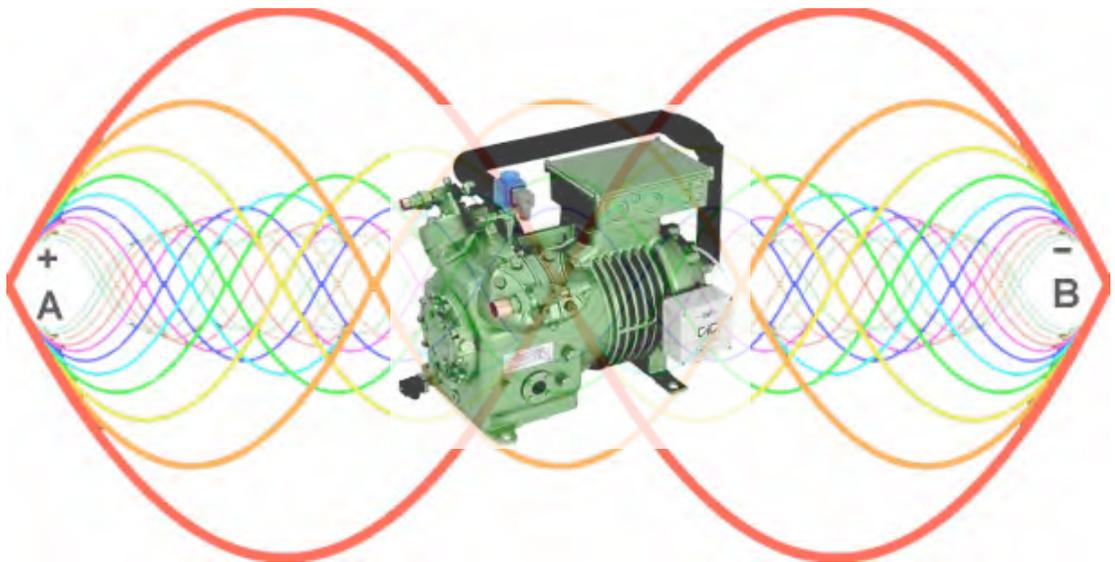


**METODOLOGÍA PARA LA MEDIDA Y ANÁLISIS
VIBRACIONAL IN SITU DE COMPRESORES
FRIGORÍFICOS SEMIHERMÉTICOS ALTERNATIVOS,
MEDIANTE EL EMPLEO DE ALGORITMOS DE
CLASIFICACIÓN AUTOMÁTICA**

Doctorando:
Gabriel Búrdalo Salcedo

Directores:
Dr. D. Eduardo García Ortiz
Dr. D. Jesús Ramiro Cepeda Riaño



Escuela de Ingenierías Industrial e Informática
Departamento de Ingeniería Mecánica, Informática
y Aeroespacial

UNIVERSIDAD DE LEÓN
2015

AGRADECIMIENTOS

Cuando uno culmina un trabajo al que se ha dedicado, casi de forma obsesiva, durante más de 5 años, siente una mezcla de vacío, euforia y felicidad. La elaboración de esta tesis doctoral difícilmente hubiera llegado a buen puerto sin el apoyo recibido, durante todo este tiempo, por muchas personas a las que aquí deseo expresamente dar las gracias.

En primer lugar, quiero expresar un profundo agradecimiento a mis directores (y maestros) Eduardo García y Jesús Cepeda. Ellos me han enseñado todo lo que sé sobre el mundo de la “acústica y vibraciones” y, junto al saber científico, he de agradecer especialmente su calidad como personas. Al Laboratorio de Acústica Aplicada, liderado por mis directores, por poner a mi entera disposición el equipo de trabajo necesario para la realización de la fase experimental. A mis compañeros del laboratorio, Mercedes y Miguel, por su comprensión durante mis ausencias en este último estirón.

Del “Grupo El Árbol Supermercados” de León mención especial ya que me abrieron completamente las puertas de sus instalaciones. Sin su ayuda esta tesis no podría haberse llevado a cabo.

También deseo expresar mi más sincero agradecimiento a mis compañeros de la Dirección de la Escuela de Ingenierías, en especial a su director Ramón Ángel Fernández por su apoyo incansable e incondicional, por sus correcciones, por su persistencia, paciencia y motivación. Asimismo mi agradecimiento a Manuel Castejón por dar luz a esta investigación y dejarme disfrutar de su destreza con el análisis de datos.

No podría olvidarme de Covadonga por el apoyo mostrado en estos últimos años y por su desinteresada colaboración en todo momento.

De mi tierra trujillana doy gracias por todo su amor a mis padres y mis hermanos que han entendido mis largas ausencias este tiempo y han estado siempre a mi lado; y a mi abuela Olvido que entrañablemente me preguntaba qué es lo que estaba haciendo para tardar tanto en terminar.

Por último, doy gracias a la persona más importante en mi vida, a quien hoy día supone el impulso y el motor en todo lo que hago. Gracias Alba.

ÍNDICE

1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 RESEÑA HISTÓRICA DEL ESTUDIO DEL ORIGEN DE LAS VIBRACIONES	2
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL TEMA DE TESIS	3
1.3 OBJETIVOS PLANTEADOS	6
2 ESTADO DEL ARTE	7
2.1 MEDICIONES VIBRATORIAS EN MÁQUINAS RECIPROCANES Y ROTATIVAS	8
2.2 VIBRACIONES Y FALLOS EN COMPRESORES FRIGORÍFICOS SEMIHERMÉTICOS ALTERNATIVOS (CFSA)	12
2.2.1 <i>Introducción</i>	12
2.2.2 <i>Categorización de fallos en compresores alternativos</i>	14
2.3 SISTEMAS E INSTRUMENTACIÓN PARA LA MEDIDA DE VIBRACIONES	20
2.3.1 <i>Introducción</i>	20
2.3.2 <i>Clasificación de los transductores</i>	21
2.3.3 <i>Transductores para la medida de vibraciones</i>	22
2.3.4 <i>Acelerómetros típicos</i>	25
2.3.5 <i>Características de los acelerómetros</i>	26
2.3.6 <i>Elección del acelerómetro empleado en las mediciones</i>	28
2.4 TÉCNICAS DE MEDIDA DE LA VIBRACIÓN	28
2.4.1 <i>Planificación de la medición</i>	28
2.4.2 <i>Selección del parámetro a medir</i>	31
2.4.3 <i>Montaje del acelerómetro sobre la superficie de medida</i>	32
2.5 ANÁLISIS FRECUENCIAL DE LAS MEDIDAS VIBRATORIAS	36
2.5.1 <i>Aspectos a considerar</i>	36

2.5.2 Elección del método de análisis	41
2.5.3 Elección del analizador de vibraciones.....	42
3 DISEÑO DE EXPERIMENTOS	45
3.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPRESORES	46
3.2 TÉCNICA DE MEDIDA	49
3.2.1 Normativa utilizada	49
3.2.2 Convenios generales empleados en las mediciones.....	50
3.2.3 Convenios particulares empleados en las mediciones	50
3.2.4 Técnica propuesta.....	52
3.3 SELECCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN.....	58
3.3.1 Requisitos de la instrumentación	58
3.3.2 Instrumentación.....	60
3.4 PROTOCOLO DE MEDIDA.....	63
3.4.1 Configuración de la instrumentación	63
3.4.2 Procedimiento para la realización de mediciones.....	64
4 RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	71
4.1 TRATAMIENTO DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	72
4.2 ANÁLISIS DE VALORES RMS, PICO-PICO Y PICO	90
4.3 PERFILES CARACTERÍSTICOS	94
4.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS	96
5 CONCLUSIONES	101
5.1 CONCLUSIONES	102
5.2 LÍNEAS DE TRABAJO FUTURO	103
6 BIBLIOGRAFÍA.....	105

ANEXO A Espectros de vibraciones Santa Nonia	113
ANEXO B Espectros de vibraciones del resto de compresores	121
ANEXO C Amplitud combinada XY Perfil 1	213
ANEXO D Amplitud combinada XY Perfil 2.....	255
ANEXO E Amplitud combinada XY Perfil 3	277
ANEXO F Amplitud combinada XY Perfil 4	299
ANEXO G Amplitud combinada XY Perfil 5.....	309

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Rotura de pistones [30].....	15
Figura 2.2 Válvula de succión dañada por golpe de líquido [30]	15
Figura 2.3 Carbonización del plato de válvulas [30].....	18
Figura 2.4 Cobreamiento de los engranajes de una bomba de aceite [30] ...	20
Figura 2.5 Cadena de medida de vibraciones (Cortesía de Brüel&Kjær)	21
Figura 2.6 (a) Esquema de un acelerómetro piezoeléctrico sísmico lineal. (b) Una masa m descansa sobre el elemento piezoeléctrico, que actúa como muelle con una constante k . La amortiguación en el sistema posee un coeficiente c . (c) El marco es acelerado hacia arriba, produciendo un desplazamiento u del mismo, moviendo la masa desde su posición inicial en una magnitud x y comprimiendo el muelle en una magnitud δ [32].....	23
Figura 2.7 Curva de respuesta de un acelerómetro piezoeléctrico [32]	24
Figura 2.8 Clasificación de acelerómetros piezoeléctricos (Cortesía Brüel & Kjær).....	25
Figura 2.9 Gama dinámica de acelerómetros piezoeléctricos (Cortesía de Brüel&Kjær)	27
Figura 2.10 Sensibilidad transversal de los acelerómetros piezoeléctricos (Cortesía de Brüel&Kjær)	33
Figura 2.11 Elección de la posición de montaje [24].....	34
Figura 2.12 Métodos de fijación de acelerómetros [24]	36
Figura 3.1 Disposición de los puntos de medida (Cortesía BITZER)	52
Figura 3.2 Direcciones V-H-A en el punto de medida 1	53
Figura 3.3 Colocación del acelerómetro triaxial en el punto de medida 1	54
Figura 3.4 Disposición de las posiciones máquina de impactos-acelerómetro	56
Figura 3.5 Analizador SVAN 948.....	61

Figura 3.6 Acelerómetro triaxial PCB Piezotronics	62
Figura 3.7 Calibrador de campo RION VE-10.....	62
Figura 3.8 Vista general de la sala de máquinas “Eras de Renueva”	66
Figura 3.9 Disposición de compresores en la sala de máquinas Eras de Renueva.....	66
Figura 3.10 Orientación de los ejes del acelerómetro PCB Piezotronics.....	67
Figura 3.11 Método de fijación del cable de conexión (Cortesía de Brüel&Kjaer).....	69
Figura 4.1 Interpretación del sistema de accionamiento de un compresor alternativo con cilindros dispuestos en línea [10].....	75
Figura 4.2 Interpretación del sistema de accionamiento de un compresor alternativo con cilindros dispuestos en V [10]	76
Figura 4.3 Análisis discriminante [58]	78
Figura 4.4 Análisis clúster [58].....	79
Figura 4.5 Árbol jerárquico resultante de las agrupaciones.....	82
Figura 4.6 LDA 5 clases	84
Figura 4.7 Pesos LDA 1-4	85
Figura 4.8 Perfil 1 promedio de amplitud combinada.....	87
Figura 4.9 Perfil 2 promedio de amplitud combinada.....	87
Figura 4.10 Perfil 3 promedio de amplitud combinada.....	88
Figura 4.11 Perfil 4 Promedio de amplitud combinada.....	88
Figura 4.12 Perfil 5 Promedio de amplitud combinada.....	89
Figura 4.13 Árbol HCLUST.....	92
Figura 4.14 HCLUST 5 clases LDA.....	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Factores más importantes a considerar en la selección del equipamiento y las técnicas de medición de la vibración.....	29
Tabla 2.2 Guía para la selección del parámetro de medición [15].....	31
Tabla 3.1 Relación de salas de máquinas y equipos que albergan	46
Tabla 3.2 Nomenclatura de los puntos de medida	52
Tabla 3.3 Especificaciones técnicas de la máquina de impactos	56
Tabla 3.4 Resultados obtenidos en cada ensayo	57
Tabla 3.5 Características del monitor de vibraciones SVAN 948.....	60
Tabla 3.6 Especificaciones técnicas del acelerómetro 356A02.....	61
Tabla 3.7 Configuración de medida del analizador SVAN 948	64
Tabla 3.8 Instrumentación de la cadena de medida y accesorios.....	65
Tabla 4.1 Parámetros representativos de la distribución observada en las vibraciones según los ejes X, Y, Z en los compresores de Santa Nonia.....	73
Tabla 4.2 Parámetros representativos de la distribución observada en las vibraciones según los ejes X, Y, Z en el resto de compresores	74
Tabla 4.3 Frecuencias que contienen el 95% de la información	86
Tabla 4.4 Tabulación cruzada.....	94
Tabla 4.5 Clasificación de compresores según clases	94
Tabla 4.6 Clasificación de las salas de máquinas según clases.....	97

RESUMEN

Este trabajo presenta una metodología basada en el empleo de algoritmos de clasificación automática para obtener patrones vibracionales como descriptores del comportamiento en régimen permanente de compresores frigoríficos semiherméticos alternativos. En primer lugar define la técnica adecuada para elegir los elementos de la cadena de medida, así como el sistema de sujeción del transductor, su posición y las direcciones en que se han de colocar sus ejes. Los resultados de aplicar esta técnica en un total de cien compresores, distribuidos en quince salas de máquinas, se utilizaron para alimentar a un sistema de clasificación automática. El sistema identificó cinco firmas espectrales que se diferencian en cuál de los dos primeros armónicos tiene mayor amplitud, en la amplitud de ese armónico, y en la presencia de armónicos significativos entre 400 y 600 Hz. Se ha observado que el comportamiento vibracional de los compresores es independiente de la sala de máquinas en que se encuentren ubicados, mientras que compresores de un mismo fabricante con igual número de cilindros tienden a presentar el mismo patrón vibracional.

ABSTRACT

This work presents a methodology that uses automatic classification algorithms to obtain vibrating patterns as descriptors of semi hermetic reciprocating compressors working at steady-state. First, we define the proper technique to choose the elements of the measuring chain, the transducer fixing system, its position and the directions of its axes. The results of testing one hundred compressors, distributed along fifteen rooms, fed an automatic classification system that found out five signatures. These profiles differ in which of the first two harmonics is greater, in the amplitude of that harmonic, and also in the presence of significant harmonics between 400 and 600 Hz. The analysis of the results shows that the performance of compressors is independent of the room, while compressors by the same manufacturer and with the same number of cylinder tend to show the same vibrating pattern.

1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta una breve reseña histórica del estudio del origen de las vibraciones en el que se enmarca la idea principal de la tesis. Aparte de ello se justifica el tema de tesis centrando la atención en las causas que provocan los niveles de vibración en dispositivos mecánicos, focalizando el estudio del comportamiento vibratorio en los compresores frigoríficos semiherméticos alternativos (CFSA), piezas claves en el mantenimiento de instalaciones frigoríficas de tamaño medio. Para finalizar se plantean los objetivos de la tesis.

1.1 RESEÑA HISTÓRICA DEL ESTUDIO DEL ORIGEN DE LAS VIBRACIONES

Remontándonos en la historia, **Pitágoras** desarrolló la teoría de los números y la teoría de la música y la armonía en donde establecía la relación entre estas dos ciencias [1]. Pudo concluir un estudio en el que afirmó que la música no era más que una relación matemática de las vibraciones medidas según intervalos.

Por otro lado **Aristóteles** escribió el primer documento relacionado con la acústica titulado *On Acoustic* [2].

Galileo Galilei encontró la relación existente entre la longitud de cuerda de un péndulo y su frecuencia de oscilación, además encontró la relación entre la tensión, longitud y frecuencia de vibración de las cuerdas.

En el campo de las vibraciones el uso de las leyes de **Newton** [3] forma un papel importante en el análisis de sistemas y la determinación de frecuencias de oscilación.

Daniel Bernoulli estudió la forma de vibrar de algunos cuerpos usando el principio de superposición de armónicos [4]. El debate sobre la ecuación de la cuerda, sometida a una vibración en un mismo plano, es importante desde el punto de vista matemático, no sólo porque representa el primer análisis de la solución de una ecuación diferencial en derivadas parciales, sino además porque la discusión llevó a cuestionar las nociones establecidas de función y de representación de funciones mediante series trigonométricas. En particular en las ideas de Bernoulli estaba el germen de la teoría de la representación en series de Fourier establecidas en el siglo XIX con los trabajos de Dirichlet, Riemann y otros.

En el siglo XVIII el matemático francés **Joseph Fourier** [5] vino a realizar una de las aportaciones más relevantes en el área de las vibraciones, ya que muchas de las funciones más conocidas podían expandirse en series de senos y cosenos. Los modernos analizadores trabajan en base al algoritmo de la serie de Fourier, siendo esta una de las mayores contribuciones en el campo de las vibraciones mecánicas.

En 1909, **Frahm** propuso una forma de reducir las vibraciones mecánicas mediante la implementación de sistema agregado masa-resorte [6]. **Stodola Aurel** hizo aportaciones importantes relacionadas con las vibraciones de membranas, vigas y placas [7]. **Timoshenko** realizó estudios centrados en la teoría de vibración en vigas [8].

Por otro lado, algunas contribuciones matemáticas ampliaron el área de investigación del campo de las vibraciones mecánicas. Por mencionar algunos, los métodos de Rayleigh que sirven para determinar las frecuencias de resonancia de algunos elementos basándose en ecuaciones de energía , las variables de estado que permiten resolver y analizar problemas basados en ecuaciones diferenciales no lineales, el elemento finito que consiste en discretizar cualquier elemento para posteriormente modelizar y analizar su comportamiento como pudiera ser los modos de vibrar y las ecuaciones estadísticas que facilitaron el estudio de vibraciones aleatorias [9].

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL TEMA DE TESIS

Cuando el nivel de deterioro de una máquina llega a un cierto punto, ésta empieza a operar de manera anómala. Si dicha anomalía no es corregida, los daños evolucionan, con mayor o menor rapidez, hasta llegar a su completa inoperatividad, bien por rotura o deterioro de alguno de sus componentes o bien por no ofrecer las prestaciones para las que había sido diseñada. Independientemente del tipo de máquina de la que hablemos, los niveles de vibración excesivos son siempre perjudiciales para su funcionamiento y están limitados por algunas normativas vigentes [10].

Los compresores frigoríficos reciprocantes soportan durante su funcionamiento esfuerzos mecánicos que inducen vibraciones y establecen un estado de tensiones que provocan el desgaste y el envejecimiento prematuro de sus componentes [10].

El factor más influyente en el estudio del comportamiento vibratorio de los compresores y motores alternativos es el incremento del grado de automatización de las instalaciones en las que operan, con el objetivo de minimizar al máximo la mano de obra del personal que las atiende.

Los avances tecnológicos producidos en el sector del frío industrial, han propiciado la creación de compresores más compactos con unas dimensiones muy ajustadas. Esta reducción de dimensiones puede sacrificar la estabilidad de funcionamiento de los compresores frigoríficos.

Si tenemos en cuenta por un lado, la disponibilidad de equipos de medición y análisis cada vez más potentes y a un precio cada vez más contenido, y por otro lado la concienciación de los usuarios de instalaciones frigoríficas para la implantación de los mismos, esto ha propiciado la introducción paulatina de sistemas de mantenimiento basados en el análisis de vibraciones.

Las consecuencias más directas que puede ocasionar una avería en una máquina son:

- Incremento de costes relativos a la reparación.
- Mayor esfuerzo de reparación.
- Reducción del tiempo de funcionamiento.
- Pérdida de prestaciones.
- Incremento en el consumo energético en averías incipientes.
- Riesgo para la seguridad de las personas.
- Riesgo para la integridad estructural de las instalaciones.
- Aumento del ruido producido.

El Mantenimiento ha protagonizado una destacable evolución desde mediados del siglo XX, convirtiéndose en una potente herramienta para la disminución de los costos provocados por la inutilización temporal de los equipos y por las paradas de producción [11].

Los principales objetivos del mantenimiento, manejados con criterios económicos y dirigidos a un ahorro en los costos de producción son:

1. Llevar a cabo una inspección sistemática de todas las instalaciones con intervalos de control, para detectar cualquier desgaste o rotura manteniendo los registros adecuados.
2. Mantener permanentemente los equipos e instalaciones, en su mejor estado para evitar los tiempos de parada.

3. Efectuar las reparaciones de emergencia empleando métodos de reparación fáciles y rápidos.
4. Prolongar la vida útil de los equipos e instalaciones.
5. Sugerir y proyectar mejoras en la maquinaria y equipos para disminuir las posibilidades de daño y rotura.
6. Controlar el costo directo de mantenimiento mediante el uso correcto y eficiente del tiempo, materiales, mano de obra y servicios.

Para alcanzar estos objetivos se han desarrollado diferentes tipos de mantenimiento, diferenciándose entre sí por el carácter de las tareas que incluyen. El conocimiento de las características de cada uno de ellos, es necesario con la finalidad de establecer la estrategia de mantenimiento más adecuada para cada tipo de máquina.

Los avances de la tecnología han proporcionado múltiples métodos que permiten la evaluación exterior de las condiciones de la máquina sin desmontarla, e incluso sin pararla. Estas técnicas han dado origen al llamado mantenimiento predictivo, que consiste en la detección, análisis y corrección de averías mediante la comparación y análisis de parámetros y variables físicas medidas en la máquina (vibraciones, temperatura, consumo de energía, etc.), sin necesidad de detener el proceso productivo.

Analizando la evolución de los parámetros controlados mediante una vigilancia continua o periódica, se puede predecir cuando se producirá la avería. Sabiendo cuándo se debe actuar y cuál es el elemento en mal estado, se puede planificar la intervención con gran exactitud, determinando el coste de la operación.

El análisis de vibraciones es una de las técnicas más potentes para la identificación de anomalías en las máquinas. El hecho de que el estado de una máquina esté íntimamente relacionado con las vibraciones constituye el método más eficaz y versátil de mantenimiento.

En el campo de las máquinas rotativas el análisis de vibraciones ha permitido la detección de múltiples averías tales como desalineamientos o desbalanceos, desequilibrios, holguras, problemas de lubricación, excentricidad, cojinetes de fricción defectuosos, problemas de engranajes, etc.

En general las máquinas rotativas poseen niveles de vibración muy bajos cuando funcionan en condiciones normales o de aparente normalidad, por lo que cuando aparece una vibración anormal se detecta rápidamente y, lo que es más importante, puede asociarse fácilmente a algún defecto característico [12]. Por el contrario las máquinas o motores alternativos, debido a su principio de funcionamiento, presentan niveles de vibración relativamente altos aún cuando estén funcionando correctamente [13]. Esta característica hace que resulte complejo detectar un pequeño nivel adicional de vibraciones provocado por una avería incipiente.

1.3 OBJETIVOS PLANTEADOS

Puesto que el comportamiento vibratorio es el resultado del conjunto de excitaciones que actúan sobre la máquina, más la respuesta de la estructura, se han planteado los siguientes objetivos:

- a) Diseñar una técnica para medir vibraciones in situ de compresores frigoríficos semiherméticos alternativos, en adelante CFSA. Esta técnica contemplará convenios generales basados en la normativa vigente y convenios particulares diseñados para determinar posiciones y direcciones de medida, así como sistemas de fijación de transductores.
- b) Diseñar un método para la obtención de un patrón vibracional de los CFSA, que caracterice el comportamiento in situ de los mismos en régimen permanente en función del espectro de vibraciones medido.
- c) Establecer el patrón vibracional obtenido en los CFSA medidos, para su posterior clasificación.

2

ESTADO DEL ARTE

A lo largo de este capítulo se hace especial mención a la importancia de las mediciones vibratorias, tanto en máquinas reciprocantes como en máquinas rotativas, como método para la monitorización de las señales vibratorias de cara a un mantenimiento lo más efectivo posible. Se hace hincapié en los problemas generadores y amplificadores de la vibración mecánica en los CFSA, así como las posibles consecuencias que puede acarrear un mantenimiento inadecuado a lo largo de la vida útil de los mismos. Los sistemas e instrumentación empleados para la medida de vibraciones, son otros de los aspectos a tratar en este capítulo así como los requisitos que debe cumplir el transductor que se emplea en las medidas de vibraciones. En el apartado 2.5 se reflejan las técnicas de medida de la vibración, planificación de las medidas así como la selección del parámetro a medir y los distintos métodos de montaje del acelerómetro. Como último punto a tratar se detallan los métodos de análisis frecuenciales, enfocando dicho análisis al empleo del método FFT para espectros frecuenciales de anchura de banda constante y a la elección del analizador de vibraciones empleado.

2.1 MEDICIONES VIBRATORIAS EN MÁQUINAS RECIPROCANTES Y ROTATIVAS

El análisis de vibraciones ha sido una de las primeras técnicas empleadas en la monitorización de señales usadas en el campo del mantenimiento, y continúa plenamente en vigor fundamentalmente en máquinas rotativas. Esta técnica presenta en ocasiones algunos inconvenientes, como puede ser la ubicación y posicionamiento de los sensores, cuando se desea tener medidas precisas de vibraciones de piezas poco accesibles o muy móviles, de modo que hagan difícil el contacto físico del sensor con el elemento a estudiar [14].

Dada la estrecha relación entre vibraciones y sonidos, se han explorado tecnologías capaces de predecir el estado de piezas de maquinaria por medio de registros acústicos, comparando el sonido producido por la pieza nueva o en buen estado con el originado por la pieza funcionando con un defecto.

A pesar de no ser objeto de este estudio, cabe resaltar la importancia que está teniendo cada vez más la utilización de medidas acústicas (intensimetría) orientadas al mantenimiento de dispositivos mecánicos [11], independientemente de su principio de funcionamiento.

La complejidad de las ondas acústicas emitidas por los dispositivos mecánicos, hacen que sea aún más difícil el análisis de la señales acústicas captadas. Normalmente es excesiva la riqueza de información codificada que transporta la onda acústica, tanto que no resulta fácil discriminar cuales son las señales que interesa controlar [15].

Existen trabajos de investigación relacionados con el análisis de vibraciones con la intención de avanzar en el conocimiento de los mecanismos básicos que producen las excitaciones y, de esta forma, mejorar la eficacia de dichos análisis aumentando la fiabilidad en la determinación del estado de las máquinas. Un ejemplo claro de vibraciones mecánicas son las plantas hidroeléctricas [16] en las que se ha profundizado mucho en las técnicas para la corrección de las anomalías que las originan. Actualmente la monitorización se requiere principalmente para controlar sus amplitudes, que se vuelven peligrosas cuando son elevadas. El desequilibrio demanda cuidados sobre todo en máquinas rotativas rápidas (turbocompresores, turbobombas, etc), las cuales operan a

velocidades rotacionales por encima de sus primeras frecuencias naturales, pasando por velocidades críticas durante el arranque [17].

Las complejas señales vibratorias emitidas por las transmisiones de los engranajes, son también utilizadas para detectar, en estado incipiente, la aparición de síntomas de fallos o fatiga. Dos son los factores que contribuyen a esto: por una parte la presencia de diferentes fuentes de vibración próximas a la transmisión que producen vibraciones en bandas de frecuencia similares, como es el caso de los rodamientos, y por otra parte, el gran peso relativo que presenta la vibración de carácter aleatorio producida por distintos tipos de fenómenos durante el engrane, tales como el error de transmisión, deterioro de los dientes, inicio y fin del contacto, etc. Estos componentes vibratorios se manifiestan en banda ancha llegando a enmascarar por completo a los componentes vibratorios de carácter periódico que constituyen la base del diagnóstico, como es por ejemplo la frecuencia de engrane [18].

En 2010 se publicó [14] la implementación de un análisis de mantenimiento basado en condición de los compresores reciprocantes y de tornillo. La técnica del análisis dinámico se ha aplicado en los compresores reciprocantes mediante un equipo ultrasónico de monitorizado dinámico; mientras que la herramienta empleada en los compresores de tornillo ha sido un equipo de monitorizado de vibraciones. Es conveniente compatibilizar las mediciones de condición de los compresores con la toma de datos de operación y el análisis del lubricante, con la intención de cruzar datos y encontrar relación entre ellos.

En el caso de las turbomáquinas se han estudiado las emisiones de señales vibratorias junto con otras señales (presión y ruido principalmente), comprobándose la potencialidad del análisis de registro vibratorio, en particular de vibración fluidodinámica, es decir separando éste de la vibración emitida por elementos mecánicos como rodamientos, masas desequilibradas, etc., para detectar si la turbomáquina está funcionando próxima o alejada de su punto de diseño; para observar fallos simulados en la apertura y ángulo de uno o varios álabes; y para detectar, en estado incipiente tanto el desprendimiento rotativo que se presenta en compresores y ventiladores axiales, como la cavitación que tiene lugar en las bombas.

El análisis vibratorio presenta numerosas dificultades prácticas aún no resueltas en la actualidad, al menos completamente. Hay que tener un

conocimiento muy profundo del funcionamiento de la máquina y poder descifrar de la señal extraída qué parte pertenece a cada perturbación y eliminar las señales que enmascaran la información importante.

El comportamiento vibratorio de los compresores frigoríficos semiherméticos alternativos (CFSA) es complejo debido al número de fuerzas dinámicas que actúan cuando los equipos están en funcionamiento. Estas excitaciones, que resultan en vibraciones, dependen del tipo de máquina y su interacción con los circuitos. Asimismo, los CFSA tienen comportamientos distintos según su diseño y régimen de funcionamiento. Muchos trabajos relacionados con análisis de vibración se han desarrollado a fin de avanzar en el conocimiento de los mecanismos básicos que producen las excitaciones y, de esta forma, mejorar la eficacia de dichos análisis aumentando la fiabilidad en la determinación del estado de las máquinas [19].

El desequilibrio demanda cuidados sobre todo en máquinas rotativas rápidas (turbocompresores, turbobombas, etc.), las cuales operan a rotaciones por encima de sus primeras frecuencias naturales, pasando por velocidades críticas durante el arranque [20]. En el caso de los grupos hidroeléctricos, aunque operen con rotaciones bajas, por debajo de su velocidad crítica, los rotores poseen masas y diámetros elevados, de forma que el desequilibrio puede producir vibraciones de amplitud peligrosa. Los tipos de desequilibrio están contemplados en la norma ISO 1925:2001 [21]. Por otro lado, la calidad del equilibrado en función de la rotación de la máquina está recomendada por la norma ASA S2.19-1999 (R2004) [22].

En el caso de las máquinas reciprocantes o alternativas Victor Wowk [23], en su publicación *Machinery Vibration*, ya indicaba que el análisis de las vibraciones en este tipo de máquinas es muy complejo ya que causa más vibraciones que las máquinas rotativas.

Inherentemente los compresores reciprocantes tienen elevadas vibraciones a 1 x rpm y armónicos. Las vibraciones son causadas por la fuerza ejercida por la presión del gas y el desbalanceo [24]. La fuerza de presión del gas proviene de la cámara de combustión o cámara de compresión mientras que el desbalanceo proviene de las conexiones cigüeñal – biela – pistón que continuamente provoca cambios en los radios de sus centros de masa. Esto puede ser parcialmente compensado por contrapesos.

Las vibraciones que se producen a una frecuencia igual a la mitad de la frecuencia de la velocidad de giro del motor, es decir $\frac{1}{2} \times \text{rpm}$, son comunes en motores de cuatro tiempos donde el árbol de levas gira a la mitad de la velocidad del cigüeñal. Las amplitudes de alta frecuencia en estas frecuencias (1 y $\frac{1}{2} \times \text{rpm}$) y los armónicos no necesariamente indican que se ha producido un problema. Las máquinas recíprocas pueden tolerar grandes amplitudes de vibración durante largos períodos de tiempo [23]. En el caso de motores de velocidad variable, la presencia de frecuencias de fuerzas de conducción tiene un alto potencial para excitar resonancias estructurales.

Según Singiresu Rao [25] el exceso de vibración en máquinas recíprocas también se debe a problemas operacionales tales como: golpes de pistón, fugas en la compresión y choque de válvulas entre otros. En el caso de motores de cuatro tiempos esto ocurre a $\frac{1}{2} \times \text{rpm}$ si uno de los cilindros se ve afectado.

Werner Soedel [10] en su publicación *Sound and vibrations of positive displacement compressors*, hace una mención especial a las principales fuentes de ruido y vibraciones inherentes a los compresores recíprocos o alternativos, centrando la atención en el mecanismo de transmisión. En el caso de un compresor frigorífico monocilíndrico, el cigüeñal hace que cambie la dirección de la fuerza normal entre el pistón y el cilindro. Uno de los problemas más típicos en estos compresores es el denominado *slap piston* o golpe de pistón. Cuando el espacio entre el cilindro y el pistón es excesivamente amplio, se producen holguras en el interior del cilindro. Dichas holguras se traducen en pérdida de potencia y en un ruido característico que pueden excitar a todos los modos naturales de los diferentes componentes del compresor, de los cuales el cilindro es una parte.

Una segunda fuente de ruido única es la originada a partir de la fuerza de agitación causada por el mecanismo de la biela, que tiene un número infinito de armónicos de la frecuencia de velocidad de rotación. Soedel concluye que, mediante el diseño multicilíndrico, se reduce gran parte de las fuerzas de excitación y como consecuencia las vibraciones que pueden perjudicar el funcionamiento normal de los compresores.

2.2 VIBRACIONES Y FALLOS EN COMPRESORES FRIGORÍFICOS SEMIHERMÉTICOS ALTERNATIVOS (CFSA)

2.2.1 Introducción

Las máquinas frigoríficas de potencia media empleadas en supermercados, se componen de varios subsistemas de los cuales el compresor es el más importante por tres causas relacionadas entre sí: tiene la mayor parte de los órganos móviles, con estrechas tolerancias de fabricación entre ellos y, por tanto, es el más susceptible de averiarse especialmente ante vibraciones.

Por orden de importancia, lo que se busca en un compresor frigorífico es [26]:

- **Fiabilidad mecánica** para evitar consecuencias en la línea de producción.
- **Rendimiento energético.** Una vez asegurada la fiabilidad, debemos velar por el consumo de energía demandada por el compresor para producir frío.
- **Precio.** Este factor suele ser colocado erróneamente en el primer lugar por ser el desembolso inicial la principal preocupación. Pero el negocio se hace con la producción, no con el ahorro en la inversión.

Las vibraciones en una máquina no son aceptables, pero al mismo tiempo son el mejor indicativo de la condición mecánica de un equipo, y se convierten entonces en una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto. Se puede deducir entonces que las vibraciones de una máquina están directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras:

1. Un bajo nivel de vibraciones es un indicativo de que la máquina funcionará correctamente durante un cierto período de tiempo.
2. Un aumento de dicho nivel indica que la máquina se está degradando y se encamina a algún tipo de problema.

Como dato significativo, se acepta que la medición y análisis de vibraciones son capaces de predecir hasta el 90% de los fallos en máquinas [27], entre las que se encuentran:

Problemas generadores de vibración mecánica

- Desalineamiento
- Desgaste en correas y poleas
- Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas
- Fuerzas de reacción, reciprocantes y de fricción
- Ejes doblados
- Problemas de engranajes
- Problemas eléctricos (tanto CA como CC)
- Desequilibrios
- Defectos en los cojinetes y rodamientos

Problemas amplificadores de vibración mecánica

- Resonancia.
- Holguras (*Slap piston*).

En este apartado se reflejan las posibles consecuencias que puede acarrear un mantenimiento inadecuado a lo largo de la vida útil de un CFSA.

La práctica totalidad de los compresores que hay en el mercado, han sido proyectados para soportar pequeños problemas del sistema frigorífico en su conjunto. El propio compresor raramente es el problema en sistemas frigoríficos que presentan fallos. La llave para el mantenimiento de equipamientos con compresores reciprocantes hoy en día se basa en un completo entendimiento de las condiciones y de la secuencia de los hechos que llevan a fallos [28, 29].

Esta investigación trata de analizar las vibraciones mecánicas en los CFSA independientemente del origen o causa que motiva o pudiera motivar los distintos fallos detectados en dichos dispositivos mecánicos. Es por este motivo, por el que cabe señalar que los fallos detectados en los CFSA pueden tener un origen interno o bien pueden provenir del propio sistema frigorífico, aunque en ambos casos el compresor es el dispositivo mecánico de un sistema frigorífico que sufre las consecuencias.

2.2.2 Categorización de fallos en compresores alternativos

La mayoría de los fallos, con excepción de los defectos del producto, pueden ser clasificados en las siguientes categorías generales:

- 1. RETORNO DE LÍQUIDO REFRIGERANTE**
- 2. GOLPE DE LÍQUIDO REFRIGERANTE**
- 3. PROBLEMAS DE LUBRICACIÓN**
- 4. TEMPERATURA DE DESCARGA ELEVADA**
- 5. CONTAMINACIÓN DEL SISTEMA**
- 6. PROBLEMAS ELÉCTRICOS**
- 7. FALLOS INDETERMINADOS DEL COMPRESOR**

1. RETORNO DE LÍQUIDO REFRIGERANTE

El retorno de líquido refrigerante se produce principalmente cuando el recalentamiento del gas en la zona de succión del compresor tiende a cero, debido al efecto detergente del refrigerante. Debido a este efecto la película de lubricación de las partes móviles del compresor se remueve y, consecuentemente, provocará su rotura mecánica. Las piezas dañadas del compresor no presentan aceite ni señales de carbonización (Figura 2.1).



Figura 2.1 Rotura de pistones [30]

2. GOLPE DE LÍQUIDO REFRIGERANTE

Es el daño causado por la presión hidrostática cuando el compresor realiza la compresión de un líquido (aceite, refrigerante o ambos). El resultado provoca daños a las válvulas de succión del compresor (Figura 2.2).



Figura 2.2 Válvula de succión dañada por golpe de líquido [30]

Las causas pueden ser muy diversas:

- a) Retorno del refrigerante al compresor debido a la inadecuada elección de la válvula de expansión

Una válvula de expansión indebidamente sobredimensionada se transforma en una de las principales causas de retorno de líquido y del golpe resultante. La razón es que en carga parcial, la válvula intenta mantener el control en su ajuste de recalentamiento, sin embargo al estar sobredimensionada pasa más refrigerante de lo necesario. Eso sobrealimenta el evaporador, causando una rápida reducción en el recalentamiento del gas de salida. En respuesta a eso, la válvula se cierra hasta que el recalentamiento sea restablecido. En ese punto la válvula se abre nuevamente para dar paso a una nueva porción de líquido. Esa condición de búsqueda (*hunting*) permitirá que el líquido fluya a través del evaporador y pueda entrar en el compresor pudiendo causar daños.

b) Migración del refrigerante

Es el resultado de la condensación de refrigerante en la parte más fría del sistema. Para evitar la migración de líquido refrigerante proveniente del condensador, se recomienda instalar una válvula de retención en la línea de descarga del compresor y un sifón invertido en la entrada del condensador.

c) Retorno de aceite

Un sistema de tuberías bien proyectado promoverá un movimiento uniforme del aceite, evitando su acumulación. Si un proyecto inadecuado de tuberías permite que grandes cantidades de aceite sean retenidas cuando está en carga mínima, el aceite podrá retornar al compresor cuando vuelva a trabajar en capacidad más elevada.

Los compresores recíprocos que funcionan con normalidad recirculan entre el 1% y el 3% de aceite por cada kilogramo de refrigerante.

3. PROBLEMAS DE LUBRICACIÓN

Problemas relacionados con desgaste excesivo causado por la falta de aceite lubricante en las áreas esenciales.

Dentro de las categorías comunes de problemas de lubricación del compresor están la dilución del aceite, la pérdida de aceite y la viscosidad reducida del aceite debido al recalentamiento del compresor.

Dilución del aceite

Como el aceite posee una gran afinidad por los refrigerantes frigoríficos se puede fácilmente entender cómo éste se puede diluir excesivamente durante las paradas prolongadas, haciendo que pierda gran parte de sus cualidades lubricantes. La mezcla más densa y rica en refrigerante, se encuentra en la parte inferior del cárter, mientras que la mezcla menos densa y rica en aceite se sitúa en la parte superior. Cuando se produce el arranque en un compresor con exceso de refrigerante en el cárter, una mezcla rica en refrigerante es succionada por la bomba de aceite. El aceite altamente diluido forma mucha espuma y puede hacer que la bomba de aceite pierda su capacidad de bombear, provocando como consecuencia una lubricación deficitaria.

Pérdida de aceite

La pérdida de aceite provoca una generación excesiva de calor y desgaste en los orificios de las bielas. Algunas de las causas comunes son la excesiva formación de espuma del aceite y largos períodos de funcionamiento en carga mínima.

4. TEMPERATURA DE DESCARGA ELEVADA

Se produce principalmente cuando se trabaja con un valor elevado del recalentamiento del gas en la succión del compresor, provocando la carbonización del aceite lubricante y la consecuente rotura mecánica del compresor.

Con la viscosidad reducida, el aceite no puede lubricar las partes móviles adecuadamente, y esto origina que las superficies se recalienten excesivamente, provocando un desgaste intenso y la carbonización del aceite. Un hecho que acompaña el recalentamiento del compresor es el desgaste del pistón.



Figura 2.3 Carbonización del plato de válvulas [30]

Causas de la elevada temperatura de descarga del compresor

Entre las causas comunes de elevadas temperaturas de descarga del compresor se encuentran la alta relación de compresión (baja presión de succión y alta presión de descarga), baja carga de refrigerante y control de la capacidad del compresor por debajo de los límites proyectados.

La viscosidad del aceite se minimiza cuando el aceite llega a una temperatura entre 85°C y 95°C. Cualquier lectura de temperatura del aceite dentro de esa banda, aumenta las probabilidades de que las películas de aceite se destruyan, resultando un contacto de metal con metal y eventual fallo mecánico.

Una elevada relación de compresión generalmente se atribuye a problemas con el condensador, problemas con el evaporador, al inadecuado control del sistema, o a una combinación de esos tres problemas.

5. CONTAMINACIÓN DEL SISTEMA

Algunos de los contaminantes más frecuentemente encontrados en los sistemas de refrigeración son: humedad, óxido de cobre, suciedad, etc.

Contaminación por humedad

La presencia de humedad en un sistema frigorífico puede provocar la oxidación y corrosión de partes de la instalación frigorífica así como la descomposición del refrigerante. En la zona de baja presión puede llegar a congelarse obstruyendo total o parcialmente el asiento de las válvulas de expansión. En algunos casos podrá formarse hielo alrededor de las paredes internas del serpentín del evaporador, dificultando el intercambio de calor entre el refrigerante con el ambiente a enfriar.

Contaminación por suciedad o por aire

Materiales extraños, tales como restos de soldadura o productos químicos, junto con el aire, producen desequilibrios químicos que provocan la ruptura de las moléculas de aceite. Esa condición puede provocar la formación de ácidos.

Los óxidos más frecuentes pueden aparecer bajo la forma de:

- Óxido férrico (Fe_2O_3)
- Óxido ferroso férrico (Fe_3O_4)
- Óxido cuproso (Cu_2O)
- Óxido cúprico (CuO)

La formación de óxidos en las paredes internas de los tubos se produce cuando el calor, aplicado por el soldador, se produce en la presencia de aire. La oxidación se evita evacuando el aire dentro del tubo con un gas inerte (nitrógeno seco).

Cobreamiento o *Copper Plating*

Las piezas en las que el revestimiento de cobre se encuentra más frecuentemente son las piezas de tolerancias rígidas que funcionan a altas temperaturas, como el conjunto de plato de válvulas del compresor, el cigüeñal y la bomba de aceite (Figura 2.4).



Figura 2.4 Cobreamiento de los engranajes de una bomba de aceite [30]

El encobrado se da en dos fases. Primeramente, el cobre se disuelve en los subproductos de una reacción aceite/refrigerante. En la segunda fase, el cobre disuelto es depositado en las partes metálicas, en una reacción electroquímica subsiguiente.

6. PROBLEMAS ELÉCTRICOS

Si el dispositivo de protección del motor INT69 y otras protecciones eléctricas, tales como: relé de sobrecarga, disyuntor motor, relé de falta de fase, etc., funcionan correctamente, es extremadamente difícil que un fallo se deba a medios eléctricos [30]. Algunos de los problemas comunes del compresor relacionado con la parte eléctrica se originan en la falta de fase, de bobinamientos en cortocircuito, de recalentamientos, de arrastre del rotor y de problemas de comando eléctrico.

2.3 SISTEMAS E INSTRUMENTACIÓN PARA LA MEDIDA DE VIBRACIONES

2.3.1 Introducción

Antiguamente existían equipos para medida de vibraciones que estaban constituidos en su totalidad por elementos mecánicos, estos sólo eran capaces de medir vibraciones de gran amplitud y baja frecuencia, actualmente estos

equipos presentan sólo un interés histórico [31] ya que sus limitaciones los han hecho obsoletos frente a los modernos equipos de medida. Actualmente, todos los sistemas de medida de vibraciones utilizan captadores que transforman la vibración mecánica en una señal eléctrica, fácilmente manejable desde el punto de vista del tratamiento de señales [13].

Cuando se quiere medir cualquier parámetro físico, lo mejor es convertirlo previamente en una señal eléctrica proporcional a la magnitud a medir, puesto que el análisis de las señales así como su posterior tratamiento resulta rápido, sencillo y de gran precisión.

El dispositivo utilizado para la transformación de los parámetros mecánicos en señales eléctricas reciben el nombre de **captadores** o **transductores**. El mecanismo de funcionamiento se basa en la capacidad de transformar una magnitud, en otra más manejable y apropiada para el posterior análisis.

También puede darse el caso de que la señal suministrada necesite una cierta amplificación o acondicionamiento. Ambos cometidos son cubiertos por los denominados **acondicionadores de señales** (Figura 2.5).

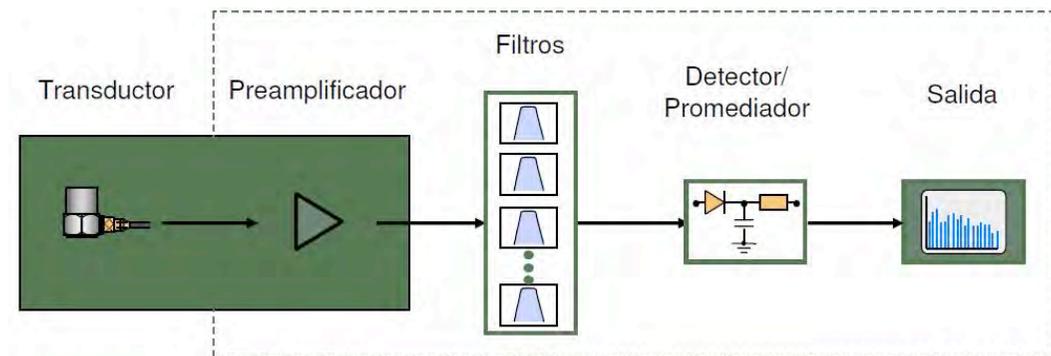


Figura 2.5 Cadena de medida de vibraciones (Cortesía de Brüel&Kjær)

2.3.2 Clasificación de los transductores

Los transductores se clasifican atendiendo a múltiples consideraciones, no obstante se destacan las siguientes como las más frecuentes [32]:

- **Dependiendo de la alimentación:**

- Activos: Aquellos que no necesitan de ninguna fuente externa de alimentación.
- Pasivos: Aquellos que por el contrario, si necesitan una fuente externa de alimentación para su funcionamiento.
- **Atendiendo a la magnitud a medir:**
 - Acelerómetros: Captador que mide la aceleración y la transforma en una señal eléctrica.
 - Captadores de velocidad: Mide el parámetro físico velocidad y lo convierte en una señal eléctrica.
 - Captadores de desplazamiento: Transforma en señal eléctrica el desplazamiento medido.
 - Captadores de fuerza: Evalúa la fuerza que se ejerce y la convierte en una señal eléctrica proporcional.
- **Dependiendo del carácter absoluto o relativo de la magnitud medida:**
 - Absolutos o Sísmicos: Estos captadores miden el valor absoluto del parámetro físico (velocidad, aceleración o desplazamiento vibratorio).
 - Relativos: Los captadores de medida relativos, evalúan la magnitud tomando otra como referencia (por ejemplo, medirían velocidad de un punto con respecto a otro).

2.3.3 Transductores para la medida de vibraciones

El **acelerómetro piezoeléctrico**, es el transductor más utilizado en la actualidad para la medida de vibraciones [18]. En conjunto presenta mejores características que el resto de captadores, puesto que presenta gamas de frecuencia y dinámica muy extensas, al igual que una buena linealidad en todas ellas. Además tiene la ventaja de ser robusto y fiable, permaneciendo sus características estables durante largos períodos de tiempo. Los acelerómetros no tienen la necesidad de utilizar fuentes externas de alimentación, ya que los cristales piezoeléctricos actúan como generadores de carga. Finalmente, es de destacar la proporcionalidad entre la magnitud física a medir (en nuestro caso la

aceleración) y la señal eléctrica que emite, la cual mediante integración nos permite obtener la velocidad y el desplazamiento.

Un acelerómetro piezoeléctrico es un transductor lineal sísmico, Figura 2.6, que utiliza un elemento piezoeléctrico, de tal manera que se produce una carga eléctrica que es proporcional a la aceleración aplicada [32, 33].

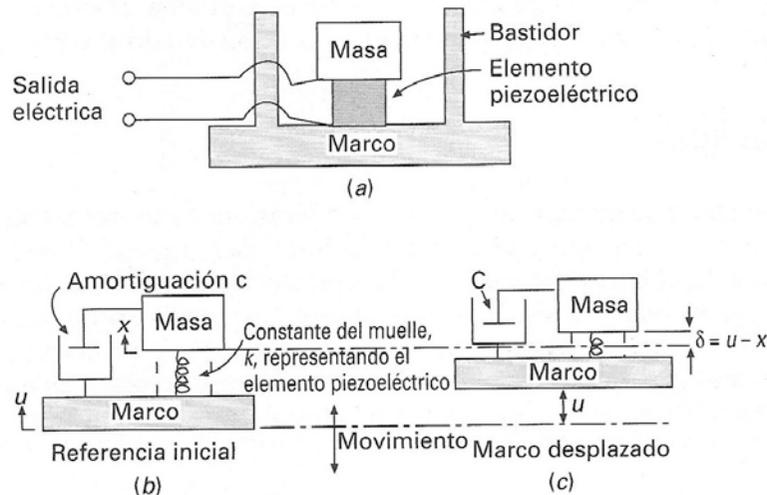


Figura 2.6 (a) Esquema de un acelerómetro piezoeléctrico sísmico lineal. (b) Una masa m descansa sobre el elemento piezoeléctrico, que actúa como muelle con una constante k . La amortiguación en el sistema posee un coeficiente c . (c) El marco es acelerado hacia arriba, produciendo un desplazamiento u del mismo, moviendo la masa desde su posición inicial en una magnitud x y comprimiendo el muelle en una magnitud δ [32]

Una masa se apoya sobre un muelle lineal que está unido a la caja del instrumento. El cristal piezoeléctrico que produce la carga actúa como muelle. En la Figura 2.6c, la caja recibe una aceleración hacia arriba al desplazarse u produciendo por tanto una compresión en el muelle igual a δ . El desplazamiento de la masa con respecto a la caja depende de la aceleración aplicada a ésta, la rigidez del muelle, la masa y la amortiguación viscosa entre la masa y la caja.

La fuerza de inercia de la masa produce una tensión mecánica sobre el elemento piezoeléctrico, que produce una carga eléctrica proporcional a la tensión y, por tanto, proporcional a la aceleración. Si la constante dieléctrica del material piezoeléctrico no cambia con la carga eléctrica, el voltaje generado también es proporcional a la aceleración.

La Figura 2.7 muestra una curva típica de respuesta en frecuencia para un acelerómetro piezoeléctrico. Se representa la salida eléctrica en milivoltios por aceleración g en función de la frecuencia. La frecuencia de resonancia se denota mediante f_n . Si el acelerómetro está montado sobre el equipo que se examina, el límite superior del rango de frecuencia útil suele tomarse como $f_n/3$, para una desviación del 12 % (1 dB) del valor medio de respuesta. Para una desviación del 6 % (0,5 dB) del valor medio, el límite superior de frecuencia suele tomarse como $f_n/5$. El tipo de montaje puede tener un efecto significativo sobre el valor de la f_n .

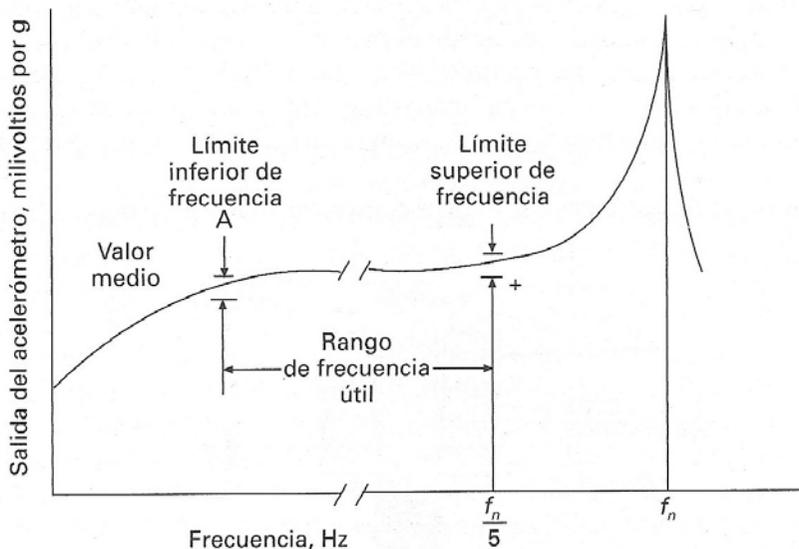


Figura 2.7 Curva de respuesta de un acelerómetro piezoeléctrico [32]

El descenso en la respuesta para frecuencias bajas depende fundamentalmente de las características del preamplificador que sigue al acelerómetro. El límite inferior de frecuencia también suele expresarse en términos de la desviación a partir del valor medio de la respuesta sobre la parte plana de la curva de respuesta, siendo la frecuencia a la cual la respuesta es el 12% (1 dB) o 6% (0,5 dB) inferior al valor medio.

2.3.4 Acelerómetros típicos

Los acelerómetros piezoeléctricos presentan una variedad de configuraciones de elementos sísmicos. La mayoría están contruidos con materiales piezoeléctricos cerámicos policristalinos [34].

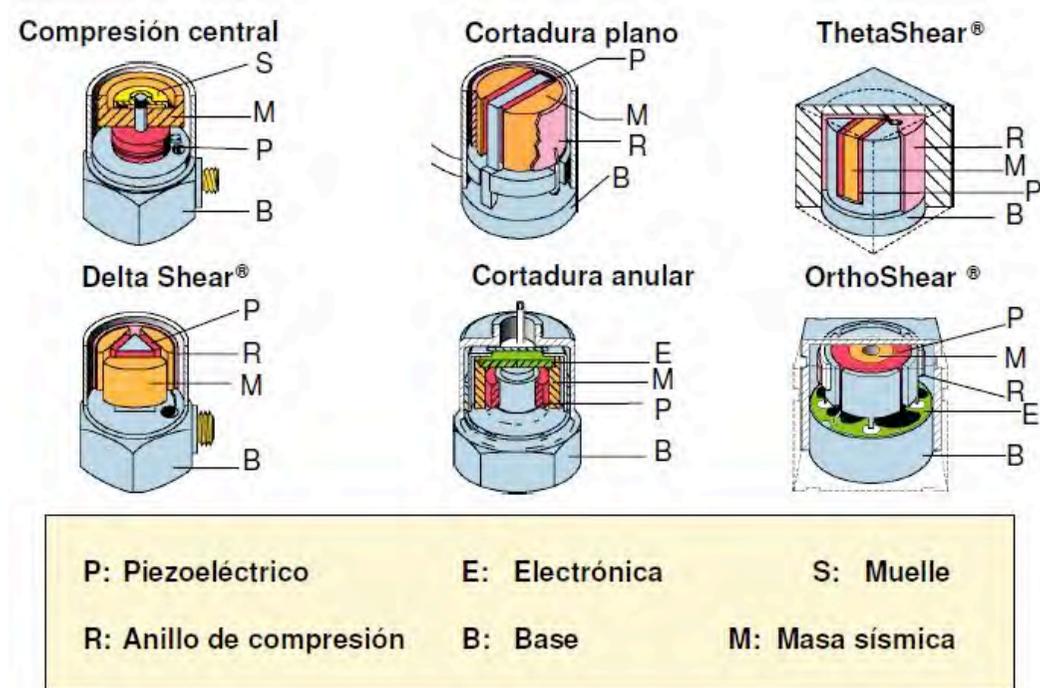


Figura 2.8 Clasificación de acelerómetros piezoeléctricos (Cortesía Brüel & Kjær)

Dentro de la clasificación de la Figura 2.8 hay dos tipos que emplean diferentes formas de funcionamiento son: Acelerómetros de compresión y los de tipo **shear** [32].

Acelerómetro del tipo compresión. En su forma más simple consiste en un disco piezoeléctrico y una masa colocada sobre un marco o caja. El movimiento hace que fuerzas compresoras (o extensoras) actúen sobre el elemento piezoeléctrico, produciendo una salida eléctrica proporcional a la dirección. Los acelerómetros de este tipo suelen utilizar cuarzo, turmalina o cerámicas ferroeléctricas como material sensor. Su sensibilidad está comprendida entre 2 y

100 pC/g, una frecuencia de resonancia de 30 kHz y una masa total de 30 gramos.

Acelerómetro del tipo Shear. Este tipo de acelerómetro emplea un elemento piezoeléctrico en forma cilíndrica ajustado alrededor de un poste de montaje central; un anillo de carga está unido a la superficie exterior del elemento piezoeléctrico. El cilindro está fabricado en cerámica y está polarizado en toda su longitud; el voltaje de salida del acelerómetro se toma de sus paredes internas y externas. Este diseño suele conocerse como acelerómetro anular de tipo *Shear* axialmente polarizado.

Otro tipo de acelerómetro del tipo Shear usa una placa plana de elementos sensores previamente cargadas (Figura 2.8 – Delta Shear). Este tipo de diseño tiene poca respuesta cruzada, excelentes características de temperatura e interferencias de salida despreciables por flexión de la base. Su sensibilidad está comprendida entre 10 y 50 pC/g; rango de aceleración entre 1 y 500 g; frecuencia de resonancia de 25 kHz; rango de frecuencia útil de 3 a 5.000 Hz y una respuesta transversal del 3 %.

2.3.5 Características de los acelerómetros

Los aspectos más relevantes que caracterizan a los acelerómetros son los siguientes:

Sensibilidad: Es la relación entre la carga generada por el acelerómetro por cada unidad de aceleración a que el mismo está sometido, su valor suele expresarse en mV/g, mV/m.s⁻² o pC/m.s⁻². En principio lo que nos interesa es un elevado nivel de salida, no obstante habrá que llegar a una solución de compromiso, puesto que altas sensibilidades implican elementos activos grandes y en consecuencia conjuntos pesado y grandes [13].

Masa: La masa de un acelerómetro tiene gran importancia al medir elementos excesivamente livianos, ya que puede alterar enormemente las características dinámicas del elemento en estudio. Como regla general no deberá ser superior a 1/10 de la masa dinámica de la pieza en que se monte, con el objetivo de evitar las alteraciones en la medida.

Gama dinámica: Cuando se miden niveles excesivamente altos o bajos de frecuencias se deberá tener en cuenta la gama dinámica del acelerómetro.

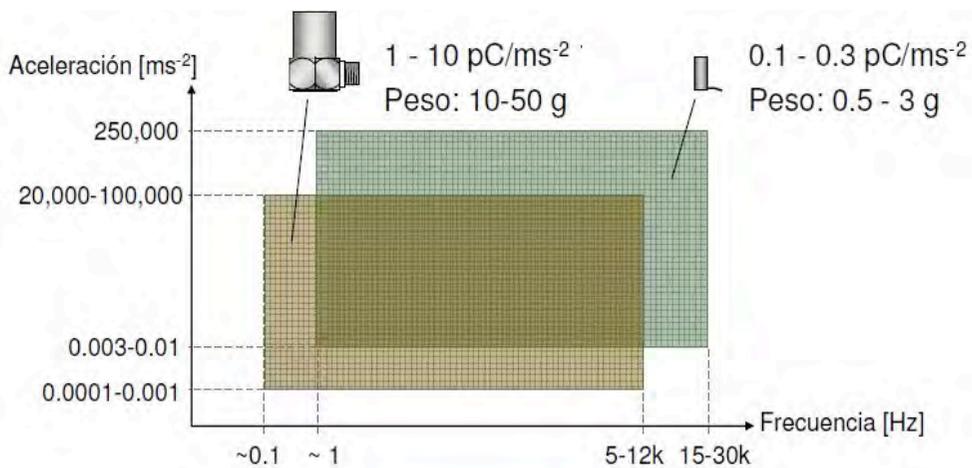


Figura 2.9 Gama dinámica de acelerómetros piezoeléctricos (Cortesía de Brüel&Kjær)

El límite inferior que se aprecia en la Figura 2.9 no depende del acelerómetro propiamente dicho sino del ruido eléctrico de los cables y del circuito del propio amplificador. Este límite puede alcanzar valores hasta de $0,0001 \text{ m/s}^2$.

En cambio el límite superior está determinado por la resistencia estructural del acelerómetro. Un acelerómetro de aplicación general es lineal hasta 50.000 ó 100.000 m/s^2 , que es el orden de magnitud de los choques mecánicos. Podemos llegar hasta los 1.000 km/s^2 cuando los acelerómetros se diseñan para medir choques mecánicos. Los sistemas mecánicos tienden a tener mucha de su energía de vibración en la gama de frecuencia relativamente estrecha de 10 a 1.000 Hz , pero las medidas se pueden extender hasta los 10 kHz .

El límite superior lo marca la frecuencia de resonancia del conjunto masa-resorte del propio acelerómetro. Se puede tomar como regla general el límite superior en $1/3$ de la frecuencia de resonancia, las componentes de la vibración medidos en dicho límite presentarán un error máximo del 10% .

En los pequeños acelerómetros (aquellos que poseen una pequeña masa sísmica) su frecuencia de resonancia puede ser de hasta 180 kHz , pero los de mayor tamaño su frecuencia de resonancia puede alcanzar valores próximos a los 13 kHz .

2.3.6 Elección del acelerómetro empleado en las mediciones

Tal y como indica la ISO 2954:2012 [35] en su apartado 5 (Requisitos Generales), los instrumentos de la cadena de medida de la vibración más usuales son los siguientes: **Transductor de vibraciones**, analizador que contenga un amplificador de la señal, filtros de respuesta en frecuencia y un sistema de grabación así como un sistema de abastecimiento de energía.

Esta misma norma establece una serie de requisitos que debe cumplir el transductor que se emplea en las medidas de vibraciones. Algunos de los más importantes se citan a continuación:

- ✓ El transductor será de tipo sísmico. Se deberá medir las vibraciones de interés en comparación con un sistema de referencia estático determinado por el modo de funcionamiento del transductor. Su resultado no depende de su orientación con respecto a la gravedad.
- ✓ La masa efectiva del transductor de vibración deberá indicarse de manera visible en el instrumento de medida. Para adaptarse a una amplia gama de aplicaciones, la masa se reducirá al valor más bajo posible.
- ✓ La amplitud y rango de frecuencia del transductor será lo suficientemente ancho como para evitar superar el error de medición.
- ✓ El transductor deberá soportar la vibración en todas las direcciones de al menos el triple de la vibración máxima de entrada especificada.
- ✓ El cable que conecta el transductor de vibraciones con el analizador será como mínimo de un metro.

2.4 TÉCNICAS DE MEDIDA DE LA VIBRACIÓN

2.4.1 Planificación de la medición

Una de las tareas básicas e imprescindibles a la hora llevar a cabo las medidas de la vibración, es llevar a cabo una planificación de todas las pruebas. Esto permitirá ahorrar mucho tiempo en la realización de las medidas y asegura que se obtiene la información más útil de los datos examinados. En general el

primer paso de la planificación es definir qué se va a medir, es decir, objetivos del ensayo incluyendo precisión y fiabilidad. El **segundo paso** es definir aquellos factores no relacionados con el equipamiento que influyen sobre la selección del equipo y las técnicas de medición. Entre estos se puede destacar el coste, tiempo para las medidas, técnicas para el análisis, etc. [32]

La mejor manera de resumir los factores más importantes en la selección del equipamiento y las técnicas para la medición de la vibración es trasladarlos a una tabla (Tabla 2.1) como la que se incluye a continuación:

Tabla 2.1 Factores más importantes a considerar en la selección del equipamiento y las técnicas de medición de la vibración

Parámetro a medir	
Aceleración	Tensión
Velocidad	Fuerza
Desplazamiento	Impedancia
Características del movimiento a medir	
Rango de Frecuencia	Dirección del movimiento
Rango de Amplitud	Características transitorias
Fase	Duración
Condiciones ambientales	
Temperatura	Campos magnéticos y de frecuencia de radio
Humedad	Medio corrosivo o abrasivo
Presión ambiental	Radiación nuclear
Ruido acústico	Aceleración sostenida
Características del transductor	
Características eléctricas (sensibilidad, resolución, rango dinámico, respuesta en frecuencia, respuesta de fase, sensibilidad en el cruce de ejes, linealidad)	

de la amplitud)

Características físicas (tamaño y peso)

Potencia auxiliar requerida

Amplificador

Montaje del transductor y Localización de los montajes

Efecto del montaje sobre las características del transductor

Efecto del montaje sobre las características vibratorias de elemento bajo examen

Número de localizaciones de medición

Espacio disponible para la medición

Accesibilidad al punto de medida

Posibilidad de desalineamiento del montaje respecto a la dirección de medida deseada

Componentes del sistema (Preamplificadores, Acondicionadores de señal, filtros y analizadores)

Características eléctricas (impedancia de entrada y salida por ejemplo)

Disponibilidad de potencia

Interferencia de ruido (blindaje, evitar bucles de toma de tierra)

Número de canales requeridos para medición

Método de transmisión de datos

Cable coaxial – Telemetría – Fibra óptica

Equipo de grabación

Capacidad de tiempo de grabación

Características eléctricas (relación señal y ruido)

Portatibilidad

Redundancia para minimizar el riesgo de pérdida de información crucial

Calibración de campo

Transductores	Sistema de medición global
Análisis de datos	
Manual o automática	Tipo de presentación requerida

2.4.2 Selección del parámetro a medir

En ocasiones la selección del parámetro a medir está predeterminada por las normativas aplicables al efecto. Cuando este no sea el caso resulta útil aplicar las consideraciones incluidas en la Tabla 2.2. De acuerdo con dicha tabla, el mejor parámetro de movimiento para ser utilizado es aquel cuyo espectro esté más próximo a ser uniforme, es decir, el espectro más plano. Esto es importante por dos razones: si el espectro es relativamente plano (1) un aumento en cualquier frecuencia tiene aproximadamente la misma probabilidad de influir sobre los niveles globales de vibración y (2) se plantean demandas mínimas sobre el rango dinámico que se precisa en el equipamiento que sigue al transductor.

Tabla 2.2 Guía para la selección del parámetro de medición [15]

Medición de aceleración
Utilizada a frecuencias altas en las que las medidas de aceleración aportan las salidas de señal más altas
Utilizada donde las fuerzas, cargas y tensiones han de ser analizadas allí donde la fuerza es proporcional a la aceleración
Utilizada cuando es preciso un transductor de pequeño tamaño y poca masa
Medición de velocidad
Utilizada cuando las medidas de vibración han de correlacionarse con medidas acústicas, ya que la presión sonora es proporcional a la velocidad de la superficie vibratoria
Utilizada a frecuencias intermedias en que las medidas de desplazamiento dan lugar a salidas del transductor que pueden ser demasiado pequeñas para poder medirse convenientemente

Utilizada ampliamente en medidas sobre maquinaria en que el espectro de velocidad suele ser más uniforme que los espectros de desplazamiento o aceleración

Medición de desplazamiento

Utilizada cuando la amplitud del desplazamiento es particularmente importante; por ejemplo donde las partes vibratorias no deben tocarse o donde el desplazamiento por encima de un valor determinado da como resultado daños en el equipamiento

Utilizada donde la magnitud del desplazamiento puede ser una indicación de las tensiones a analizar

Utilizada a frecuencias bajas, donde la salida de los acelerómetros o tomas de velocidad pueden ser demasiado pequeñas como para resultar útiles

Utilizada para medir el movimiento relativo entre cuerpos rotatorios y la estructura de una máquina

Medición de tensión

Utilizada donde una parte del objeto que se está examinando sufre una variación apreciable bajo la tensión producida por la vibración, habitualmente limitada a frecuencias bajas

Teniendo en cuenta estas consideraciones se selecciona la medida de aceleración como parámetro de medida.

2.4.3 Montaje del acelerómetro sobre la superficie de medida

A la hora de realizar medidas de la vibración, hay que hacer especial hincapié en los distintos métodos de montaje del transductor sobre la superficie de ensayo [36]. El método de fijación afecta a la frecuencia de resonancia y, por tanto, al rango de frecuencia útil del transductor. Por ello es importante asegurarse de que la respuesta en frecuencia es la adecuada antes de iniciar las medidas [36].

El acelerómetro deberá ser colocado siempre de forma que la dirección de medida coincida con la de su máxima sensibilidad. Es obvio, que también existe

una vibración transversal, pero esta no suele tener importancia puesto que la sensibilidad transversal de estos captadores es inferior al 4 % de la principal (Figura 2.10).

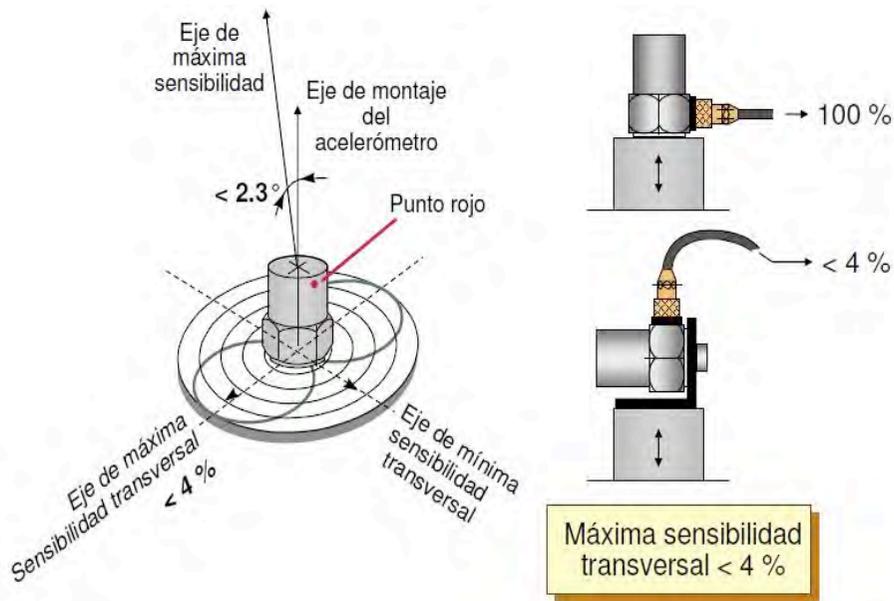


Figura 2.10 Sensibilidad transversal de los acelerómetros piezoeléctricos (Cortesía de Brüel&Kjær)

La situación del acelerómetro dependerá de lo que se quiera medir con ellos, así, en el caso de maquinaria rotativa, habrá ocasiones en las que nos interesará colocarlo con la dirección axial y otras en la dirección radial, o incluso puede ser que sea conveniente medir en las dos direcciones para obtener mayor información tal y como demuestra la Figura 2.11. Cuando se mida en la dirección radial, deberemos colocar el transductor en el punto donde la rigidez sea menor con el fin de que el desplazamiento sea máximo, aunque realmente no es necesario, pues los captadores actuales poseen una gran sensibilidad.

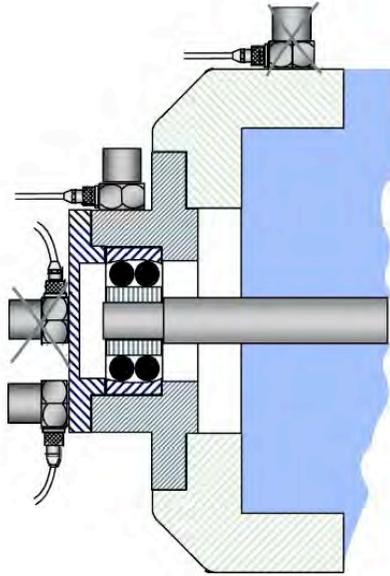


Figura 2.11 Elección de la posición de montaje [24]

La **sujeción del acelerómetro** puede realizarse mediante distintos métodos dependiendo de las exigencias de la medida así como de las limitaciones estructurales de la máquina o elemento a evaluar (Figura 2.12). Algunas de las técnicas más empleadas en la actualidad son:

1.- Sujeción mediante vástago roscado: es la forma más precisa de sujeción del captador al punto de medida, ya que con este montaje se obtiene una frecuencia de resonancia superior y por tanto una mayor gama de frecuencias útiles que el resto de métodos [37]. Para emplear este método es preciso agujerear la superficie de ensayo mediante una rosca normalizada 10-32 según indica la ISO 1101:2012 [38]. La frecuencia de resonancia que se obtiene con este método de fijación se aproxima a los 30 kHz.

2.- Sujeción mediante cera de abeja: En este tipo de sujeción influye sobremanera el espesor de la capa de cera ya que cuanto mayor es más se reducirá la frecuencia de resonancia. La frecuencia de resonancia se mantiene en torno a los 29 kHz. Las desventajas incluyen la limitación de temperatura debido al punto relativamente bajo en que se derrite la cera y la baja estabilidad del montaje a largo plazo [32]. La cera de abeja es la que menor atenuación de energía vibratoria presenta cuanto más alejada está la fuente de vibración con

respecto al transductor. Sin embargo, cuanto más cerca de la fuente se encuentra el transductor, menor es el grado de transmisión [36].

3.- Sujeción mediante adhesivos: Este tipo de montaje suele emplear pegatina de doble cara. Esta técnica es la más fácil y rápida de aplicar. Tiene la ventaja de aportar aislamiento eléctrico entre el transductor y la superficie a examen. La respuesta en frecuencia es buena siempre que se respeten aspectos claves como la limpieza de la superficie de ensayo y el rango limitado de temperaturas. La frecuencia de resonancia para un adhesivo “suave” puede estar en torno a los 20 kHz. La pegatina de doble cara tiene un comportamiento inverso a la cera de abeja ya que, cuanto más próximo se encuentre el acelerómetro, menor va a ser la atenuación de energía [36].

4.- Sujeción mediante ligantes: Cuando no es posible utilizar montajes mediante vástago roscado, el transductor puede unirse a la superficie mediante una capa fina de ligante (silicona fría, cianoacrilato y epoxi). El método de montaje con ligante de un transductor aporta una respuesta en frecuencia excelente, para tres condiciones: (1) acelerómetro cementado directamente sobre la superficie de ensayo, (2) acelerómetro cementado con un adhesivo “suave” y (3) acelerómetro con un taco que se conecta a la superficie mediante ligante fuerte. Los ligantes de cianoacrilato se secan mucho más rápido que el epoxi y por tanto se precisa menos tiempo para montar un transductor. Pueden retirarse fácilmente a base de disolventes tipo acetona. Retirar el epoxi de la superficie de examen y del transductor puede llevar demasiado tiempo y provocar daños al intentar retirarlo.

5.- Sujeción magnética: Cuando la superficie a ensayar es ferromagnética, plana y libre de suciedad se puede emplear un imán permanente conectado al transductor. Es útil a la hora de medir niveles bajos de aceleración y para determinar la localización adecuada de un acelerómetro (prospección) de manera permanente en una máquina rotativa. Por contrapartida este método reduce considerablemente la frecuencia de resonancia del acelerómetro a unos 7 kHz, y por ello, no podrán ser utilizados en niveles de frecuencia cercanos a los 2 kHz con el objetivo de asegurar medidas con total precisión. La fuerza de sujeción del imán es suficiente para niveles de entre 1.000 y 2.000 m/s^2 , dependiendo del tamaño del acelerómetro.

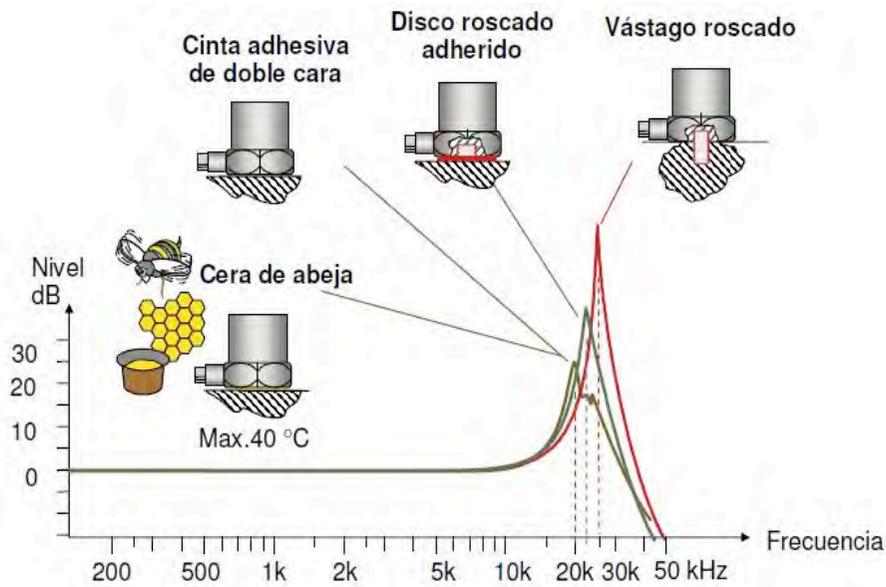


Figura 2.12 Métodos de fijación de acelerómetros [24]

6.- Sujeción mediante sonda manual: A los métodos antes mencionados habrá que agregar la utilización de una sonda manual, si bien, este procedimiento ha de utilizarse únicamente para exploraciones rápidas ya que puede producir considerables errores por su baja rigidez global. La frecuencia de resonancia del acelerómetro disminuye enormemente, fijándose en 2 kHz. En este montaje se hace necesario utilizar un filtro paso bajo para reducir la gama media a 1 kHz. Esta técnica carece totalmente de interés debido a la escasa precisión que ofrece. Su utilidad radica en la búsqueda de puntos nodales sobre una superficie vibratoria.

2.5 ANÁLISIS FRECUENCIAL DE LAS MEDIDAS VIBRATORIAS

2.5.1 Aspectos a considerar

Tal y como se ha mencionado con anterioridad, las vibraciones suelen constar, en la práctica, de muchas frecuencias simultáneas. Esto hace pensar que por simple examen de su relación amplitud-tiempo, no se puede saber cuántos componentes hay y de qué frecuencias se componen. A pesar de que el valor de vibración eficaz (RMS) está relacionado con la capacidad destructora de la vibración, ya que nos aporta un valor de la amplitud directamente relacionado

con la energía, es insuficiente en la mayoría de los casos. Ha sido preciso por tanto acudir al análisis de las señales registradas para obtener la información requerida.

Dado que un elemento que gira a cierta velocidad emite vibraciones a la frecuencia de giro y sus múltiplos, y que la mayor parte de los mecanismos tienen piezas que giran o vibran a frecuencias deducibles del régimen de marcha, el análisis aplicado con mayor éxito a señales vibroacústicas ha venido siendo el frecuencial [39].

El análisis temporal denominado *cepstrum*, que es el resultado de calcular la transformada de Fourier del espectro de la señal estudiada en escala logarítmica (dB), detecta con facilidad las periodicidades de un espectro y ha sido aplicado sobre todo al análisis de vibraciones de defectos en rodamientos y cajas de engranajes [40, 41].

El problema que se plantea es la gran riqueza de información registrada cuando se decide medir las vibraciones mecánicas con armónicos de amplitud sobresaliente, lo que dificulta la adecuada identificación de cada uno de ellos y la consiguiente atribución a un elemento concreto del equipo sometido a estudio.

En el caso de máquinas reciprocantes el análisis de los resultados obtenidos resulta más complejo que en las máquinas rotativas ya que el movimiento alternativo del conjunto nos ofrece un abanico más amplio de fuentes vibratorias difíciles de identificar.

Dos son los métodos principales usados en los analizadores frecuenciales de señales: los **filtros digitales** y la **Transformada Rápida de Fourier** (FFT, *Fast Fourier Transform*) [42].

Antes de describir sus características, parece interesante definir lo que se conoce como **análisis frecuencial en tiempo real**, y cuando esta característica es no solo deseable sino necesaria. Se denomina de ese modo al análisis de todas las señales en todas las bandas de frecuencia durante todo el tiempo de medida. Para ello es evidentemente necesario que el proceso de cálculo sea al menos tan rápido como la toma de datos; cuando los datos se procesan en bloques (como en el procedimiento FFT) es necesario también almacenar los nuevos datos que llegan al tiempo que tiene lugar el proceso de cálculo, a fin de no perder ninguno de los datos registrados.

El análisis en tiempo real no es imprescindible, por ejemplo:

-**para transitorios** en que la totalidad de la señal cabe en la memoria del analizador; solamente el almacenamiento en memoria ha de ser en tiempo real, y el análisis puede ser llevado a cabo posteriormente.

-**para señales estacionarias**, definidas como aquellas cuyas propiedades estadísticas no cambian con el tiempo, siendo por lo tanto una muestra igualmente válida para cualquiera de sus partes de longitud determinada; ello ofrece representaciones válidas de la señal emitida tomando un porcentaje solamente del tiempo total, y sin acudir a métodos de procesado especialmente rápidos.

-**cuando la señal cambia lentamente**: tomas de datos a intervalos regulares con su análisis. Permiten describir de modo adecuado la señal no estacionaria.

En cambio es imprescindible el análisis en tiempo real cuando se estudian señales que no cumplen las condiciones anteriores, por ejemplo en las mediciones de las vibraciones en edificios ocasionadas por sus instalaciones, vibración ocasionada por infraestructuras viarias y/o aeroportuarias, etc. El caso de la señal vibratoria emitida por un equipo reciprocante como puede ser un compresor frigorífico alternativo, claramente encaja en el segundo, o en todo caso en el tercero de los supuestos de no imprescindibilidad de tiempo real anteriormente mencionados.

Sin embargo, precisamente el hecho de que no se conoce a priori si la señal es muy variable, ni cuál es en su caso la velocidad de variación, ni como afectarán las variaciones a la interpretación de las distintas frecuencias ha llevado a preferir para esta investigación, un analizador en tiempo real, aunque se prevé que en la aplicación práctica de los resultados hallados no sería necesario la utilización de estos analizadores cuando se trate de grandes equipos de funcionamiento prácticamente estacionario, como puede ocurrir en la mayoría de la gran maquinaria industrial.

Análisis mediante FFT [43]

La señal registrada, sea del tipo que sea, es una función temporal en principio continua. La transformación integral sería aquella que transformara dicha señal temporal extendida a todo el tiempo ($-\infty < t < +\infty$) en un espectro

frecuencial continuo extendido también a todas las frecuencias ($-\infty < f < +\infty$); puede decirse que esta sería la transformación ideal, aplicable en principio a todos los casos. Sin embargo, puesto que requiere el conocimiento de toda la señal temporal, sólo es prácticamente aplicable a señales transitorias cortas, mientras que las señales continuas habrán de ser tratadas por otros métodos.

Las **series de Fourier**, cuya expresión más conocida es

$$x(t) = \sum_{-\infty}^{+\infty} X_K \cdot e^{i2\pi kf_0 t} \quad \text{con} \quad X_K = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} x(t) \cdot e^{-i2\pi kf_0 t} dt \quad (1)$$

son aplicables a **señales temporales periódicas**, de período fundamental $T = 1/f_0$. Por lo tanto se registra la señal durante cierto tiempo, y se supone que será periódica; la subsiguiente aplicación de una transformación de Fourier llevaría la señal temporal continua registrada durante el tiempo limitado a un espectro de frecuencias discreto, mostrando todos los armónicos. El cálculo exacto requeriría infinitas operaciones, al tratarse de un espectro de entrada continuo.

La señal temporal continua puede muestrearse aplicándole una cierta frecuencia de muestro f_m , con lo que la señal continua se convierte en una señal temporal discreta. Si a ésta última se le aplica la transformación de Fourier se convierte en un espectro de frecuencias periódico, mostrando la simetría básica de la transformación de Fourier entre tiempo y frecuencia; es preciso limitar la banda de entrada a $\pm \frac{1}{2} f_m$ para evitar ambigüedades en el contenido frecuencial de la señal continua, o bien pasar la señal por un filtro *antialiasing*.

Si la **señal temporal es al tiempo periódica y discreta**, se le puede aplicar la **Transformada Discreta de Fourier**, simbolizada abreviadamente por **DFT** [44], en la que la integral para la obtención del término k-ésimo se sustituye por un sumatorio extendido al dominio finito T, es decir,

$$X_K = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r \cdot e^{\frac{i2\pi kr}{N}} \quad ; k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (2)$$

y de ella se obtiene igualmente la transformada inversa **IDFT**, que sería la función temporal origen, por medio de

$$X_r = \sum_{k=0}^{N-1} X_k \cdot e^{\frac{i2\pi kr}{N}} \quad ; r = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (3)$$

Debido a la periodicidad en los dominios temporal y frecuencial, la transformación involucra un número finito de muestras, por lo que puede ser calculada directamente por medios digitales. Dada la simetría de ambas señales, una señal temporal descrita por N muestras será transformada en un espectro frecuencial también de N muestras; sin embargo, la simetría del espectro de frecuencias (que siempre existe para señales en tiempo real), reduce los valores independientes de éstas últimas a N/2, número que aún se reduce por el filtrado a menos de $f_m/2$; es, por ejemplo, típico que una señal temporal de 1024 muestras dé lugar al cálculo de un espectro frecuencial de 400 líneas.

La limitación de la señal en el espectro temporal produce efectos laterales y de "púas de peine", excepto para señales muy puras, efectos que se evitan casi completamente por el uso de la **ventana Hanning**. Dicha ventana se trata de una función matemática usada frecuentemente en el análisis y procesamiento de señales con la intención de evitar discontinuidades al principio y final de los bloques analizados. Su uso es de propósito general en señales continuas [45].

Los analizadores por el método FFT son de tiempo real, dentro de un amplitud de gama frecuencial limitada.

La división del espectro frecuencial que proporciona el algoritmo FFT, derivado práctico del análisis de Fourier, es en bandas de ancho constante. Es posible, en principio, convertir el resultado del análisis FFT en bandas de porcentaje de anchura constante, es decir, pasarlo a una escala de frecuencias logarítmicas, pero ello trae consigo una serie de restricciones tales que en la práctica ya no se tratará de análisis en tiempo real, y además se ponderan las distintas bandas, deformando la curva al sumar más líneas de frecuencia para el extremo de frecuencias más elevadas. En definitiva, **el análisis FFT es más adecuado para espectros frecuenciales de anchura de banda constante** y, por tanto, para análisis en banda estrecha, que resaltan, por ejemplo, la existencia de armónicos en el espacio frecuencial, y la de fenómenos periódicos en el dominio temporal. Los analizadores actuales tienen además la posibilidad de mantener en memoria la FFT calculada y la señal temporal original, y efectuar

una ampliación de una zona del espectro frecuencial, lo que permite un análisis más preciso.

Análisis mediante Filtros Digitales [46]

Un filtro digital es un procesador digital que recibe una secuencia de valores digitales como entrada (por ejemplo muestras de una señal temporal continua), lleva a cabo una operación digital (que incluyen un número limitado de los previos valores de salida) en cada valor de entrada, y produce una muestra de salida por cada una de las muestras de entrada. La sucesión continua de valores de salida estará, generalmente, filtrada respecto de los valores de entrada, y la operación de filtrado puede ser diseñada para que sea equivalente a virtualmente cualquier filtrado analógico de la señal analógica continua equivalente.

Las características de los filtros, como el tipo (paso-bajo, paso-alto o paso-banda) y la clase, están determinadas por los coeficientes del filtro. Por varias razones **los filtros digitales son más apropiados para análisis en bandas de porcentaje de anchura constante**, como la escala logarítmica de frecuencias. Una batería de filtros recibe una serie ininterrumpida de valores muestreados en el tiempo de la variable medida y produce, también de modo ininterrumpido, una serie de valores del campo frecuencial; se analiza toda la señal durante todo el tiempo, lo que es efectivamente un análisis en tiempo real.

2.5.2 Elección del método de análisis

De modo general, el análisis mediante FFT da mejor resultado para escalas lineales y el filtrado digital para escalas logarítmicas; el primero sólo es aplicable a una anchura de campo de frecuencias limitado, mientras que el segundo permite analizar una anchura de campo prácticamente ilimitada, pero con menor resolución según vaya creciendo la frecuencia.

El método FFT es en general preferible cuando se desea detectar con mayor facilidad componentes frecuenciales igualmente espaciados, como armónicos, bandas laterales e interarmónicos. Suele admitirse que el diagnóstico es más fácil si el espectro está presentado con escala lineal de frecuencias en bandas de anchura constante.

El método de filtrado digital es preferible para mediciones en que la señal emitida varíe con rapidez, en señales continuas que contienen cortos impulsos que podrían perderse por un método de análisis no en tiempo real: un ejemplo típico son las señales de vibración y sonido de **máquinas alternativas** de baja velocidad como los motores Diesel y las bombas oleohidráulicas [15]; en transitorios de mayor duración que la longitud de registro del analizador FFT que pudiera ser usado alternativamente.

Existen aplicaciones en que es dudosa la elección:

-uso de un analizador de tiempo real para **mantenimiento predictivo** [47]; para detectar las averías parece preferible disponer del amplio campo de frecuencias que conlleva el filtrado digital; en cambio el diagnóstico se facilita con el análisis en escala lineal de una banda de frecuencias relativamente estrecha.

-cuando el análisis se lleva a cabo con el propósito de **reducir la vibración** generada por el equipo es necesario normalmente realizar primeramente análisis por tercios o doceavos de octava, pero la identificación de la fuente es más fácil con escala lineal.

-el **monitorizado continuo** del espectro de frecuencias de cierto número de máquinas conjuntamente da preferencia al filtrado digital, porque su mayor rapidez permite un mayor número de canales controlados por el mismo instrumento; en cambio, una vez detectado un fallo, parece mejor disponer de análisis en anchura de banda constante para diagnosticar la avería.

-el **control de calidad** por monitorizado de espectros es un problema semejante; además no existe en principio mas que un número limitado de defectos posibles, lo que haría suficiente el controlar una gama de frecuencias limitada, con lo que el tipo FFT parece mejor elección; por otro lado la señal será normalmente estacionaria, con lo que solo es necesario asegurar la repetibilidad, y el filtrado digital produce resultados con mayor rapidez, lo que puede resultar más conveniente si el número de equipos/piezas a comprobar es grande.

2.5.3 Elección del analizador de vibraciones

El examen de los equipos de medida de los que dispone el Laboratorio de Acústica Aplicada de la Universidad de León ha permitido comprobar que el

analizador Svan948 de la empresa Svantek, cumple con los requisitos propuestos. Dicho analizador permite:

- el análisis de la señal en tiempo real mediante el uso de cuatro canales. Los canales 1 (eje X), 2 (eje Y) y 3 (eje Z) están destinados a las medidas vibratorias mientras que el cuarto canal se emplea para medidas acústicas. El dispositivo es completamente digital con precisión Tipo I. Los cuatro canales son totalmente independientes entre sí, de tal forma que pueden funcionar en paralelo con configuraciones, filtros y transductores diferentes.
- analizar la señal mediante un procesador de señal digital integrado pudiendo realizar análisis mediante filtrado digital en 1/1 octavas y 1/3 de octavas en sus cuatro canales así como análisis FFT.
- su uso en el campo de la monitorización del estado de la maquinaria debido a su diseño especialmente robusto.

Por todo lo anterior e independientemente del método a elegir (filtrado digital y FFT), todas las medidas se han registrado y tratado con el mencionado analizador.

3

DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Este capítulo expone en primer lugar la relación de las salas de máquinas y las características de los CFSA objetos de medición. Además plantea la selección de la técnica de medida de compresores mediante el diseño de una metodología aplicada a la medida de vibraciones. Dicha metodología se basa en la aplicación de convenios generales que conllevan el empleo de la normativa vigente, y en el empleo de convenios particulares diseñados para determinar la posición y dirección de las medidas así como el sistema de fijación de los transductores. Aparte refleja el criterio de selección de la instrumentación de medida y equipos de la cadena de medida así como su configuración. De este capítulo se derivan por tanto todos los criterios a tener en cuenta en la fase experimental.

3.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPRESORES

La muestra del estudio abarca 15 salas de máquinas repartidas por la ciudad de León, que constituyen un total de 100 compresores. La fase de medida se realizó entre los años 2007 y 2010.

Todos los equipos analizados son compresores frigoríficos semiherméticos alternativos (CFSA) ordinarios de desplazamiento positivo. Las marcas de compresores que se encuentran repartidos por las diferentes salas de máquinas son las siguientes: DMW COPELAND (63%) y BITZER (36%) y PRESTCOLD (1%).

En la Tabla 3.1 se muestran los diferentes modelos de compresores existentes en las salas de máquinas estudiadas:

Tabla 3.1 Relación de salas de máquinas y equipos que albergan

SALA DE MÁQUINAS	MARCA	Nº	MODELO
San Agustín	DWM COPELAND	2	DKJD - 100 - EWL
		1	DLLE - 301 - EWL
		1	DLFE - 201 - EWL
Total		4	
Marqueses de San Isidro	DWM COPELAND	1	DLFE - 201 - EWL
		1	DLLE - 301 - EWL
		1	DKMD - 51 - EWL
		2	DKSJD - 150 - EWL
		2	DKJD - 100 - EWL
		1	DLFE - 301 - EWL
		1	DKSJD - 100 - EWL
Total		9	
Fray Luis de León	BITZER	1	4T - 8.2Y
		1	2HC - 2.2Y
		2	2KC - 05.2Y
		1	2GC - 2.2Y
		1	4EC - 6.2Y
		1	2JC - 07.2Y
Total		7	
Pendón de Baeza	BITZER	2	2CC-3.2Y

SALA DE MÁQUINAS	MARCA	Nº	MODELO
		2	2KC - 05.2Y
		1	4FC-5.2Y
		1	2JC - 07.2Y
		1	2HC - 2.2Y
	Total	7	
		3	2JC - 07.2Y
Luis Carmona	BITZER	1	2CC - 4.2Y
		1	2FC - 2.2Y
		1	4DC - 5.2Y
	Total	6	
		1	DLLE - 401 - EWL
		2	DLEE - 201 - EWL
		1	DKLC - 150 - EWL
Lope de Vega	DWM COPELAND	1	DKSJD - 150 - EWL
		1	DLFE - 201 - EWL
		1	DKSJC - 100 - EWL
		1	DKJD - 100 - EWL
	Total	8	
		1	DLLP - 30X - EWL
		1	DLSGP - 40X - EWL
Puentecilla	DWM COPELAND	1	DKSJP - 15X - EWL
		2	DKMP - 7X - EWL
		1	SIN PLACA
		1	D2DL3 - 75X - AWM
	Total	7	
		1	DLLE - 401 - EWL
Colón	DWM COPELAND	2	DLFD - 201 - EWL
		1	SIN PLACA
		1	DKLD - 150 - EWL
	Total	5	
		1	DLSGF - 401 - EWL
		1	DLLE - 301 - EWL
		1	D2DL3 - 750 - AWM
San Mamés I	DWM COPELAND	1	DKSJD - 150 - EWL
		2	DKJD - 100 - EWL
		1	DKMD - 75 - EWL
		1	DKSJC - 100 - EWL

SALA DE MÁQUINAS	MARCA	Nº	MODELO
	BITZER	1	4FC – 3.2Y
	Total	9	
San Mamés II	DWM COPELAND	1	DKJD - 100 - EWL
		1	DLLE - 301 - EWL
		1	DKSJD - 150 - EWL
		3	DKMD - 75 - EWL
		1	DLEE - 201 - EWL
Total	7		
18 de julio	DWM COPELAND	1	DLSGP - 40X - EWL
		1	DLLP – 40X - EWL
		1	DKJP - 10X - EWL
	PRESTCOLD LTD	1	K150/0025
Total	4		
Santa Nonia	BITZER	3	4CC - 9.2Y - 40S
		3	4TCS - 8.2Y - 40P
Total	6		
José María Fernández	DWM COPELAND	1	DKSJD - 150 - EWL
		2	DKJD - 100 - EWL
		1	DLLE - 401 - EWL
		2	DKMD - 75 - EWL
Total	6		
Mariano Andrés	DWM COPELAND	1	DLJE - 301 - EWL
		1	DLLE - 301 - EWL
		1	DKJD - 100 - EWL
		2	DKSJD - 150 - EWL
		1	DKMD - 75 - EWL
Total	6		
Eras de Renueva	BITZER	1	2FC - 3.2Y
		2	2JC - 07.2Y
		1	2EC - 3.2Y
		1	4T - 8.2Y
		1	4EC - 6.2Y
		3	2KC - 05.2Y
Total	9		

Las máquinas estudiadas presentan diferencias, aunque las características de todas ellas se encuentran dentro de los siguientes rangos :

- *Régimen de funcionamiento:* [-30,5°C, +5°C]
- *Desplazamiento volumétrico:* [4,00 m³/h, 46 m³/h]
- *Potencia frigorífica:* [0,9 kW, 24,5 kW]
- *Número de cilindros:* 2 y 4
- *Refrigerante:* R-134a y R-404A.
- *Año de fabricación:* [2002-2007]

Desde el punto de vista termodinámico todas las instalaciones siguen un ciclo de refrigeración saturado simple con un grado de recalentamiento de 10 K y un grado de subenfriamiento de 0 K.

