wikipedia.org/wiki/Resonancia\\_\(mec%C3%A1nica\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Resonancia_(mec%C3%A1nica))
- [http://books.google.es/books?id=NNPB-kICBuQC&pg=PA347&lpg=PA347&dq=problemas+cojinetes&source=bl&ots=noXGdoj9n\\_&sig=NCwP7Vkwo9SRT00vfd5q9vg-b3U&hl=es&sa=X&ei=C7\\_qUKnaNYyAhQeS-IGgBg&ved=0CEwQ6AEwAw#v=onepage&q=problemas%20cojinetes&f=false](http://books.google.es/books?id=NNPB-kICBuQC&pg=PA347&lpg=PA347&dq=problemas+cojinetes&source=bl&ots=noXGdoj9n_&sig=NCwP7Vkwo9SRT00vfd5q9vg-b3U&hl=es&sa=X&ei=C7_qUKnaNYyAhQeS-IGgBg&ved=0CEwQ6AEwAw#v=onepage&q=problemas%20cojinetes&f=false)
- <http://www.monografias.com/trabajos17/mantenimiento-predictivo/mantenimiento-predictivo.shtml#ixzz2HNIWOMwV>
- <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/11638/fichero/Capitulo+4.pdf>
- <http://es.scribd.com/doc/64281567/Vibraciones-mecanicas>
- <http://www.elruido.com/portal/web/guest/conceptos-basicos-del-control-de-vibraciones>
- [http://es.wikipedia.org/wiki/Oscilador\\_arm%C3%B3nico](http://es.wikipedia.org/wiki/Oscilador_arm%C3%B3nico)
- [http://www.umss.edu.bo/epubs/etexts/downloads/19/cap\\_IV.htm](http://www.umss.edu.bo/epubs/etexts/downloads/19/cap_IV.htm)
- [http://www.solerpalau.es/formacion\\_01\\_19.html](http://www.solerpalau.es/formacion_01_19.html)



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



## FABRICANTES

- <http://www.svantek.com/>
- <http://www.accentoacustica.es/>
- <http://www.pcb.com/>
- <http://www.bksv.es/>
- <http://www.buehlermotor.com/EN/Home/>
- <http://www.arkobel.com/>

# ANEXO I: MANUAL SVAN 958

## 1. CONTROL MANUAL DEL EQUIPO

El control y manejo del equipo se realiza en modo “conversacional” de manera intuitiva, como si se tratase de un teléfono móvil. El usuario puede seleccionar la operación deseada desde el menú principal y comenzar las mediciones directamente. El equipo dispone de 9 botones para su configuración y utilización.

### Botones del teclado

En el teclado del equipo se encuentran los siguientes botones:

1. <ENTER>, (<Menu>), [<Save>]

2. <ESC>, (<CAL>), [<Pause>]

3. <Shift>

4. <Alt>

5. ▲

6. ▼

7. ◀

8. ▶

9. <Start / Stop>

El nombre entre paréntesis (...) indica la segunda función del botón, disponible cuando se pulsa junto con el botón <Shift>. El nombre entre corchetes [...] indica la tercera función del botón, disponible cuando se pulsa junto con el botón <Alt>.

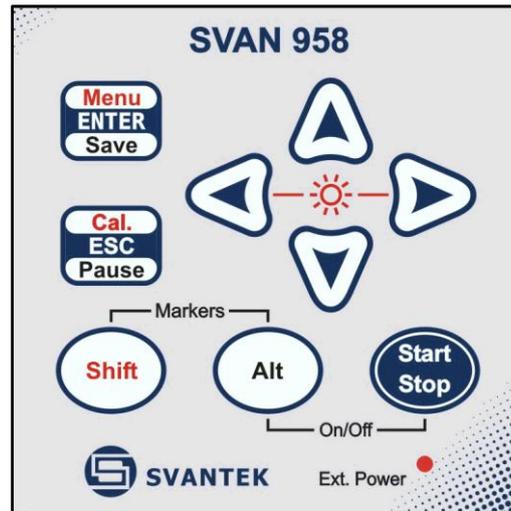


Figure 1: Control push-buttons of the SVAN 958 instrument.

### <Shift>

La segunda función de un botón del teclado del equipo (escrita en color rojo) se utiliza pulsando también <Shift>. Este botón se puede utilizar de dos maneras:

- Como la tecla **SHIFT** de un teclado; ambos botones se pulsan **simultáneamente**
- Como **2ª Función**; **pulsando y soltando SHIFT antes de pulsar el segundo botón**

Si se pulsa <Shift>junto con <Alt> se añaden marcadores en el archivo *logger* de registro de historia temporal de la señal durante la medición.

*Nota:* El funcionamiento del botón “**Shift**” del teclado del equipo se configura en uno de los dos modos (*Shift* o *2ª función*) en el menú del equipo en la opción **SHIFT MODE** (path: MENU / SETUP / KEYBOARD SETUP / SHIFT MODE), ver capítulo con descripción de la lista de **SETUP**.

### <Alt>

Este botón permite acceder a la tercera función de los botones del teclado [**<Save>**] y [**<Pause>**].

Para seleccionar la tercera función se debe pulsar el botón <Alt> y el botón de segunda función simultáneamente.

### <Start / Stop>

Este botón permite comenzar la medición cuando el equipo no está midiendo o finalizar la medición cuando el equipo está midiendo. Se puede configurar este botón de arranque/parada de medición para que solo funcione en combinación con el botón <Shift>.

**<ENTER>**

Este botón permite acceder al modo de funcionamiento seleccionado o confirmar opciones de control. En capítulos sucesivos se describirán funciones adicionales de este botón.

**(<Menú>)**

Este botón (pulsado junto con **<Shift>**) permite al usuario acceder a la lista de menú principal que contiene las siguientes opciones: **FUNCTION, INPUT, DISPLAY, FILE, SETUP** y **AUXILIARY FUNCTIONS**. Cada una de estas opciones tiene diferentes sub-listas, elementos y ventanas que se detallarán a continuación. Pulsando dos veces el botón **<Menú>** se obtiene la lista **HISTORY** que contiene las últimas ocho opciones abiertas del Menú. De esta manera se tiene un acceso más rápido a las opciones usadas más frecuentemente.

**[<Save>]**

Este botón (pulsado junto con **<Alt>**) permite al usuario guardar los resultados de la medición en un archivo en la memoria interna del equipo o en la memoria externa USB. Hay dos maneras de guardar un archivo: con la opción **AUTO NAME** se guarda automáticamente con el nombre asignado incrementado en un número (ejemplo: **JAN0, JAN1, JAN2**) o con la opción **FILE NAME** editando el nombre y asignándolo manualmente (ver capítulo de descripción de **FILE**).

**<ESC>**

Este botón cierra las listas de menú, sub-listas de menú o ventanas que se estén visualizando en el momento. Actúa de manera opuesta al botón **<ENTER>**. Cuando una ventana se cierra con el botón **<ESC>**, cualquier cambio realizado en la configuración será ignorado.

**[<Pause>]**

Este botón permite interrumpir temporalmente una medición. Si se vuelve a pulsar el botón **<Pause>** se borrarán los resultados de medición del último segundo. De esta manera se pueden borrar hasta los últimos 15 segundos de la medición en curso.



Estos botones permiten las siguientes operaciones:

- Seleccionar las diferentes opciones en “dirección horizontal” (ejemplo: filtro: **LIN, A, C** ó **G**, Periodo de integración: **1s, 2s, 3s...** etc.)

- Seleccionar el resultado de medición a mostrar en pantalla (ejemplo: **PEAK, MAX, MIN**, etc.) en el modo de visualización de 1 canal o multicanal)
- Control del cursor en los modos de presentación de resultados de **SPECTRUM, LOGGER y STATISTICS**
- Seleccionar la posición del cursor en el menú de edición de texto (ejemplo: en el menú **FILE NAME**)
- Encender / apagar marcadores 2 y 3.
- Encender / apagar la luz de la pantalla ( ◀▶ pulsando ambos botones simultáneamente)

◀▶ + <Shift>

Los botones ◀▶ pulsados de manera simultánea o secuencial junto con <Shift> permiten al usuario:

- Acelerar el cambio de valores numéricos de un parámetro (ejemplo: en la configuración del retardo de inicio de las mediciones **START DELAY** el valor pasa de 1 a 10 segundos (*path: MENU / INPUT / MEASUREMENT SETUP / START DELAY*))
- Insertar o borrar un carácter en los modos de edición de texto
- Cambiar la clase de percentil (el número mostrado detrás de la letra **L**) en los modos de presentación de resultados de 1 canal y multicanal



Los botones ▲▼ , permiten realizar las siguientes operaciones:

- Cambiar el modo de presentación de resultados
- Seleccionar el carácter correcto de la lista en el modo de edición de texto
- Cambiar la sub-lista active de una lista
- Ajustar el reloj en tiempo real (**RTC**) y el programar el **TIMER**
- Encender / apagar marcadores 1 y 4

▲▼ + <Shift>

Los botones ▲▼ pulsados de manera simultánea o secuencial junto con <Shift> permiten al usuario:

- Cambiar la relación entre el *eje X* y el *eje Y* de todos los gráficos presentados en pantalla
- Cambiar los canales y perfiles en los modos de presentación de resultados de 1 canal y percentiles **STATISTICS**
- Cambiar el canal activo en el modo de presentación de resultados multicanal

## 2. PUERTOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL EQUIPO

Las conexiones de entrada del equipo o canales de entrada (**Input Channels**) están situadas en la parte superior del mismo. La conexión para los **Canales 1, 2 y 3** es a través de un conector LEMO de 4 pines tipo ENB.0B.304 y TNC para el **Canal 4**, todas con alimentación IEPE para los acelerómetros o preamplificadores de micrófono.

El preamplificador del micrófono **SV 12L** dispone del conector apropiado con la rosca para conexión directa a la entrada TNC del equipo (**Canal 4**), sin embargo, se recomienda la utilización del preamplificador con cualquiera de los cables de extensión (por ejemplo el **SC 26**) o el soporte flexible **SA 08**. Para conectar un acelerómetro mono axial al **Canal 4** se debe utilizar el mismo tipo de conector.

En este caso se recomienda utilizar el cable trenzado **SC 27**. Para conectar el preamplificador de micrófono **SV 12L** a los **Canales 1–3** se debe utilizar el cable **SC 49** cable (conector LEMO 4-pines a 3 TNC hembra, longitud 0.7 metros). Los cables **SC 49** ó **SC 39P** (conector LEMO 4-pines a 3 BNC hembra, longitud de 0.7 metros) se deben utilizar para conectar un acelerómetro mono axial a cualquiera de los **Canales 1–3**. Los acelerómetros triaxiales se conectan muy fácilmente a los **Canales 1–3** a través del cable **SC 38** (Microtech 4-pines a LEMO 4-pines, longitud 2.7 metros). En caso de utilizar el micrófono de dosímetro **SV 25** con preamplificador integrado, se recomienda conectarlo al **Canal 4**.



**Figure 2:** Top cover of the SVAN 958 instrument in 1:1 scale.

En la parte inferior del equipo hay 4 puertos situados de derecha a izquierda como se muestra a continuación: **Ext. Pow.**, **USB Host**, **USB Device** e **I/O** (entrada/salida).



**Figure 3:** Bottom cover of the SVAN 958 instrument in 1:1 scale.

La interfase Cliente **USB 1.1** (el dispositivo de puerto **USB**) es la interfase serie que funciona a 12 MHz. Gracias a su velocidad, esta interfase es de uso extendido en todos los PC. La interface Host **USB 1.1** puede utilizarse para conectar el dispositivo de memoria externo, permitiendo al equipo un registro prácticamente ilimitado de resultados de medida.

El puerto de alimentación externa (**Ext. Pow**) situado en la parte inferior del equipo es un puerto compatible con Marushin MJ-14, dedicado al conector estándar 5.5 / 2.1 mm (Conector de la derecha en la figura 3). El usuario puede conectar el adaptador de alimentación a red (110 V / 230 V) que proporciona el nivel DC necesario. El equipo se puede alimentar de una fuente de alimentación externa DC (6 V / 500 mA DC ÷ 15 V / 250 mA DC). El consumo de corriente depende del voltaje de la fuente de alimentación.

El puerto de entrada/salida adicional, denominado **I/O**, es un puerto LEMO de 1-pin tipo ERN.00.250 (conector de la izquierda en la figura anterior). La función de este puerto se puede seleccionar en el menú del equipo (**path: MENU / SETUP / EXT. I/O SETUP / MODE**). El puerto se puede utilizar para las siguientes funciones:

- Salida analógica con la señal procedente de la entrada del convertor analógico/digital (antes de la corrección); esta señal puede registrarse con un grabador magnético u observada en un osciloscopio (configuración: **ANALOG**)
- Entrada digital para interrupción externa (configuración: **DIGITAL IN**)
- Salida digital para dispositivos de Trigger externos (configuración: **DIGITAL OUT**)

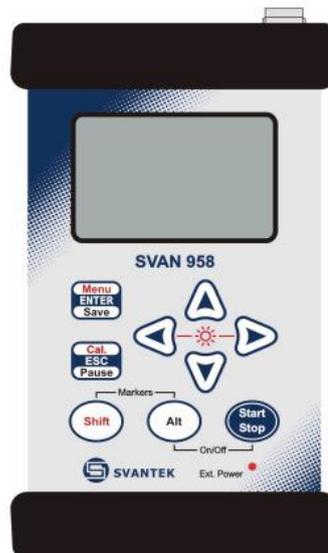


Figura 4: Analizador de espectros SVAN 958.

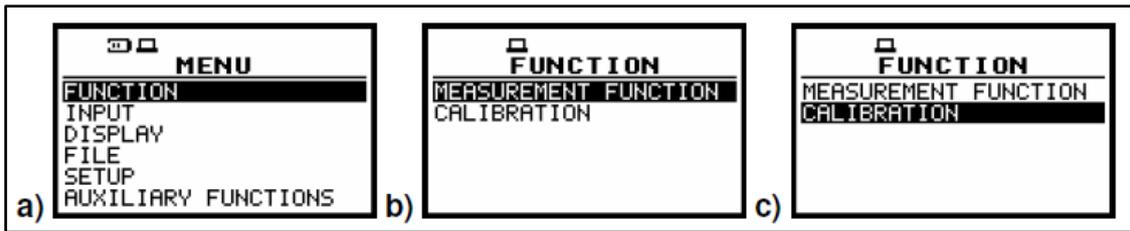
### 3. FUNCIONES DEL EQUIPO

#### 3.1. Function

Para acceder a la lista de funciones del equipo **FUNCTION** se pulsa <Menú>, se selecciona la función requerida con las teclas ▲▼ o ◀▶ y se acepta con la tecla <ENTER>.

La lista de **FUNCTION** contiene 2 elementos: ventana de función de medición

**MEASUREMENT FUNCTION** y **CALIBRATION**. La lista está cerrada y el equipo retorna al modo de presentación de datos al pulsar la tecla <ESC>.

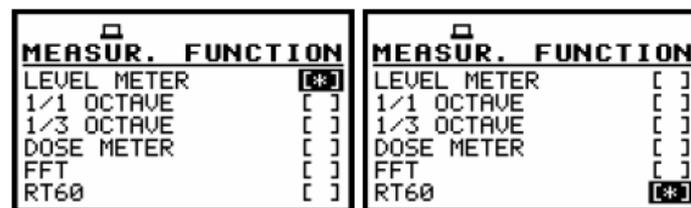


**Figura 5:** Pantallas con la lista del menú principal con la opción **FUNCTION** seleccionada (a) y la ventana de **FUNCTION** con la opción **MEASUREMENT FUNCTION** seleccionada (b) y la opción **CALIBRATION** seleccionada (c).

### 3.1.1. MEASUREMENT FUNCTION

Para seleccionar una función de medición, se abre la ventana de funciones de medición **MEASUREMENT FUNCTION** (para seleccionar el texto de **MEASUREMENT FUNCTION** se utilizan las teclas ◀▶ o ▲▼ y se pulsa <ENTER> en la requerida).

Una vez en la ventana de **MEASUREMENT FUNCTION**, se mostrará una lista de las funciones disponibles (**LEVEL METER**, **1/1 OCTAVE**, **1/3 OCTAVE**, **DOSIMETER**, **FFT**, **RT60**). El asterisco muestra la función activa en el momento.



**Figura 6:** Measurement Function con las Funciones disponibles.



**Nota:** No es posible cambiar el modo o función de medición en el transcurso de una medición. En este caso se mostrará en pantalla durante 2 segundo el mensaje de medición en curso: **“MEASUREMENT IN PROGRESS”**. Para realizar este tipo de cambios la medición tiene que haber finalizado.

### 3.1.2. Calibration

El equipo se calibra en fábrica con el acelerómetro y/o micrófono suministrado para condiciones ambientales estándares. Cada uno de los 4 canales se calibra por separado. En caso de que los valores absolutos de ruido y vibraciones sean importantes, será necesario realizar una calibración de la cadena de medida. Esto es debido a que la sensibilidad del acelerómetro o micrófono es función de la temperatura, presión ambiente y humedad.

Para acceder a una de las opciones de calibración hay que entrar en el menú de calibración **CALIBRATION** (para seleccionar la opción de calibración requerida se utilizan las teclas ▲▼ o las teclas ◀▶, se pulsa <ENTER> en la requerida cuando ésta este seleccionada) y posteriormente se selecciona el canal **CHANNEL** que se vaya a calibrar. Todos los canales del equipo se calibran de manera independiente.

En esta ventana hay 3 opciones disponibles: la calibración de los canales de medición a través de la sensibilidad procedente de los certificados de calibración (**BY SENSITIVITY**) o la calibración a través de medición con calibrador (**BY MEASUREMENT**). La tercera opción corresponde a un histórico de calibración **CALIBRATION HISTORY** que permite al usuario revisar los últimos resultados de la última calibración realizada en cada canal.

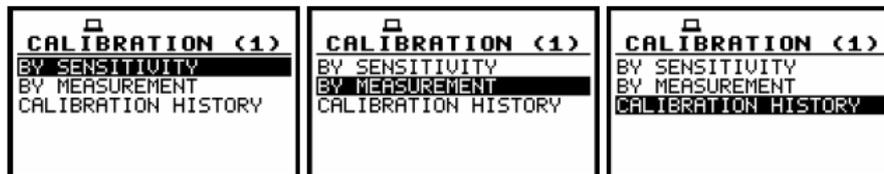


Figura 7: Ventana Calibración CALIBRATION de canal 1 (CHANNEL 1).

#### Calibración por sensibilidad (*BY SENSITIVITY*) en medida de vibraciones

La calibración de acelerómetros por sensibilidad se puede llevar a cabo de la siguiente manera: (*Path: MENU / FUNCTION / CALIBRATION / CHANNEL x / BY SENSITIVITY*):

1. Seleccionar este tipo de calibración (resaltar el texto **BY SENSITIVITY**) en la ventana de calibración **CALIBRATION** y pulsar <ENTER>.

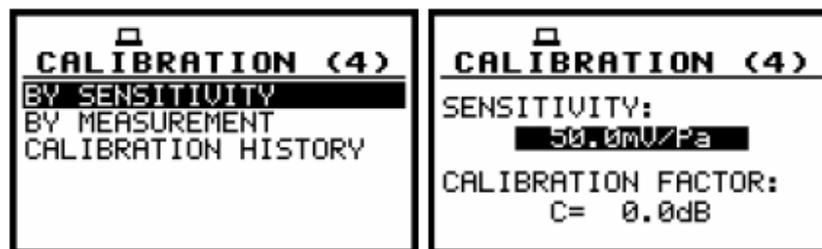
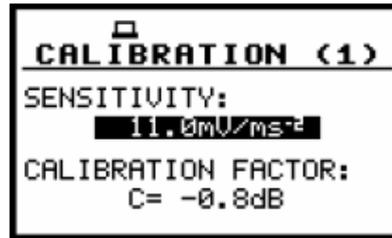


Figura 8: Ventana de calibración CALIBRATION con el modo de calibración seleccionado antes de pulsar ENTER.

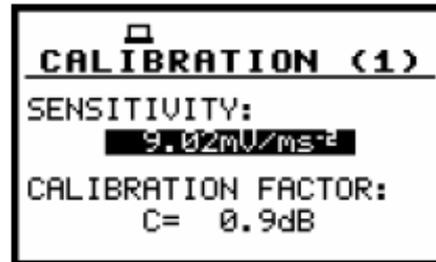
2. Introducir la sensibilidad del acelerómetro tomada de la carta de calibración utilizando las teclas ◀▶ y pulsar <ENTER>.

El factor de calibración se calcula automáticamente en la relación de  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2}$ . La confirmación de la sensibilidad introducida se realiza pulsando <ENTER>. Para una sensibilidad de acelerómetro superior a  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2}$ , el factor de calibración será negativo.



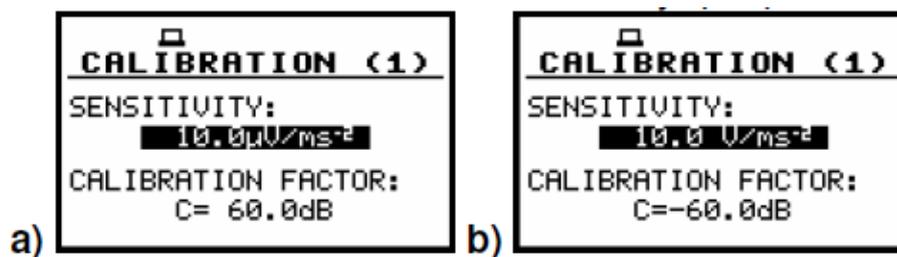
**Figura 9:** Ventana de calibración con una sensibilidad superior a  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2}$ .

Para sensibilidades de acelerómetro menores de  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2}$ , el factor de calibración será positivo.



**Figura 10:** Ventana de calibración con una sensibilidad superior a  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2}$ .

El valor mínimo de sensibilidad que se puede introducir es  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2}$  (corresponde a un factor de calibración de 60.0 dB) y el valor máximo es de  $10.0 \text{ mV/ms}^{-2}$  (factor de calibración de -60.0 dB). Para volver a la ventana de calibración **CALIBRATION** hay que pulsar <ESC>.



**Figura 11:** Pantallas de Calibración con los factores de calibración menores y mayores posibles.

Calibración por medición (BY MEASUREMENT) en medida de vibraciones

La calibración por medición se puede llevar a cabo de la siguiente manera (**Path: MENU / FUNCTION / CALIBRATION / CHANNEL x / BY MEASUREMENT**):

1. Seleccionar la calibración por medición / calibration by measurement (resaltar el texto **BY MEASUREMENT**) en el menú **CALIBRATION** y pulsar <ENTER>.