Todos los equipos de compresión trabajan con alimentación monofásica de 230 V y con una frecuencia de 50 Hz a un régimen de vueltas de 1450 – 1500 rpm.

3.2 TÉCNICA DE MEDIDA

Las mediciones se realizan respetando la normativa vigente y utilizando convenios generales y particulares diseñados para el caso concreto. Tanto la normativa como los convenios utilizados determinan la forma de realizar las mediciones.

3.2.1 Normativa utilizada

La normativa consultada y aplicada en la investigación se restringe a la siguiente:

ISO 10816-1:1995 Vibración mecánica. – Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas – Parte I: Directrices generales [48].

ISO 10816-6:1995 Vibración mecánica. – Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas – Parte 6: Máquinas recíprocantes con potencia superior a 100 kW [49].

ISO 2954:2012 Vibración mecánica en maquinaria rotativa y alternativa – Requerimientos para los instrumentos de medida de la severidad de vibración [35]

UNE-EN 12096:1998 Vibraciones mecánicas. Declaración y verificación de los valores de emisión vibratoria [50].

UNE-EN 1299:1997 Vibraciones y choques mecánicos. Aislamiento de las vibraciones de las máquinas. Información para la aplicación del aislamiento en la fuente [51].

3.2.2 Convenios generales empleados en las mediciones

Por definición los convenios son estándares que se aprueban y adoptan en un programa para emplearlos en todas las máquinas y aplicaciones involucradas en el mismo. Proporcionan la seguridad a todo el personal implicado de que todos parten de la misma base y de que pueden coordinar sus ideas. En nuestro caso se han adaptado los convenios normalizados indicados en el apartado 3.3.1.

Podemos basarnos bien en normas o bien en nuestro propio criterio siempre que adquiera un cierto carácter de “norma” entre todo el personal involucrado.

Los tres convenios básicos que deben crearse para cualquier máquina, ya sea en la fase de diseño, fabricación o mantenimiento, son:

- Numerar las posiciones.
- Nombrar dichas posiciones.
- Definir las direcciones.

3.2.3 Convenios particulares empleados en las mediciones

Para determinar la posición y dirección de las medidas mediante el empleo de los transductores, se propone la utilización de los siguientes convenios particulares:

Convenio particular 1. Perfecto conocimiento mecánico de los equipos a estudiar. Para analizar un dispositivo mecánico es preciso conocer su funcionamiento así como todos los mecanismos implicados. Este convenio tiene como objeto conocer el régimen de funcionamiento del equipo a través de su eje principal y el resto de mecanismo a los que va acoplados. En nuestro caso el cigüeñal y el conjunto biela-pistón.

Convenio particular 2. Conocimiento de la relación de compresión (t) de los equipos a estudiar. Los compresores frigoríficos son los responsables de incrementar la presión de un gas refrigerante desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación [52]. Dependiendo de la relación de compresión (t), que es la relación entre la presión absoluta de descarga o de condensación (P_k) y la presión absoluta de evaporación (P_0), los niveles de vibración mecánica originados pueden variar. El punto de trabajo ideal se alcanza con un valor de $t=5$. Con valores superiores a 5, el compresor trabaja forzado y los niveles de vibración aumentan, pudiendo llegarse a un punto crítico en el que el compresor alcanza su límite físico [53]. Se considera el valor $t=8$ como valor crítico. Para evitar mediciones de vibraciones que no se obtienen en condiciones habituales de funcionamiento, se realizarán las medidas asegurando que el compresor trabaje con una relación de compresión superior a 4 e inferior a 6.

Convenio particular 3. Accesibilidad a los puntos de medida para la instalación del transductor. Según la norma ISO 10816-1:1995 [48] las mediciones se efectuarán en los cojinetes, el alojamiento del cojinete de apoyo, u otras piezas estructurales que responden de manera significativa a las fuerzas dinámicas y caracterizan a la vibración total de la máquina. Además de ello es preciso conocer con antelación la ubicación de la máquina y las posibilidades que nos ofrece a la hora de situar el transductor .

Convenio particular 4. Condiciones de limpieza y temperatura de la superficie de los equipos a medir, ya que pueden provocar daños al sensor e incluso falsear los resultados obtenidos [36]. Este convenio afecta al método de fijación del transductor así como a la labores previas a la fijación del mismo. El método de fijación afecta a la frecuencia de resonancia y, por tanto, al rango de frecuencia útil del transductor. Por ello es importante asegurarse de que la respuesta en frecuencia es la adecuada antes de iniciar las medidas.

3.2.4 Técnica propuesta

Los convenios generales y particulares se utilizan para establecer la técnica de medida. Una técnica de medida consiste en la enumeración de las posiciones y direcciones de medida en cada máquina, así como el sistema que se ha de utilizar para fijar el transductor.

a) Posiciones de medida

Aplicando el criterio 3 y la norma ISO 10816-1:1995 [48], se han seleccionado dos puntos de medida, (ver Figura 3.1), los cuales quedan reflejados en la siguiente tabla:

Tabla 3.2 Nomenclatura de los puntos de medida

Punto 1	*Cojinete del cigüeñal
Punto 2	Cojinete del eje del motor eléctrico

*Elemento impulsado: Bomba de aceite y cigüeñal

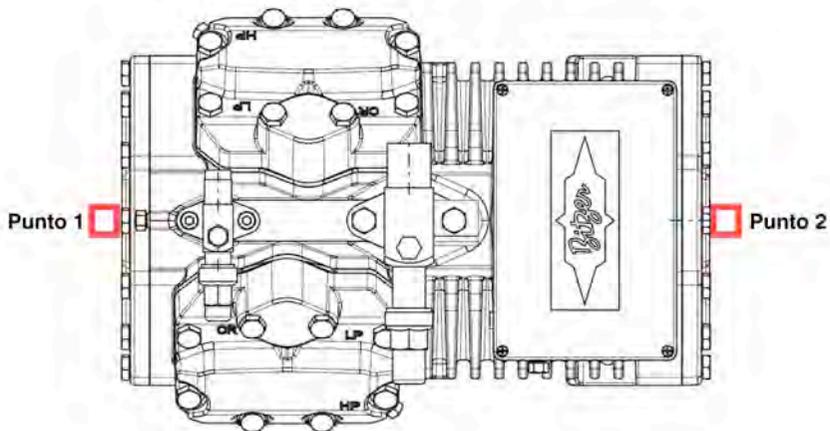


Figura 3.1 Disposición de los puntos de medida (Cortesía BITZER)

A pesar de las consideraciones mencionadas con anterioridad, debido a la imposibilidad de acceder al punto de medida nº 2 en un 72% de los compresores, solamente se considerarán los resultados obtenidos en el punto nº 1 en los 100 compresores medidos.

b) Direcciones de medida

Atendiendo a los convenios particulares 3 y 4, así como a la norma ISO 10816 en la sección “Máquinas Horizontales de accionamiento directo”, se identifican tres ejes: “Eje Vertical, Eje Horizontal, y Eje Axial” (V-H-A) (ver Figura 3.2 y Figura 3.3).

- Dirección vertical (V) (Eje X): La línea más corta posible que conecte el eje con la base de la máquina.
- Dirección horizontal (H) (Eje Y): Línea paralela al suelo que forme un triedro trirectángulo con los otros 2 ejes.
- Dirección axial (A) (Eje Z): La del eje de la máquina, paralela a éste y al suelo.

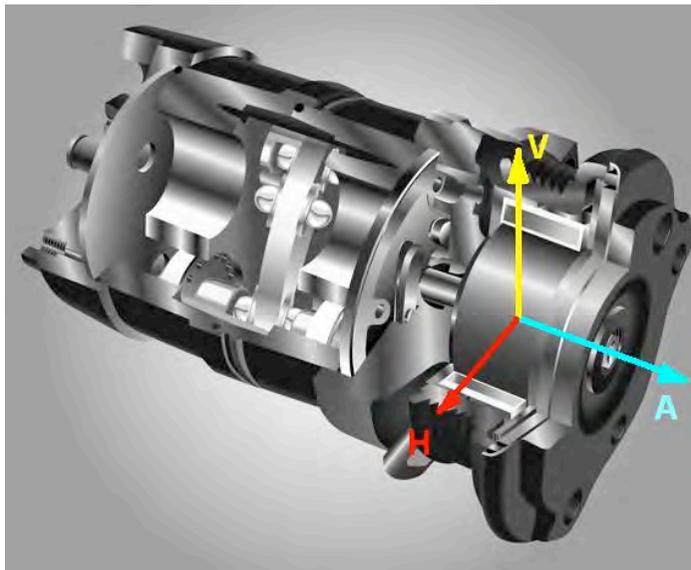


Figura 3.2 Direcciones V-H-A en el punto de medida 1



Figura 3.3 Colocación del acelerómetro triaxial en el punto de medida 1

c) Sistema de fijación

Considerando el convenio particular 4 y la ISO 2954:2012 [35] en su apartado 6 (requisitos del transductor de vibración), el transductor debe ser diseñado para fijarse lo más rígidamente posible al dispositivo objeto de medición. Otro aspecto importante que resalta dicha norma es que en todos los tipos de fijación la sensibilidad transversal deberá ser menor de 0,1 veces superior a todos los rangos de frecuencia medibles.

Antes de iniciar cualquier medida de vibración es importante asegurarse de que la respuesta en frecuencia es la adecuada [36]. Cada uno de los distintos tipos de montaje de un transductor tiene ventajas e inconvenientes tal y como se mencionó en el apartado 2.4.3. La elección adecuada para un problema de medida concreto depende de varios factores, entre los cuales están los siguientes:

- Efectos del montaje sobre el rango de frecuencias útil del transductor.
- Efecto de la carga de la masa del montaje del transductor sobre la superficie de ensayo.
- Nivel máximo de vibración que puede aguantar el montaje.
- Temperatura máxima de funcionamiento.

- Precisión de medida.
- Posibilidad de repetir las medidas.
- Estabilidad del montaje a lo largo del tiempo.
- Requisito de que la superficie de ensayo no se dañe con los agujeros de los tornillos.
- Requisito de aislamiento eléctrico del transductor.
- Tiempo requerido para preparar el montaje.
- Tiempo requerido para quietar el montaje.
- Dificultad de limpieza del transductor después de su retirada de la superficie de ensayo.
- Dificultad de limpieza de la superficie de ensayo una vez retirado del transductor.
- Destreza requerida para preparar el montaje.
- Coste del montaje.
- Problemas ambientales.

El grado de confianza de la respuesta a altas y bajas frecuencias está afectado directamente por la técnica de montaje seleccionada. En general, una mayor área de contacto superficial entre el sensor y la fuente de vibración dará como resultado una mayor frecuencia.

Para comprobar la eficacia de cada uno de los sistemas de fijación se realizaron tres ensayos de comportamiento vibratorio utilizando una máquina de impactos normalizada (Tabla 3.3) como fuente de vibración ante la ausencia de equipos generadores de vibraciones definidas y controladas. La máquina de impactos se ubica en una posición diferente en cada ensayo (Figura 3.4):

- Ensayo nº 1: Máquina de impactos situada sobre una mesa de ensayo.
- Ensayo nº 2: Máquina de impactos situada sobre el suelo siguiendo la misma proyección perpendicular con respecto a la posición inicial.
- Ensayo nº 3: Máquina de impactos situada sobre el suelo y alejada de la mesa de ensayo.

Tabla 3.3 Especificaciones técnicas de la máquina de impactos

ESPECIFICACIONES	UNIDADES
Fabricante	Retec Instruments
Modelo	RI-069
Nº de serie	010214-01
Nº de martillos	5 de 500g/martillo
Espaciado longitudinal entre martillos	100 mm
Altura de caída de cada martillo	40 mm
Tiempo que transcurre entre dos martillos	100 ms

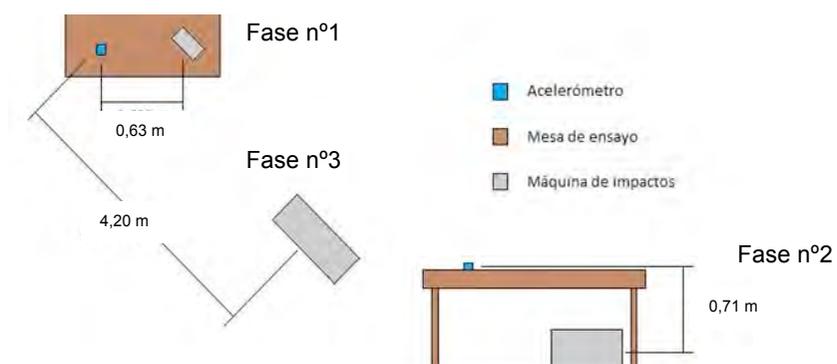


Figura 3.4 Disposición de las posiciones máquina de impactos-acelerómetro

Los sistemas de fijación que garantizan el cumplimiento de la normativa referente al valor de la sensibilidad transversal y que se ensayaron son los siguientes :

1. Vástago roscado con pegatina de doble cara.
2. Vástago roscado.
3. Pegatina de doble cara.

4. Cera de abeja.
5. Cianoacrilato.
6. Silicona fría.

En total se registraron 3 medidas por cada una de las tres posiciones de fuente y por cada uno de los seis sistemas de fijación, lo que hace un total de 54 registros, cuyos valores promediados se reflejan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Resultados obtenidos en cada ensayo

ENSAYO 1	
Tipo de unión	Valor RMS (m/s²)
Unión roscada + pegatina	13, 289
Unión roscada	12,853
Pegatina de doble cara	17,258
Cera de abeja	12,092
Cianoacrilato	12,148
Silicona fría	12,942
ENSAYO 2	
Tipo de unión	Valor RMS (m/s²)
Unión roscada + pegatina	0,995
Unión roscada	1,038
Pegatina de doble cara	1,235
Cera de abeja	0,885
Cianoacrilato	1,020
Silicona fría	1,157
ENSAYO 3	
Tipo de unión	Valor RMS (m/s²)
Unión roscada + pegatina	0,063
Unión roscada	0,056
Pegatina de doble cara	0,072
Cera de abeja	0,094
Cianoacrilato	0,071
Silicona fría	0,084

En nuestro caso, la fijación no tiene requerimientos para un monitorizado permanente, que obligarían a pensar en vástago roscado o en unión magnética.

Además, en ese caso y puesto que las superficies de fijación a los CFSA objeto de estudio no son ferromagnéticas, los sistemas magnéticos también quedarían descartados.

El uso de cera de abeja se descarta porque la temperatura de la superficie de contacto acelerómetro-CFSA es superior a 35°C en régimen normal de funcionamiento de los equipos analizados.

En la Tabla 3.4 se observa que la pegatina de doble cara es la que mejor transmite la energía (captura valores RMS más elevados) cuando la fuente de vibración y el acelerómetro están próximos entre si, mientras que la cera de abeja es la que mejor se comporta cuando están alejados. Como el punto de medida en los CFSA objeto de estudio está muy próximo a la fuente de vibración, se puede concluir que la pegatina de doble cara es el sistema de fijación más adecuado.

3.3 SELECCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN

3.3.1 Requisitos de la instrumentación

Para garantizar el correcto funcionamiento de la cadena de medida cada uno de sus elementos han de cumplir los requisitos siguientes:

1. **Transductor de vibraciones** (acelerómetro). Aparte de los requisitos establecidos en la ISO 2954:2012 [35] en su apartado 5 (Requisitos Generales), se debe garantizar que el transductor de vibraciones esté montado correctamente y que su presencia no afecte a las características de respuesta de vibración de la máquina [48].
2. **Analizador de vibraciones**. Según la norma ISO 10816-1:1995 [48] se pueden utilizar dos tipos de sistemas para monitorear las vibraciones:
 - a) instrumentos que incorporan circuitos detectores de RMS y que visualizan esos valores.
 - b) instrumentos que incorporan bien circuitos detectores de RMS bien circuitos detectores de promedio, pero que son escalados para leer valores pico-pico o valores de pico. El escalado se basa en suponer

que hay una relación senoidal entre los valores RMS, promedio, pico-pico y los valores de pico.

Si la evaluación de la vibración se basa en emplear más de una magnitud – desplazamiento, velocidad, aceleración – la cadena de medida deberá ser capaz de caracterizar todas y cada una de esas magnitudes.

La norma ISO 10816-1:1995 [48] indica que, además de los elementos de la cadena de medida, se disponga de un **calibrador de vibraciones**, pues se recomienda que el sistema de medición se pueda calibrar en línea con la instrumentación de lectura.

La instrumentación empleada en la medida de vibraciones ha sido fabricada y probada individualmente en origen, con lo que va normalmente acompañada de los correspondientes gráficos de la calibración efectuada, y de las correcciones que han de introducirse. Aún así conviene comprobar antes y después de las medidas la sensibilidad de los acelerómetros, para lo cual, y salvo medidas especiales en laboratorio acústico, en que se comprueba la respuesta a todas las frecuencias, basta en la práctica comprobar mediante diferentes técnicas de calibración de campo.

Atendiendo a los requisitos de la ISO 2954:2012 [35] en su apartado 5.7, el calibrador de vibraciones genera una vibración mecánica con características especificadas que se aplica al acelerómetro para realizar comprobaciones in-situ de su sensibilidad. Atendiendo a la naturaleza y fuente de las vibraciones que se pretenden analizar, el calibrador de campo deberá cumplir los siguientes requisitos:

1. El transductor deberá ser excitado mediante una vibración sinusoidal con una dirección de la vibración que no se desvíe más de $\pm 5^\circ$ con respecto a la sensibilidad del eje del transductor.
2. La distorsión armónica total de la velocidad de vibración de excitación, no podrá exceder del 5%.
3. La velocidad de vibración de excitación debe tener una incertidumbre comprendida entre $\pm 3\%$ dentro de la gama de frecuencias.
4. Se recomienda que el valor de referencia de la sensibilidad esté ajustado a 80 Hz y que los niveles de vibración sean los adecuados en

función de los rangos disponibles, y con una temperatura ambiente de $23\pm 3^{\circ}\text{C}$.

3.3.2 Instrumentación

Existen diversos fabricantes de equipos que cumplen con los requisitos establecidos en el apartado anterior. A continuación se describen los que se han utilizado para los experimentos y que han sido proporcionados por el Laboratorio de Acústica Aplicada de la Universidad de León. Se trata de un laboratorio de ensayo acreditado por ENAC para alcances relativos a medida de ruido y vibraciones, con acreditación N° 965/LE1892.

ANALIZADOR DE VIBRACIONES

Marca: SVAN; Modelo: 948. Vibrómetro y analizador Tipo 1 (Figura 3.5). Realiza mediciones de vibraciones en tiempo real en 3 canales simultáneamente. Cada canal se corresponde con cada uno de los tres ejes de medida así, el canal 1 se corresponde con el eje X, el canal 2 con el eje Y y el canal 3 con el eje Z. Permite realizar análisis FFT y en tiempo real por banda de 1/1 octava y 1/3 de octava (Tabla 3.5).

Tabla 3.5 Características del monitor de vibraciones SVAN 948

VIBROMETRO/ANALIZADOR	
Precisión según estándares	Tipo 1: ISO 8041 (según ISO 2631-1&2, ISO 5349-1&2), ISO 10816-1
Modo medidor	RMS, VDV, MTVV, Peak, Peak-Peak, Max, Min, Historial de Tiempo
Filtros	Wk, Wc, Wd, Wj, Wh, Wm, HP1, HP3, HP10, Vel1, Vel3, Vel10, VelMF, Dil1, Dil3, Dil10, KB
Rango de medición	0,003 ms ² RMS a 1000 ms ² Peak
Rango de frecuencia	0 Hz-20 kHz



Figura 3.5 Analizador SVAN 948

ACELERÓMETRO TRIAXIAL

Marca: PCB Piezotronics; Modelo: 356A02 (Figura 3.6).

Tabla 3.6 Especificaciones técnicas del acelerómetro 356A02

ESPECIFICACIONES	UNIDADES	ACELERÓMETRO ISEN021F
Sensibilidad de Voltaje	mV/g	10
Rango de Frecuencias (+/-5%)	Hz	0,5 a 3000
Rango de Frecuencias (+/-10%)	Hz	0,3 a 5000
Frecuencia Resonante	kHz	≥25
Rango de Medición	+/- g pk	500
Voltaje de Excitación	VDC	20 a 30



Figura 3.6 Acelerómetro triaxial PCB Piezotronics

CALIBRADOR DE VIBRACIONES

Marca: RION CO LTD; Modelo: VE-10 (Figura 3.7). Nº de serie: 00131281.
Frecuencia de calibración: 159,2Hz. Aceleración: 10 m/s² (±3 % entre +10/+40°C)
// Velocidad: 10 mm/s (±4 % entre +10/+40 °C) // Desplazamiento: 10µm (±5 % entre +10/+40 °C).



Figura 3.7 Calibrador de campo RION VE-10

3.4 PROTOCOLO DE MEDIDA

El protocolo diseñado para la realización de las mediciones comprende dos fases: configuración de la instrumentación y medición.

3.4.1 Configuración de la instrumentación

El analizador de vibraciones es el único equipo de la cadena de medida que hay que configurar. Para ello se tienen en cuenta los rangos de frecuencias de funcionamiento de los CFSA, sus niveles de vibración máximos esperados y los criterios de funcionamiento.

El análisis de vibraciones mediante FFT da mejor resultado para escalas lineales y solamente es aplicable a una anchura de campo de frecuencias limitado [43]. En nuestro caso el rango de frecuencias estudiado está comprendido entre 0 Hz y 2,5 kHz. El fundamento por el cual se ha decidido elegir dicho rango es porque es el máximo ofrecido por el analizador y aparte porque no se conoce de antemano el rango de frecuencias predominantes de los CFSA que se analizan. El empleo del análisis FFT ofrece una mayor resolución según va creciendo la frecuencia [18].

El método FFT es en general preferible cuando se desea detectar con mayor facilidad componentes frecuenciales igualmente espaciados, como los armónicos. Suele admitirse que el diagnóstico es más fácil si el espectro está presentado con escala lineal de frecuencias en bandas de anchura constante.

Para la configuración del análisis FFT se tiene en cuenta que, para la adquisición de la señal se ha empleado un muestreo de 400 líneas para una señal temporal de 1024 muestras, por lo que la resolución espectral con la que se ha realizado el análisis es de 2,5 kHz/400 líneas: 6,25 Hz/línea (ancho de banda). A partir de dicha resolución determinamos el tiempo de integración 1/6,25 Hz/línea: 160 ms.

La ventana seleccionada para la obtención de resultados en el dominio de la frecuencia es la de HANNING. Dicha ventana se trata de una función matemática usada frecuentemente en el análisis y procesamiento de señales, con la intención de evitar discontinuidades al principio y final de los bloques analizados. Su uso es de propósito general en señales continuas [42]. Ofrece una mejor resolución

frente a la ventana de FLAT-TOP, aunque presente un mayor error en amplitud sobre esta última [13, 54].

La Tabla 3.7 muestra los valores de los diferentes elementos configurables en el analizador.

Tabla 3.7 Configuración de medida del analizador SVAN 948

ESPECIFICACIONES	VALORES
Calibración	Por medición
Inicio retardado	3 segundos
Tiempo de integración	30 segundos
Constante de tiempo por canal	1 segundo
Rango de Medida	17,8 m/s ² y 316 m/s ²
Rango de frecuencias	de 0 Hz a 2,5 kHz
Filtros de ponderación	HP1 - mm/s ² // Vel1 - mm/s y Dil1 - mm
Almacenamiento	Buffers asociados
Rango de frecuencias del analizador FFT	De 0 kHz a 2,5 kHz
Nº de líneas de muestreo	400

3.4.2 Procedimiento para la realización de mediciones

Las medidas se realizaron utilizando el siguiente procedimiento:

1. Preparación de los equipos de medida
2. Toma de contacto con la sala de máquinas
3. Calibración del acelerómetro
4. Limpieza del punto de medida
5. Elección de los compresores
6. Medida
7. Descarga y almacenamiento de archivos

1. Preparación de los equipos de medida

Antes de trasladar la instrumentación al lugar de medición se comprueba que se dispone de todo el instrumental y de los accesorios necesarios (Tabla 3.8).

Tabla 3.8 Instrumentación de la cadena de medida y accesorios

Instrumentación de la cadena de medida	Accesorios
Analizador de vibraciones	Trípode
Acelerómetro triaxial	Pegatinas de doble cara
Calibrador de vibraciones	Producto quitagrasas
Cable de conexión	Cámara fotográfica
	Hoja de campo

2. Toma de contacto con la sala de máquinas

Para documentar la situación de la sala de máquinas inmediatamente anterior a las mediciones, se realizan las siguientes tareas:

- i. Atender a la disposición de los compresores. Pueden existir compresores inaccesibles por la disposición de los dispositivos que forman parte de la instalación (condensadores, valvulería, recipientes de líquido, tuberías) o por los elementos constructivos que la circundan (paredes, pilares, bancada, etc.).
- ii. Establecer contacto visual, auditivo y táctil con la intención de comprobar si están funcionando en ese instante.
- iii. Determinar qué compresores son susceptibles de ser medidos.
- iv. Fotografiar la sala (Figura 3.8), con la intención de facilitar su posterior croquizado (Figura 3.9).



Figura 3.8 Vista general de la sala de máquinas “Eras de Renueva”

- v. Cumplimentar una ficha con la siguiente información de la sala de máquinas:
- Fecha de realización de las mediciones.
 - Código, nombre y dirección del supermercado.
 - Esquema de la distribución de los compresores sin escala.
 - Condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa).
 - Notas de interés.

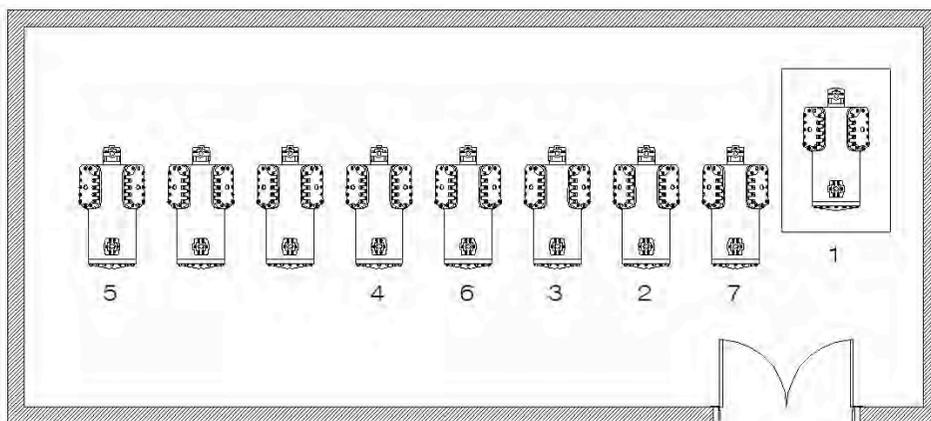


Figura 3.9 Disposición de compresores en la sala de máquinas Eras de Renueva

3. Calibración del acelerómetro

Calibrar un acelerómetro es comprobar que la salida que genera cuando se conecta al calibrador de campo, es similar a la que genera un transductor normalizado secundario conectado al mismo calibrador de campo y sujeto a las mismas vibraciones. Esta calibración tiene una doble vertiente: por sensibilidad y por medición.

Calibración por sensibilidad: Se introducen en el analizador los datos de sensibilidad que indica el fabricante del acelerómetro para cada uno de sus ejes. Esta información queda almacenada en la memoria interna del analizador, que queda listo para realizar la calibración por medición.

Calibración por medición: Se calibra cada uno de los ejes por separado. Teniendo en cuenta que el acelerómetro triaxial tiene forma cúbica y que cada eje es un vector normal al plano de una cara, la calibración se divide en tres etapas, una etapa para el eje X, otra para el eje Y y la última para el eje Z (ver Figura 3.10). Cada etapa comprende los siguientes pasos:

1. Fijar sobre el calibrador, con un adhesivo, una de las dos caras paralelas del acelerómetro que vibran en la dirección del eje que se desea calibrar.
2. Excitar al calibrador y utilizar el analizador para comprobar que el valor obtenido por cada eje es igual al nivel de calibración, es decir, 10 m/s^2 que equivale a 140 dB con un margen de $\pm 0,5 \text{ dB}$.



Figura 3.10 Orientación de los ejes del acelerómetro PCB Piezotronics

Antes y después de cada serie de medida, hay que calibrar el acelerómetro, para comprobar que no ha habido mayor desviación que el margen de $\pm 0,5$ dB.

4. Elección de los compresores.

Una vez calibrado el acelerómetro se procede a seleccionar los compresores sobre los que realizar las mediciones, que serán todos aquellos que se encuentren funcionando en régimen permanente. Se sabe que un compresor trabaja en régimen permanente cuando se cumple cualquiera de las siguientes condiciones:

- La temperatura de la tubería de descarga del compresor es mayor o igual que 45°C (se puede medir con la ayuda de un termómetro de infrarrojos, por ejemplo).
- Hay escarcha o humedad condensada sobre zonas no aisladas de la tubería de aspiración (indicadores de que la temperatura de los gases de aspiración es inferior a 0°C).

5. Acondicionamiento del punto de medida

Tras la selección de los compresores susceptibles de ser medidos se procede a acondicionar el punto de medida. Las salas de máquinas son lugares generalmente descuidados, donde se acumulan polvo, suciedad y aceite. Así, es preciso limpiar la zona afectada con desengrasantes de uso industrial para conseguir un perfecto acoplamiento del adhesivo de doble cara y garantizar una transmisión de vibraciones efectiva entre el compresor y el acelerómetro.

6. Medición de vibraciones

El siguiente protocolo se utiliza para obtener medidas de vibraciones de cada uno de los compresores:

- Anotar la marca y modelo del compresor en la hoja de datos.
- Pegar un adhesivo de doble cara en la base del acelerómetro.

- Colocar el acelerómetro en el punto 1 de medida (cojinete del cigüeñal – Figura 3.3).
- Cargar el filtro HP1, Vel1 o Dil1 en el analizador de vibraciones (Tabla 3.5).
- Fijar el cable de conexión con cinta adhesiva al suelo (Figura 3.11) para evitar el ruido triboeléctrico o efecto de electrificación por frotamiento [32].

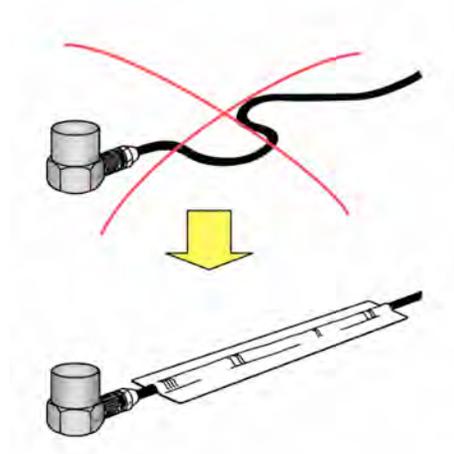


Figura 3.11 Método de fijación del cable de conexión (Cortesía de Brüel&Kjaer)

- Esperar dos minutos para que se establezca el acelerómetro (recomendación del fabricante del acelerómetro PCB Piezotronic, por tratarse de un acelerómetro piezoeléctrico).
- Realizar tres medidas de 30 segundos de duración (con el objeto de utilizar su valor promedio como resultado final) y comprobar que el compresor continúa funcionando una vez finalizada cada una de ellas. Si el compresor se hubiera parado, la medida no es válida y habrá que repetirla. Cada medida correctamente finalizada se almacena en el analizador y se anota el nombre del archivo generado.
- Una vez finalizadas las medidas es preciso anotar, si procede, cualquier posible desviación al método de ensayo y descargar los archivos en un ordenador para su posterior tratamiento.

4

RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se presentan los resultados experimentales obtenidos en las medidas de vibraciones realizadas en los CFSA. Se muestra en primer lugar los resultados espurios fruto del comportamiento excéntrico de un grupo de compresores. Seguidamente se realiza un análisis clúster o clasificación grupal con el objetivo de identificar las clases de comportamiento presentes en la muestra así como un análisis discriminante. Con los resultados obtenidos, se determinan las frecuencias a partir de las cuales no se aporta ningún tipo de información con la intención de determinar patrones de comportamiento. Como último punto se establece una clasificación de los compresores, por marca y modelo, en función del perfil característico de vibración.

4.1 TRATAMIENTO DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Se realiza en este capítulo el análisis de los datos recogidos en las distintas salas de máquinas. Los compresores y sus detalles vienen recogidos en la Tabla 3.1.

Los resultados completos de los experimentos que se realizaron en las salas de máquinas aparecen en los anexos a este documento. El anexo A presenta los espectros de las medianas de vibraciones de los compresores situados en la sala de máquinas de Santa Nonia y considerados como espurios, el anexo B refleja los espectros de vibraciones del resto de compresores situados en las otras salas de máquinas, el anexo C muestra el espectro de amplitud combinada XY del perfil 1, el anexo D muestra el espectro de amplitud combinada XY del perfil 2, el anexo E muestra el espectro de amplitud combinada XY del perfil 3, el anexo F muestra el espectro de amplitud combinada XY del perfil 4 y el anexo G muestra el espectro de amplitud combinada XY del perfil 5. Estos últimos cinco anexos se han elaborado fruto de la clasificación de los compresores en base a su espectro de vibraciones manteniendo únicamente los ejes X e Y.

Un análisis previo exploratorio identifica aquellas mediciones realizadas en la sala de máquinas de Santa Nonia como espurias. Como puede verse en los gráficos recogidos en el anexo A, estos muestran un comportamiento totalmente excéntrico y anárquico con respecto al resto de compresores analizados. Este carácter espurio no sorprende conocidas las circunstancias en las que se realizaron las mediciones que hacían sospechar posibles errores en la medida. Uno de los principios básicos de la teoría de errores manifiesta que, nadie mejor que el propio experimentador para conocer el grado de confianza que le merecen los resultados de un experimento. Este es un fiel reflejo de dicho principio en el que se desechan las medidas realizadas sobre los seis compresores que componen la instalación frigorífica. La desconfianza radica en el lamentable estado de mantenimiento de los compresores y en las condiciones del entorno.

Los gráficos del Anexo A recogen los valores de las medianas de las medidas tomadas en cada uno de los tres ejes en un rango de frecuencias que varía desde 0 Hz a 2.500 Hz.

El carácter espurio de las medidas de Santa Nonia queda en evidencia mediante los valores correspondientes a estos tres parámetros (ver Tabla 4.1)

Tabla 4.1 Parámetros representativos¹ de la distribución observada en las vibraciones según los ejes X, Y, Z en los compresores de Santa Nonia

Eje	Parámetro	Pico (m/s ²)	P-P (m/s ²)	RMS (m/s ²)
X	Mínimo	13,03	25,70	3,631
	Cuartil 1	14,96	28,27	4,217
	Mediana	16,31	30,20	4,390
	Media	16,60	30,99	4,384
	Cuartil 3	18,14	33,40	4,571
	Máximo	22,65	42,17	5,188
			Pico (m/s ²)	P-P (m/s ²)
Y	Mínimo	54,95	108,4	16,79
	Cuartil 1	66,26	128,8	19,50
	Mediana	73,29	137,3	19,95
	Media	73,19	138,9	19,84
	Cuartil 3	79,43	150,9	20,42
	Máximo	87,10	171,8	21,88
			Pico (m/s ²)	P-P (m/s ²)
Z	Mínimo	2,754	5,370	0,6457
	Cuartil 1	2,884	5,689	0,6780
	Mediana	2,985	5,754	0,6998
	Media	2,967	5,750	0,6967
	Cuartil 3	3,055	5,821	0,7224
	Máximo	3,162	6,095	0,7499

Descartadas las mediciones de los 6 compresores de Santa Nonia, restan para el análisis las medidas correspondientes a 94 compresores, cuyas mediciones se representan recogidas en el Anexo B. De manera similar al caso del Anexo A se representan las medidas tomadas en los tres ejes para frecuencias que varían desde 0 a 2.500 Hz.

¹ En la Tabla se representa el menor de los valores observados (mínimo), el valor superior al 25% de las muestras recogidas (primer cuartil), la mediana (superior al 50% de las muestras), la media (centro de masas de la distribución), el tercer cuartil (valor superior al 75% de las muestras) y el mayor valor observado (máximo).

Como se desprende de la visualización de estas figuras y puede comprobarse numéricamente en la Tabla 4.2, las mediciones registradas en el eje Z, que recordemos que es el eje cuya dirección es paralela al eje de giro del cigüeñal, no son significativas pues la vibración apenas se manifiesta en este eje, por lo que el resto del análisis se realiza únicamente utilizando los ejes X e Y por ser estos donde se manifiesta la vibración.

Tabla 4.2 Parámetros representativos de la distribución observada en las vibraciones según los ejes X, Y, Z en el resto de compresores

Eje	Parámetro	Pico (m/s ²)	P-P (m/s ²)	RMS (m/s ²)
X	Mínimo	2,317	4,315	0,7674
	Cuartil 1	2,600	4,856	0,8414
	Mediana	2,835	5,248	0,9016
	Media	2,859	5,277	0,9272
	Cuartil 3	3,073	5,656	1,0116
	Máximo	3,710	6,457	1,1885
Y		Pico (m/s ²)	P-P (m/s ²)	RMS (m/s ²)
	Mínimo	6,839	12,88	2,851
	Cuartil 1	7,079	13,22	2,892
	Mediana	7,161	13,49	2,917
	Media	7,194	13,49	2,928
	Cuartil 3	7,328	13,65	2,951
Z		Pico (m/s ²)	P-P (m/s ²)	RMS (m/s ²)
	Mínimo	0,3162	0,6310	0,07499
	Cuartil 1	0,3715	0,6938	0,07943
	Mediana	0,3890	0,7328	0,08810
	Media	0,3915	0,7352	0,08737
	Cuartil 3	0,4121	0,7674	0,09333
	Máximo	0,4732	0,9016	0,10233

Tal y como se mencionó en el apartado 3.2.4 del diseño de experimentos, el eje Z posee una dirección axial al punto de medida y por tanto paralela al eje del cigüeñal del compresor. Si nos detenemos en los valores RMS, teniendo en cuenta que dicho parámetro nos da un idea de la capacidad destructora de la vibración, se puede observar que, cuantitativamente hablando, existe una gran diferencia de valores con respecto al eje X e Y. En las máquinas alternativas [55]

esta diferencia es normal teniendo en cuenta la características mecánicas de los CFSA medidos. Los CFSA están sometidos a esfuerzos radiales, fundamentalmente radiales verticales (eje X), ya que, por su principio de funcionamiento, tiene acoplados al cigüeñal el conjunto biela-pistón encargados de llevar a cabo una verdadera compresión mecánica por cada giro de cigüeñal, al provocar movimientos alternativos ascendentes y descendentes a lo largo de los cilindros en los que se encuentran alojados. Las cargas que actúan sobre un cigüeñal generan efectos de flexión, torsión y cortadura generando estados triaxiales de esfuerzos que originan como más crítica, la rotura por fatiga del cigüeñal [56]. Estos esfuerzos también son transmitidos al punto de apoyo del eje, es decir, a los cojinetes, cuya función es la de reducir la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo.

Este reparto de esfuerzos axiales es más típico de compresores de dos cilindros en línea, ya que la disposición de los cilindros es perpendicular al eje de rotación del cigüeñal (ver Figura 4.1).

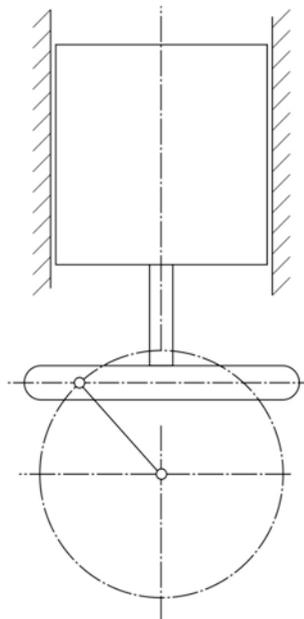


Figura 4.1 Interpretación del sistema de accionamiento de un compresor alternativo con cilindros dispuestos en línea [10]

En el caso de compresores con los cilindros dispuestos en V (ver Figura 4.2), como en el caso de los compresores de cuatro cilindros medidos, los esfuerzos se reparten radialmente en los ejes X e Y debido a la configuración en V de los mismos [10]. Ello provoca una distribución más uniforme de los niveles RMS de vibración así como un reparto de esfuerzos a medias y altas frecuencias.

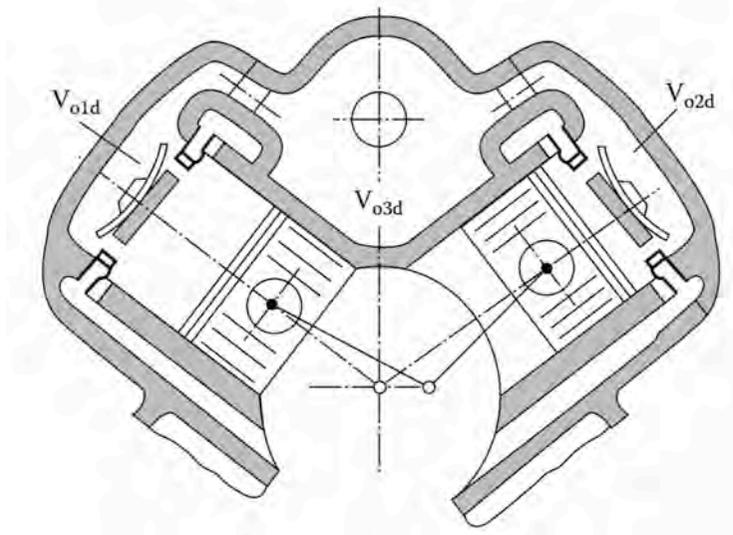


Figura 4.2 Interpretación del sistema de accionamiento de un compresor alternativo con cilindros dispuestos en V [10]

Como puede comprobarse mediante la observación de las figuras del Anexo B, la vibración se manifiesta de manera similar en los ejes X e Y presentándose en las mismas frecuencias. Este hecho facilita el análisis al ser posible reducir la dimensión del conjunto de datos a analizar mediante la combinación de ambas señales. En este caso ha sido suficiente con una transformación que, no sólo simplifica el análisis, sino que además conserva sentido físico. En particular, se trabaja en los análisis siguientes con la señal transformada W:

$$W = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (4)$$

Como puede apreciarse, esta nueva señal no representa más que la amplitud combinada de la vibración presente en los ejes X e Y.

Del Anexo C al G se recoge la representación de la amplitud combinada XY para los 94 compresores. Adicionalmente, con el fin de comprobar la posible existencia de alguna medición adicional con valores espurios, se representan en los mismos Anexos, no sólo los valores de las medianas de la amplitud combinada sino además superpuestos los valores registrados en las 30 mediciones a lo largo de un segundo, que recoge el analizador de vibraciones utilizado, SVAN 948. La observación de estas imágenes sugiere un comportamiento muy similar en las 30 mediciones salvo en el caso de los compresores:

- Compresor nº 6 – Sala de máquinas Luis Carmona
- Compresor nº 7 – Sala de máquinas Puentevilla
- Compresor nº 2 – Sala de máquinas José María Fernández
- Compresor nº 3 – Sala de máquinas Mariano Andrés
- Compresor nº 6 – Sala de máquinas Eras de Renueva

No obstante, las distorsiones registradas en estos compresores quedan mitigadas por la robustez de la mediana como parámetro de centralidad, lo que reafirma la idoneidad de su uso. Si bien es cierto que pudieran interpretarse como señales espurias en algunos casos, no resulta imprescindible en este punto considerarlas como tales, pues la propia técnica de clasificación elegida decidirá cual es su lugar y naturaleza.

Seguidamente se realiza un análisis clúster o clasificación grupal con el objetivo de identificar las clases de comportamiento presentes en la muestra de los datos recogidos. Ello permitirá lograr un doble objetivo: por un lado, separar el conjunto de datos en distintos subconjuntos de acuerdo a la similitud de los registros observados, lo que permite analizar posteriormente de manera individualizada cada subconjunto de datos²; por otro, la caracterización de los

² El tratamiento individualizado de las distintas subclases no garantiza a priori un mejor resultado de los análisis posteriores, si bien en ocasiones lo permite. A modo ilustrativo puede pensarse en dos modelos predictivos: el primero de ellos lineal y el segundo de carácter cuadrático o de rango

modos de vibración principales que se han observado, mediante el perfil característicos de cada una de estas clases detectadas.

Discutimos dos tipos de algoritmos de clasificación, hablamos de dos grandes familias, las técnicas de clasificación supervisada o de análisis discriminante, y las técnicas de clasificación no supervisada o de análisis clúster. Las principales diferencias entre estos dos tipos de clasificación son:

El **análisis discriminante** parte de la caracterización de las clases y utiliza esta caracterización para asignar los datos a las clases existentes [57]. A modo ilustrativo, la Figura 4.3 representa un posible escenario de la discriminación entre clases en el que se persigue determinar cuál de las tres poblaciones generadoras de datos (A, B o C) existentes ha sido el creador de la muestra x_1 .

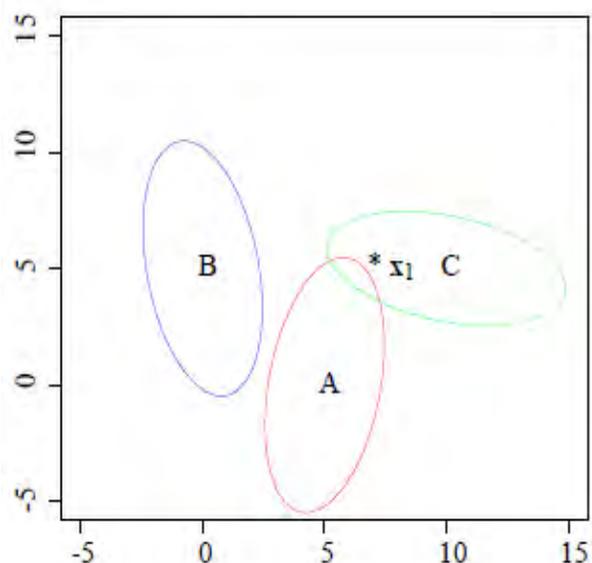


Figura 4.3 Análisis discriminante [58]

Las técnicas de análisis discriminante, también conocidas como técnicas de clasificación supervisada, se fundamentan en un escenario en el que existe un número g de clases de comportamiento cuyo modelo probabilístico está determinado y es conocido. Su propósito es doble [58]:

superior. Establecer dos modelos distintos en intervalos separados puede conllevar una mejora en el segundo caso pero no reportará mejora ninguna en el primero.

1. Describir las diferencias entre las clases presentes y definir cuales son las variables que mejores características presentan en la determinación o predicción de la clase a la que pertenece una observación. A estas variables las denominaremos variables discriminantes y a este tipo de análisis lo denominaremos descriptivo.
2. Establecer reglas que permitan asignar las observaciones registradas a cada una de las clases presentes. Éste es el denominado análisis discriminante predictivo, por perseguir estimar la pertenencia o no de una observación en los diferentes grupos.

En el **análisis clúster**, al contrario, se utilizan los registros de la muestra con el objetivo de caracterizar las poblaciones generadoras de datos [59]. A modo ilustrativo, en la Figura 4.4 se representa una posible muestra susceptible de una sencilla representación con tres modelos generadores gracias al análisis clúster.

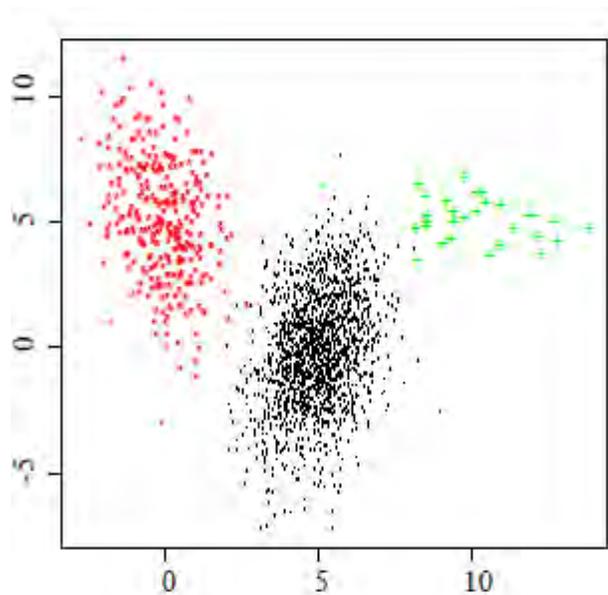


Figura 4.4 Análisis clúster [58]

El análisis clúster persigue identificar clases diferenciadas en el conjunto global de los datos disponibles, o sea, organizar la información obtenida en el proceso de muestreo en estructuras conferidas de un significado que podamos

explicar y nos resulte útil. Utilizamos técnicas de análisis clúster porque son de gran utilidad en la primera fase del análisis de datos al permitirnos separar cada una de las estructuras para un análisis posterior adecuado a la naturaleza de cada una de ellas. Obtenemos de esta forma un primer conocimiento de los datos del estudio, de los cuales aún no contamos con un nivel de información suficiente como para establecer conjeturas. La información que nos proporcionarán estas técnicas contribuirá al punto de partida para el descubrimiento de configuraciones más complejas.

El análisis clúster guía a una clasificación de subgrupos uniformes y heterogéneos que conviven dentro de una misma realidad. Este tipo de análisis ha resultado muy importante en diferentes campos: como la psicología, la biología, la medicina, la inteligencia artificial, el reconocimiento de señal y un amplio etcétera. Las denominaciones por las que se le ha conocido también han sido múltiples: taxonomía numérica, tipología, reconocimiento de patrones no supervisado, análisis Q o análisis grupal, entre otros. Su aplicación es ubicua en cualquier campo de la ciencia y la investigación.

Este análisis divide el conjunto de variables estudiadas de tal forma que los elementos que constituyen cada clase sean similares entre sí y diferentes a los elementos de las otras clases [60]. El reconocimiento de estos grupos constituye su estructura basándose en modelos simples, en los cuales se determinan y caracterizan como resultado del análisis los parámetros que definen y ordenan a cada grupo, por ser éstos desconocidos a priori. Este es el objetivo principal de las técnicas de clasificación.

Estas técnicas realizan una fragmentación en clases, en función de la analogía mostrada entre las distintas observaciones registradas. La descripción de la medida de la afinidad entre muestras será un elemento decisivo en el resultado final y en la interpretación. Los criterios utilizados para establecer esta analogía, la métrica, y la estrategia utilizada para valorar la idoneidad de las conformaciones logradas, serán los factores determinantes que distinguirán unas técnicas de otras.

En todo caso todas las técnicas tienen un criterio común que es maximizar la igualdad interna de las clases obtenidas y la disparidad externa entre estos grupos. Esto es, que las variables tengan el mayor parecido dentro de una clase entre ellas y que las clases sean tan distintas las unas de las otras como sea

posible. Un elemento de diferenciación entre las distintas técnicas será el modo en que se valore el grado de homogeneidad interna y heterogeneidad externa, y será lo que se tendrá en cuenta para optar por uno u otro método.

Dado que el interés de la clasificación radica en agrupar dentro de la misma clase aquellas observaciones con perfiles en frecuencia de amplitud combinada similares, se ha utilizado el algoritmo CiTree [61]. Este algoritmo general puede particularizarse de acuerdo a distintas distribuciones estadísticas según el problema a resolver. Particularmente resultan de aplicación, y así se resaltan en el estudio, las especificaciones correspondientes a la distribución Normal para el caso de grandes conjuntos de datos, la distribución de Poisson y como extensión de esta la distribución Multinomial que resulta de especial utilidad, como en el caso del presente análisis, para la agrupación de las muestras de acuerdo a la similitud de sus perfiles.

De entre los resultados obtenidos de la aplicación del algoritmo CiTree, se presta atención en primer lugar al árbol jerárquico resultante de las distintas agrupaciones (Figura 4.5). En este árbol se representa en el nivel más inferior un conjunto de elementos representativo de cada uno de los registros realizados (94 compresores). El algoritmo de clasificación jerárquica aglomerativa parte de este conjunto inicial, y mediante el cálculo de la similitud entre las distintos elementos aglutina en cada paso aquellos³ que mayor proximidad o similitud muestran. De esta manera el algoritmo aglomera los elementos objeto de estudio, reduciendo progresivamente el número de elementos presentes y aumentando el número de registros que contienen los subconjuntos aglomerados. En el último paso, naturalmente, se llega a un único conjunto que contiene la globalidad de los datos tratados. Es de destacar que la unión de los distintos elementos, de los elementos con los aglomerados, y de los aglomerados con otros aglomerados se representa gráficamente en éste árbol de manera proporcional a la distancia entre ambos. Esto representa una ventaja para el investigador pues el propio árbol sugiere la representatividad que puede tener la clasificación según el número de clases que se considere; esto es, la altura a la que se corte el árbol.

³ Dos de cada vez. Otros algoritmos permiten la aglomeración múltiple de un mayor número de elementos en cada paso, no así en este caso particular.

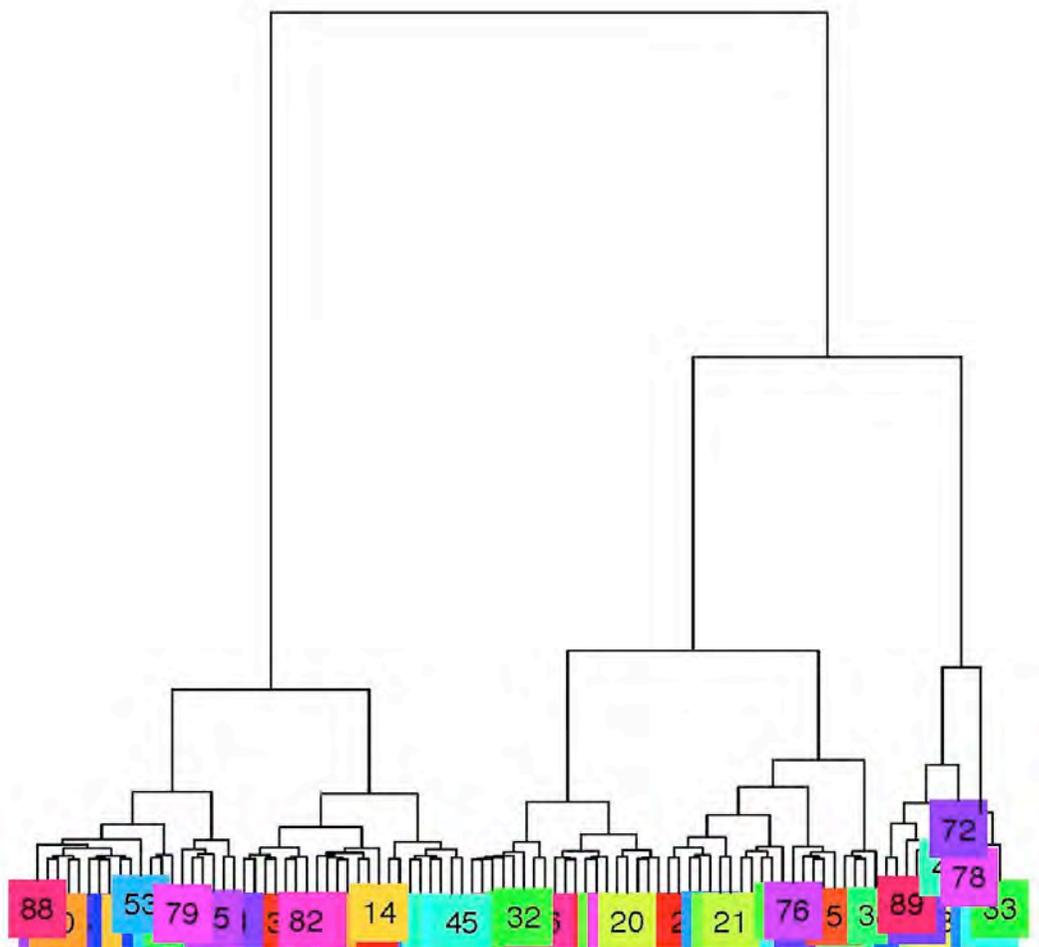


Figura 4.5 Árbol jerárquico resultante de las agrupaciones

En el caso que ocupa el presente análisis, el árbol de la Figura 4.5 sugiere la posible significatividad de una clasificación en 2, 3, 4, 5 o 6 clases. Una partición más fina apenas puede mejorar los resultados obtenidos y aumenta la complejidad del modelo haciéndose por tanto menos interesante. La observación de los resultados (datos no recogidos en esta tesis) obtenidos en este rango de variación, muestra que los mejores resultados finales se obtienen en el corte del árbol en 5 clases⁴.

⁴ Nótese que en este estudio no resulta de interés la calidad en si misma de la configuración adoptada, sino que el interés radica en la calidad que aporte la clasificación obtenida al resultado final perseguido. Considérese, a modo de reflexión ilustrativa, el caso anteriormente citado de los dos modelos lineal y cuadrático y cómo un número mayor o menor de clases puede resultar

La representación de los resultados de la clasificación se puede representar en un conjunto de planos proyectivos. A fin de que la proyección resultante sea lo más clara posible se puede utilizar como criterio de proyección que la elección de estos planos cumpla los siguientes criterios:

- Máxima compacidad interna de las clases
- Máximo alejamiento entre clases

Un método proyección que cumpla tales criterios puede encontrarse entre las técnicas de clasificación supervisada, concretamente en el **análisis discriminante lineal (LDA)**. Es una técnica de aprendizaje supervisado empleada para la clasificación de datos. La idea central de LDA es obtener una proyección de los datos en un espacio de menor (o incluso igual) dimensión que los datos entrantes, con el de que la separabilidad de las clases sea la mayor posible. Es una técnica supervisada ya que para poder buscar esa proyección se debe entrenar el sistema con patrones etiquetados [62].

A diferencia del análisis discriminante cuadrático, en el LDA se realiza una proyección a través de una matriz de cambio de base con lo que se obtienen unos nuevos ejes de proyección a partir de la combinación lineal de las variables registradas. El peso relativo de cada una de estas en los ejes proyectivos informa de la importancia de cada una de ellas en el distanciamiento entre clases. Los ejes de este nuevo espacio proyectivo se denominan ejes discriminantes. Esta información adicional es una de las ventajas que proporciona este tipo de análisis de manera complementaria al puro establecimiento de consignas que, permitan asignar los nuevos registros a las clases representadas [58].

La proyección LDA de los registros de los compresores de acuerdo con la clasificación proporcionada por el algoritmo CiTree, ofrece una proyección del conjunto de datos que muestra una separación nítida entre las clases obtenidas, lo que confirma la calidad de la clasificación realizada.

indiferente, independientemente de la concentración interna de los datos dentro de las clases y de la lejanía entre clases.

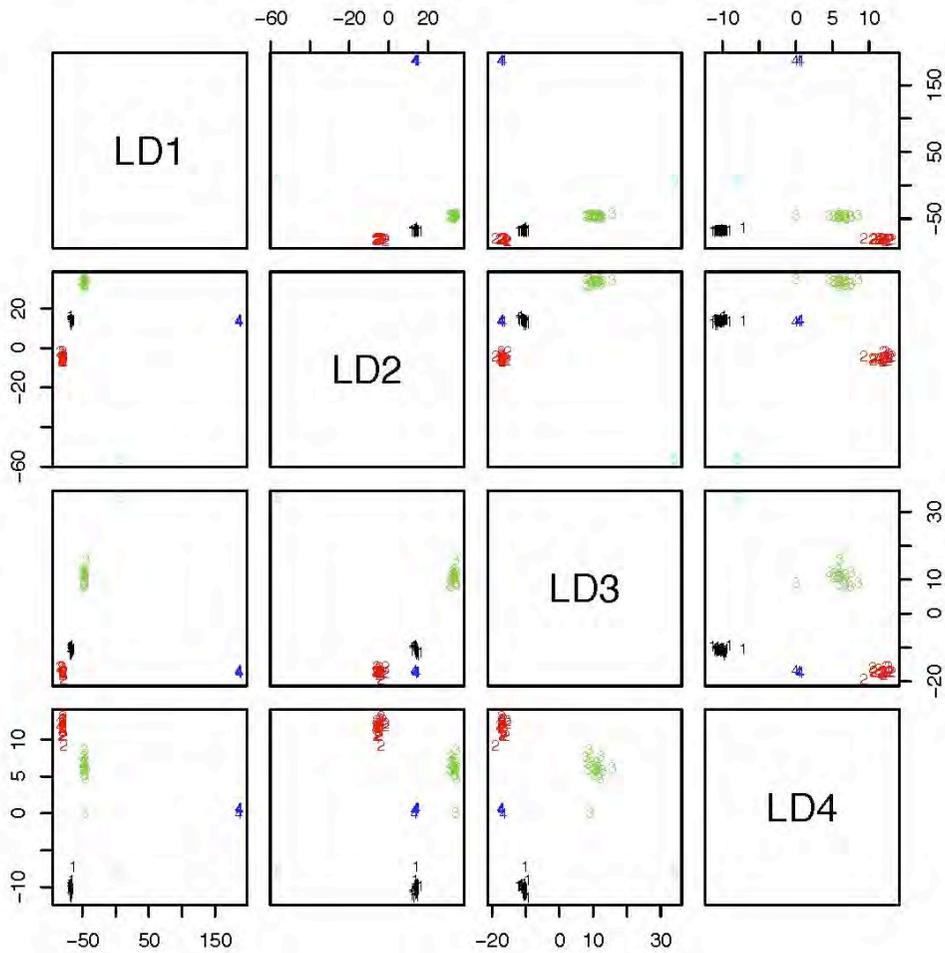


Figura 4.6 LDA 5 clases

Resulta interesante comprobar la posibilidad de reducir la dimensionalidad del problema en consideración, mediante la observación de la importancia relativa de las distintas frecuencias que son registradas por el analizador de vibraciones. La Figura 4.7 sugiere que es necesario un número grande de frecuencias para conservar un 95% de la información presente en el conjunto de datos. Como puede verse en la misma figura no se alcanza el 95% de información hasta comprender un alto número de frecuencias (57 frecuencias).

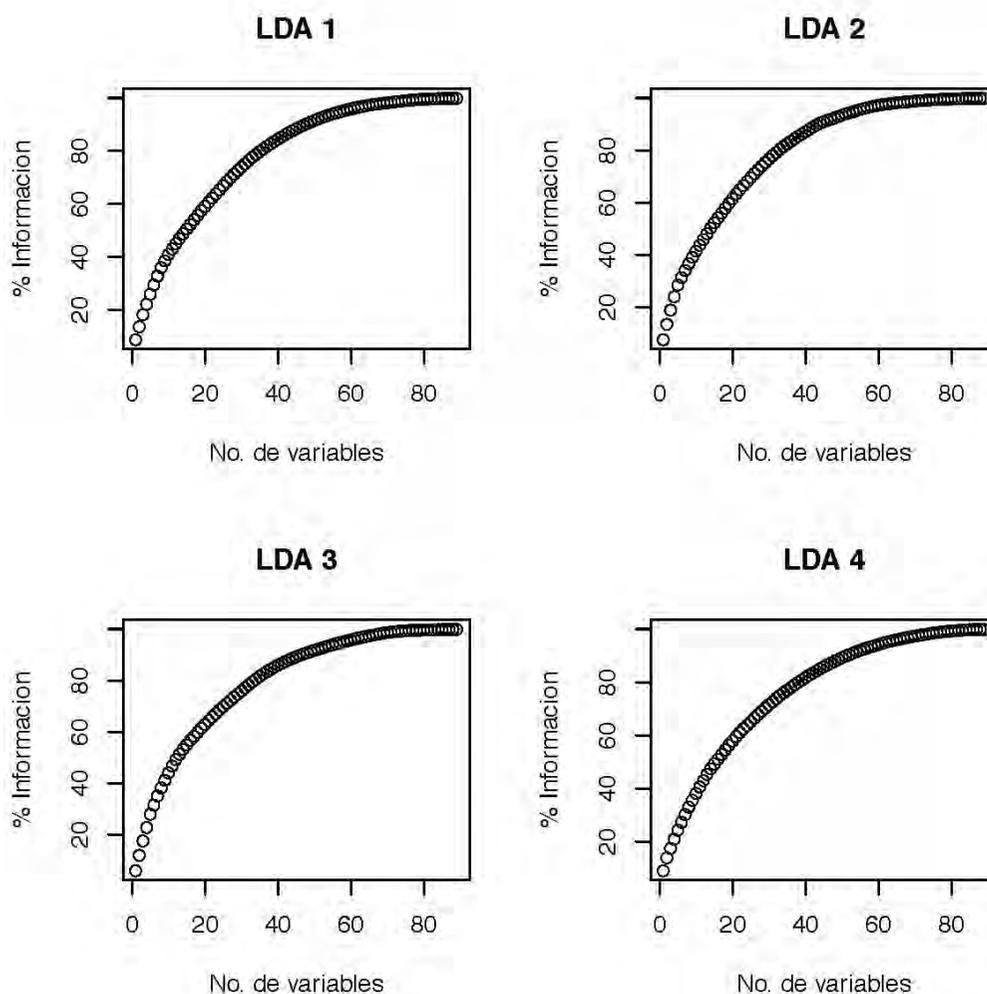


Figura 4.7 Pesos LDA 1-4

Este hecho sugiere que no podemos caracterizar los perfiles registrados por los compresores con un número bajo de parámetros, siendo necesario el concurso de alto número de frecuencias en orden decreciente de importancia. Se identifica por tanto que no resulta de mayor utilidad la aplicación de técnicas de reducción dimensional.

Las frecuencias que contienen este 95% de información se caracterizan por medio de los siguientes descriptores:

	Frecuencia
Mínimo	62,5 Hz
Cuartil 1	162,5 Hz
Mediana	275,0 Hz
Media	287,7 Hz
Cuartil 3	412,4 Hz
Máximo	531,2 Hz

Tabla 4.3 Frecuencias que contienen el 95% de la información

Como puede verse en esta tabla, las frecuencias que determinan el perfil característico no sobrepasan apenas los 500 Hz. De este análisis se desprende que las frecuencias superiores al medio kilohertzio no aportan información con respecto al tipo de perfil característico.

Cabe destacar que la quinta clase carece de un número significativo de elementos y que estos además presentan un patrón de comportamiento anómalo. Se descartan por tanto en el resto del análisis al considerarse como espurios.

Se procede entonces a valorar los resultados obtenidos mediante el algoritmo de clasificación. Las figuras contenidas en los Anexos del C al G, representan el valor de la amplitud combinada de manera agrupada de acuerdo a la clasificación proporcionada por el algoritmo CiTree. A modo de resumen, y con valor significativo muy importante en cuanto representa el perfil característico de cada una de las clases identificadas, se muestra en las figuras de la 4.6 a la 4.10, el promedio de los perfiles de amplitud combinada en el ámbito de la frecuencia.

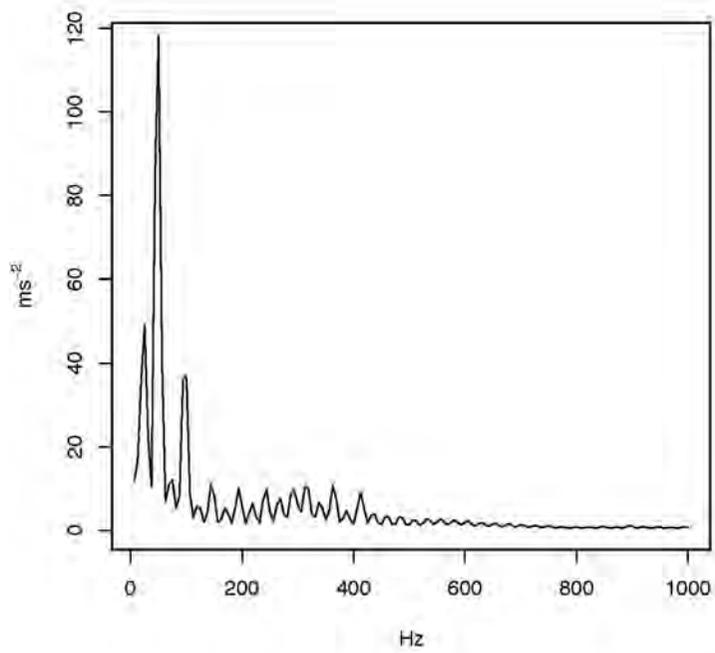


Figura 4.8 Perfil 1 promedio de amplitud combinada

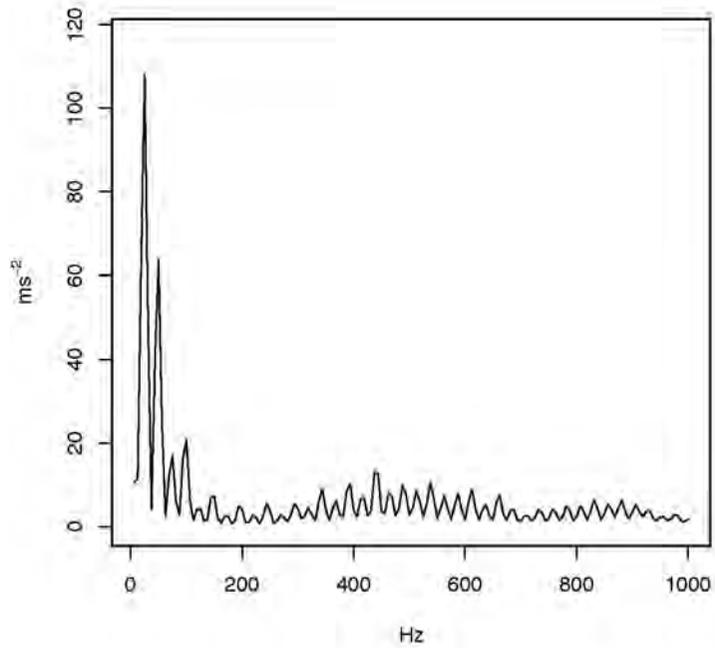


Figura 4.9 Perfil 2 promedio de amplitud combinada

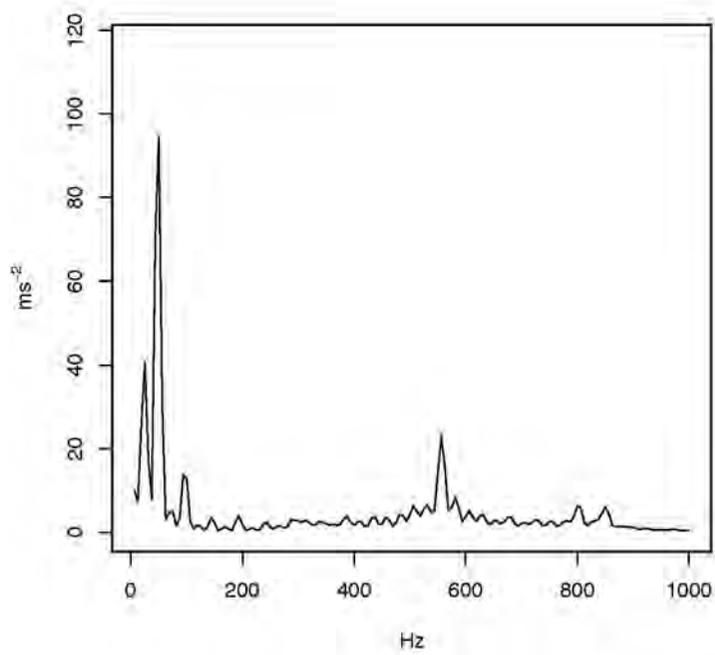


Figura 4.10 Perfil 3 promedio de amplitud combinada

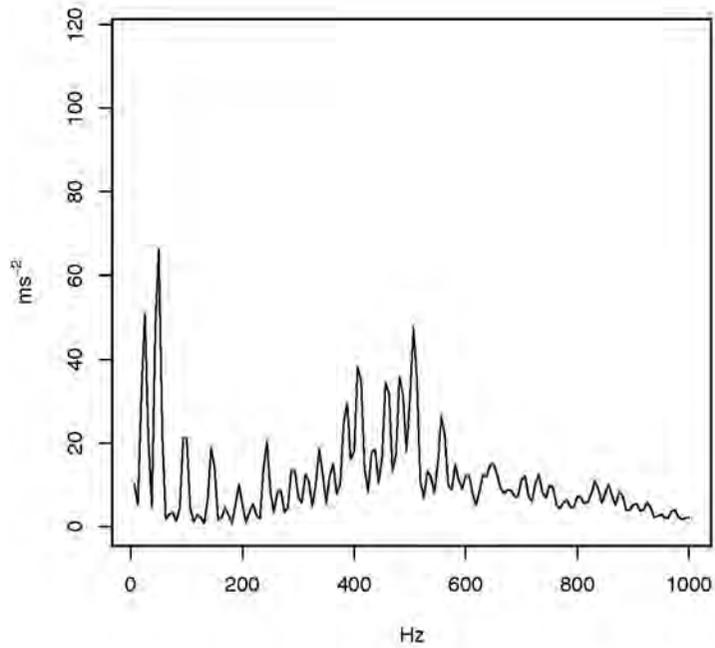


Figura 4.11 Perfil 4 Promedio de amplitud combinada

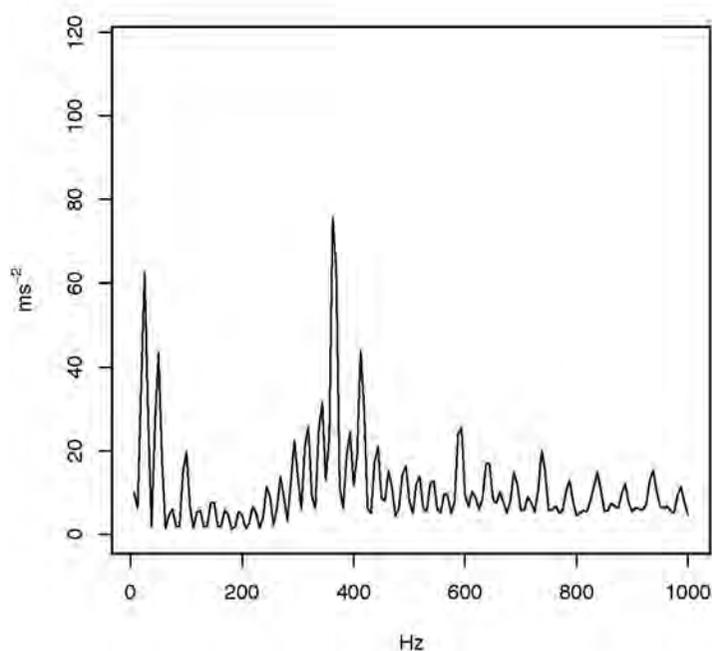


Figura 4.12 Perfil 5 Promedio de amplitud combinada

De acuerdo a estos perfiles podemos distinguir:

- **PERFIL 1** (Figura 4.8): Perfil en el que la vibración se manifiesta en frecuencias muy bajas. Se aprecian dos armónicos en los cuales el segundo armónico presenta una amplitud mayor del doble que el primero. En cualquier caso se concentran a frecuencias inferiores a los 200 Hz.
- **PERFIL 2** (Figura 4.9): Perfil en el que se aprecian dos armónicos a frecuencias menores que 200 Hz, en los cuales el primer armónico presenta una amplitud prácticamente igual al doble que el segundo.
- **PERFIL 3** (Figura 4.10): Se aprecia que los dos primeros armónicos aparecen a frecuencias inferiores a 200 Hz en los cuales el segundo armónico presenta una amplitud mayor del doble que el primero. Se detecta un tercer armónico a frecuencias medias, entre 400 y 600 Hz cuya amplitud es cinco veces menor que el mayor de ellos.

- **PERFIL 4** (Figura 4.11): Perfil que se caracteriza por presentar dos armónicos a frecuencias inferiores a 200 Hz. El segundo armónico es ligeramente superior al primero aunque con valores de amplitud inferior al de el resto de perfiles. El resto de armónicos, a medias y altas frecuencias, presenta una magnitud comparable entre sí en el entorno de la media en ese rango de frecuencias.
- **PERFIL 5** (Figura 4.12): Perfil que se caracteriza por presentar dos armónicos a frecuencias inferiores a 200 Hz. El primer armónico es ligeramente superior al segundo aunque con valores de amplitud similares al perfil cuatro e inferior al de el resto de perfiles. El resto de armónicos, a medias y altas frecuencias, presentan una magnitud comparable entre si salvo a la frecuencia comprendida en el entorno de los 400 Hz.

4.2 ANÁLISIS DE VALORES RMS, PICO-PICO Y PICO

Una vez realizado el análisis de los datos correspondientes a las vibraciones de acuerdo a los valores registrados en cada frecuencia, se procede a valorar la posibilidad de extraer información útil a partir del análisis del resto de parámetros proporcionados por el analizador de vibraciones:

- Valor eficaz o RMS
- Valor Pico a Pico
- Valor Pico

Dichos parámetros están definidos como:

- **Valor Eficaz** más conocido como **Amplitud root mean square (A_{rms})**, puede definirse como el valor constante que en el mismo período supondría la misma energía que la señal registrada. Es el más significativo de la amplitud porque, a la vez, tiene en cuenta la historia de la onda y da un valor de la amplitud relacionado directamente con la energía y, por ello, con la capacidad destructora de la vibración. La expresión de este valor es:

$$A_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (5)$$

Donde:

T = Período de la vibración

x = Valor instantáneo de la señal en un tiempo t .

- **Valor Pico a Pico** o también denominado **amplitud entre picos**, es la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva. En el caso de una onda senoidal, el valor pico a pico es exactamente dos veces el valor pico, ya que la forma de la onda es simétrica. Desde un punto de vista mecánico indica el recorrido máximo de la pieza, lo cual es muy útil cuando, por ejemplo, su desplazamiento es crítico por las tensiones que suponga o los espacios de que se disponga.
- **Valor Pico (P_K)** o también denominado **amplitud de pico**, A_{peak} , máximo valor absoluto que alcanza la variable en el período considerado; esta cota da una idea del esfuerzo a que puede estar sometido el receptor. Desde un punto de vista mecánico es útil para indicar los niveles de choques de corta duración. En una función senoidal sólo indica el valor máximo alcanzado, sin tomar en consideración la historia, en el tiempo, de la onda.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el apartado anterior, era necesaria la participación de un número grande de frecuencias para no despreciar en el análisis información útil. Cabe la posibilidad de que el análisis de estos últimos parámetros, en especial el RMS pues refleja la energía total de la señal considerada, proporcione resultados útiles.

Se considera entonces el valor de estos parámetros para los 94 compresores y de manera análoga al ejercicio anterior se realiza una clasificación de los datos utilizando en este caso el algoritmo HCLUST (Figura 4.13).

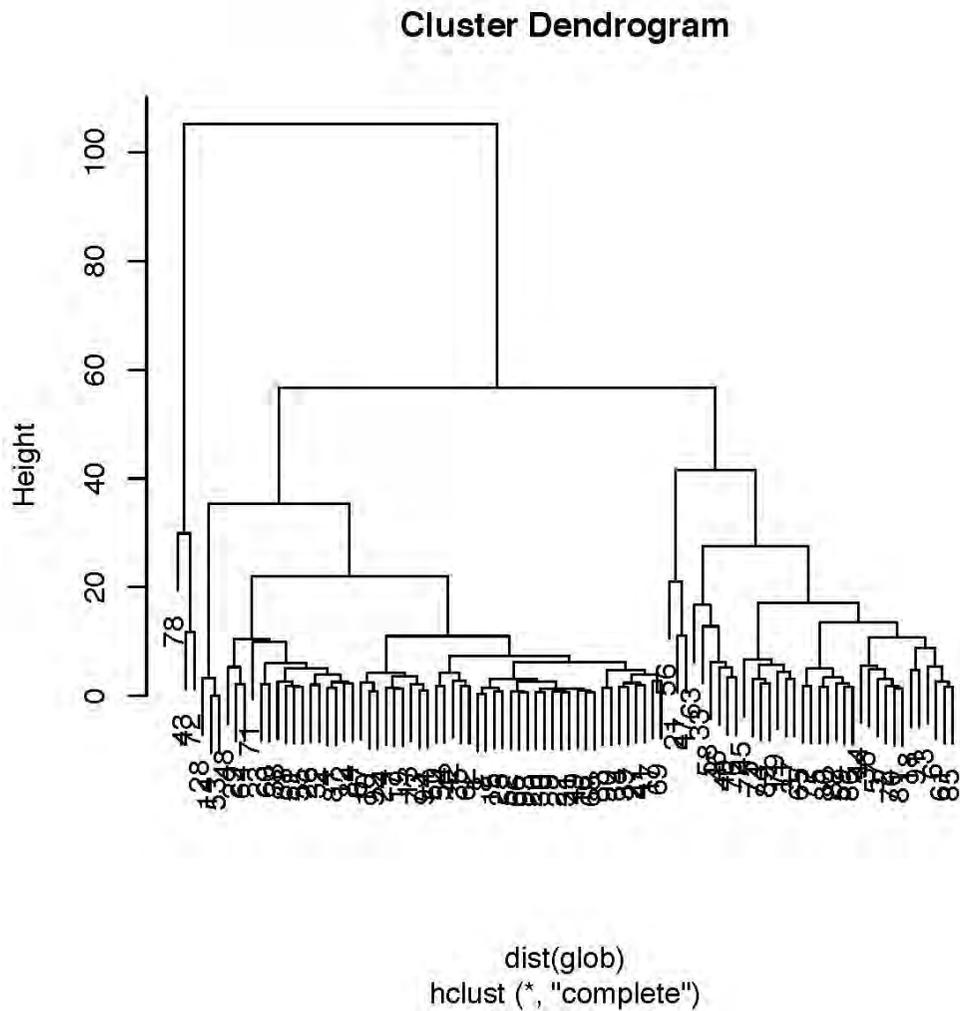


Figura 4.13 Árbol HCLUST

A la vista del árbol resultante, se sugiere la posible presencia de un rango de 2 a 5 clases. Por analogía con lo visto en el análisis anterior en que se consideraban las frecuencias, se realiza un corte en 5 clases. La Figura 4.14 representa la proyección LDA para los resultados obtenidos por el algoritmo HCLUST.

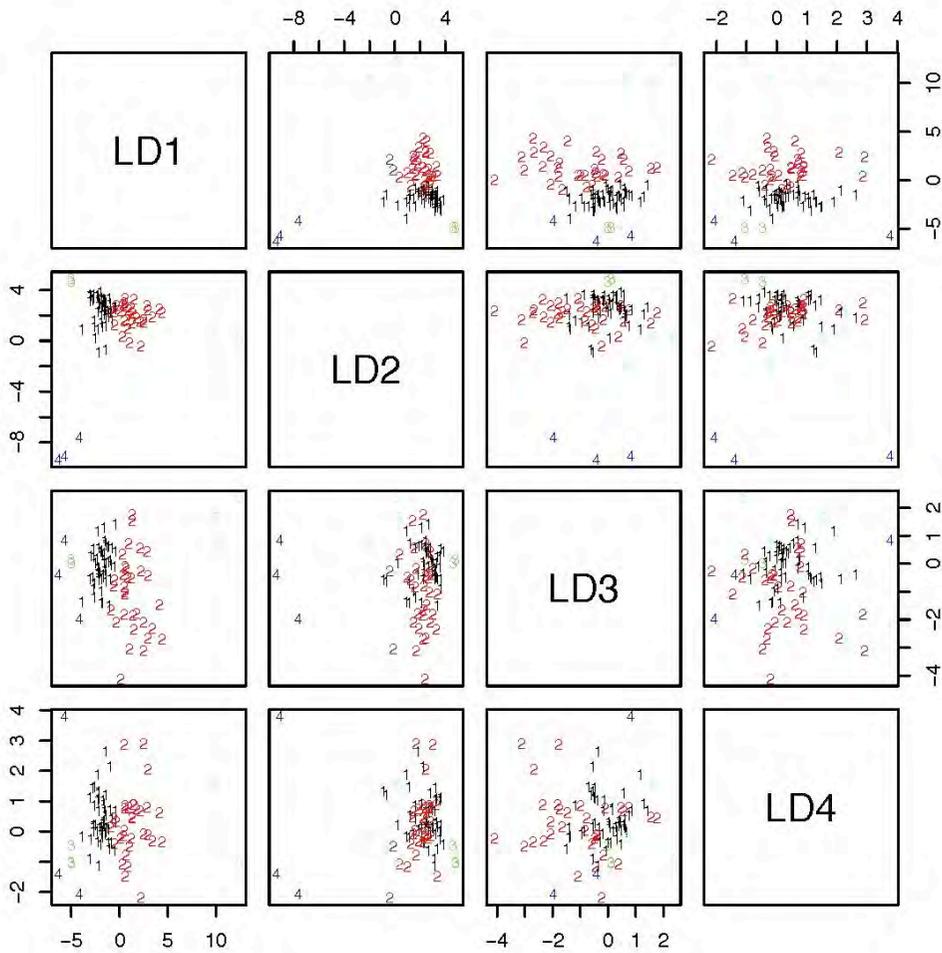


Figura 4.14 HCLUST 5 clases LDA

Como se comprueba en la Figura 4.14, existe una correcta separación de las distintas clases.

Resulta de interés comprobar el cruce de la pertenencia a las distintas clases de acuerdo a la clasificación realizada con el algoritmo CiTree a los datos de amplitud combinada, es decir, datos frecuenciales (C1, C2, C3, C4 y C5) y la llevada a cabo con el algoritmo HCLUST a los datos RMS, Pico a Pico y Pico (c1, c2, c3, c4 y c5). Esta correspondencia se muestra en la siguiente Tabla 4.4:

Tabla 4.4 Tabulación cruzada

	C1	C2	C3	C4	C5
c1	18	15	18	2	0
c2	19	5	3	4	1
c3	3	0	0	0	0
c4	0	1	0	0	2
c5	0	0	0	2	1

El propósito de la tabulación cruzada es simplificar el análisis para la clasificación de los compresores, atendiendo a los algoritmos de clasificación supervisada y no supervisada. Según esta nueva clasificación, las clase 4 y 5 contienen, como en el caso anterior, las mediciones espurias. Las clases 1 a 3 no son capaces en este caso de asemejar la división de perfiles característicos obtenida con la información más rica de los datos que consideraban las frecuencias.

Como puede apreciarse fácilmente, la información contenida en este reducido conjunto de parámetros, no es capaz de reproducir fielmente la clasificación generada al considerar el espectro completo de frecuencias.

4.3 PERFILES CARACTERÍSTICOS

Resulta de interés indagar en el perfil característico de vibración de los compresores analizados resaltando su marca y modelo. Esta información aparece reflejada en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5 Clasificación de compresores según clases

MARCA	MODELO	Nº DE COMPRESORES	CLASES (1-5)
	2CC-4.2Y	1	2
	2CC-3.2Y	2	2
BITZER	2EC-3.2Y	1	1
	2FC-2.2Y	1	3
	2FC-3.2Y	1	3

MARCA	MODELO	Nº DE COMPRESORES	CLASES (1-5)
	2GC-2.2Y	1	3
	2HC-2.2Y	2	3
	2JC-07.2Y	6	3
	2JC-07.2Y	1	1
	2KC-05.2Y	7	3
	4DC-5.2Y	1	5
	4EC-6.2Y	2	4
	4FC-3.2Y	1	4
	4FC-5.2Y	1	4
	4T-8.2Y	1	1
	4T-8.2Y	1	4
	D2DL3-750 AWM	1	5
	D2DL3-75X AWM	1	5
	DKJD-100-EWL	10	1
	DKJD-100-EWL	1	5
	DKJP-10X-EWL	1	1
	DKLC-150-EWL	1	1
	DKLD-150-EWL	1	1
	DKMD-51-EWL	1	1
	DKMD-75-EWL	7	1
	DKMP-7X-EWL	2	1
	DKSJC-100-EWL	2	1
DWM	DKSJD-100-EWL	1	1
COPELAND	DKSJD-150-EWL	8	1
	DKSJP-15X-EWL	1	1
	DLEE-201-EWL	3	2
	DLFD-201-EWL	1	1
	DLFD-201-EWL	1	2
	DLFE-201-EWL	3	2
	DLFE-301-EWL	1	2
	DLJE-301-EWL	1	3
	DLLE-301-EWL	5	2
	DLLE-401-EWL	3	2
	DLLP-30X-EWL	1	2
	DLLP-40X-EWL	1	4

MARCA	MODELO	Nº DE COMPRESORES	CLASES (1-5)
	DLSGF-401-EWL	1	2
	DLSGP-40X-EWL	2	4
	SIN PLACA	2	1
PRESTCOLD	K150/0025	2	1

Del total de resultados obtenidos se pueden extraer las siguientes conclusiones para los compresores de cada fabricante:

1. Del total de los treinta compresores BITZER, el 10% pertenecen a la clase 1, el 10% a la clase 2, el 60% a la clase 3, el 16,7% a la clase 4 y el 3,3% a la clase 5. Se observa, pues, que la mayoría de los compresores pertenecen a la clase 3. Si distinguimos por el número de cilindros, el 78% de los compresores de dos cilindros pertenecen a la clase 3 mientras que el 71,5% de los de cuatro cilindros pertenecen a la clase 4.
2. Del total de compresores DWM COPELAND (62), el 59,7% pertenecen a la clase 1, el 29% la clase 2, el 1,6% a la clase 3, el 4,8% a la clase 4 y el 4,8% a la clase 5. De estos resultados podemos deducir que la mayoría pertenecen a la Clase 1. Todos los compresores DWM COPELAND son de 2 cilindros por lo que prácticamente el 60% pertenecen a la clase 1.
3. De los compresores PRESTCOLD (2), ambos pertenecen a la clase 1 aunque no pueden extraerse conclusiones de peso debido a la mínima representación que suponen sobre el total de los compresores medidos. Es de destacar que los dos compresores son de 2 cilindros por lo que pertenecen a la clase 1.

4.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Viendo los resultados se puede deducir que los cinco patrones representan el comportamiento en régimen permanente de los CFSA y que, independientemente del fabricante, se puede presentar cualquier patrón.

Se puede observar que cada fabricante muestra un comportamiento predominante. Así, los compresores de la marca BITZER tiende a comportarse según el patrón de la clase 3 para dos cilindros y de la clase 4 para 4 cilindros, para los compresores de la marca DWM COPELAND tienden a comportarse según el patrón de la clase 1 al igual que los compresores PRESTCOLD.

Partiendo de la Tabla 4.4, se realiza una clasificación, esta vez de las salas de máquinas, para intentar determinar aquellas sala de máquinas que pueden contener las posibles medidas espurias (ver Tabla 4.6).

Tabla 4.6 Clasificación de las salas de máquinas según clases

SALA DE MÁQUINAS	Nº de compresores/Clase
San Agustín	2/Clase 1
	2/Clase 2
Marqueses de San Isidro	6/Clase 1
	3/Clase 2
Fray Luis de León	1/Clase 1
	5/Clase 3
	1/Clase 4
Pendón de Baeza	2/Clase 2
	4/Clase 3
	1/Clase 4
Luis Carmona	1/Clase 1
	1/Clase 2
	3/Clase 3
	1/Clase 5
Lope de Vega	4/Clase 1
	4/Clase 2
Puentequilla	2/Clase 1
	1/Clase 2
	2/Clase 3
	1/Clase 4
	1/Clase 5

SALA DE MÁQUINAS	Nº de compresores/Clase
Colón	3/Clase 1
	2/Clase 2
San Mamés I	5/Clase 1
	2/Clase 2
	1/Clase 4
	1/Clase 5
San Mamés II	5/Clase 1
	2/Clase 2
18 de julio	2/Clase 1
	2/Clase 4
José María Fernández	4/Clase 1
	1/Clase 2
	1/Clase 5
Mariano Andrés	4/Clase 1
	1/Clase 2
	1/Clase 3
Eras de Renueva	1/Clase 1
	6/Clase 3
	2/Clase 4

De la Tabla 4.6 se desprende que, del total de compresores medidos y analizados (94), nueve de ellos pertenecen a la clase 4 y cuatro de ellos a la clase 5. Esto supone un 9,6% y un 4,3% respectivamente. Se trata de un porcentaje muy poco representativo sobre el global.

Además se puede observar que los compresores de las clases 4 y 5 no se concentran de manera significativa en ninguna sala de máquinas, por lo que se descarta la hipótesis de que dichos perfiles puedan deberse a causas inherentes a las salas de máquinas e independientes de los compresores, como pudiera ser el estado de conservación general de las salas, el inadecuado mantenimiento, bancadas defectuosas, elementos antivibratorios inadecuados, etc.

Analizando los resultados y las diferentes clasificaciones realizadas se observa que, los compresores de características termodinámicas y constructivas

similares, pero fabricados por diferentes empresas, no se incluyen en la misma clase necesariamente. Los compresores de dos cilindros en línea de la marca COPELAND presentan un comportamiento vibracional propio de la clase 1 mientras que los compresores de dos cilindros en línea de la marca BITZER se engloban en la clase 3. Esta diferenciación de clases entre los dos fabricantes puede deberse a factores de funcionamiento inherentes a los compresores, como puede ser el régimen de funcionamiento, desplazamiento volumétrico y potencia frigorífica, o lo que es lo mismo, los compresores pueden ser idénticos constructivamente hablando pero con tolerancias muy estrechas ante ligeras variaciones respecto a su funcionamiento.

Si nos fijamos detenidamente en las diferencias entre la clase o perfil 1 y la clase o perfil 3 (ver Figura 4.8 y Figura 4.10) ambas muestran los dos primeros armónicos a frecuencias inferiores a 200 Hz y el segundo armónico presenta una amplitud mayor que el primero. La diferencia principal radica en el valor de la amplitud de ambos armónicos y en la presencia, en el caso del perfil 3, de un tercer armónico, a frecuencias intermedias, pero con un valor de amplitud no destacable frente al resto de frecuencias superiores a los 200 Hz. Esto nos indica que ambos espectros vibracionales tienen una huella característica muy parecida.

Para concluir se puede observar que, independientemente de la clase o perfil a la que pueda pertenecer cada uno de los CFSA analizados, cabe destacar que la principal diferencia entre sus espectros característicos radica en la amplitud de sus dos primeros armónicos y en cual de los dos tiene mayor amplitud.

Estos resultados nos permiten conocer si un CFSA, de las características estudiadas, está trabajando correctamente o bien hay una avería en estado incipiente.

5

CONCLUSIONES

En este capítulo se exponen las conclusiones de esta tesis. Por otra parte se detallan las posibles líneas de investigación que pueden abrir nuevas pistas para el futuro.

5.1 CONCLUSIONES

1. Se ha diseñado un método para establecer in situ un patrón vibracional de compresores frigoríficos semiherméticos alternativos (CFSA) en el campo de la generación de frío a nivel industrial. Este patrón caracteriza el comportamiento de los mismos cuando están funcionando en régimen permanente.
2. Se han generado cinco firmas espectrales o perfiles diferentes de comportamiento de los CFSA. Estas firmas se diferencian, fundamentalmente, en las frecuencias y amplitudes de sus diferentes armónicos.
3. Se ha diseñado una técnica para medir vibraciones en los CFSA que contempla convenios generales basados en la normativa vigente y convenios particulares adecuados para determinar las posiciones y las direcciones de medida, así como los sistemas de fijación de los transductores.
4. Se ha observado que el 95% de la información del patrón vibracional de un CFSA aparece por debajo de la banda de frecuencia de 500 Hz, lo que simplifica el trabajo de análisis y el tiempo requerido por parte del analista.
5. Se ha podido comprobar que las cinco firmas espectrales obtenidas se reparten de manera homogénea en las diferentes salas de máquinas. Esto permite deducir que las condiciones de las salas de máquinas no son decisorias a la hora de clasificar los compresores en función del espectro vibracional obtenido.
6. Se han aplicado algoritmos de clasificación supervisada y no supervisada al campo del mantenimiento de los CFSA.