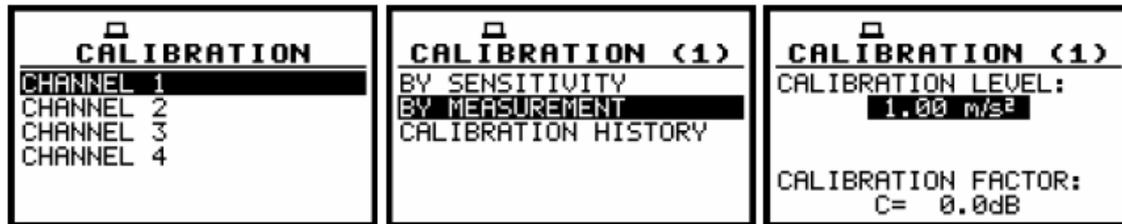


Figura 12: Pantallas de calibración con el modo de calibración resaltado y una vez seleccionado.

2. Colocar el calibrador de vibraciones al acelerómetro del equipo.
3. Encender el calibrador y esperar aproximadamente 30 segundos antes de comenzar la calibración.
4. Comenzar la calibración pulsando la tecla <Start / Stop>.

La calibración comenzará tras un retardo de 5 segundos. La duración de la medida de calibración está también preconfigurado a 5 segundos. Durante la calibración, las teclas de <ESC> y <Pause> no están operativas, pero es posible detener la calibración pulsando la tecla <Start / Stop>. Mientras se espera el inicio de la calibración se muestra en pantalla la cuenta atrás de 5 segundos. Durante la calibración se muestra el resultado en pantalla en la parte inferior de la misma.

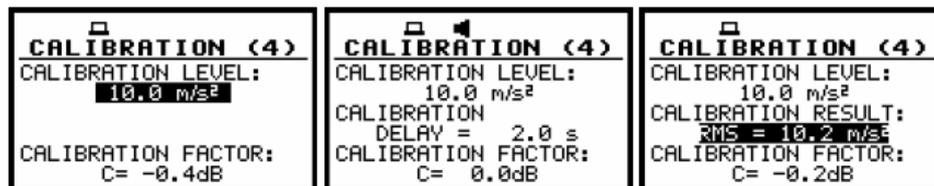


Figura 13: Pantalla de calibración durante la medida de calibración y después de la misma.

El procedimiento de calibración debe repetirse alguna vez para asegurar la integridad del mismo.

Los resultados obtenidos en las diferentes calibraciones deben ser prácticamente iguales (con una diferencia de 0.1 dB). Las causas de resultados no estables en las diferentes calibraciones son las siguientes:

- El calibrador no está colocado correctamente en el acelerómetro,
- Existencia de influencia externa,
- El calibrador o la cadena de medida (acelerómetro o equipo) están dañados.



**Nota:** Durante la calibración, los niveles de ruido o vibraciones externos no deben superar los 100 dB.

### 5. Pulsar <ENTER> para aceptar la calibración.

Al aceptar la calibración pulsando <ENTER>, el factor de calibración se calcula, se guarda en el equipo y se muestra en pantalla.

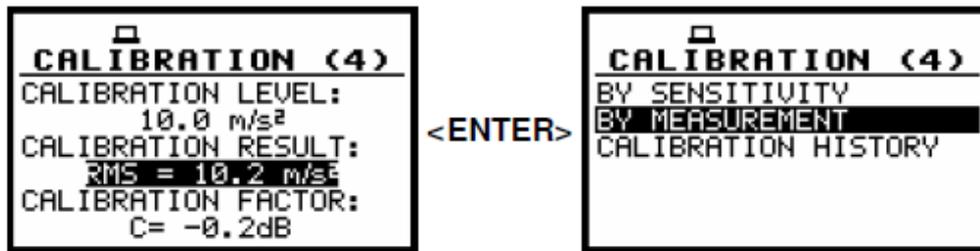


Figura 14: Confirmación del resultado de la calibración <Enter>.

### Vista de los últimos resultados de calibración (CALIBRATION HISTORY)

En la ventana de calibración histórica **CALIBRATION HISTORY** se pueden revisar los resultados de las 10 últimas calibraciones realizadas.

Para acceder al histórico de calibración **CALIBRATION HISTORY** (Path: MENU / FUNCTION / CALIBRATION / CHANNEL x / CALIBRATION HISTORY) hay que seleccionar el texto **CALIBRATION HISTORY** en el canal **CHANNEL X** correspondiente, utilizando las teclas ▲▼ y pulsando <ENTER>.

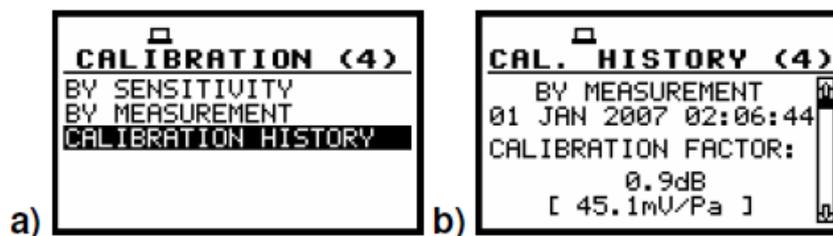


Figura 15: Ventana de calibración con **CALIBRATION HISTORY** seleccionado (a), ventana **CALIBRATION HISTORY** abierta con el último factor de calibración (b).

La ventana **CALIBRATION HISTORY** contiene las últimas calibraciones realizadas. Cada calibración tiene la información del tipo de calibración que se realizó (por sensibilidad **BY SENSITIVITY** o por medición **BY MEASUREMENT**), la fecha y hora de calibración, el factor de calibración obtenido (**CAL. FACTOR**) y el resultado de la calibración.

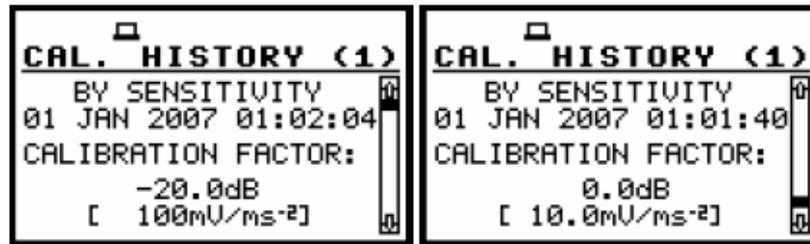


Figura 16: Ventana CALIBRATION HISTORY con las últimas calibraciones realizadas.

### 3.2. Configuración de parámetros de medida (INPUT)

Los parámetros de configuración de los perfiles se configuran en la lista de menú **INPUT**, a la que se accede a través de la tecla <Menú>, luego seleccionando la opción **INPUT** con las teclas ▲▼ o ◀▶, y finalmente pulsando <ENTER>.

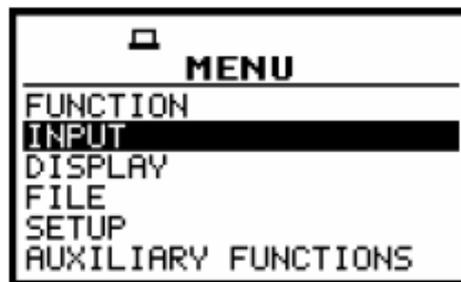


Figura 17: Lista de Menú Principal con la opción INPUT seleccionada.

#### 3.2.1. Selección de parámetros de medida (MEASUREMENT SETUP)

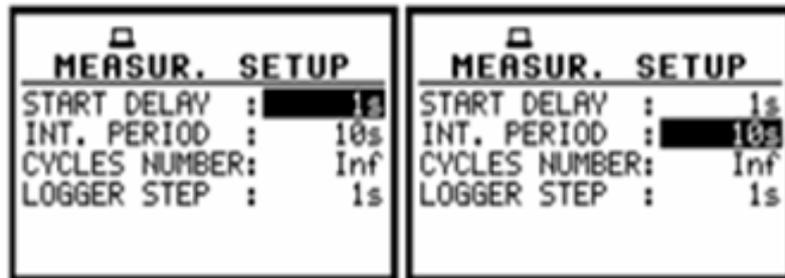
La opción de configuración de parámetros de medida **MEASUREMENT SETUP** se abre al seleccionar el texto **MEASUREMENT SETUP** de la lista de menú **INPUT** a través de las teclas ▲▼ o ◀▶ con <Shift> y pulsando <ENTER>. Esta opción consiste en la configuración de los siguientes parámetros:

- Retardo de inicio de medida (**START DELAY**), tiempo de integración o duración de la medida (**INT. PERIOD**),
- Número de ciclos de medida (**CYCLES NUMBER**) y
- Intervalo de *logger* o intervalo de registro de datos de historia temporal (**LOGGER STEP**).

La selección de la línea correspondiente a cada parámetro se realiza con las teclas ▲▼. La selección del valor de cada parámetro se realiza con las teclas ◀▶. La confirmación de

cualquier cambio realizado requiere la aceptación con **<ENTER>**, que al pulsarlo cierra automáticamente la lista.

Para volver al menú anterior sin guardar los cambios realizados en **MEASUREMENT SETUP** hay que pulsar la tecla **<ESC>**.



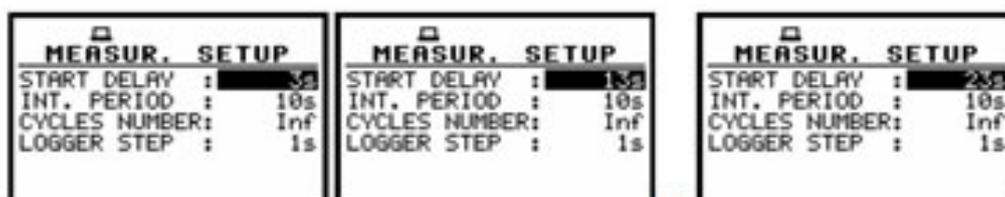
**Figura 18:** Ventana de MEASUREMENT SETUP.

#### Configuración de tiempo de retardo de inicio de medida - START DELAY

El retardo de inicio **START DELAY** define el periodo de tiempo desde que se pulsa la tecla **<Start / Stop>** hasta que se inicia la medida (los filtros digitales del equipo analizan constantemente la señal de entrada incluso cuando las mediciones están detenidas).

El tiempo de retardo puede establecerse entre **0 segundos y 60 segundos** en intervalos de 1 segundo (con las teclas **◀ ▶**) o de 10 segundos (con las teclas **◀ ▶** y **<Shift>** simultáneamente).

Para la confirmación de la selección hay que pulsar **<ENTER>** y se cerrará la ventana automáticamente.



**Figura 19:** Ventanas de MEASUREMENT SETUP; configuración de retardo de inicio START DELAY con intervalos de 10 segundos.

#### Configuración del tiempo de integración - INT. PERIOD

El tiempo de integración **INT. PERIOD** define el periodo de tiempo en el cual se promediará la señal durante la medición; desde 1 s hasta 59 s (con intervalos de 1-segundo o 10-segundos)El

valor requerido se selecciona con las teclas ◀▶ , (o pulsando ◀▶ con <Shift>) y confirmando con <ENTER>:



Figura 20: Ventanas de MEASUREMENT SETUP; configuración de INT.PERIOD con intervalos de 10 segundos.

### Configuración del número de ciclos de medida - CYCLES NUMBER

El número de ciclos de medida **CYCLES NUMBER** define el número de veces que se repetirá la medida (con la duración establecida en la opción **INT. PERIOD**). El valor se introduce con las teclas ◀▶ (en intervalos de 1) o pulsando las teclas ◀▶ y <Shift> simultáneamente (con intervalos de 20).