5.2 LÍNEAS DE TRABAJO FUTURO

1. Relacionar la antigüedad de los CFSA con la obtención de los patrones de comportamiento, con el objeto de obtener espectros vibracionales representativos de esa antigüedad.
2. Utilizar compresores de mayores potencias frigoríficas, buscando conocer su comportamiento vibratorio en condiciones críticas de funcionamiento y si esos comportamientos se adaptan a los patrones ya obtenidos.
3. Recopilar, en relación con el mantenimiento predictivo, mediciones correspondientes a compresores que presenten estadios iniciales de fallos a fin de desarrollar un entorno de predicción de fallo. Estas mediciones podrán ser accesibles al público general para facilitar la tarea a los investigadores interesados en realizar estudios ulteriores en relación con los espectros vibracionales.
4. Utilizar las herramientas de la Inteligencia Artificial y del Aprendizaje Máquina para desarrollar una aplicación adecuada para la toma de decisiones de mantenimiento a partir de las medidas de vibraciones.

6

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

1. González Urbaneja, P.M., 2007. *Pitágoras. El filósofo del número. La matemática en sus personajes*. Nivola Libros Madrid.
2. Barker, A., 2007. *The science of harmonics in classical Greece*. Cambridge University Press.
3. Burbano de Ercilla, S., C. Gracia Muñoz, and E. Burbano García, 2006. *Física general*. México, D. F. : Alfaomega.
4. Ruiz, A.C.-M., 1991. *Acústica físico-musical*. Madrid: Real Musical, D.L. .
5. Fourier, J., 1822. *Theorie analytique de la chaleur, par M. Fourier*. Chez Firmin Didot, père et fils.
6. Frahm, H., 1911. *Device for damping vibrations of bodies.*, in *Device for damping vibrations of bodies*. Google Patents.
7. Stodola, A., 1945. *Steam and Gas Turbines Vols 1 and 2*. Peter Smith.
8. Weaver Jr, W., S.P. Timoshenko, and D.H. Young, 1990. *Vibration problems in engineering*. John Wiley & Sons.
9. Felix, D.H., D.V. Bambill, and C.A. Rossit, 2004. *Desarrollo de un algoritmo de cálculo para la implementación del método de Rayleigh-Ritz en el cálculo de frecuencias naturales de vibración de placas rectangulares con complejidades diversas*. Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería, **20(2)**: p. 123-138.
10. Soedel, W., 2007. *Sound and vibrations of positive displacement compressors*. United State os America: CRC press.
11. Pistono Favero, J., 1995. *Mantenimiento predictivo de motores diésel por análisis de mediciones acústicas*, in *Energía*. Universidad de Oviedo. p. 456.

12. Wowk, V., 1991. *Chapter 3: Basic Concepts and Theory*, in *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*. McGraw-Hill, Inc.: USA. p. 17.
13. Barilá Rodríguez, D.O., 1998. *Contribución al diagnóstico de averías en motores diesel por análisis de vibraciones*. Valencia: SPUPV - Universidad Politécnica de Valencia. 262.
14. Cunalata, T. and O. Gabriel, 2010. *Implementación de un Análisis de Mantenimiento Basado en Condición de los Compresores Reciprocantes y de Tornillo*.
15. Favero, J.P., 1995. *Mantenimiento predictivo de motores Diesel por análisis de mediciones acústicas*, in *Energía*. Universidad de Oviedo: Oviedo (España). p. 456.
16. Vladislavlev, L.A., et al., 1979. *Vibration of hydro units in hydroelectric power plants*. Amerind Pub. Co.
17. Do Nascimento, L.d.P., 1995. *Análisis del comportamiento vibratorio para el mantenimiento predictivo de grupos hidráulicos* in *Departamento de Mecánica de Fluidos*. Universidad Politécnica de Cataluña: Barcelona. p. 314.
18. Meroño, P. and F.C.G. de León, 2010. *Análisis comparativo de técnicas de procesamiento de señales de vibración para la detección de fallos en engranajes*. XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica.
19. Olarte, W., M.B. Arbeláez, and B.C. Zabaleta, 2010. *Técnicas de mantenimiento predictivo utilizadas en la industria*. Scientia Et Technica, **2**(45).
20. Quiroga, J.E., G. Trujillo, and S. Quintero, 2012. *Study on incipient fault bearing detection based on enveloping and cepstrum techniques*. *Ingeniare*, **20**(3): p. 350-359.
21. ISO1925:2001, 2001. *Mechanical vibration -- Balancing -- Vocabulary*
22. ASAS2.19-1999(2004), 2004. *American National Standard Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors - Part 1: Determination of Permissible Residual Unbalance*.
23. Wowk, V., 1991. *Chapter 2: Overview of the entire field and a brief history*, in *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*. McGraw-Hill, Inc: USA. p. 17.

24. Brüel&Kjær. *Brüel & Kjær Cursos de formación*. Cursos y Cursos Webs 2011; Available from: <http://www.bksv.es/Courses/Training/Courses.aspx?languageID=all&categoryID=%7BA4B94808-020E-4433-B440-7052121A5CB4%7D>.
25. Rao, S.S., 2012. *Vibraciones mecánicas*. 5 ed.: Pearson Educación. 776.
26. Goytisol Espinosa, R., et al., 2012. *Análisis de las causas y efectos de la avería de compresor de amoniaco en Frigorífico de la ciudad de Cienfuegos*. *Ingeniería Mecánica*, **5**(2): p. 27-36.
27. Dolenc, B., P. Boškoski, and Đ. Juričić, 2016. *Distributed bearing fault diagnosis based on vibration analysis*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **66–67**: p. 521-532.
28. Silió Salcines, D., et al., 2006. *Efectos de averías frigoríficas sobre el ciclo de compresión*. *Montajes e instalaciones*, **36**(402): p. 60-67.
29. Miguel Carbonell, A., 1993. *Estudio comparativo entre los compresores frigoríficos más comunes*. *Montajes e instalaciones*, **23**(259): p. 141-148.
30. Tiburcio Barrios, L.F. and V.H. Vázquez Pérez, 2011. *Análisis de daños presentados en compresores recíprocos para refrigeración*.
31. Den Hartog, J.P., 1985. *Mechanical vibrations*. Dover Pubns.
32. Harris, C.M., 1995. *Manual de medidas acústicas y control del ruido*. McGraw-Hill.
33. de Reus, R., J.O. Gulløv, and P.R. Scheeper, 1999. *Fabrication and characterization of a piezoelectric accelerometer*. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, **9**(2): p. 123.
34. Novak, C. *Brüel & Kjær Cursos de formación*. Principles of Vibration Measurement and Analysis 2011; Available from: <http://www.bksv.es/Library/Technical Reviews>.
35. ISO2954:2012, 2012. *Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery. Requirements for instruments for measuring vibration severity*
36. Búrdalo Salcedo, G., et al., 2010. *Análisis del comportamiento vibratorio de distintos tipos de fijación de transductores piezoeléctricos*, in

- Tecniacústica 41º Congreso Nacional de Acústica 6º Congreso Ibérico de Acústica*. León (España). p. 82-83.
37. Christensen Jr, A.B., 1989. *Accelerometer mounting device*. Google Patents.
 38. ISO1101:2012, 2012. *Geometrical product specifications (GPS) -- Geometrical tolerancing -- Tolerances of form, orientation, location and run-out*.
 39. Estupiñan, E.A. and P.N. Saavedra *Análisis de vibraciones aplicado a las máquinas rotatorias de baja velocidad*. <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/Estupi1.pdf>, 2010.
 40. Tandon, N. and A. Choudhury, 1999. *A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings*. Tribology International, **32**(8): p. 469-480.
 41. Sandy, J., 1988. *Monitoring and diagnostics for rolling element bearings*. Sound and vibration, **22**(6): p. 16–20.
 42. Gade, S. and H. Herlufsen, 1987. *Use of weighting functions in DFT/FFT analysis (Part I)*. Brüel & Kjær Technical Review, (3): p. 1-28.
 43. Betta, G., et al., 2002. *A DSP-based FFT-analyzer for the fault diagnosis of rotating machine based on vibration analysis*. Instrumentation and Measurement, IEEE Transactions on, **51**(6): p. 1316-1322.
 44. Cochran, W.T., et al., 1967. *What is the fast Fourier transform?* Proceedings of the IEEE, **55**(10): p. 1664-1674.
 45. Wang, L.W., et al., 2012. *An improved precise algorithm for harmonic analysis based on Hanning-windowed FFT*. Dianli Xitong Baohu yu Kongzhi/Power System Protection and Control, **40**(24): p. 28-33.
 46. Itoh, Y., et al. *Vibration analysis based on time-frequency analysis with a digital filter: Application to nonlinear system identification*. in *INTERNOISE 2014 - 43rd International Congress on Noise Control Engineering: Improving the World Through Noise Control*. 2014.
 47. Bansal, D., D.J. Evans, and B. Jones, 2005. *Application of a real-time predictive maintenance system to a production machine system*.

- International Journal of Machine Tools and Manufacture, **45**(10): p. 1210-1221.
48. ISO10816-1:1995, 1995. *Mechanical vibration -- Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts -- Part 1: General guidelines.*
 49. ISO10816-6:1995, 1995. *Mechanical Vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts part. 6 Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.*
 50. UNE-EN12096:1998, 1998. *Vibraciones mecánicas. Declaración y verificación de los valores de emisión vibratoria.*
 51. UNE-EN1299:1997+A1:2009, 1997/2009. *Vibraciones y choques mecánicos. Aislamiento de las vibraciones de las máquinas. Información para la aplicación del aislamiento en la fuente.*
 52. Sánchez y Pineda de las Infantas, M.T., 2001. *Ingeniería del frío: Teoría y Práctica.* Ediciones A. Madrid Vicente.
 53. Alarcón Creus, J., 2000. *Tratado práctico de refrigeración automática.* Editorial Alfaomega Marcombo, Barcelona.
 54. González, A.P., P.J.R. Cervantes, and J.L.S. Brú, 2007. *Mantenimiento mecánico de máquinas.* Universitat Jaume I.
 55. Barilá Rodríguez, D.O., 1998. *Contribución al diagnóstico de averías en motores diesel por análisis de vibraciones.* SPUPV - Universidad Politécnica de Valencia: Valencia. p. 262.
 56. Fernández, V.M., 2010. *Compresores alternativos: rotura de cigüeñal. Mantenimiento: ingeniería industrial y de edificios, (239):* p. 8-10.
 57. McLachlan, G., 2004. *Discriminant analysis and statistical pattern recognition.* Vol. 544. John Wiley & Sons.
 58. Castejón Limas, M., 2012. *Identificación de clases de comportamiento en procesos industriales* Unpublished.
 59. Kaufman, L. and P.J. Rousseeuw, 2009. *Finding groups in data: an introduction to cluster analysis.* Vol. 344. John Wiley & Sons.
 60. Gordon, A.D., 1999. *Classification, (Chapman & Hall/CRC Monographs on Statistics & Applied Probability).*

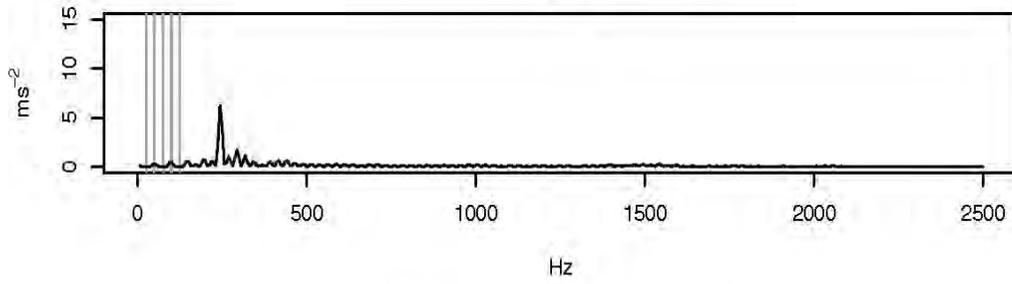
61. Ciampi, A., et al., 2008. *Hierarchical clustering of subpopulations with a dissimilarity based on the likelihood ratio statistic: application to clustering massive data sets*. Pattern Analysis and Applications, **11**(2): p. 199-220.
62. Delbracio, M. and M. Mateu, 2006. *Trabajo Final de Reconocimiento de Patrones: Identificación utilizando PCA, ICA y LDA*. Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, Uruguay.

ANEXO A

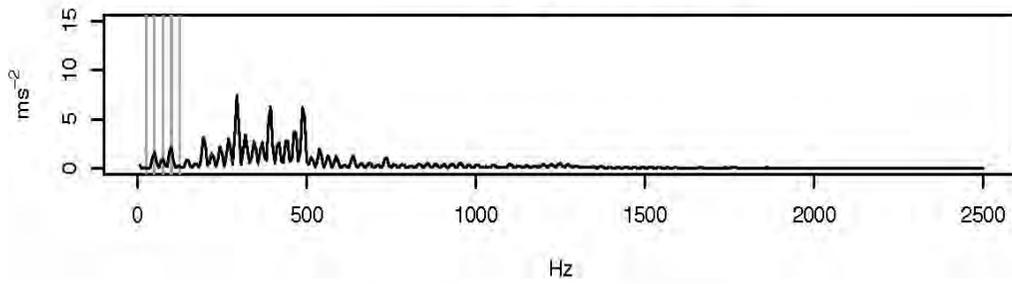
Espectros de vibraciones

Santa Nonia

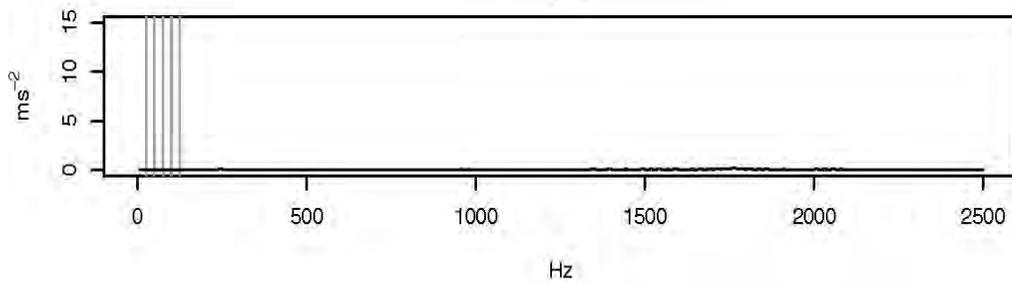
SANTA NONIA – Compresor 1
Eje X



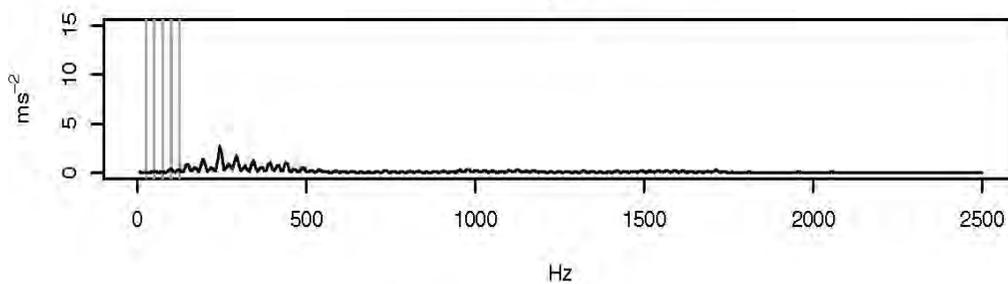
SANTA NONIA – Compresor 1
Eje Y



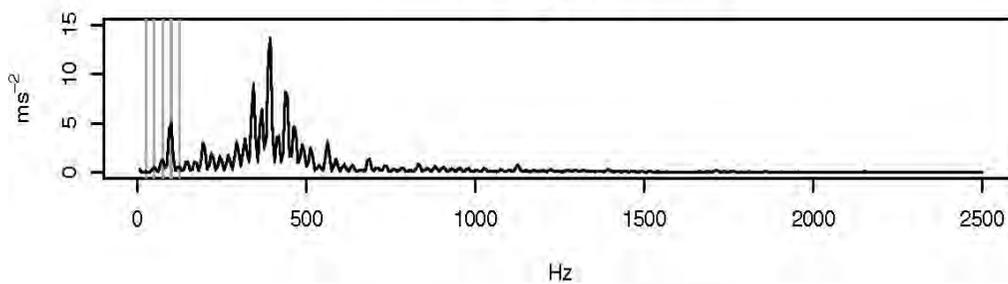
SANTA NONIA – Compresor 1
Eje Z



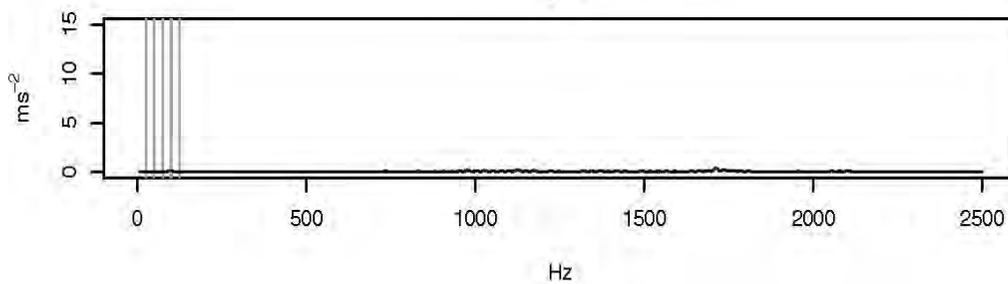
SANTA NONIA – Compresor 2
Eje X



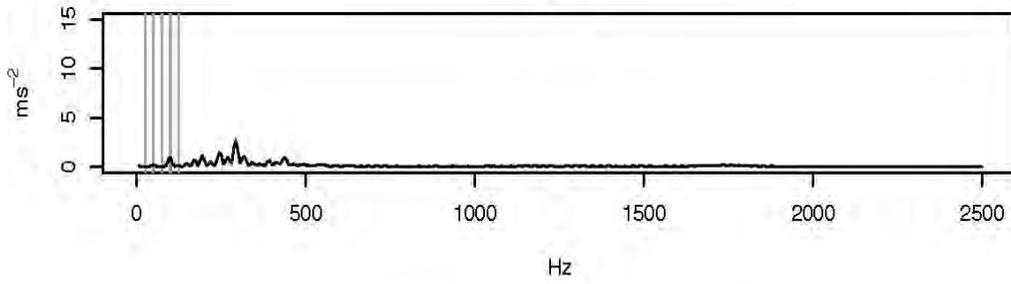
SANTA NONIA – Compresor 2
Eje Y



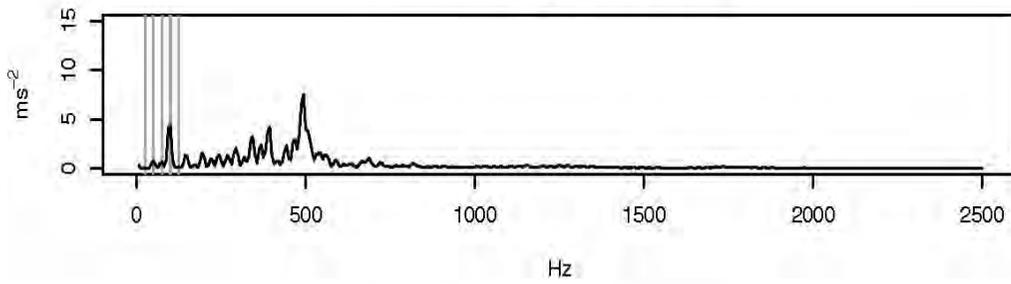
SANTA NONIA – Compresor 2
Eje Z



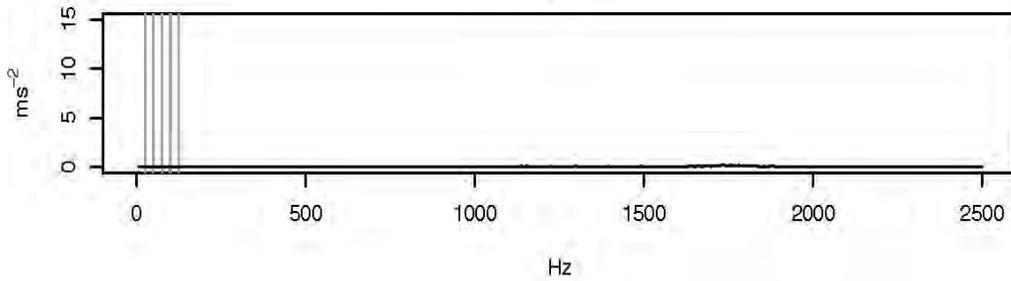
**SANTA NONIA – Compresor 3
Eje X**



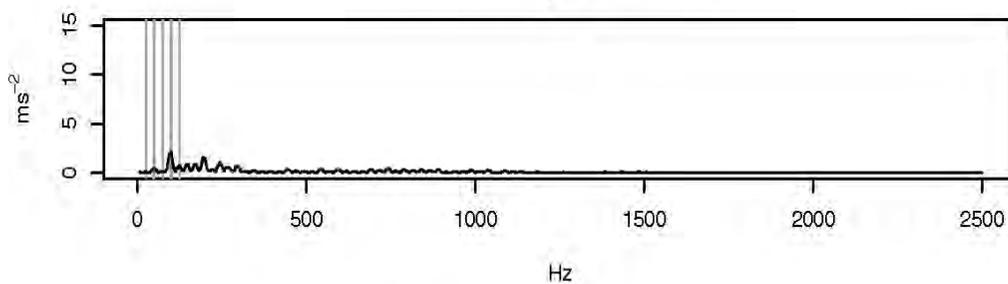
**SANTA NONIA – Compresor 3
Eje Y**



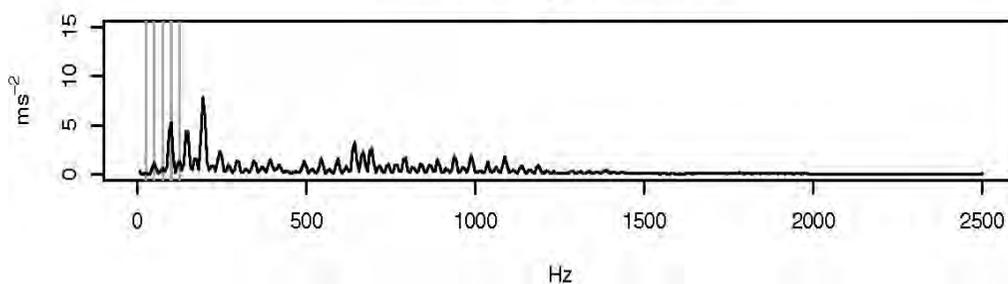
**SANTA NONIA – Compresor 3
Eje Z**



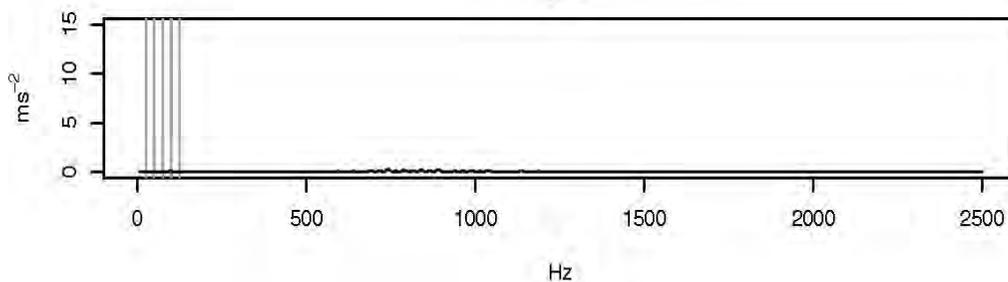
SANTA NONIA – Compresor 4
Eje X



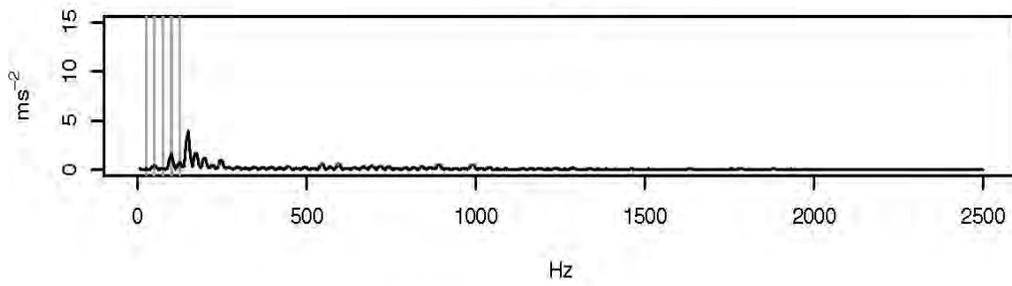
SANTA NONIA – Compresor 4
Eje Y



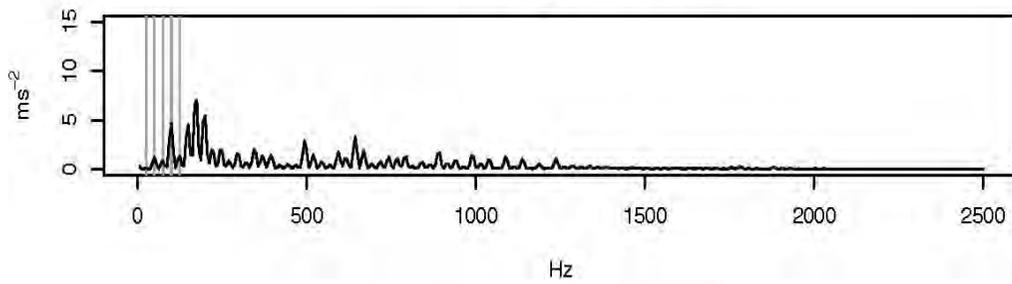
SANTA NONIA – Compresor 4
Eje Z



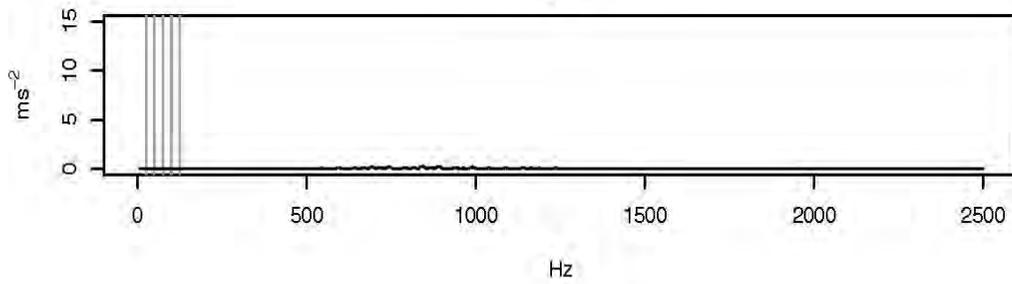
SANTA NONIA – Compresor 5
Eje X

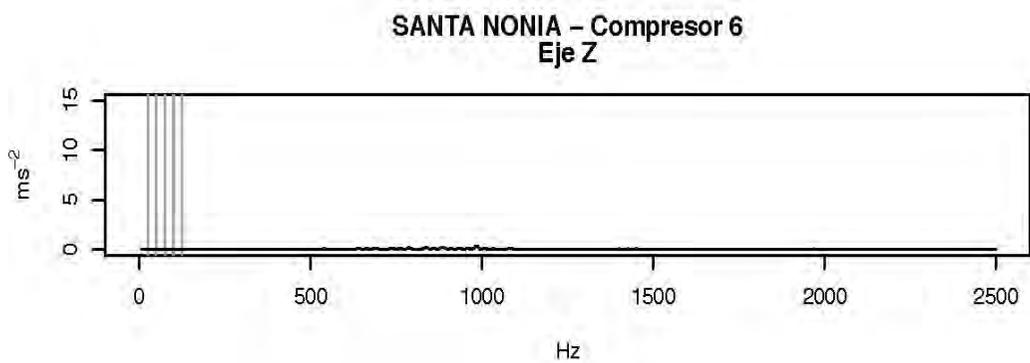
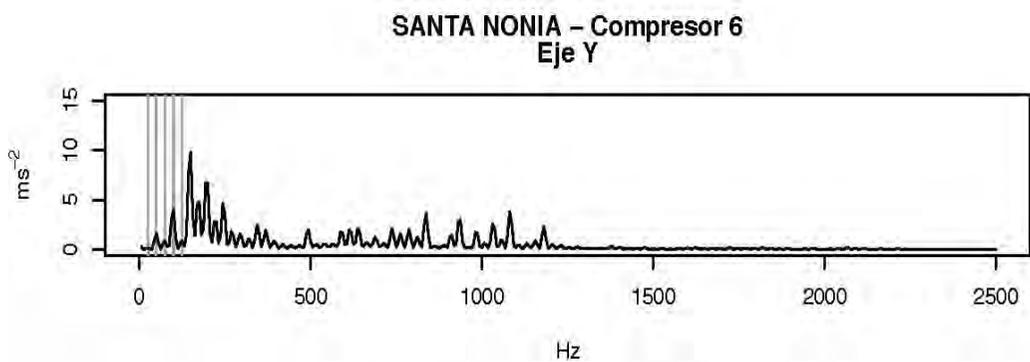
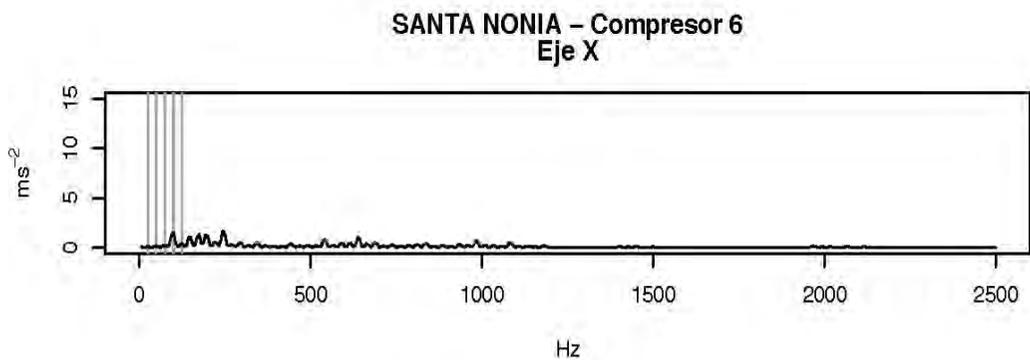


SANTA NONIA – Compresor 5
Eje Y



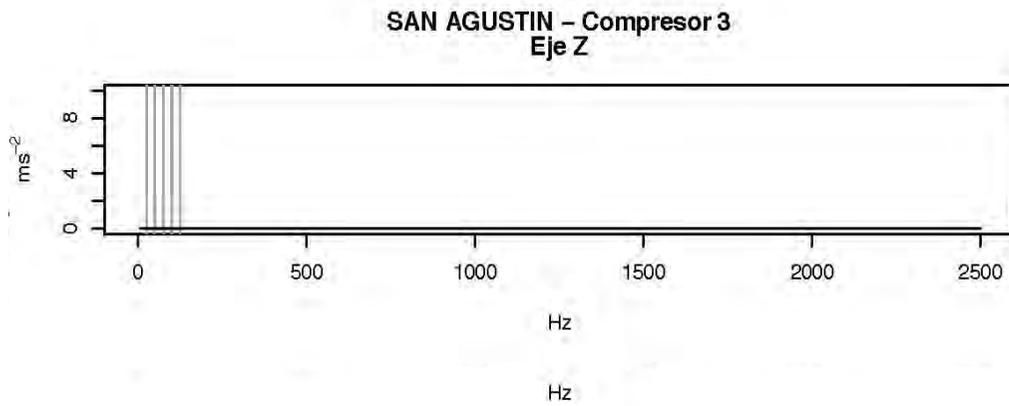
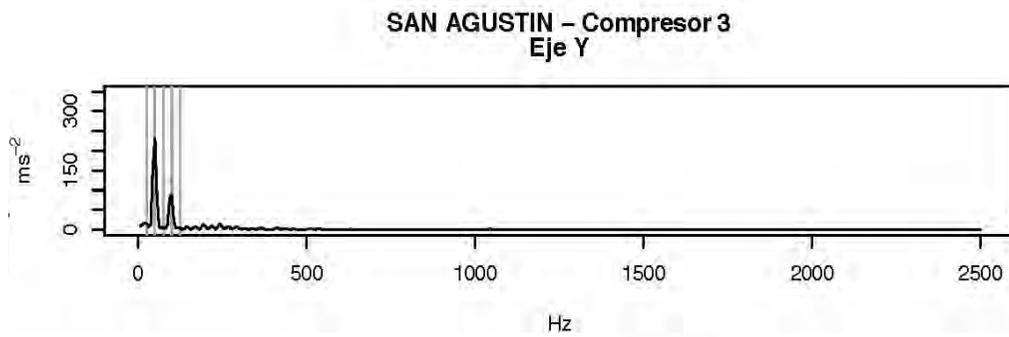
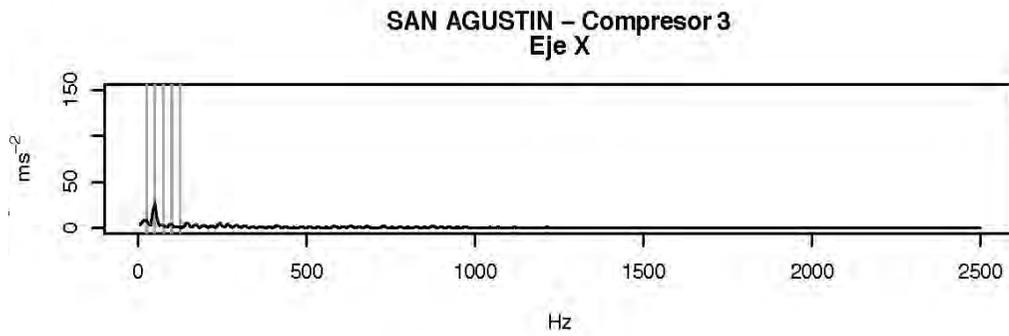
SANTA NONIA – Compresor 5
Eje Z



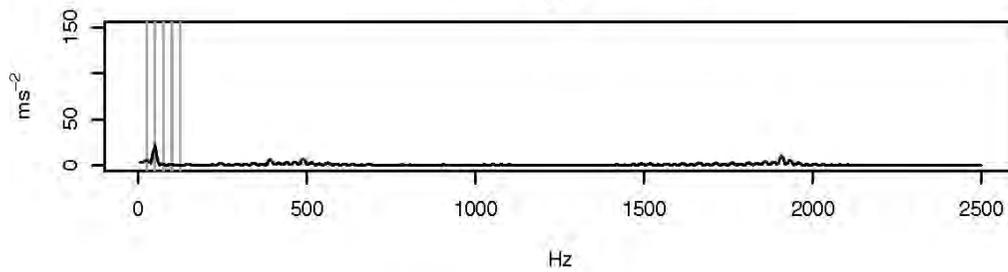


ANEXO B

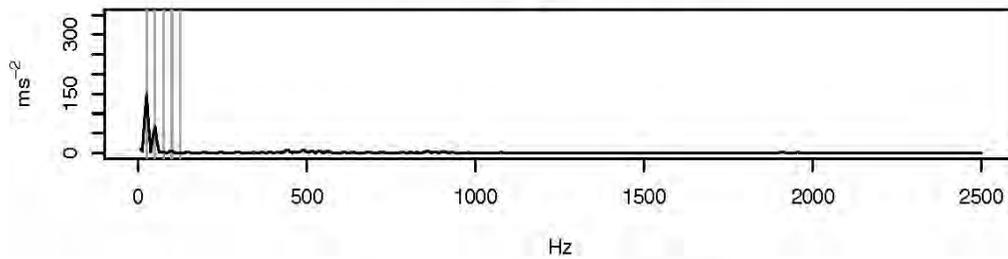
Espectros de vibraciones del resto de compresores



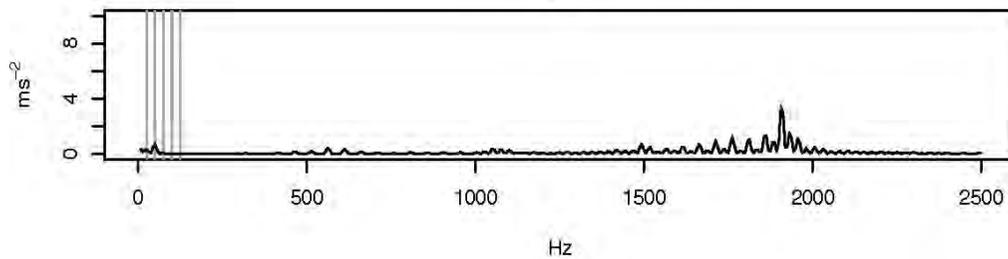
**SAN AGUSTIN – Compresor 4
Eje X**



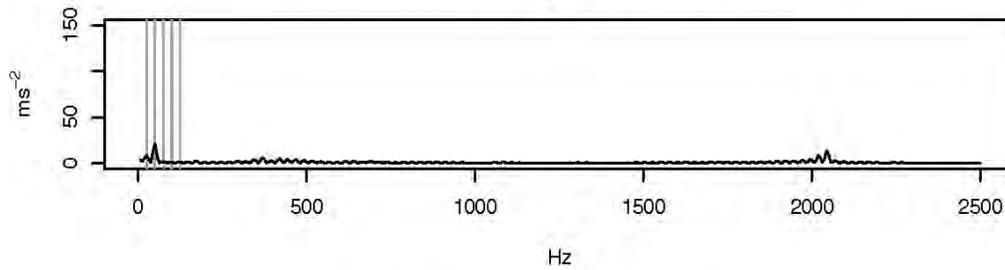
**SAN AGUSTIN – Compresor 4
Eje Y**



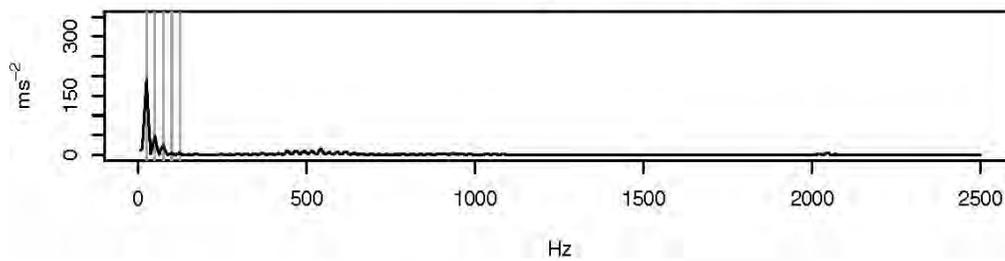
**SAN AGUSTIN – Compresor 4
Eje Z**



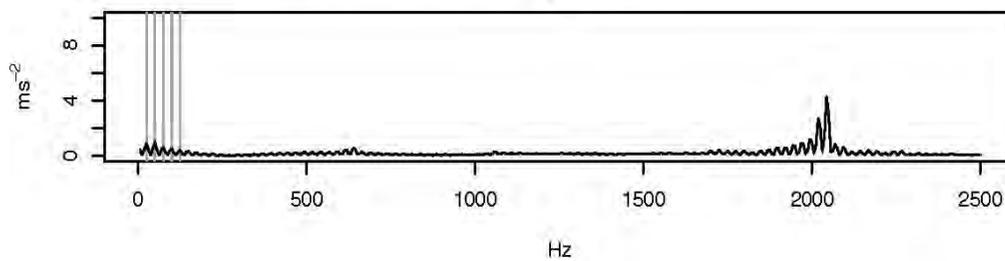
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 1
Eje X



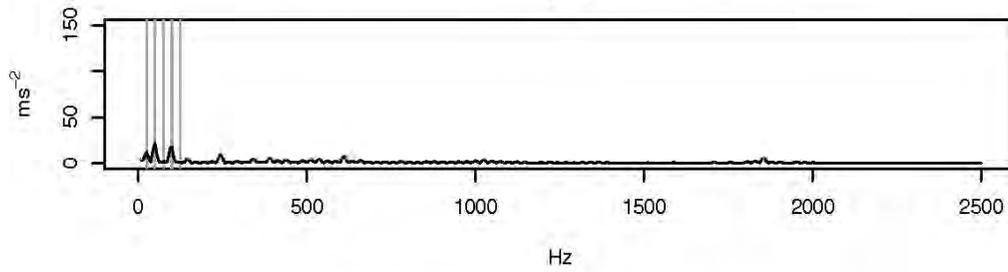
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 1
Eje Y



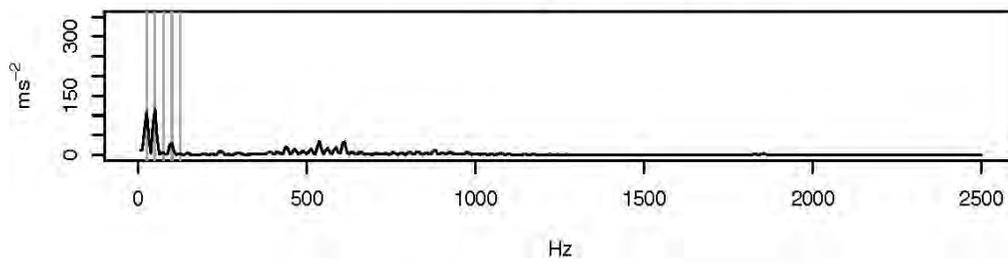
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 1
Eje Z



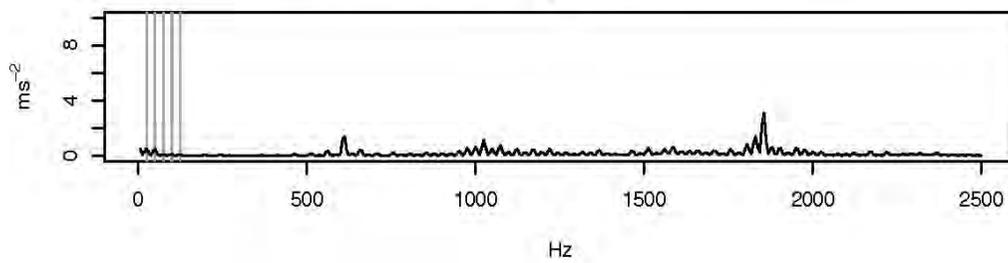
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 2
Eje X



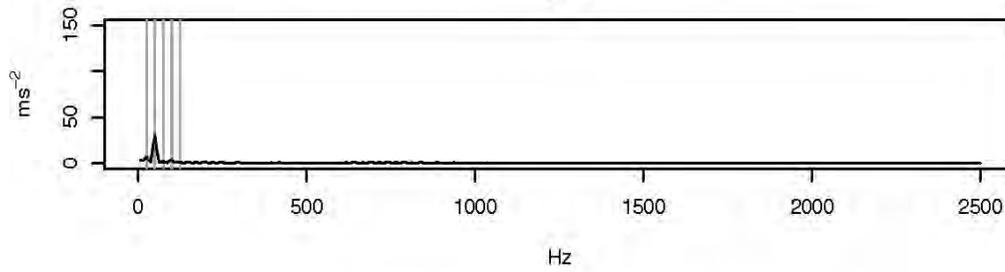
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 2
Eje Y



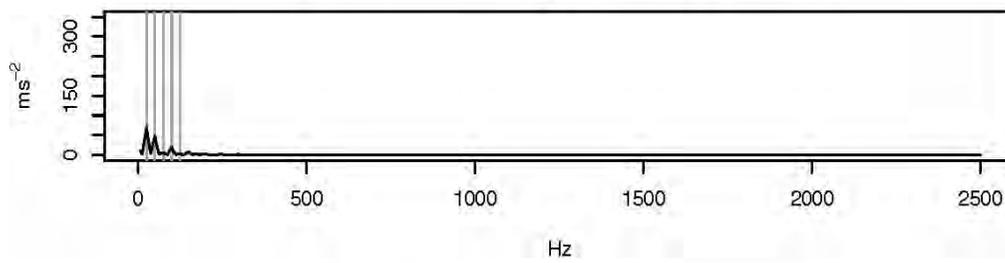
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 2
Eje Z



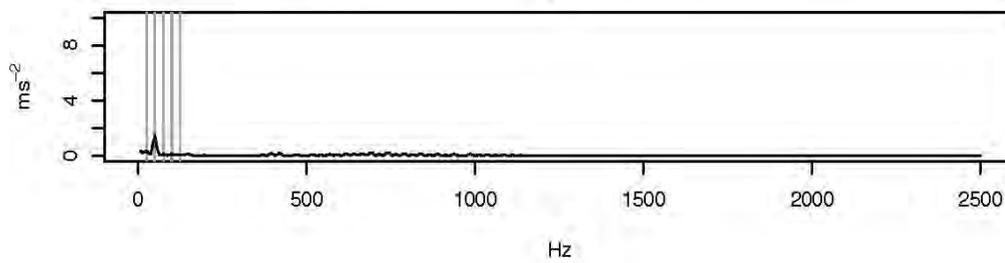
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 3
Eje X**



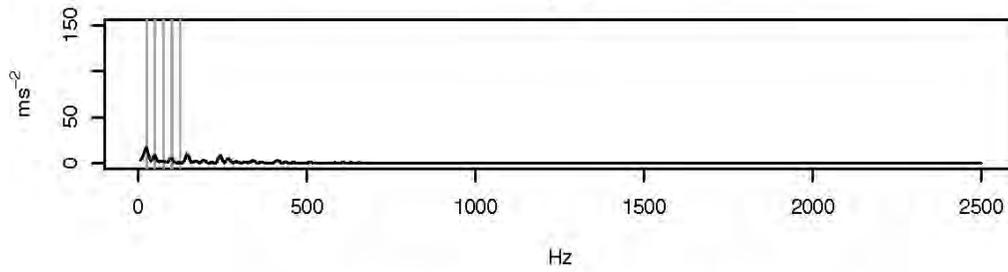
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 3
Eje Y**



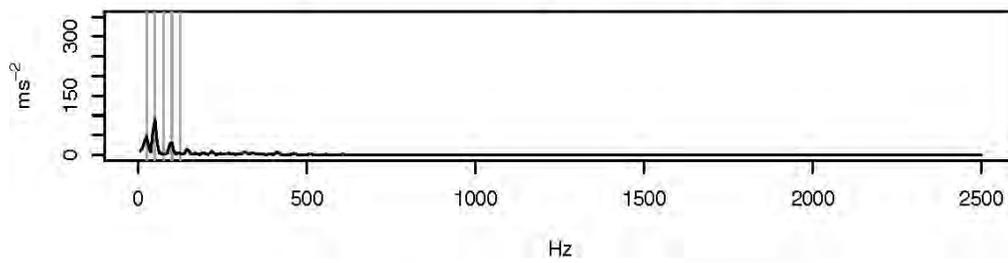
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 3
Eje Z**



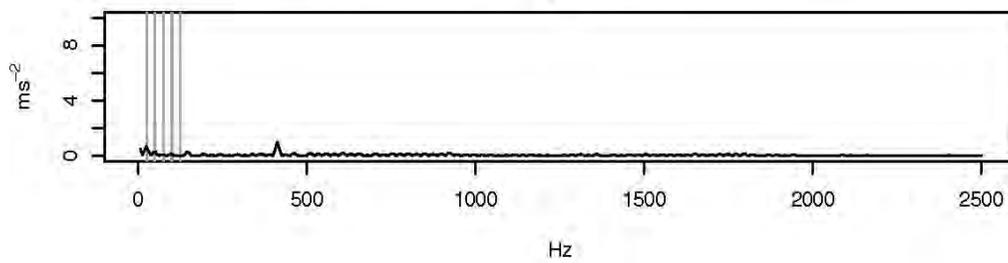
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 4
Eje X**



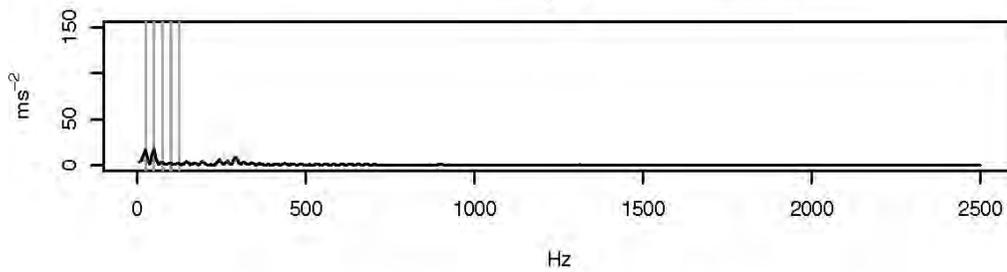
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 4
Eje Y**



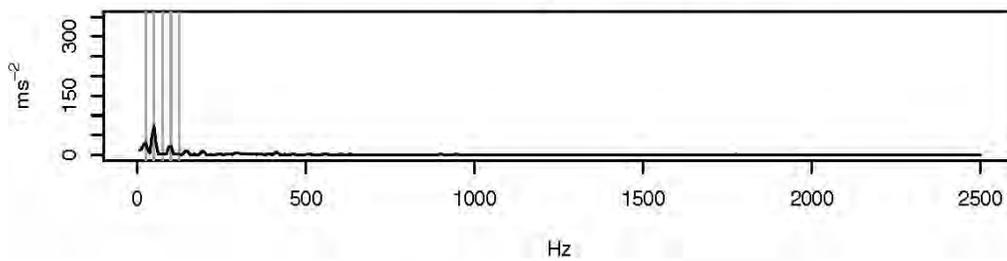
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 4
Eje Z**



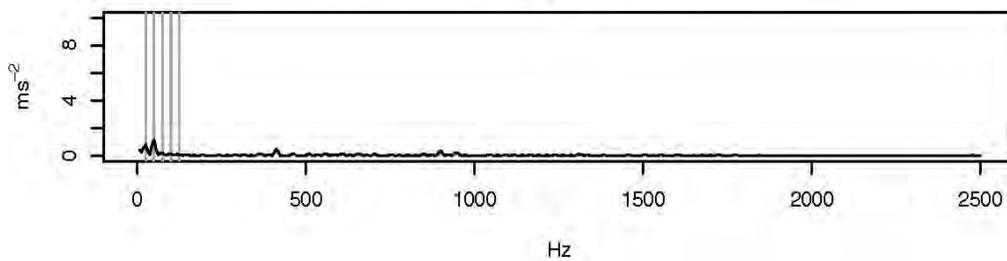
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 5
Eje X**



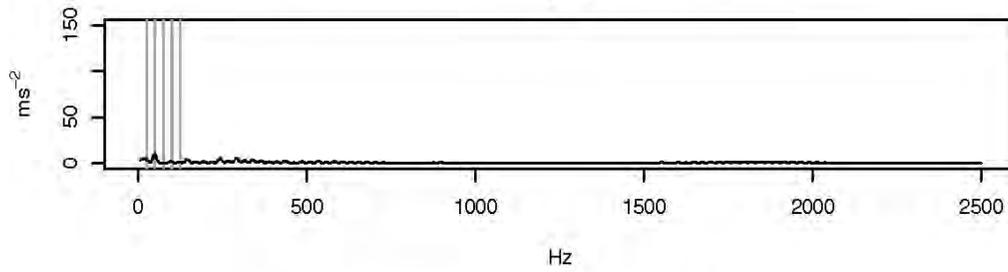
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 5
Eje Y**



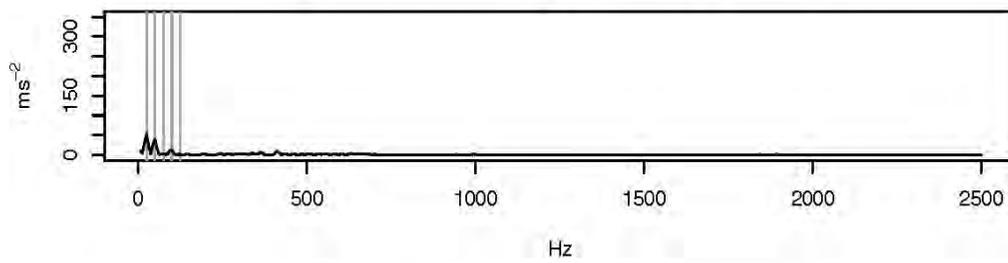
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 5
Eje Z**



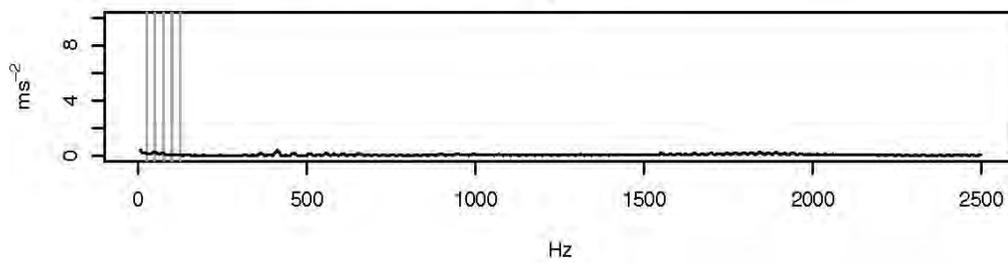
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 6
Eje X**



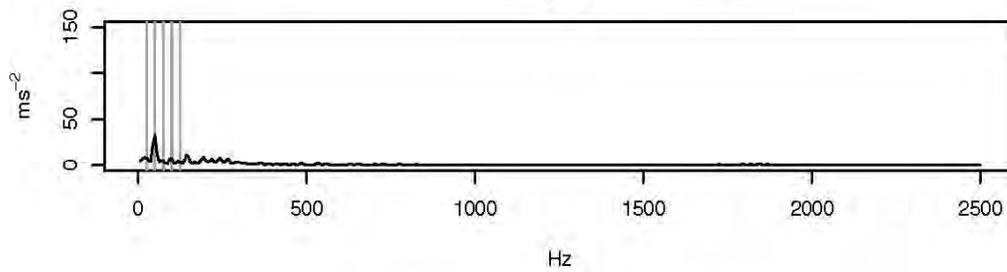
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 6
Eje Y**



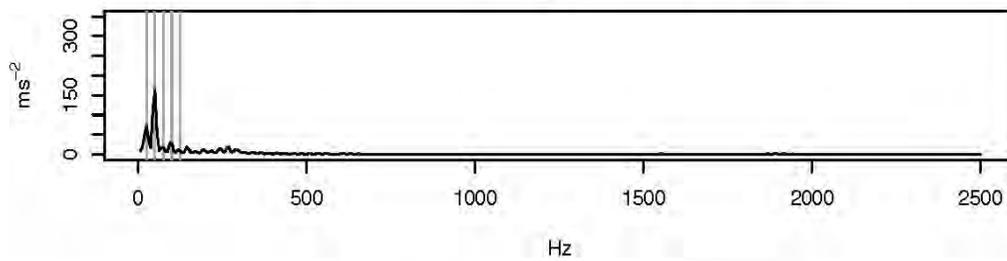
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 6
Eje Z**



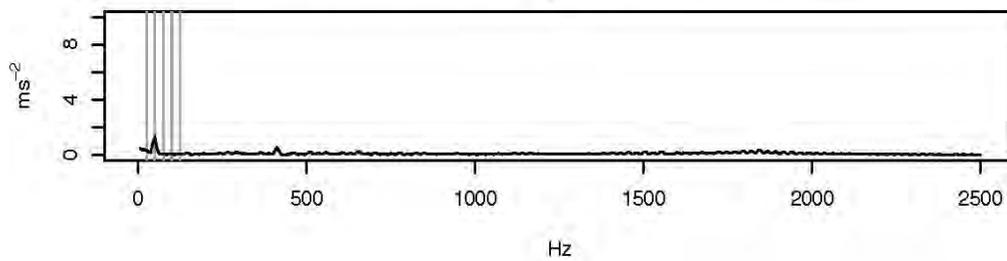
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 7
Eje X

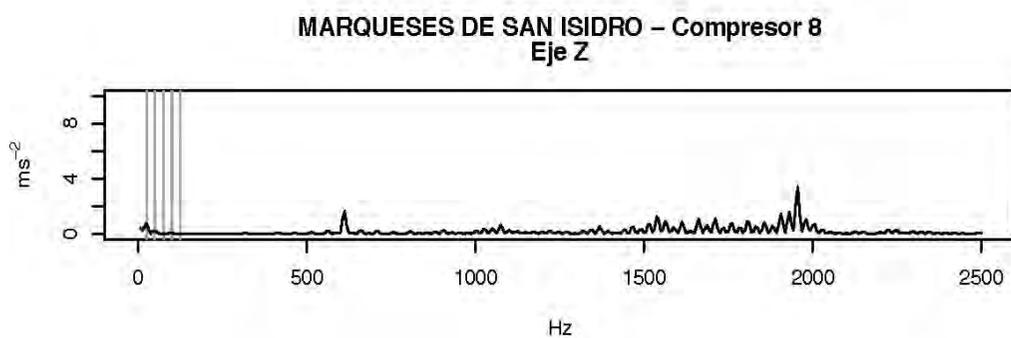
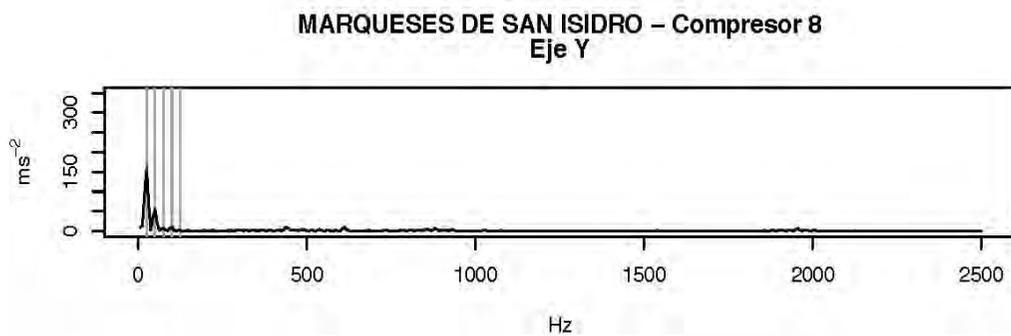
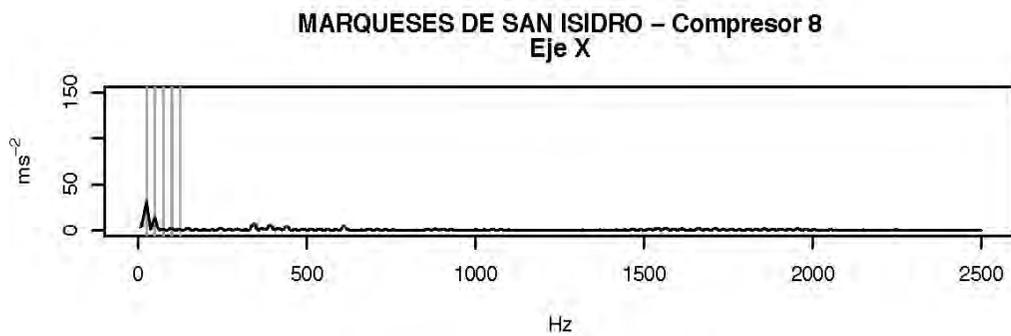


MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 7
Eje Y

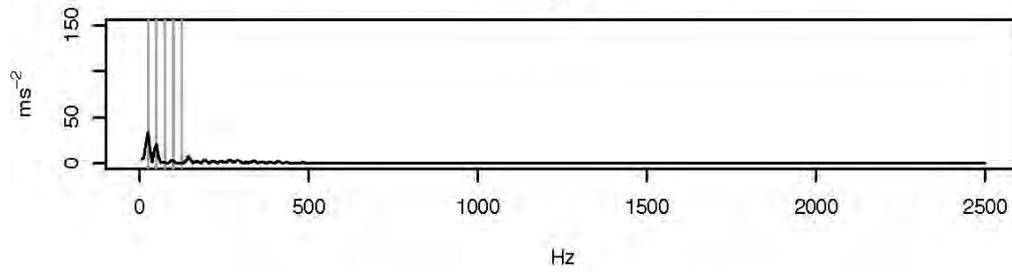


MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 7
Eje Z

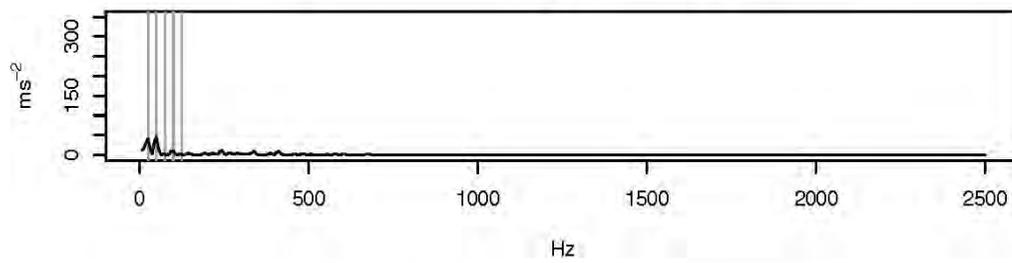




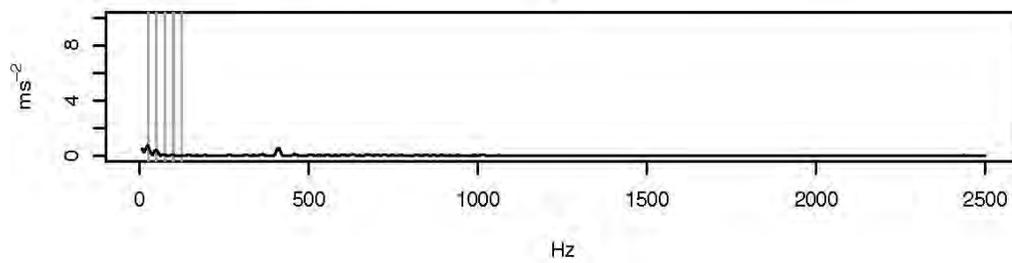
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 9
Eje X**



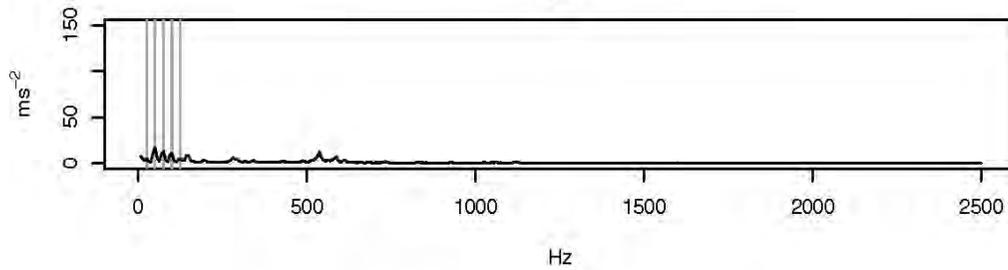
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 9
Eje Y**



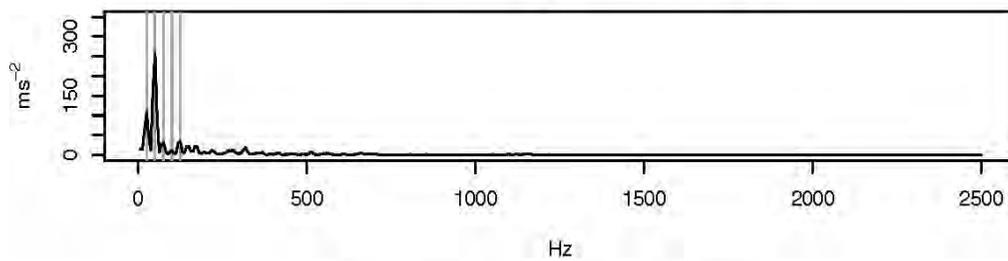
**MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 9
Eje Z**



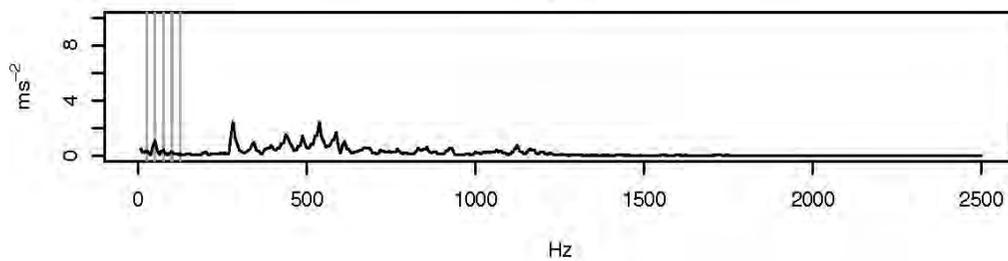
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 1
Eje X



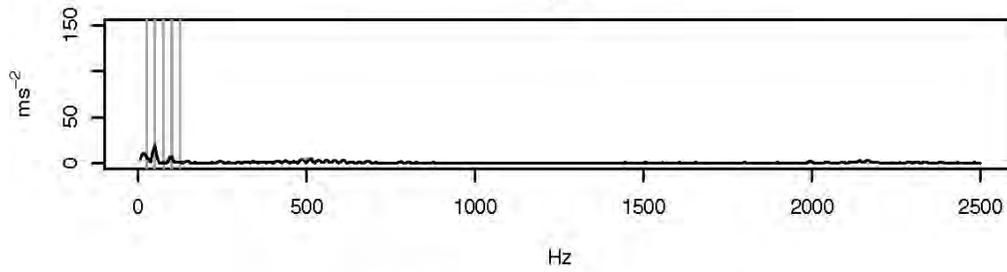
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 1
Eje Y



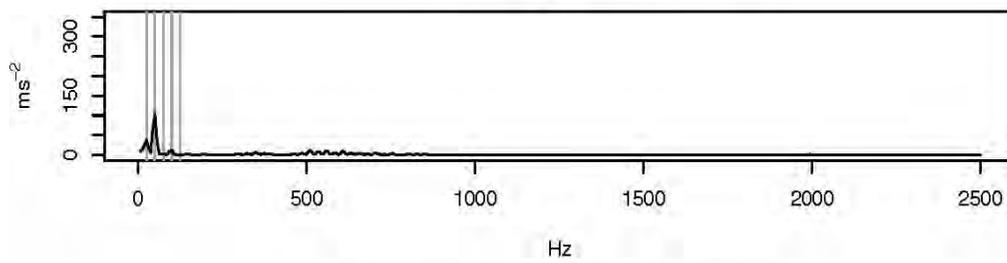
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 1
Eje Z



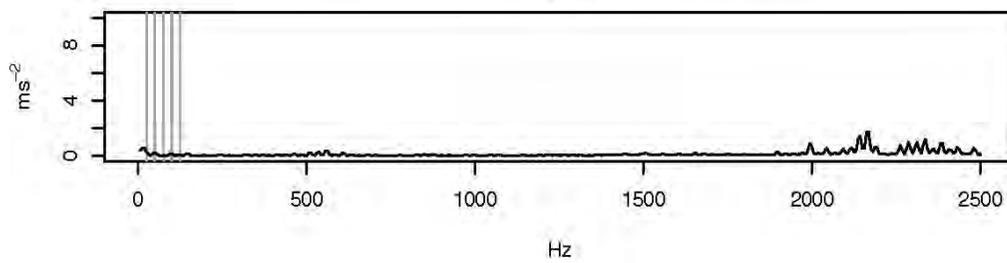
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 2
Eje X



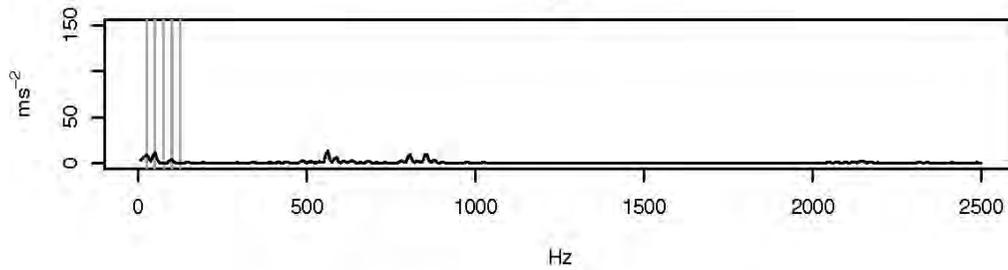
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 2
Eje Y



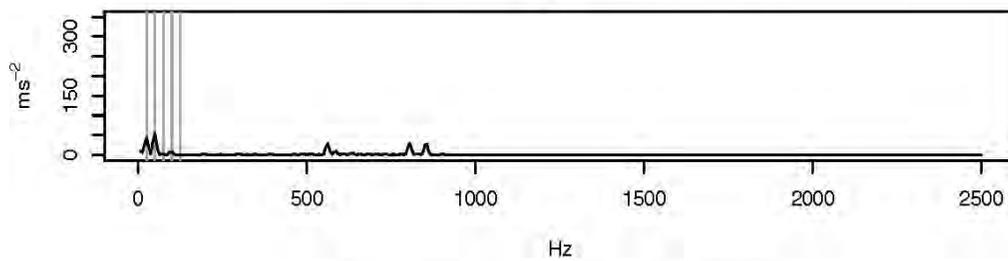
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 2
Eje Z



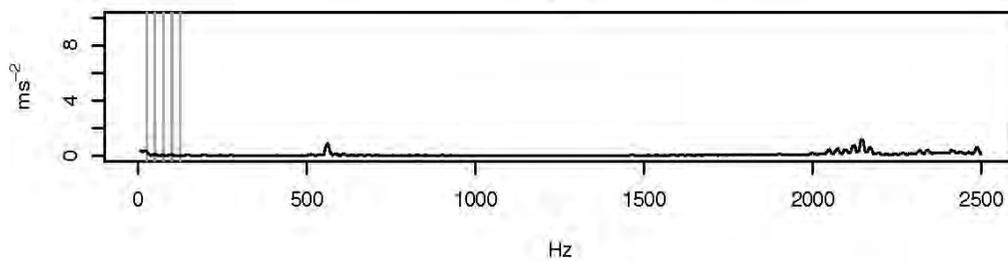
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 3
Eje X



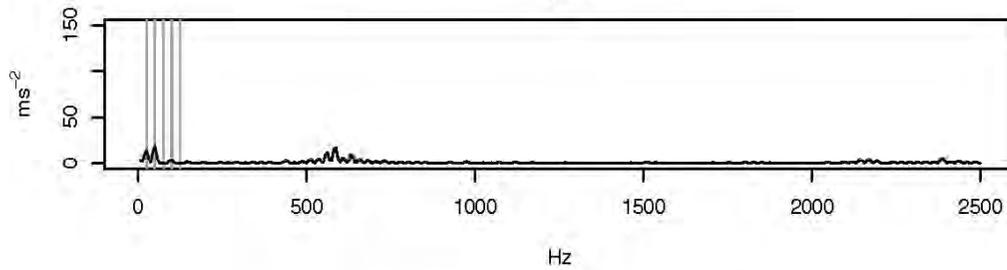
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 3
Eje Y



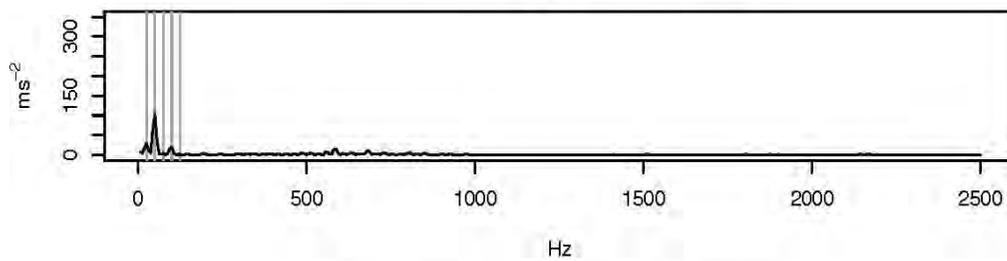
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 3
Eje Z



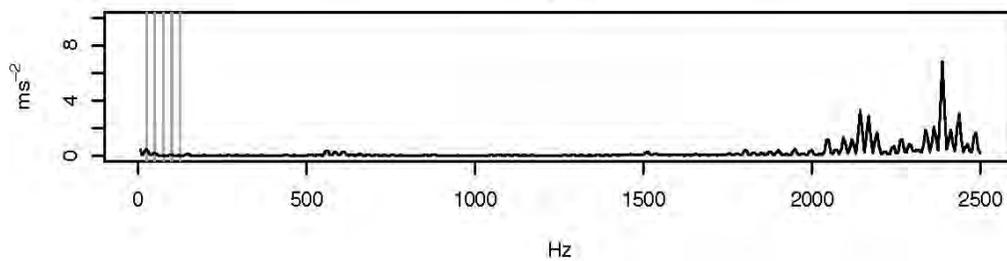
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 4
Eje X



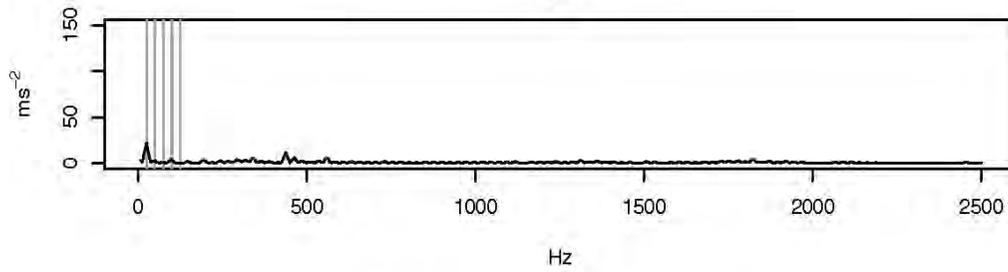
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 4
Eje Y



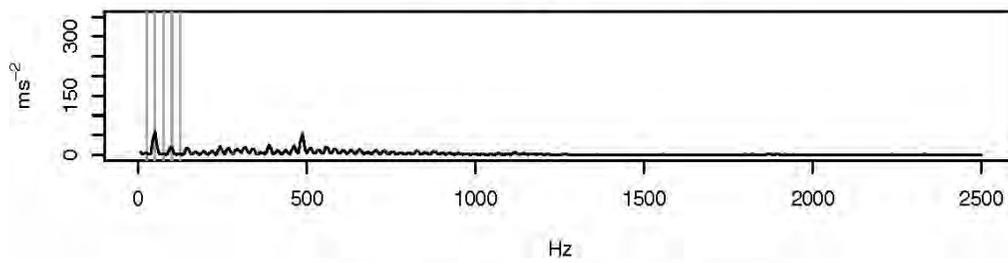
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 4
Eje Z



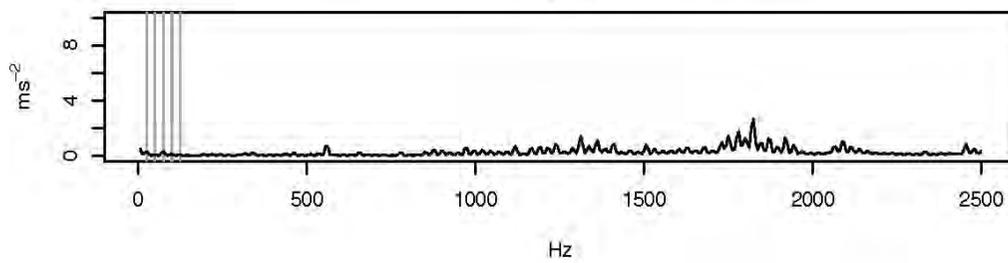
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 5
Eje X



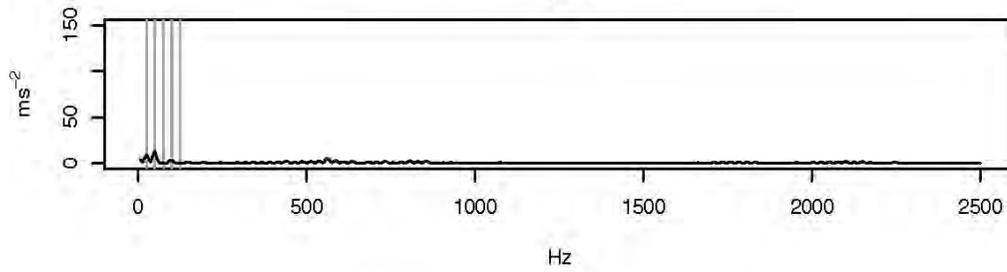
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 5
Eje Y



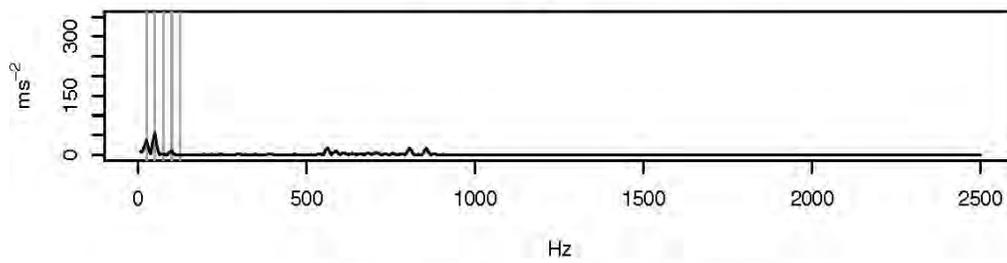
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 5
Eje Z



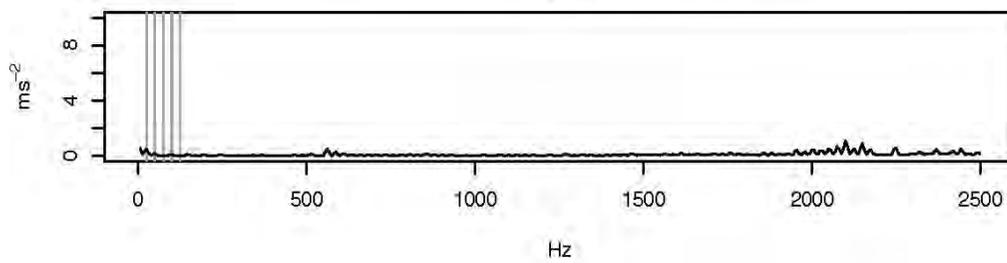
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 6
Eje X



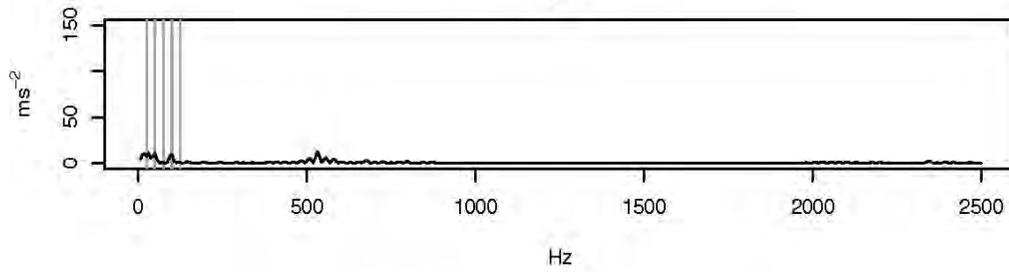
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 6
Eje Y



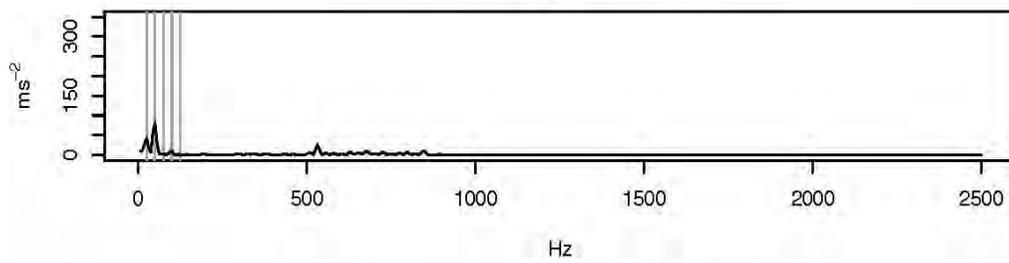
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 6
Eje Z



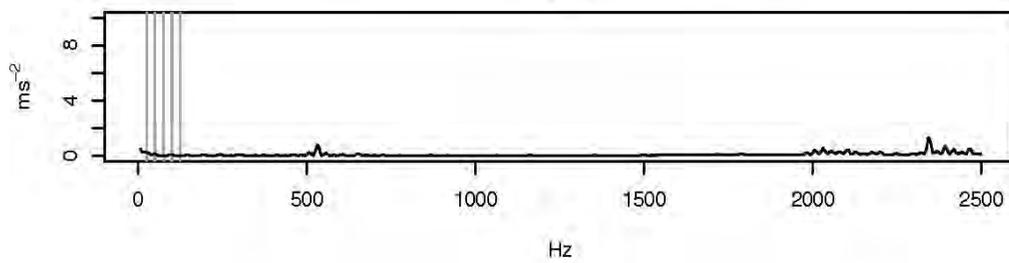
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 7
Eje X



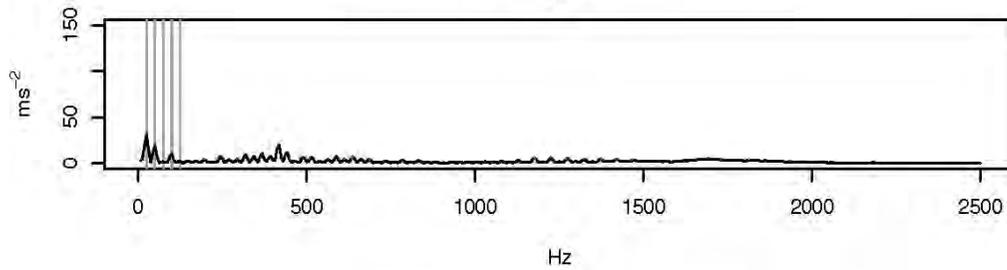
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 7
Eje Y



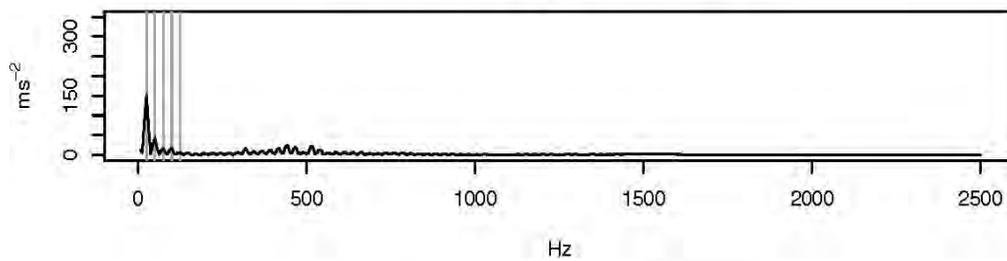
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 7
Eje Z



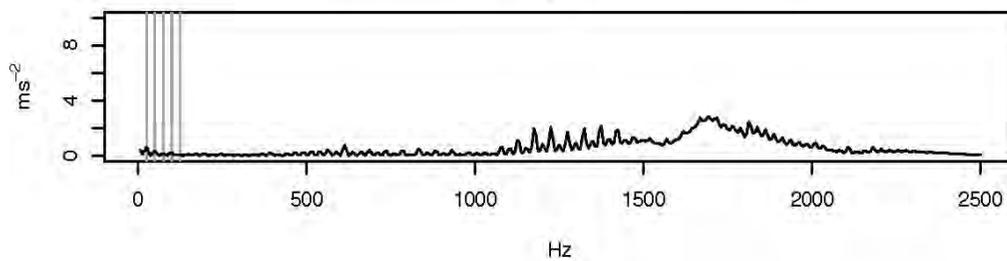
PENDON DE BAEZA – Compresor 1
Eje X



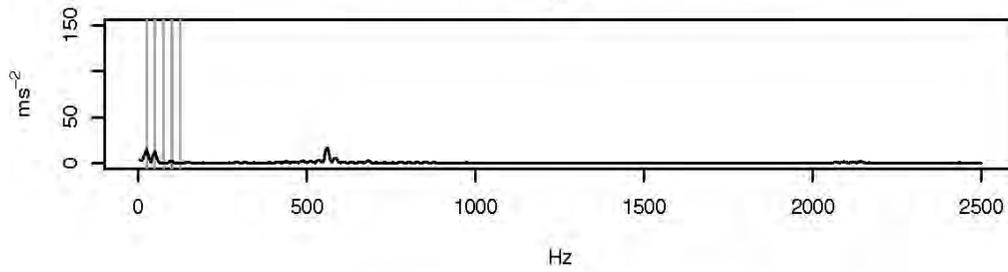
PENDON DE BAEZA – Compresor 1
Eje Y



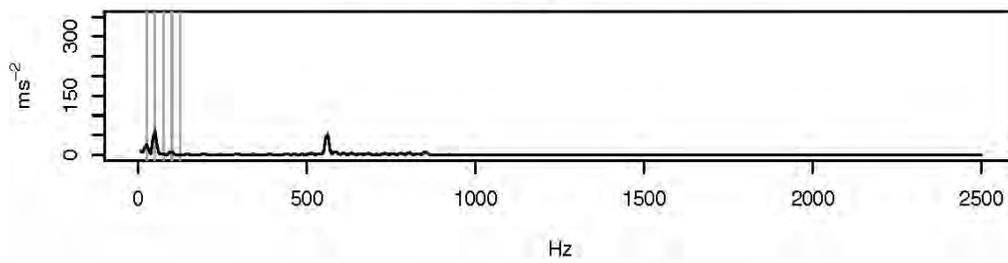
PENDON DE BAEZA – Compresor 1
Eje Z



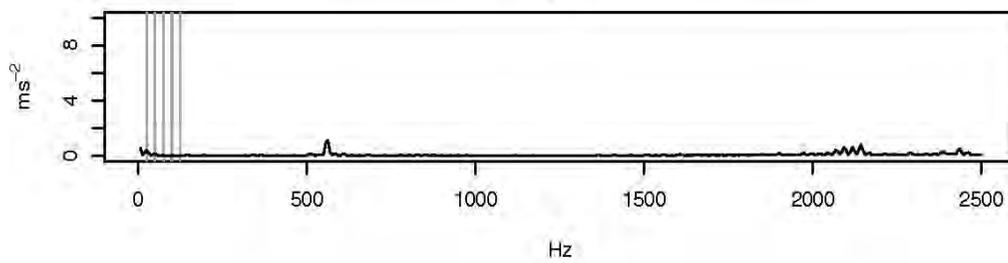
PENDON DE BAEZA – Compresor 2
Eje X



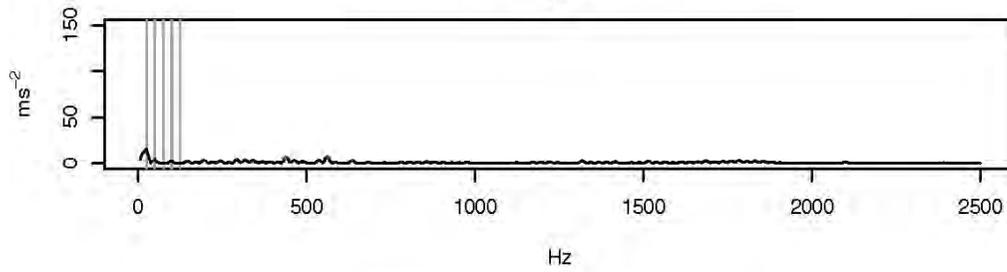
PENDON DE BAEZA – Compresor 2
Eje Y



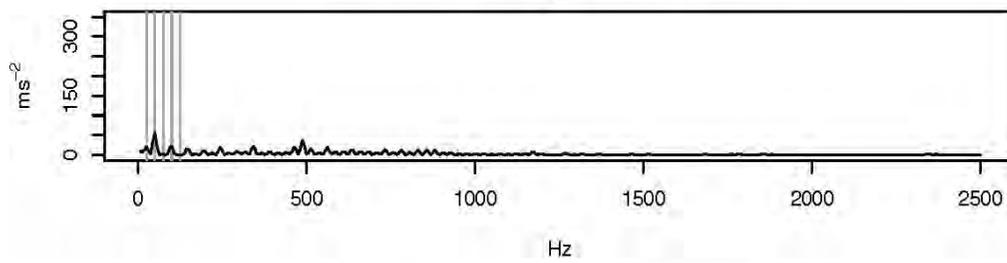
PENDON DE BAEZA – Compresor 2
Eje Z



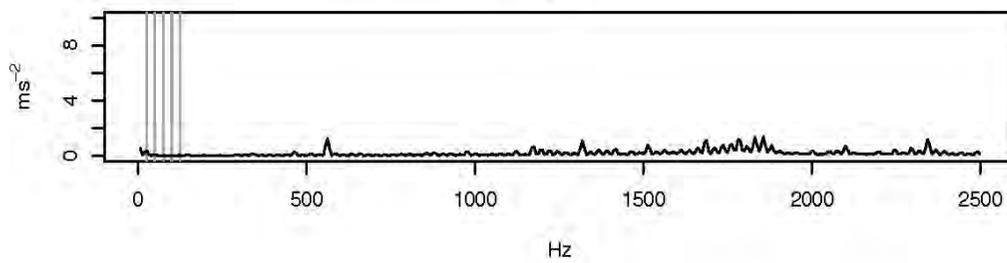
PENDON DE BAEZA – Compresor 3
Eje X



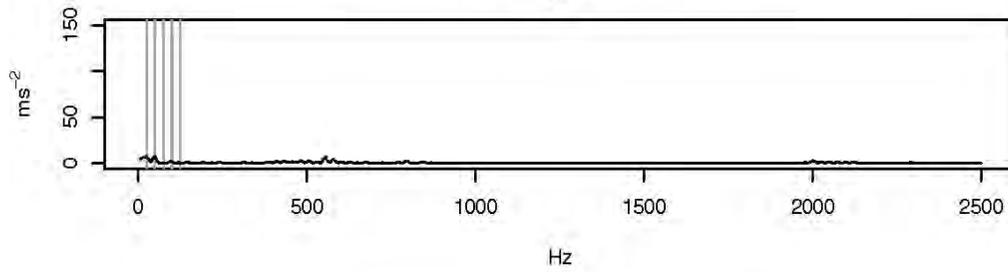
PENDON DE BAEZA – Compresor 3
Eje Y



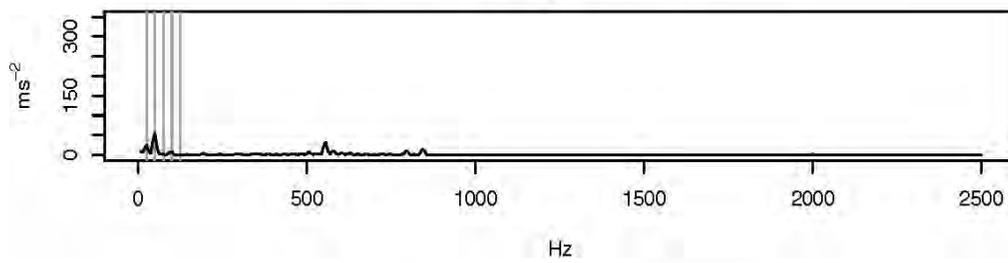
PENDON DE BAEZA – Compresor 3
Eje Z



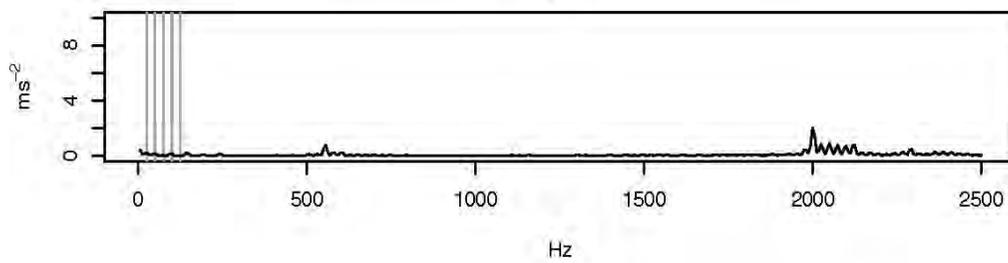
PENDON DE BAEZA – Compresor 4
Eje X



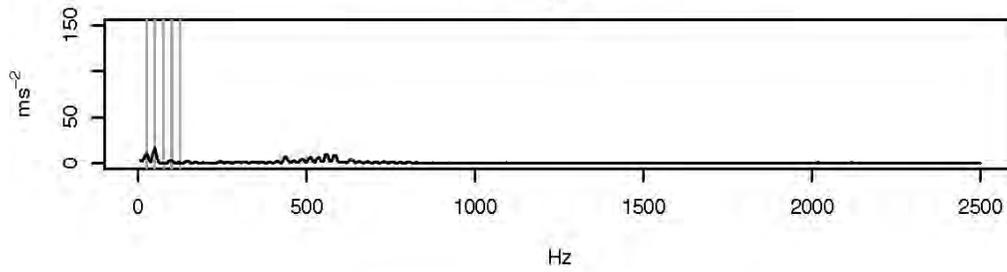
PENDON DE BAEZA – Compresor 4
Eje Y



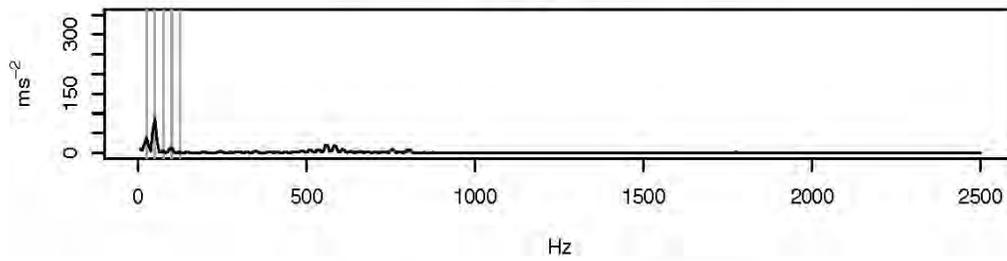
PENDON DE BAEZA – Compresor 4
Eje Z



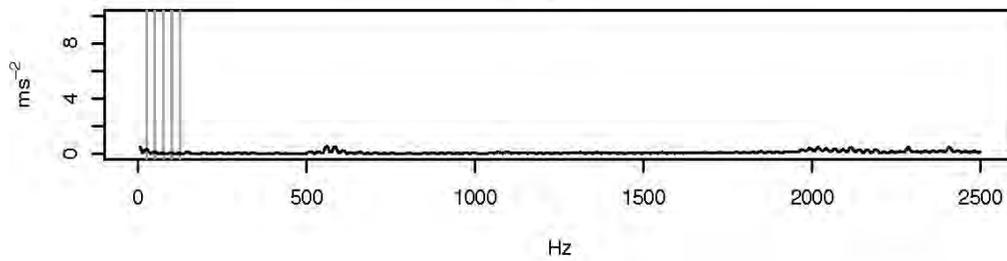
**PENDON DE BAEZA – Compresor 5
Eje X**



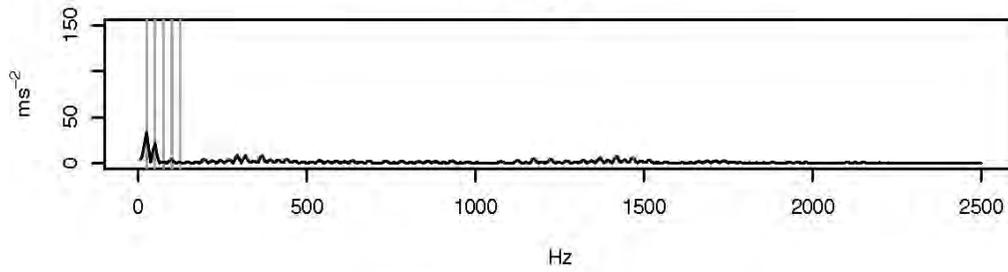
**PENDON DE BAEZA – Compresor 5
Eje Y**



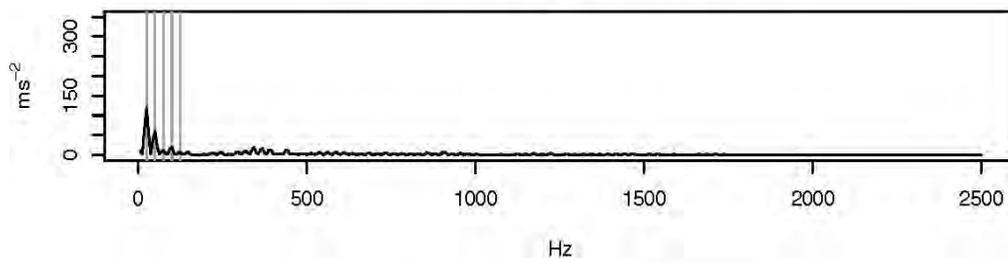
**PENDON DE BAEZA – Compresor 5
Eje Z**



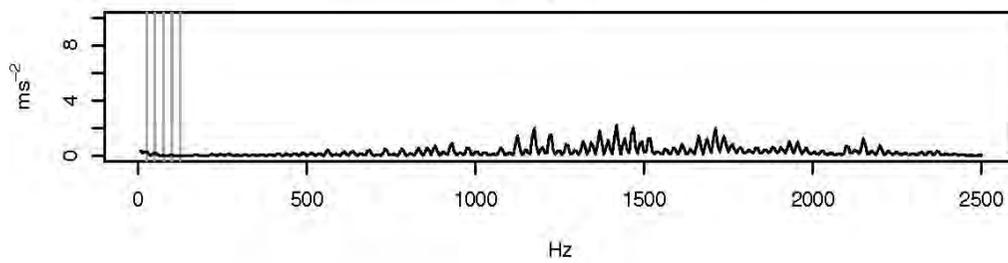
PENDON DE BAEZA – Compresor 6
Eje X



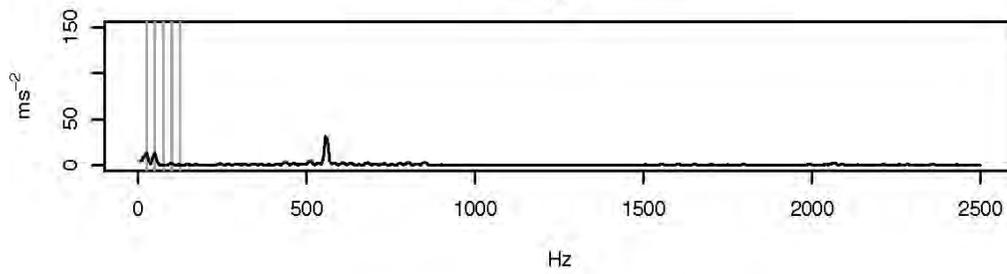
PENDON DE BAEZA – Compresor 6
Eje Y



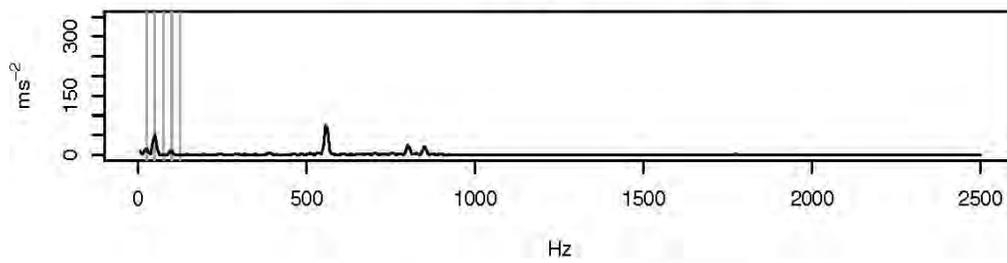
PENDON DE BAEZA – Compresor 6
Eje Z



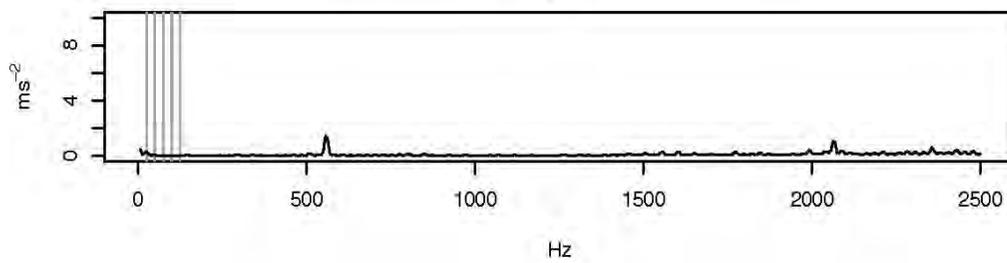
**PENDON DE BAEZA – Compresor 7
Eje X**



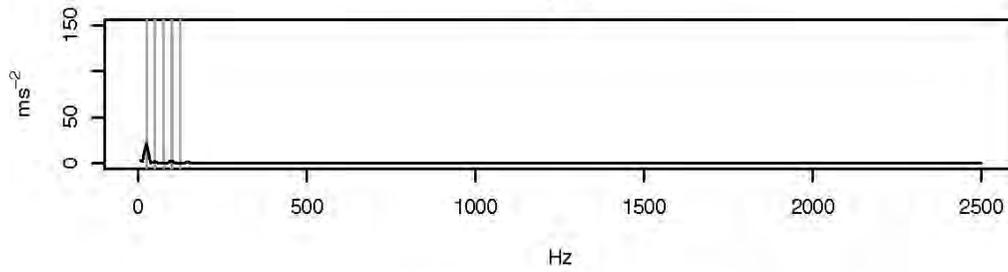
**PENDON DE BAEZA – Compresor 7
Eje Y**



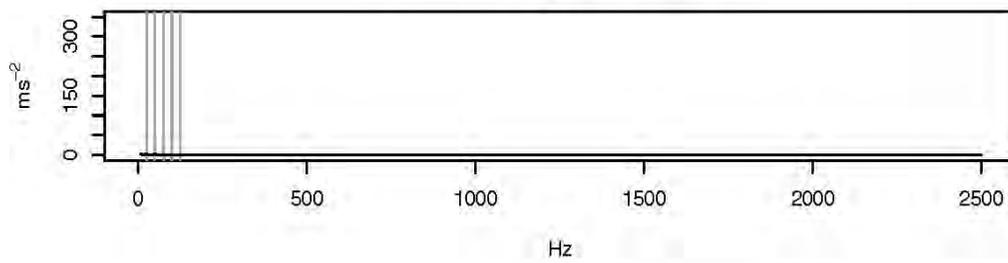
**PENDON DE BAEZA – Compresor 7
Eje Z**



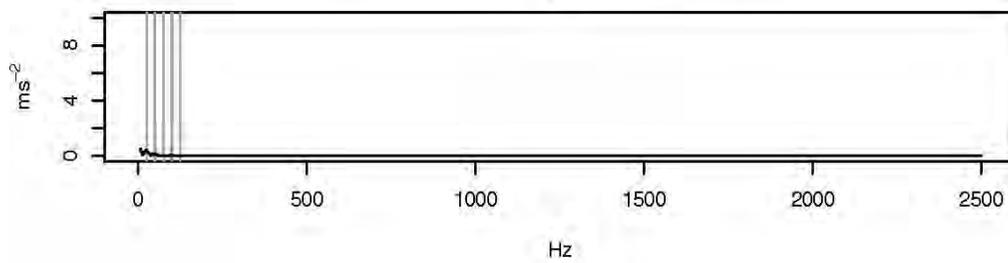
**LUIS CARMONA - Compresor 1
Eje X**



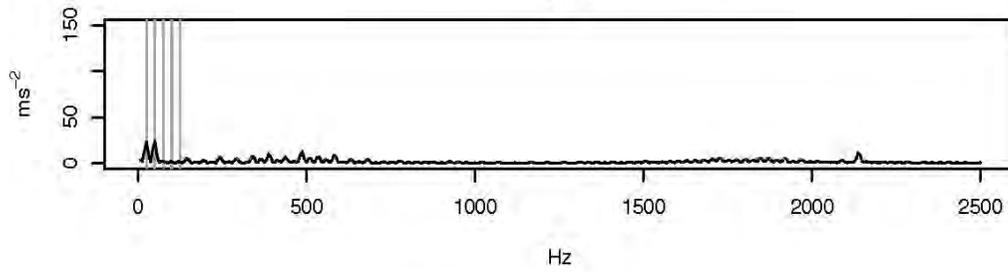
**LUIS CARMONA - Compresor 1
Eje Y**



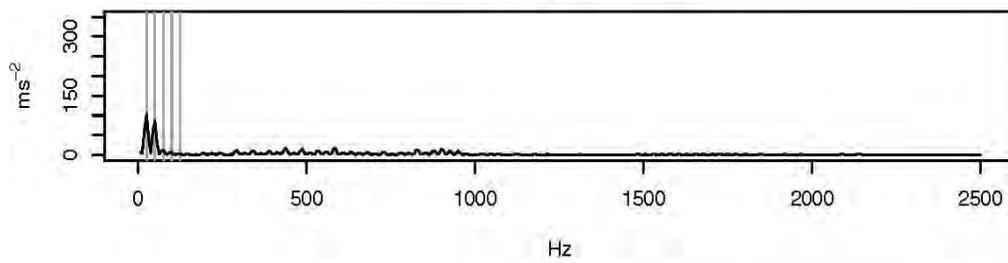
**LUIS CARMONA - Compresor 1
Eje Z**



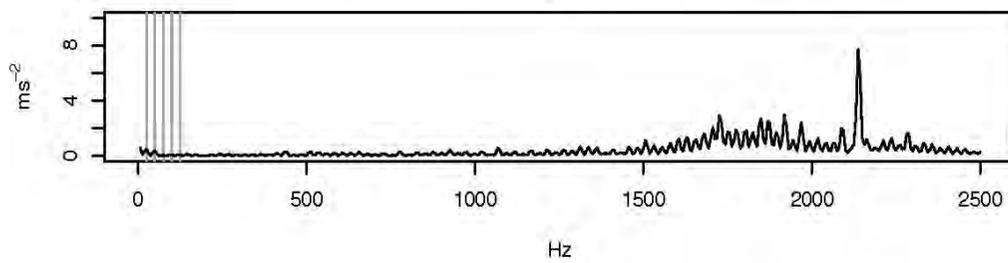
LUIS CARMONA - Compresor 2
Eje X



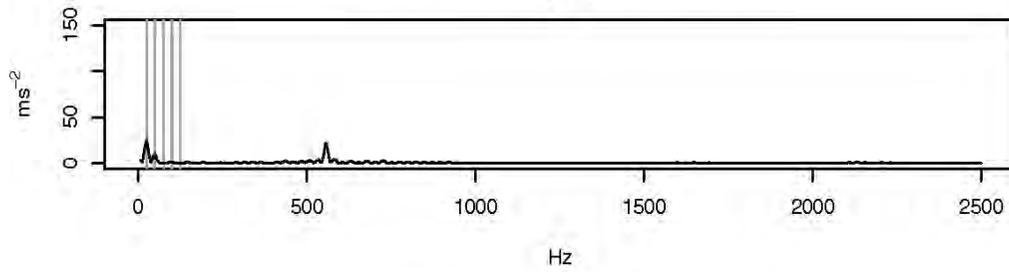
LUIS CARMONA - Compresor 2
Eje Y



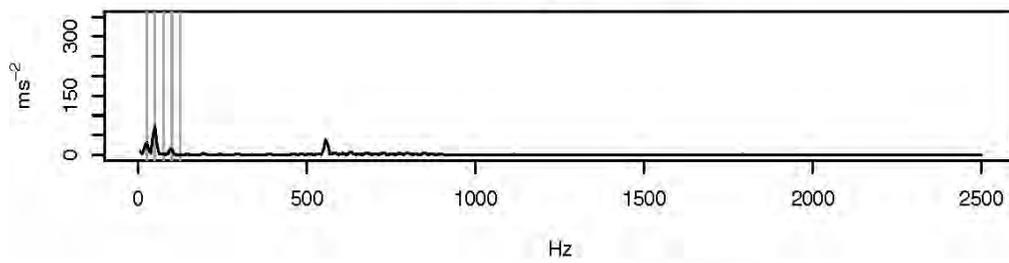
LUIS CARMONA - Compresor 2
Eje Z



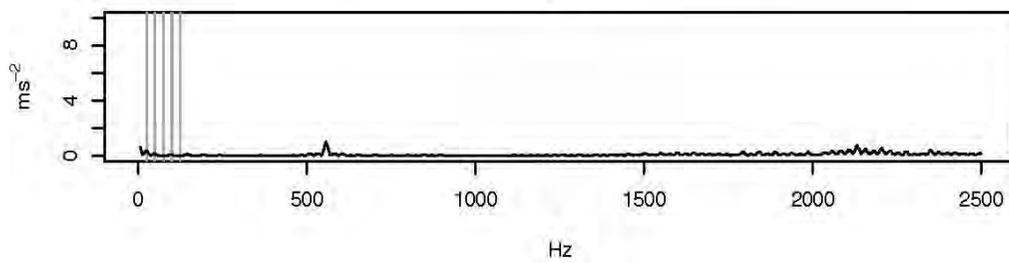
**LUIS CARMONA – Compresor 3
Eje X**



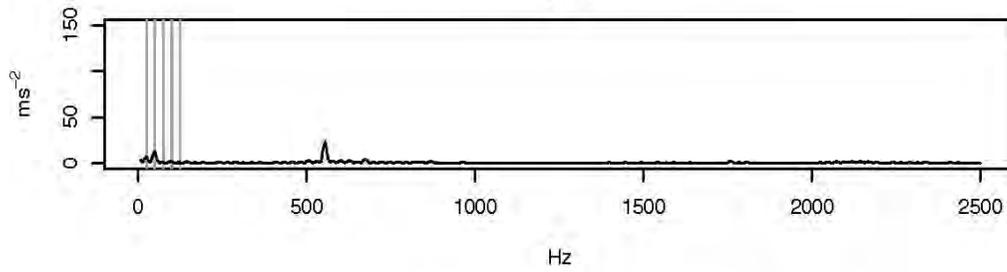
**LUIS CARMONA – Compresor 3
Eje Y**



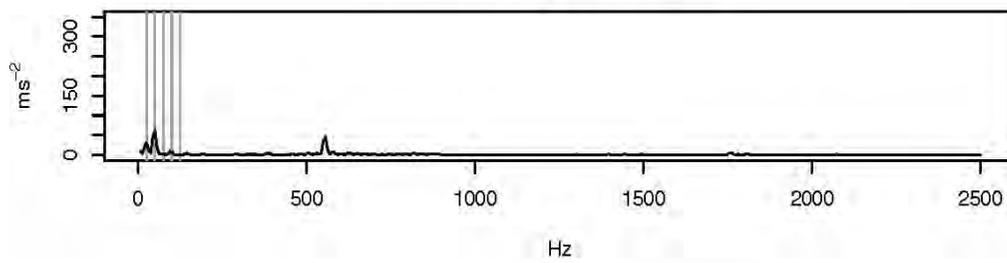
**LUIS CARMONA – Compresor 3
Eje Z**



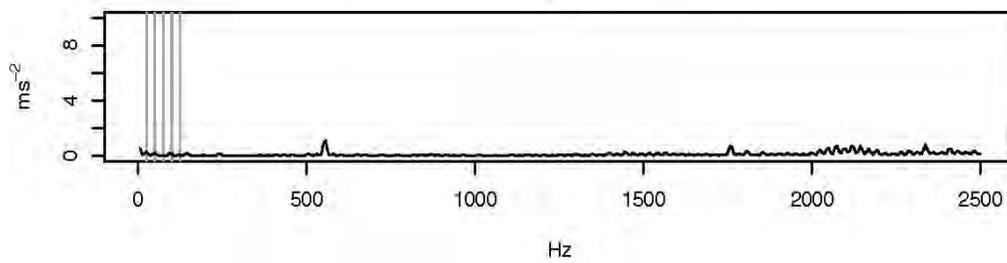
**LUIS CARMONA – Compresor 4
Eje X**



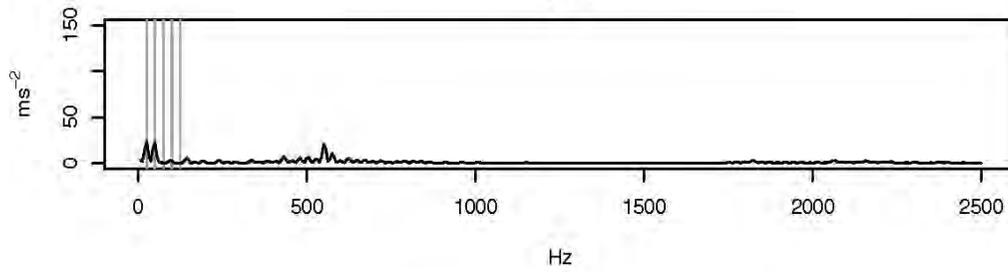
**LUIS CARMONA – Compresor 4
Eje Y**



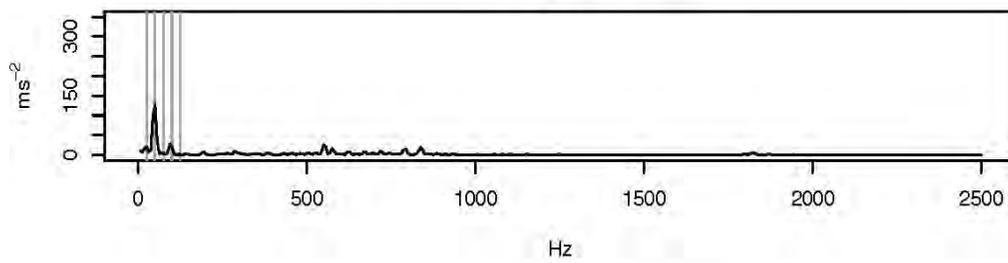
**LUIS CARMONA – Compresor 4
Eje Z**



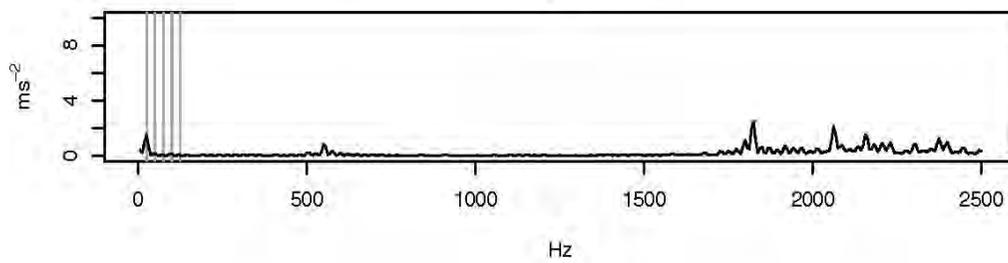
**LUIS CARMONA – Compresor 5
Eje X**



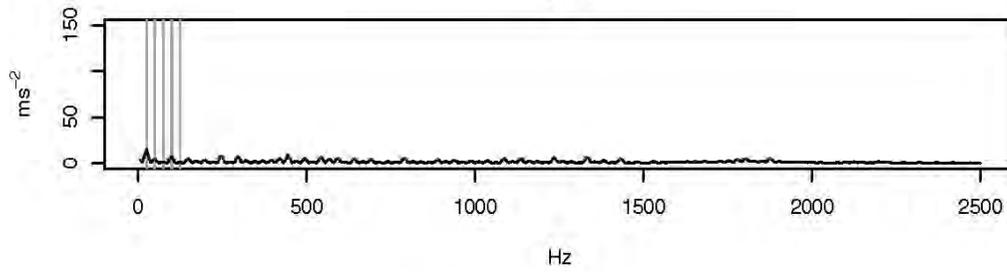
**LUIS CARMONA – Compresor 5
Eje Y**



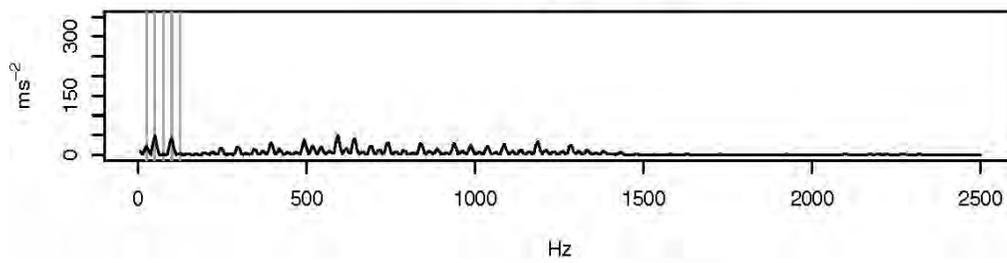
**LUIS CARMONA – Compresor 5
Eje Z**



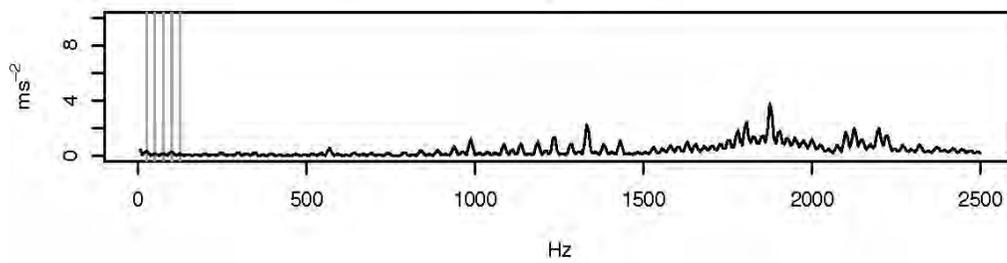
**LUIS CARMONA – Compresor 6
Eje X**



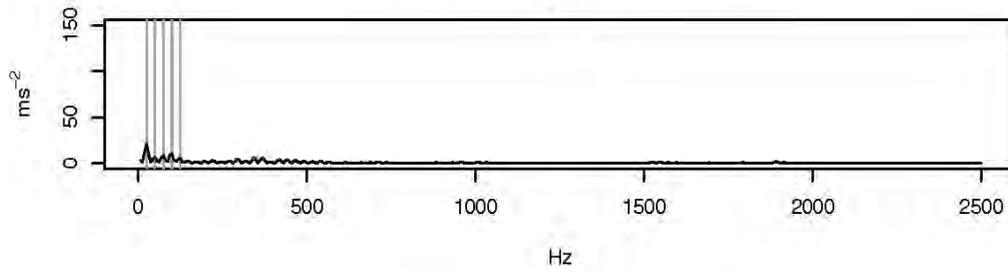
**LUIS CARMONA – Compresor 6
Eje Y**



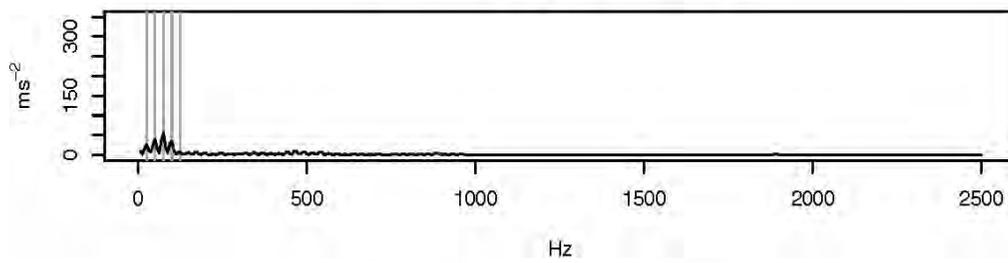
**LUIS CARMONA – Compresor 6
Eje Z**



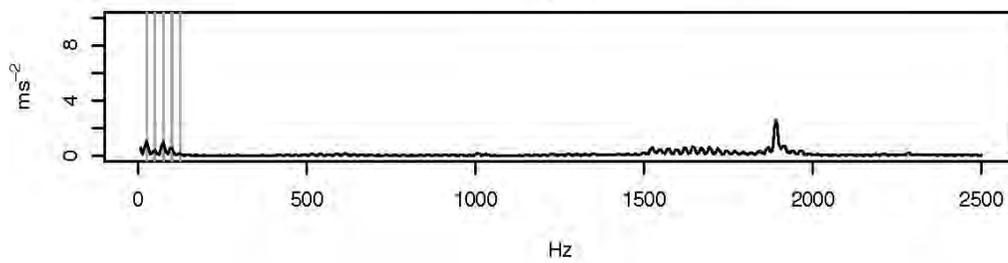
LOPE DE VEGA – Compresor 1
Eje X

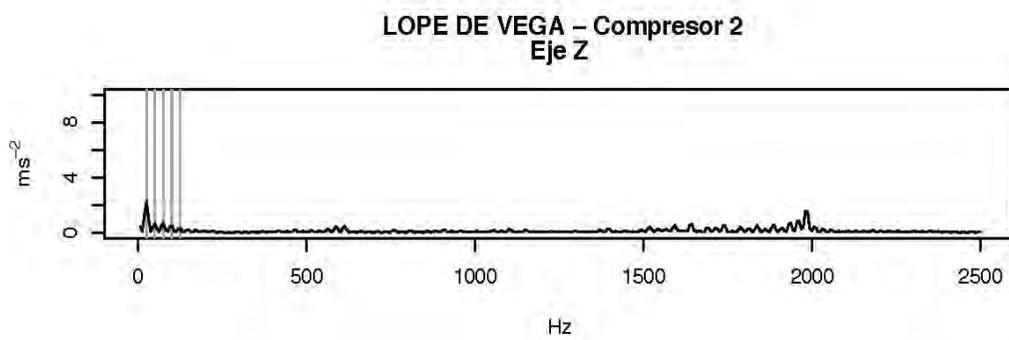
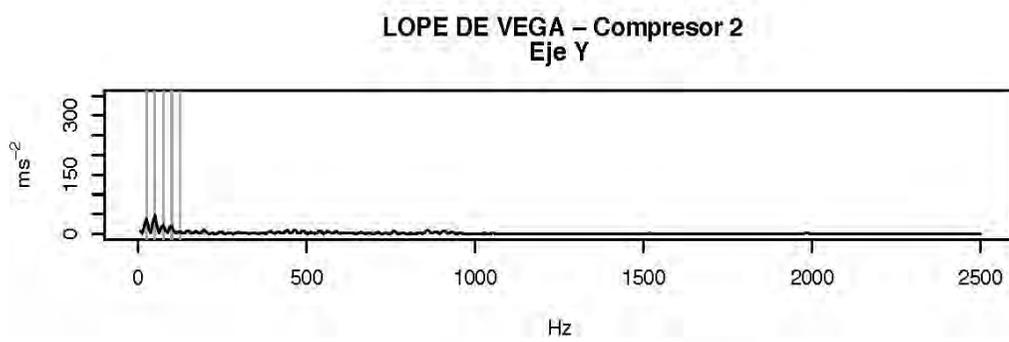
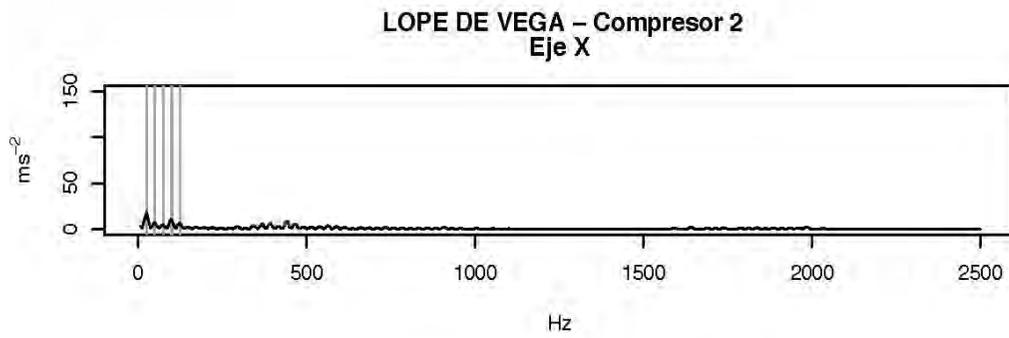


LOPE DE VEGA – Compresor 1
Eje Y

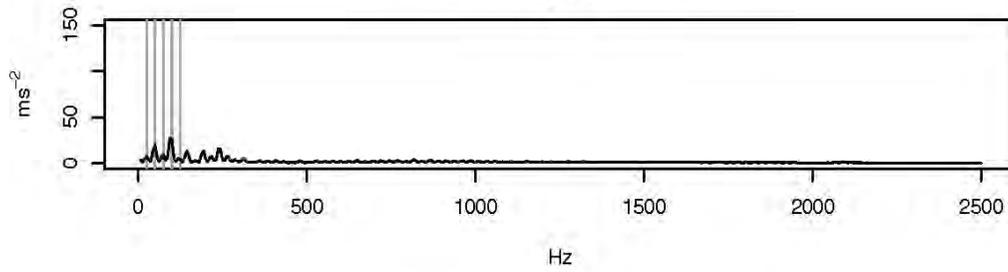


LOPE DE VEGA – Compresor 1
Eje Z

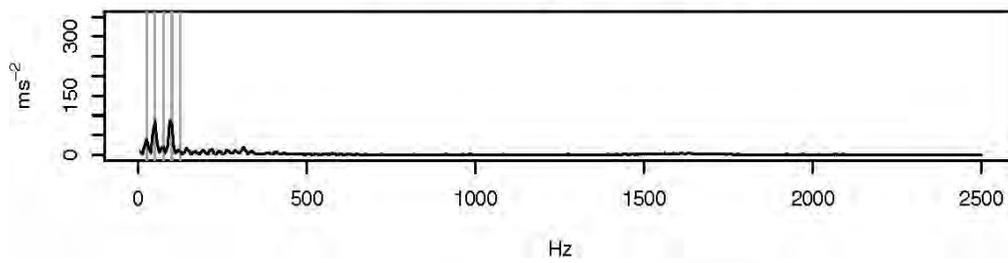




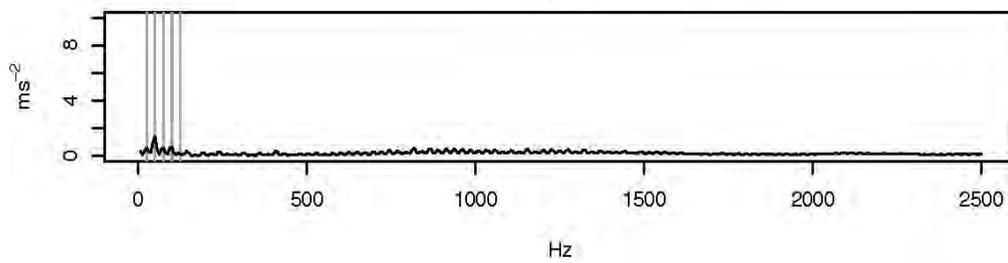
**LOPE DE VEGA – Compresor 3
Eje X**



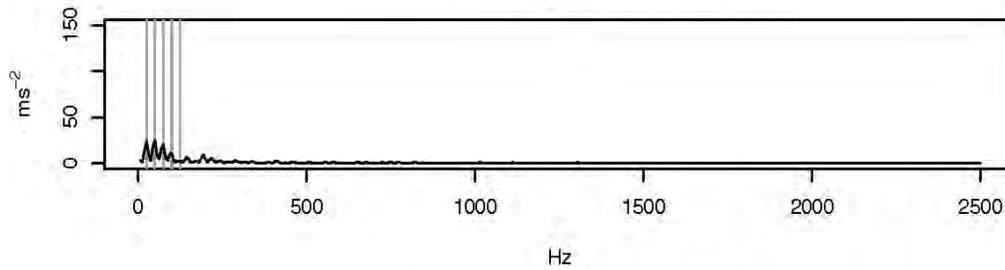
**LOPE DE VEGA – Compresor 3
Eje Y**



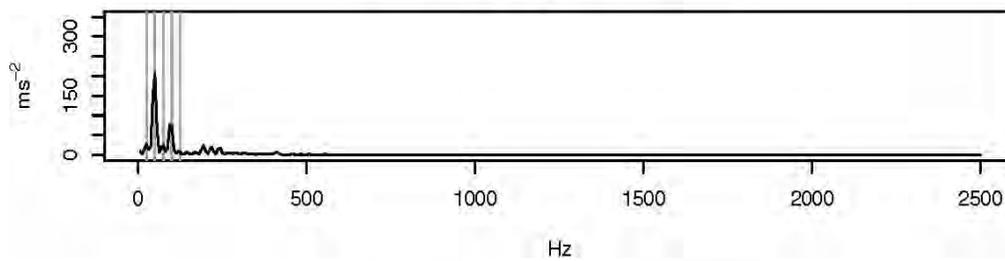
**LOPE DE VEGA – Compresor 3
Eje Z**



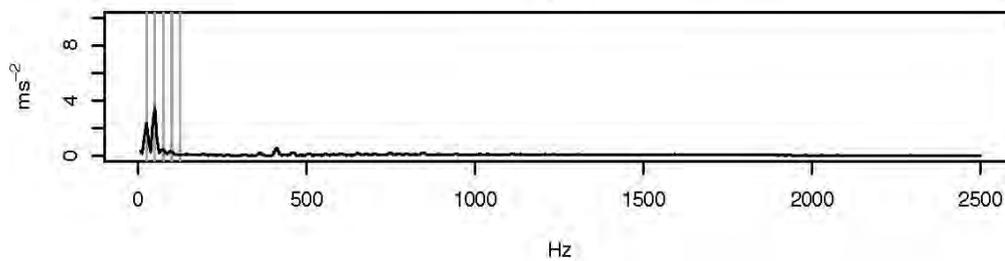
LOPE DE VEGA – Compresor 4
Eje X



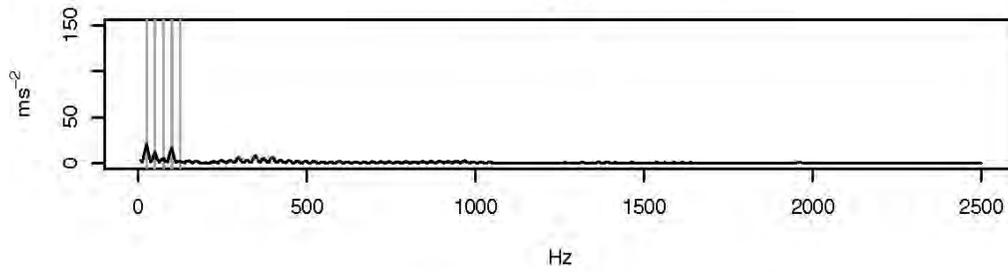
LOPE DE VEGA – Compresor 4
Eje Y



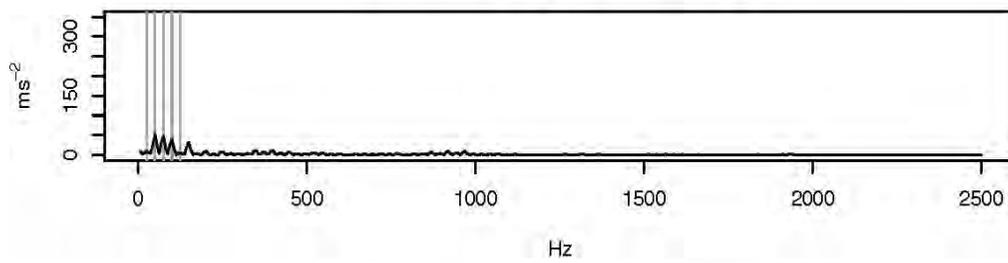
LOPE DE VEGA – Compresor 4
Eje Z



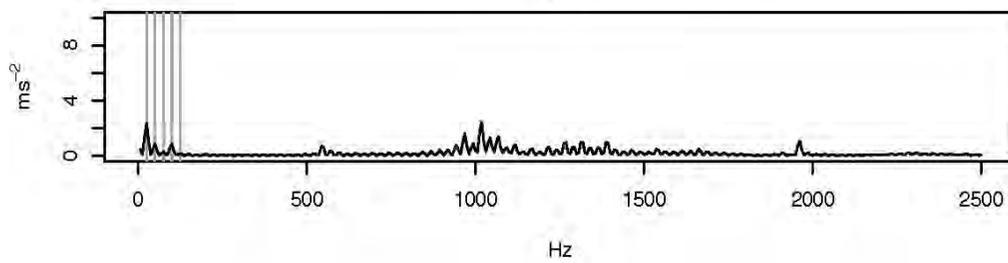
LOPE DE VEGA – Compresor 5
Eje X



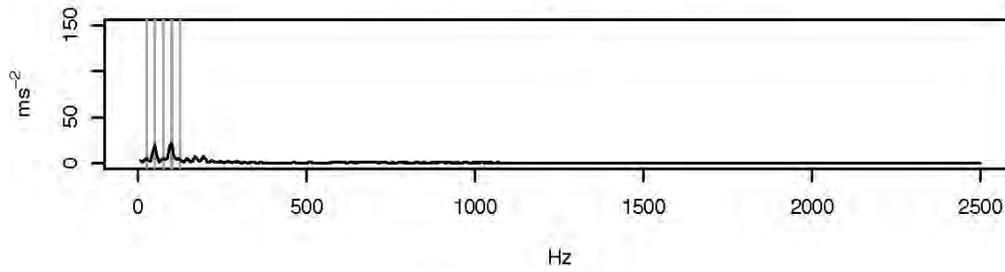
LOPE DE VEGA – Compresor 5
Eje Y



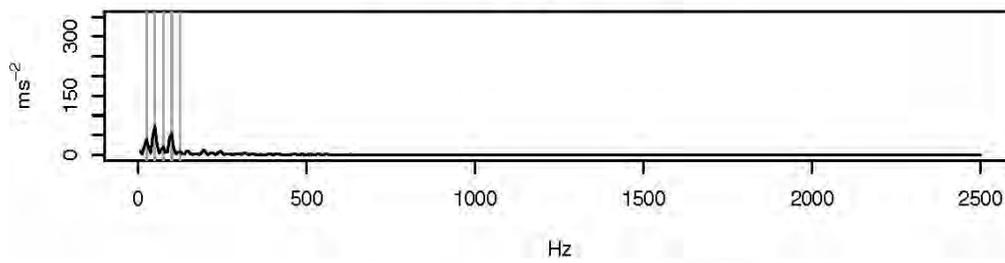
LOPE DE VEGA – Compresor 5
Eje Z



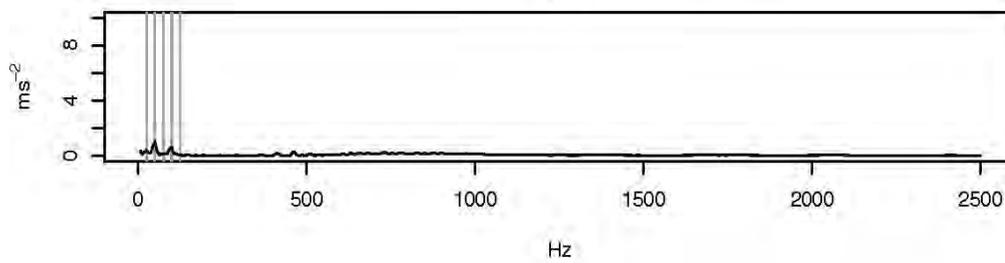
LOPE DE VEGA – Compresor 6
Eje X



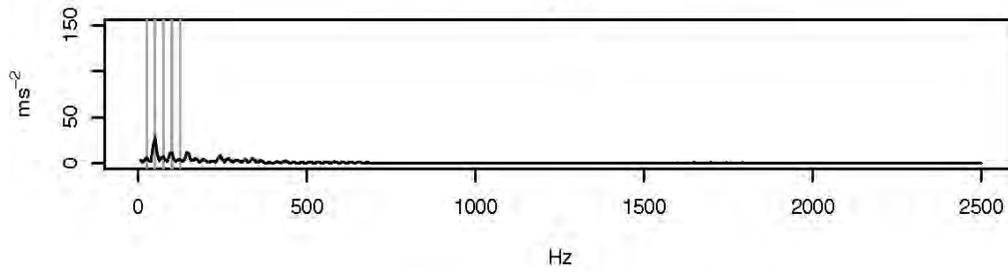
LOPE DE VEGA – Compresor 6
Eje Y



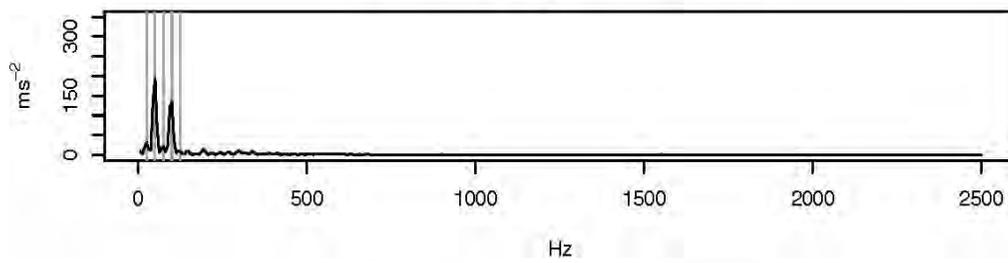
LOPE DE VEGA – Compresor 6
Eje Z



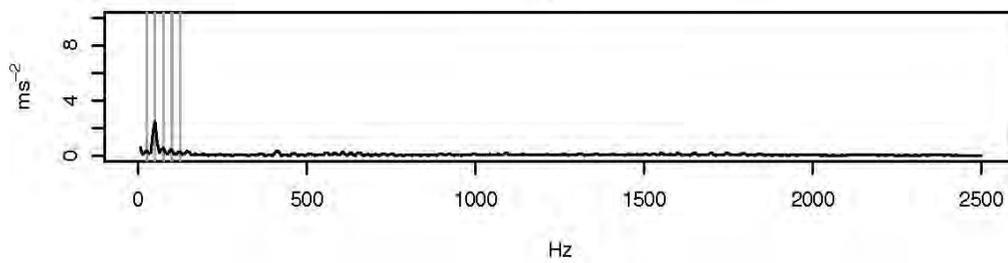
LOPE DE VEGA – Compresor 7
Eje X



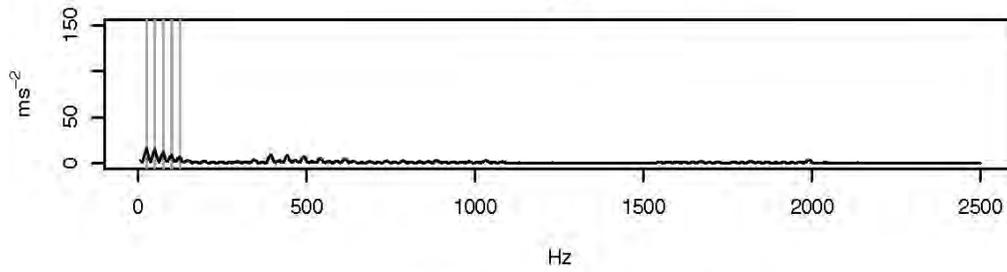
LOPE DE VEGA – Compresor 7
Eje Y



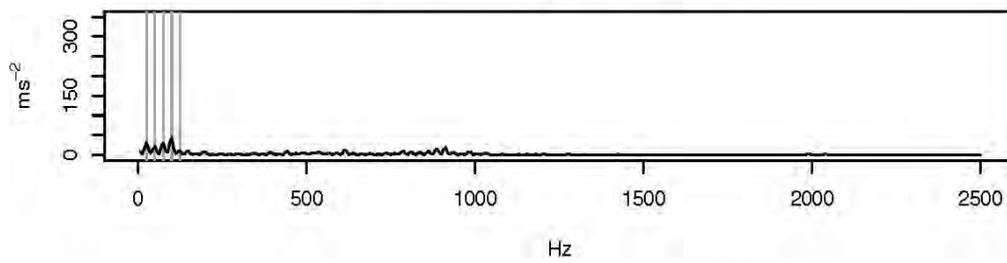
LOPE DE VEGA – Compresor 7
Eje Z



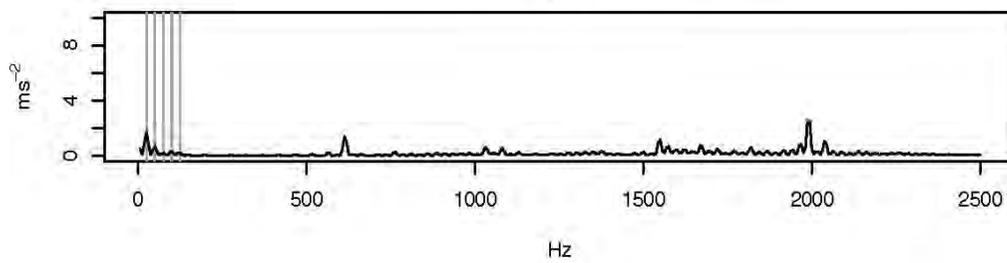
LOPE DE VEGA – Compresor 8
Eje X



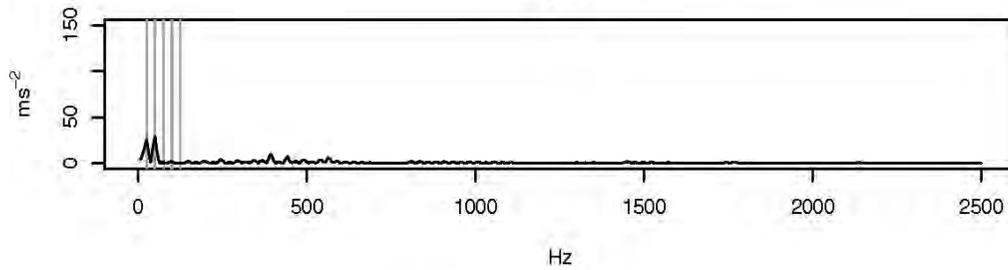
LOPE DE VEGA – Compresor 8
Eje Y



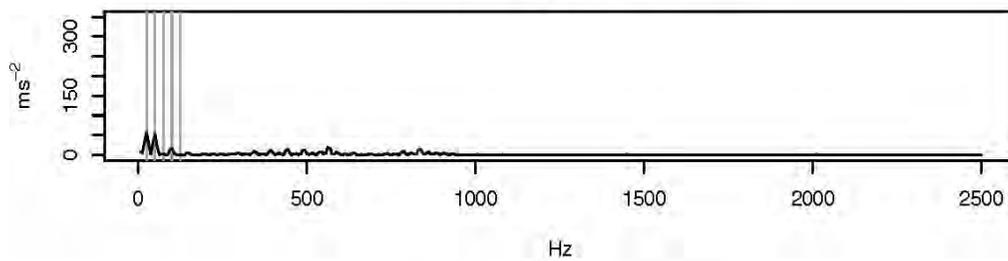
LOPE DE VEGA – Compresor 8
Eje Z



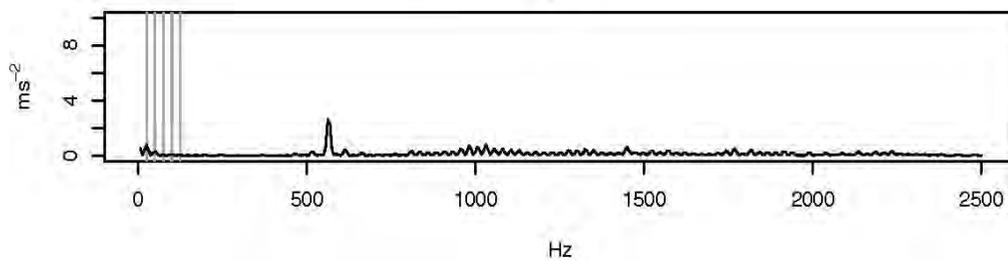
**PUENTECILLA – Compresor 1
Eje X**



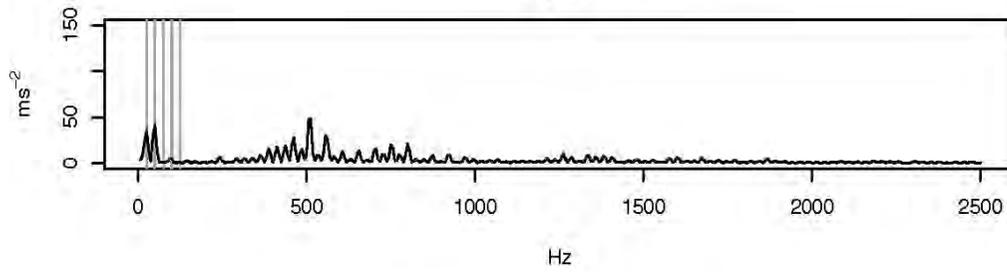
**PUENTECILLA – Compresor 1
Eje Y**



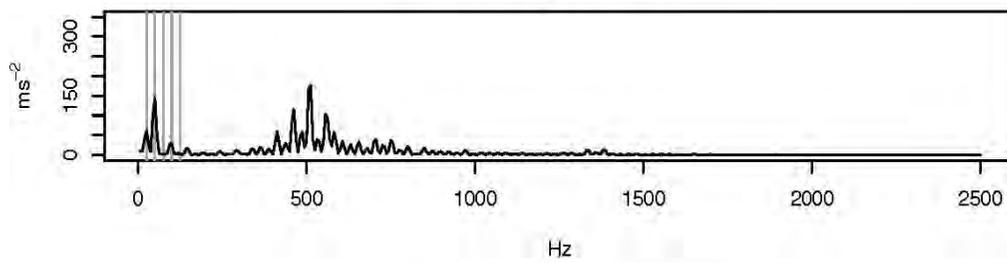
**PUENTECILLA – Compresor 1
Eje Z**



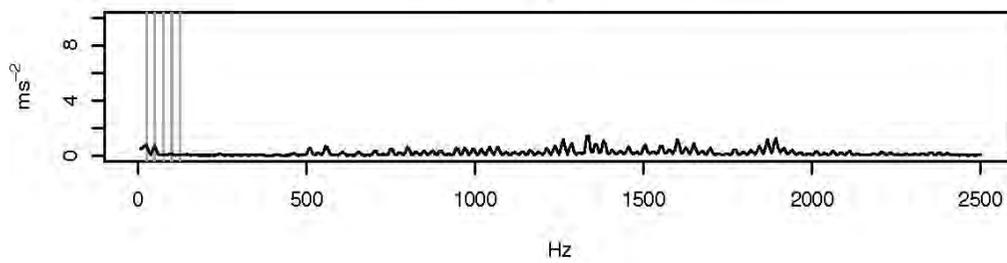
**PUENTECILLA – Compresor 2
Eje X**

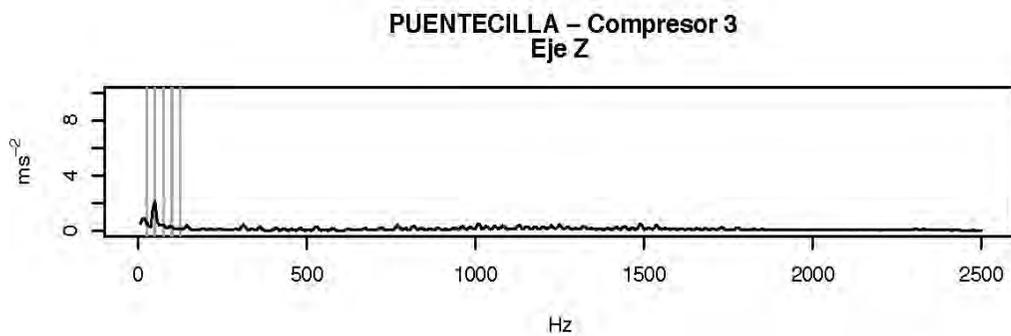
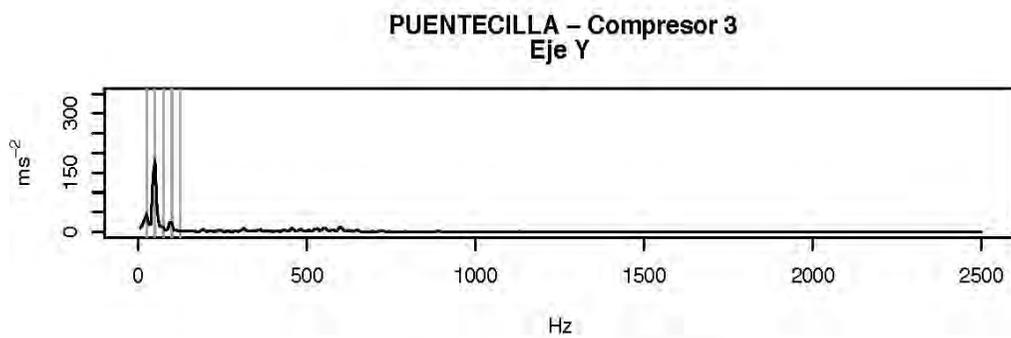
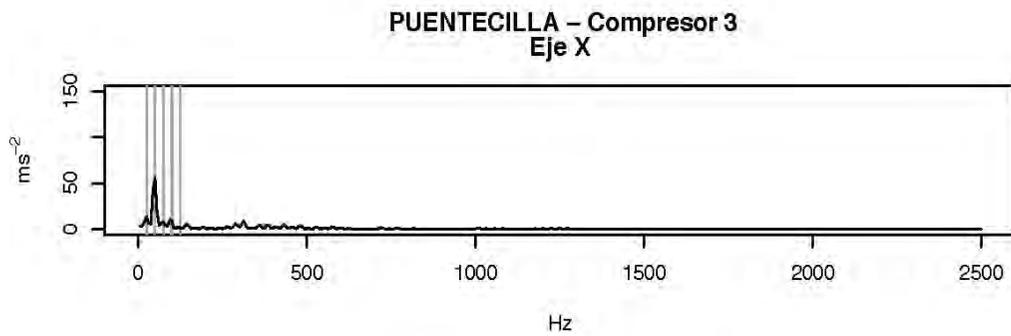


**PUENTECILLA – Compresor 2
Eje Y**

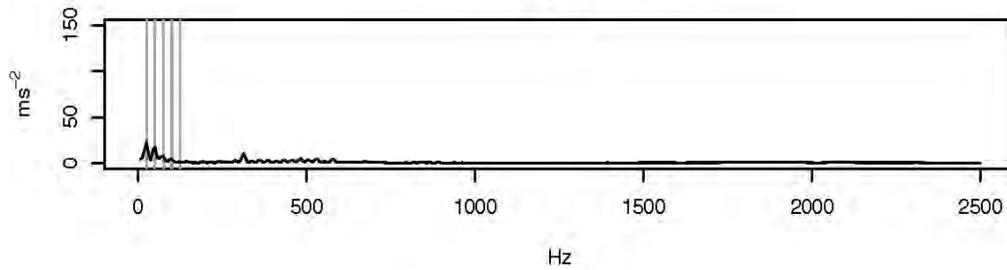


**PUENTECILLA – Compresor 2
Eje Z**

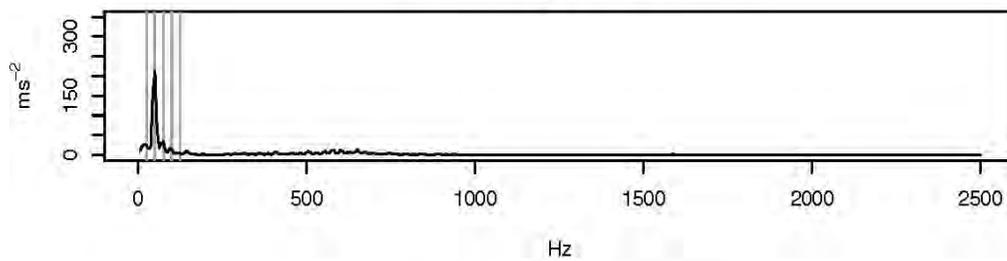




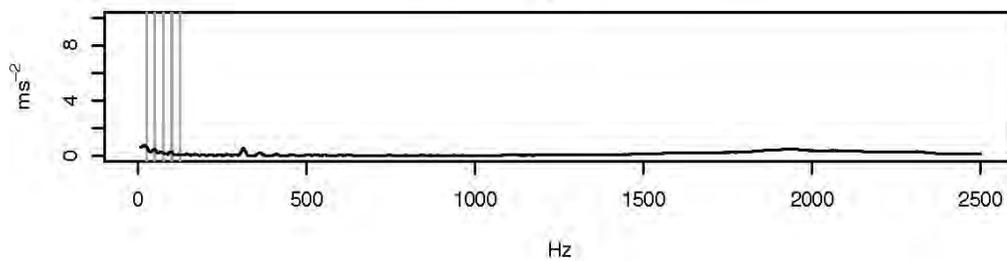
**PUENTECILLA – Compresor 4
Eje X**



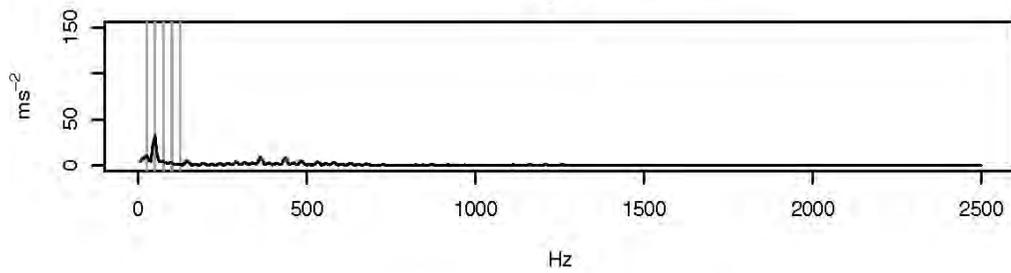
**PUENTECILLA – Compresor 4
Eje Y**



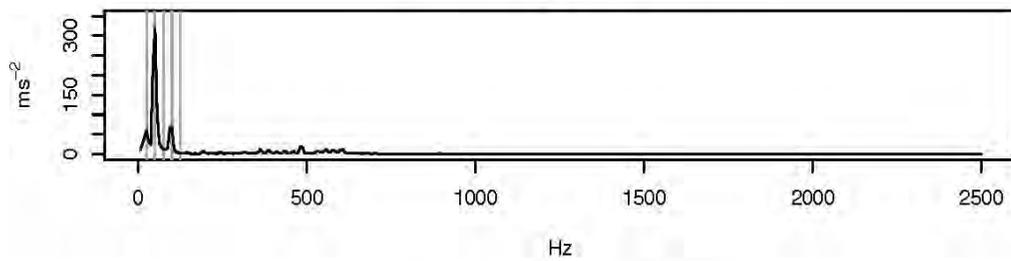
**PUENTECILLA – Compresor 4
Eje Z**



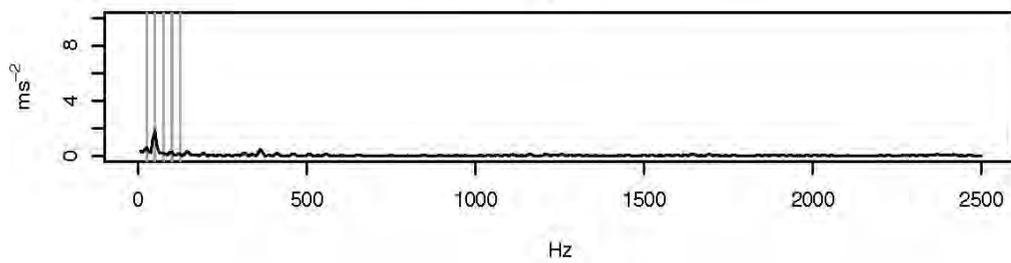
**PUENTECILLA – Compresor 5
Eje X**

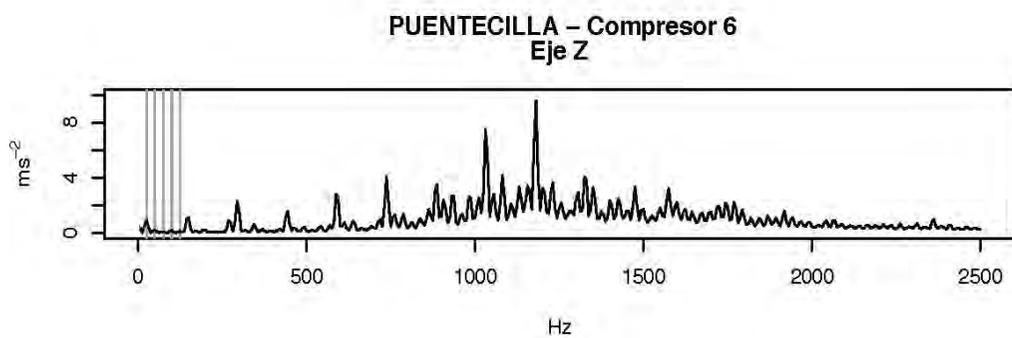
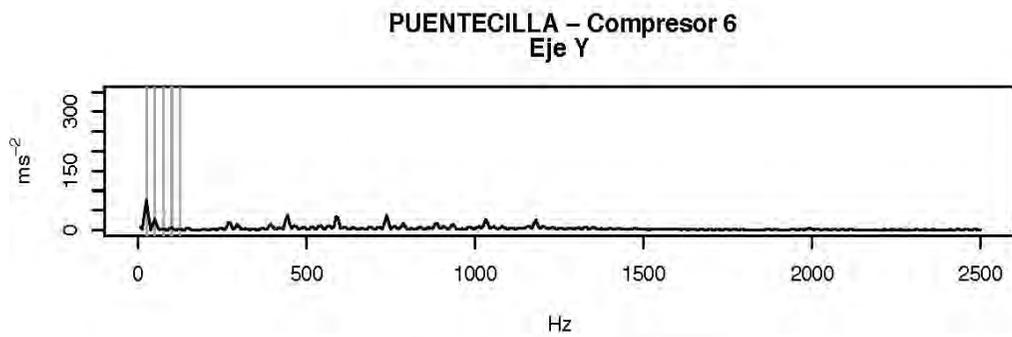
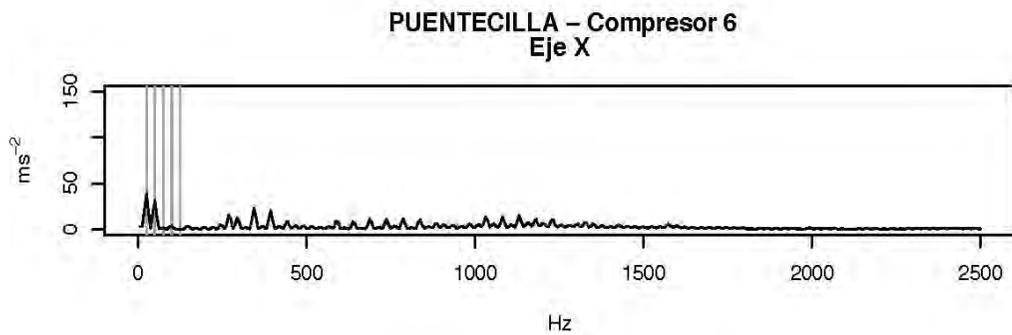


**PUENTECILLA – Compresor 5
Eje Y**

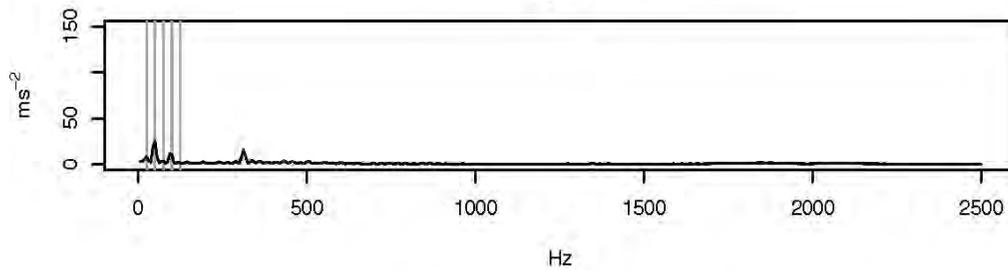


**PUENTECILLA – Compresor 5
Eje Z**

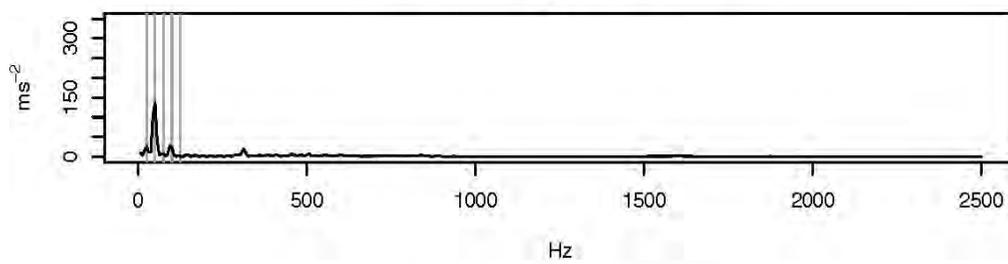




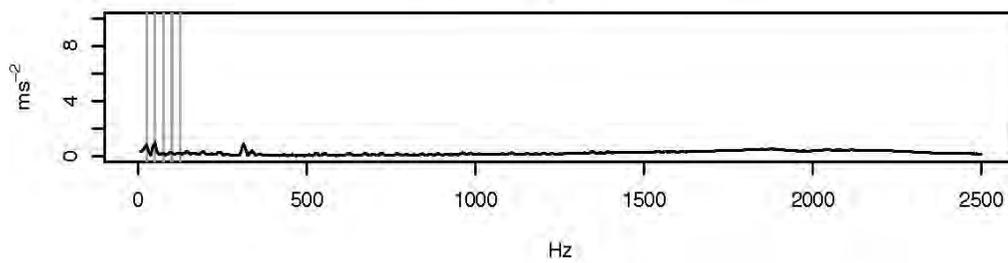
**PUENTECILLA – Compresor 7
Eje X**

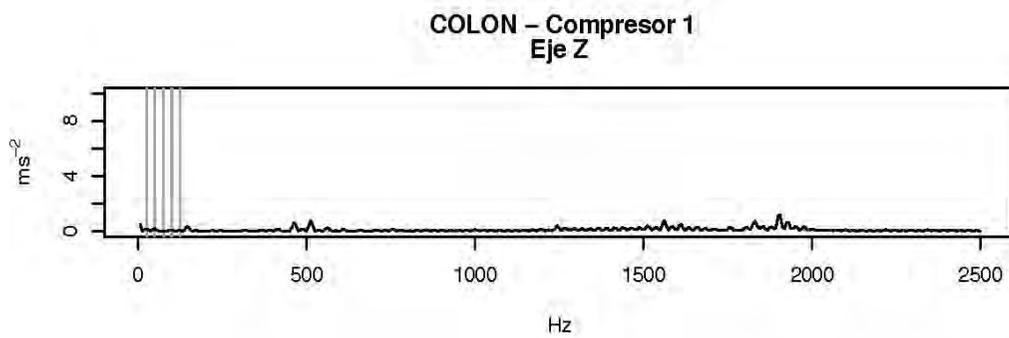
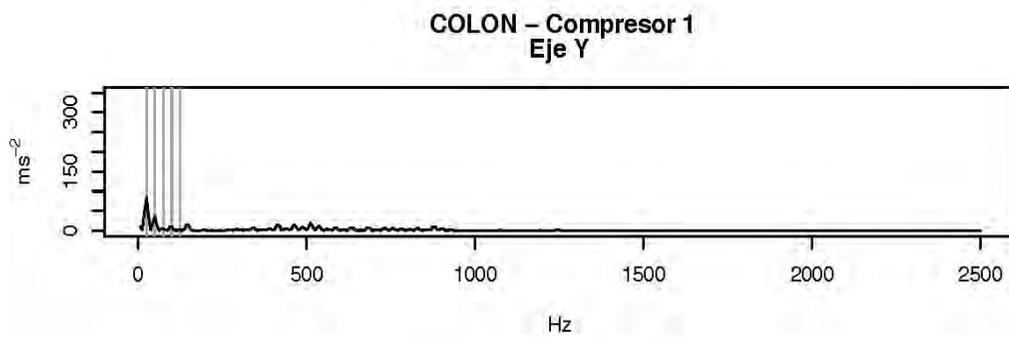
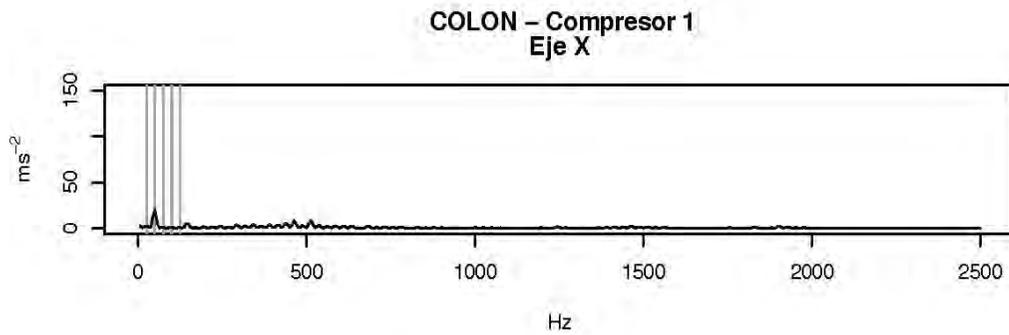


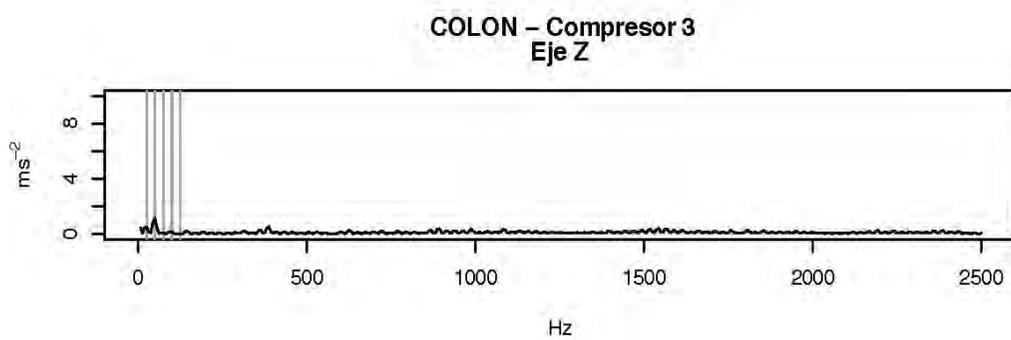
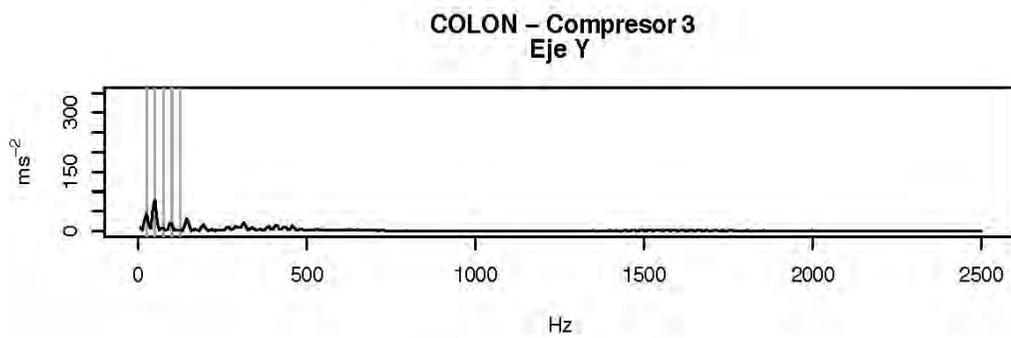
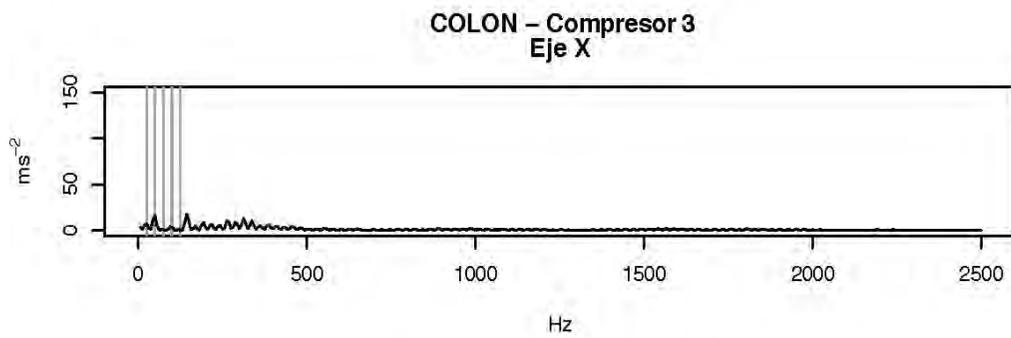
**PUENTECILLA – Compresor 7
Eje Y**

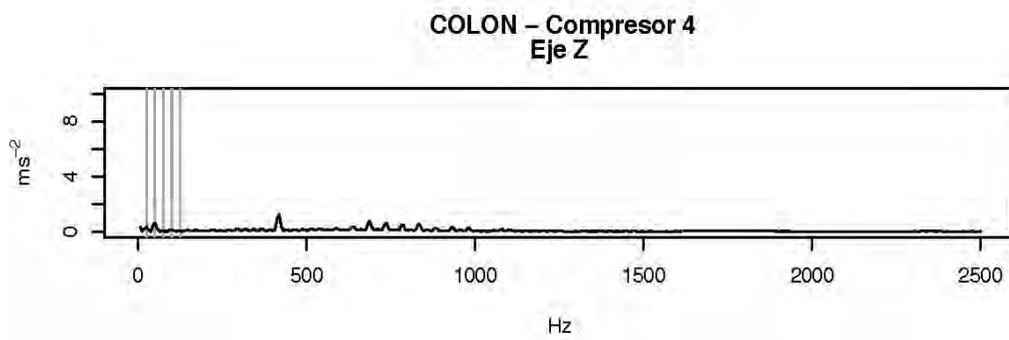
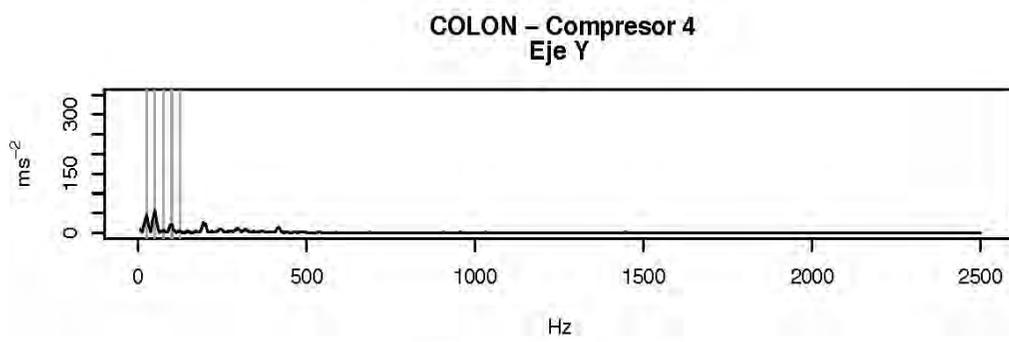
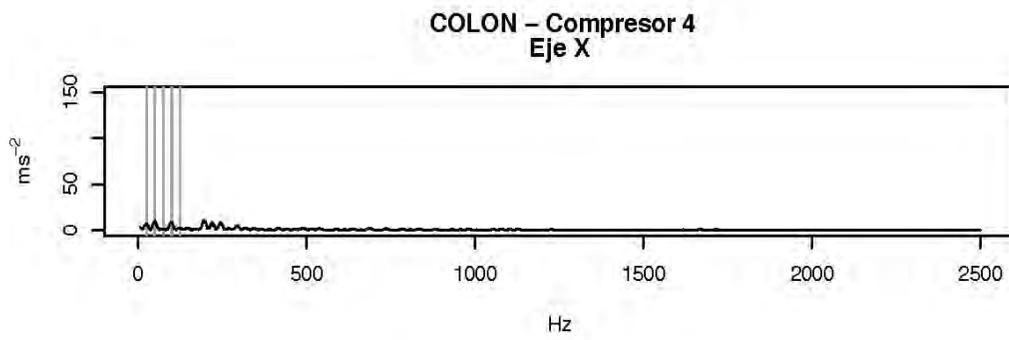


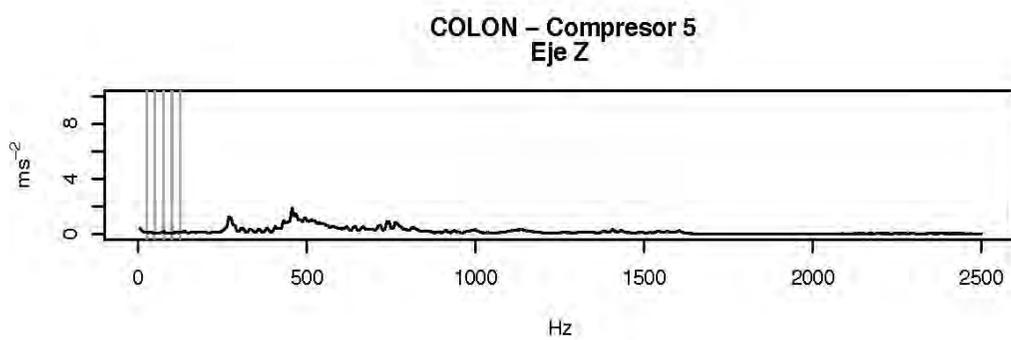
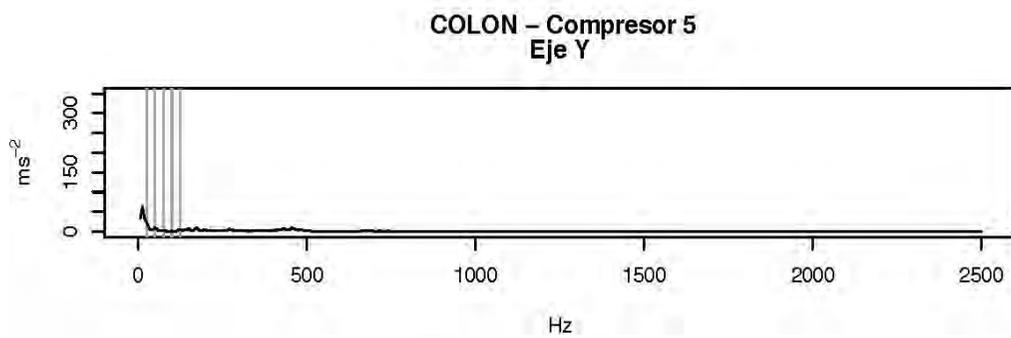
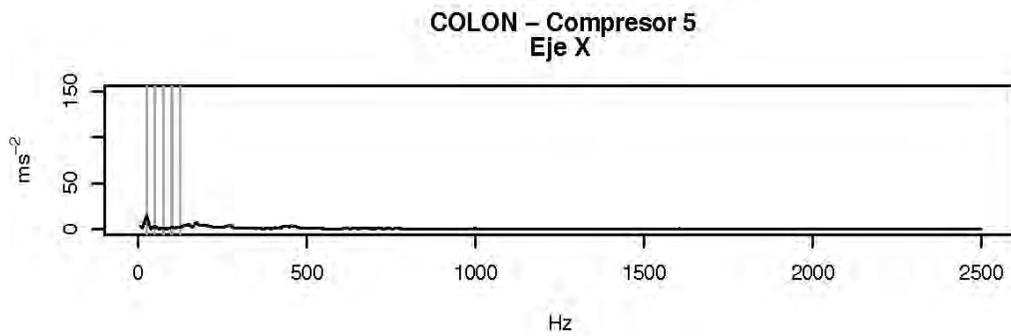
**PUENTECILLA – Compresor 7
Eje Z**

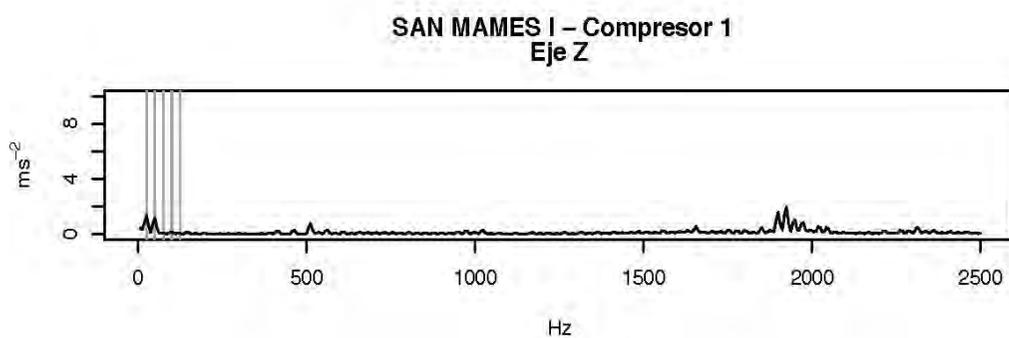
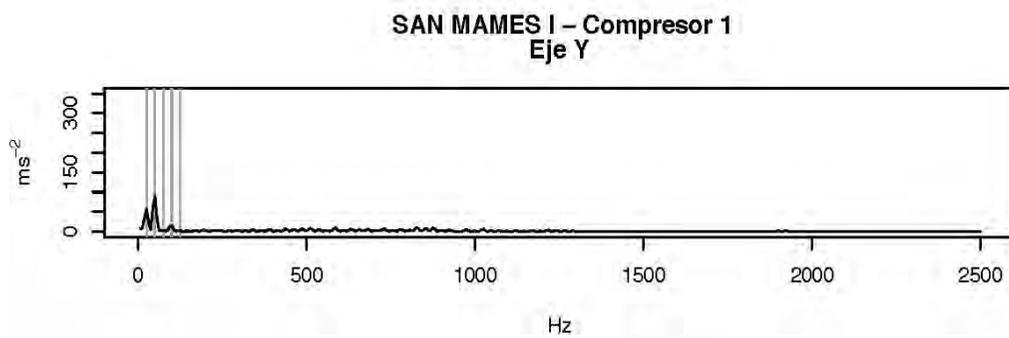
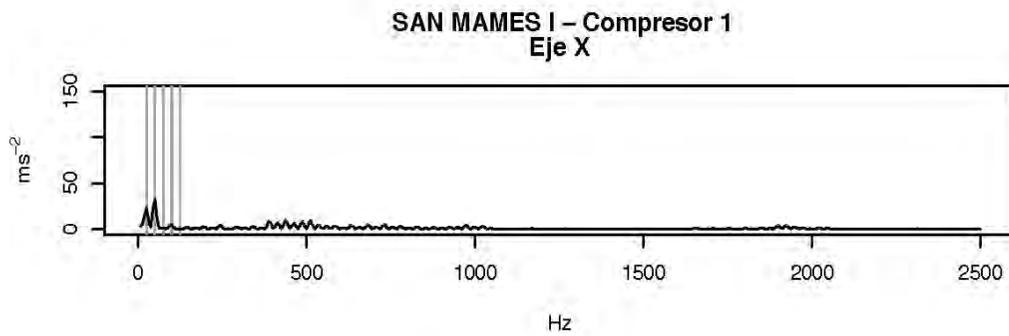


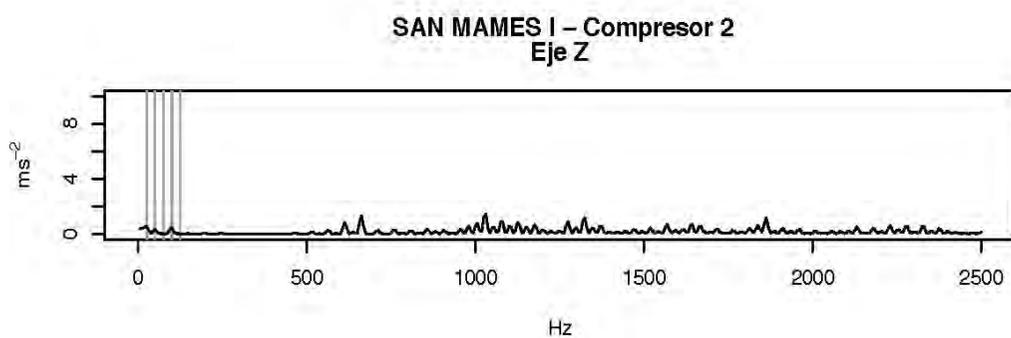
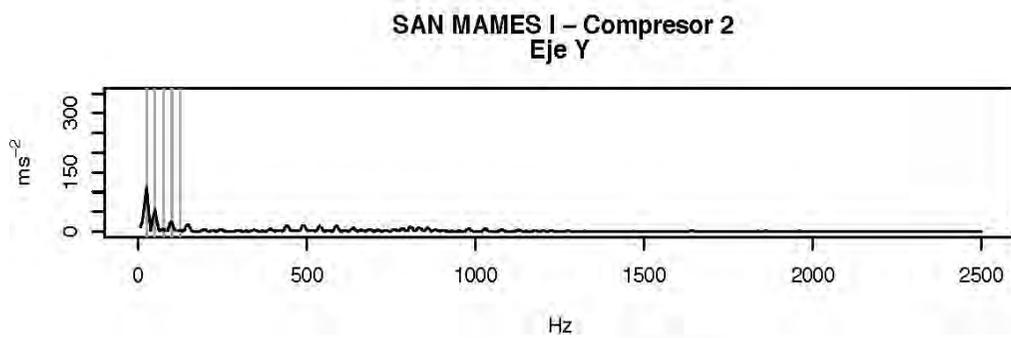
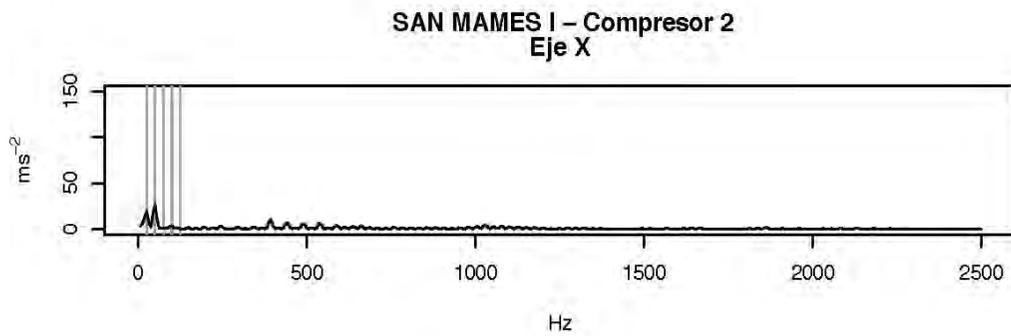


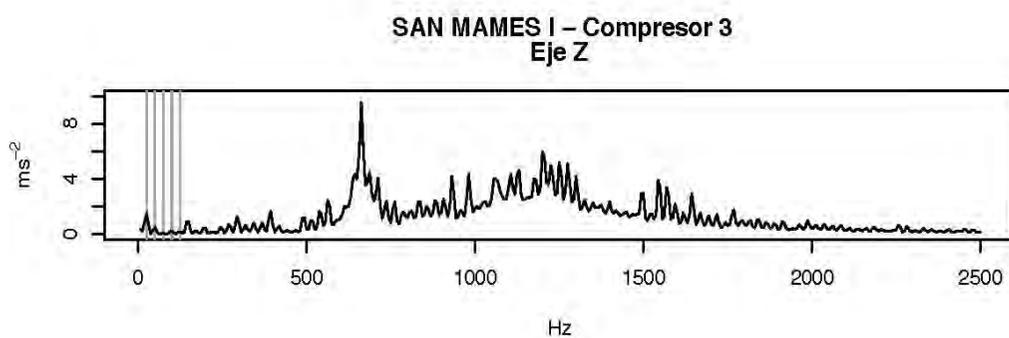
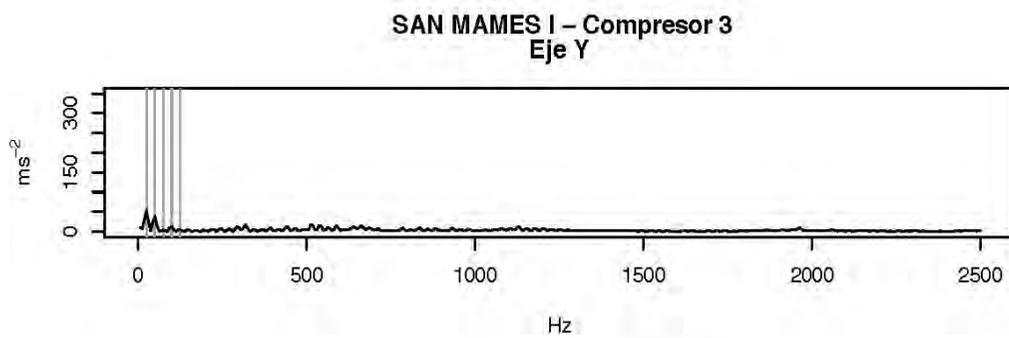
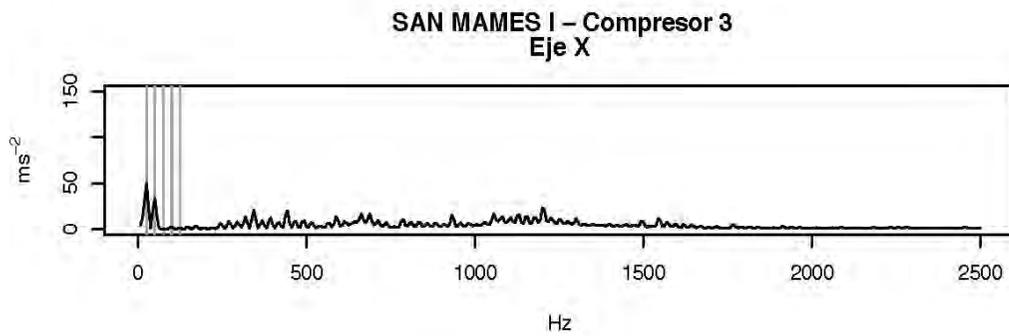


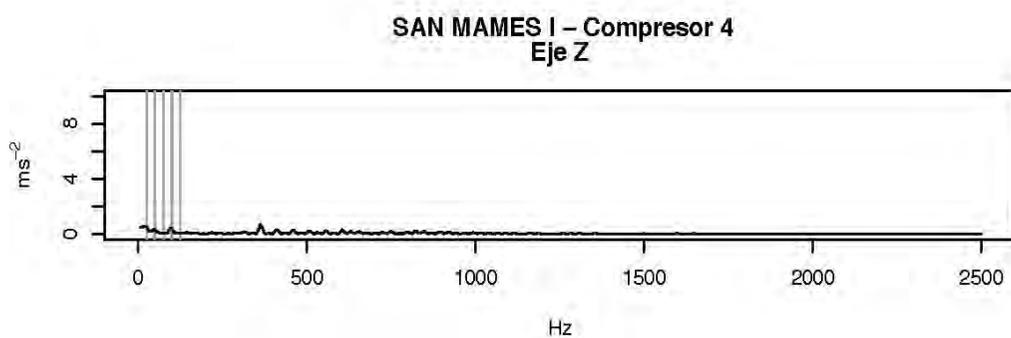
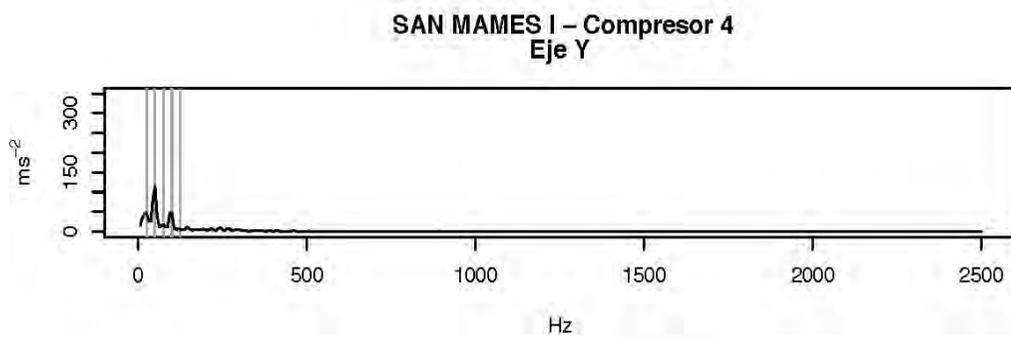
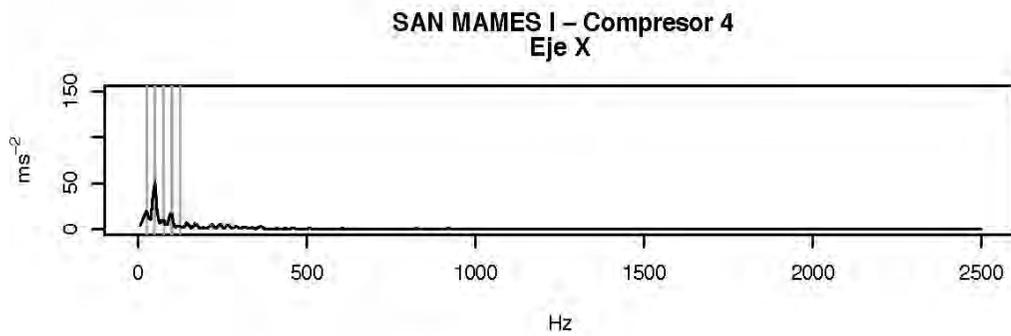


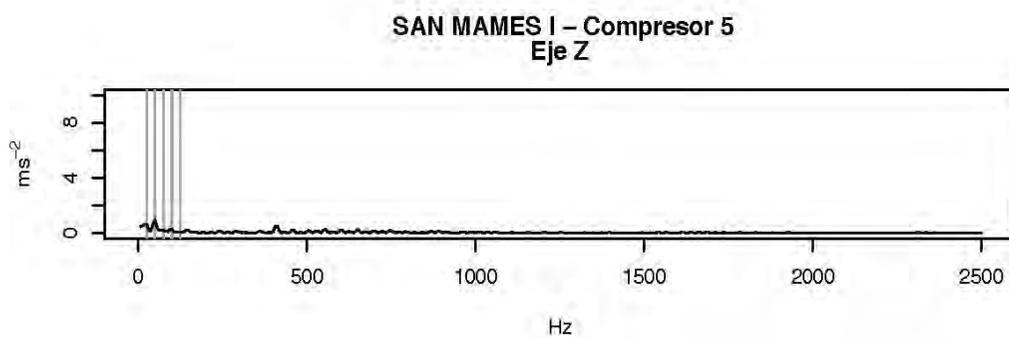
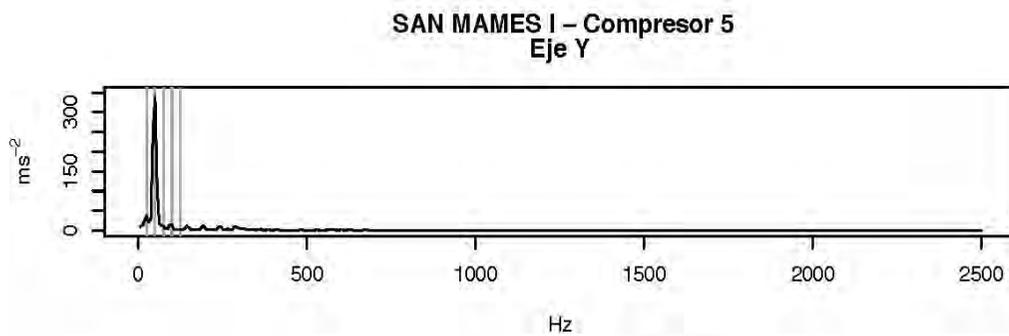
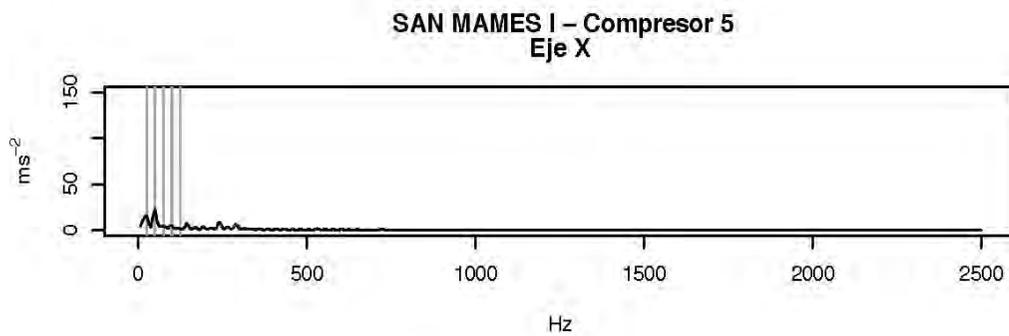