El valor seleccionado se acepta con <ENTER> que cierra la ventana automáticamente. El valor infinito **Inf** define una repetición ilimitada de las mediciones (hasta que se pulsa la tecla <Start / Stop> o se recibe el código correspondiente en caso de configuraciones remotas).

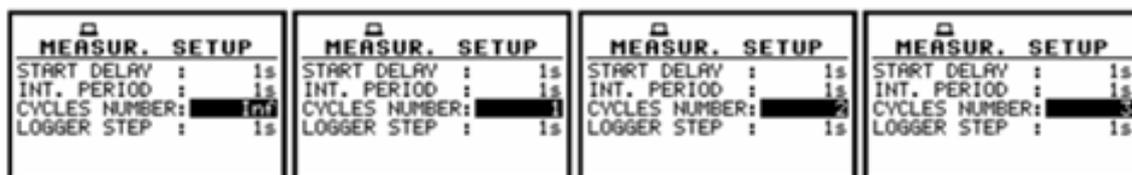


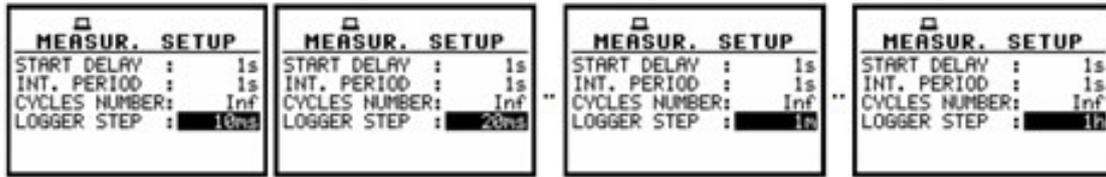
Figura 21: Configuración de ciclos de repetición CYCLES NUMBER con intervalos de 1

### Configuración de intervalo de registro de archivo *logger* (historia temporal) - *LOGGER STEP*

El **LOGGER STEP** define el intervalo de registro de datos en el archivo logger. Puede configurarse desde **10 ms** hasta **1 s** en secuencias de 1, 2, 5, valores desde 1 segundo hasta 59 segundos, valores desde 1 minuto hasta 59 minutos y una hora.

El parámetro requerido se introduce con las teclas, para intervalos sencillos y con las teclas ◀▶ + <Shift> para intervalos mayores. La selección realizada se acepta con <ENTER>,

cerrándose la ventana de **MEASUREMENT SETUP** automáticamente. Cualquier cambio será ignorado si se sale de la ventana con **<ESC>**.



**Figura 22:** Ventanas de *MEASUR. SETUP* con selección de *LOGGER STEP*.

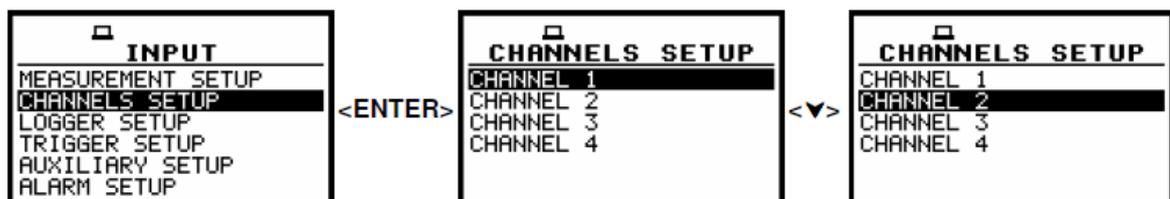
**\*NOTA:** Los resultados principales de las mediciones se pueden guardar en los archivos de medida en la memoria del equipo a través de la función **SAVE** o **AUTO NAME** (*Path: MENU / FILE / SAVE*). En caso de que el tiempo de integración **INT. PERIOD** sea superior a 9 segundos, se puede utilizar la función **AUTO SAVE**. El nombre del archivo para la función **AUTO SAVE** se asigna en la ventana **FILE NAME** (*Path: MENU / FILE / AUTO SAVE /FILE NAME*). En caso de ciclos de repetición **CYCLES NUMBER** mayores de uno, la función **AUTO SAVE** se realizará después del tiempo establecido en la opción **INT. PERIOD**. El nombre del archivo de los resultados de medida cambiará cada vez que se guardan los datos de medida.

De la misma manera, cuando el **LOGGER** está activo **On**, los resultados parciales de medida se calculan en el periodo establecido en el **LOGGER STEP**.

### 3.2.2. *Parámetros de configuración de los canales (CHANNELS SETUP)*

El usuario entra en la configuración de canales **CHANNELS SETUP** al pulsar **<ENTER>** en la opción **CHANNELS SETUP**, que se selecciona con las teclas **▲▼**, en el menú **CHANNELS SETUP**, seleccionando el número de canal (**CHANNEL X**) con las teclas **▲▼**, y pulsando **<ENTER>**.

En la sub-lista de cada canal **CHANNEL X** se pueden configurar de manera independiente los siguientes parámetros: **MODE (SOUND o VIBRATION)** y rango de medición (**RANGE**). En medida de vibraciones, el usuario puede definir el filtro de ponderación (**FILTER**) y constante de tiempo del detector (**DETECTOR**).



**Figura 23:** Menú *INPUT* con configuración de canales *CHANNELS SETUP* seleccionado y selección de canales.

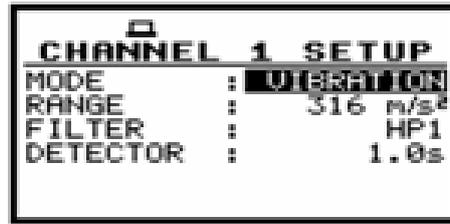


Figura 24: Ventana de configuración del canal 1 CHANNEL 1 SETUP en modo vibraciones.

### Selección del modo de medición para ruido o vibraciones (MODE)

El la opción **MODE** el usuario puede seleccionar el modo de medición para cada canal. Hay dos modos posibles: **VIBRATION** y **SOUND**. La selección se realiza con las teclas ◀ ▶, y pulsando <ENTER>.

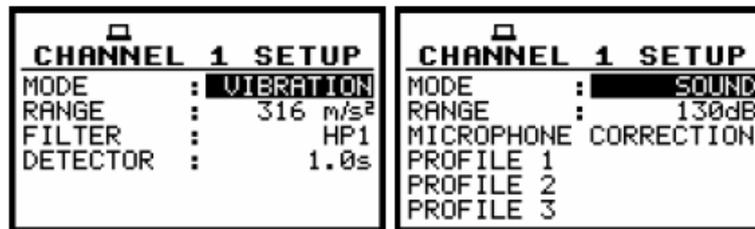


Figura 25: Ventana de configuración del canal 1 CHANNEL 1 SETUP con selección de modo MODE.

### Configuración del rango de medida (RANGE)

La opción **RANGE** se utiliza para seleccionar uno de los rangos de medida disponibles en el equipo.

La selección del rango **RANGE** se realiza con las teclas ◀ ▶ y confirmando con <ENTER>.

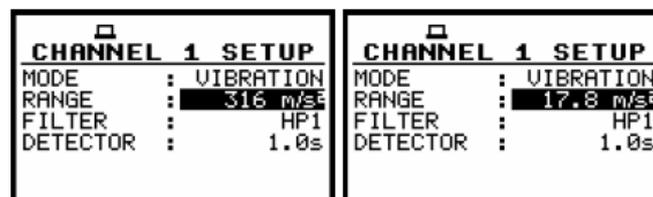


Figura 26: Ventana de configuración del canal 1 CHANNEL 1 SETUP en modo vibración VIBRATION MODE en la selección del rango RANGE.

### 3.2.3. Selección de resultados a guardar en el archivo logger (*LOGGER SETUP*)

En el menú de configuración del *logger* **LOGGER SETUP**, se pueden seleccionar los resultados que se quieren guardar en el archivo *logger* en la memoria *logger* del equipo (cuando la opción de *logger mode* esté habilitada **ON**) y configurar los parámetros de registro de señal en el dominio de tiempo (modo **TIME**). Para acceder a la ventana de configuración del *logger* **LOGGER SETUP** hay que seleccionar la opción **LOGGER SETUP** en la lista de menú **INPUT** y pulsar **<ENTER>**.

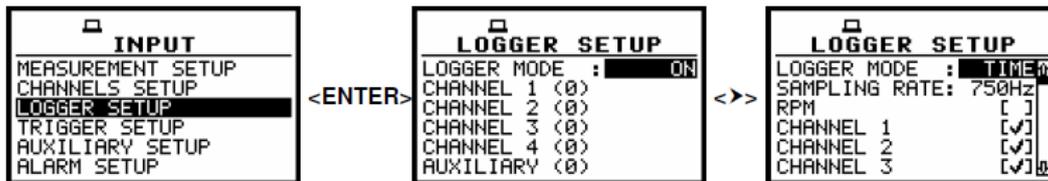


Figura 27: Opción *LOGGER SETUP* seleccionada y modos de logger *LOGGER MODES* disponibles.

Se pueden guardar en la memoria del equipo hasta 5 resultados de medida por cada perfil, **PEAK, P-P, MAX, RMS, VDV** en caso de medida de vibraciones.

Para guardar estos resultados el usuario debe elegir cada canal y activar la línea correspondiente a cada resultado de medida con las teclas ◀ ▶ .

Después de pulsar **<ENTER>** la ventana de selección se cerrará guardando los cambios y pulsando **<ESC>** se volverá al menú **INPUT** ignorando los cambios.

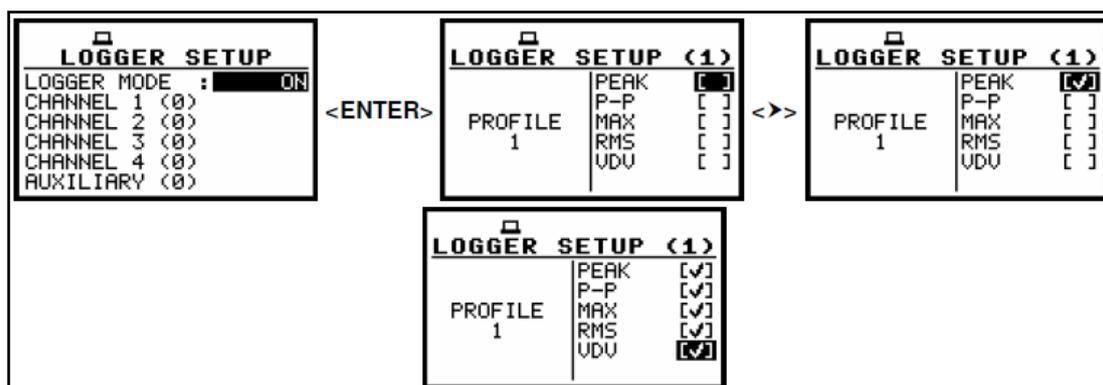
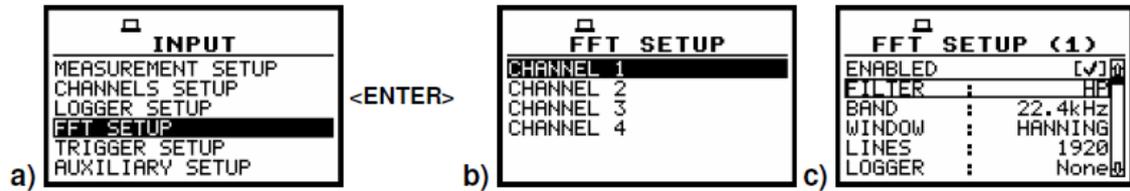


Figura 28: Ventanas de configuración de *logger* *LOGGER SETUP* en modo de medida de vibraciones con selección de diferentes resultados de medida de *logger*.