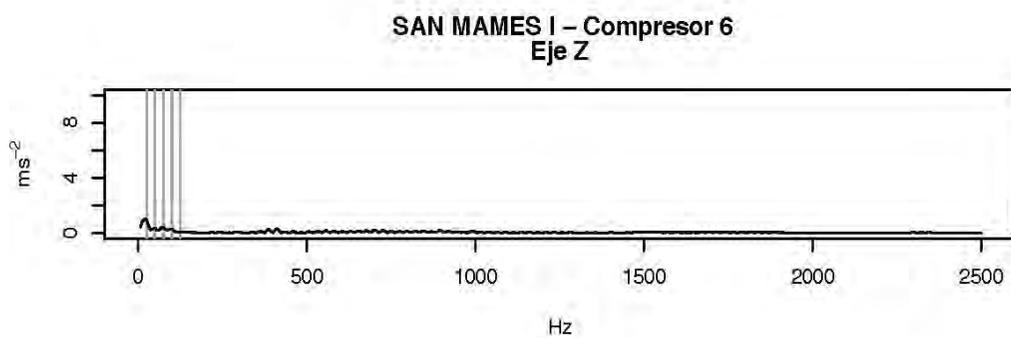
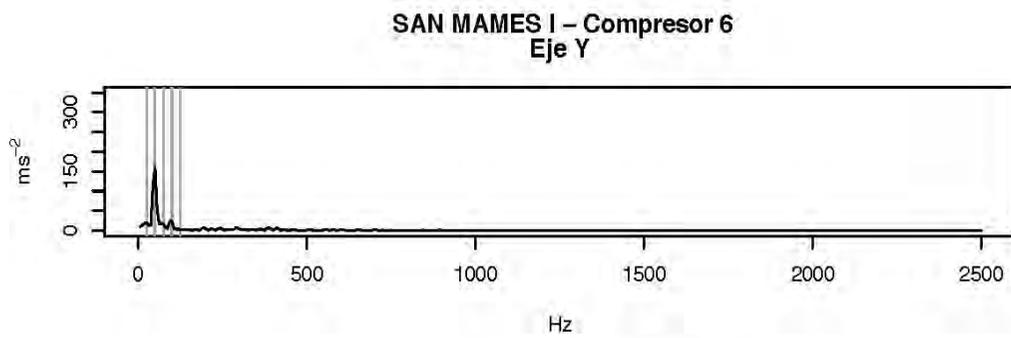
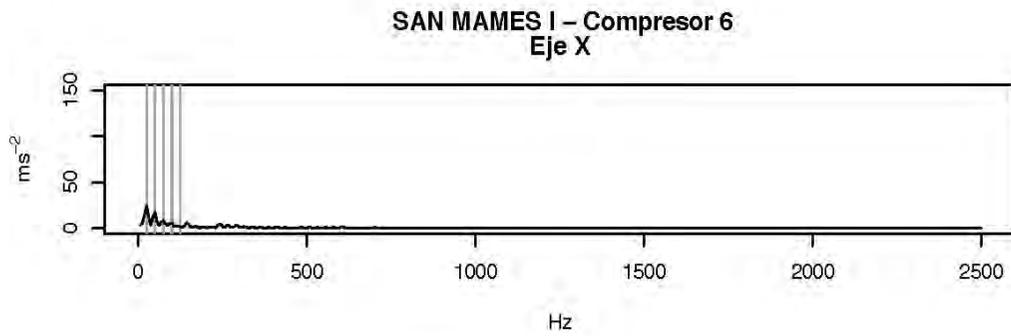


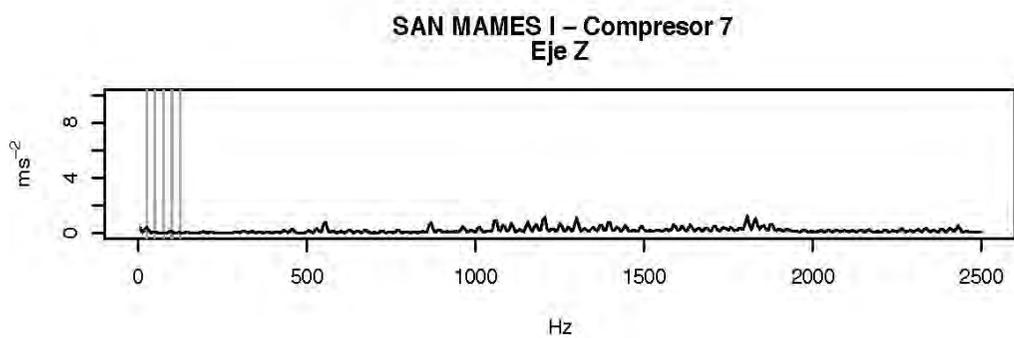
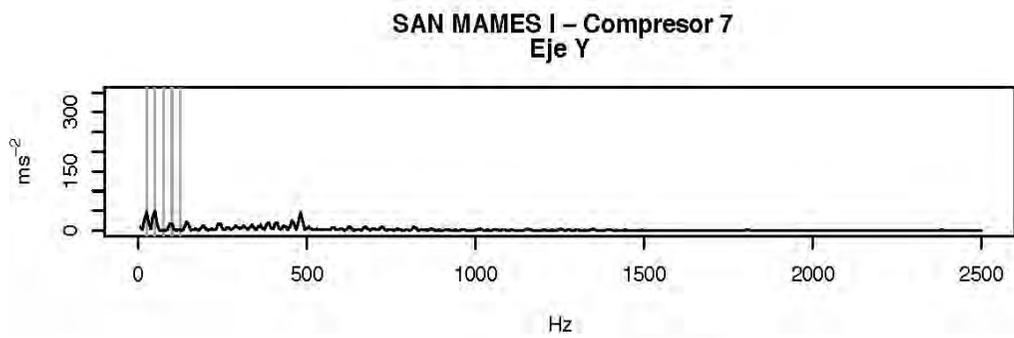
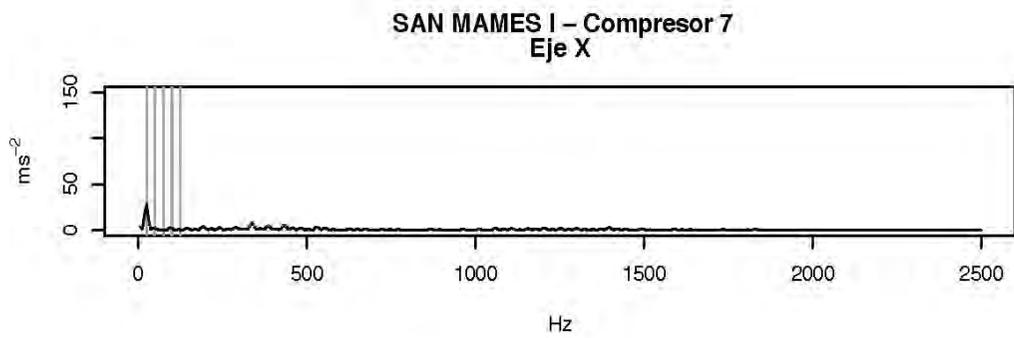


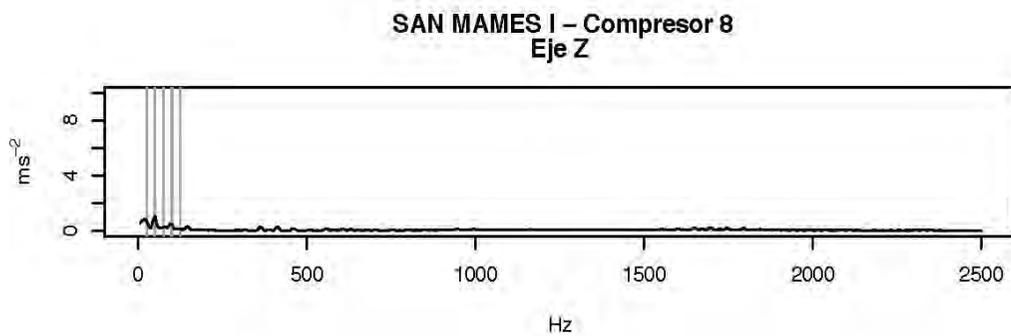
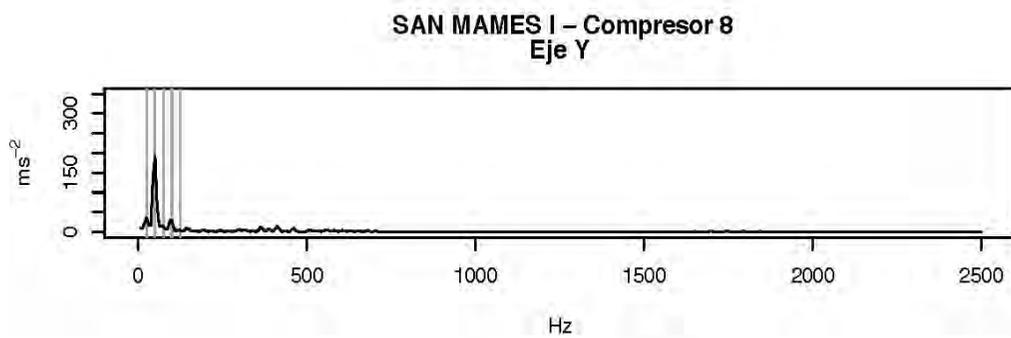
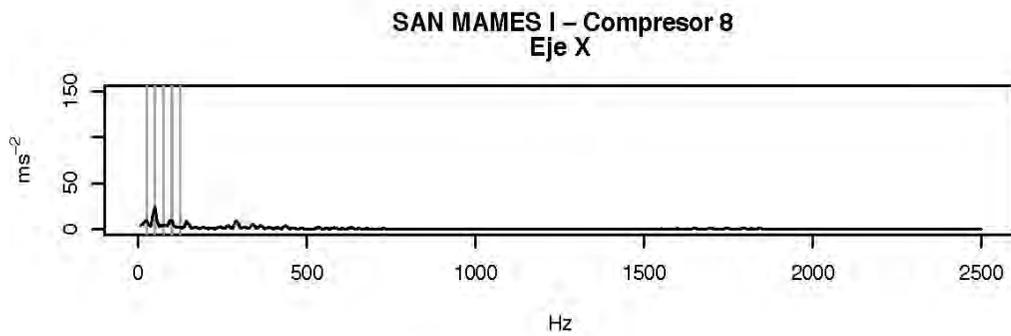




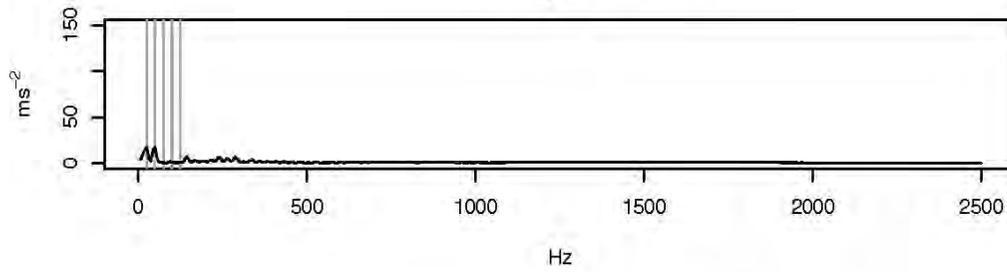




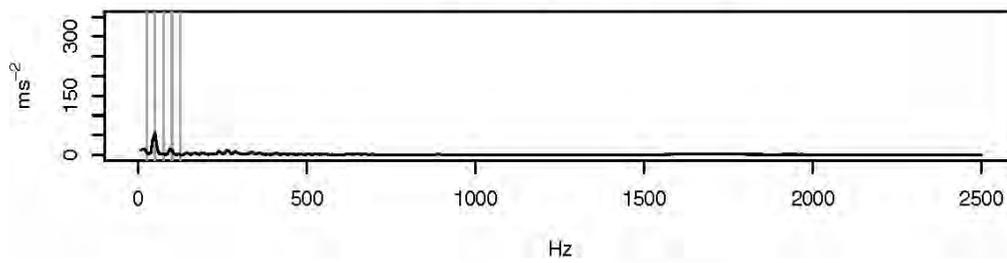




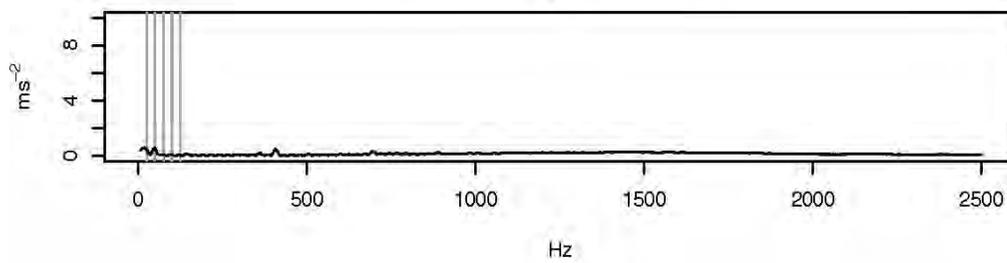
**SAN MAMES I – Compresor 9
Eje X**



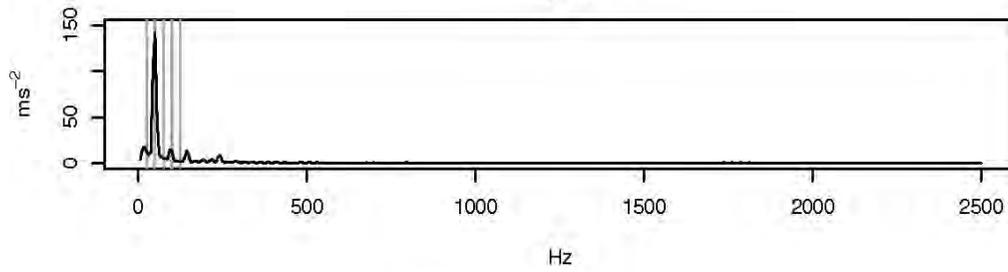
**SAN MAMES I – Compresor 9
Eje Y**



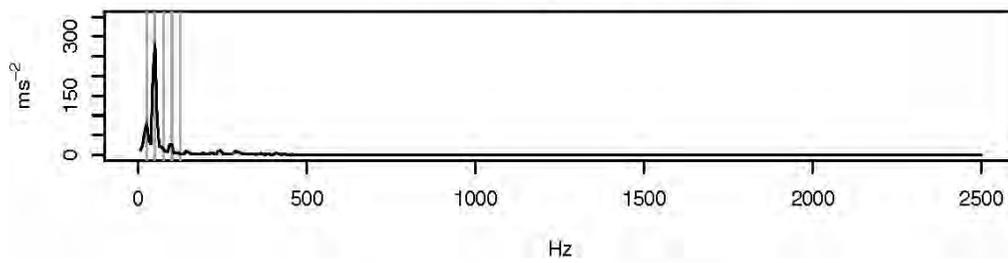
**SAN MAMES I – Compresor 9
Eje Z**



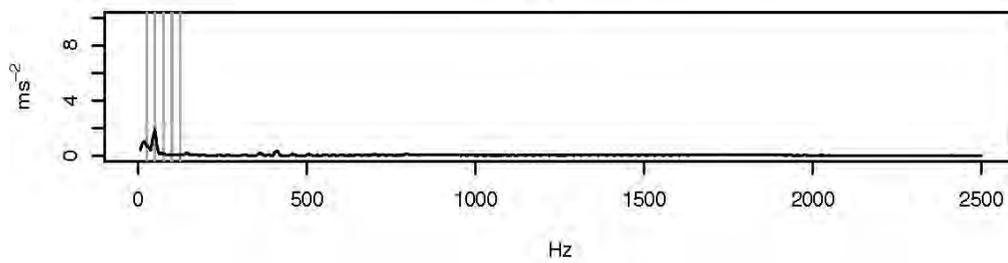
**SAN MAMES II – Compresor 1
Eje X**

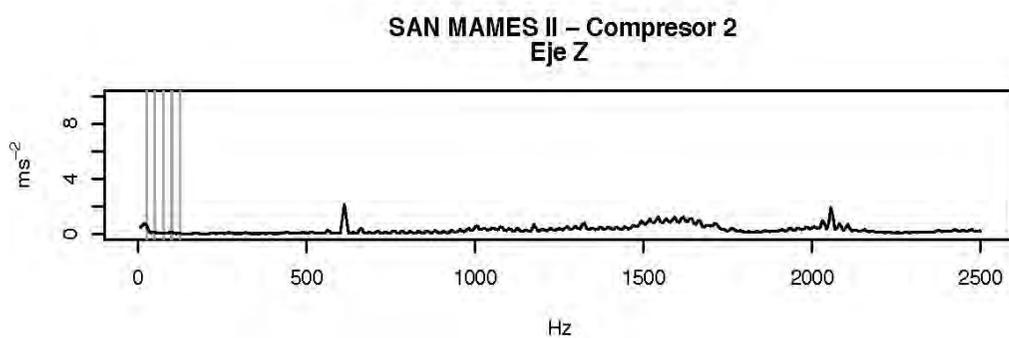
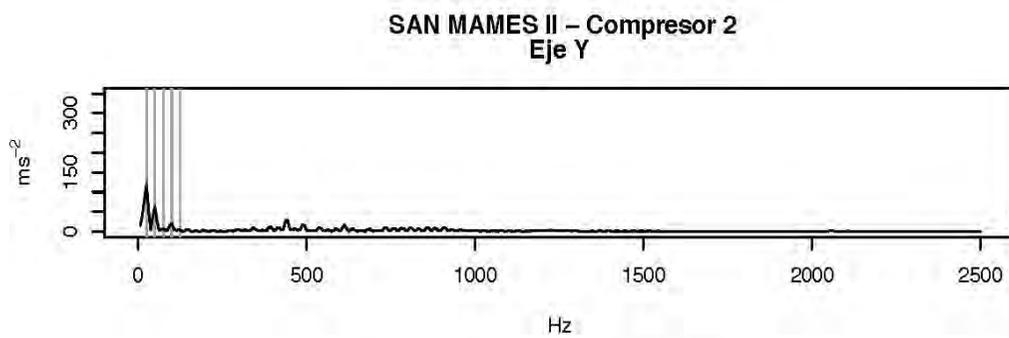
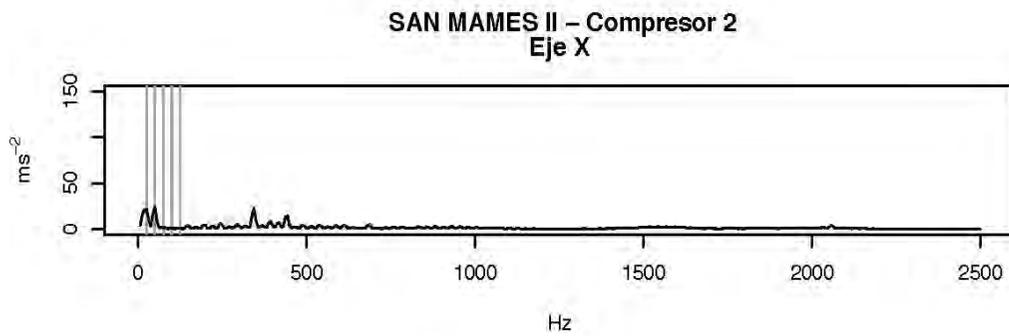


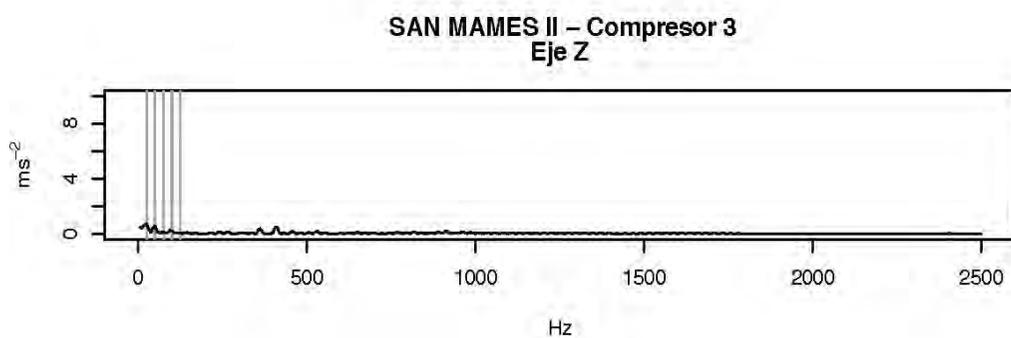
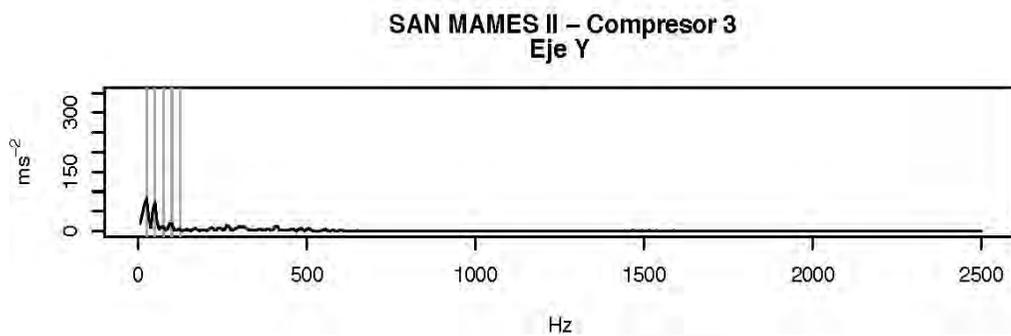
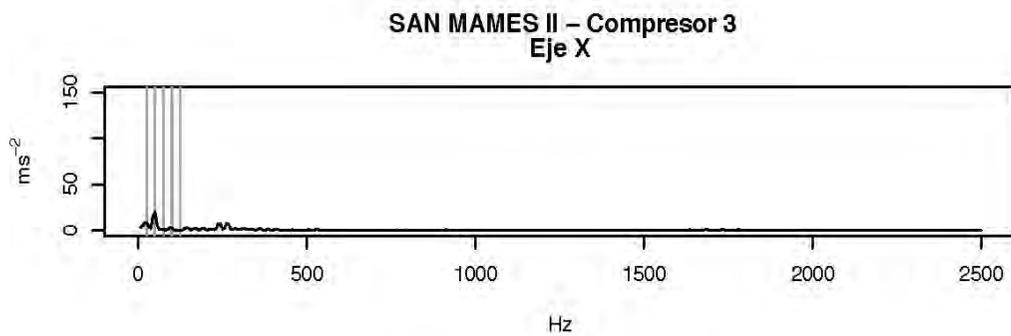
**SAN MAMES II – Compresor 1
Eje Y**

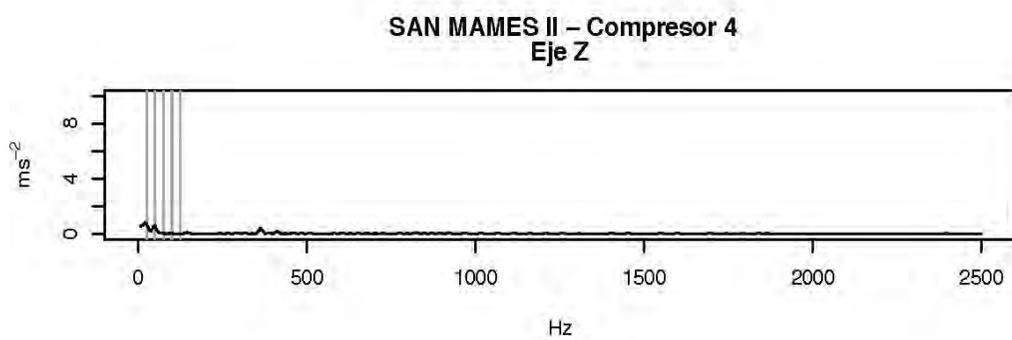
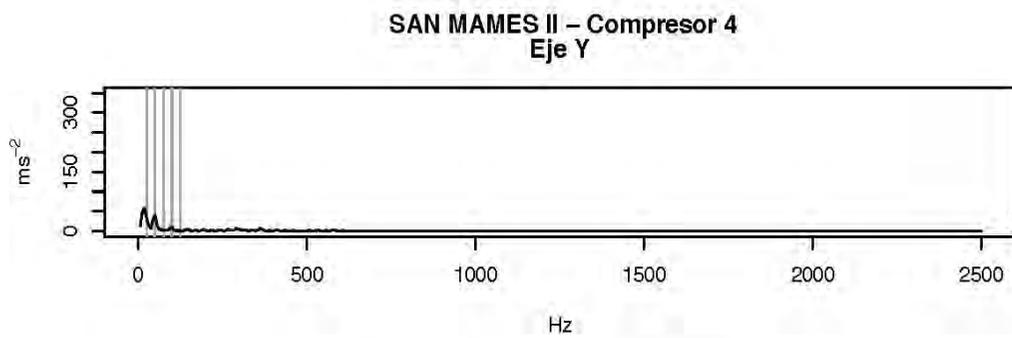
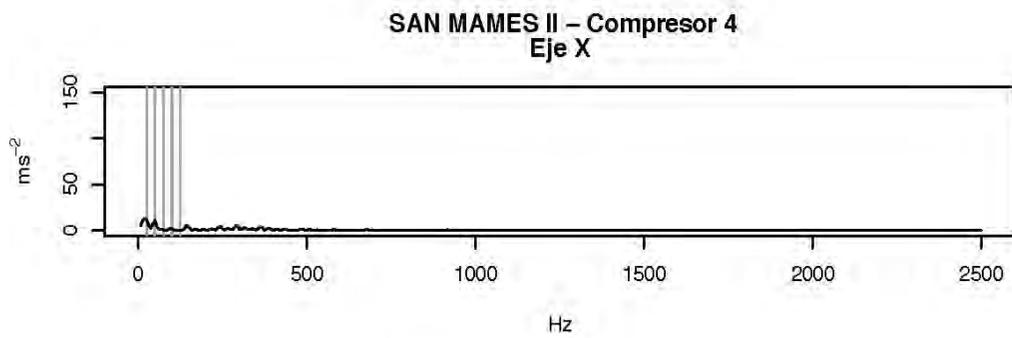


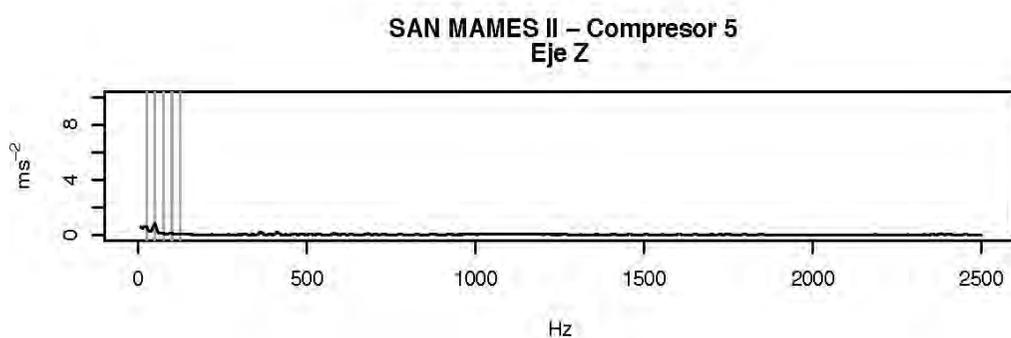
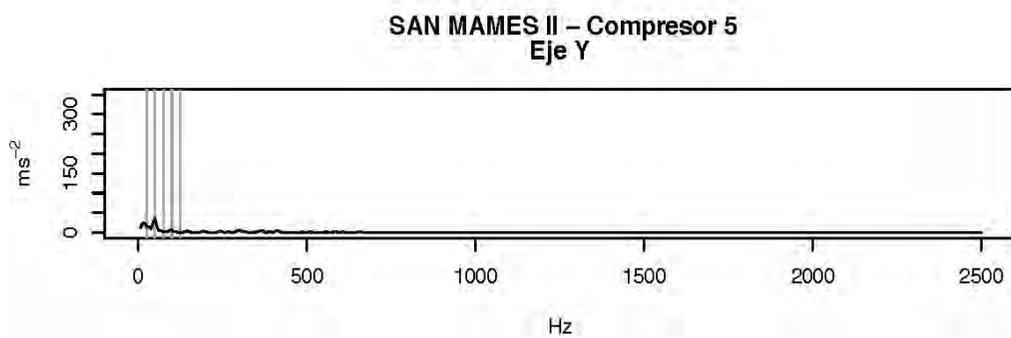
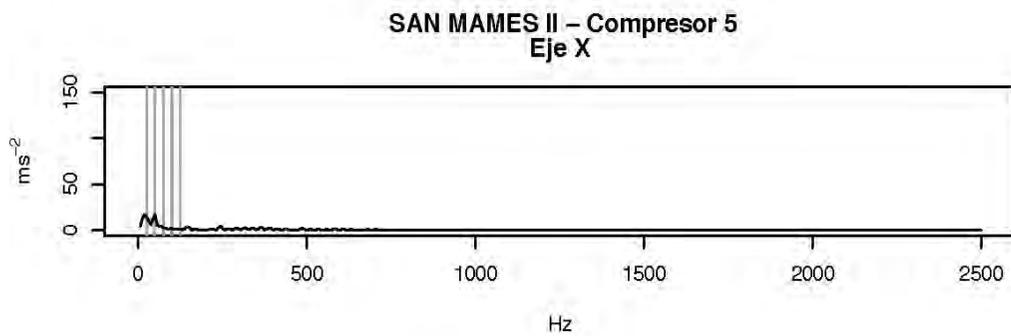
**SAN MAMES II – Compresor 1
Eje Z**

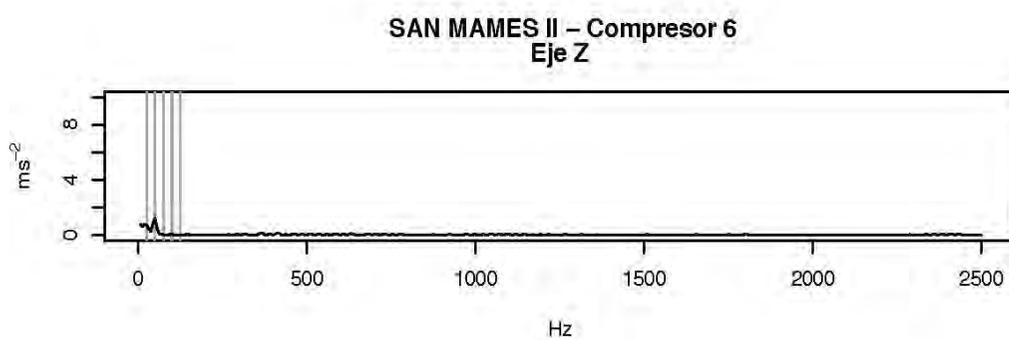
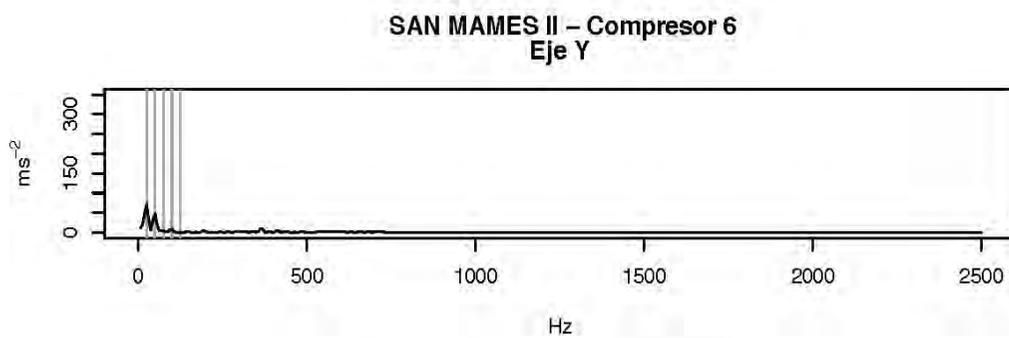
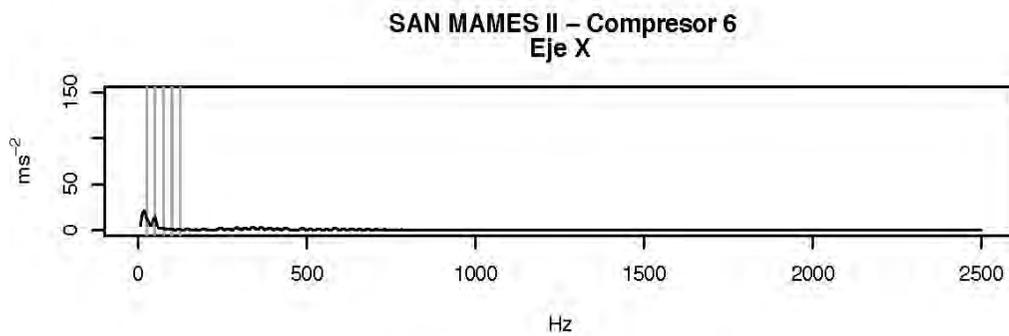


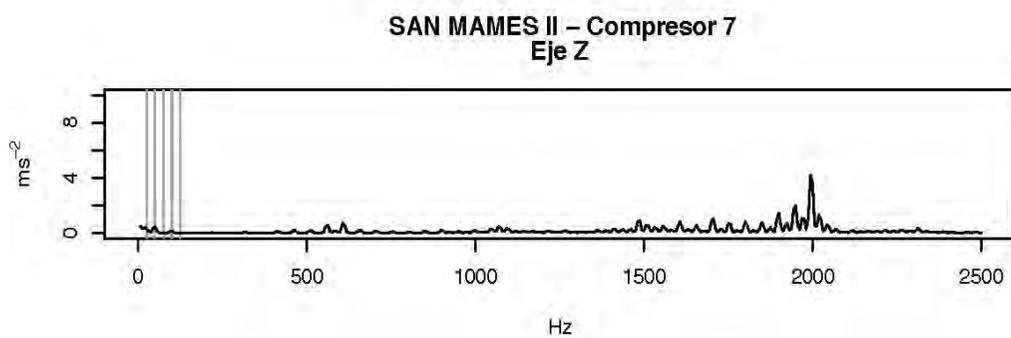
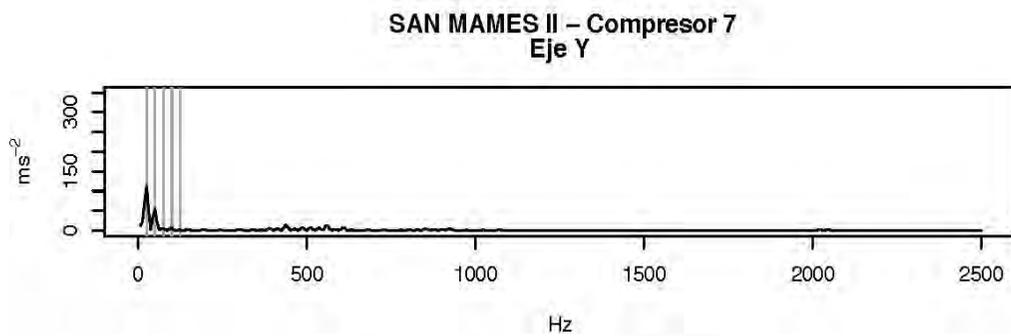
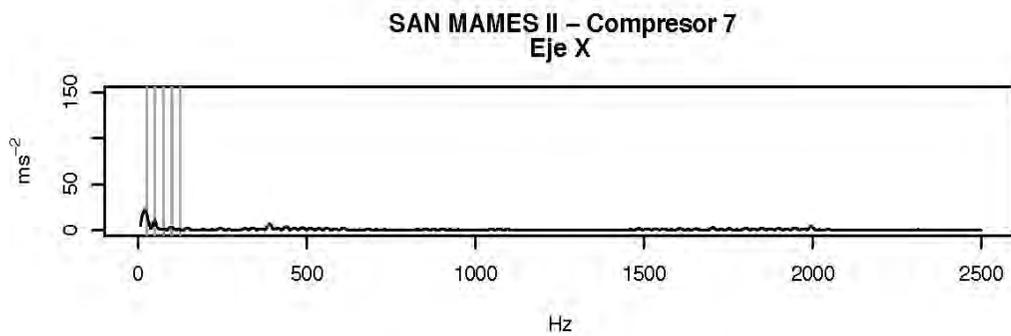


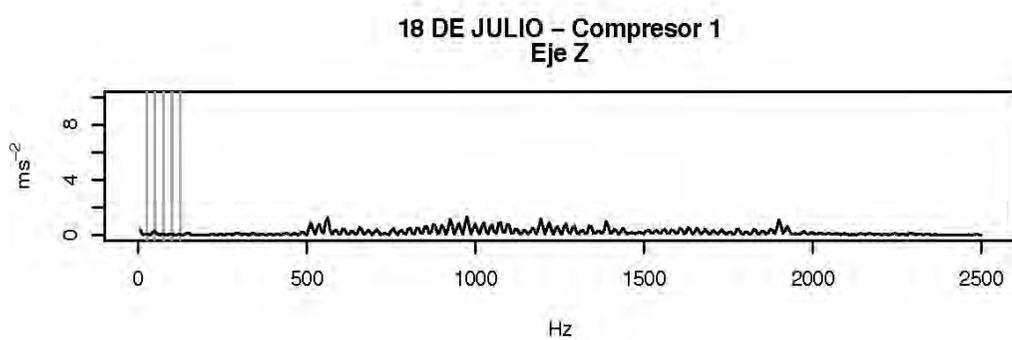
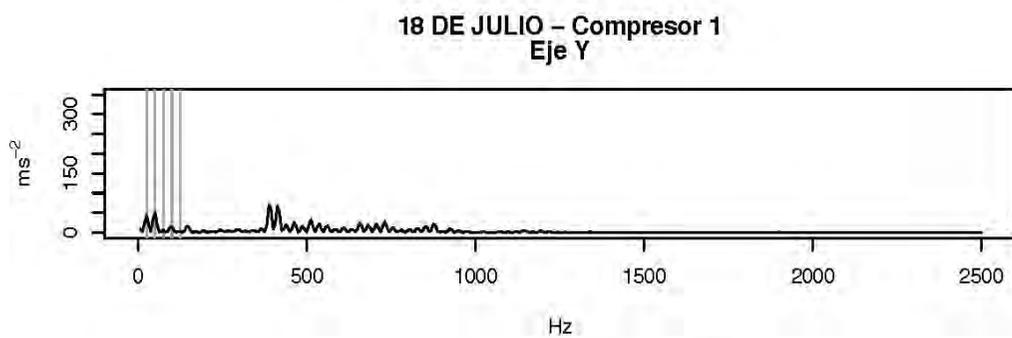
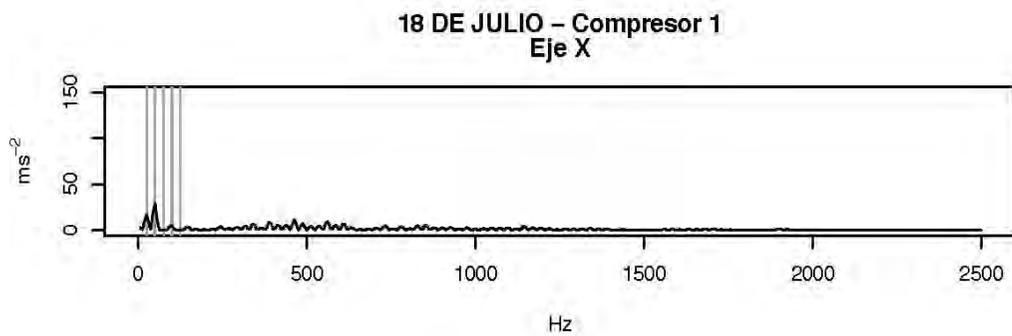


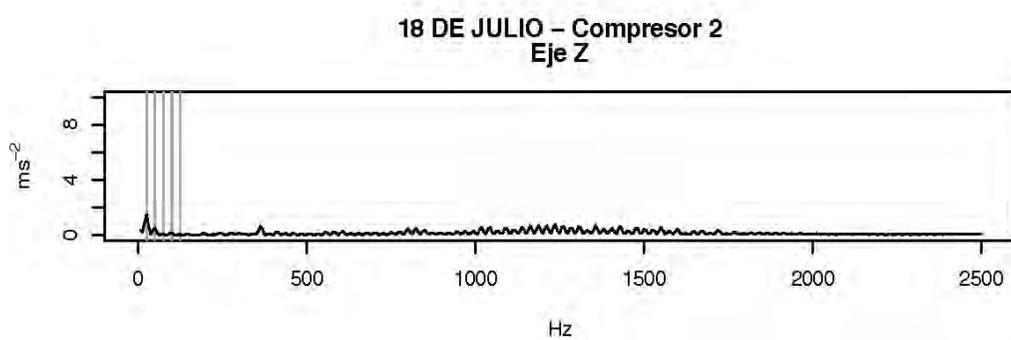
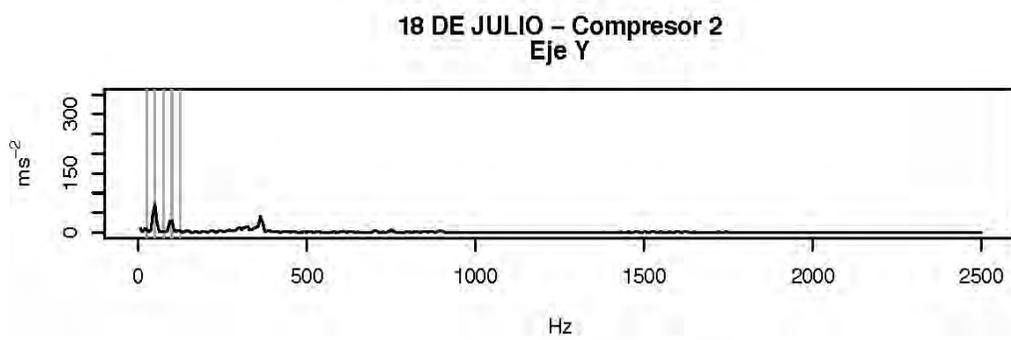
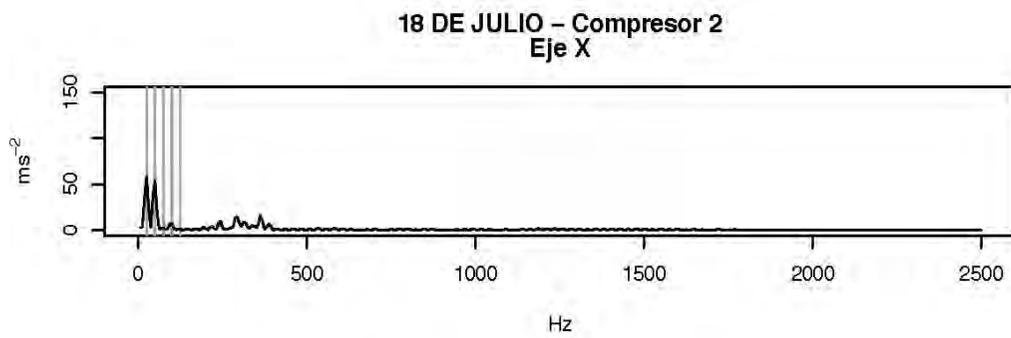


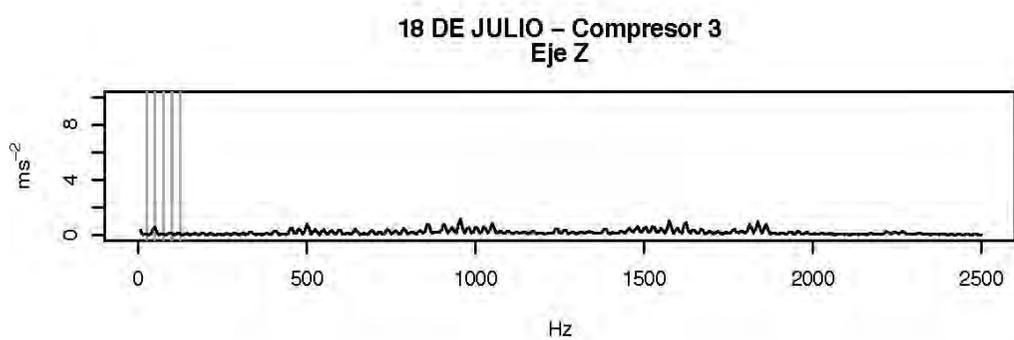
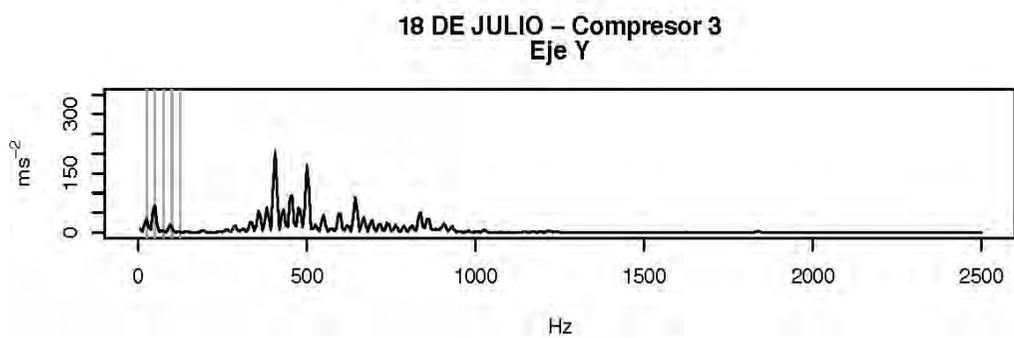
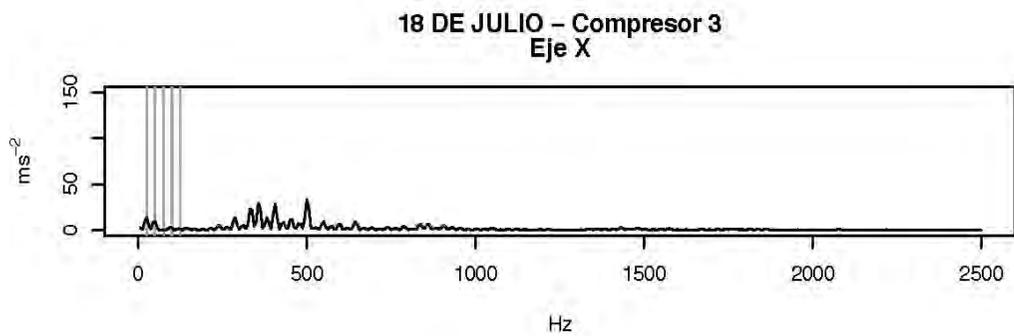


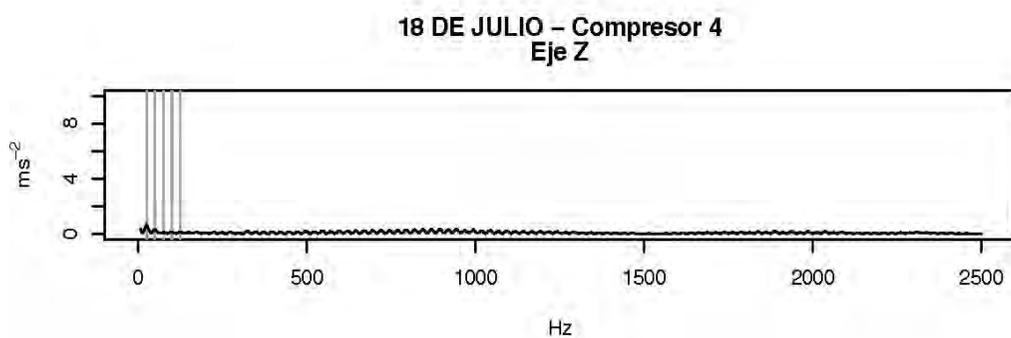
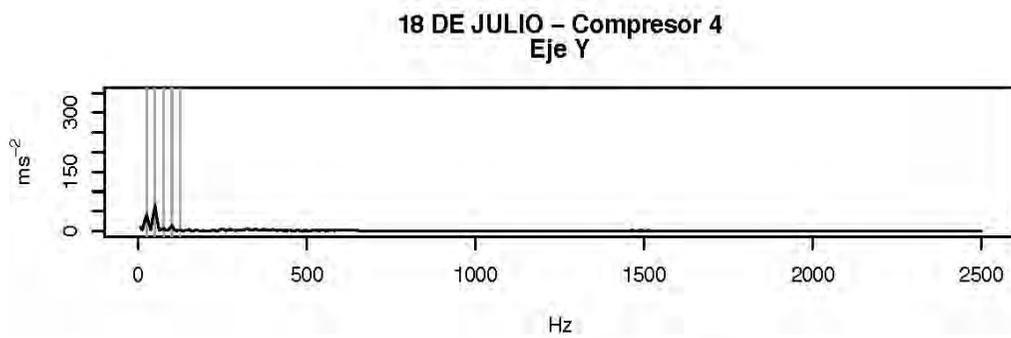
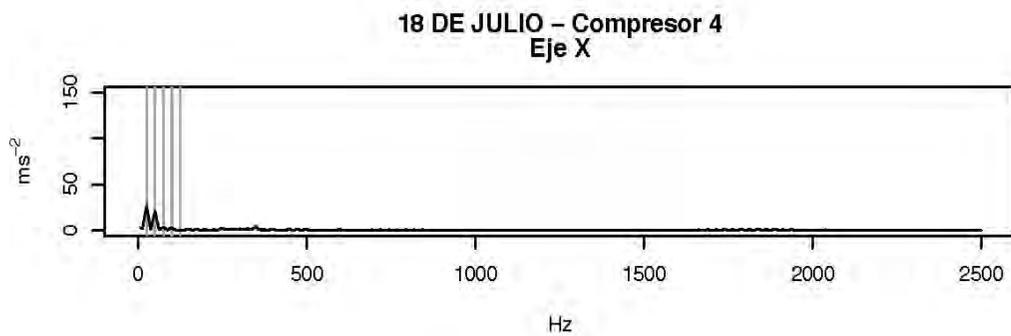


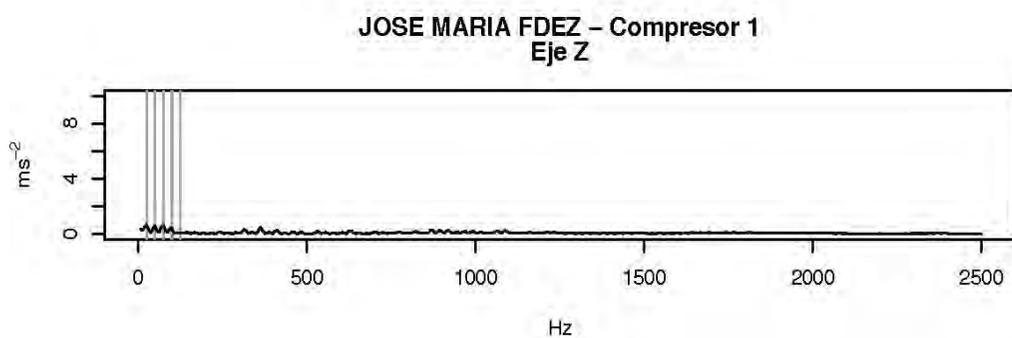
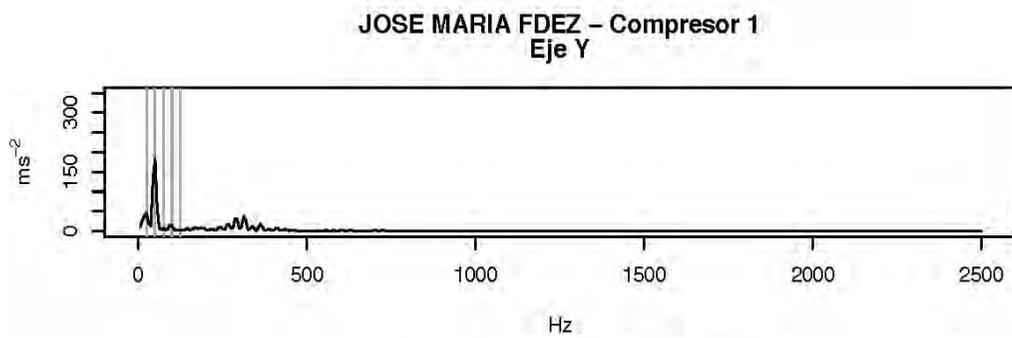
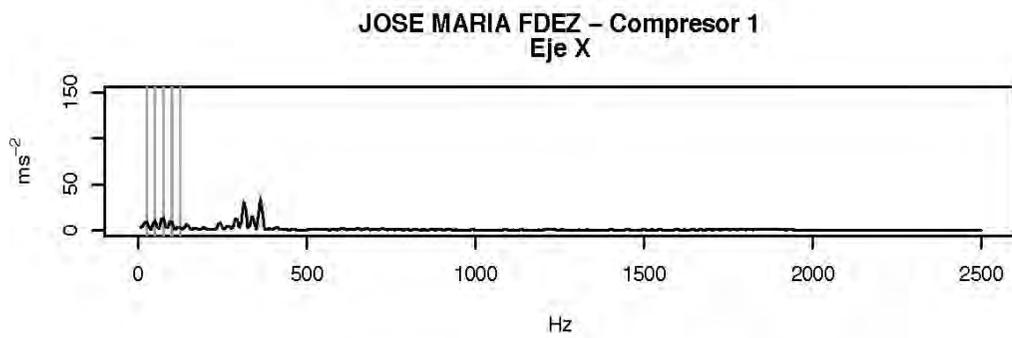


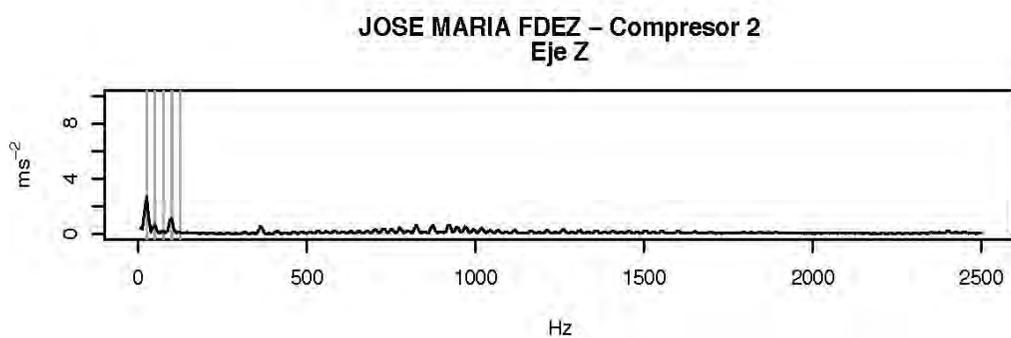
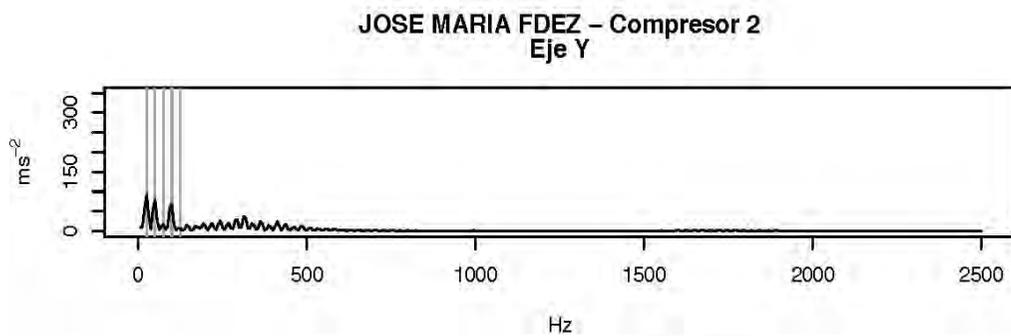
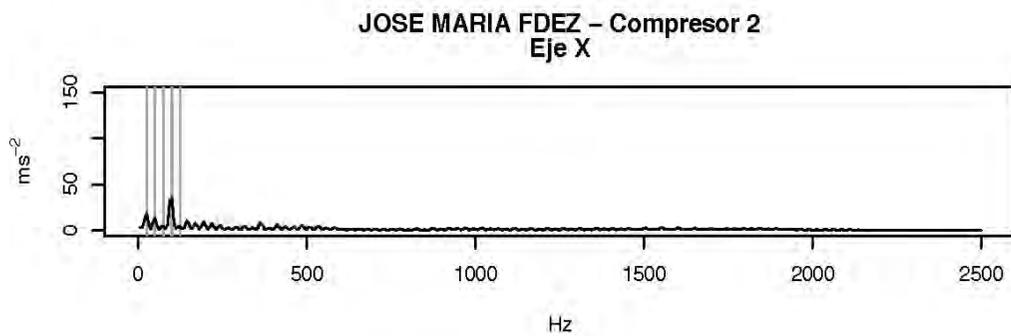


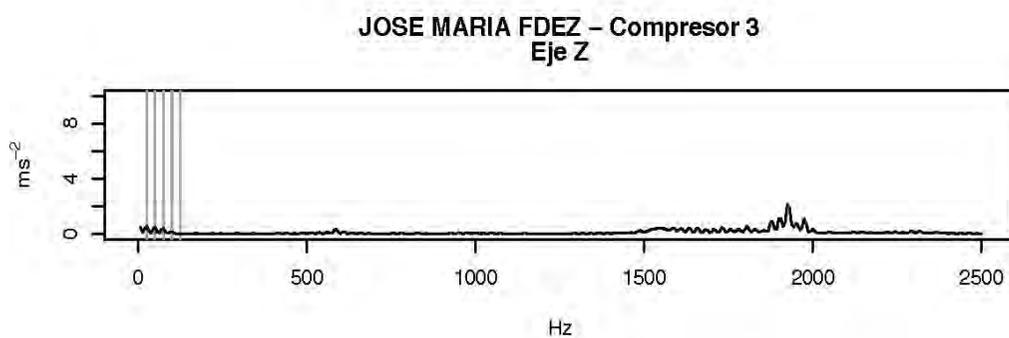
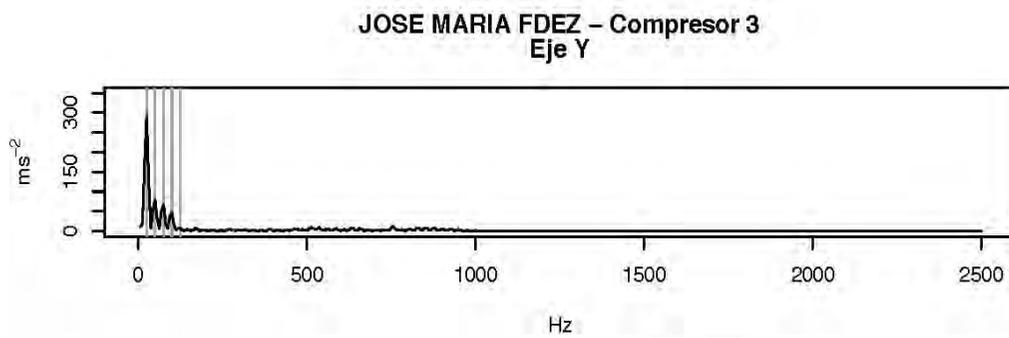
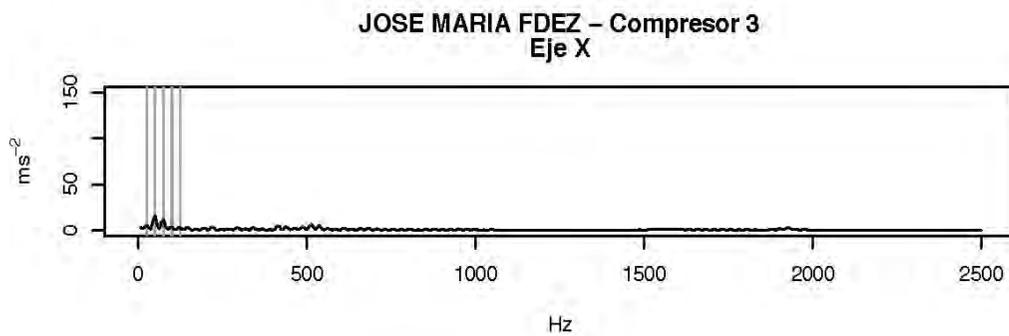


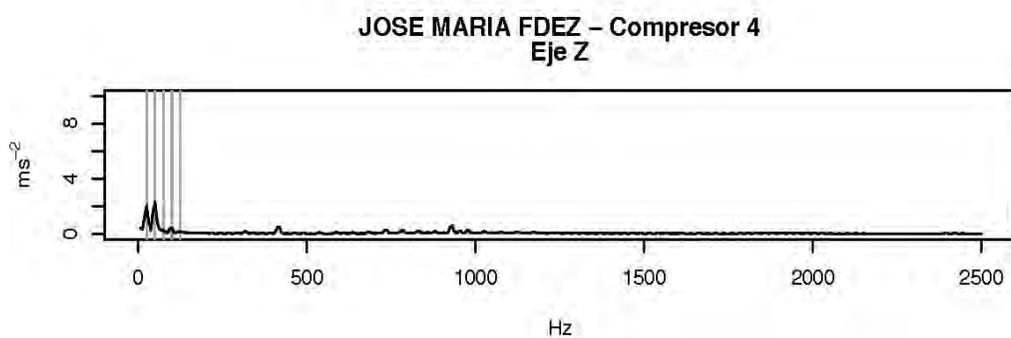
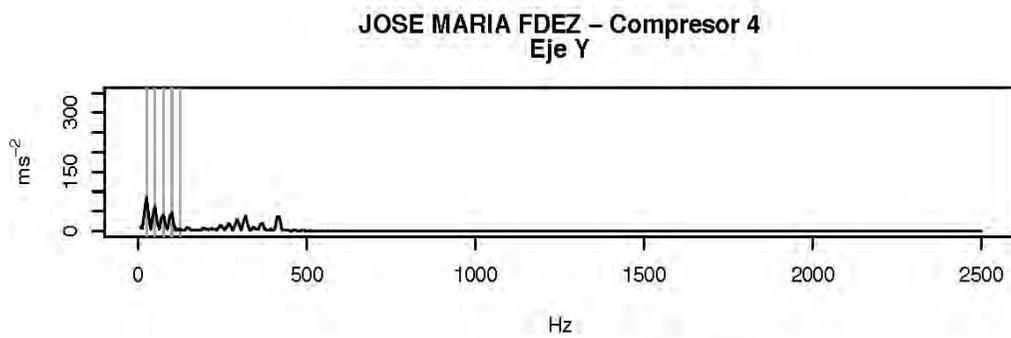
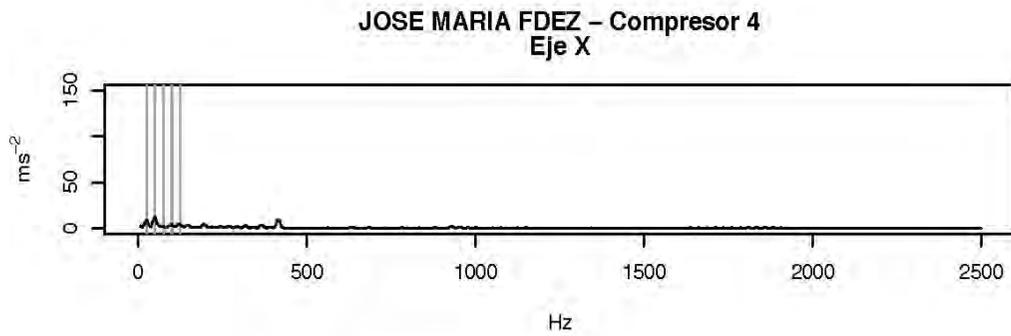


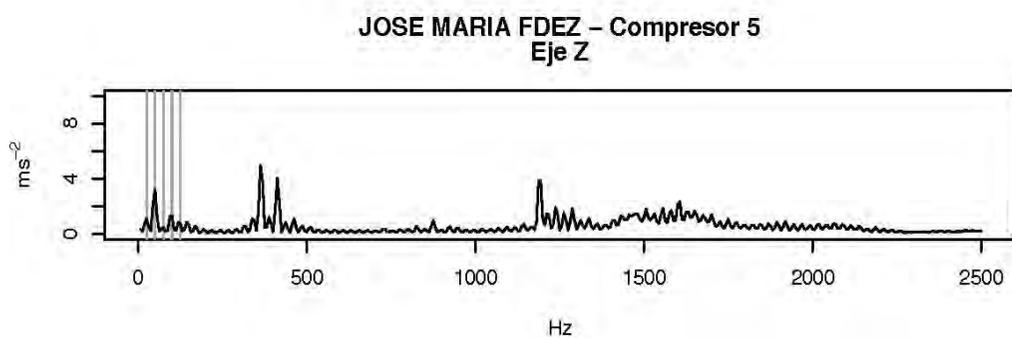
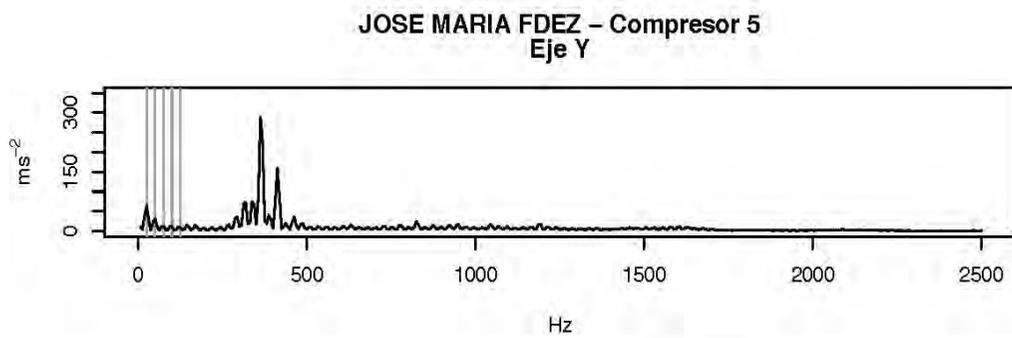
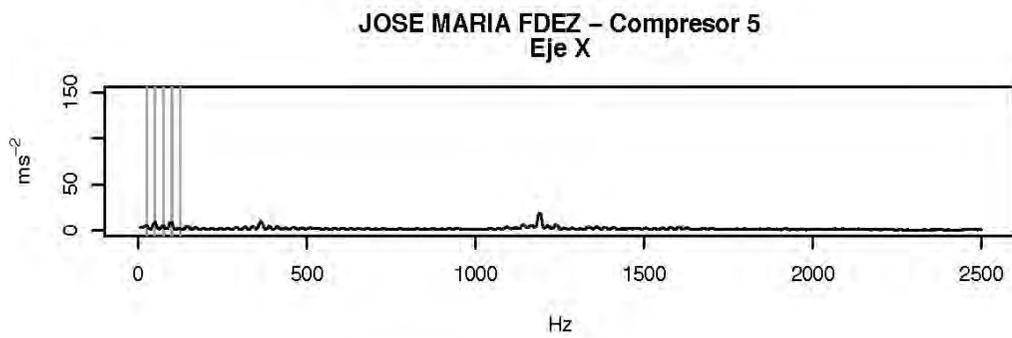


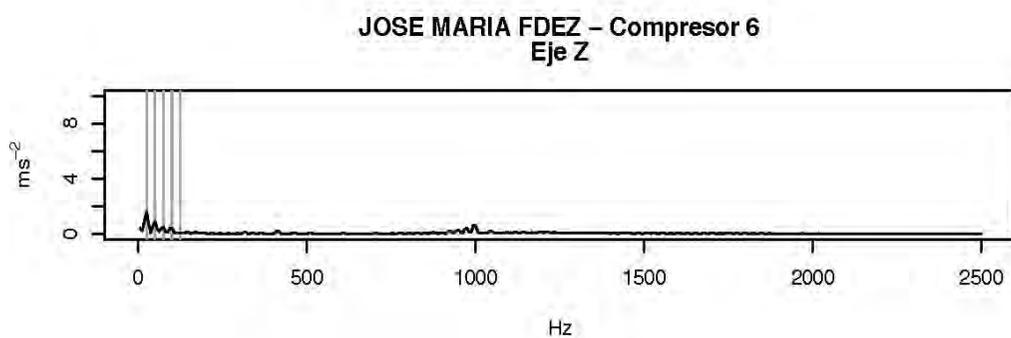
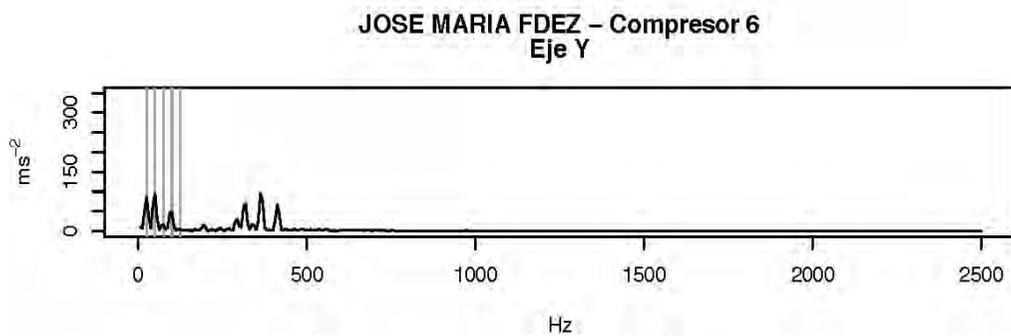
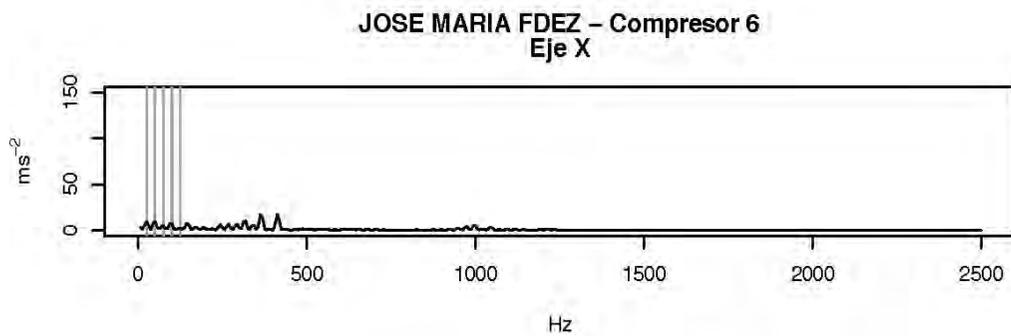


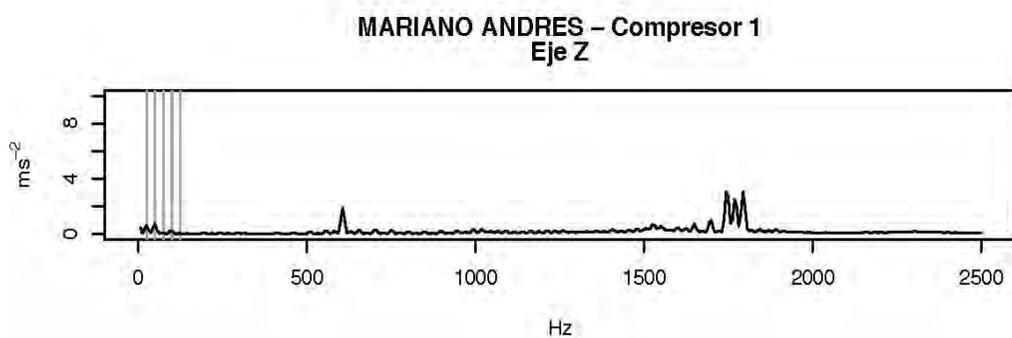
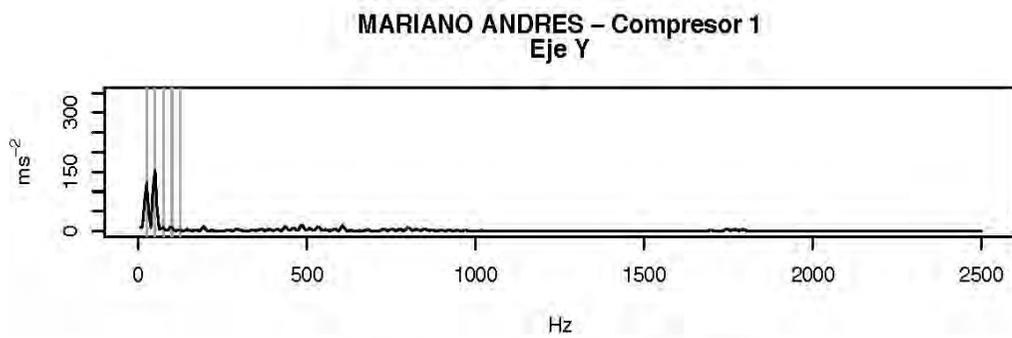
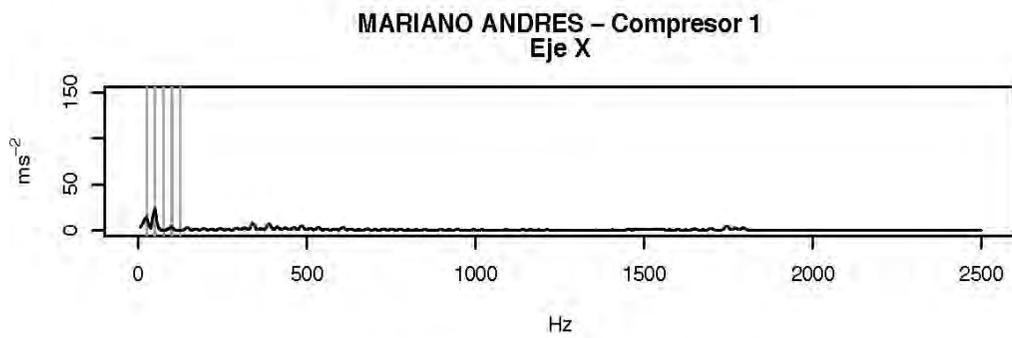




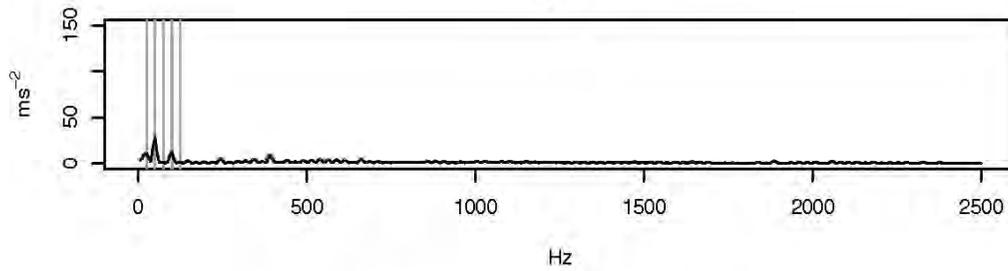




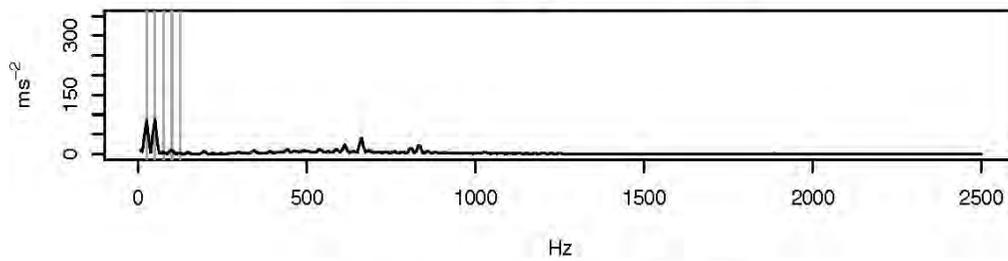




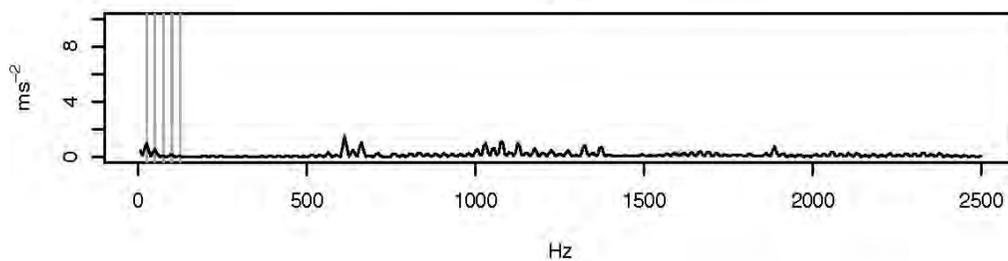
MARIANO ANDRES – Compresor 2
Eje X

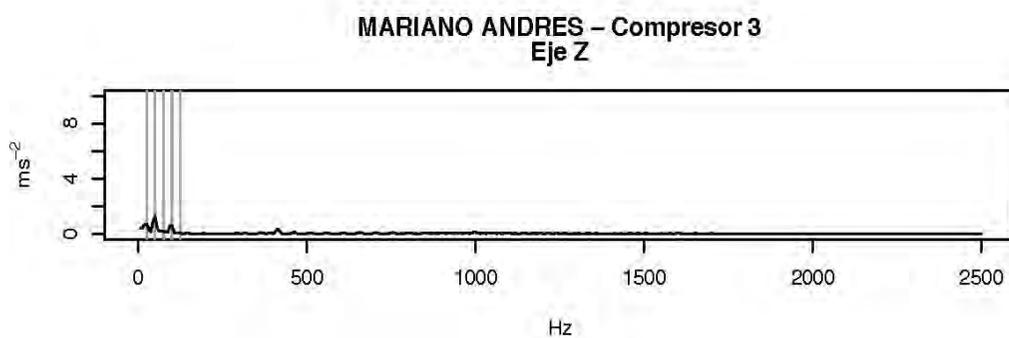
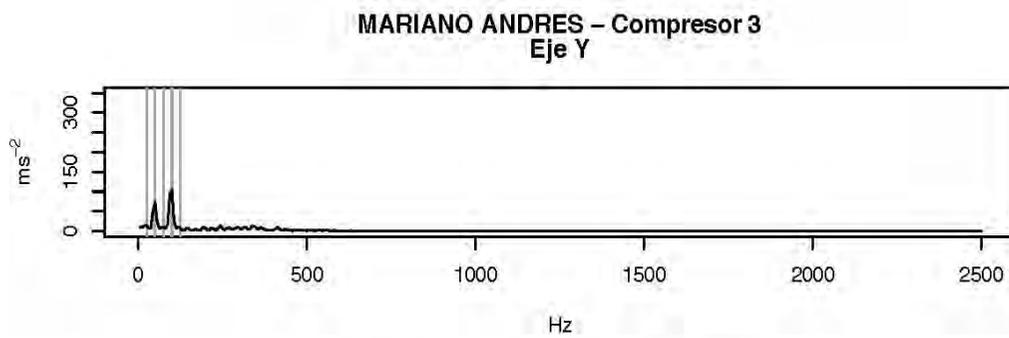
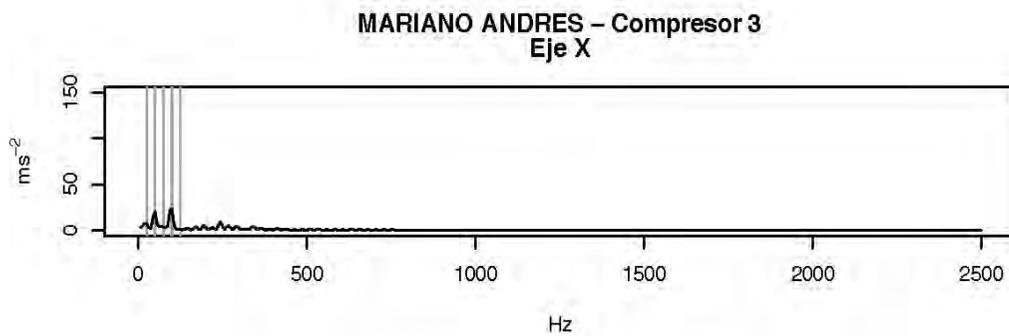


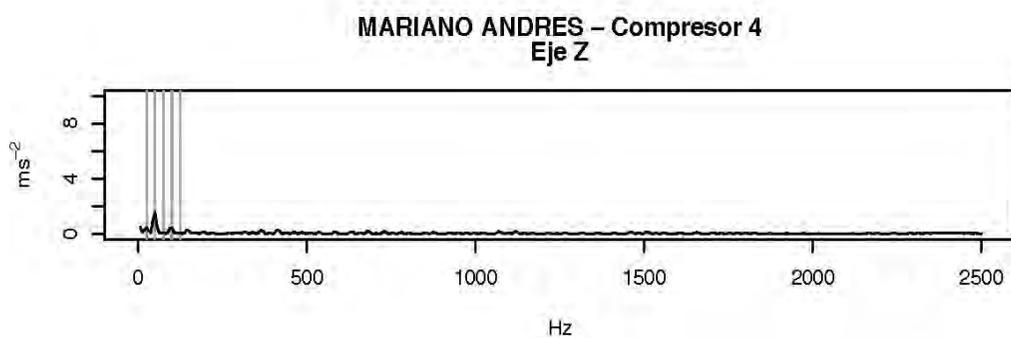
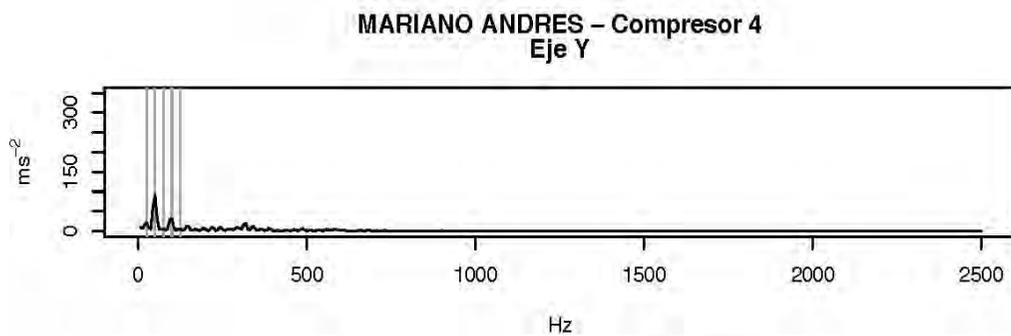
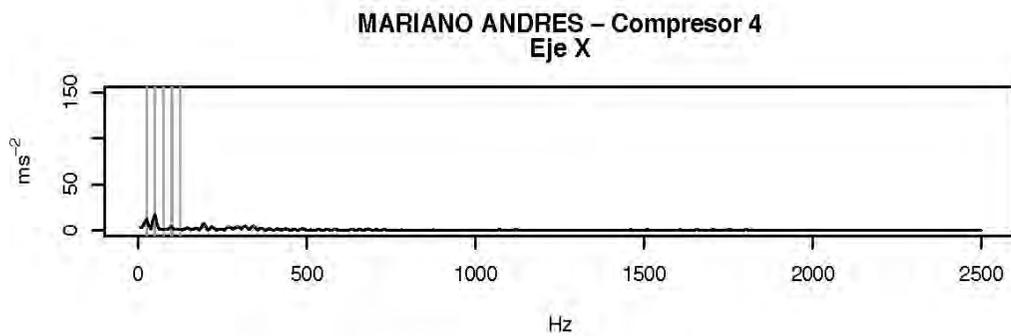
MARIANO ANDRES – Compresor 2
Eje Y

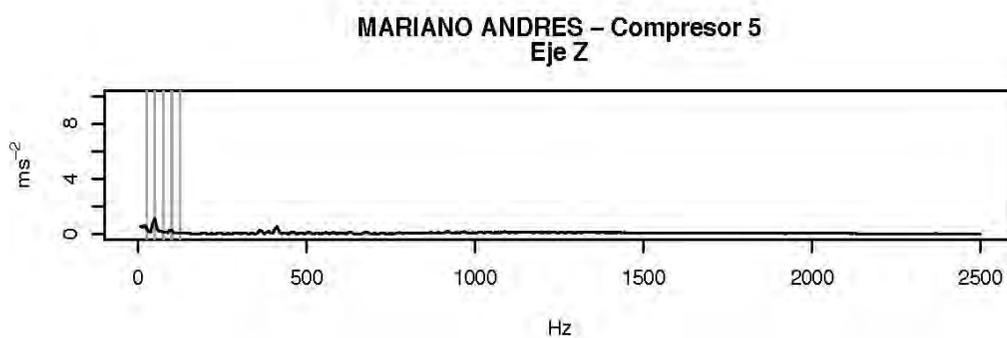
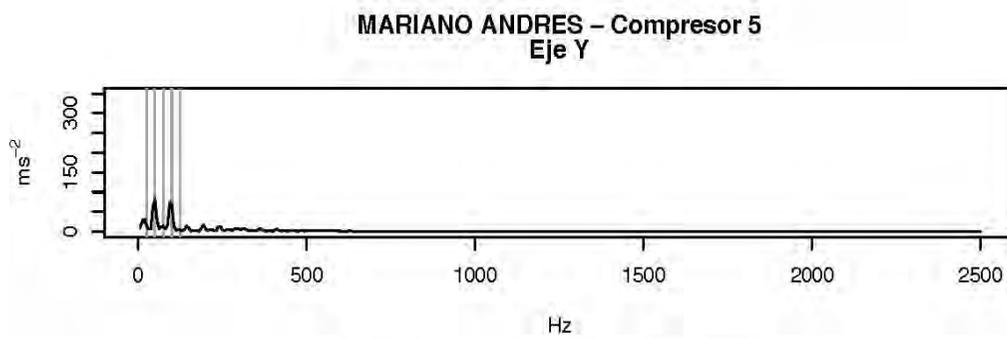
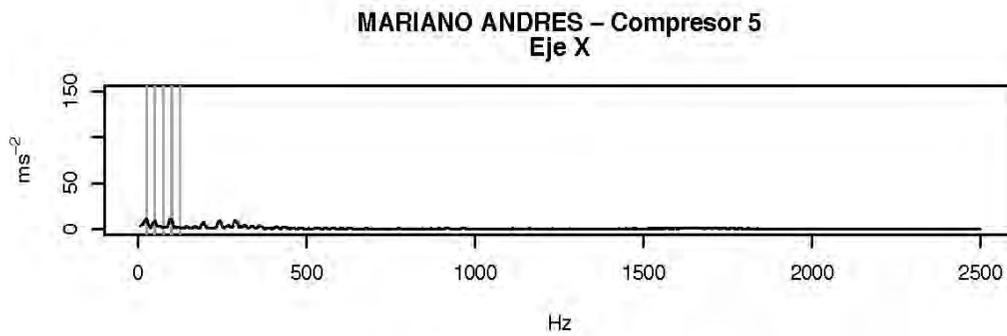


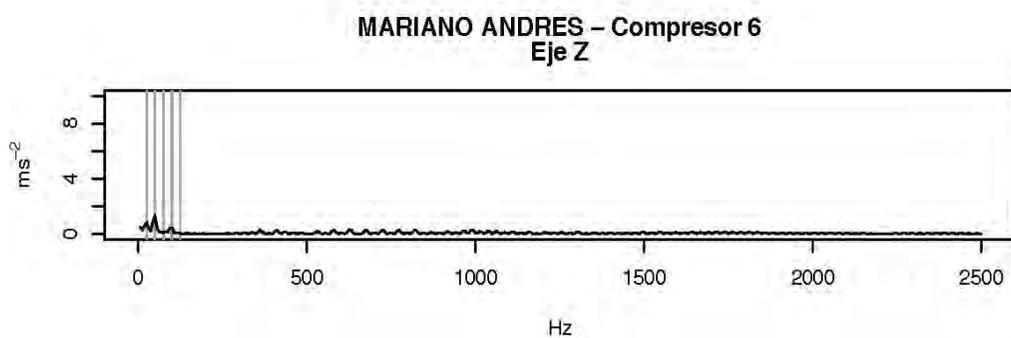
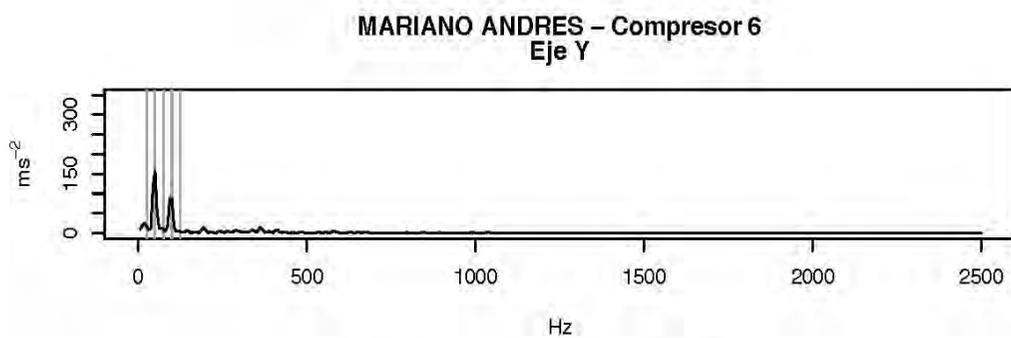
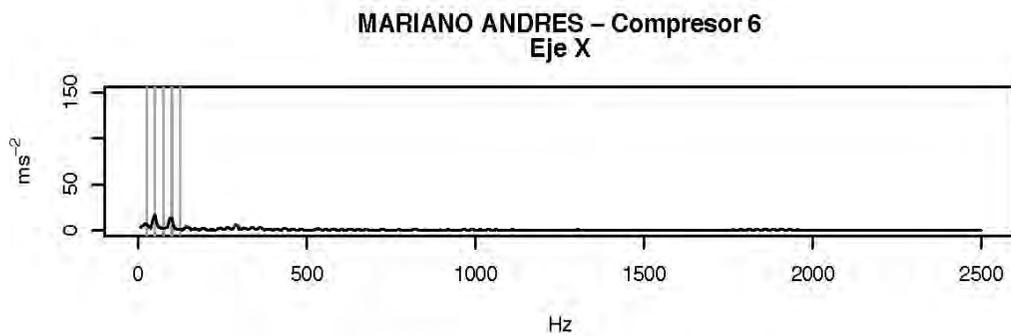
MARIANO ANDRES – Compresor 2
Eje Z

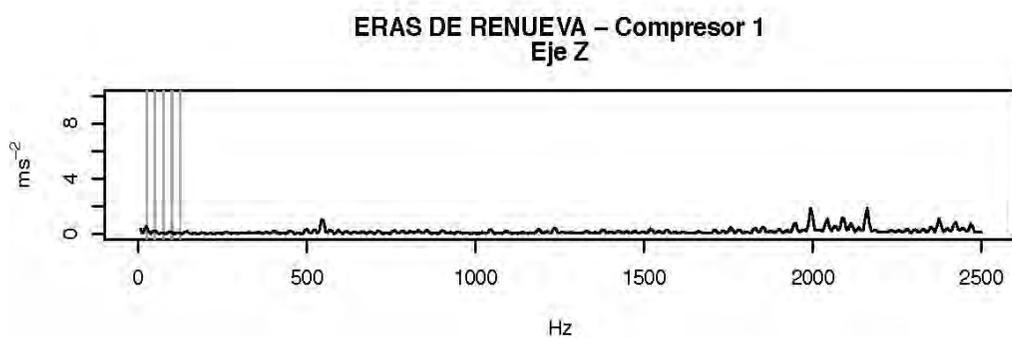
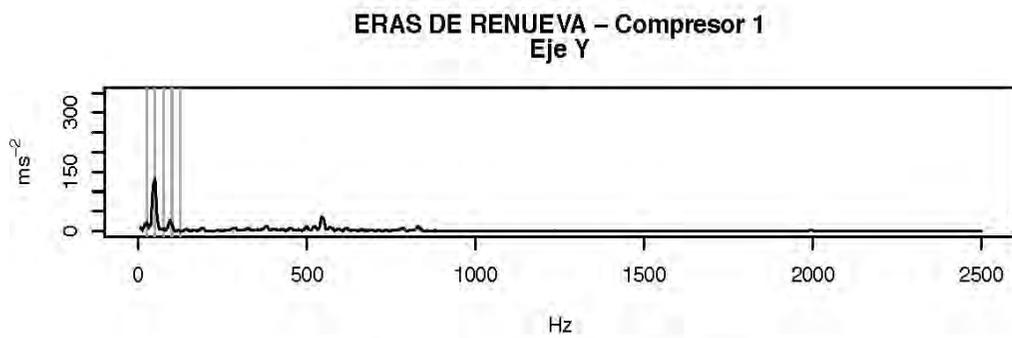
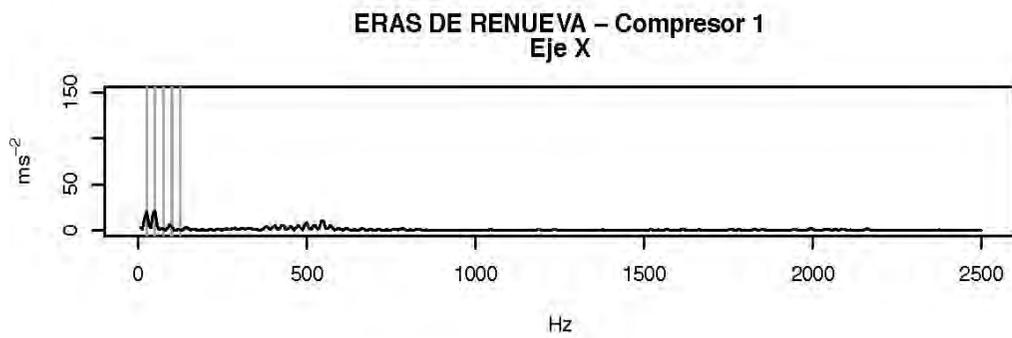


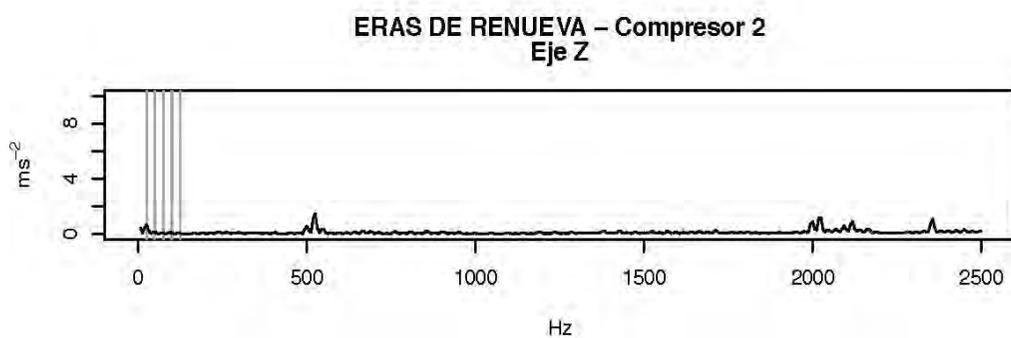
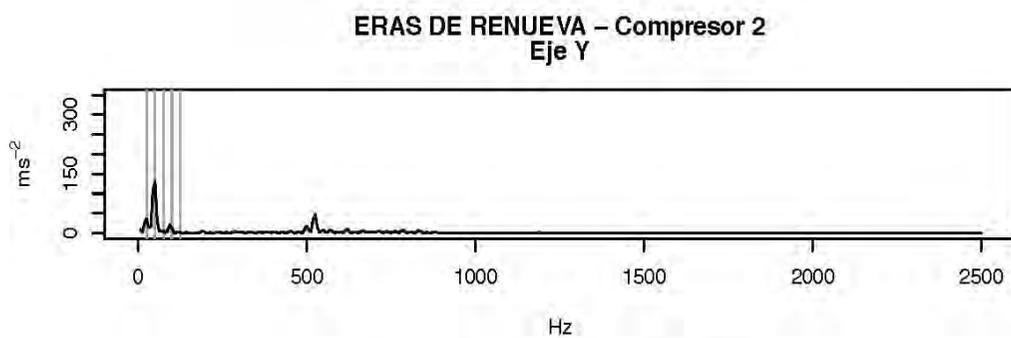
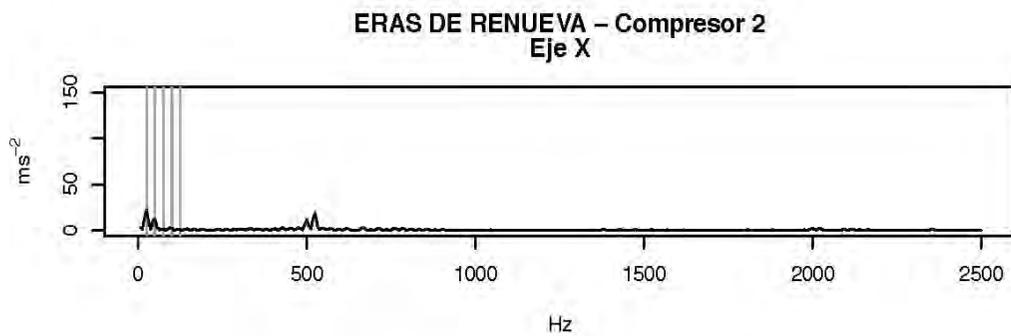