### 3.2.4. Selección de parámetros de análisis (*FFT - FFT SETUP*)

La configuración **FFT SETUP** está accesible en el menú **INPUT** cuando se selección la función **FFT** en el menú **MEASUREMENT FUNCTION** (*path: MENU / FUNCTION / MEASUREMENT*

*FUNCTION / FFT*). Hay que seleccionar la opción **FFT SETUP** del menú **INPUT** con las teclas ▲▼ y pulsar <ENTER>. La configuración **FFT** consiste en seleccionar los parámetros que influirán en el cálculo y registro de resultados de la función de análisis **FFT**: **ENABLED**, **FILTER**, **BAND**, **WINDOW**, **LINES** y **LOGGER**. La ventana **FFT** se cerrará ignorando los cambios si se pulsa la tecla <ESC>.

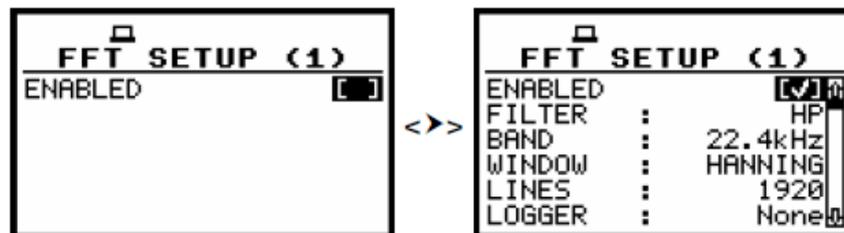


**Figura 29:** Opción *FFT SETUP* seleccionada en el menú *INPUT* (a), ventana *FFT SETUP* (b) y ventana *FFT SETUP (1)* abierta (c).

#### Habilitar análisis FFT - ENABLED

Seleccionando el carácter [√] en la posición **ENABLED** significa que la opción de análisis **FFT** en el canal seleccionado está disponible. La selección se realiza con las teclas ◀▶.

La confirmación de activación / desactivación requiere pulsar la tecla <ENTER> para confirmar. La ventana **FFT SETUP** se cerrará ignorando los cambios realizados si se pulsa la tecla <ESC>.

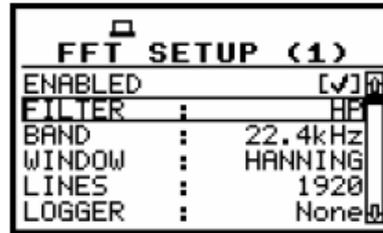


**Figura 30:** Ventana *FFT SETUP* en el canal 1, habilitando la opción de análisis FFT.

#### Selección del filtro de ponderación durante el análisis FFT – FILTER

La configuración del filtro **FILTER** influye en los cálculos **FFT**. En caso de medida de ruido están disponibles los filtros **HP**, **LIN**, **A** y **C**. En caso de medida de vibraciones, sólo está disponible el filtro **HP** y la posición no es accesible en la ventana de configuración **FFT**. Las características de frecuencia de todos los filtros mencionados están descritas en el apéndice C.

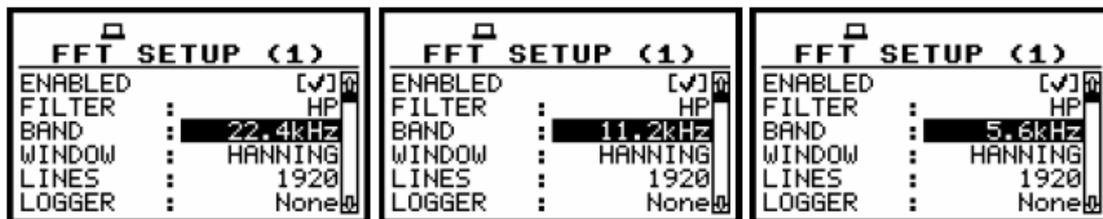
La selección de este parámetro se realiza con ◀▶ y la confirmación con <ENTER> que cerrará la ventana automáticamente.



**Figura 31:** Ventana FFT SETUP (1) con la opción de selección de filtro FILTER no accesible en modo de medida de vibraciones.

### Selección de la banda de análisis de la señal – BAND

La opción **BAND** permite al usuario seleccionar la banda de frecuencia en la que se realizará el análisis en banda estrecha de la señal. El usuario tiene las siguientes posibilidades: **22.4 kHz**, **11.2 kHz**, **5.6 kHz**, **2.8 kHz**, **1.4 kHz**, **700 Hz**, **350 Hz**, **175 Hz** y **87.5 Hz**. La selección del valor requerido se realiza con las teclas ◀ ▶ . La confirmación necesaria se realiza con <ENTER>, cerrándose la ventana automáticamente y con <ESC> se vuelve al menú anterior ignorando los cambios.



**Figura 32:** Ventana FFT SETUP (1) con la selección de la banda de análisis BAND.

### Selección de la ventana de tiempo de análisis FFT – WINDOW

La opción **WINDOW** permite al usuario definir los coeficientes de la ventana de tiempo que se utilizarán en el análisis **FFT**. Las ventanas de tiempo disponibles en análisis **FFT** son las siguientes: **HANNING**, **RECTANGLE**, **FLAT TOP**, **KAISER-BESSEL**. La selección de la ventana se realiza con ◀ ▶ , la confirmación necesaria con <ENTER> y con <ESC> se volverá al menú anterior ignorando los cambios.

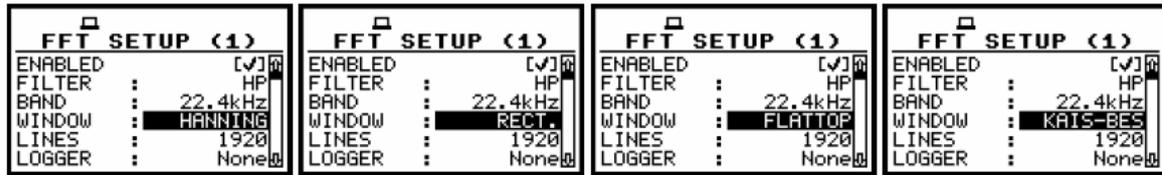


Figura 33: FFT SETUP (1) window with WINDOW selection.

### Selección del número de líneas en el análisis FFT - LINES

La opción **LINES** permite al usuario establecer el número de líneas en el análisis FFT. Hay 3 valores posibles: **1920**, **960** y **480**. La selección del número de líneas se realiza con ◀ ▶, la confirmación necesaria con <ENTER> y con <ESC> se volverá al menú anterior ignorando los cambios.

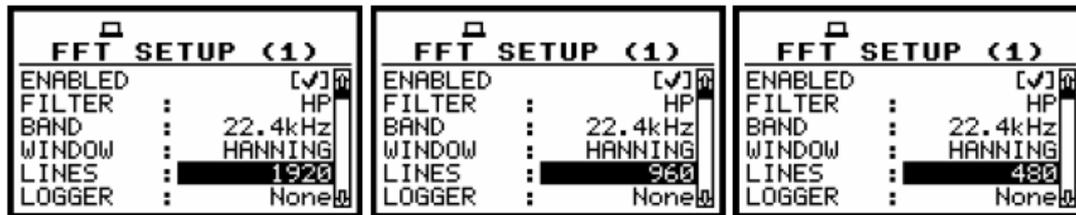


Figura 34: Ventana FFT SETUP (1) con selección del número de líneas LINES.

### Habilitar el registro temporal del espectro FFT - LOGGER

La opción **LOGGER** permite el registro del espectro de análisis FFT en el archivo *logger*. Para habilitar el registro de análisis FFT hay que seleccionar la opción **RMS** en la posición **LOGGER** utilizando las teclas ◀ ▶ y confirmando con <ENTER>.

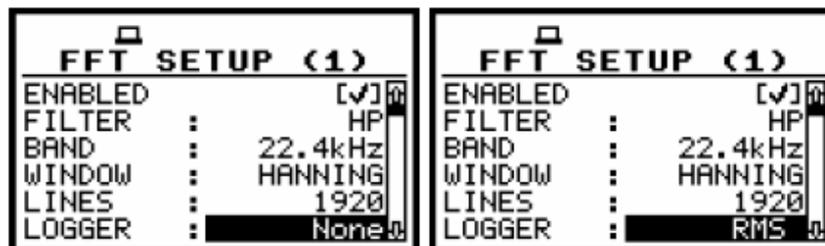


Figura 35: FFT SETUP (x) window with LOGGER activation.

### 3.3. Datos disponibles en pantalla (*DISPLAY*)

Para abrir la lista de menú **DISPLAY** hay que seguir los siguientes pasos:

- Pulsar la tecla <Menú>
- Seleccionar con las teclas ▲▼ o ◀▶ la opción **DISPLAY**.
- Pulsar <ENTER>.



Figura 36: Menú principal con la opción *DISPLAY* resaltada.

#### 3.3.1. Selección de parámetros en presentación de resultados gráficos - *DISPLAY SETUP*

La opción **DISPLAY SETUP** (*path: MENU / DISPLAY / DISPLAY SETUP*): Permite al usuario configurar varios parámetros de presentación de resultados gráficos **para cada canal de manera independiente** y para las funciones auxiliares. Con la opción **TOTAL VALUES** se pueden seleccionar los filtros de ponderación utilizados para el cálculo de los valores totales (Total values). Esta opción aparece en pantalla sólo en el caso de análisis **1/1 OCTAVE** o **1/3 OCTAVE**.

Con la opción **SPECTRUM TYPE** se selecciona el tipo de espectro a presentar durante las medidas de vibraciones. La ventana aparece la pantalla sólo en el modo de medida de vibraciones **VIBR. METER**. Para acceder al menú de configuración hay que seleccionar la opción **DISPLAY SETUP** y pulsar <ENTER> en el menú **DISPLAY SETUP** de la lista **DISPLAY**.

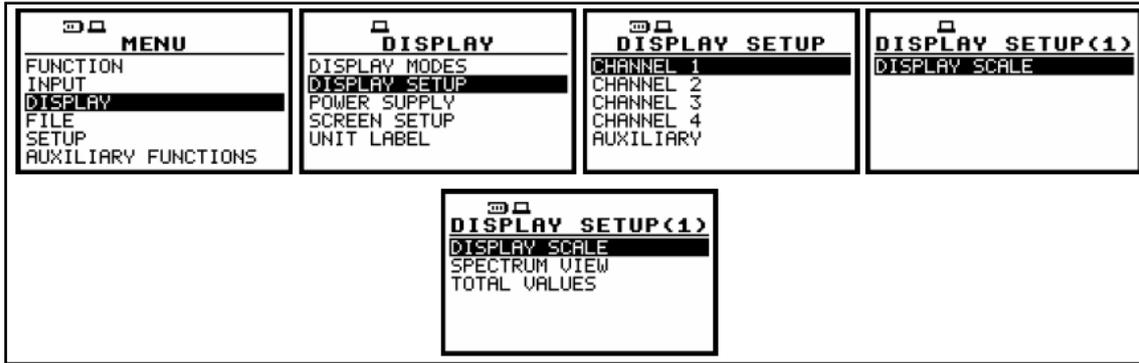


Figura 37: Ventanas MENU, DISPLAY, DISPLAY SETUP y DISPLAY SETUP (1).

La opción **DISPLAY SCALE** (*path: MENU / DISPLAY / DISPLAY SETUP / CHANNEL X / DISPLAY SCALE*): Permite cambiar la escala de presentación de resultados gráficos en los modos disponibles (historia temporal en el modo **LOGGER** y espectro en el modo **SPECTRUM**). También se puede hacer en la opción **SCALE** del menú **DISPLAY SCALE**. Se puede configurar de manera independiente para cada canal. También se puede cambiar el parámetro “*dynamics*” del eje vertical en la opción **DYNAMIC**. Para acceder a la ventana de configuración hay que seleccionar **DISPLAY SCALE** en el menú **DISPLAY SETUP (X)** y pulsar <ENTER>.



Figura 38: Ventanas DISPLAY SETUP con la opción DISPLAY SCALE resaltada.

### Selección de la escala en la presentación gráfica de resultados - DISPLAY SCALE

La opción **DISPLAY SCALE** (*path: MENU / DISPLAY / DISPLAY SETUP / CHANNEL X / DISPLAY SCALE*): Permite cambiar la escala de presentación gráfica de resultados de medida en los modos de visualización disponibles (historia temporal en el modo **LOGGER** y espectro en el modo **SPECTRUM**).

Sólo es posible cambiar la escala del eje vertical. Para acceder a la ventana de configuración hay que seleccionar **DISPLAY SCALE** en el menú **DISPLAY SETUP (X)** y pulsar <ENTER>.

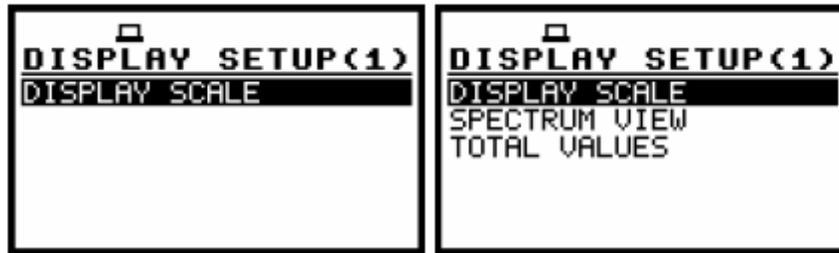


Figura 39: Ventanas DISPLAY SETUP (1) con la opción DISPLAY SCALE resaltada.

La opción **SCALE** está disponible sólo en caso de medida de vibraciones. Hay dos opciones disponibles: **LINEAR** y **LOGARITHM**. En la opción **LINEAR** la presentación gráfica y las unidades son lineales y en la opción **LOGARITHM** la presentación gráfica está en escala logarítmica y los resultados de medida están expresados en decibelios (el resultado está relacionado con los valores configurados en el nivel de referencia elegido en **REFERENCE LEVEL**).

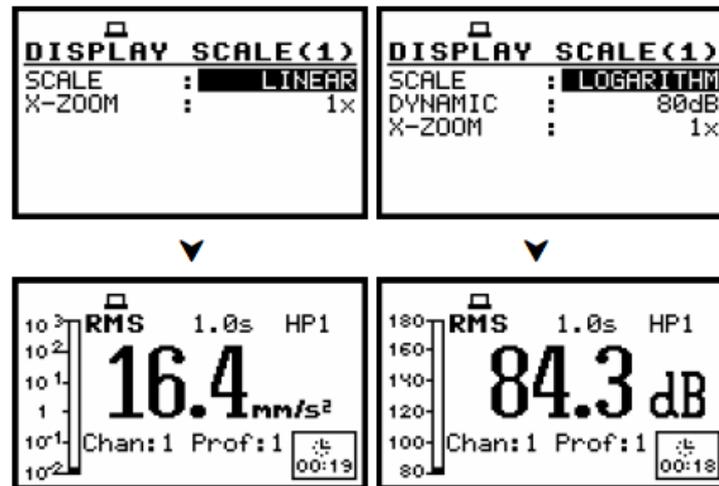


Figura 40: Pantallas con las opciones posibles de SCALE en modo vibraciones.

### 3.4. Gestión de datos (FILE)

#### 3.4.1. Guardar archivos en la memoria del equipo - SAVE and AUTO NAME

La opción **SAVE** (path: MENU / FILE / SAVE) se utiliza para guardar los resultados de medida en la memoria interna no volátil de tipo FLASH DISC.

Para acceder al menú **SAVE** hay que seleccionar la opción **SAVE** en el menú **FILE** con las teclas **▲▼**, y se abre con la tecla **▶**. La ventana se abre también pulsando **<Alt>** y **<ENTER>** simultáneamente una vez finalizada la medición. Después hay que confirmar con **<ENTER>**.



Figura 41: Menú FILE con la opción SAVE resaltada.

La función adicional para guardar archivos - **AUTO NAME** (guarda los archivos renombrándolos con un dígito al final de nombre de archivo) está disponible seleccionando **AUTO NAME** con las teclas ▲▼, y activándola con la tecla ►. Para volver al menú **FILE** se puede pulsar <ESC>.

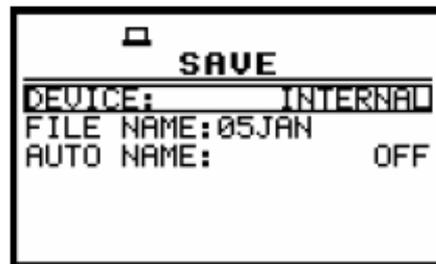


Figura 42: Ventana SAVE abierta.

### 3.4.2. Control de guardado de los resultados de medida (AUTO SAVE)

Con la opción **AUTO SAVE** se activa el auto-guardado de los archivos de medida [√] o se desactiva ([ ]). La activación o desactivación de la opción **AUTO SAVE** se realiza con las teclas ◀▶. Esta opción se desarrolló para no perder demasiada memoria en aquellas situaciones en las que no era necesario su uso.

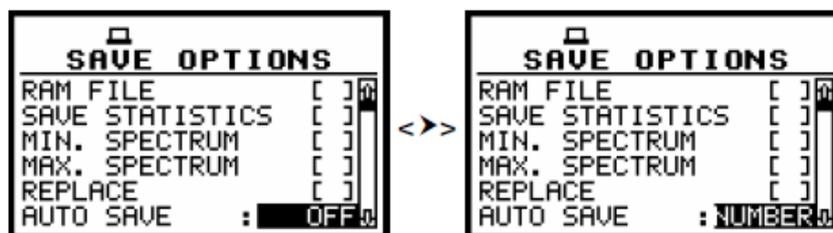


Figura 43: Ventana SAVE OPTIONS con la opción AUTO SAVE.

La ventana de edición del nombre raíz para la opción **AUTO FILE NAME** se abre al pulsar <ENTER> en la opción **AUTO SAVE**. El nombre de los archivos **AUTO SAVE** puede tener 8 caracteres y comienza por el carácter @.



Figura 44: Pantallas después de entrar en la opción FILE NAME de edición de nombre de la opción AUTO SAVE.

### 3.4.2. Cargar un archivo de resultados de medida (LOAD FILE)

La opción **LOAD** (*path: MENU / FILE / LOAD*) se utiliza para cargar un archivo de resultados de medida de la memoria FLASH DISC para visualizarlo o compararlo con otros. El acceso a la opción se realiza pulsando <ENTER> en la opción **LOAD** del menú **FILE**.

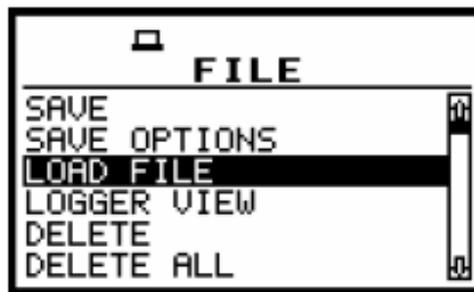


Figura 45: Menú FILE con la opción LOAD FILE resaltada.



**Nota:** No es posible cargar un archivo durante la realización de una medición. En caso de intentarlo se mostrará el siguiente mensaje: “measurement in progress / MEASUREMENT IN PROGRESS” durante 2 segundos.

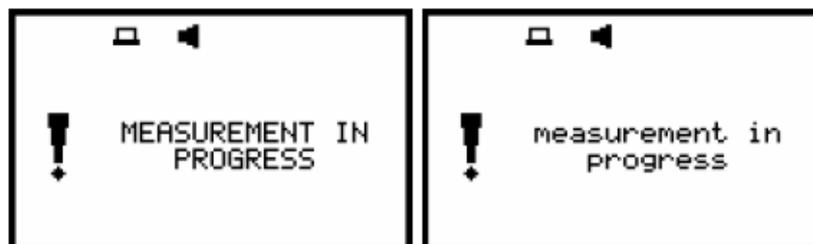


Figura 46: Pantallas con indicación de la razón de la imposibilidad de cargar un archivo.

En caso de que la memoria del equipo esté vacía (sin archivos guardados), se mostrará el texto **NO FILES** al intentar cargar un archivo **LOAD** y el equipo esperará la acción del usuario, que deberá pulsar las teclas <ESC>, <ENTER> o <Start / Stop>.

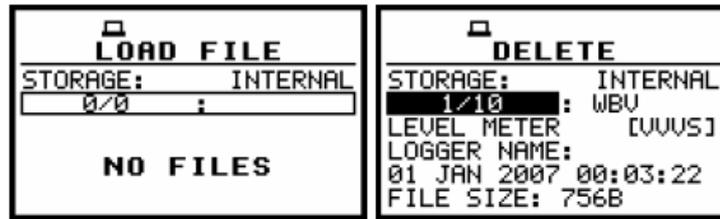


Figura 47: Pantallas durante la ejecución de la opción LOAD FILE.

El texto informando de que el archivo se ha cargado de la memoria interna del equipo se muestra en la primera línea. El número de archivo y el total de archivos guardados se muestra en la segunda fila junto con el nombre del archivo. El tipo de archivo (**LEVEL METER, 1/1 OCTAVE, 1/3 OCTAVE** etc.) y modo de medición en cada uno de los cuatro canales (*Sound* o *Vibration*) se muestra en la tercera fila. Si el archivo contiene resultados de *logger*, se muestra también el nombre del archivo *logger* en la parte derecha de la cuarta fila. La fecha y hora de cuando se guardó el archivo se muestra en la quinta fila y el tamaño del archivo en la sexta fila.

Para cambiar de archivo en intervalos de uno se pulsa las teclas ◀▶ y al pulsar ◀ con <Shift> y ▶ con <Shift> se accede al primer y último archivo guardado, respectivamente.

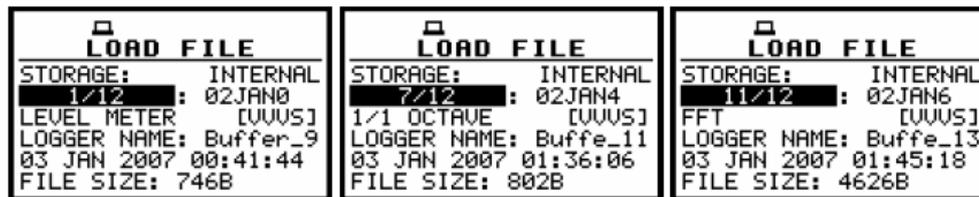


Figura 48: Pantallas visualizando los archivos guardados en la memoria del equipo.