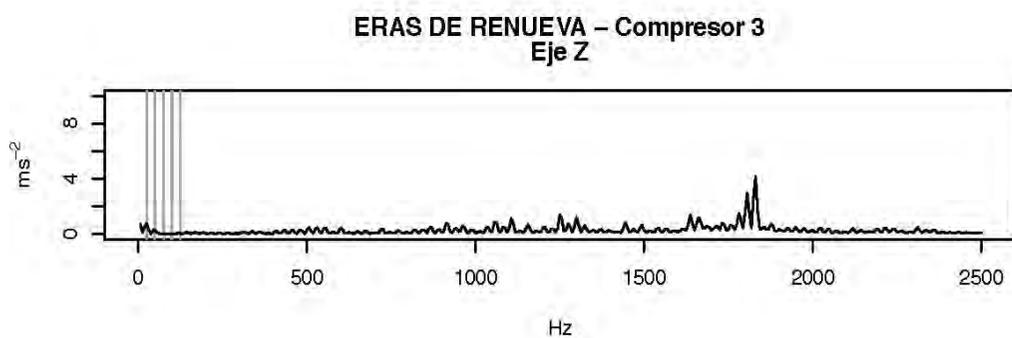
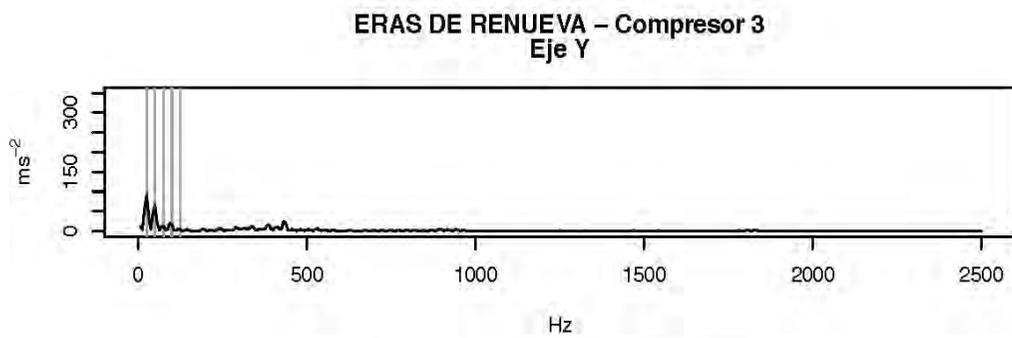
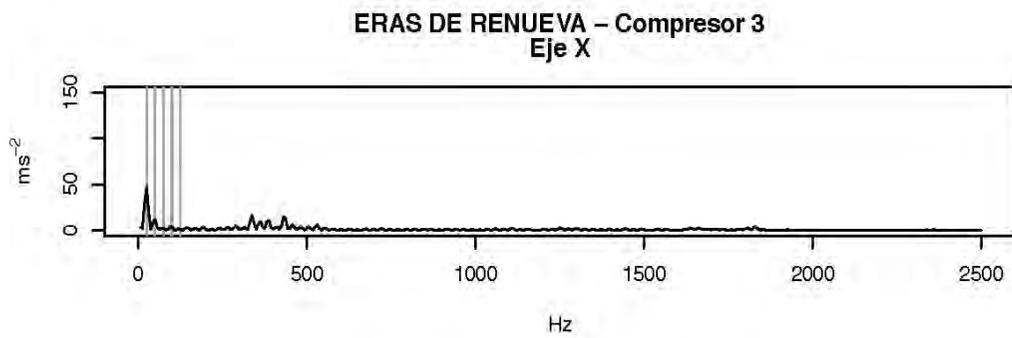


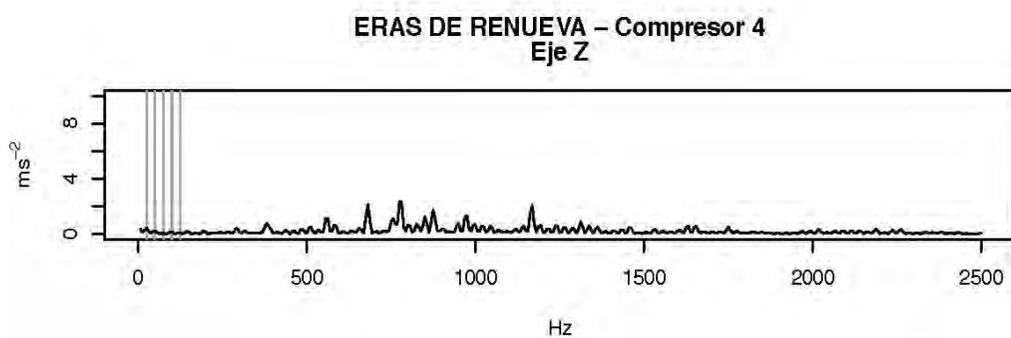
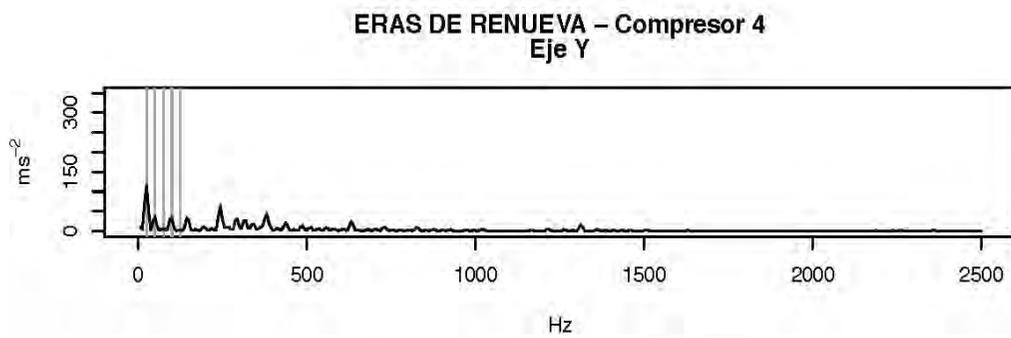
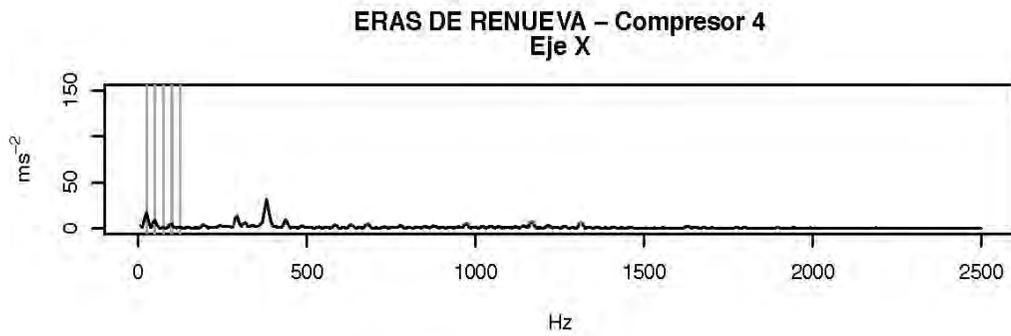


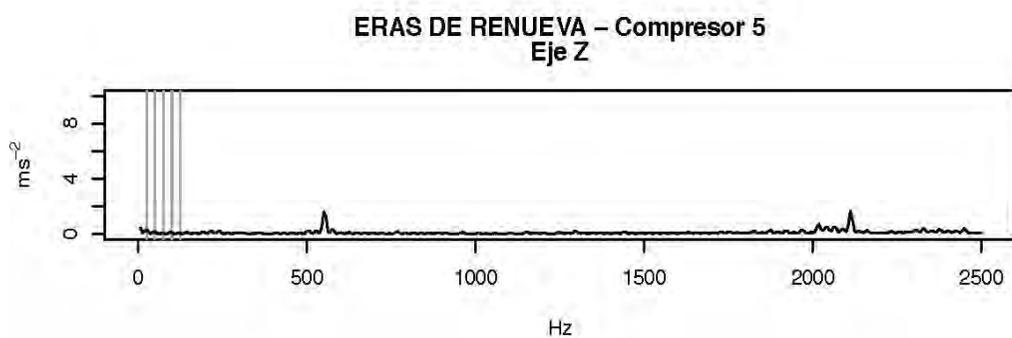
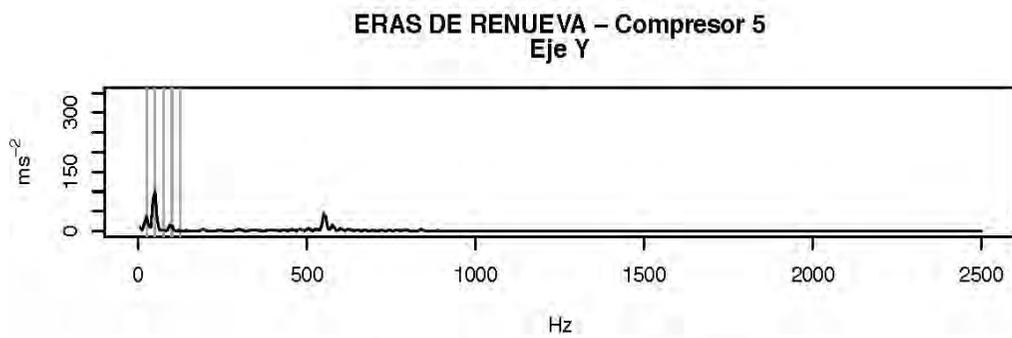
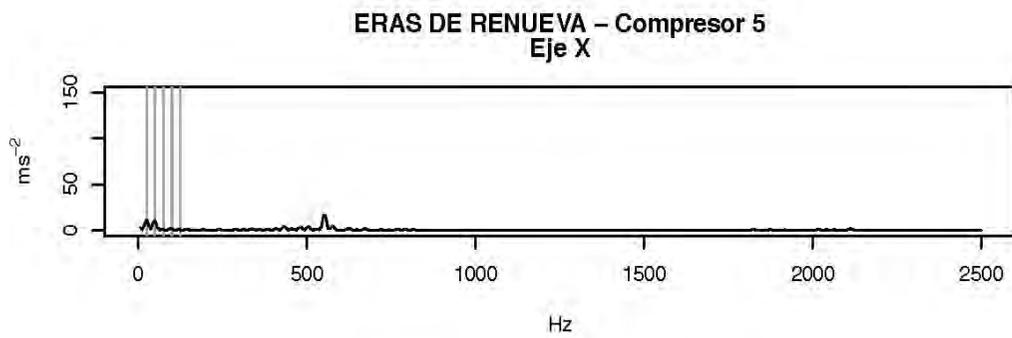


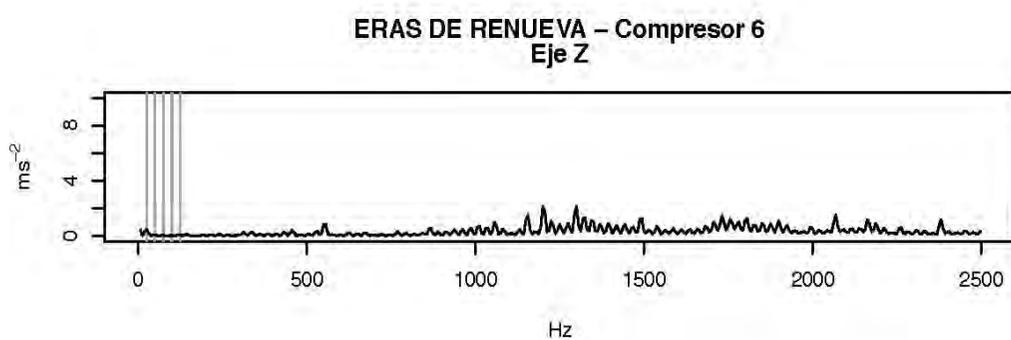
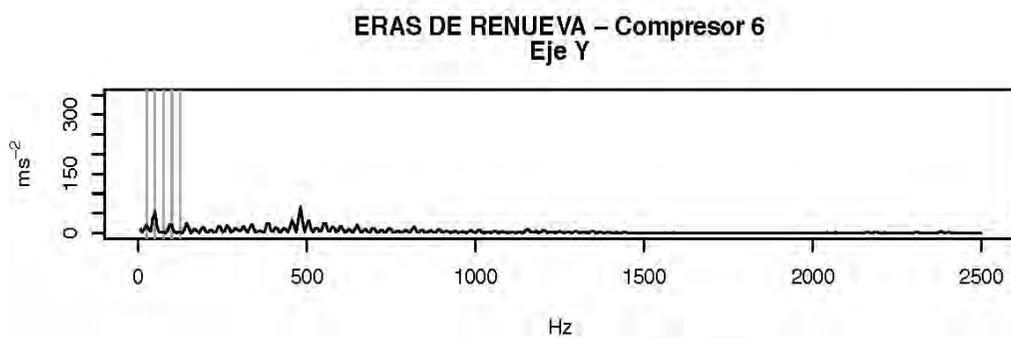
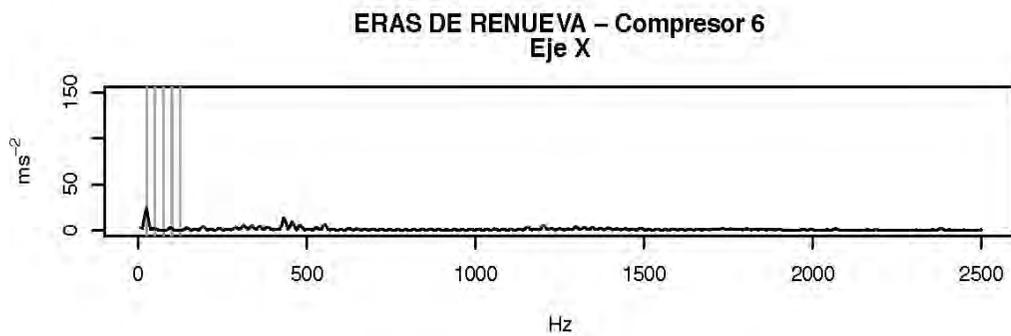


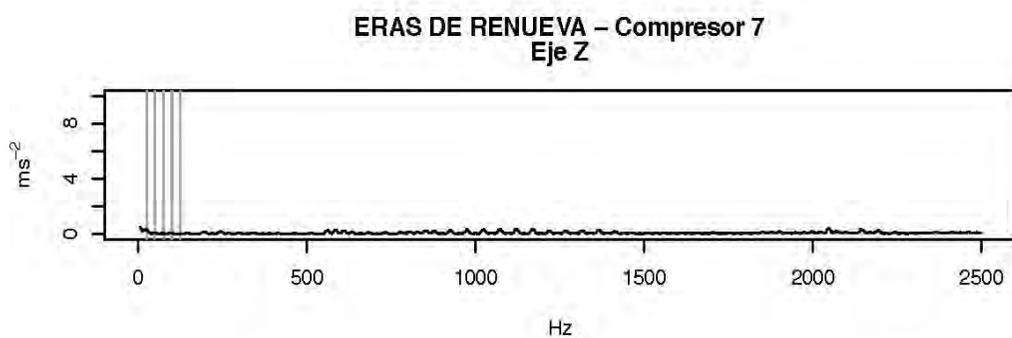
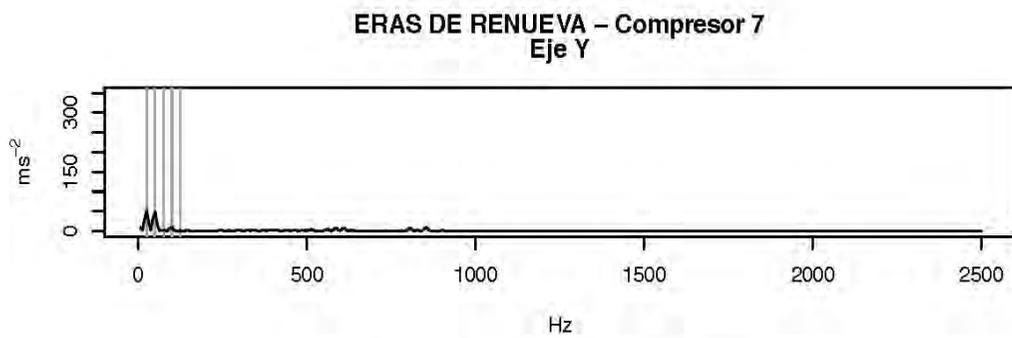
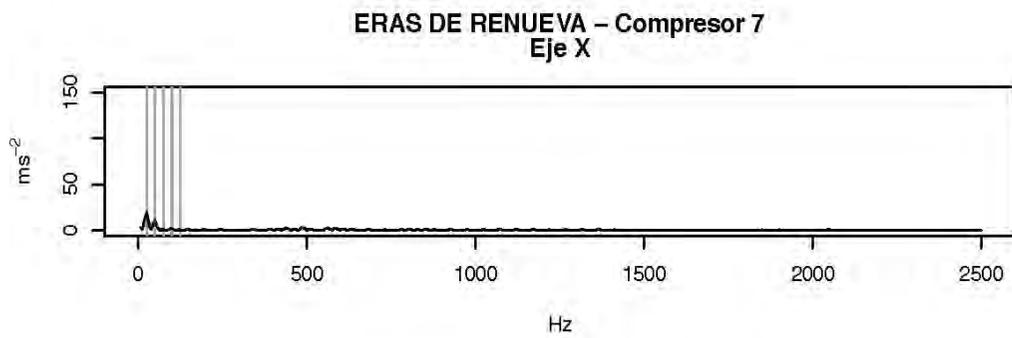


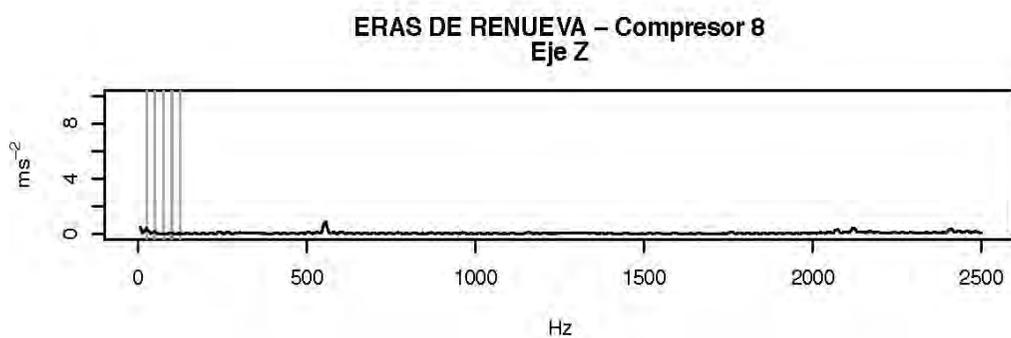
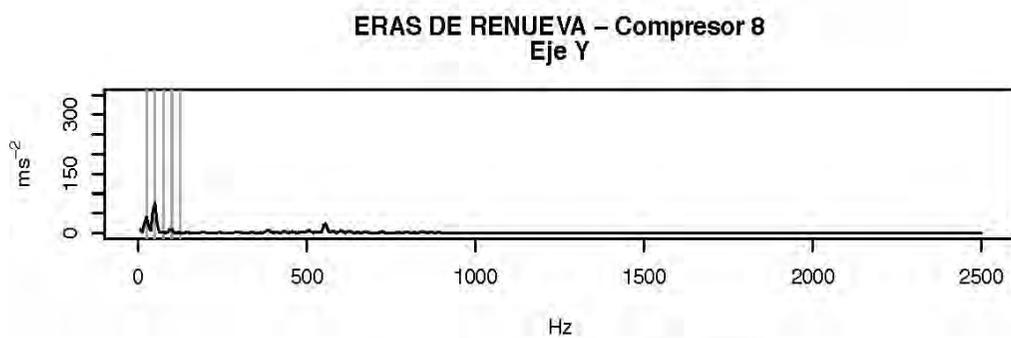
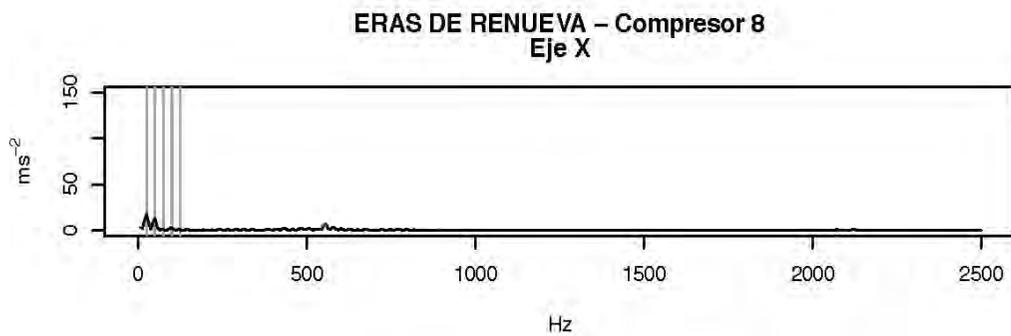


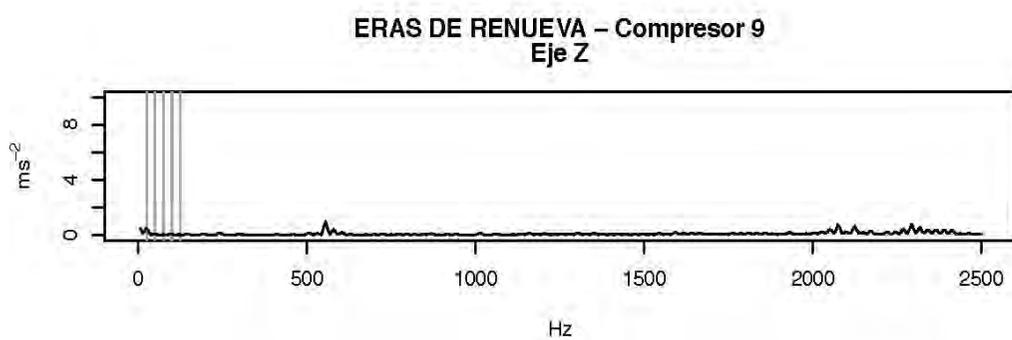
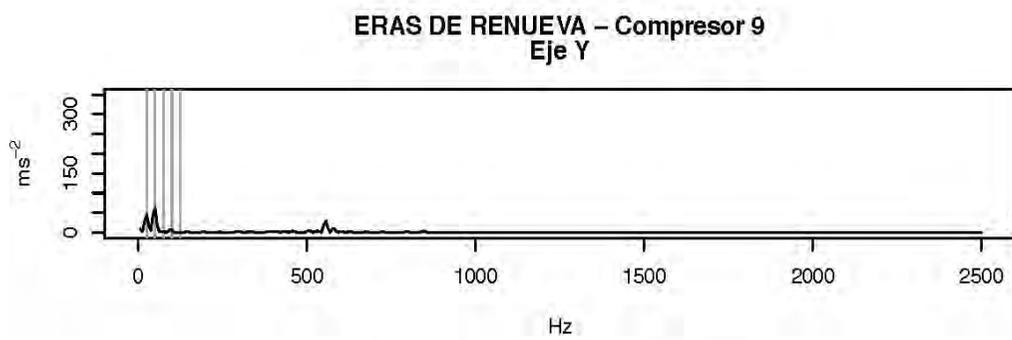
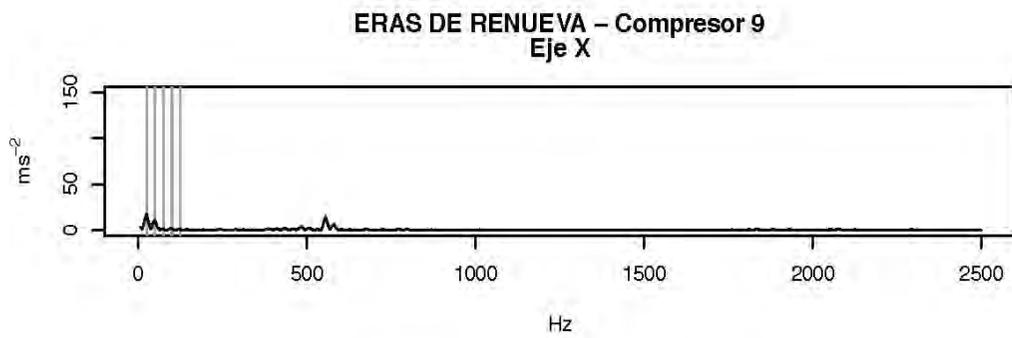










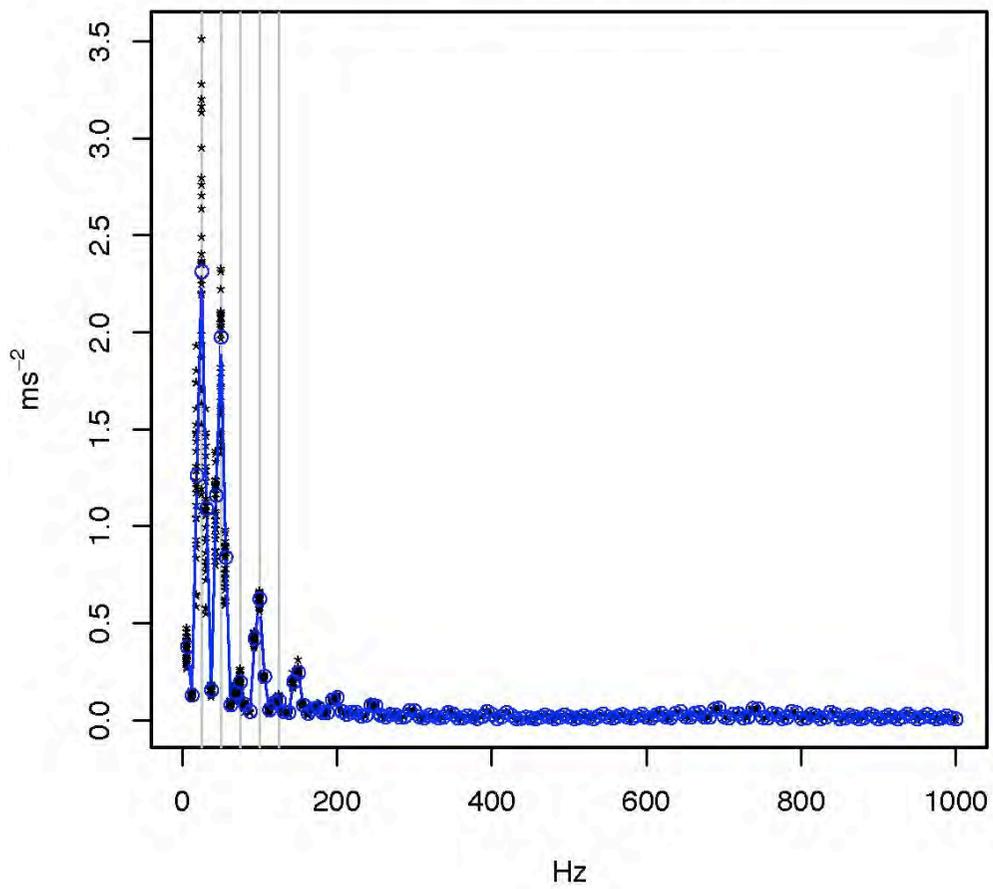


ANEXO C

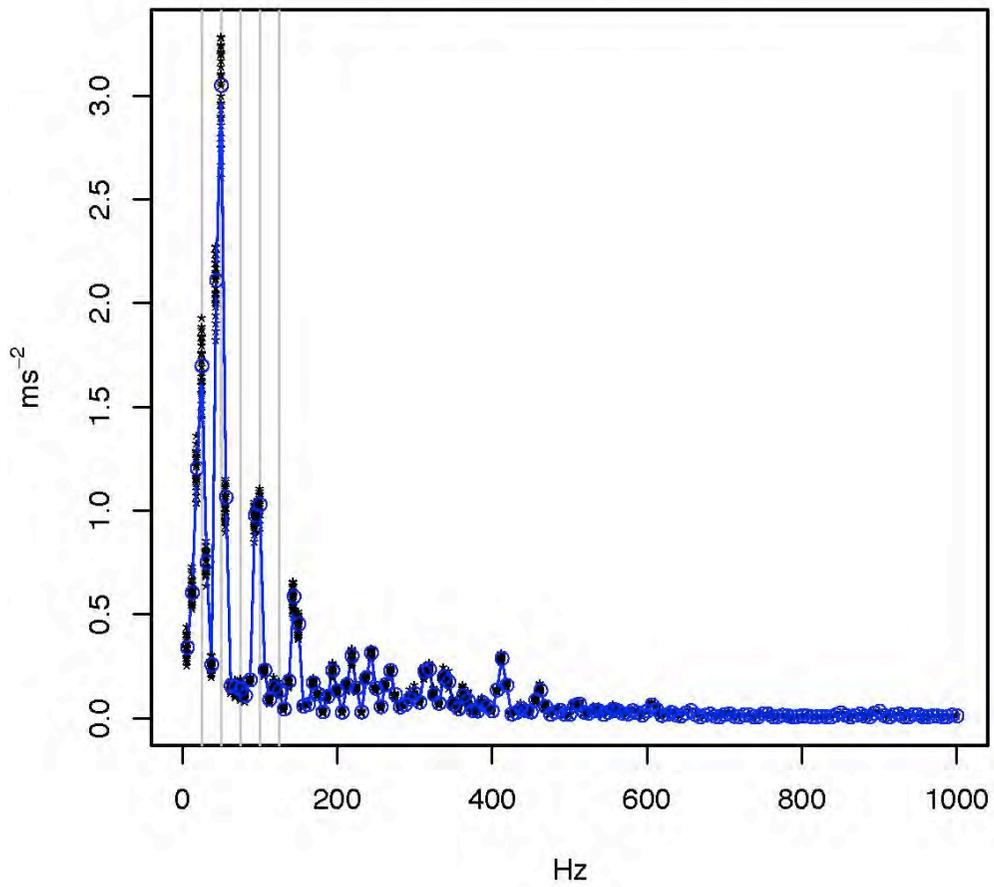
Amplitud combinada XY

Perfil 1

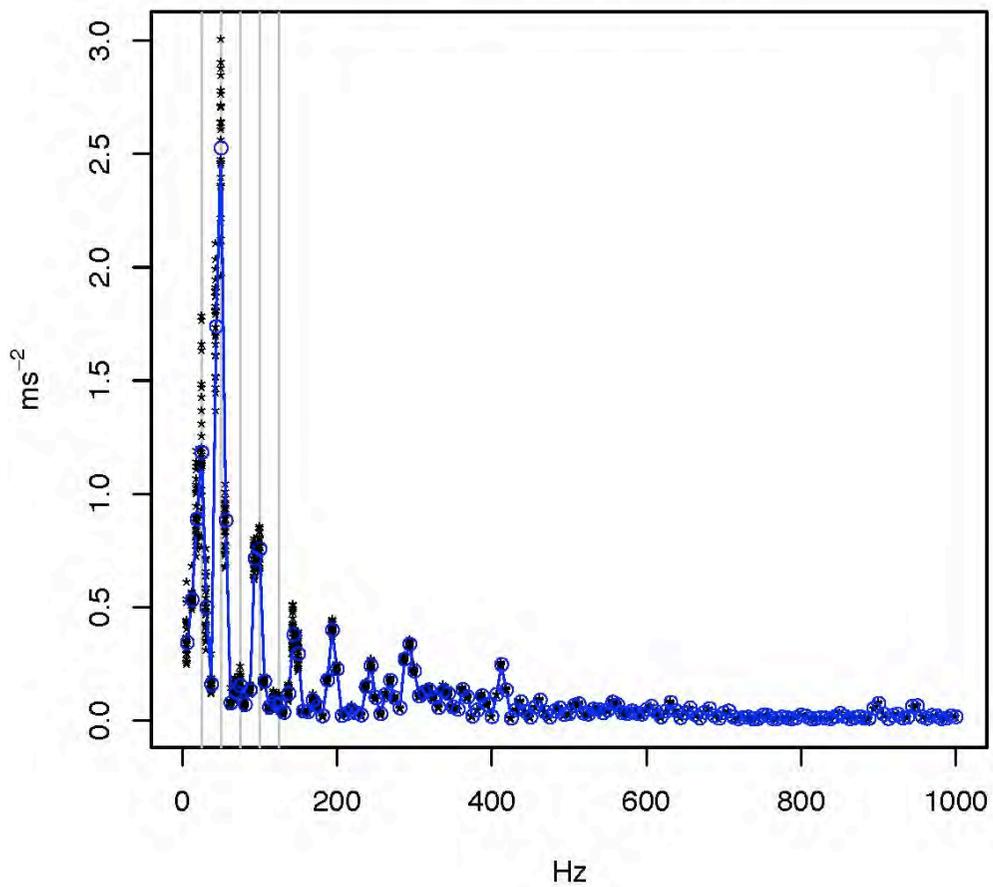
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



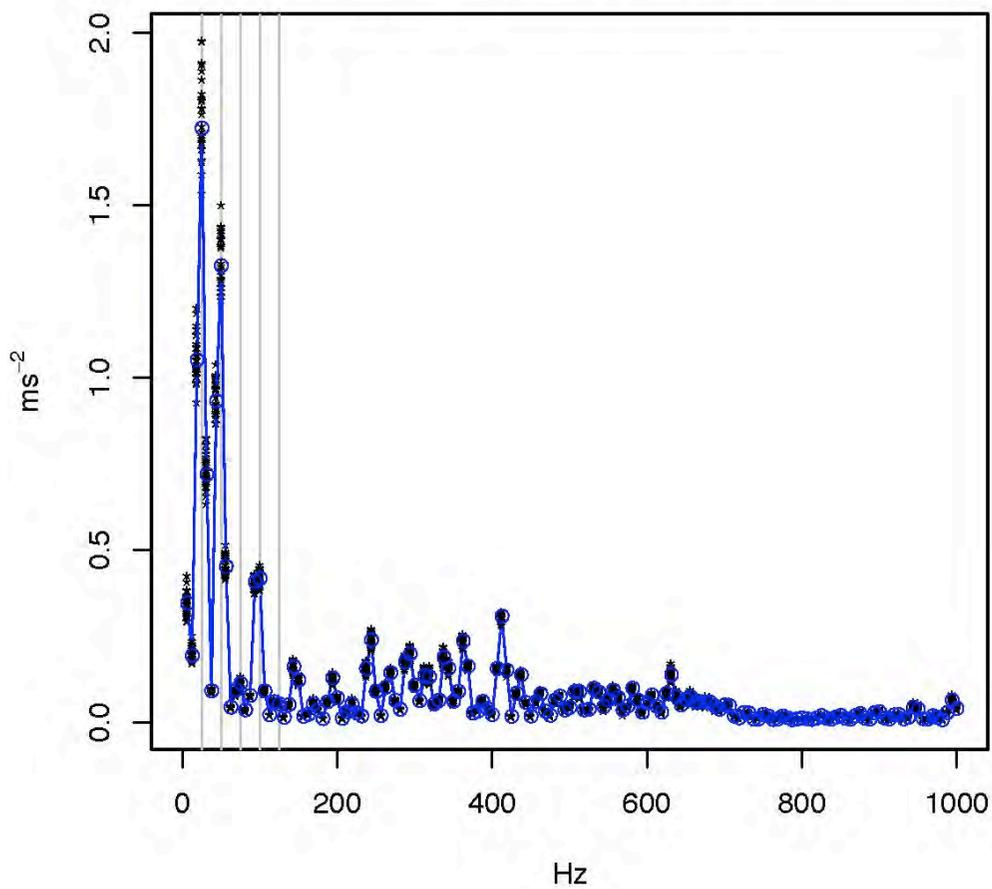
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



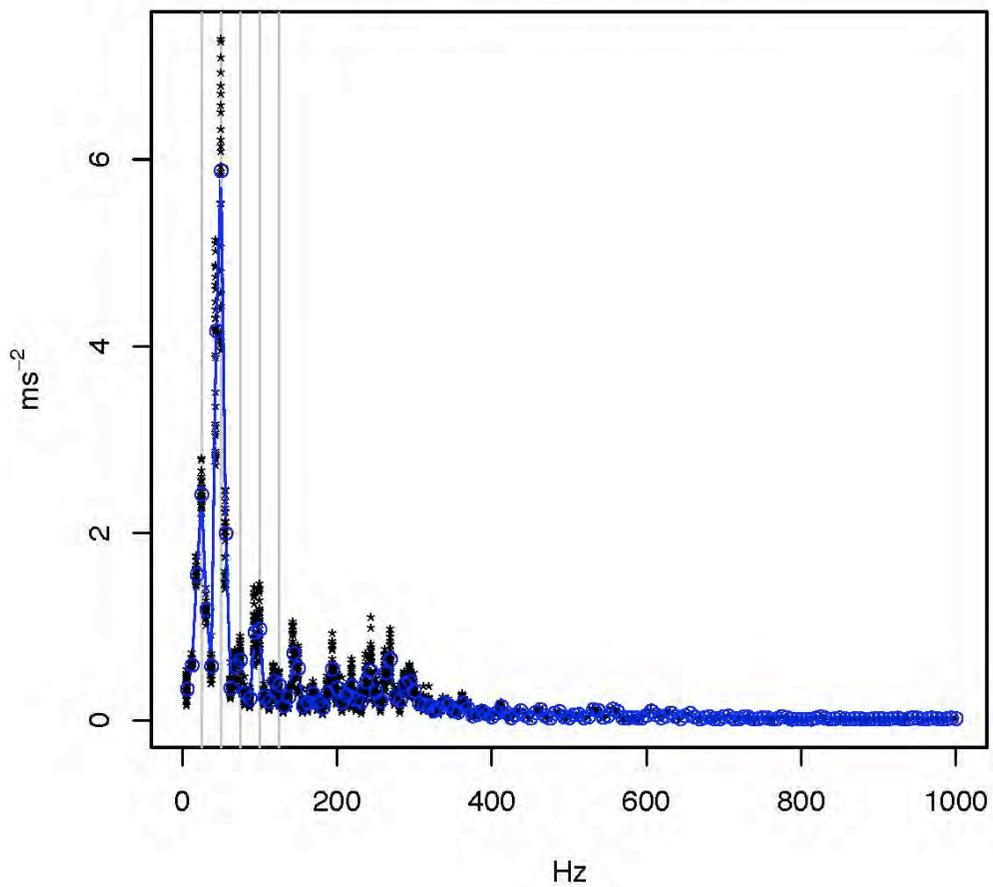
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 5
Amplitud combinada X,Y



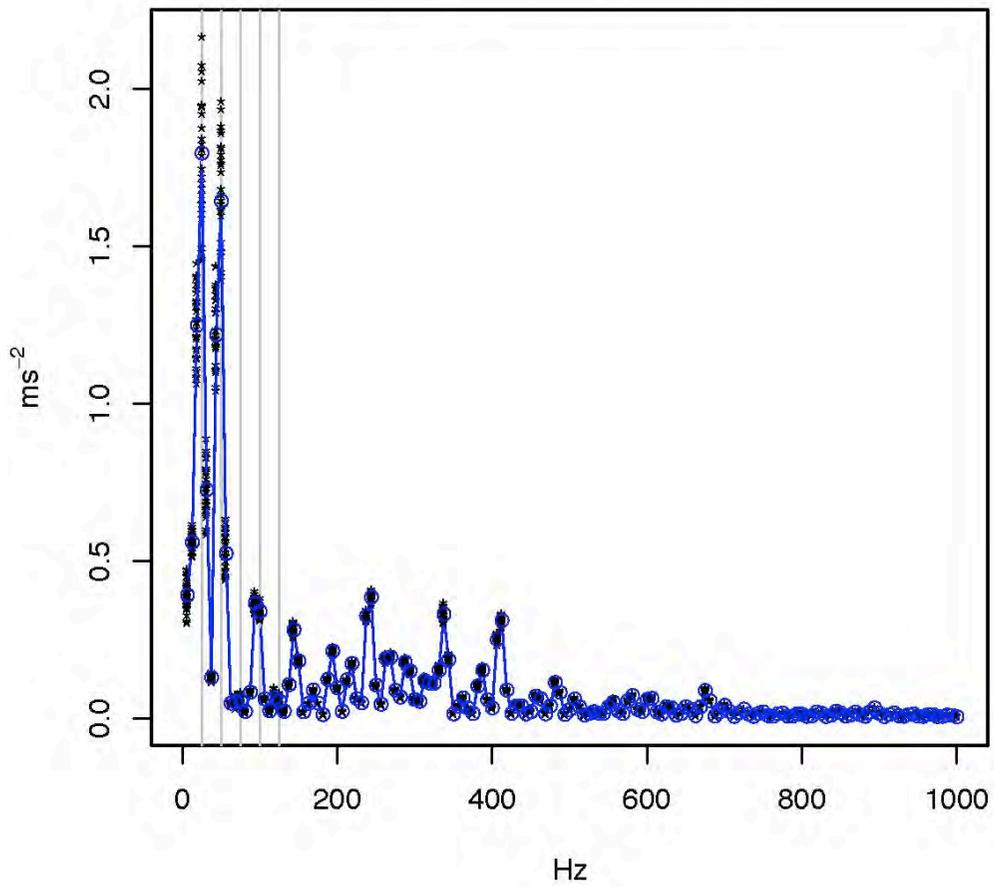
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 6
Amplitud combinada X,Y



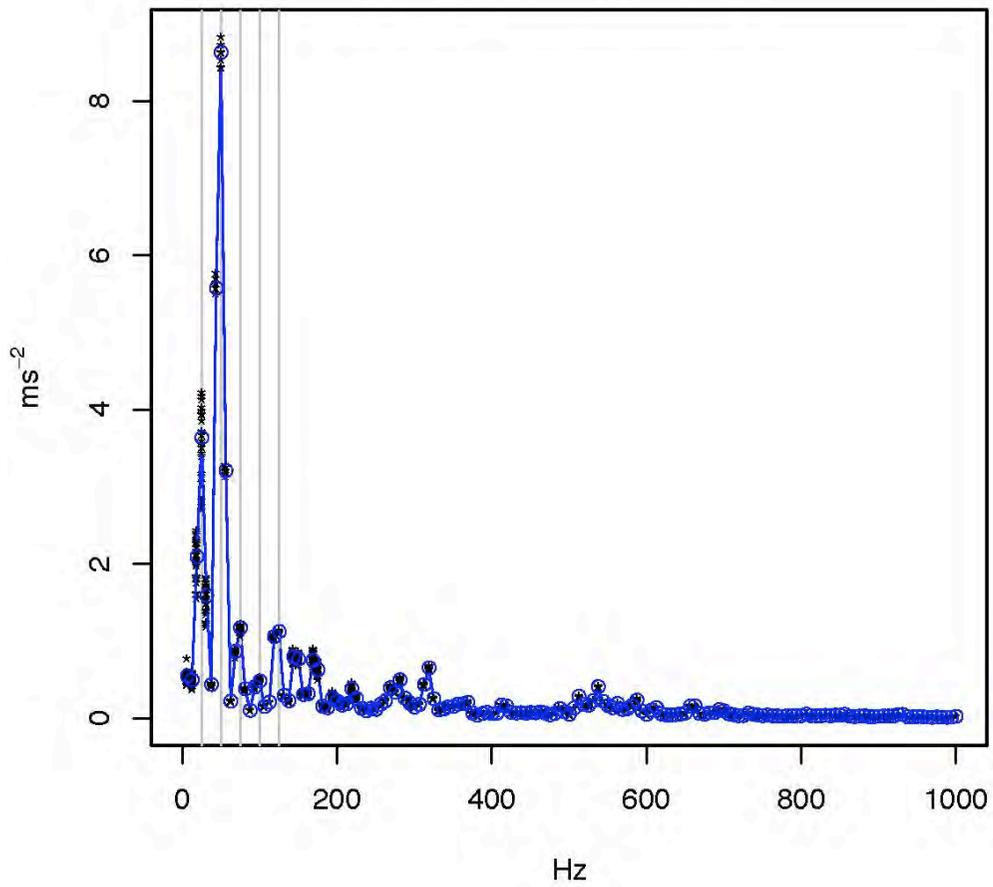
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 7
Amplitud combinada X,Y



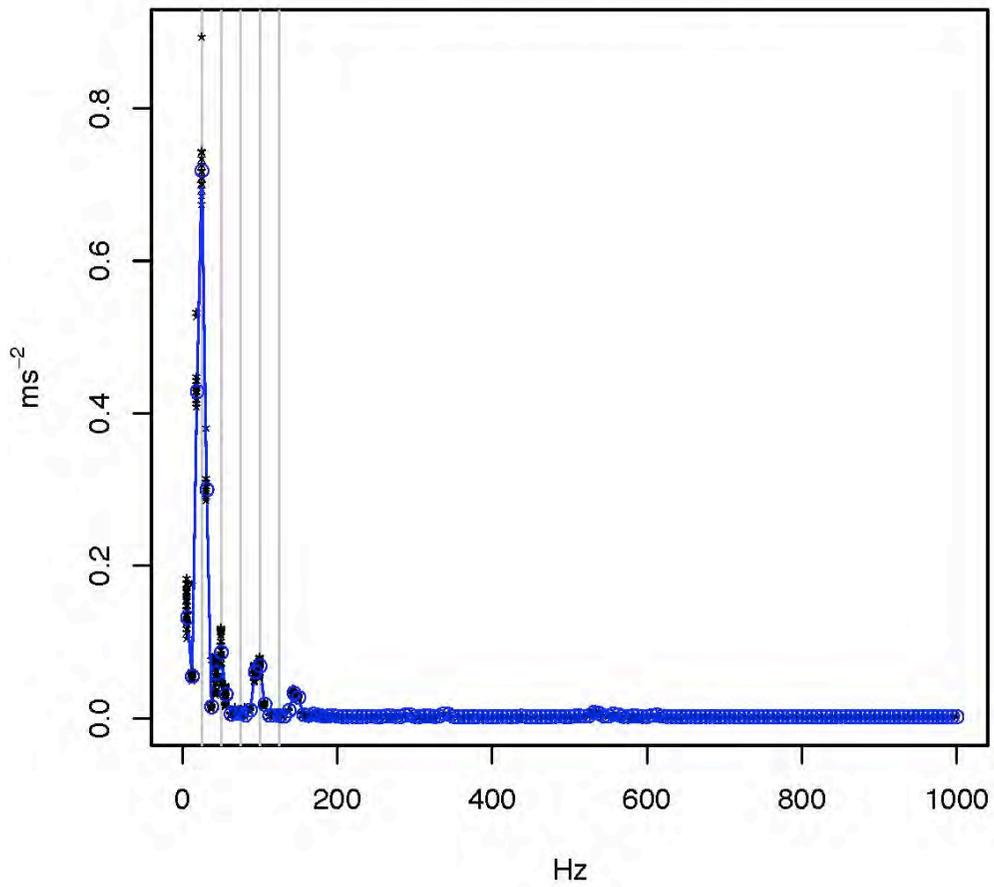
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 9
Amplitud combinada X,Y



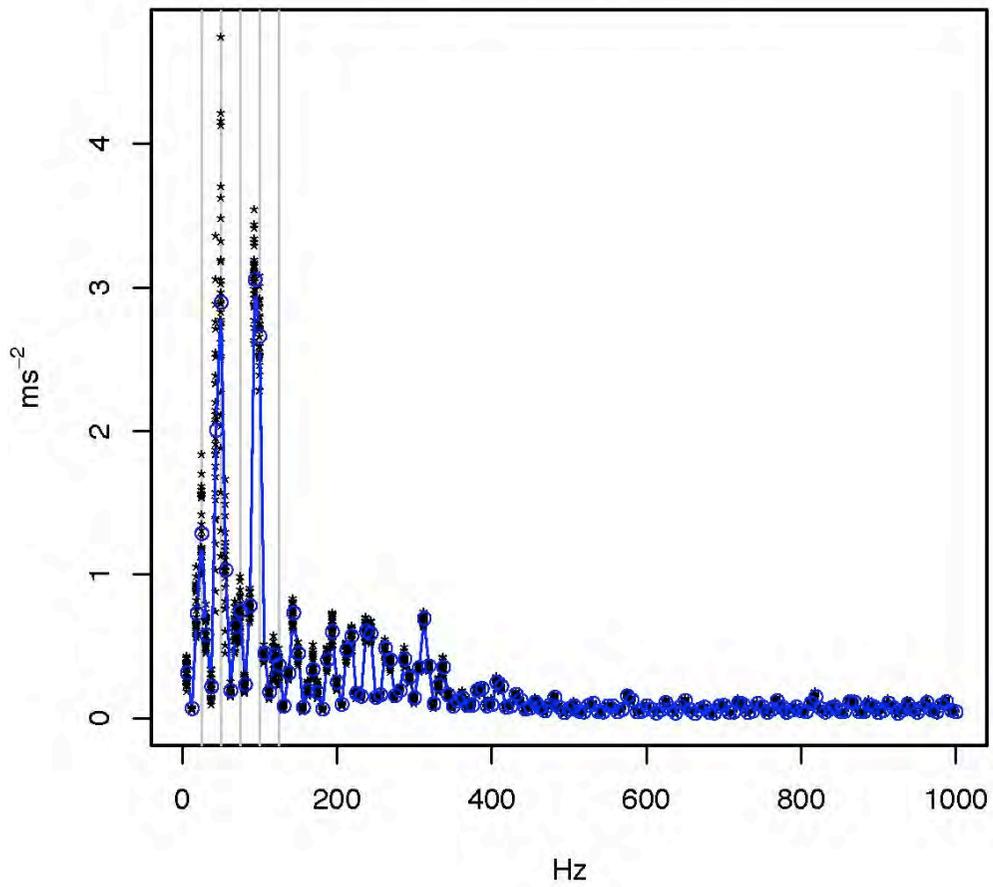
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



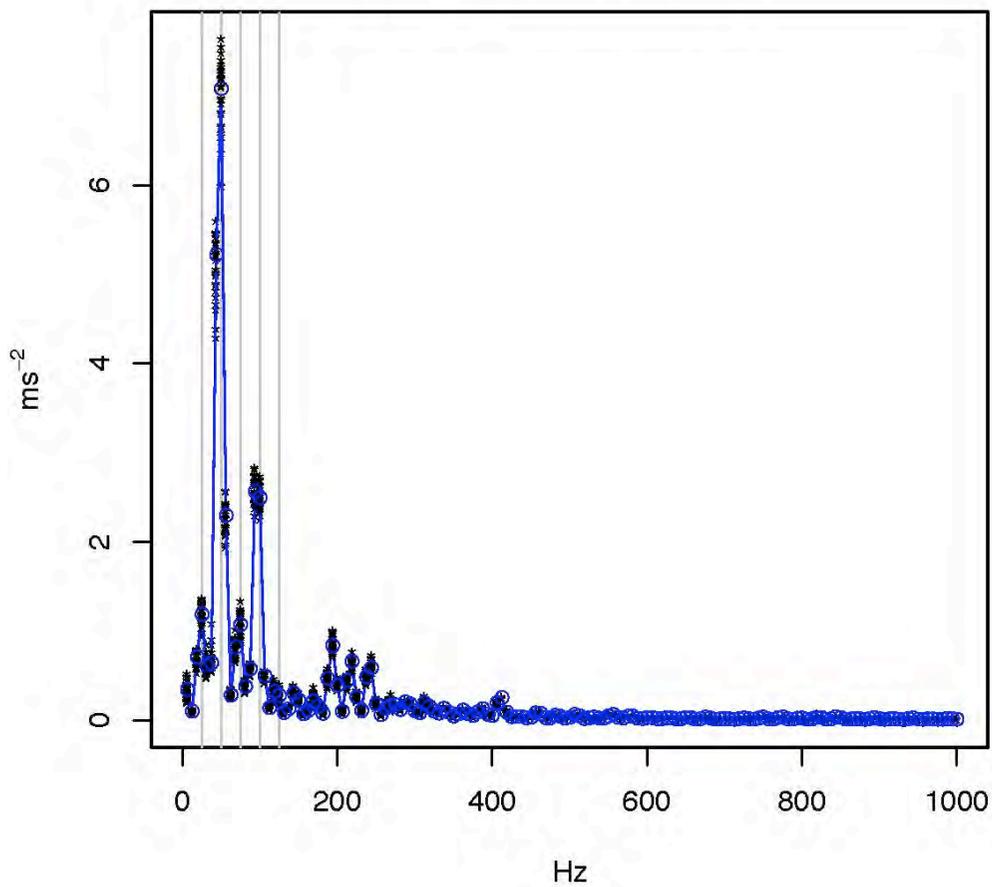
LUIS CARMONA – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



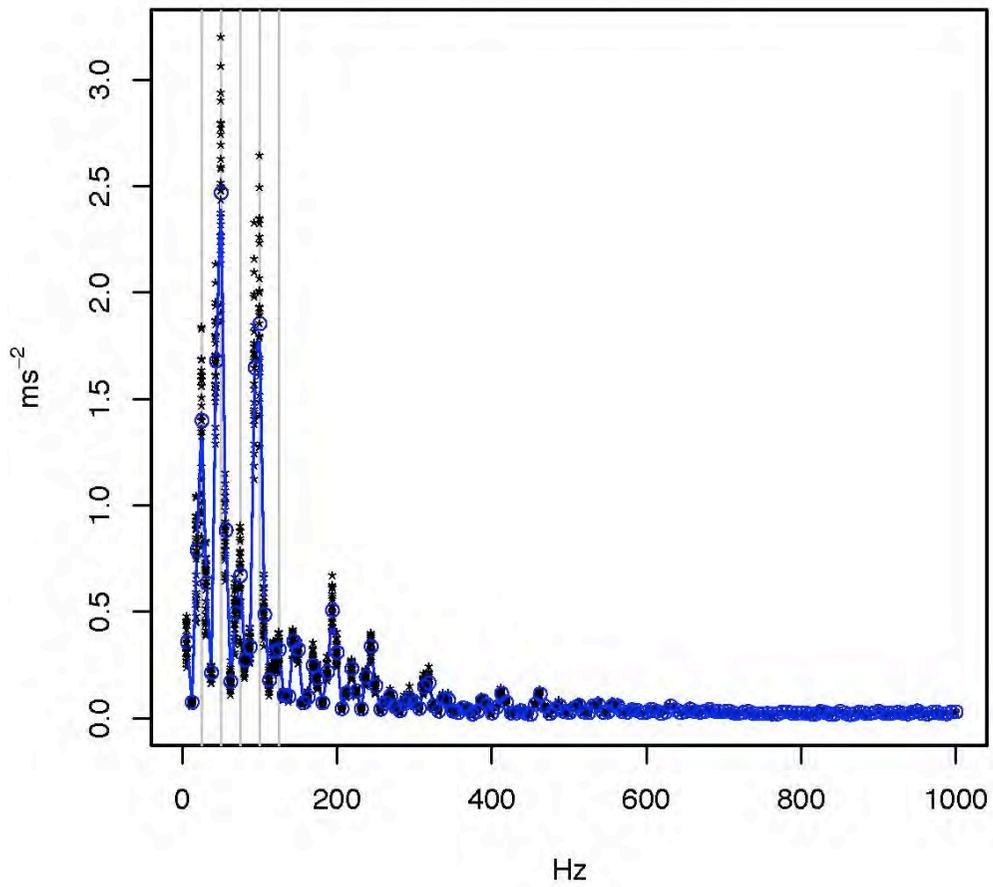
LOPE DE VEGA – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



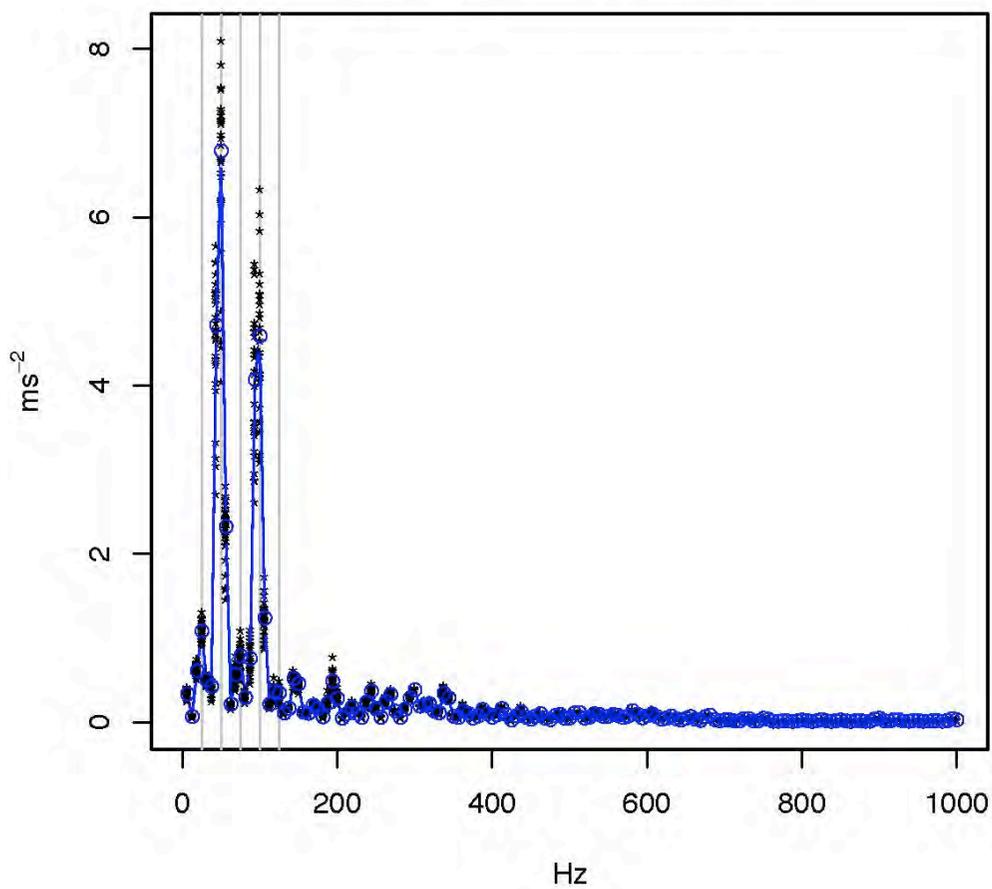
LOPE DE VEGA – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



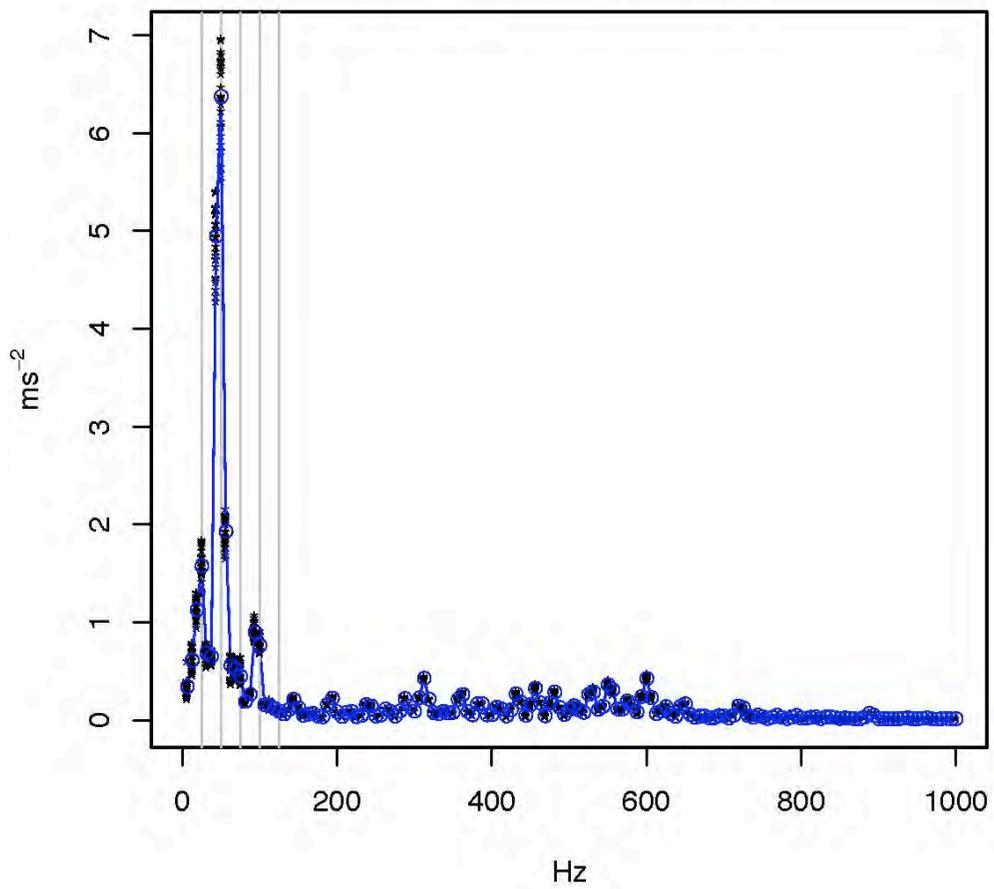
LOPE DE VEGA – Compresor 6
Amplitud combinada X, Y



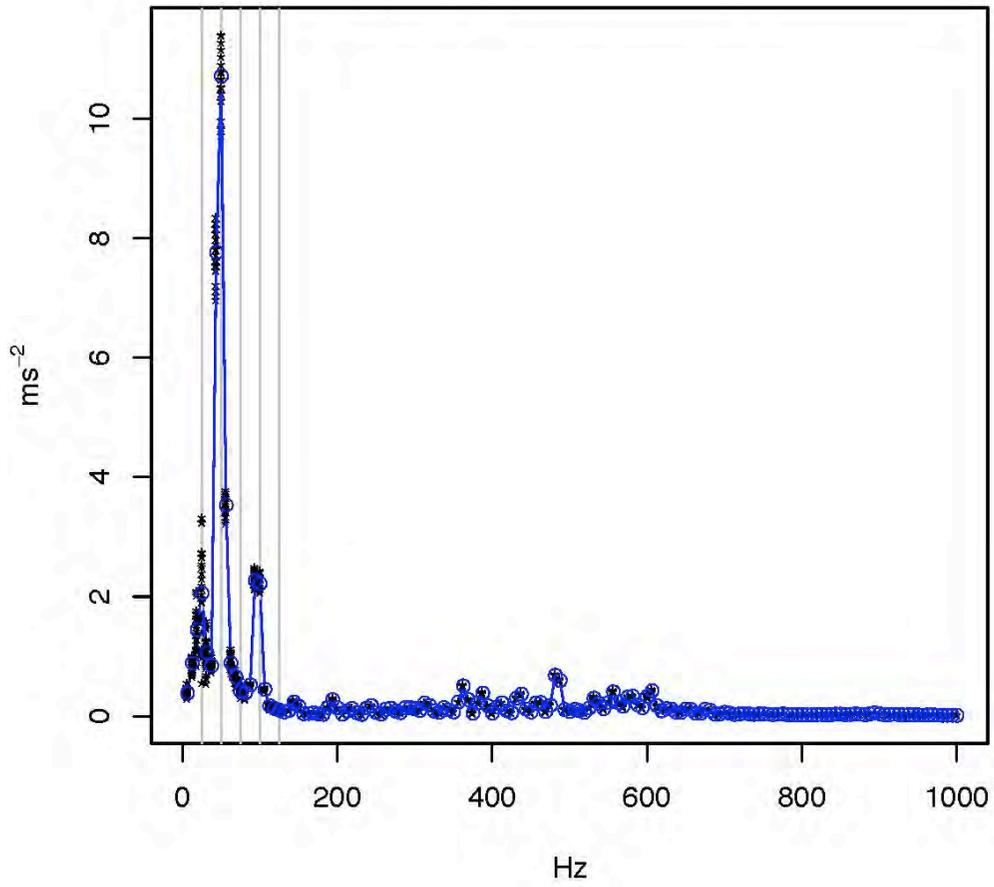
LOPE DE VEGA – Compresor 7
Amplitud combinada X, Y



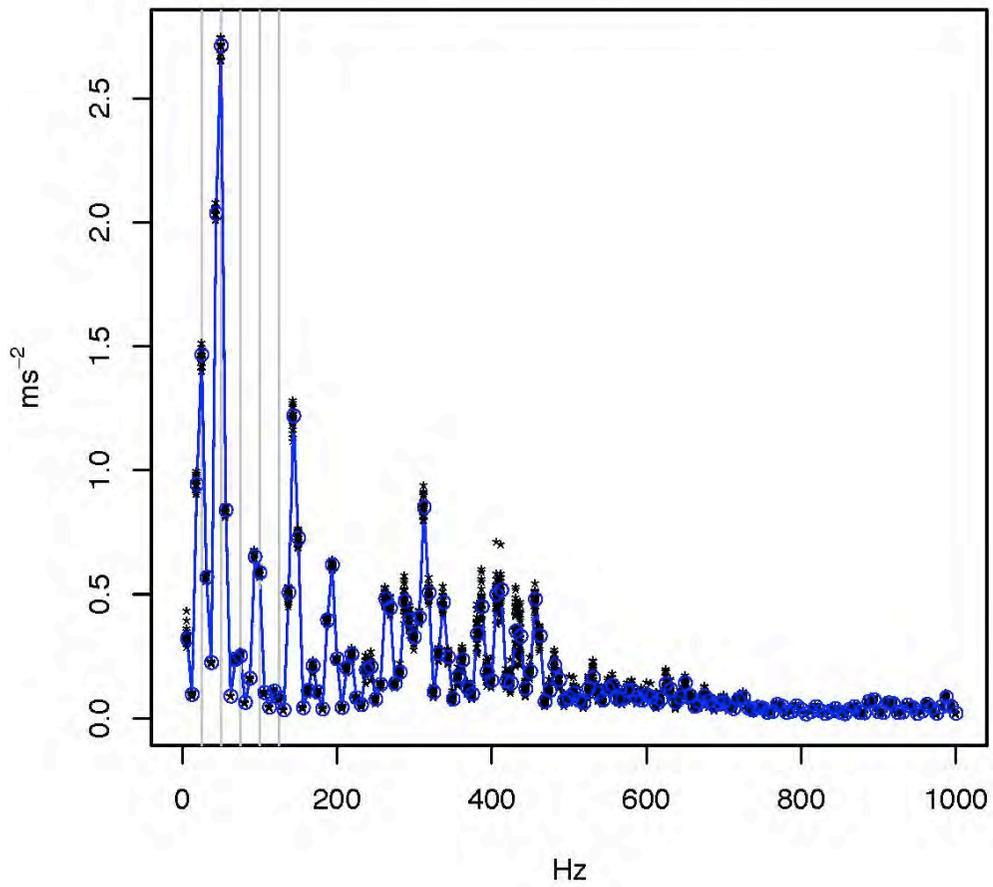
PUENTECILLA – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



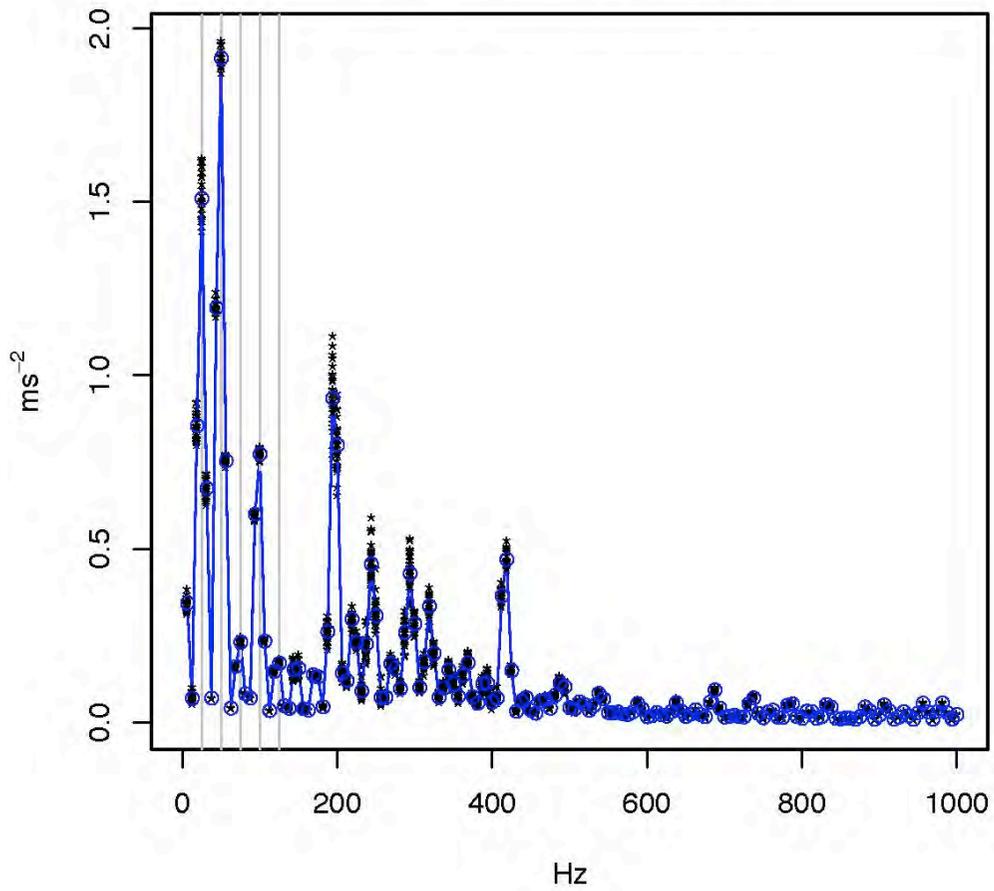
PUENTECILLA – Compresor 5
Amplitud combinada X, Y



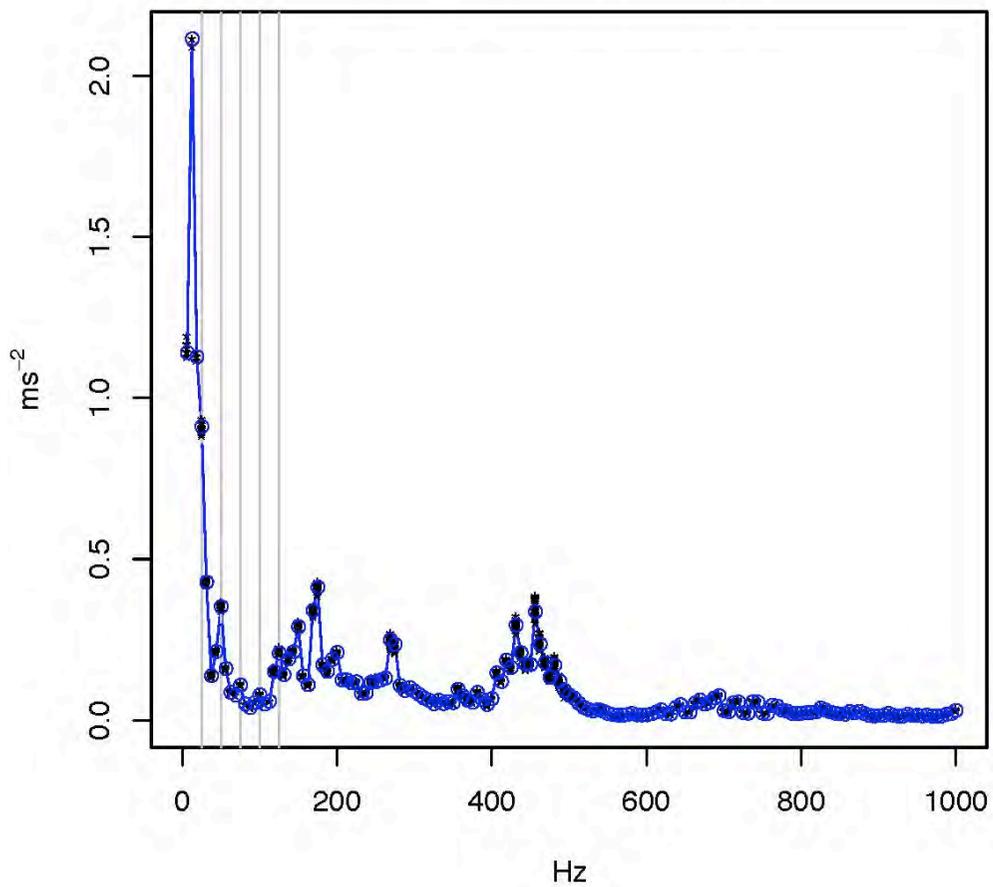
COLON – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



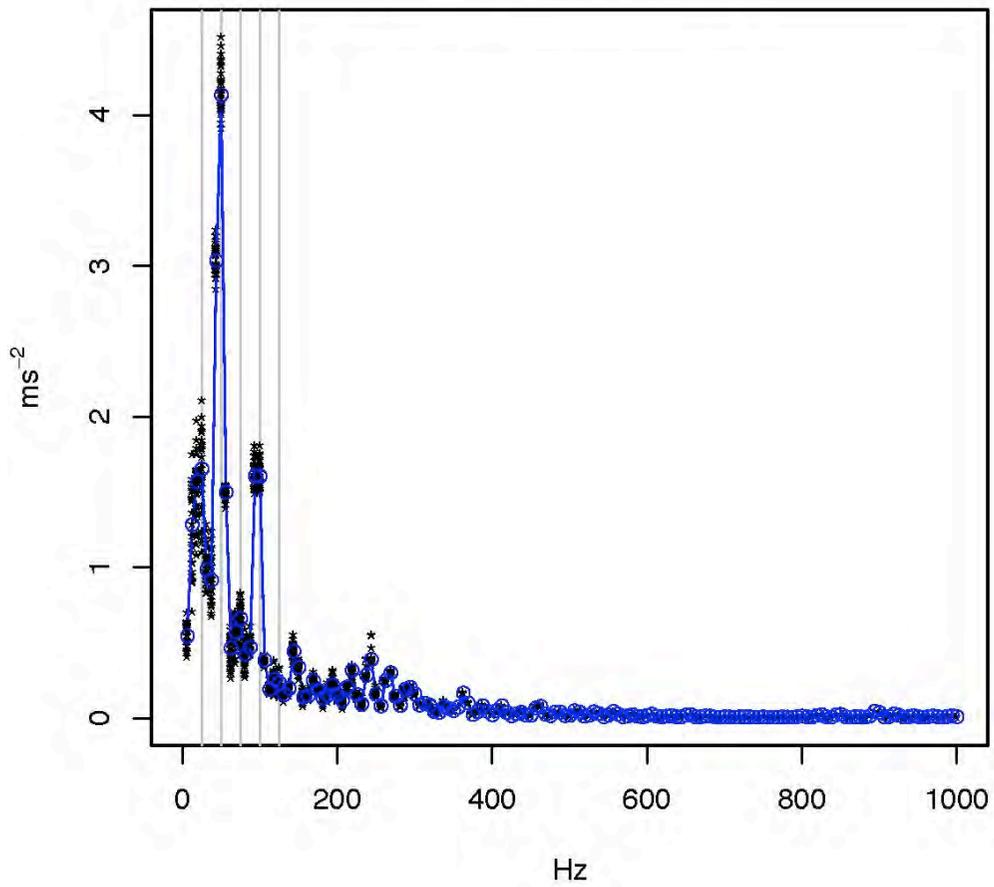
COLON – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



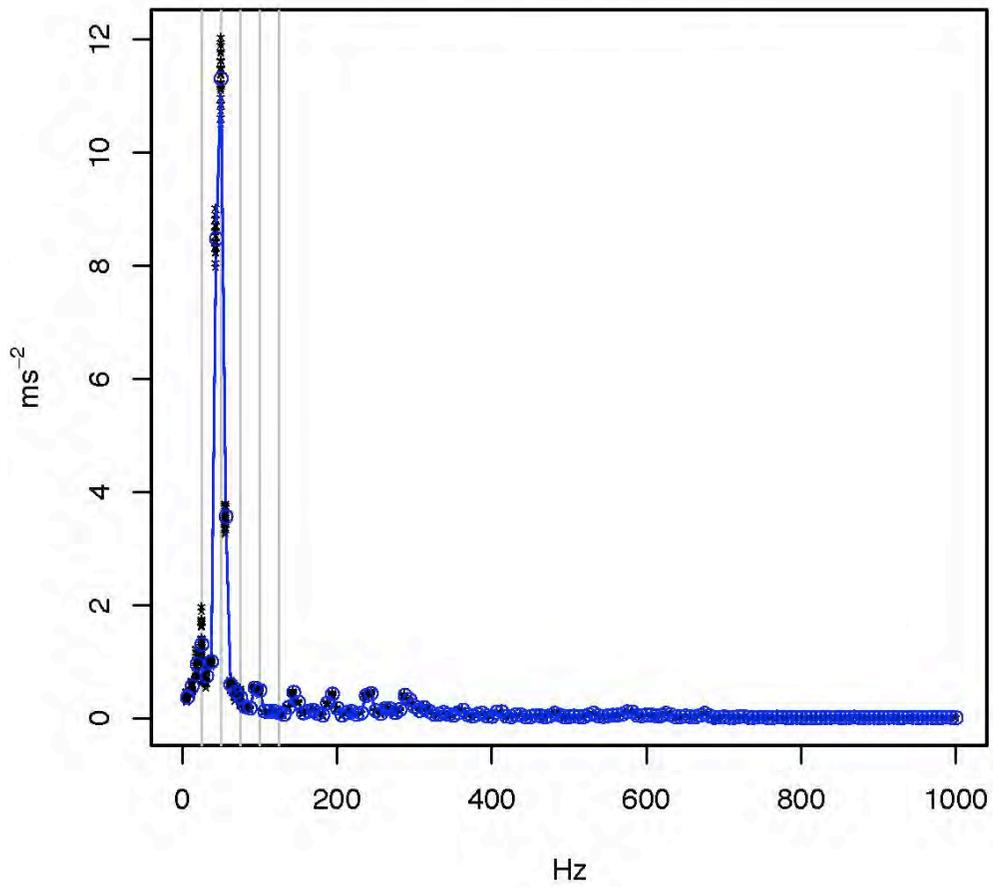
COLON – Compresor 5
Amplitud combinada X, Y



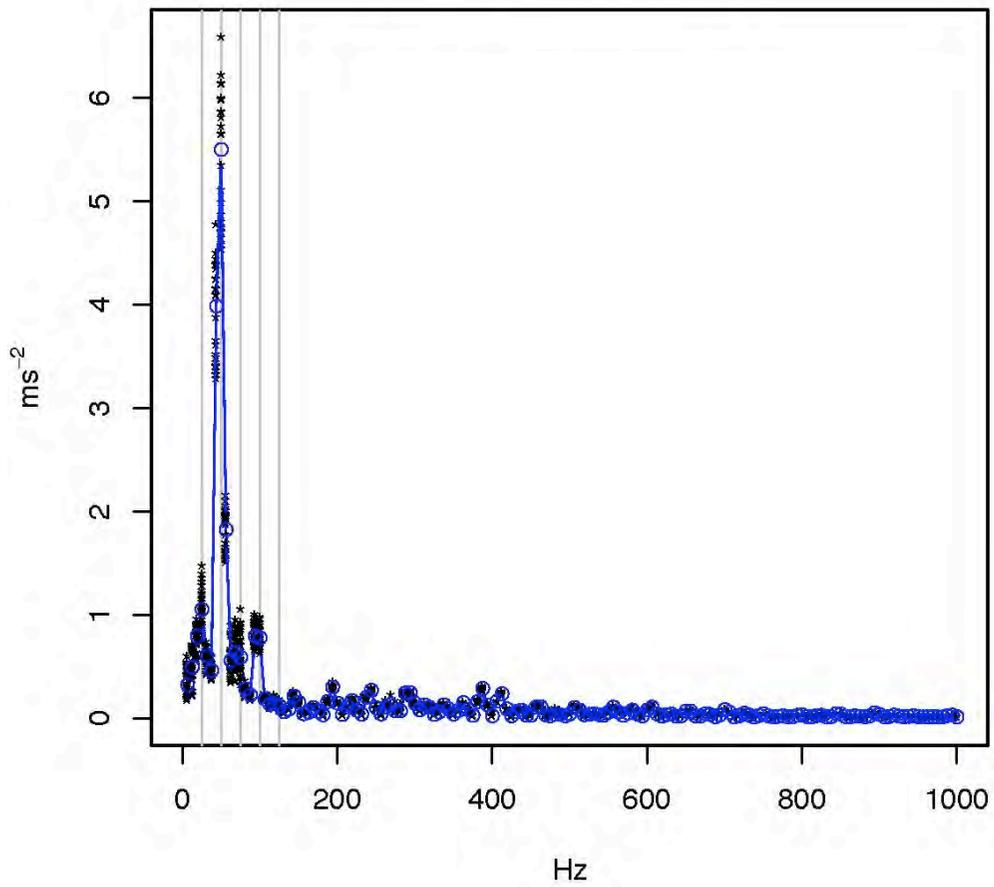
SAN MAMES I – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



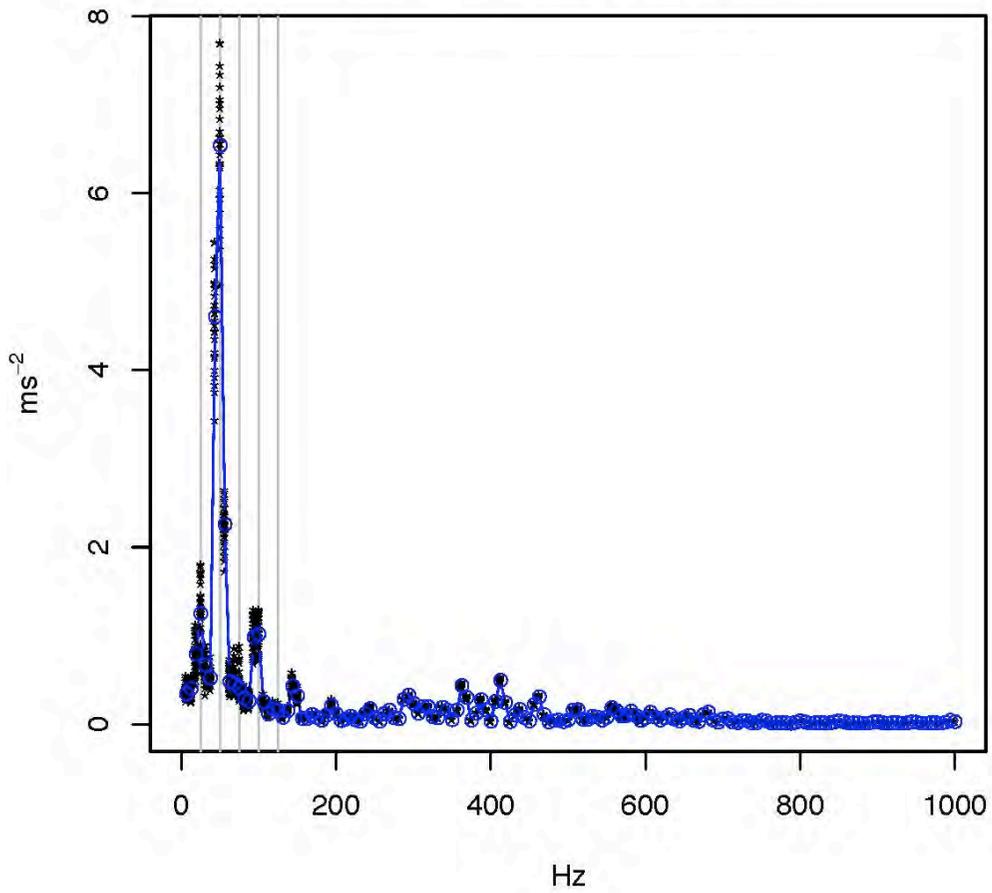
SAN MAMES I – Compresor 5
Amplitud combinada X, Y



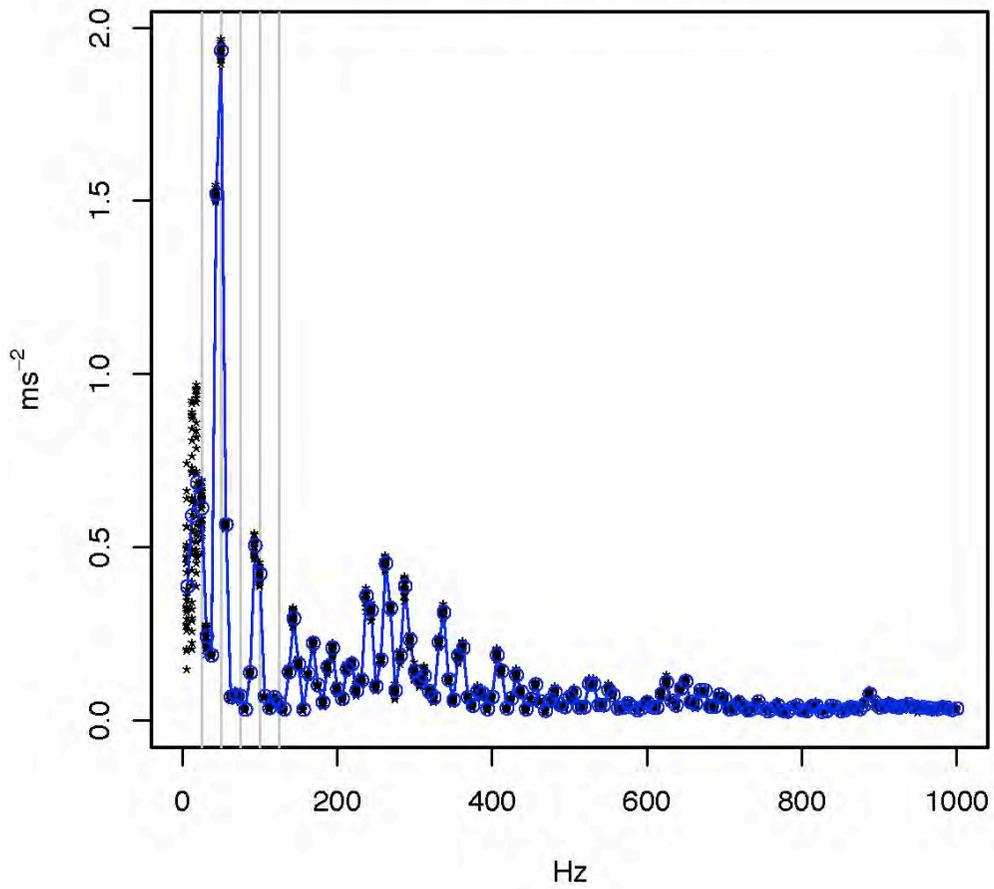
SAN MAMES I – Compresor 6
Amplitud combinada X, Y



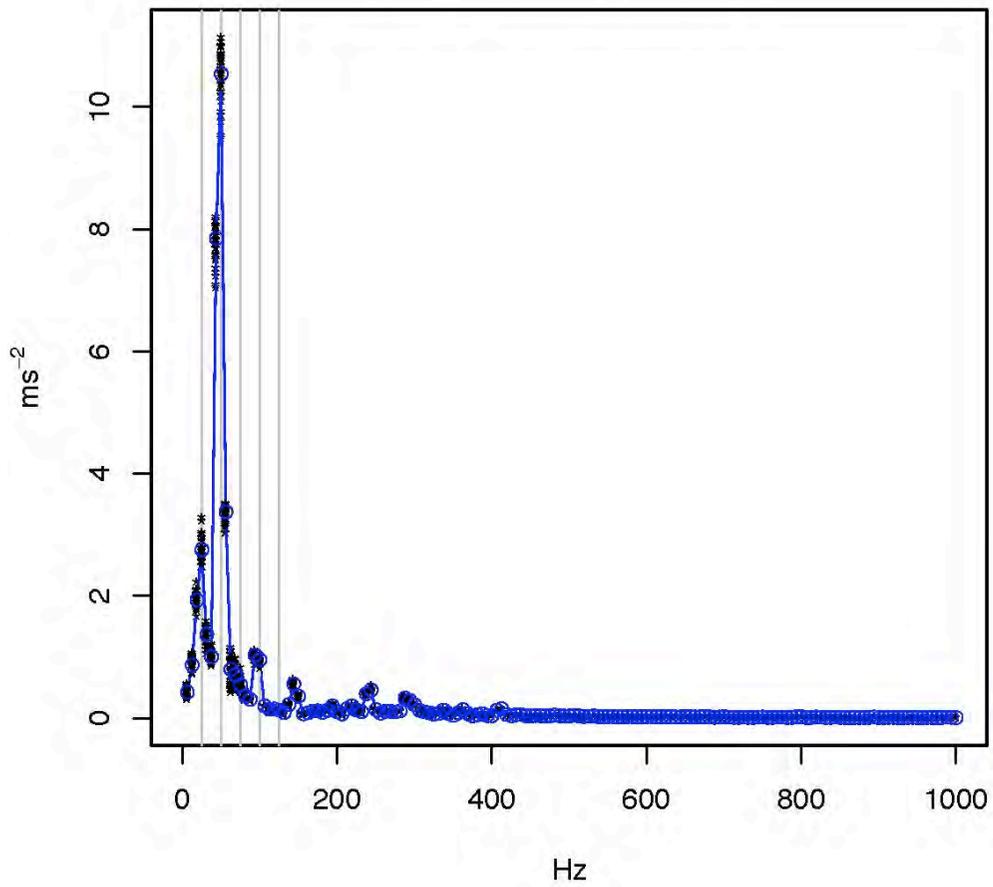
SAN MAMES I – Compresor 8
Amplitud combinada X, Y



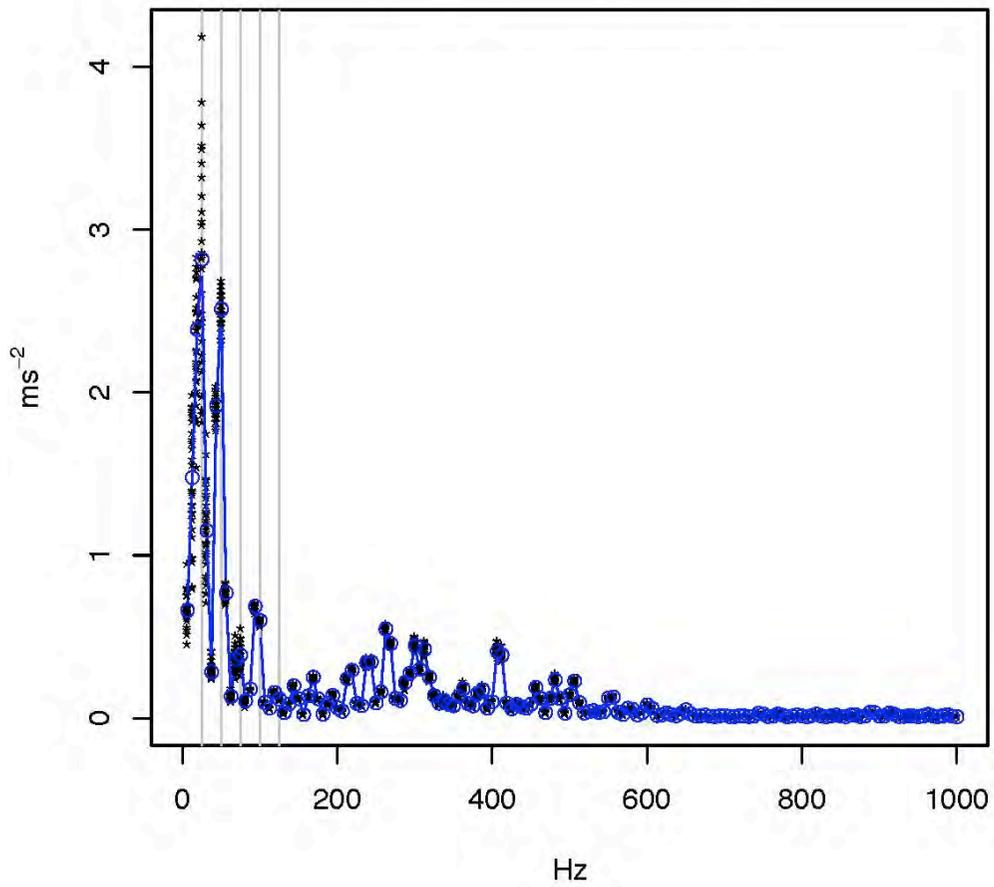
SAN MAMES I – Compresor 9
Amplitud combinada X, Y



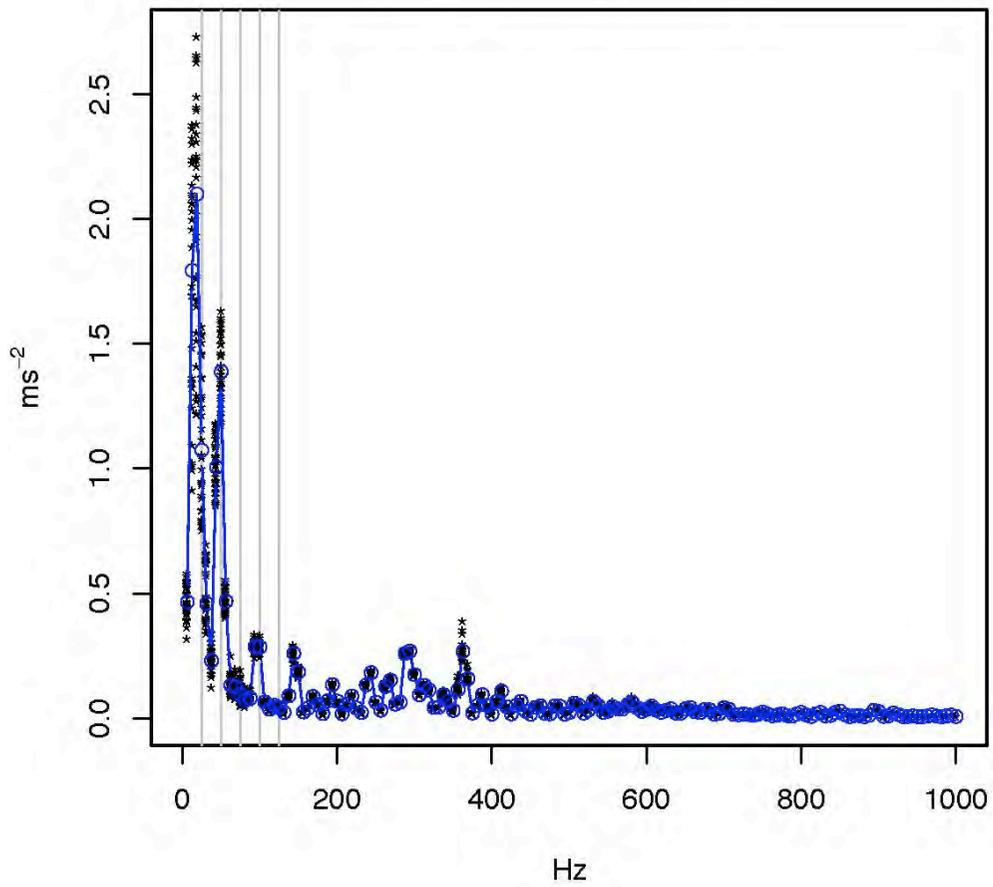
SAN MAMES II – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