Para cargar el archivo seleccionado hay que pulsar <ENTER> y una vez cargado, el equipo espera la acción del usuario que podrá pulsar cualquier tecla a excepción de <Shift> y <Alt>. Al pulsar una tecla el equipo vuelve al menú FILE.

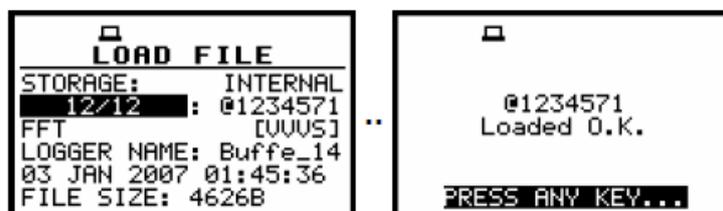


Figura 49: Ejecución de la opción LOAD FILE.



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL Y COMUNICACIONES



Telecomunicación Campus Sur

# ANEXO II: ESPECIFICACIONES ACELERÓMETRO PCB 333B50

## ESPECIFICACIONES

Model Number 333B50	ACCELEROMETER, ICP®		Revision H ECN # 35173	
<p><b>Performance</b></p> <p>Sensitivity (±10%) 102 mV/(m/s<sup>2</sup>)</p> <p>Measurement Range ±49 m/s<sup>2</sup>-pk</p> <p>Frequency Range (±5%) 0.5 to 3000 Hz</p> <p>Resonant Frequency &gt;20 kHz</p> <p>Phase Response (±5°) (at 70&amp;#176;F [21&amp;#176;C]) 2.5 to 3000 Hz</p> <p>Broadband Resolution (1 to 10000 Hz) 0.00005 g rms</p> <p>Non-Linearity ≤1%</p> <p>Transverse Sensitivity ≤5%</p> <p><b>Environmental</b></p> <p>Overload Limit ±4000 g pk</p> <p>Temperature Range 0 to +150 °F</p> <p>Base Strain Sensitivity 0.01 g/μe</p> <p><b>Electrical</b></p> <p>Excitation Voltage 18 to 30 VDC</p> <p>Constant Current Excitation 2 to 20 mA</p> <p>Output Impedance ≤500 Ohm</p> <p>Output Bias Voltage 7 to 12 VDC</p> <p>Discharge Time Constant 0.7 to 2.0 sec</p> <p>Spectral Noise (10 Hz) 3.8 μg/√Hz</p> <p>Spectral Noise (100 Hz) 1.1 μg/√Hz</p> <p>Spectral Noise (1 kHz) 0.4 μg/√Hz</p> <p><b>Physical</b></p> <p>Weight 0.26 oz</p> <p>Sensing Element Ceramic</p> <p>Sensing Geometry Shear</p> <p>Housing Material Titanium</p> <p>Sealing Hermetic</p> <p>Size (Length x Width) 0.68 in x 0.45 in</p> <p>Electrical Connector 10-32 Coaxial Jack</p> <p>Electrical Connection Position Side</p> <p>Mounting Thread 5-40 Female</p> <p>Mounting Torque 4 to 5 in-lb</p>	<p><b>SI</b></p> <p>102 mV/(m/s<sup>2</sup>)</p> <p>±49 m/s<sup>2</sup>-pk</p> <p>0.5 to 3000 Hz</p> <p>&gt;20 kHz</p> <p>2.5 to 3000 Hz</p> <p>0.00005 m/s<sup>2</sup> rms</p> <p>≤1%</p> <p>≤5%</p> <p>±39000 m/s<sup>2</sup> pk</p> <p>-18 to +66 °C</p> <p>0.1 (m/s<sup>2</sup>)/μe</p> <p>18 to 30 VDC</p> <p>2 to 20 mA</p> <p>≤500 Ohm</p> <p>7 to 12 VDC</p> <p>0.7 to 2.0 sec</p> <p>3.7 (μm/sec<sup>2</sup>)/√Hz</p> <p>11 (μm/sec<sup>2</sup>)/√Hz</p> <p>3.9 (μm/sec<sup>2</sup>)/√Hz</p> <p>7.5 gm</p> <p>Ceramic</p> <p>Shear</p> <p>Titanium</p> <p>Hermetic</p> <p>17.3 mm x 11.4 mm</p> <p>10-32 Coaxial Jack</p> <p>Side</p> <p>5-40 Female</p> <p>45 to 56 N-cm</p>	<p><b>ENGLISH</b></p> <p>1000 mV/g</p> <p>±5 g pk</p> <p>0.5 to 3000 Hz</p> <p>&gt;20 kHz</p> <p>2.5 to 3000 Hz</p> <p>0.00005 g rms</p> <p>≤1%</p> <p>≤5%</p> <p>±4000 g pk</p> <p>0 to +150 °F</p> <p>0.01 g/μe</p> <p>18 to 30 VDC</p> <p>2 to 20 mA</p> <p>≤500 Ohm</p> <p>7 to 12 VDC</p> <p>0.7 to 2.0 sec</p> <p>3.8 μg/√Hz</p> <p>1.1 μg/√Hz</p> <p>0.4 μg/√Hz</p> <p>0.26 oz</p> <p>Ceramic</p> <p>Shear</p> <p>Titanium</p> <p>Hermetic</p> <p>0.68 in x 0.45 in</p> <p>10-32 Coaxial Jack</p> <p>Side</p> <p>5-40 Female</p> <p>4 to 5 in-lb</p>	<p>Optional Versions (Optional versions have identical specifications and accessories as listed for standard model except where noted below. More than one option maybe used.)</p> <p>T - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4</p> <p>TLA - TEDS LMS International - Free Format</p> <p>TLB - TEDS LMS International - Automotive Format</p> <p>TLC - TEDS LMS International - Aeronautical Format</p> <p>TLD - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE 1451.4</p> <p>Output Bias Voltage 7.5 to 13 VDC</p> <p>7.5 to 13 VDC</p> <p>Notes</p> <p>[1] Typical.</p> <p>[2] Zero-based, least-squares, straight line method.</p> <p>[3] Transverse sensitivity is typically ≤ 3%.</p> <p>[4] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.</p> <p><b>Supplied Accessories</b></p> <p>080A109 Petro Wax (1)</p> <p>080A25 Adhesive base, 0.438" hex, 5-40 tapped hole, aluminum hardcoat. (1)</p> <p>080A90 Quick Bonding Gel (1)</p> <p>081A27 Mounting Stud (5-40 to 5-40) (1)</p> <p>ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point). (1)</p> <p>M081A27 Metric mounting stud, 5-40 to M3 x 0.50 long (1)</p>	<p>Entered: DMW Date: 03/02/2011</p> <p>Engineer: JDK Date: 03/02/2011</p> <p>Sales: RVM Date: 03/02/2011</p> <p>Approved: TB Date: 03/02/2011</p> <p>Spec Number: 11867</p> <p>3425 Walden Avenue Depew, NY 14043 UNITED STATES Phone: 800-828-8840 Fax: 716-684-0987 E-mail: info@pcb.com Web site: www.pcb.com</p> <p><b>PCB PIEZOTRONICS®</b> VIBRATION DIVISION</p>
<p><b>CE</b><sup>[4]</sup></p>	<p>Typical Sensitivity Deviation vs Temperature</p>	<p>All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB group, Inc.</p>		

Tabla 1: Datasheet acelerómetro PCB 333B50.

### CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES

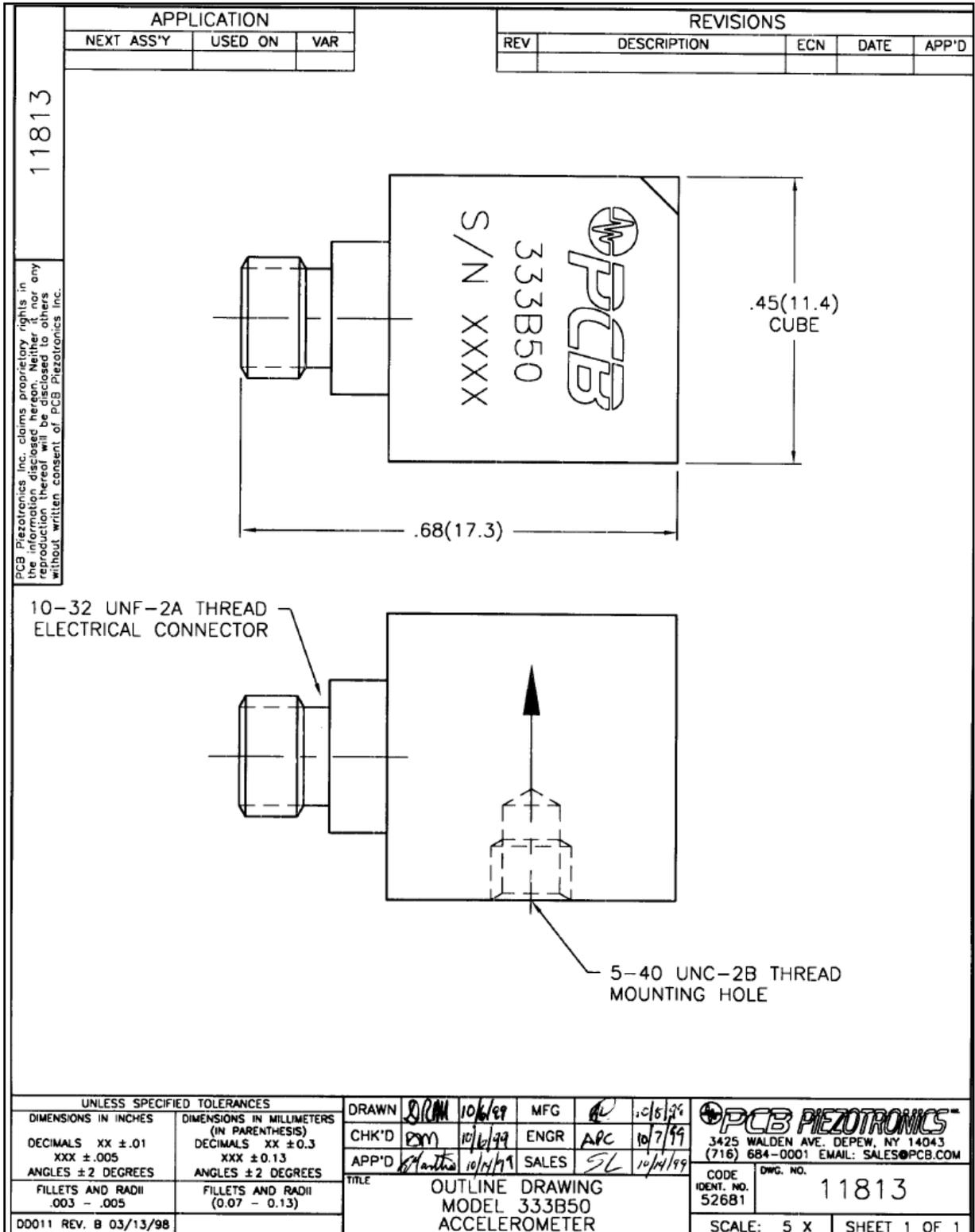


Figura 1: Detalle planta y alzado acelerómetro.

# ANEXO III: ESPECIFICACIONES

## AMORTIGUADOR ACC-9070



Figura 1: Amortiguador metálico ACCENTO, modelo ACC-9070

### APLICACIONES

El sistema amortiguante utilizado en este estudio está compuesto por cuatro amortiguadores de vibraciones y choques para la suspensión de máquinas con velocidad superior a 500 rpm, ventiladores, motores, aire acondicionado, compresores, electrónica, etc.

El modelo utilizado es el **ACC-9070-05**.

### DESCRIPCIÓN

- Carcasa de aluminio.
- Muelle interior en acero inoxidable 18/8.
- Elemento amortiguador en malla de acero inoxidable.
- Fijaciones en acero inoxidable.
- Frecuencia natural:
  - Axial: 7 – 15 Hz
  - Radial: 4,5 – 7 Hz.
- Máximo desplazamiento en choque:
  - Axial: 5 mm
  - Radial: 4 mm.

## CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES

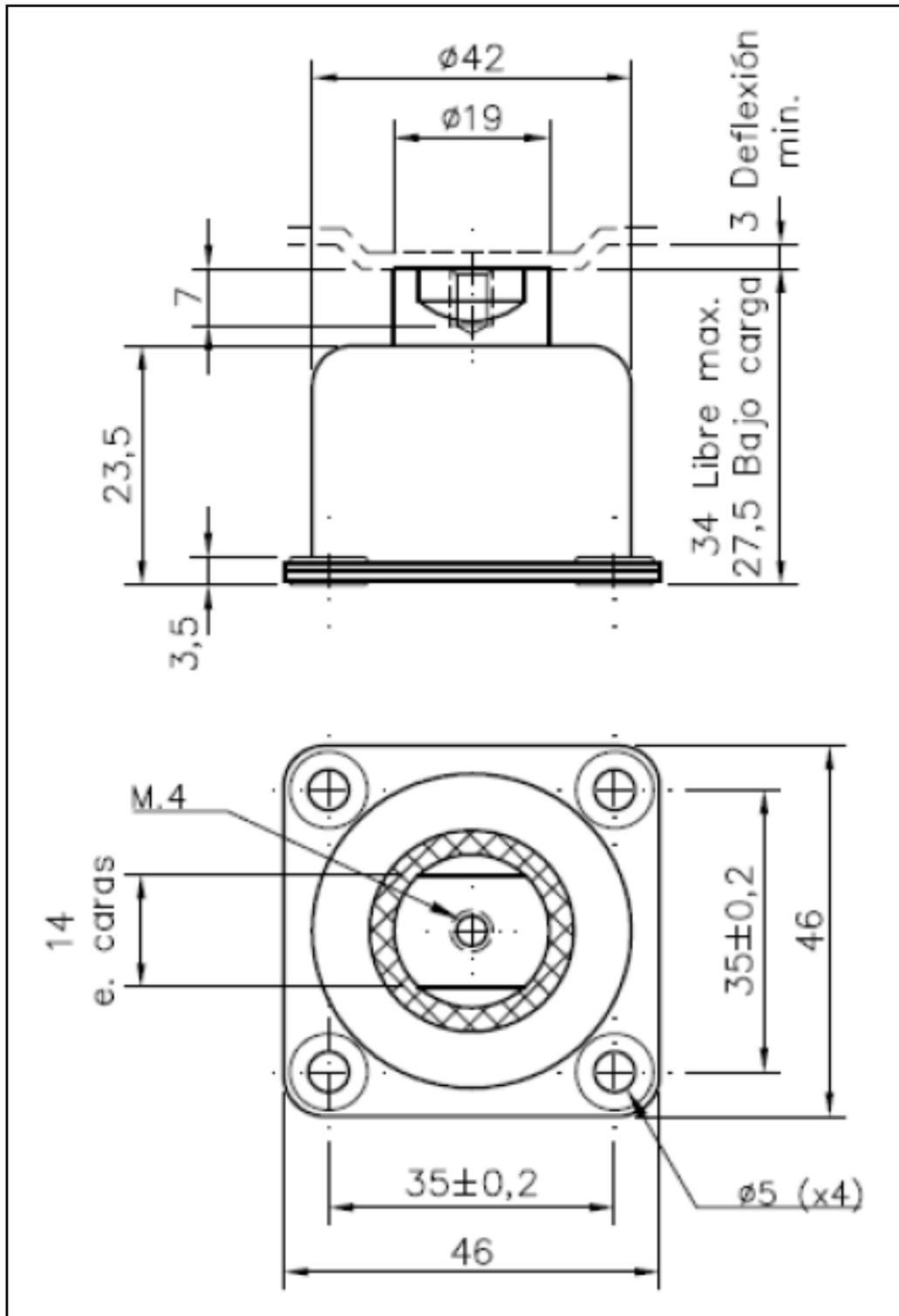
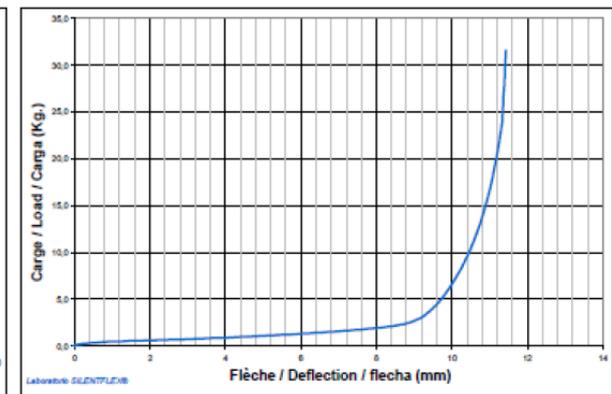
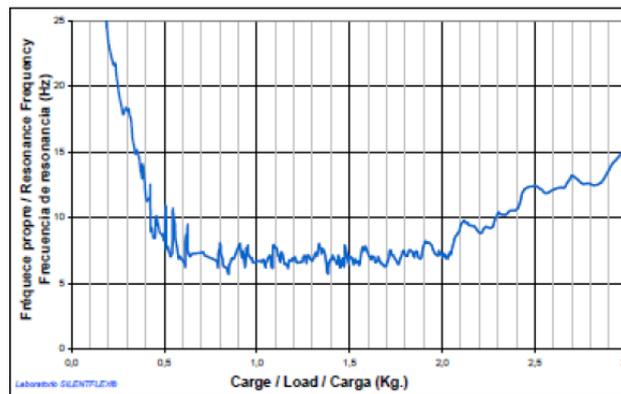
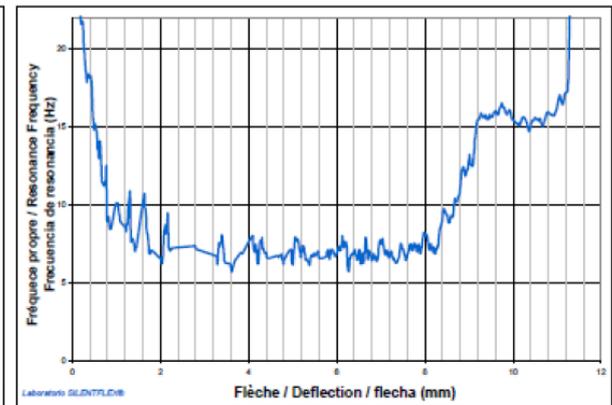
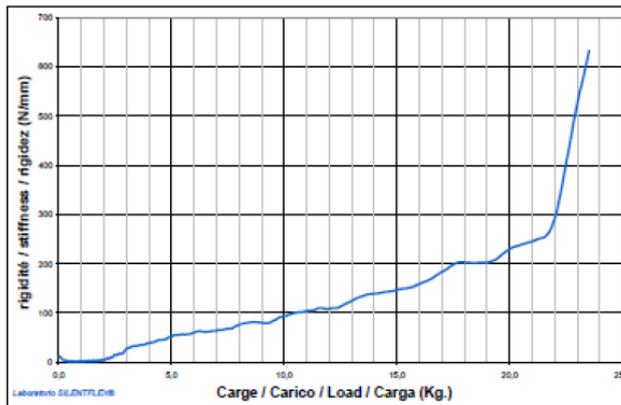
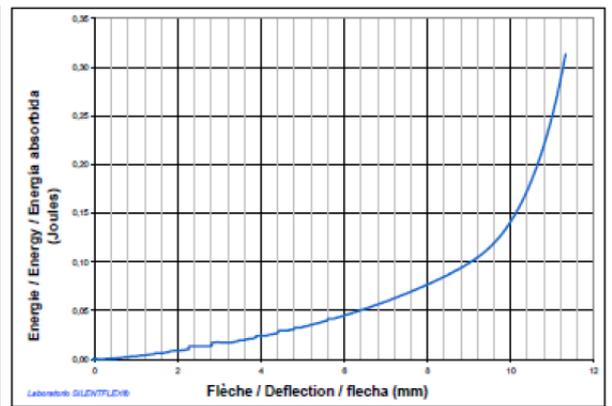
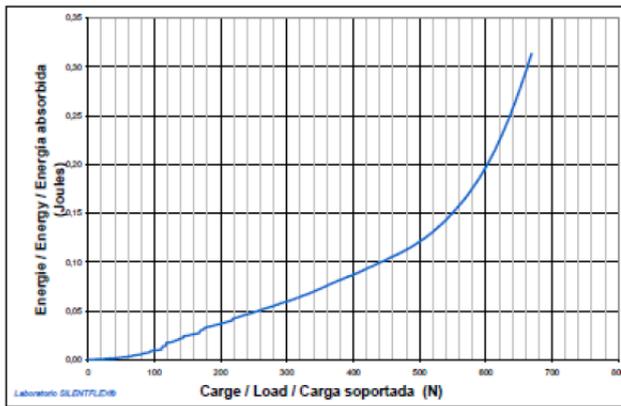


Figura 2: Detalle alzado y planta amortiguador.

Referencia	Rango carga estática (daN)
ACC-9070-01	0,25 - 0,45
ACC-9070-02	0,35 - 0,80
ACC-9070-03	0,70 - 1,50
ACC-9070-04	1,00 - 2,50
ACC-9070-05	2,50 - 4,50

Tabla 1: Rango de carga estática.

## CURVAS ESTÁTICAS





DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



Telecomunicación  
*Campus Sur*



DIAC

DPTO. DE INGENIERÍA AUDIOVISUAL  
Y COMUNICACIONES



## Agradecimientos

Queremos aprovechar estas líneas para agradecer a todas las personas que nos han ayudado y nos han apoyado a lo largo de estos años de dura andadura por la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica de Telecomunicación.

Dedicar este proyecto a nuestras familias, desde padres y hermanos hasta tíos, primos y abuelos. A nuestros padres, por el apoyo incondicional mostrado a lo largo de todo el trayecto, por su confianza, por estar a nuestro lado y por saber inyectar la moral necesaria para superar todos los retos, no solo los vividos a causa de los estudios, sino en todos los aspectos de la vida. Al resto de la familia, por motivarnos, apoyarnos, ayudarnos y estar orgullosos de nosotros.

A los compañeros de clase, a los que han demostrado ser más que eso, ser amigos, por estar siempre ahí, haciéndonos pasar momentos inolvidables, por su apoyo y porque gracias a ellos esta carrera se ha hecho mucho más agradable.

A los amigos, compañeros de piso, colegas y demás personas que no pertenecen a la escuela, pero que, igualmente, han contribuido enormemente a lo que somos hoy.

A los maestros de laboratorio, Antonio, Luis y Jesús, por su ayuda, su apoyo y por esos buenos ratos que hemos pasado en el laboratorio.

A nuestro tutor, Juan Sancho Gil, por su ayuda, sus ideas, y por hacer posible este trabajo.

A las personas que no han podido acompañarnos hasta la meta, pero que igualmente estarían orgullosas de hasta donde hemos llegado.

A todos ellos, gracias de todo corazón.