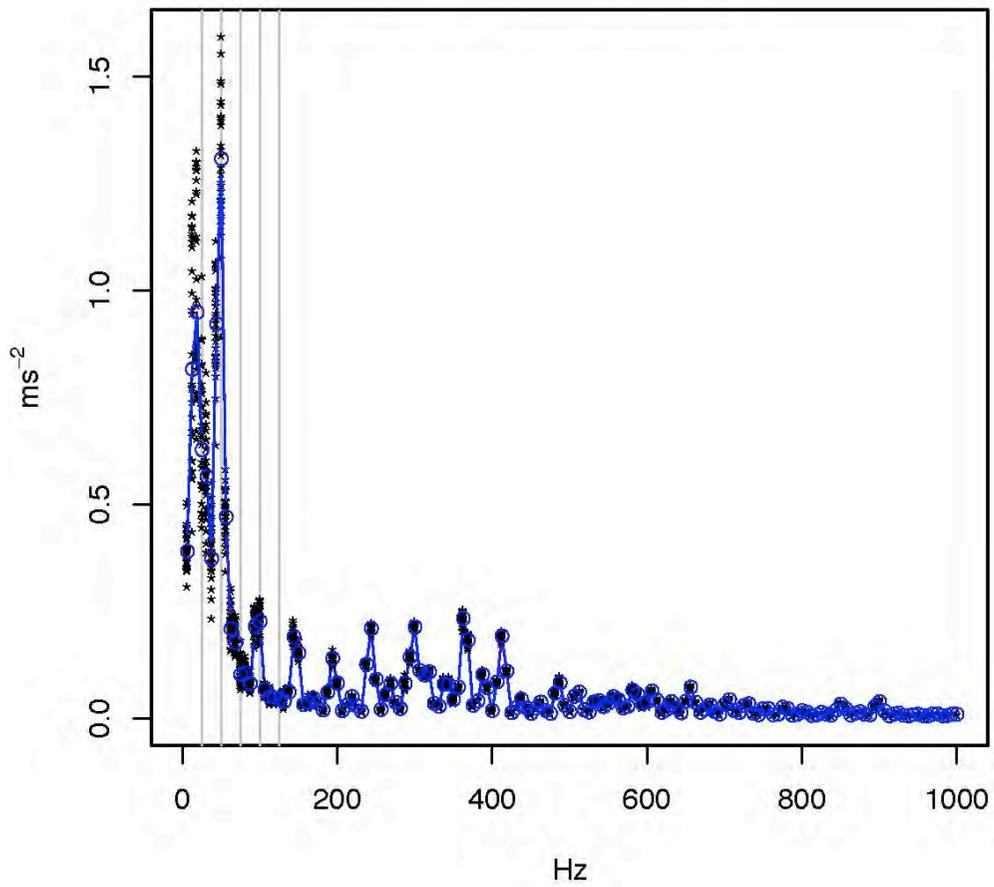
SAN MAMES II – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



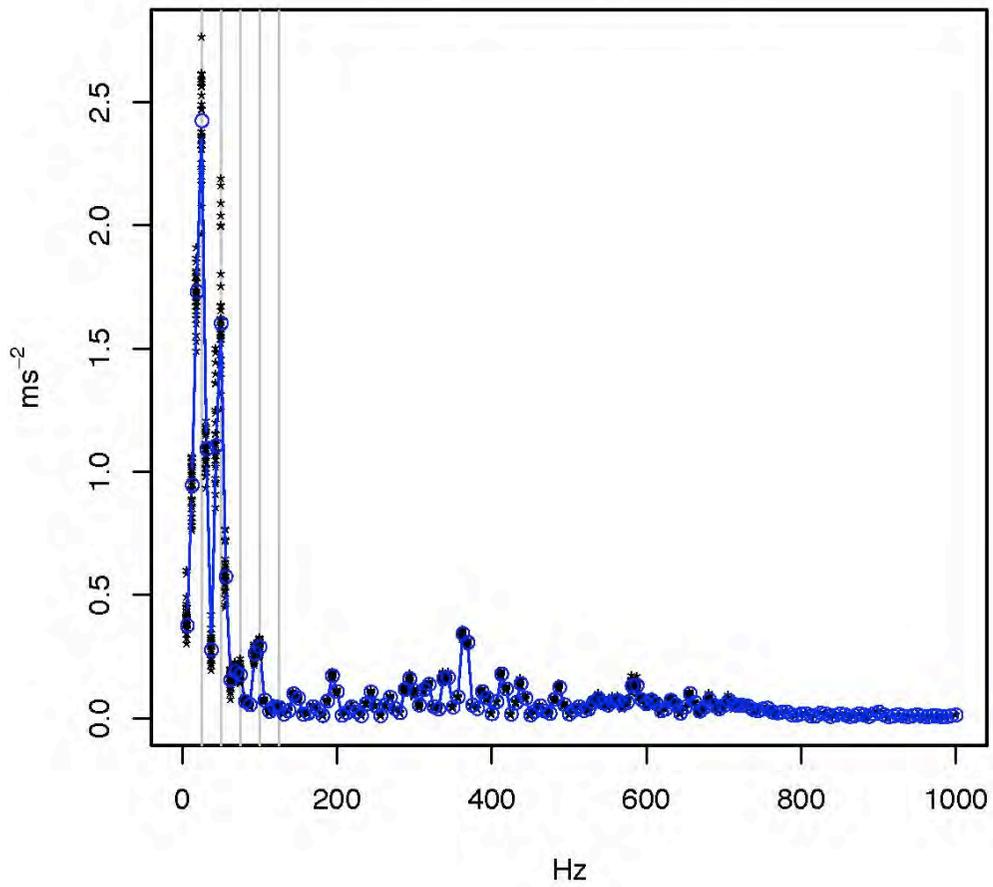
SAN MAMES II – Compresor 4 Amplitud combinada X, Y



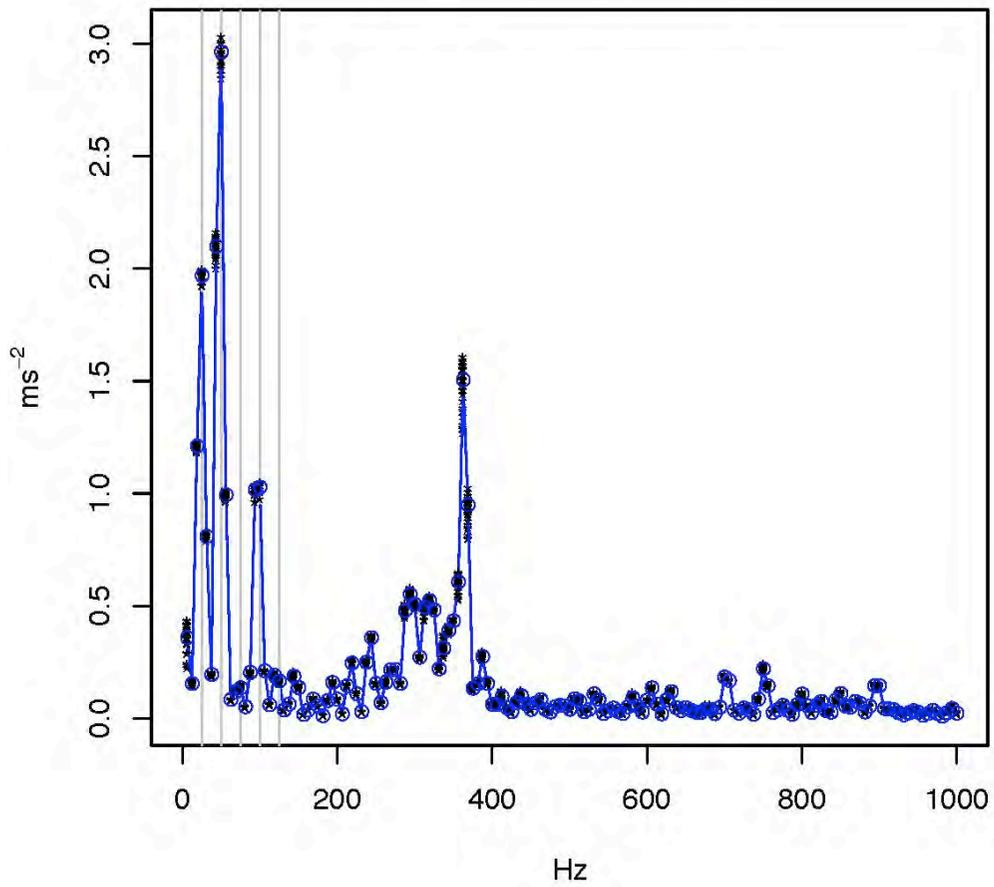
SAN MAMES II – Compresor 5
Amplitud combinada X, Y



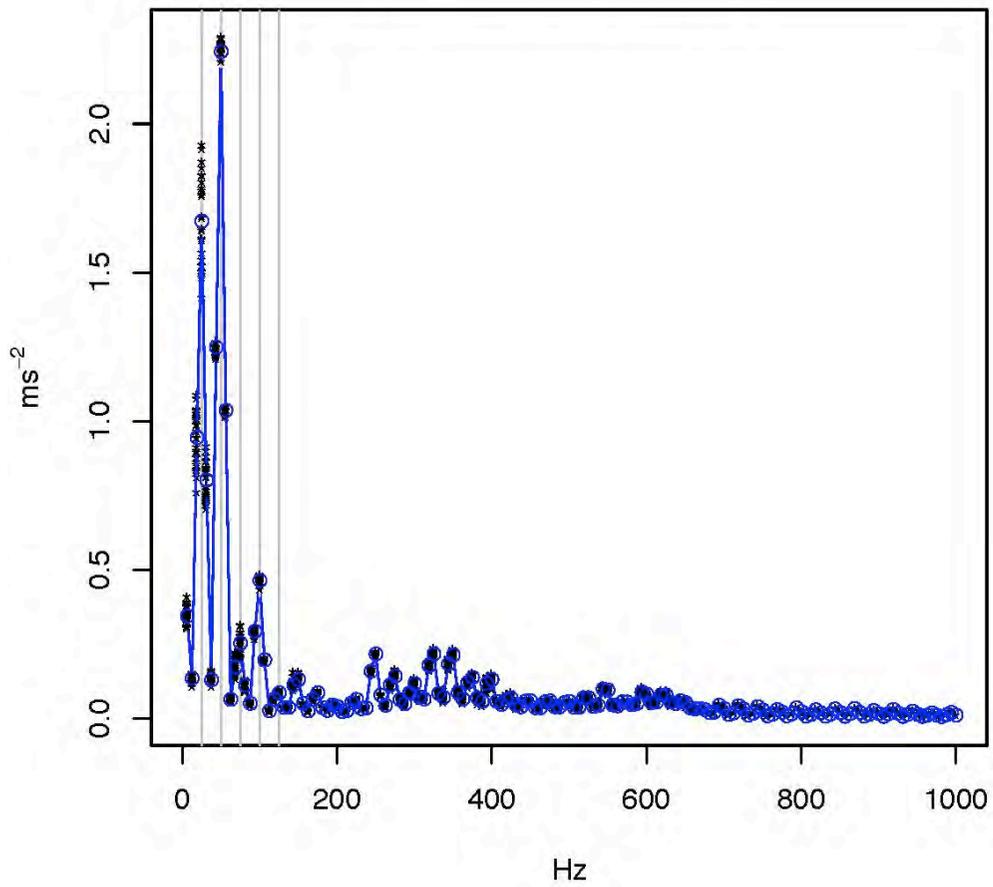
SAN MAMES II – Compresor 6
Amplitud combinada X, Y



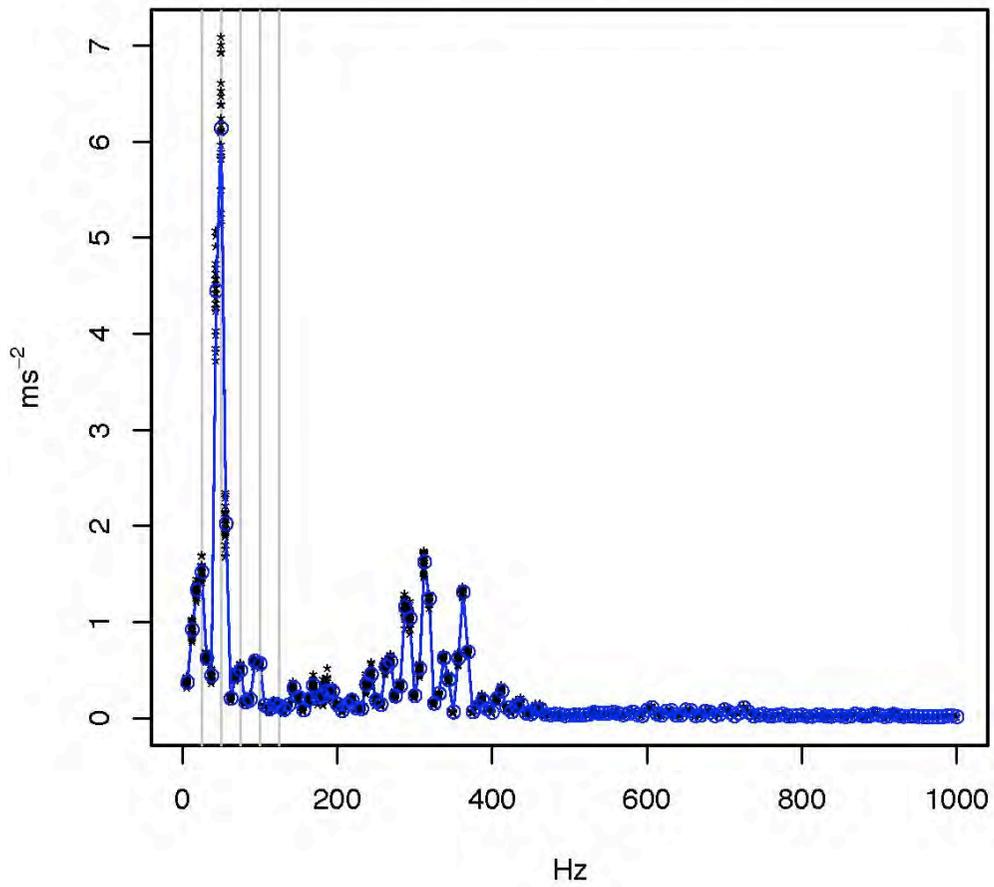
18 DE JULIO – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



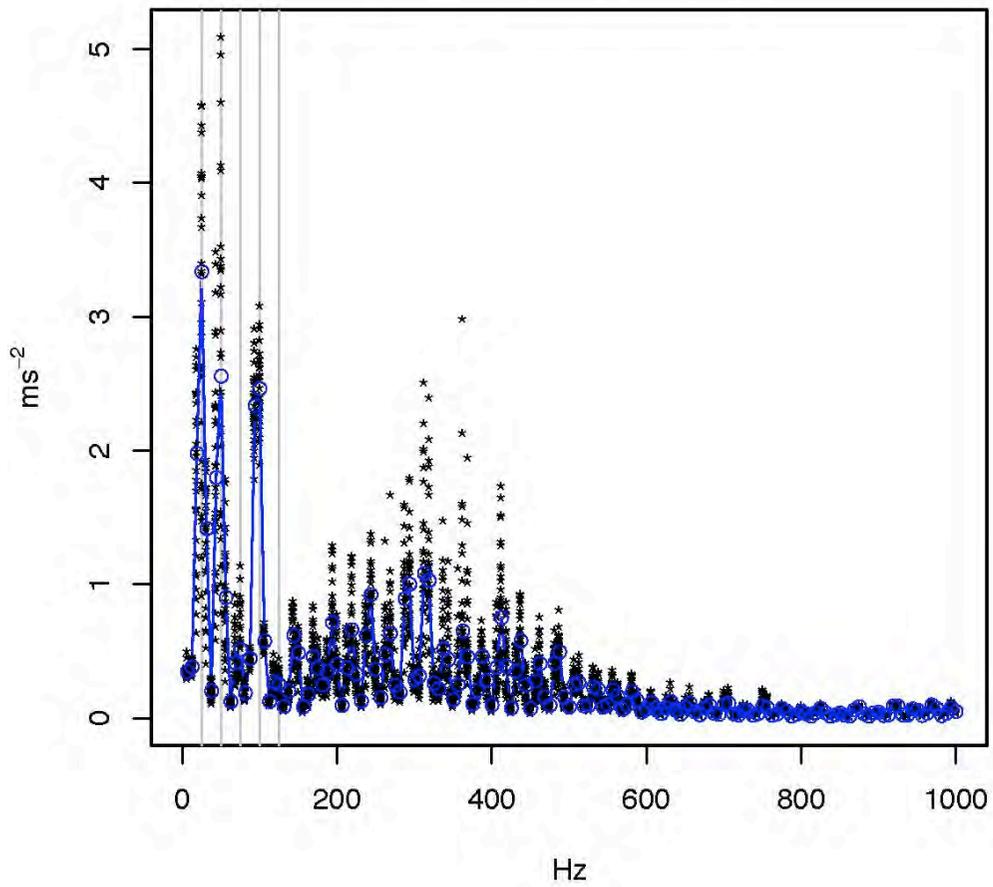
18 DE JULIO – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



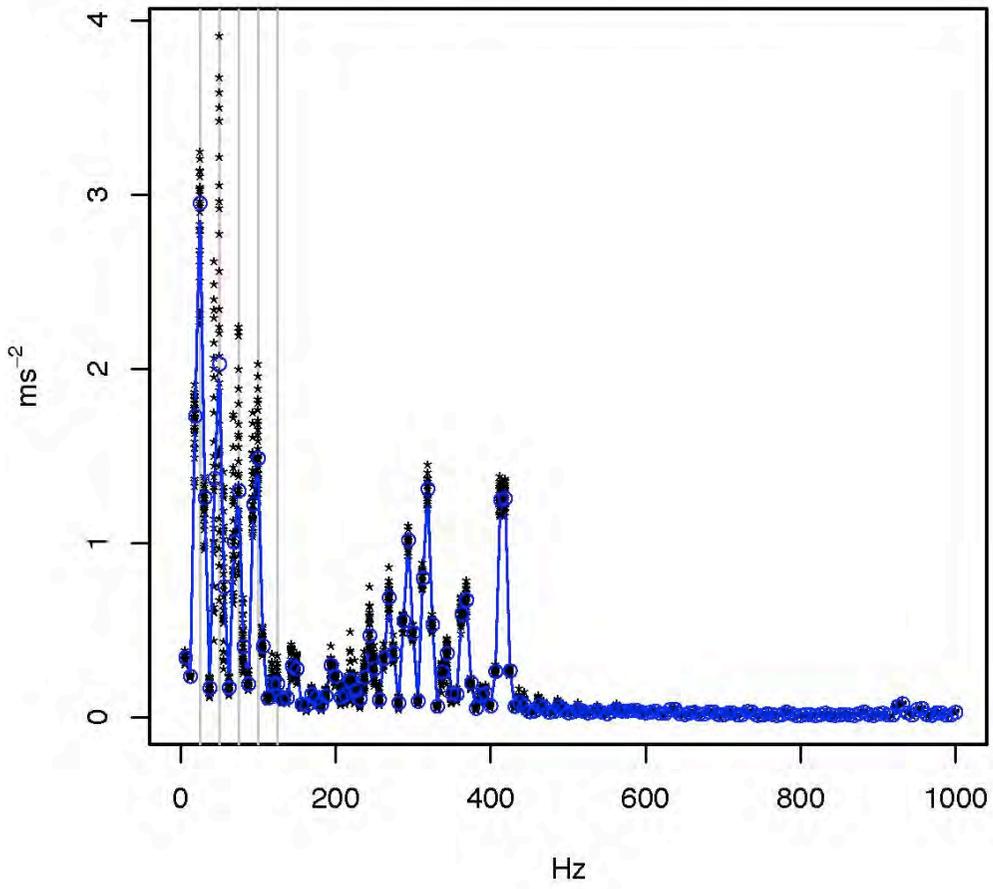
JOSE MARIA FDEZ – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



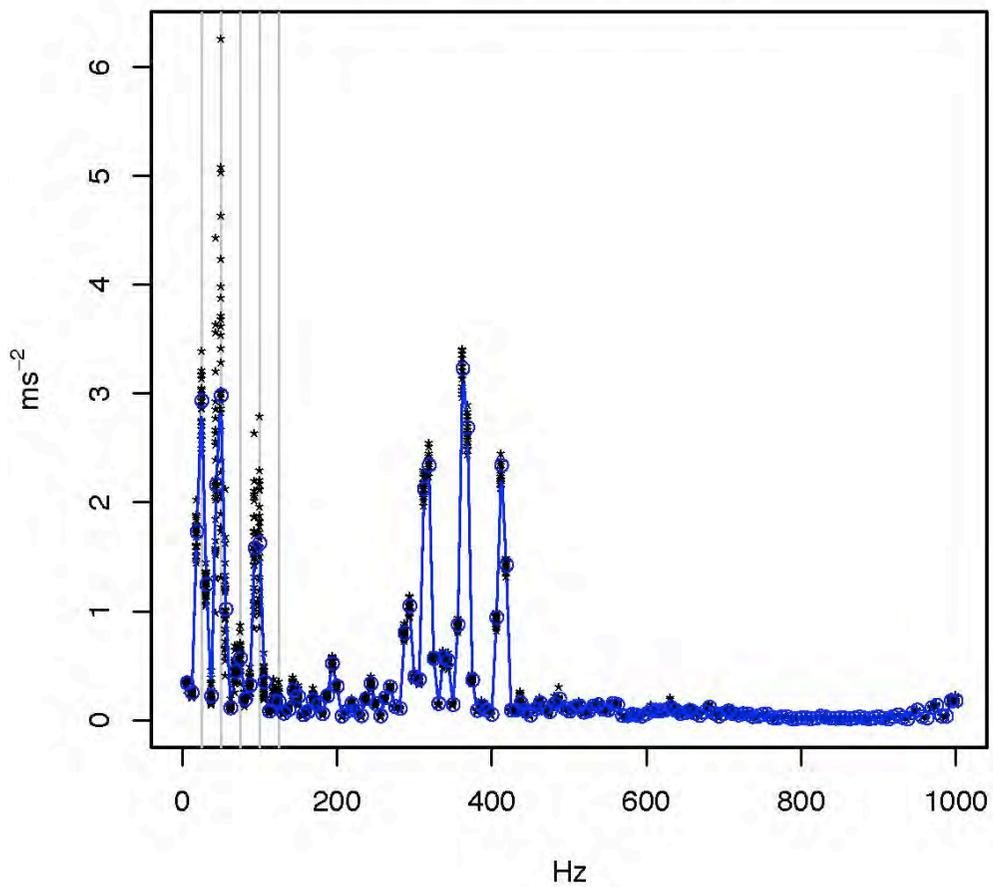
JOSE MARIA FDEZ – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



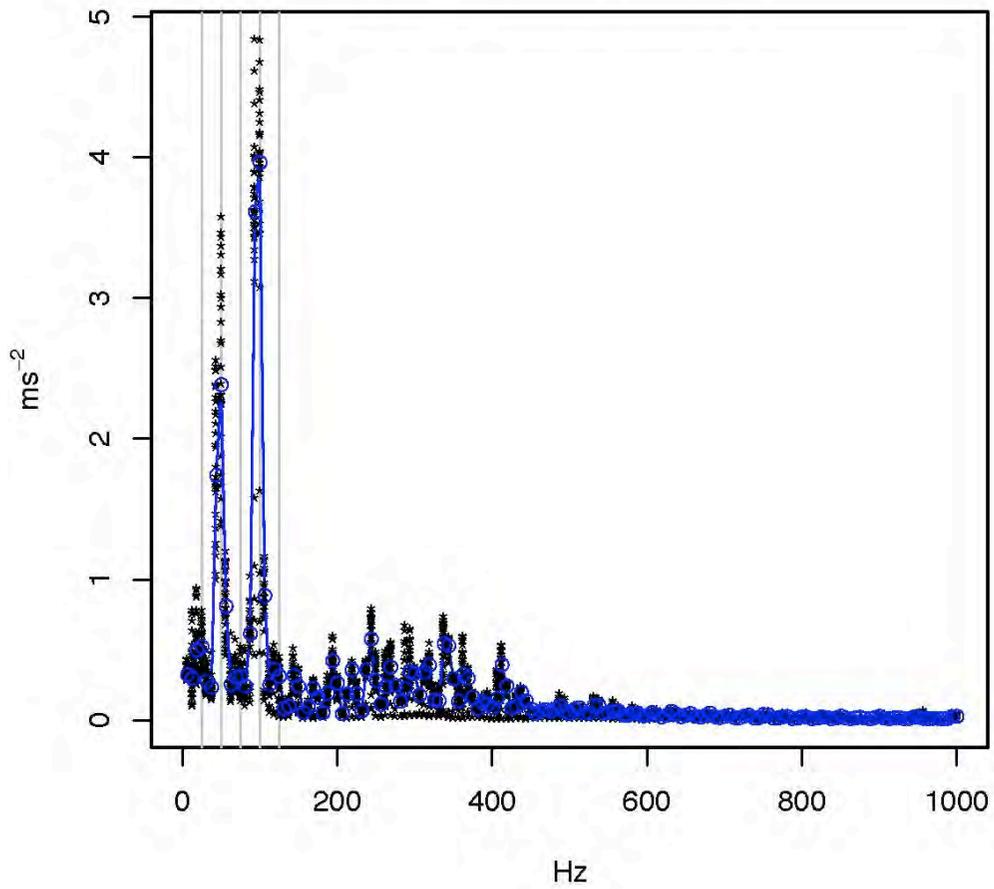
JOSE MARIA FDEZ – Compresor 4
Amplitud combinada X,Y



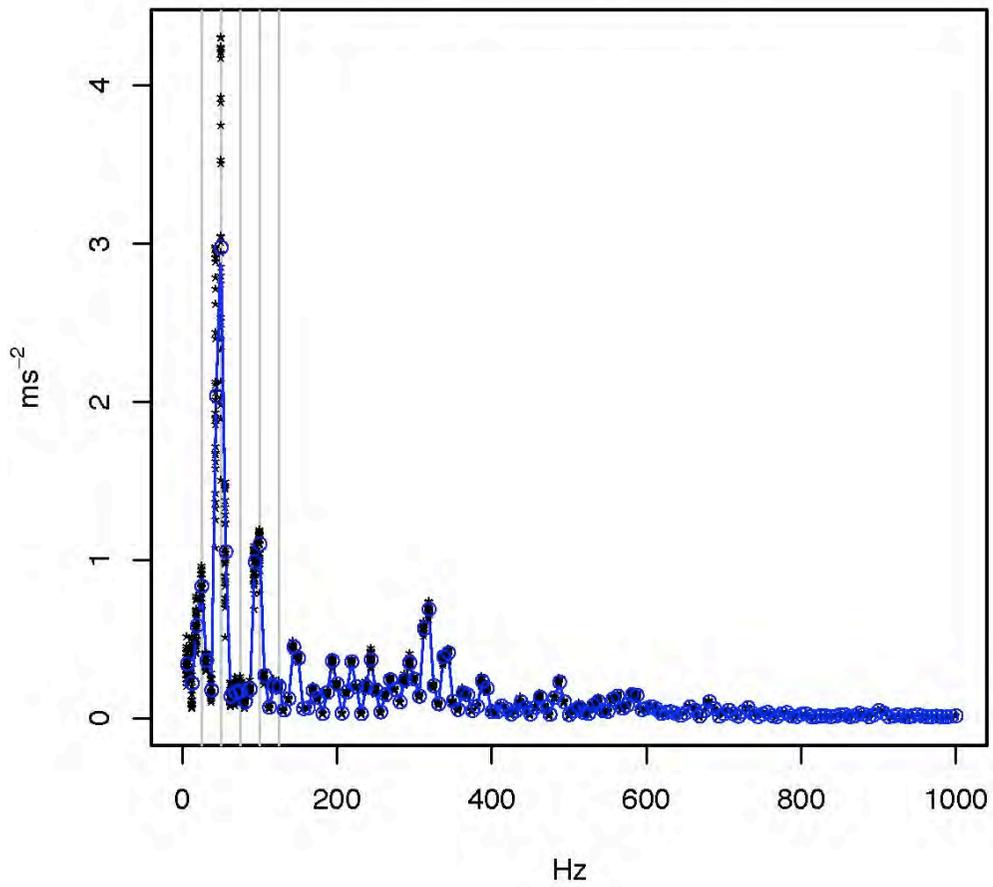
JOSE MARIA FDEZ – Compresor 6
Amplitud combinada X,Y



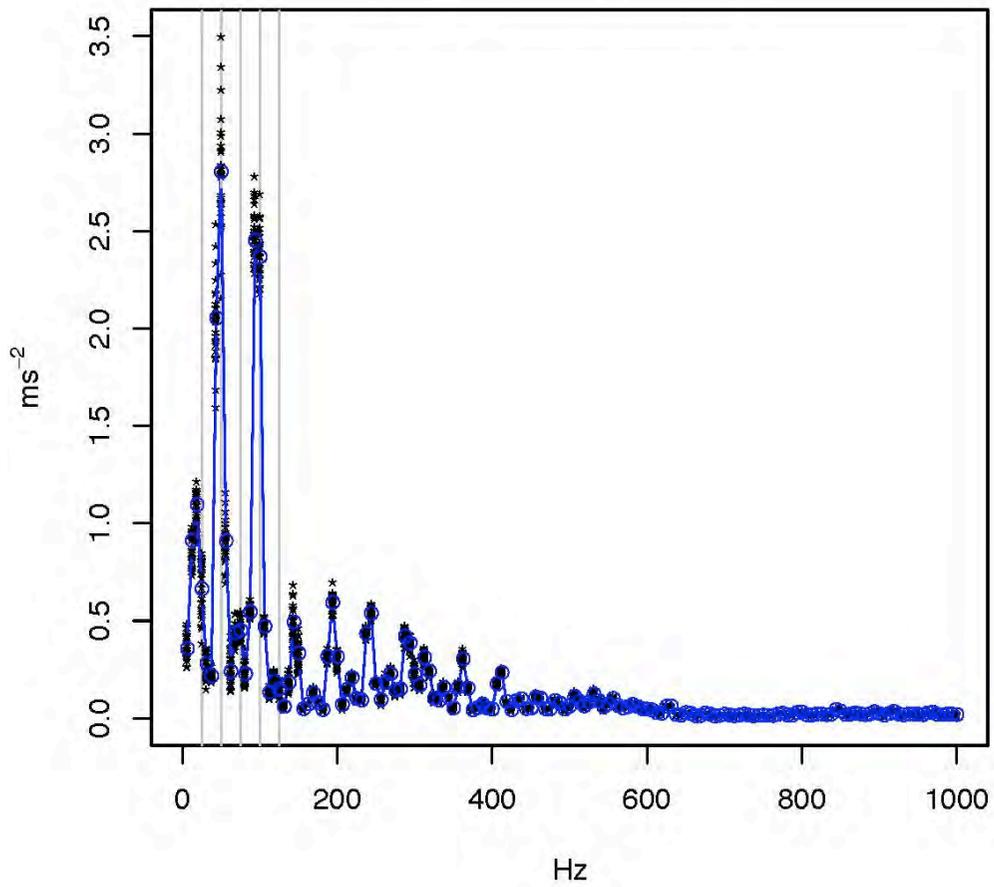
MARIANO ANDRES – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



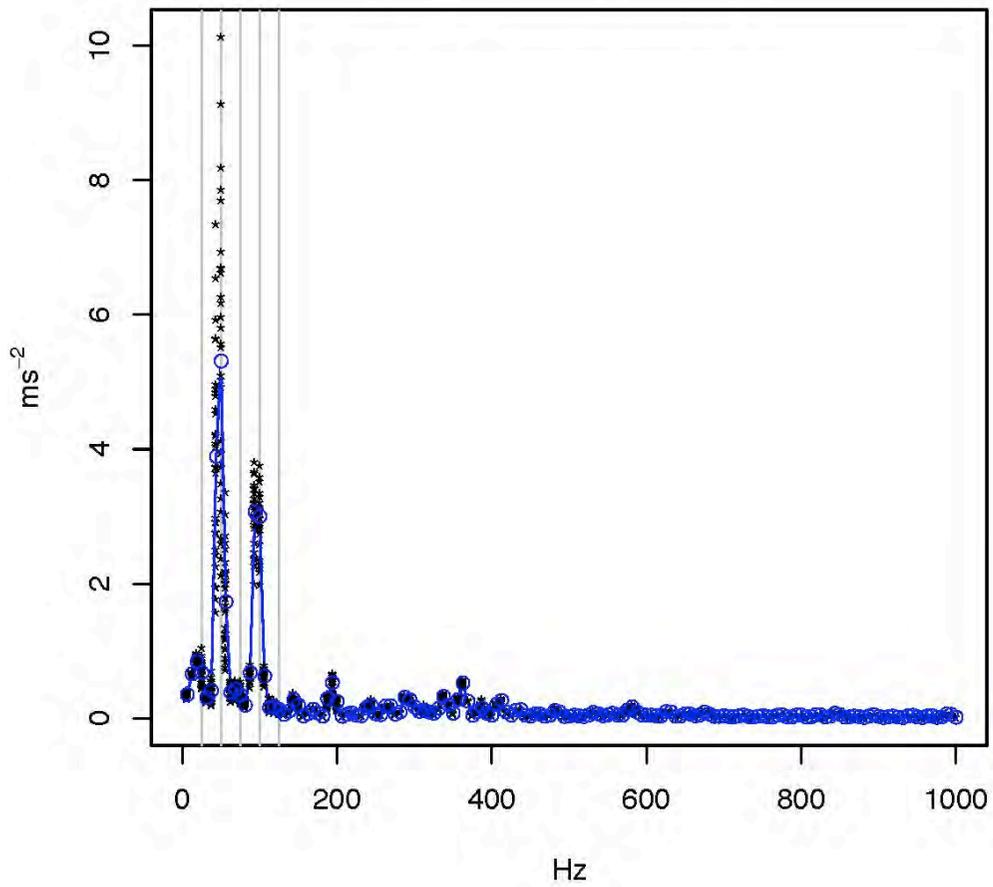
MARIANO ANDRES – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



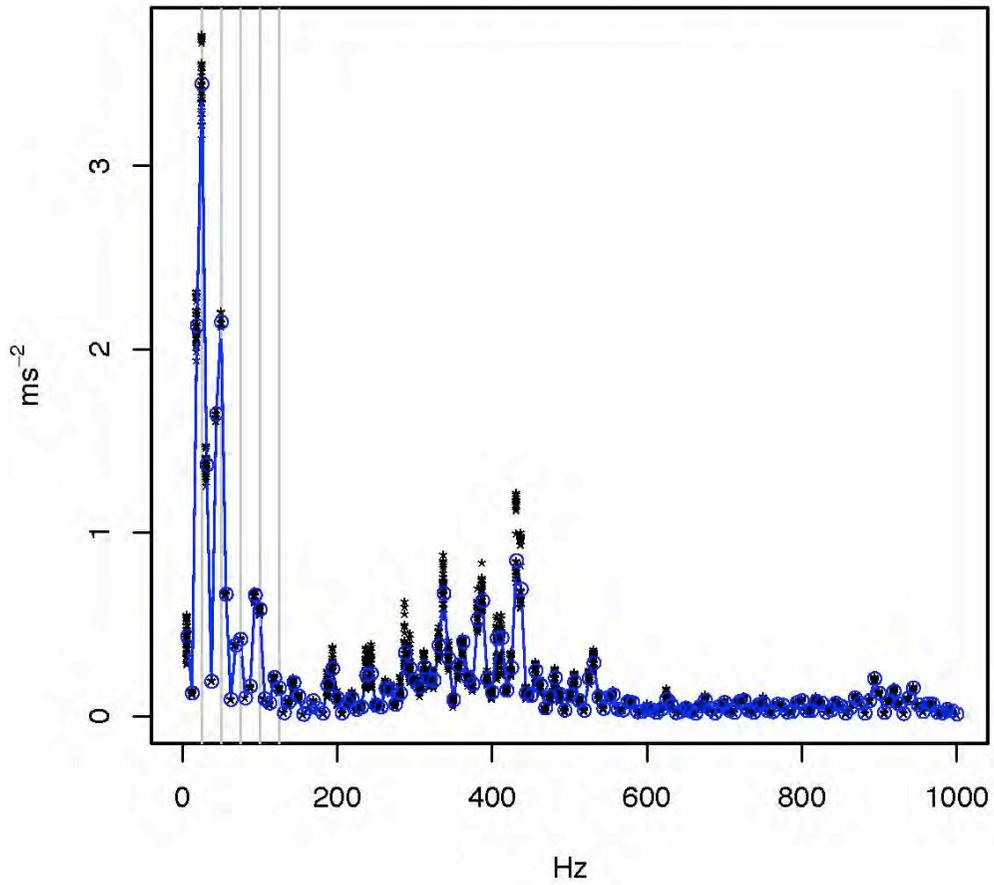
MARIANO ANDRES – Compresor 5
Amplitud combinada X, Y



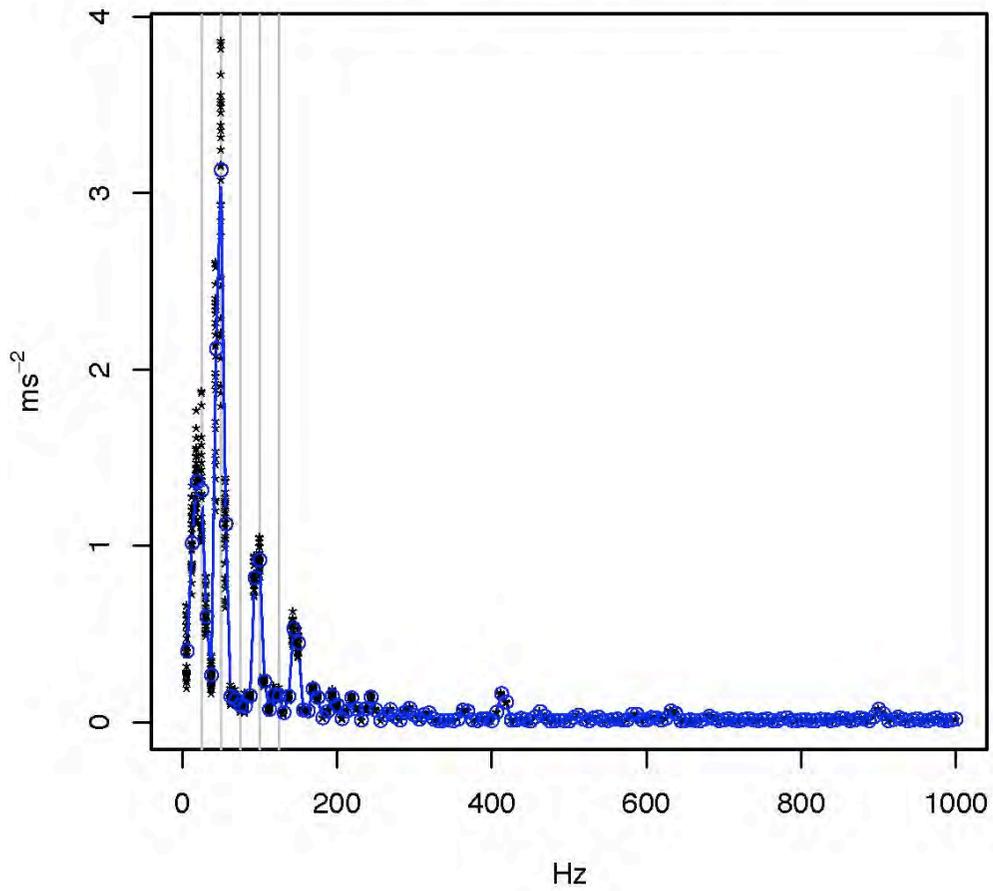
MARIANO ANDRES – Compresor 6
Amplitud combinada X, Y



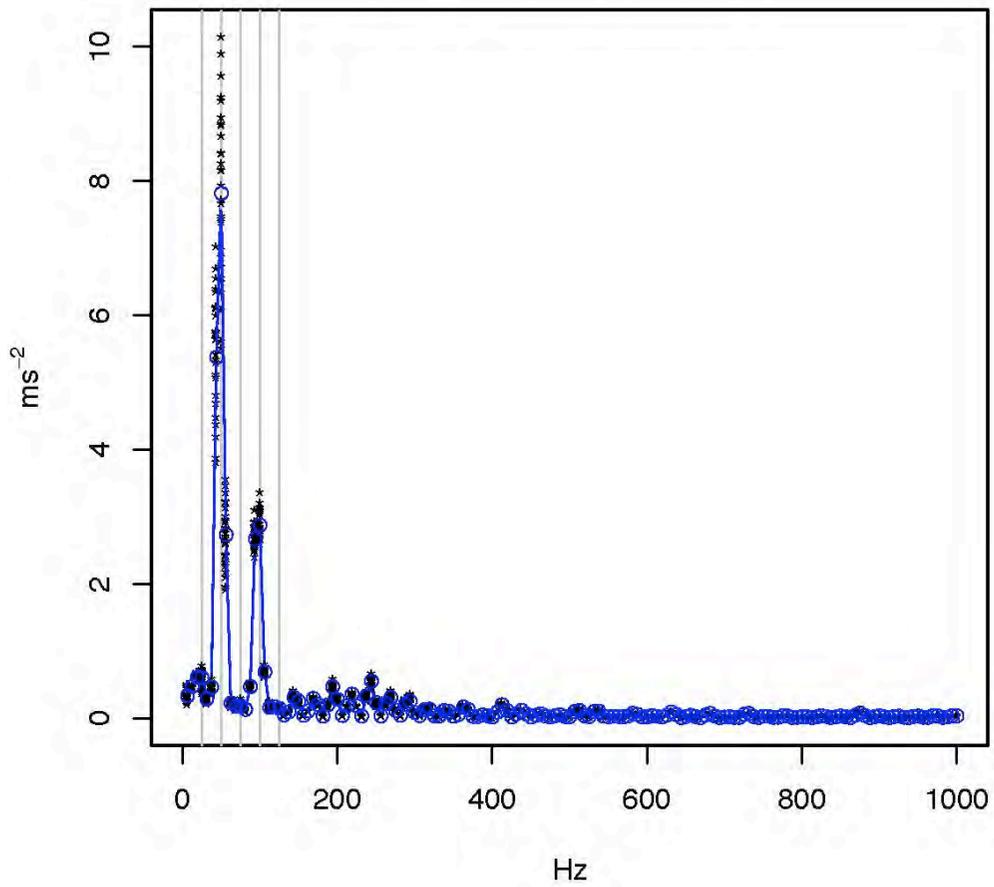
ERAS DE RENUEVA – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



SAN AGUSTIN – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



SAN AGUSTIN – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y

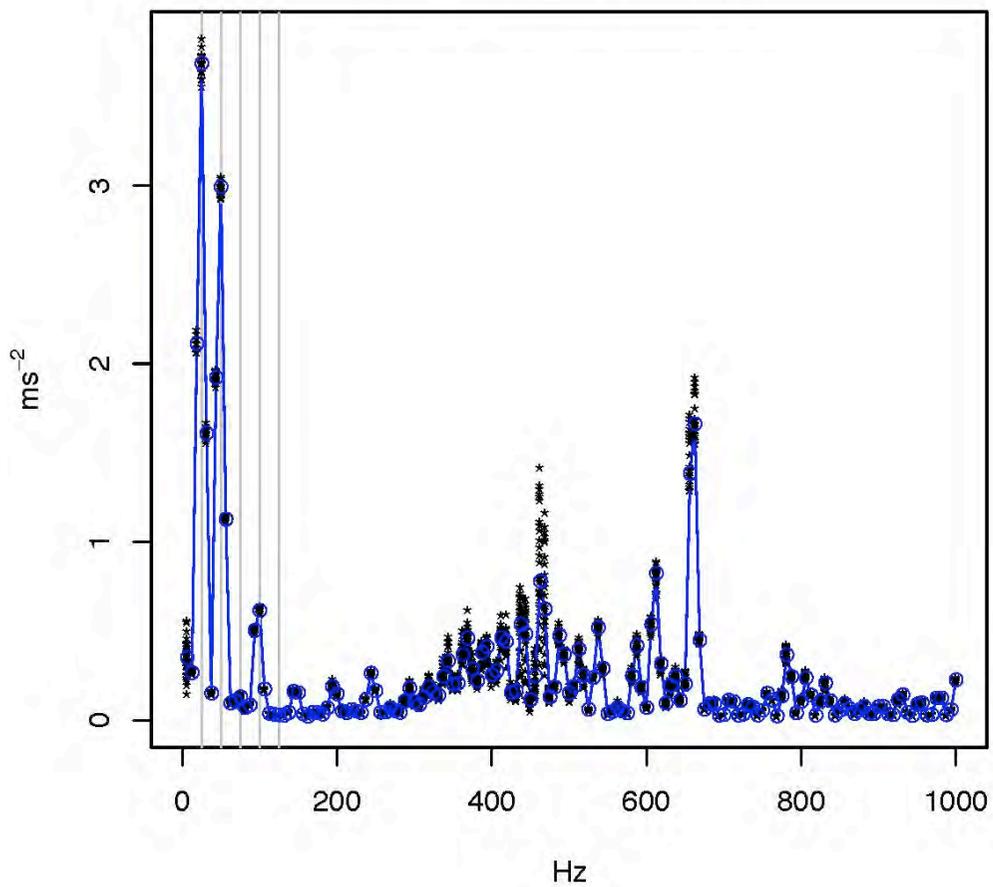


ANEXO D

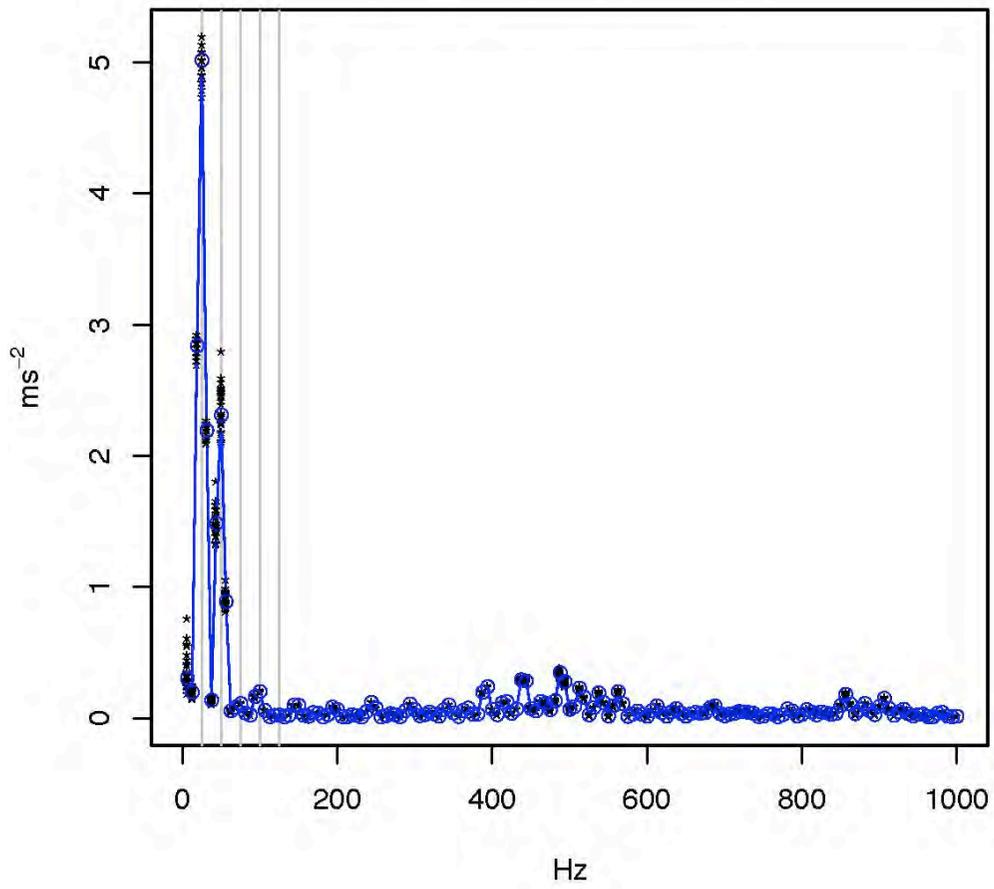
Amplitud combinada XY

Perfil 2

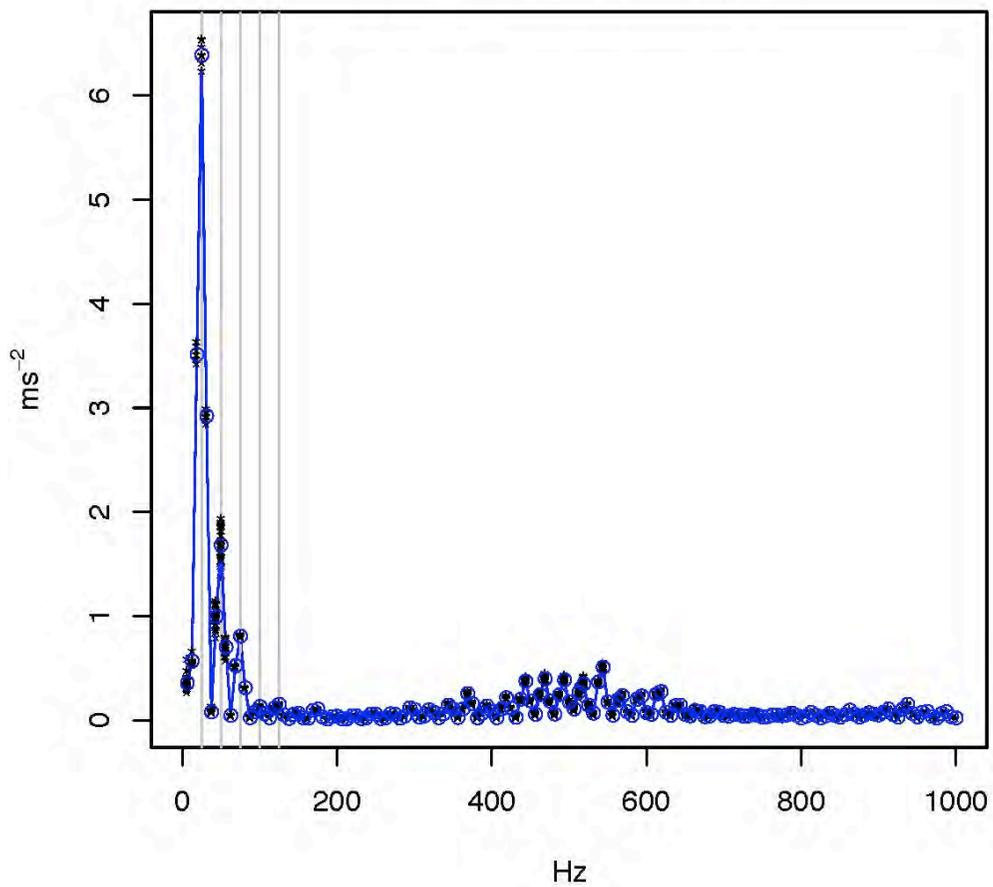
SAN AGUSTIN – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



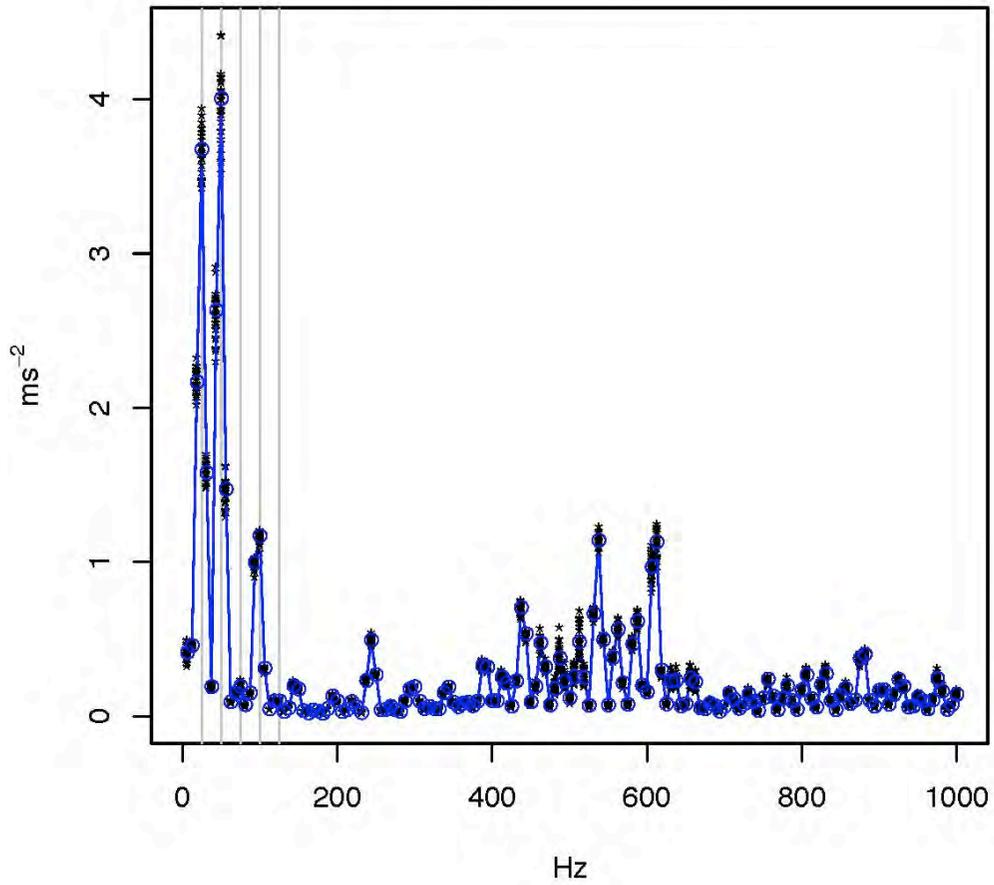
SAN AGUSTIN – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



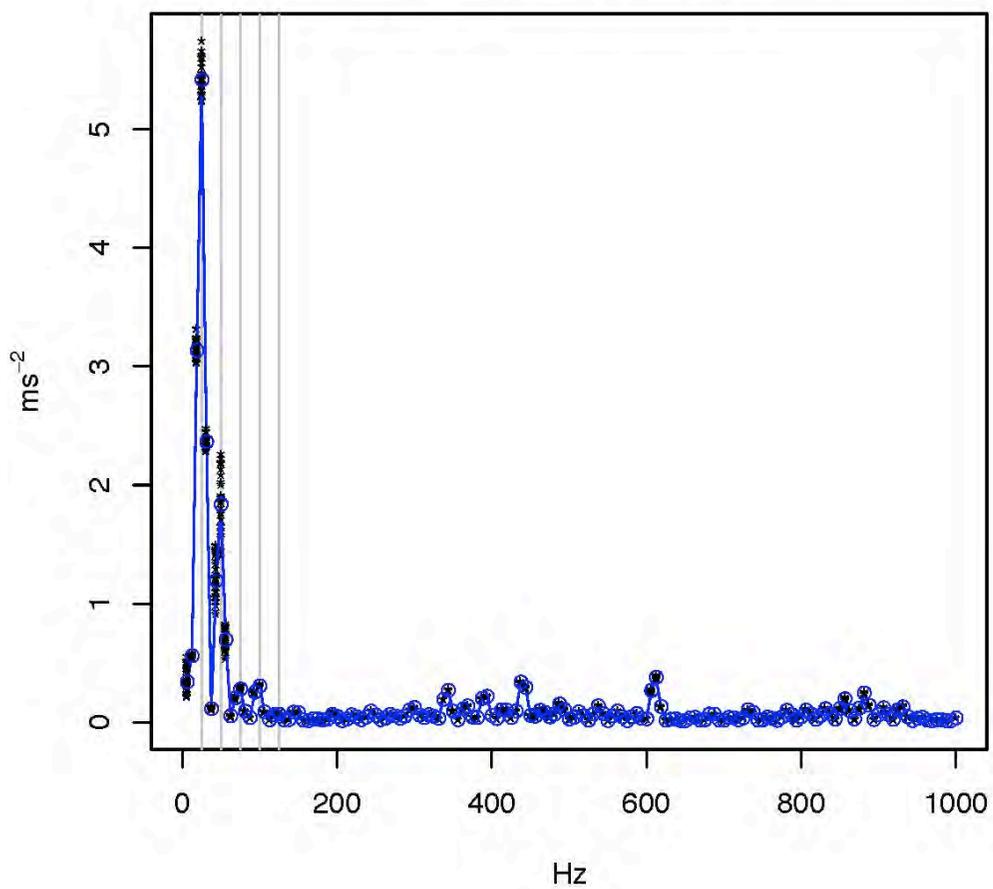
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 1
Amplitud combinada X,Y



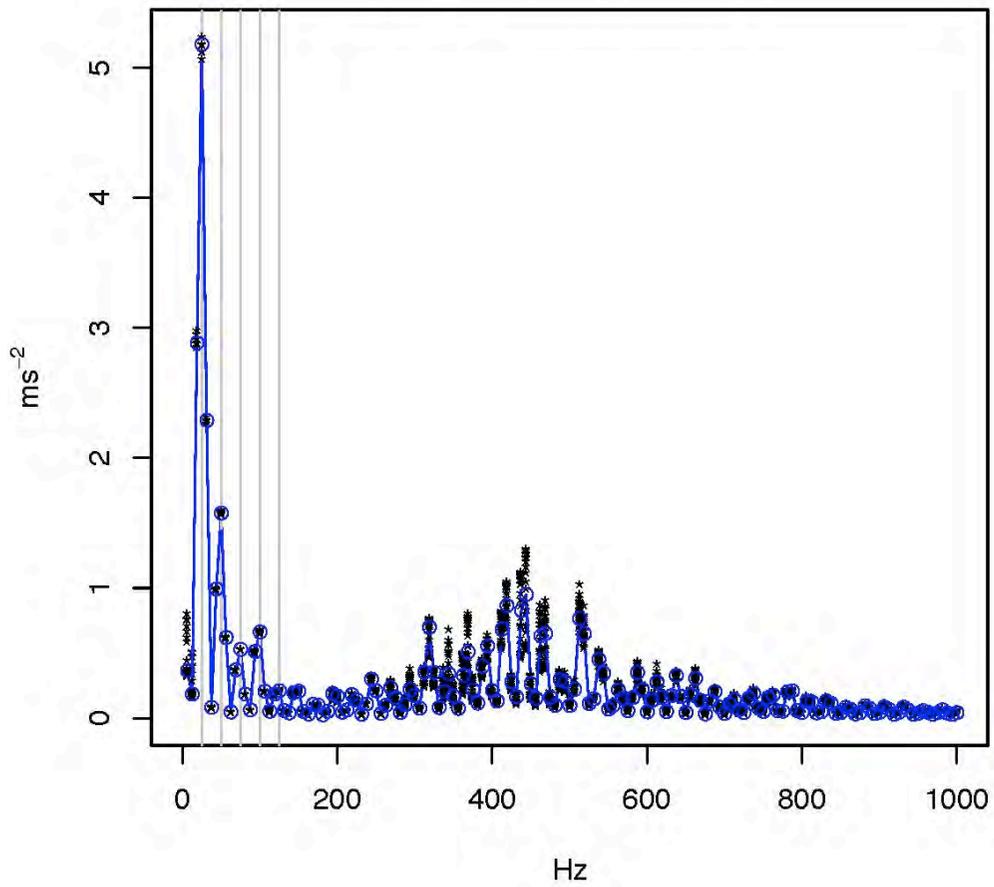
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compressor 2
Amplitud combinada X,Y



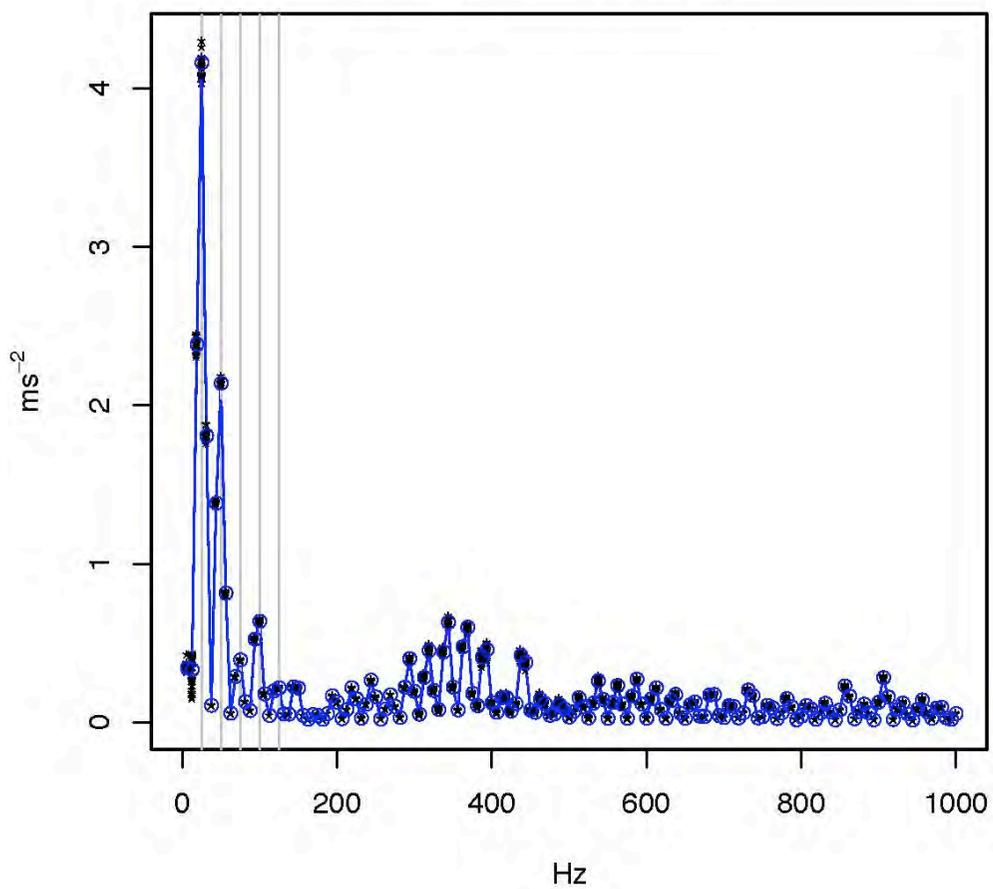
MARQUESES DE SAN ISIDRO – Compresor 8
Amplitud combinada X, Y



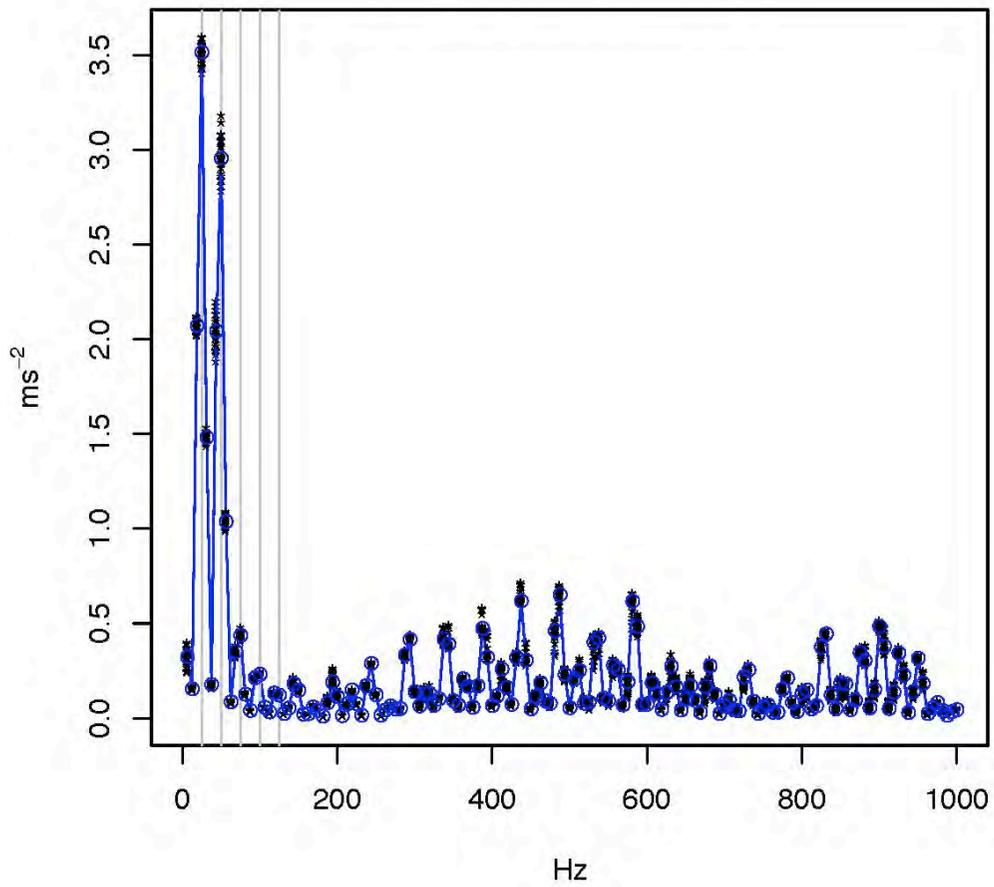
PENDON DE BAEZA – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



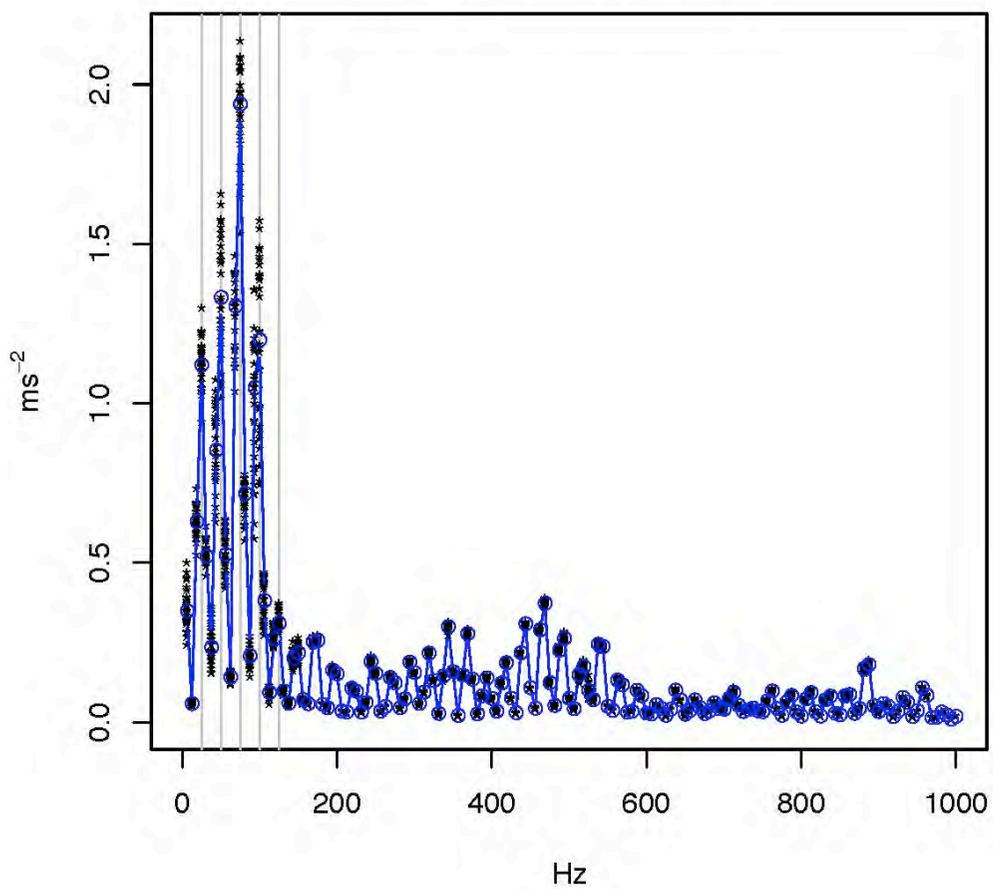
PENDON DE BAEZA – Compresor 6
Amplitud combinada X, Y



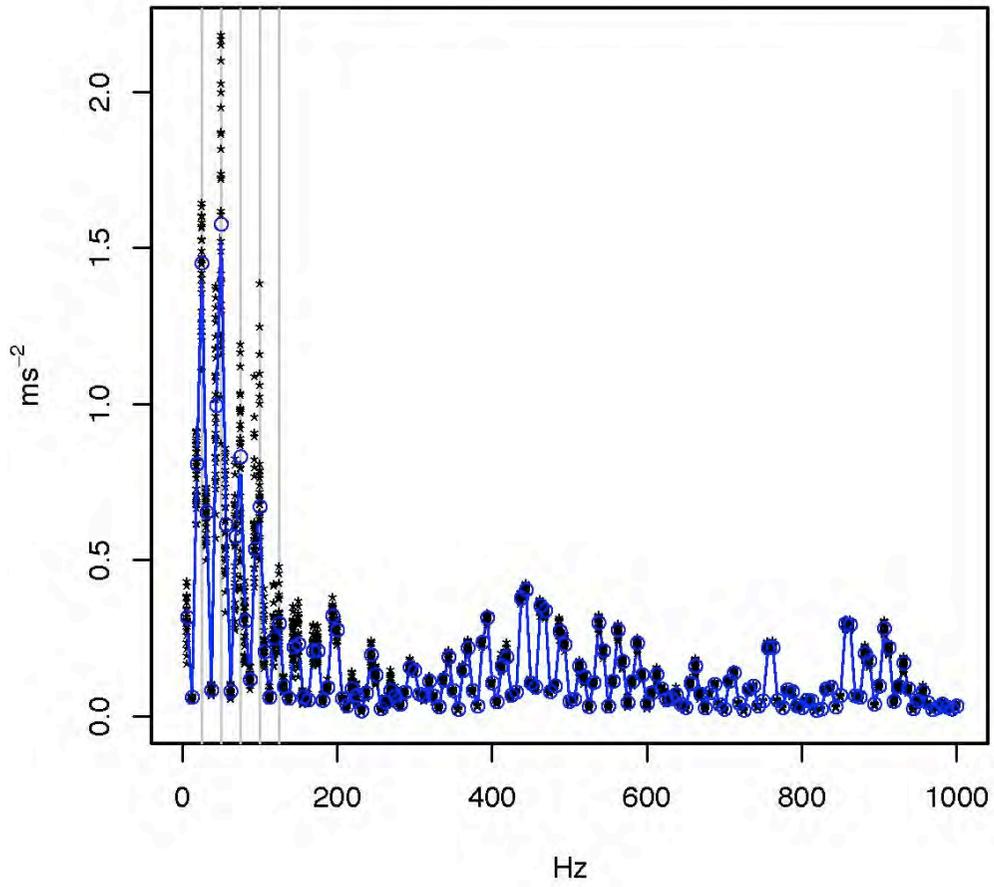
LUIS CARMONA – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



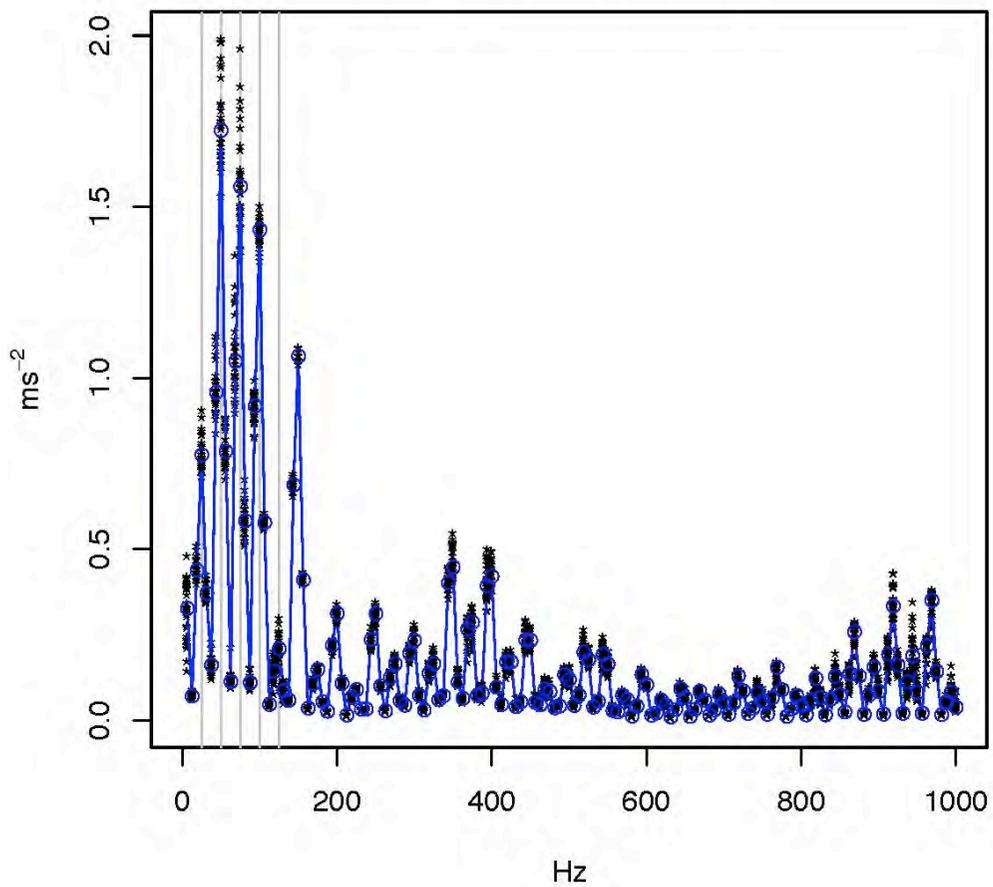
LOPE DE VEGA – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



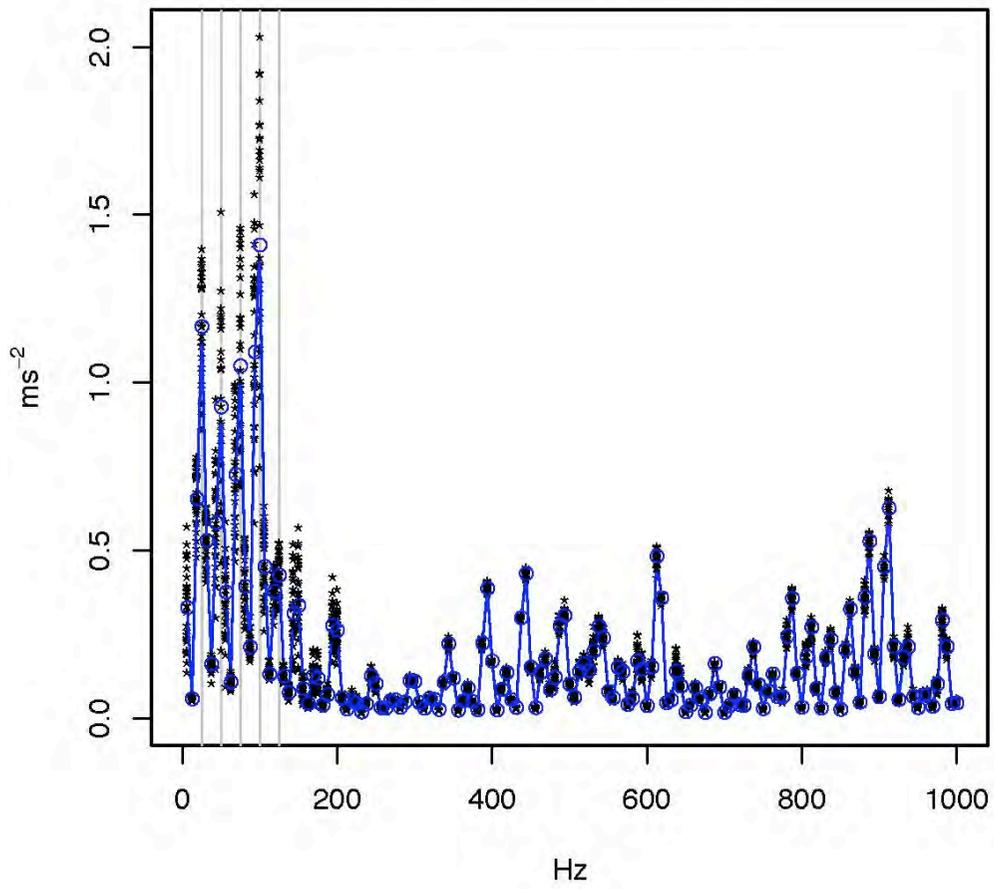
LOPE DE VEGA – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



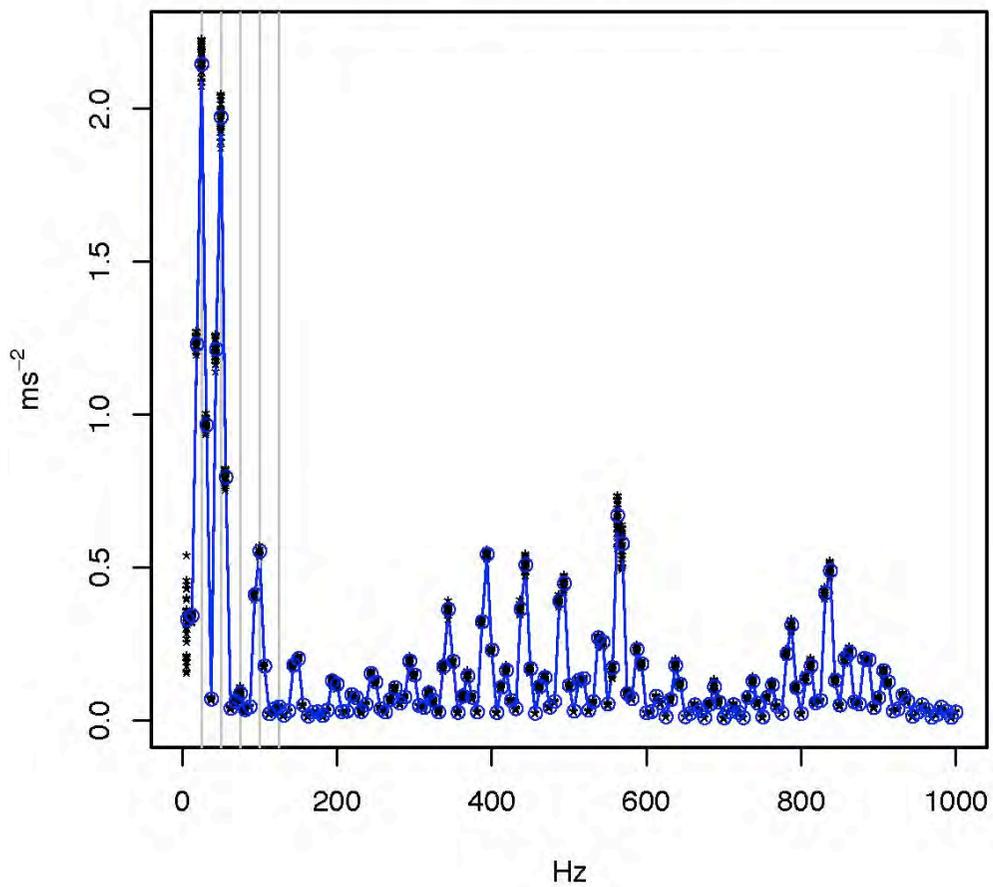
LOPE DE VEGA – Compresor 5
Amplitud combinada X, Y



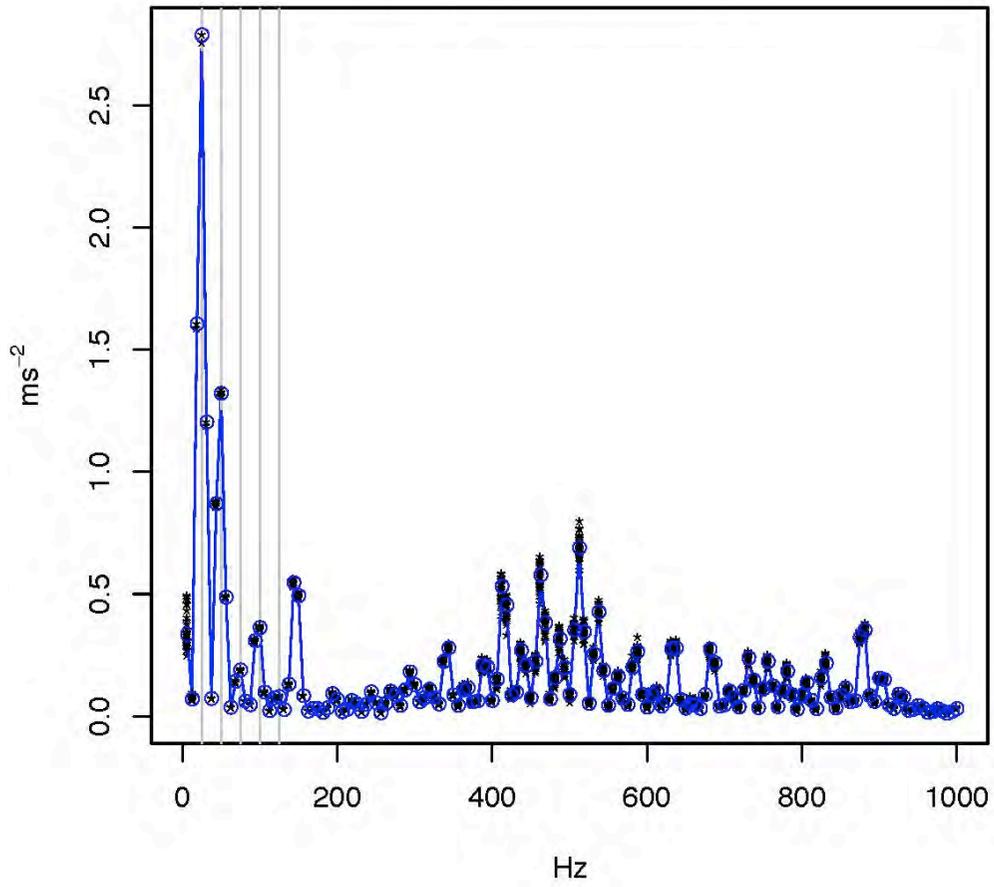
LOPE DE VEGA – Compresor 8
Amplitud combinada X, Y



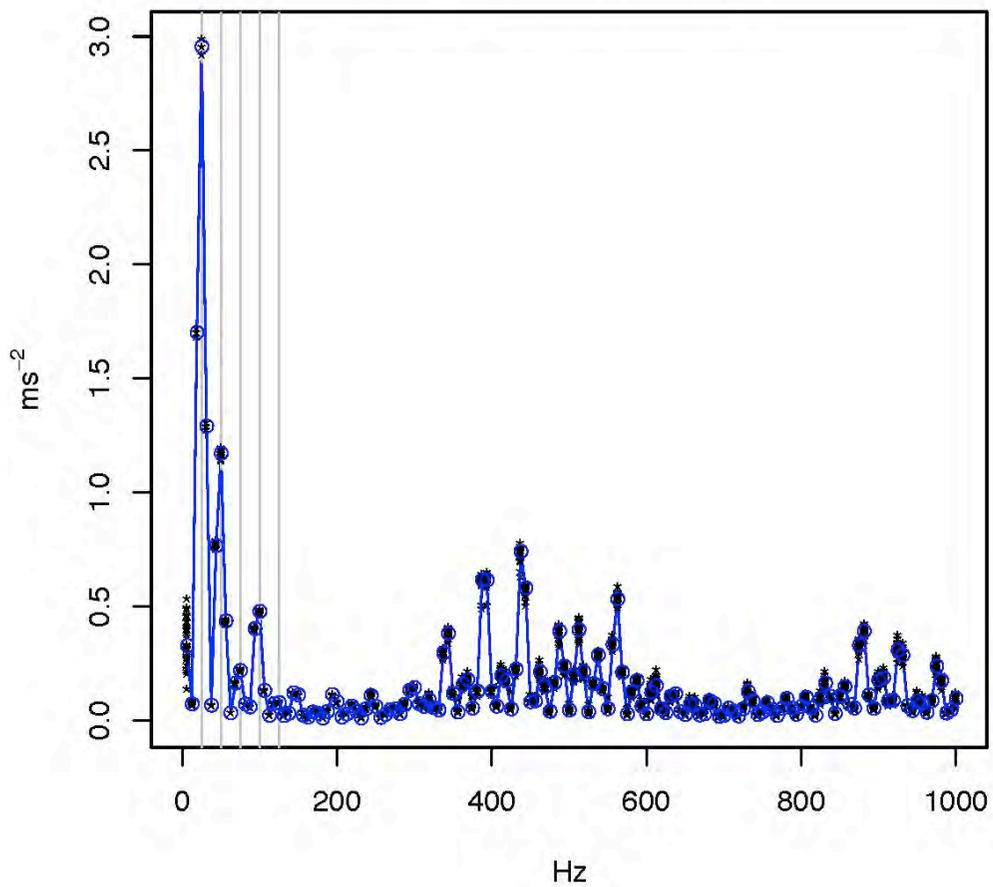
PUENTECILLA – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



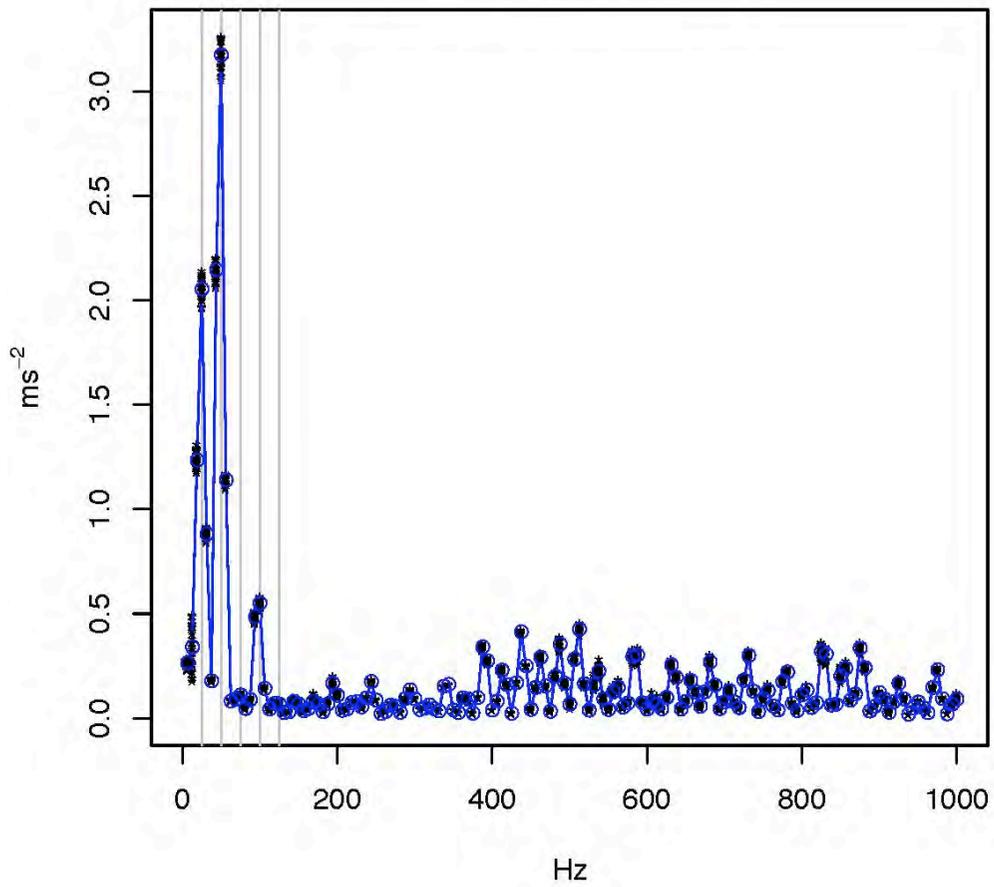
COLON – Compresor 1
Amplitud combinada X,Y



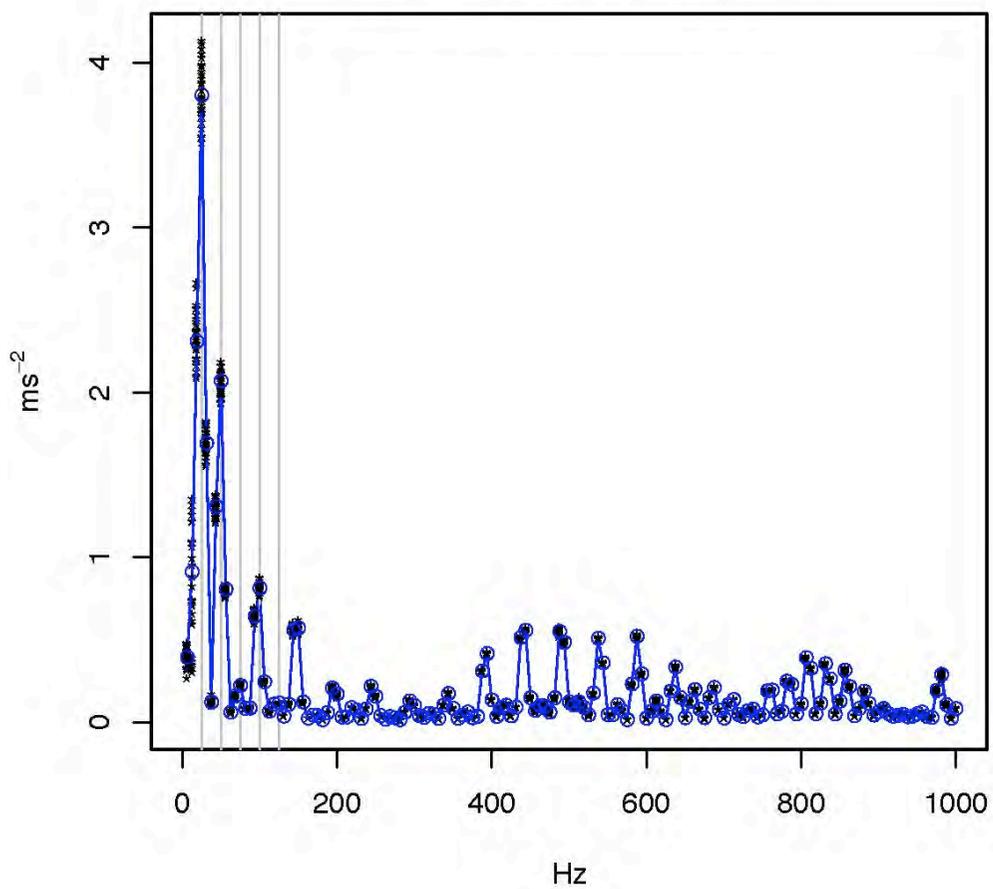
COLON – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



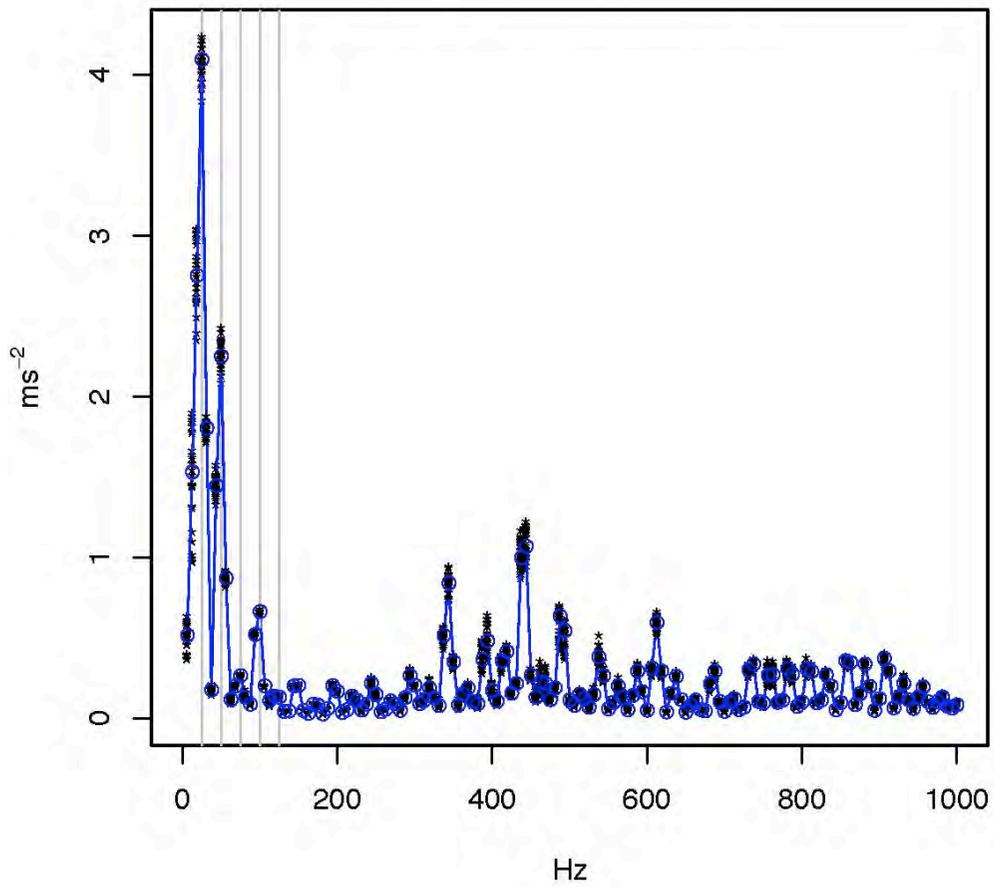
SAN MAMES I – Compresor 1
Amplitud combinada X, Y



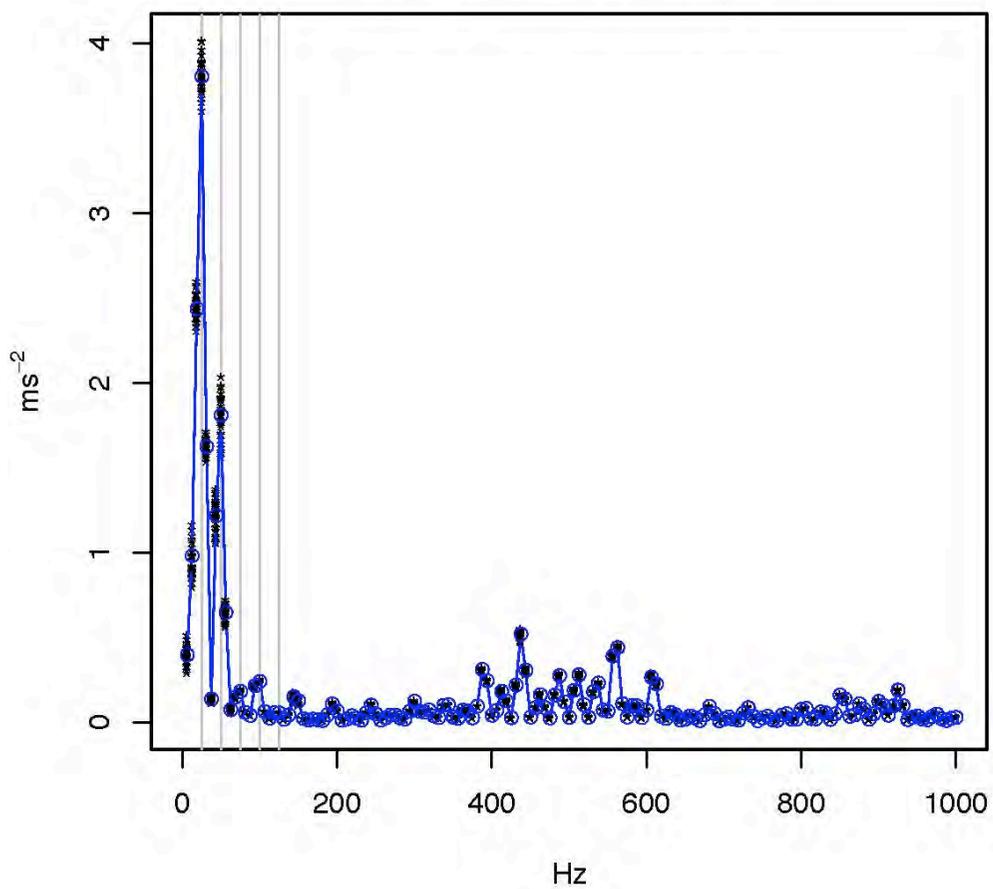
SAN MAMES I – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



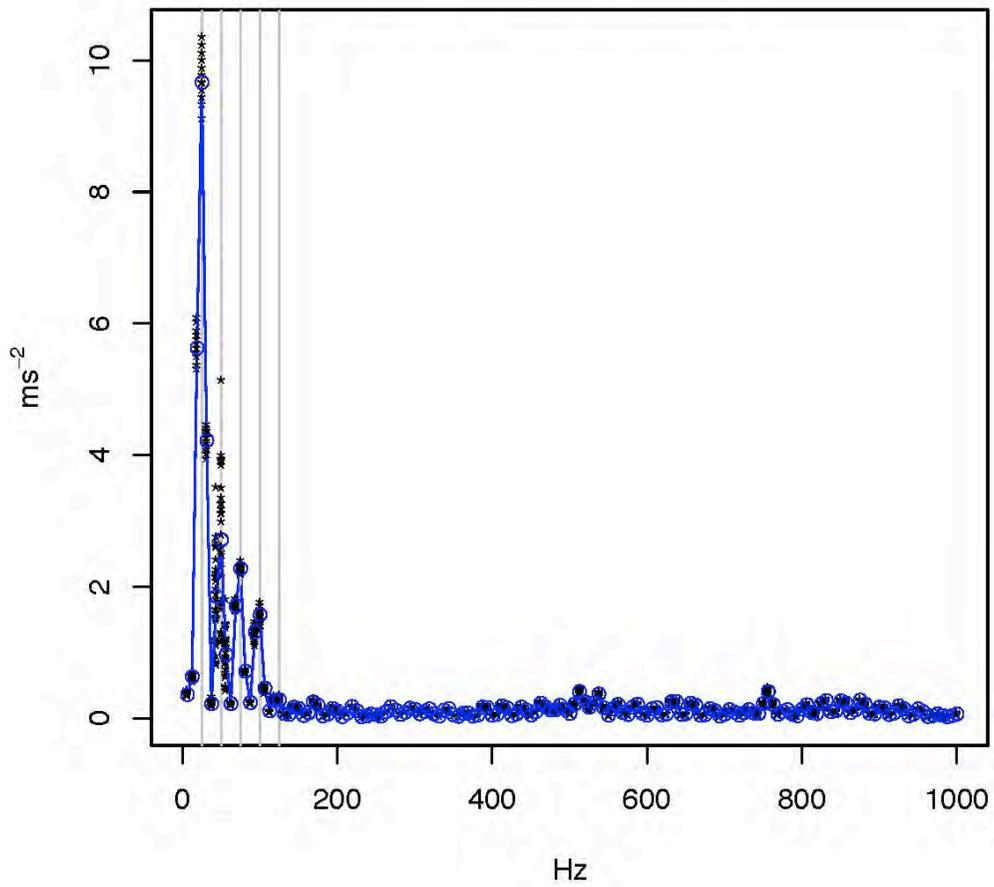
SAN MAMES II – Compresor 2 Amplitud combinada X, Y



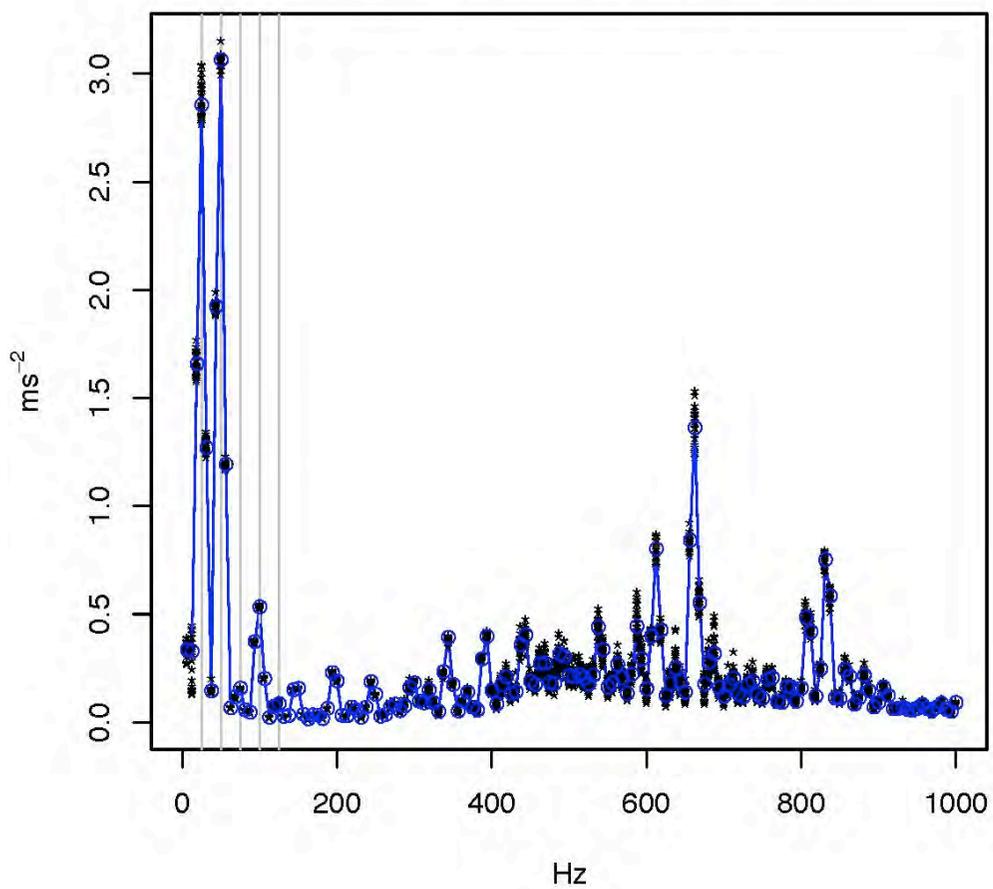
SAN MAMES II – Compresor 7
Amplitud combinada X, Y



JOSE MARIA FDEZ – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



MARIANO ANDRES – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y

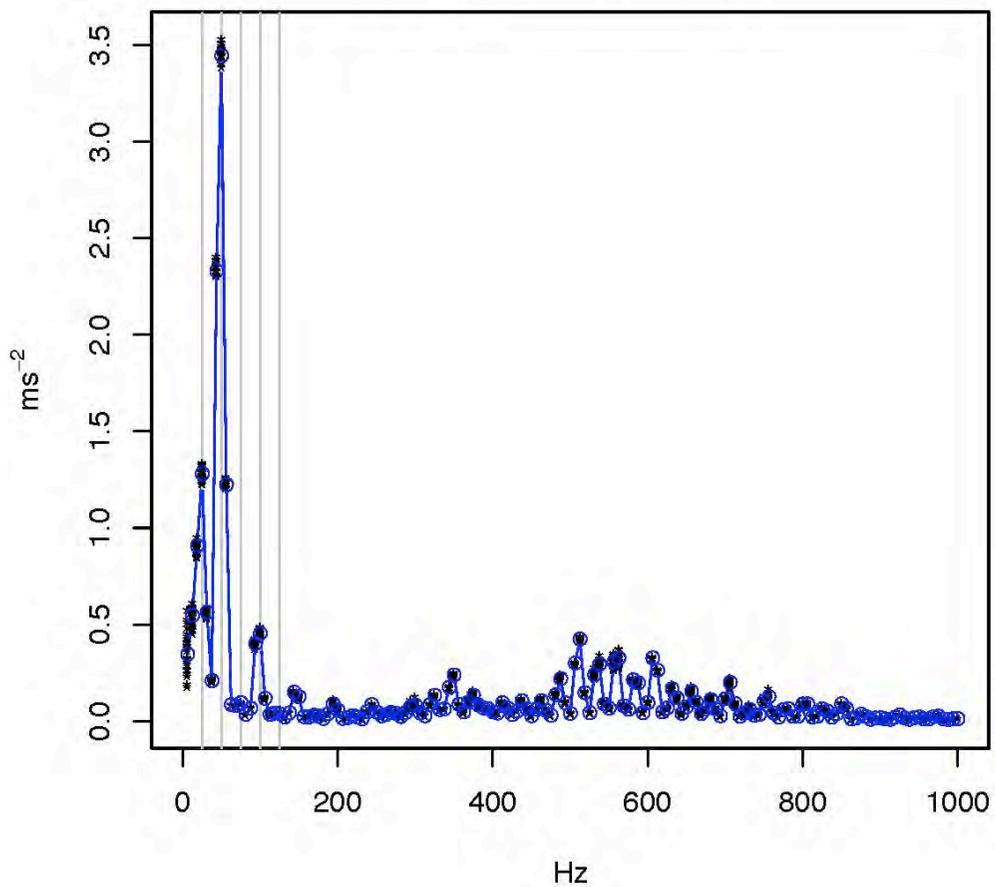


ANEXO E

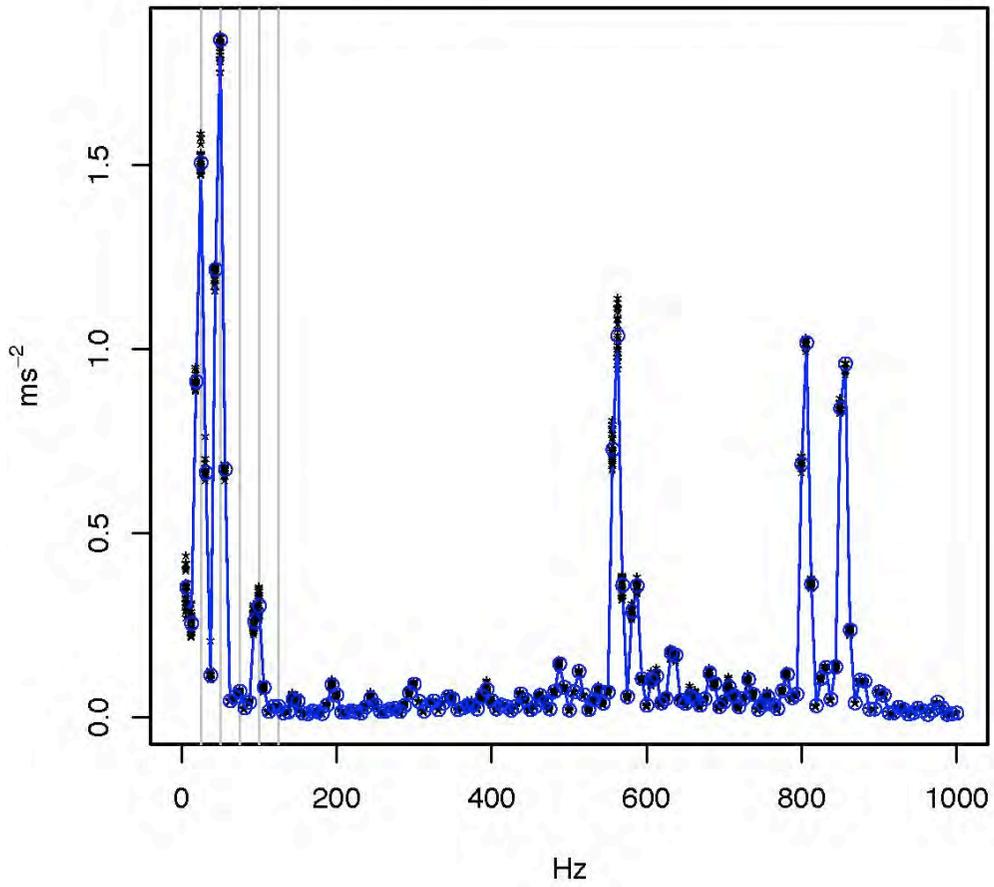
Amplitud combinada XY

Perfil 3

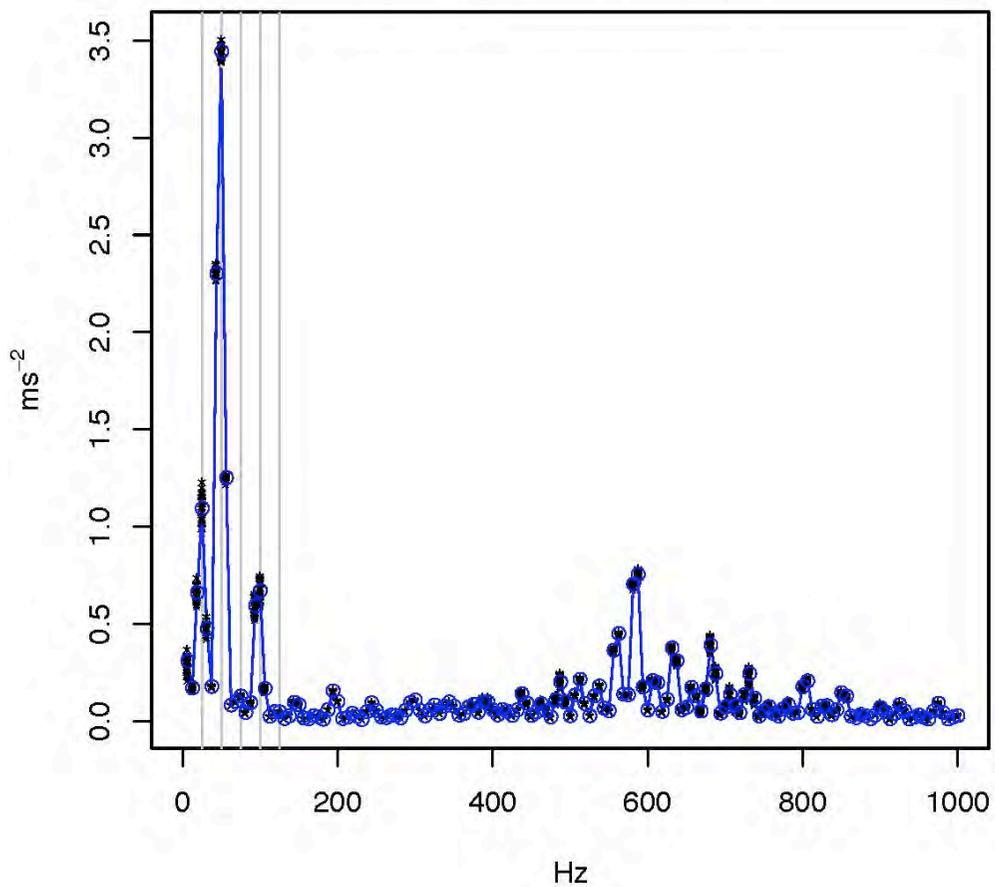
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 2
Amplitud combinada X,Y



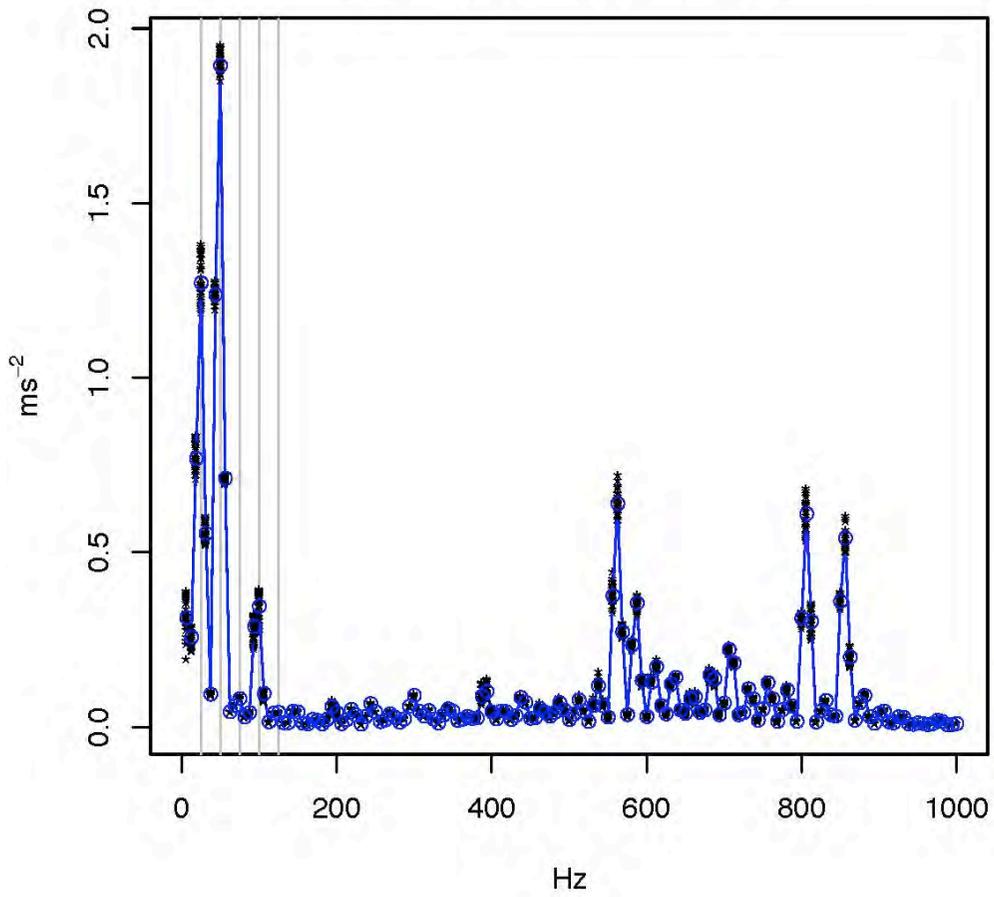
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 3
Amplitud combinada X,Y



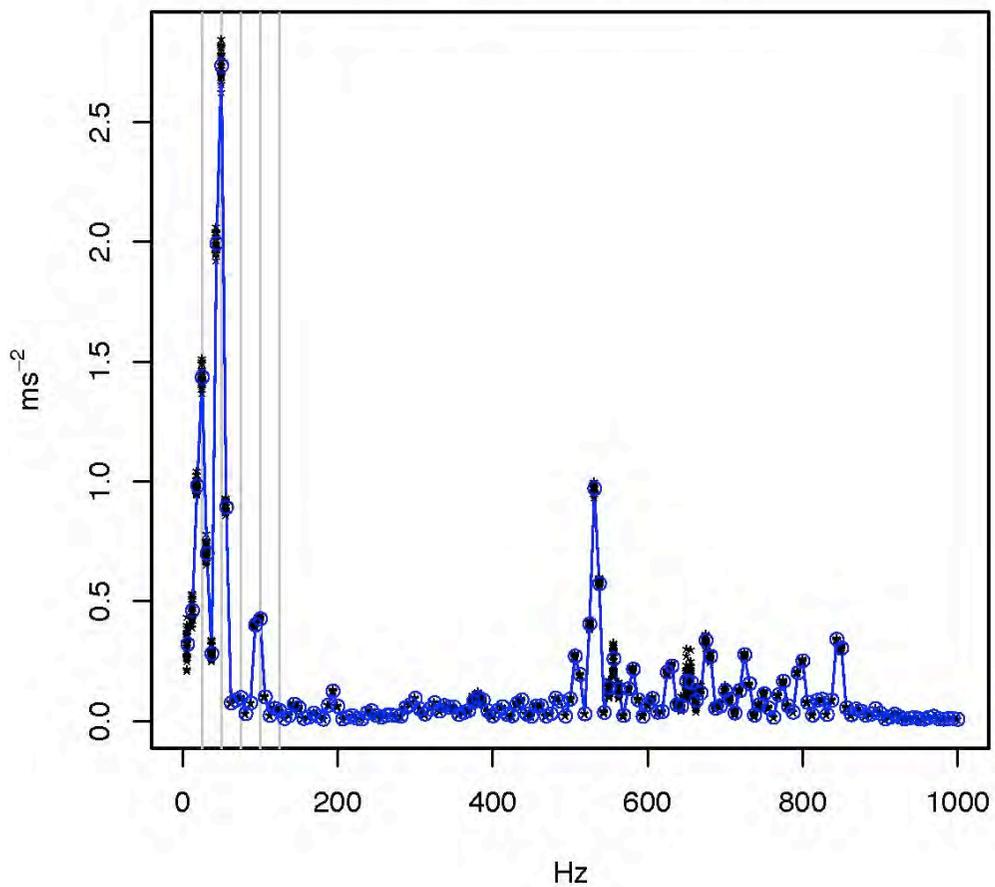
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 4
Amplitud combinada X,Y



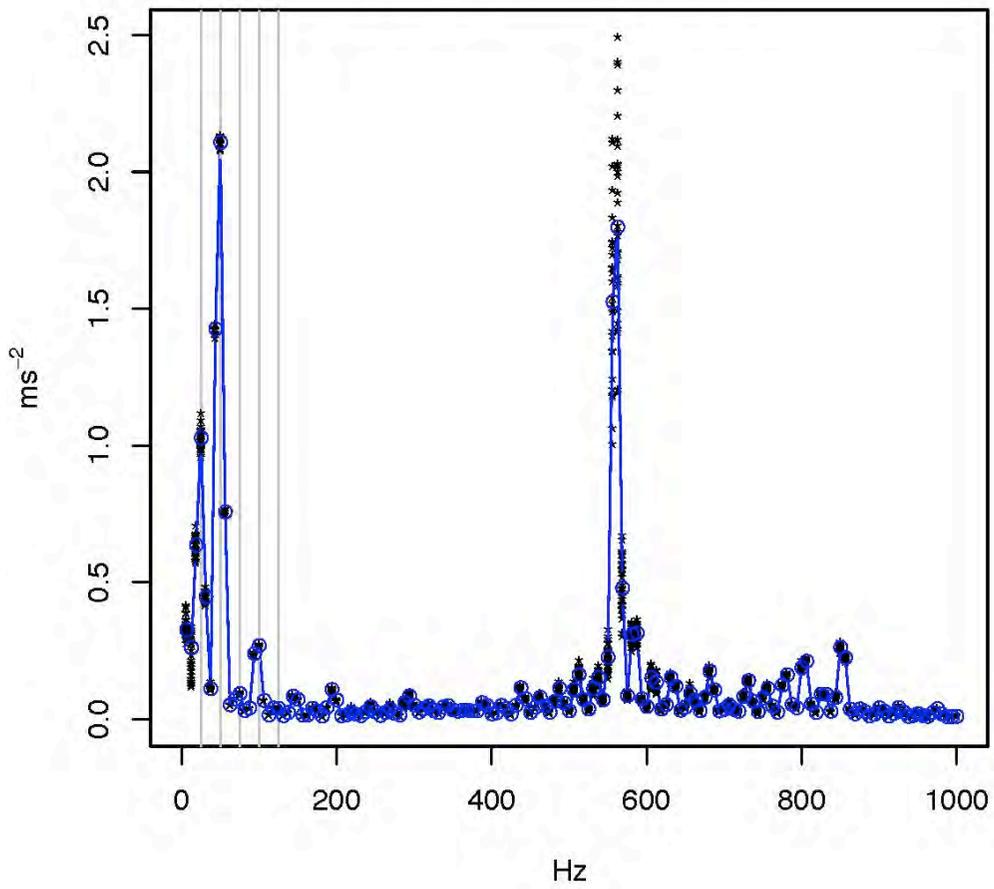
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 6
Amplitud combinada X,Y



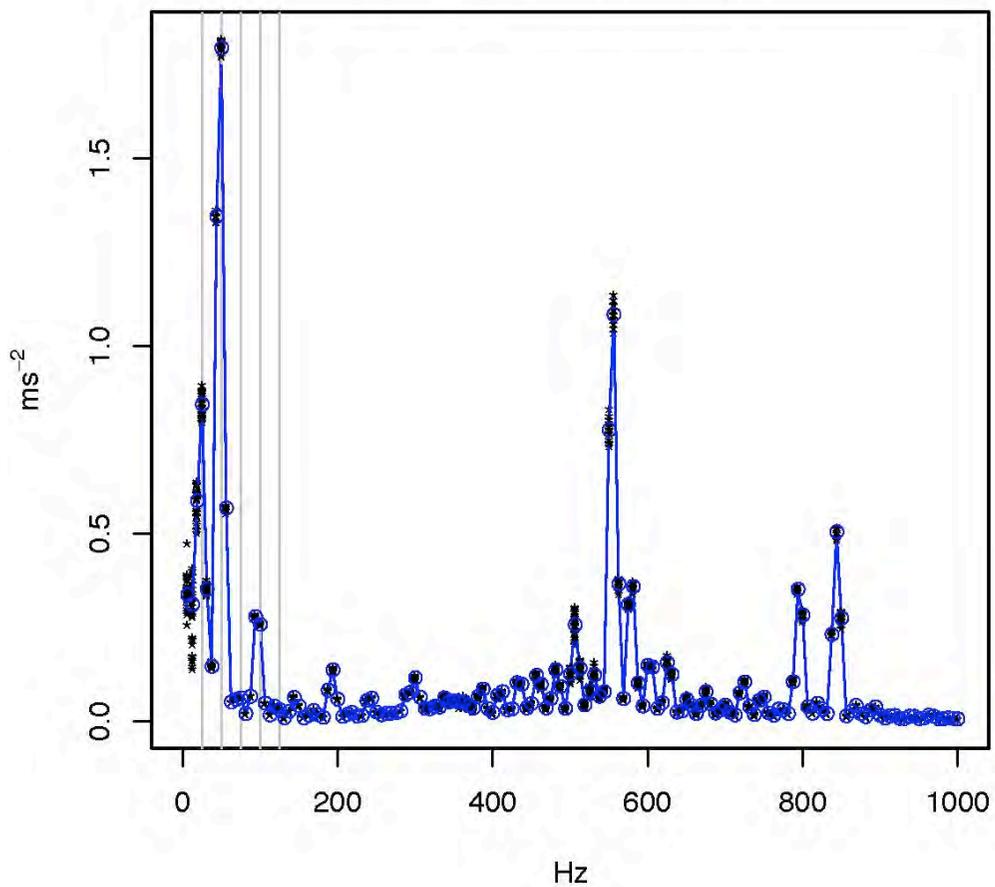
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 7
Amplitud combinada X,Y



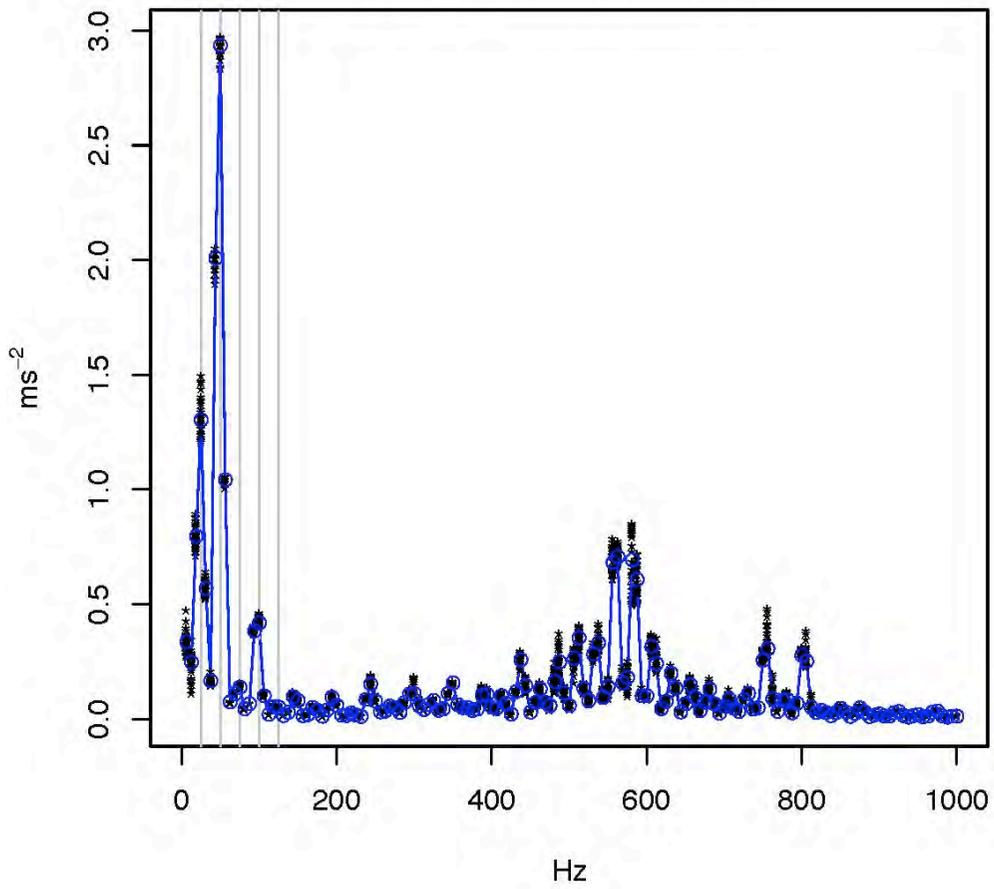
PENDON DE BAEZA – Compresor 2
Amplitud combinada X,Y



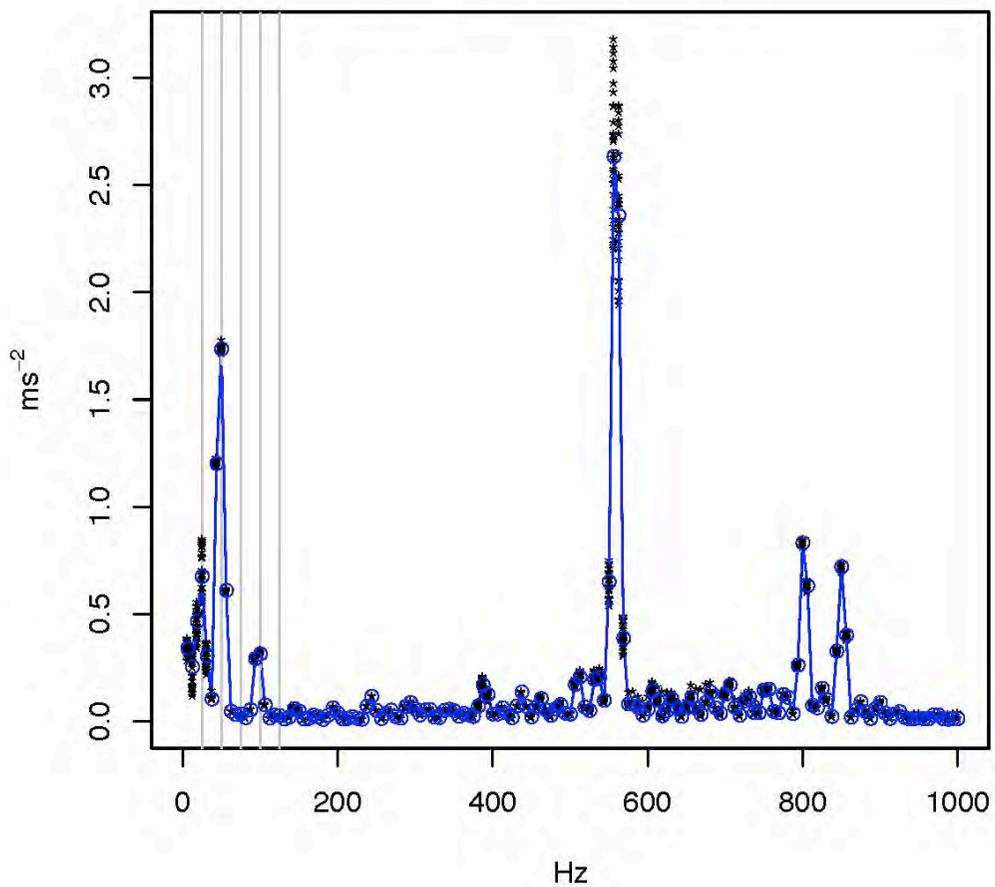
PENDON DE BAEZA – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



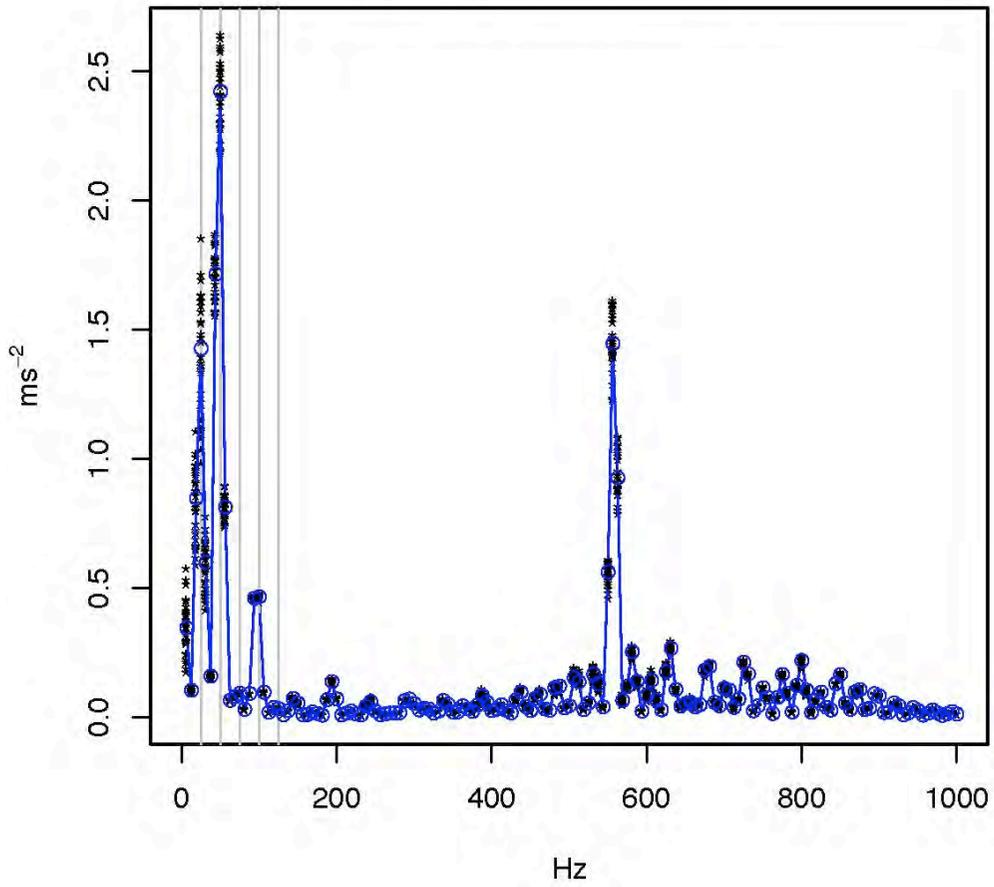
PENDON DE BAEZA – Compresor 5
Amplitud combinada X,Y



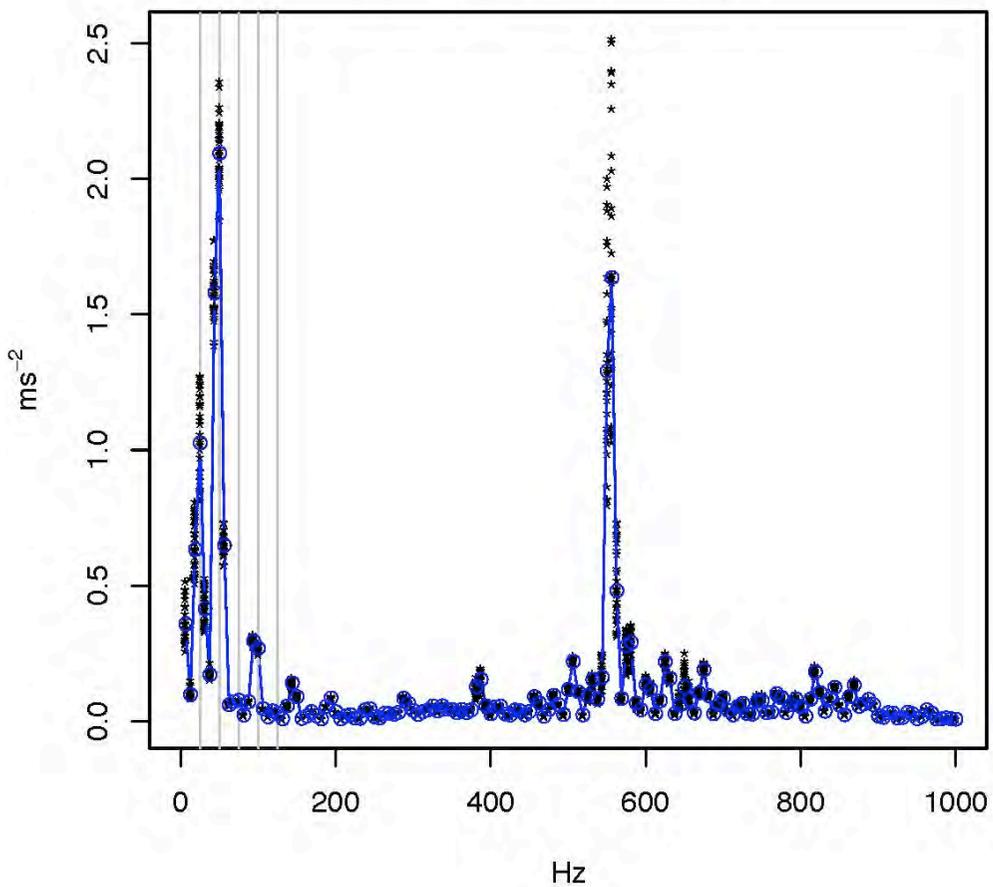
PENDON DE BAEZA – Compresor 7
Amplitud combinada X,Y



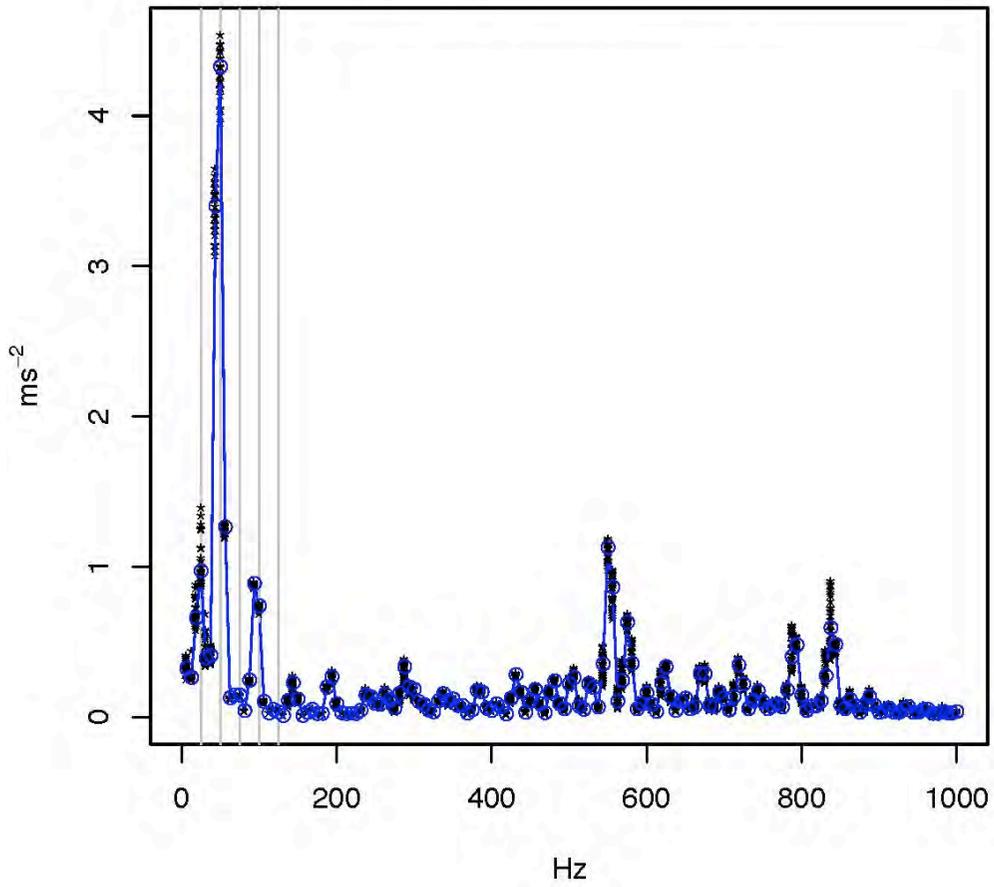
LUIS CARMONA – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y



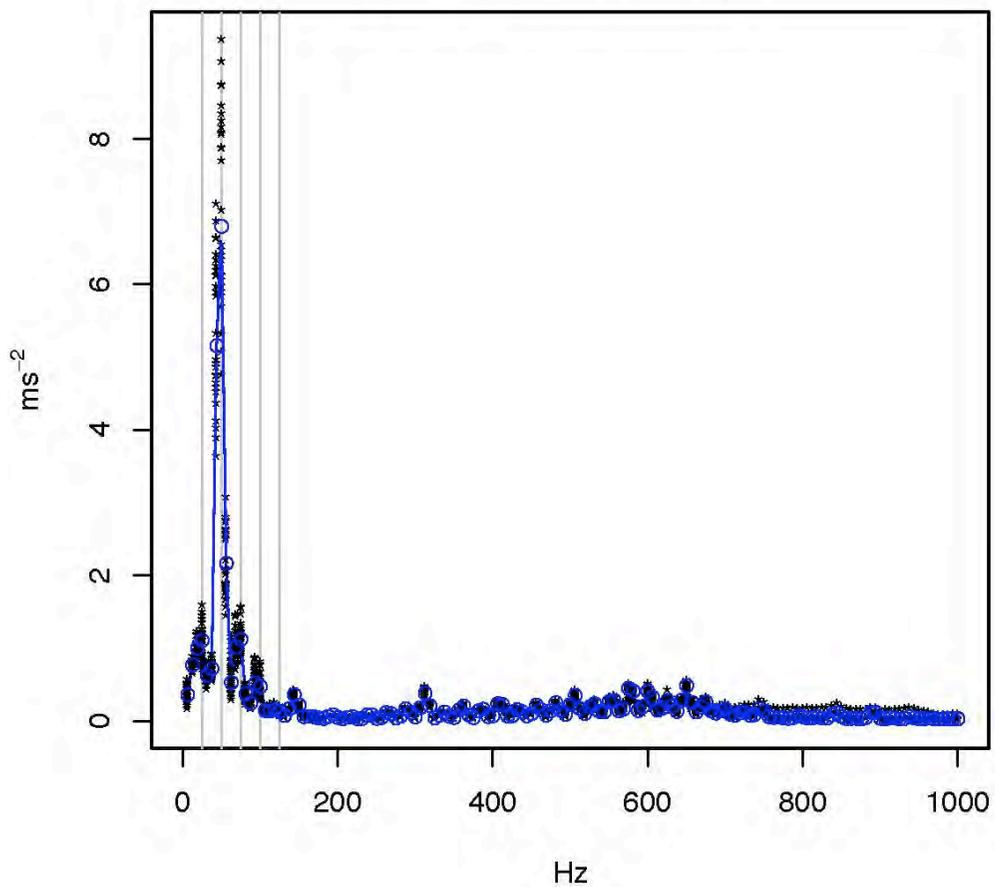
LUIS CARMONA – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



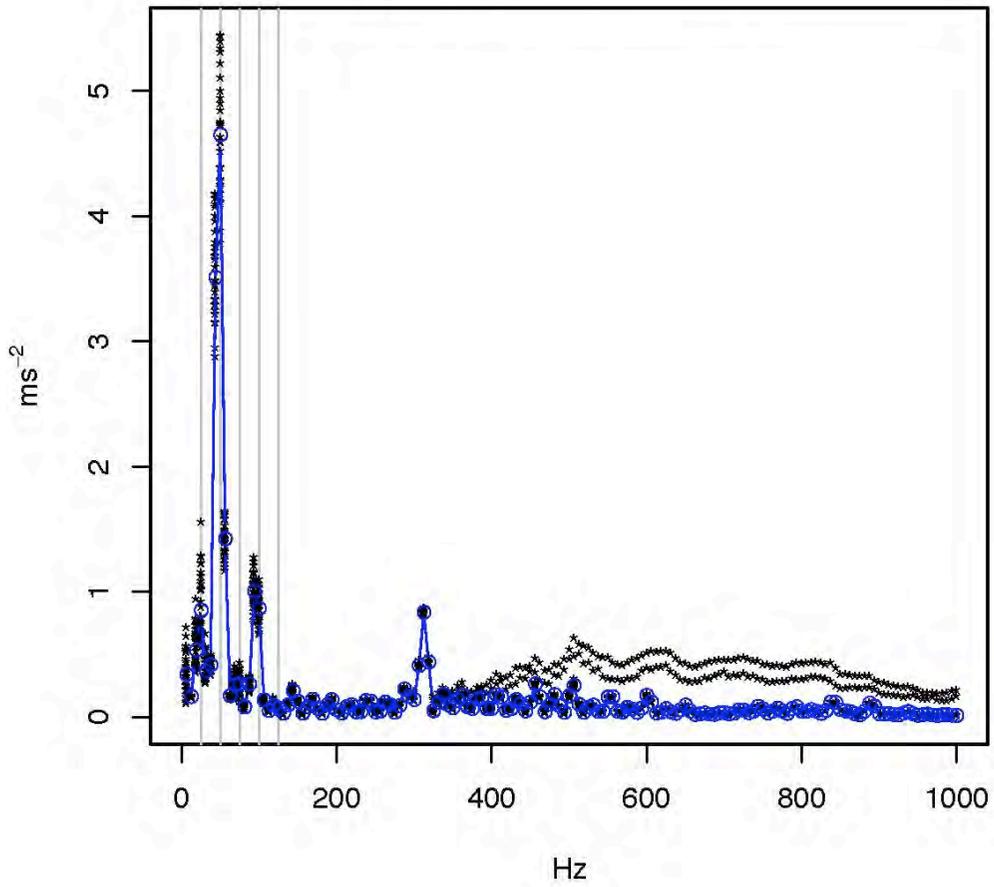
LUIS CARMONA – Compresor 5
Amplitud combinada X,Y



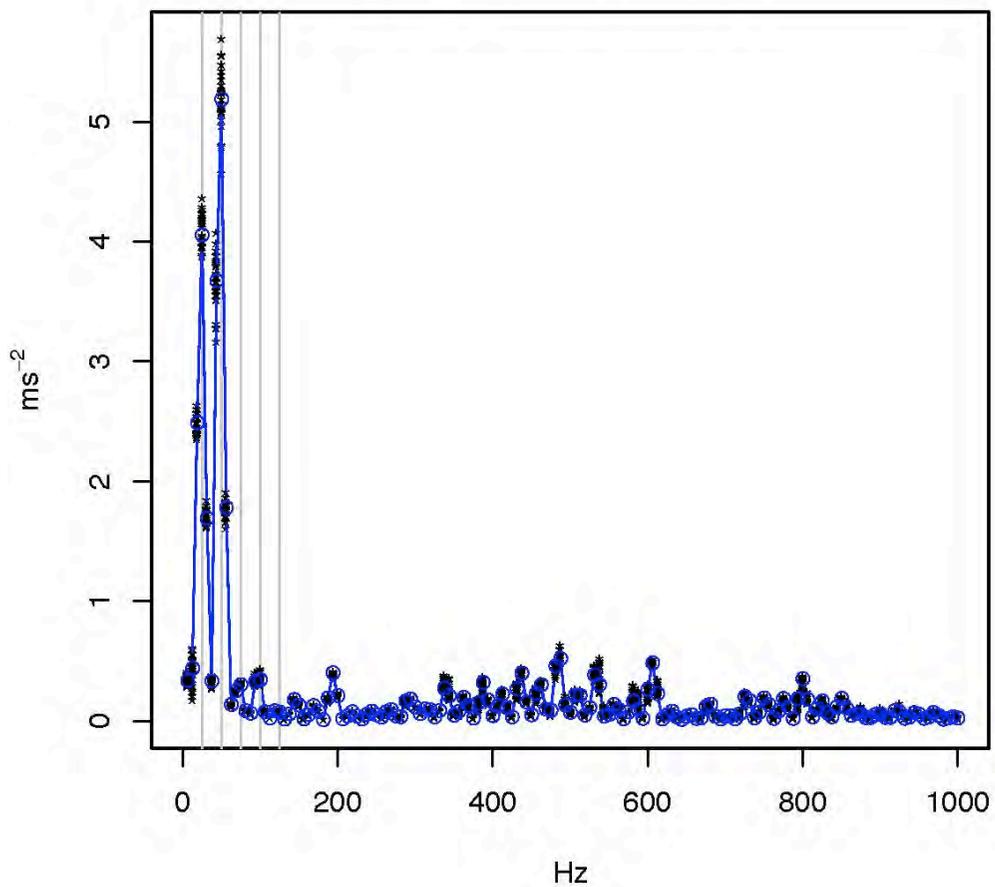
PUENTECILLA – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



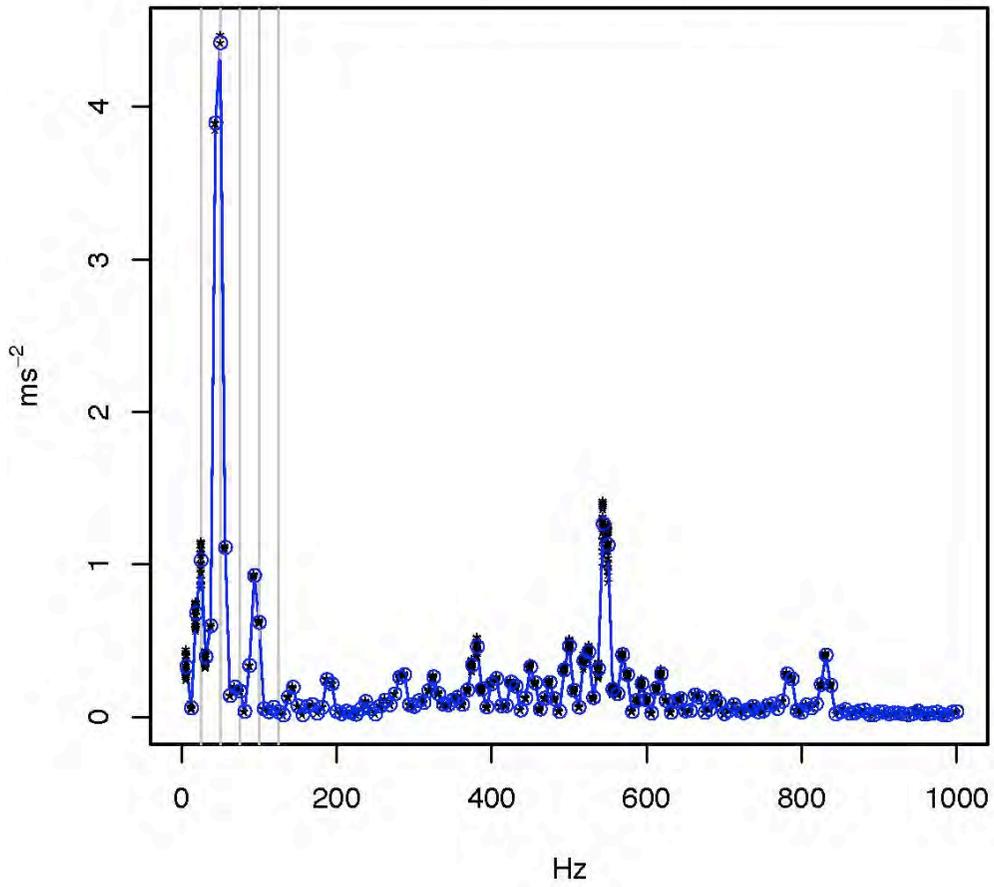
PUENTECILLA – Compresor 7 Amplitud combinada X,Y



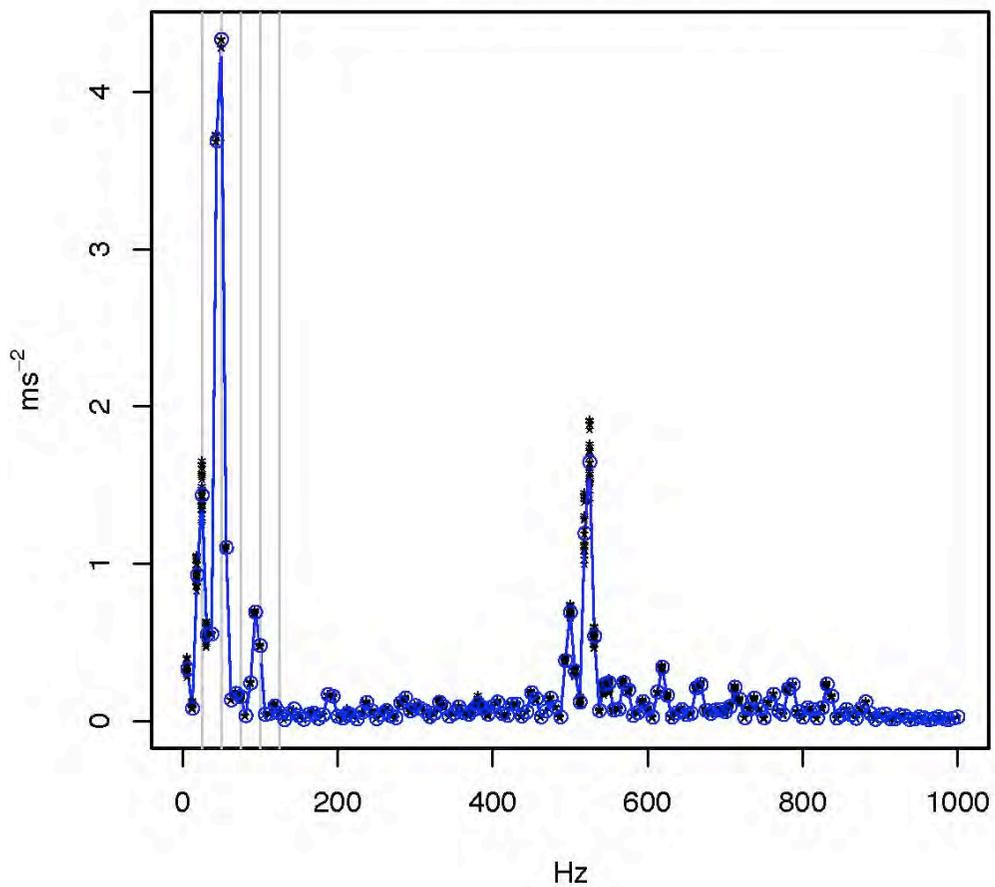
MARIANO ANDRES – Compressor 1
Amplitud combinada X, Y



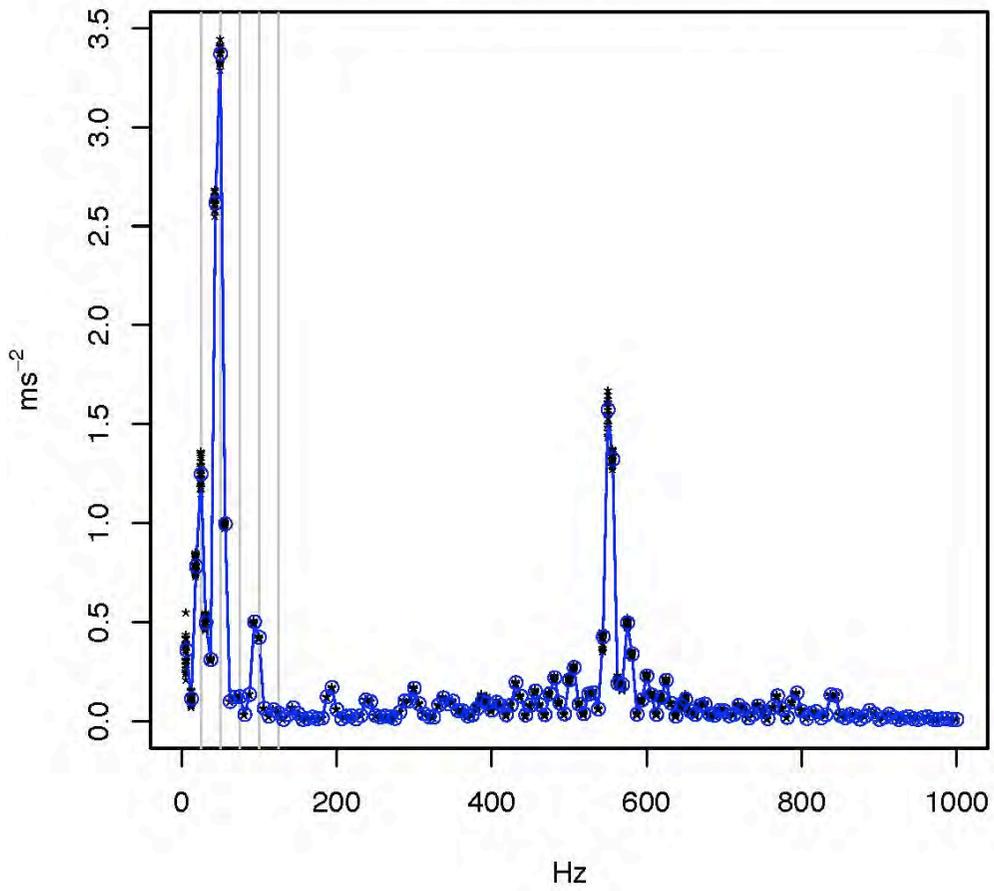
ERAS DE RENUEVA – Compresor 1
Amplitud combinada X,Y



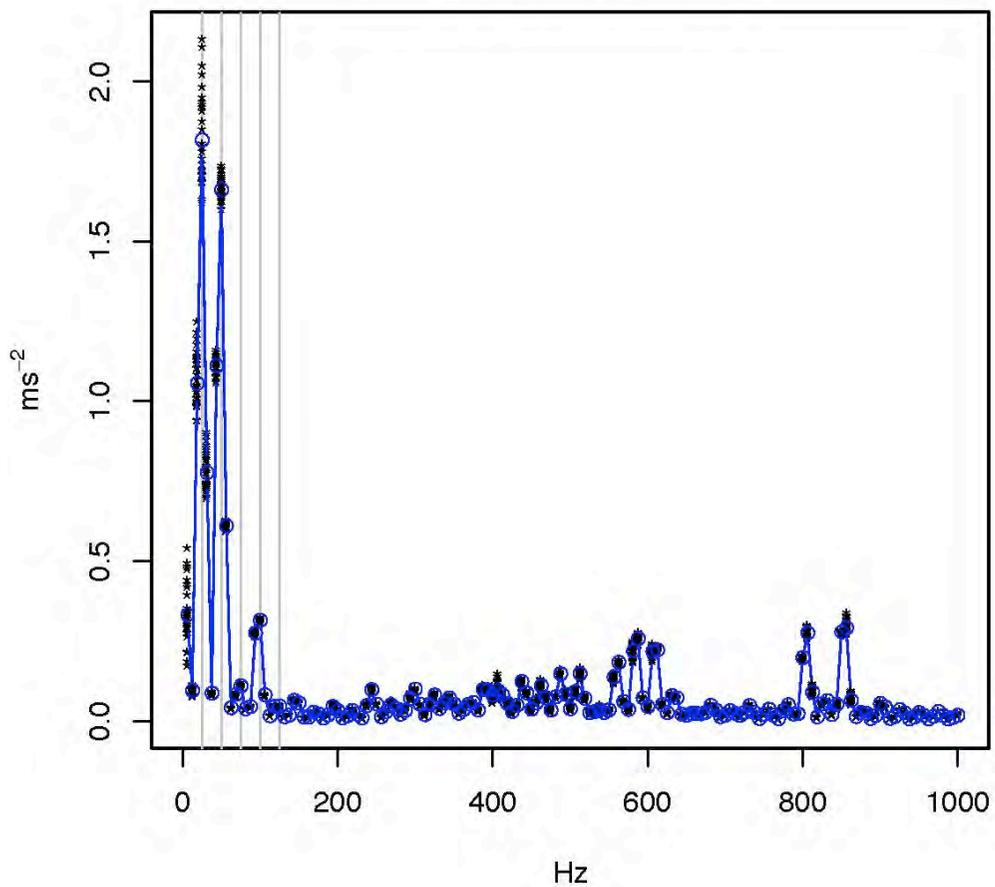
ERAS DE RENUEVA – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y



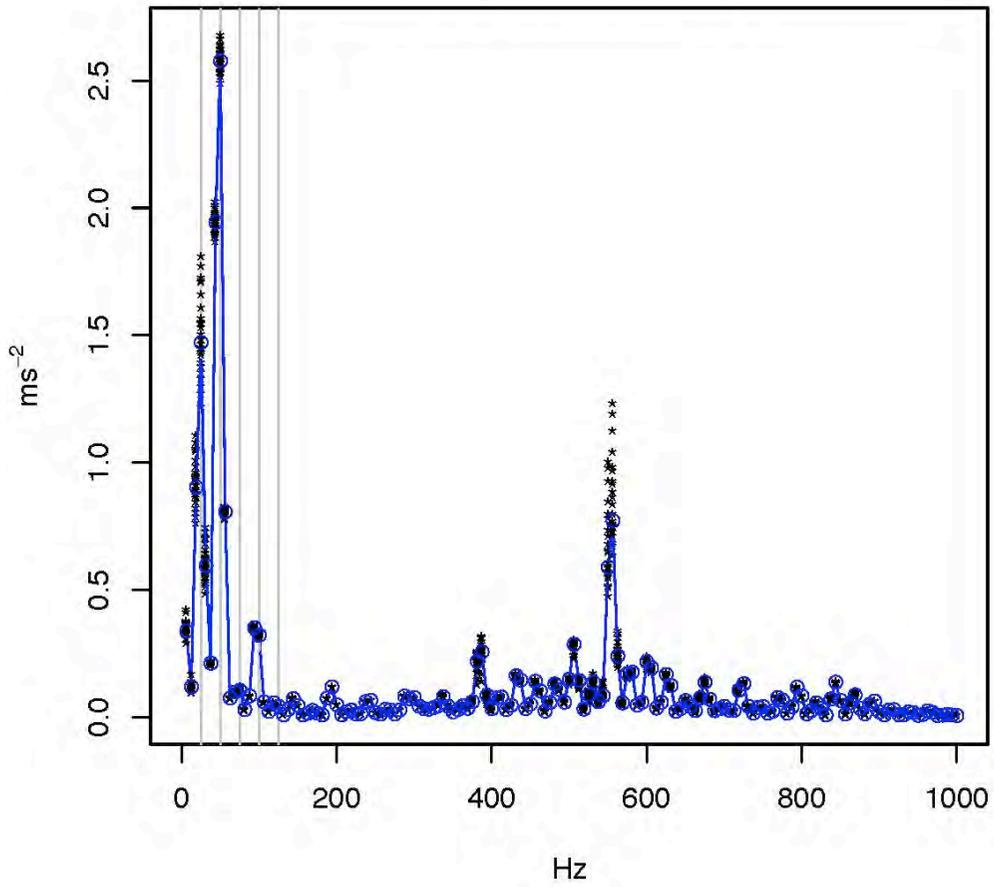
ERAS DE RENUEVA – Compresor 5
Amplitud combinada X,Y



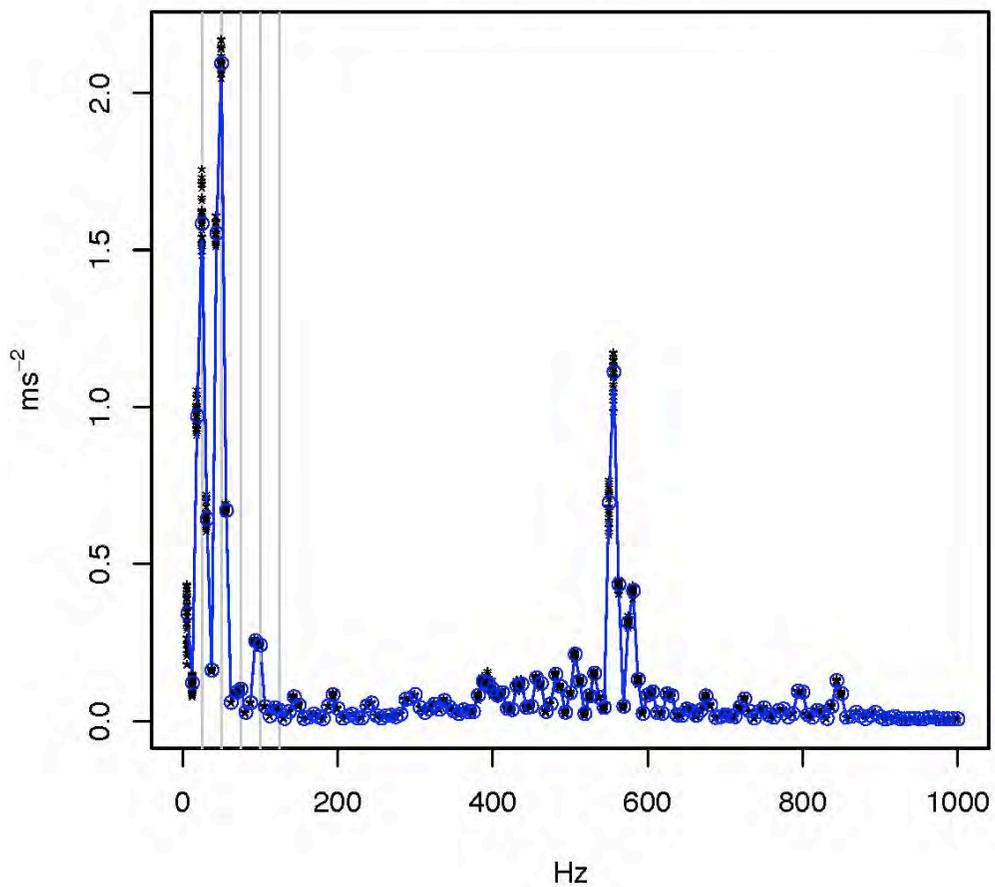
ERAS DE RENUEVA – Compresor 7
Amplitud combinada X, Y



ERAS DE RENUEVA – Compresor 8
Amplitud combinada X, Y



ERAS DE RENUEVA – Compresor 9
Amplitud combinada X, Y

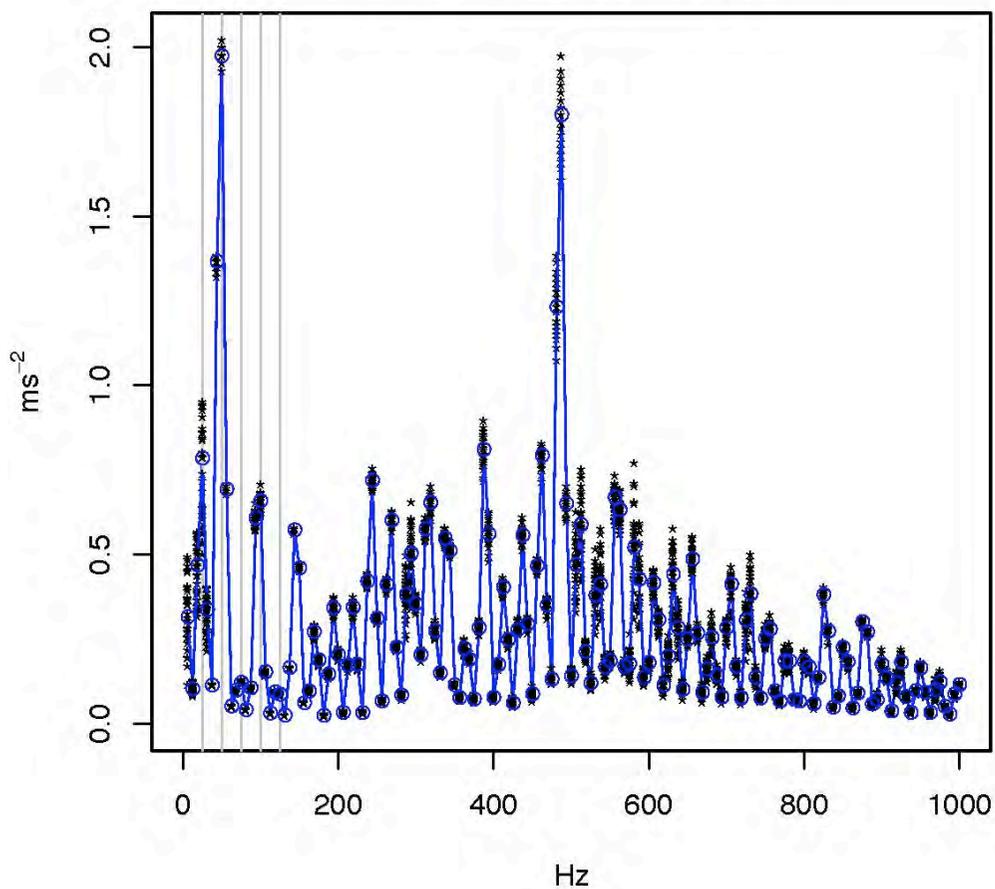


ANEXO F

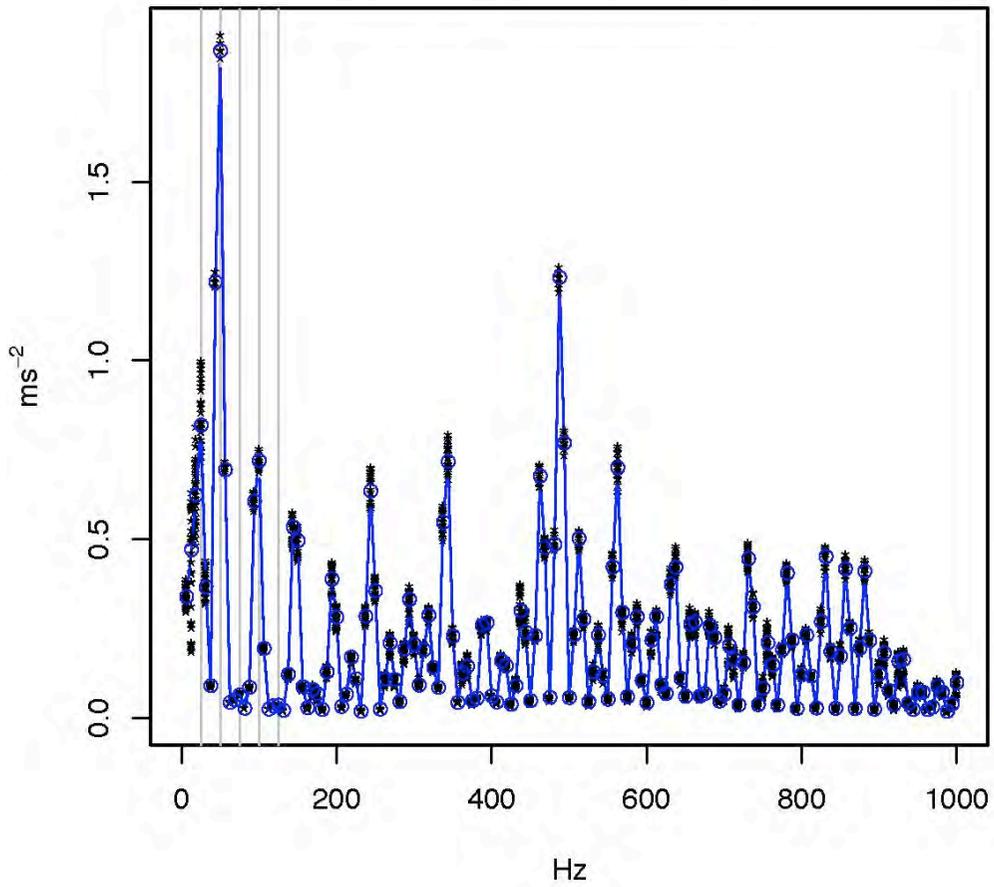
Amplitud combinada XY

Perfil 4

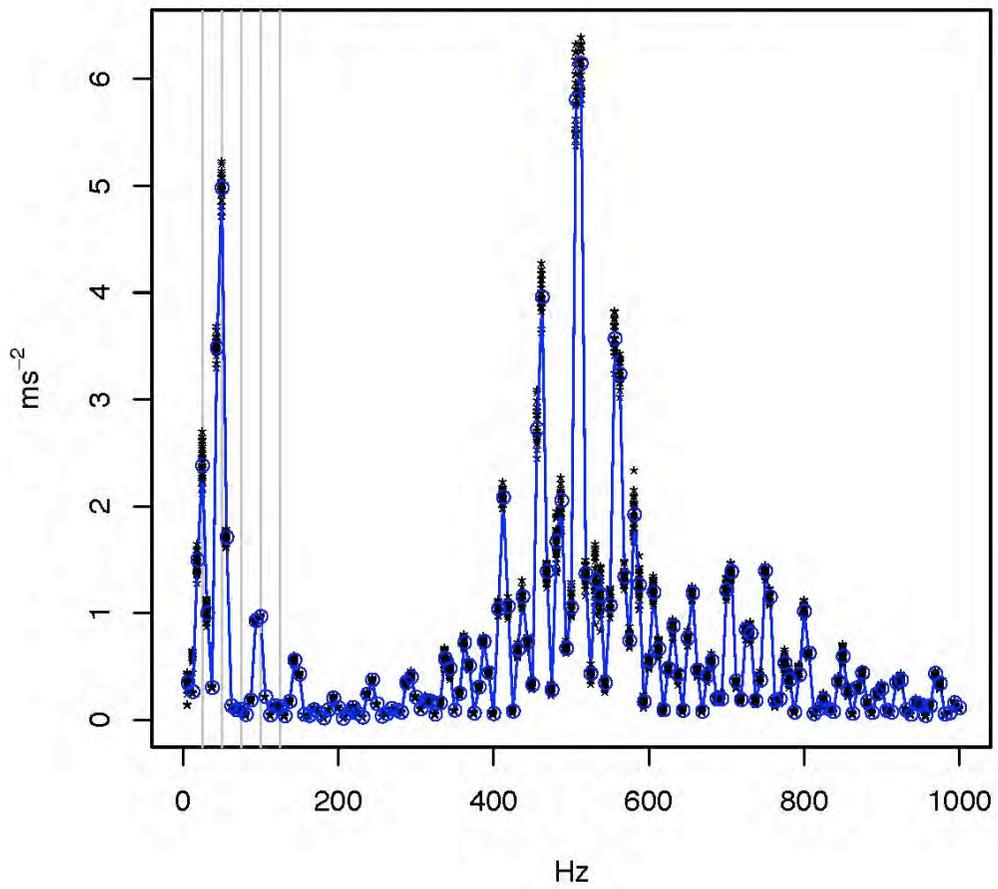
FRAY LUIS DE LEON – Compresor 5
Amplitud combinada X,Y



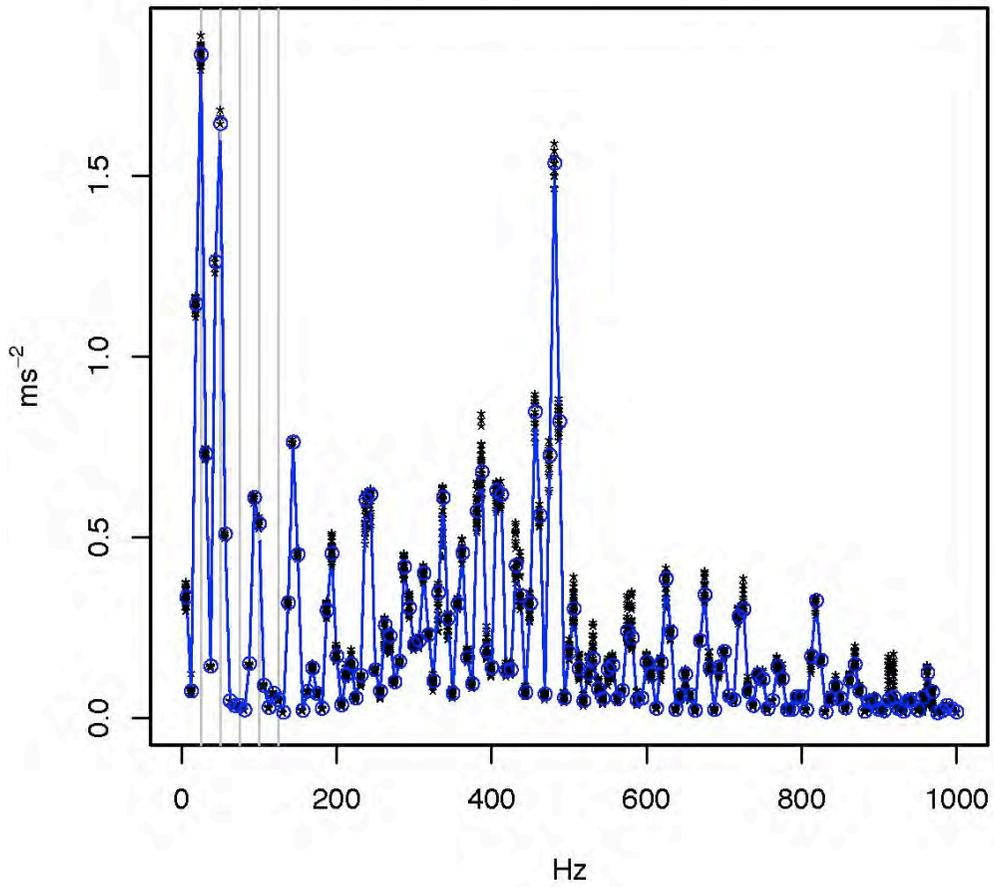
PENDON DE BAEZA – Compresor 3
Amplitud combinada X, Y

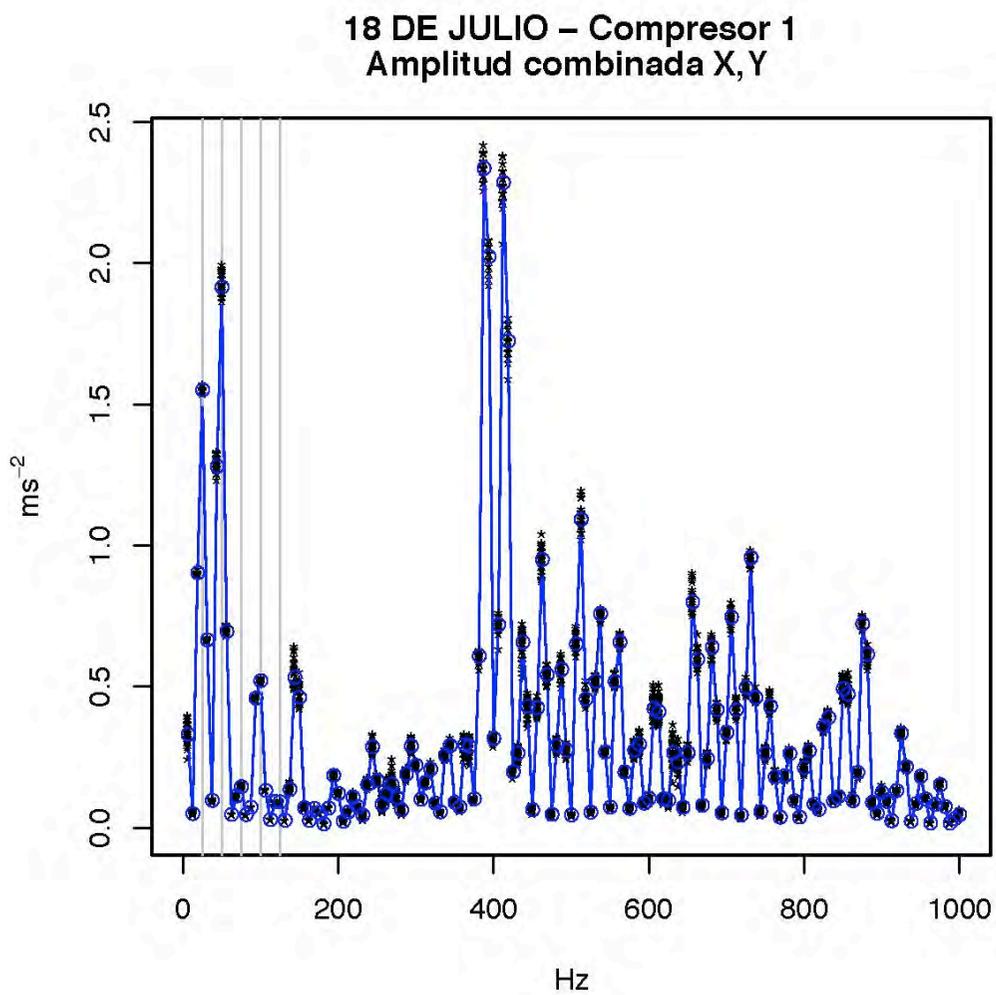


PUENTECILLA – Compresor 2
Amplitud combinada X, Y

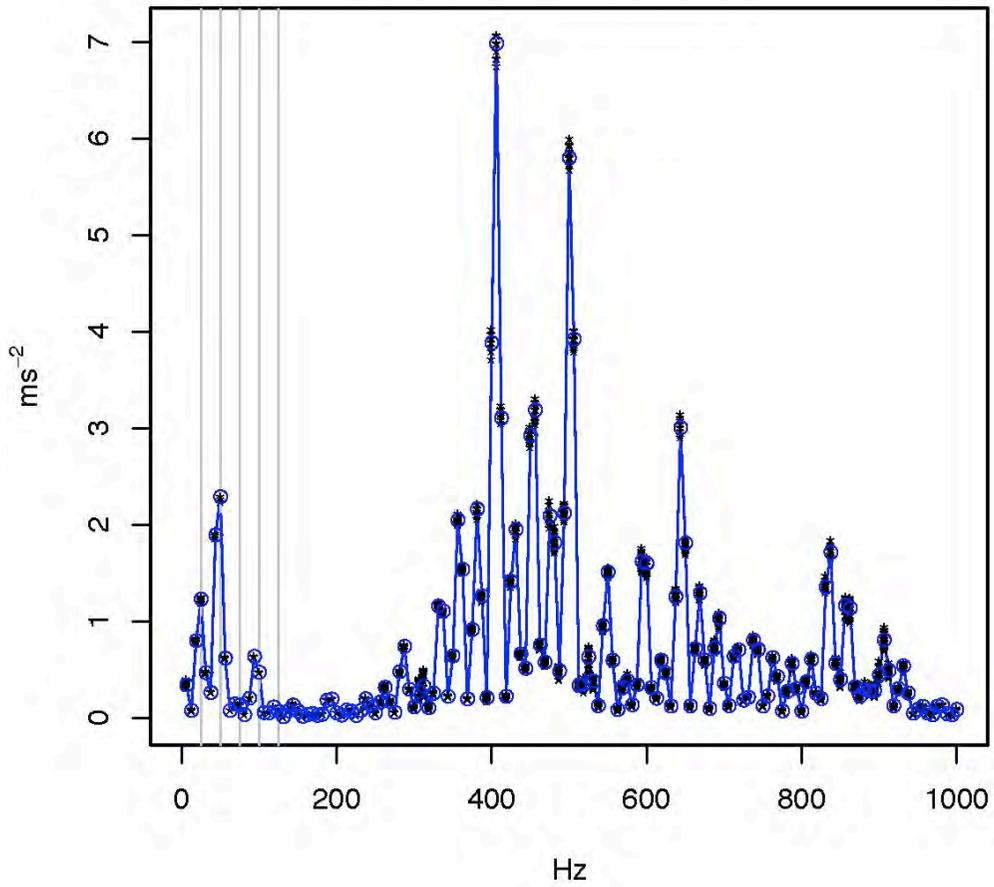


SAN MAMES I – Compresor 7
Amplitud combinada X,Y

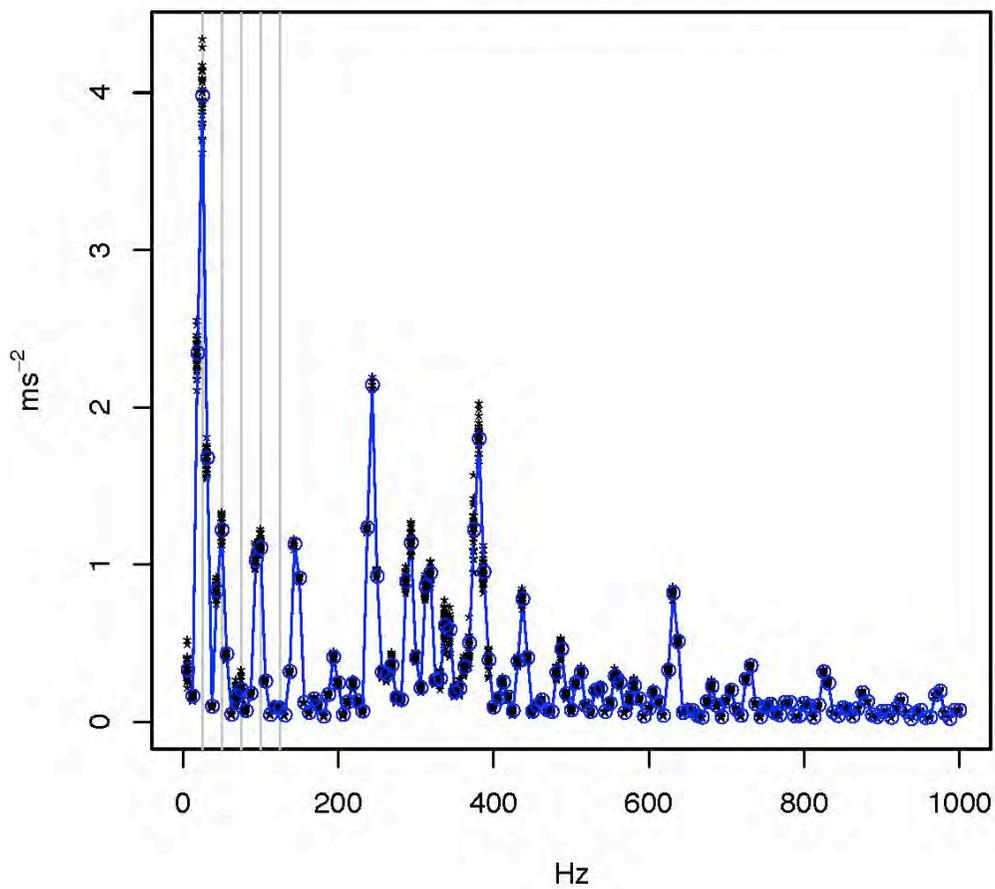




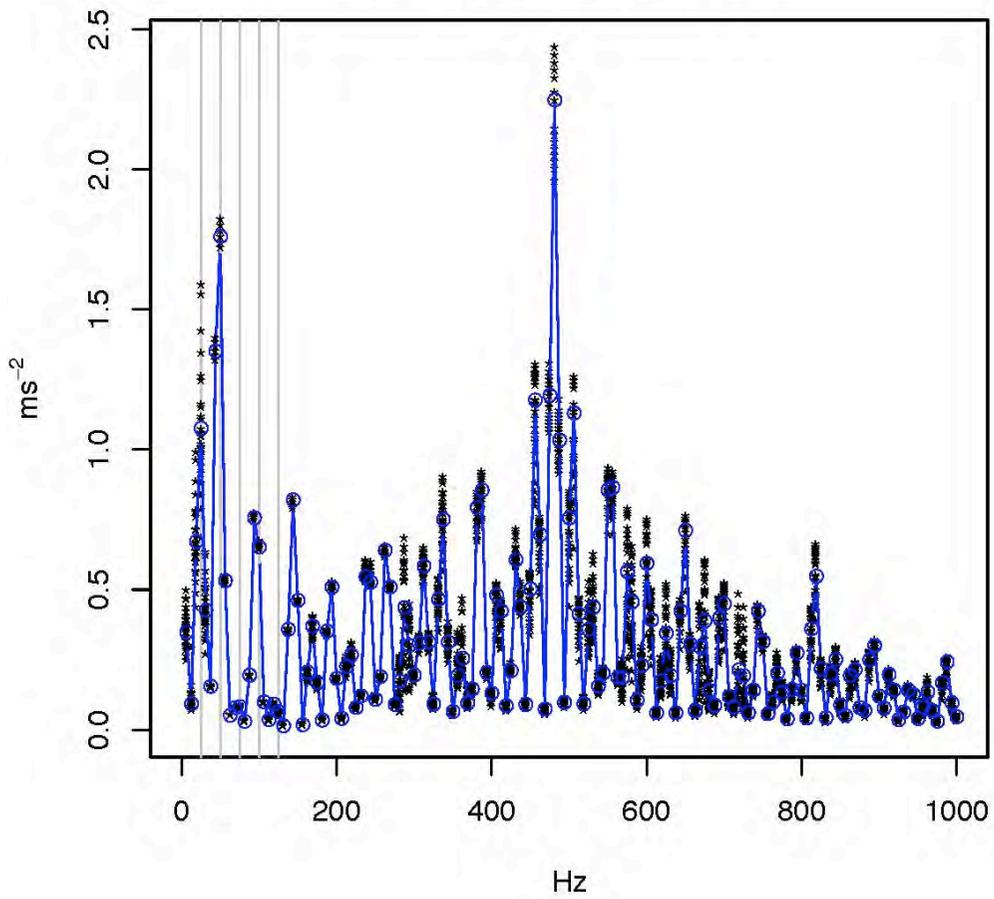
18 DE JULIO – Compresor 3
Amplitud combinada X,Y



ERAS DE RENUEVA – Compresor 4
Amplitud combinada X, Y



ERAS DE RENUEVA – Compresor 6
Amplitud combinada X,Y

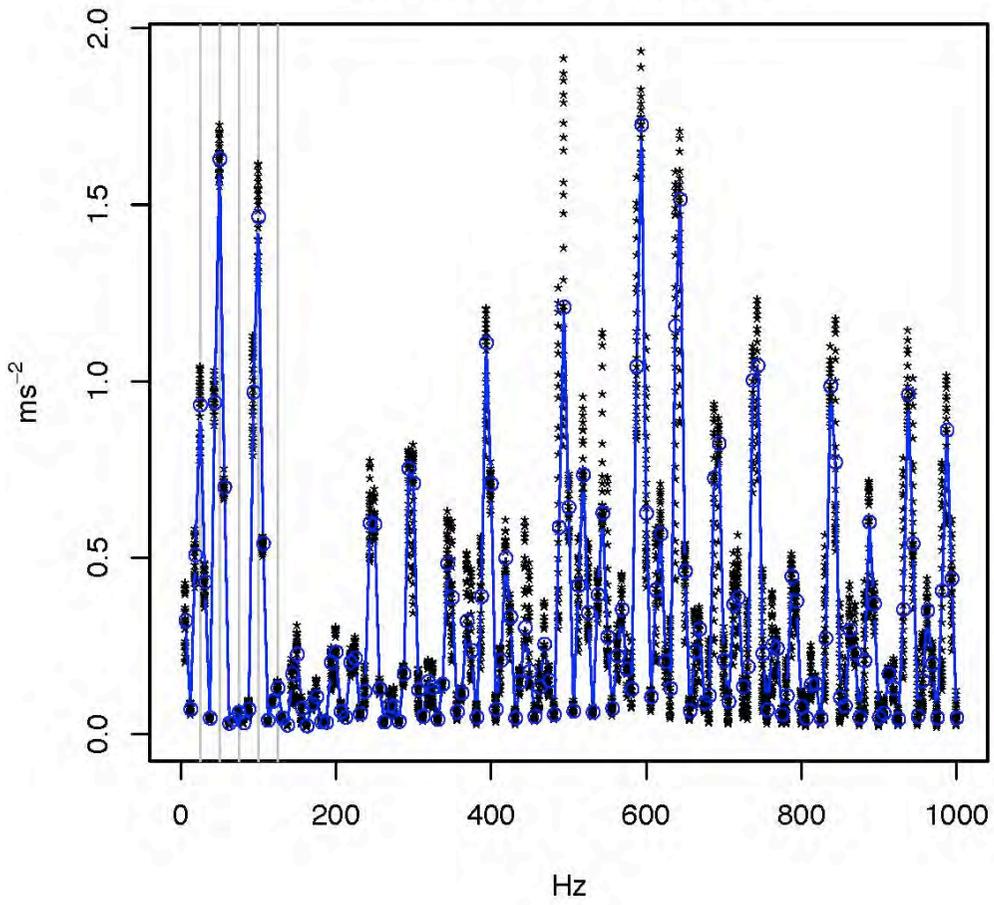


ANEXO G

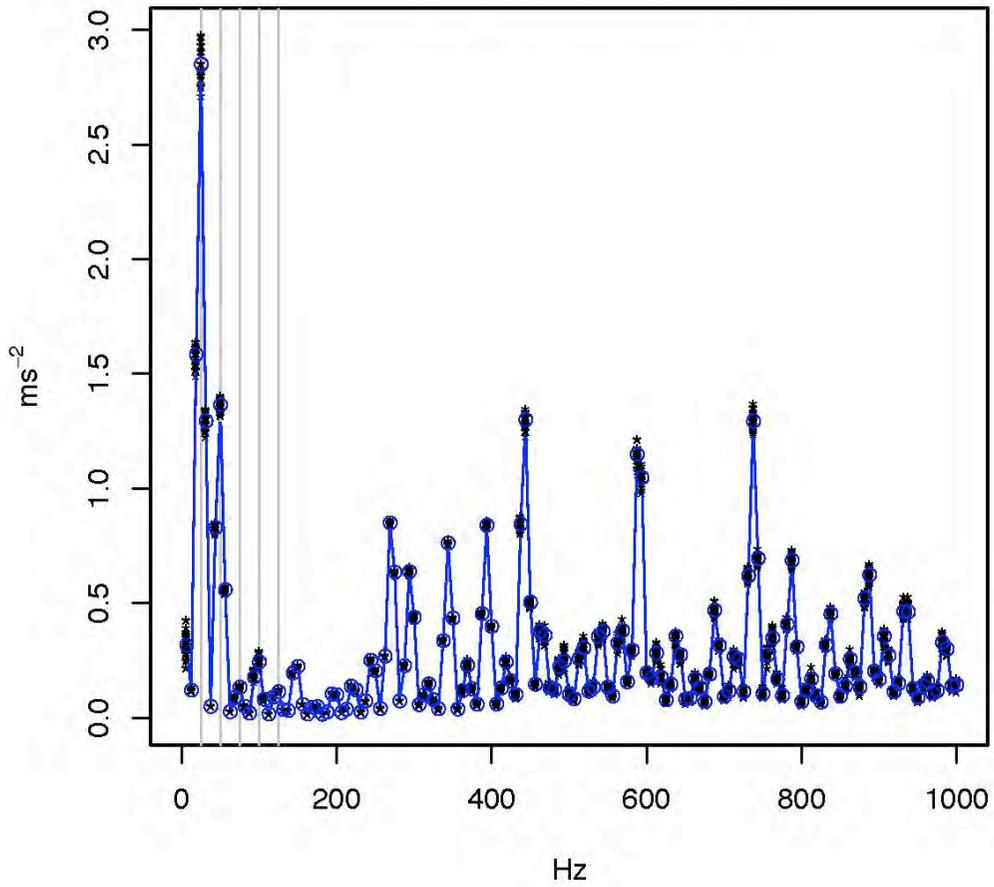
Amplitud combinada XY

Perfil 5

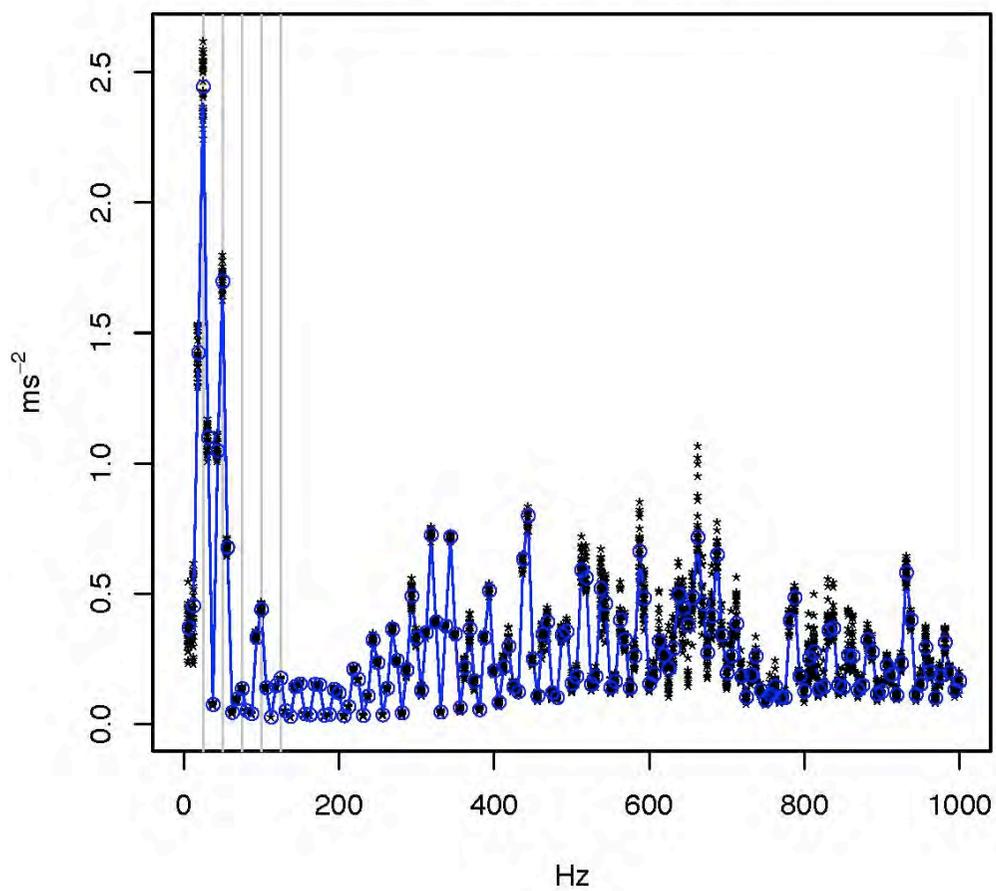
LUIS CARMONA – Compresor 6
Amplitud combinada X, Y



PUENTECILLA – Compresor 6
Amplitud combinada X, Y



SAN MAMES I – Compresor 3 Amplitud combinada X, Y



JOSE MARIA FDEZ – Compresor 5
Amplitud combinada X,Y

