

DIAGNÓSTICO DE FALLOS EN COMPRESORES RECIPROCANTES SEMIHERMÉTICOS MEDIANTE EL ANÁLISIS ESPECTRAL DE VIBRACIONES

^aBúrdalo Salcedo, Gabriel; ^bGarcía Ortiz, Eduardo; ^cCepeda Riaño, Jesús; ^dFuentes Robles, Marcos; ^ede Barrios Carro, Mercedes.

Laboratorio de Acústica Aplicada - Universidad de León

Campus de Vegazana, CP: 24071, León (España) Tfno. - Fax: +34 987 291 777

^agabriel.burdalo@unileon.es; ^be.garcia.ortiz@unileon.es; ^cjesus.cepeda@unileon.es; ^dmarcos.fuentes@unileon.es;

^emdebarrios@unileon.es;

Resumen

La mejor herramienta para verificar el estado de la maquinaria y detectar los síntomas que producen las averías cuando están en un estado incipiente es el mantenimiento predictivo. Su avance ha sido espectacular; actualmente existen una gran variedad de técnicas y equipos que permiten realizar diagnósticos de máquinas en servicio que hace un tiempo resultaban económicamente prohibitivos. Las técnicas basadas en el análisis de vibraciones han tenido un desarrollo y avances significativos como herramienta de diagnóstico de maquinaria rotativa, algo que no ocurre en el campo de la maquinaria alternativa. En este último campo, el diagnóstico por vibraciones no ha tenido igual éxito. El Laboratorio de Acústica Aplicada de la Universidad de León ha realizado un trabajo de investigación sobre un total de 100 compresores semiherméticos, mediante la aplicación de técnicas de mantenimiento predictivo utilizadas en máquinas rotativas, con la intención de hacer una primera aproximación en la identificación de las principales fuentes vibratorias a través del análisis espectral.

Palabras-clave: Vibraciones, Compresores recíprocos, Diagnóstico, Mantenimiento predictivo.

Abstract

The best implement to check the status of machinery and detect symptoms that make fails when the fails are in a nascent state is predictive maintenance. Its progress has been spectacular; Nowadays there are a variety of techniques and equipment allowing diagnostic machines in service economically prohibitive before. The techniques based on vibration analysis have had a significant progress and development as a diagnostic implement for rotating machinery, this does not happen in alternative machinery. In this last area, diagnosis by vibrations has not had equal success. The Applied Acoustics Laboratory of the University of León has done some research work on a total of 100 semihermetic compressors, by implementing predictive maintenance techniques used in rotating machinery, with the intention of making a first approach in identifying the main vibrating sources through spectral analysis.

Keywords: Vibration, Reciprocating compressors, diagnosis, predictive maintenance.

1 Introducción

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 peligrosos para su funcionamiento y están limitados por algunas normativas vigentes.

Los compresores reciprocantes, soportan durante su funcionamiento esfuerzos mecánicos y eléctricos que inducen vibraciones y establecen un estado de tensiones que provocan el desgaste y el envejecimiento de sus componentes.

El estudio del comportamiento vibratorio de los compresores y motores alternativos tiene un creciente interés motivado por diversos factores. El factor más influyente 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 [1]. Todo ello implica adoptar técnicas de control suficientes para garantizar el buen funcionamiento teniendo en cuenta que paralelamente, se va requiriendo un incremento en la fiabilidad y seguridad en los sistemas de producción de frío a nivel industrial.

Los avances tecnológicos producidos en el sector del frío industrial en los últimos años, así como las mejoras en materiales y técnicas de fabricación 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.

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

- Incremento de costes relativos a la reparación.
- Reducción del tiempo de funcionamiento.
- Incremento en el consumo energético en averías incipientes.
- Riesgo para la seguridad de las personas.
- Riesgo para la integridad estructural de las instalaciones.

En resumen, se puede decir que con el mantenimiento tradicional, es difícil planificar las tareas de revisión y reparación, ya que se acomete el mantenimiento sin tener en cuenta el estado de las máquinas.

Actualmente, 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. El mantenimiento predictivo como complemento del correctivo y preventivo, ha demostrado ser una herramienta eficaz para asegurar fiabilidad, aumentar la disponibilidad y reducir costes.

Entre otras muchas técnicas, el análisis de vibraciones ha sido ampliamente utilizado en el campo de las máquinas rotativas, permitiendo la detección de muy diversas averías, sin embargo el diagnóstico por vibraciones no ha tenido tanto éxito en el campo de las máquinas alternativas en general debido a que su interpretación resulta compleja.

Por todo ello, el trabajo que se expone a continuación trata de contribuir al desarrollo de técnicas para el análisis de vibraciones en el campo de los compresores recíprocos semiherméticos utilizados en el sector del frío industrial.

2 Metodología

2.1 Antecedentes

Con esta base de partida, desde el Equipo del Laboratorio de Acústica Aplicada de la Universidad de León hemos realizado, durante los últimos 2 años, mediciones en las dependencias de una de las cadenas de supermercados más importantes de España distribuidas por la ciudad de León.

La muestra del estudio abarca 20 salas de máquinas, que constituyen un total de 124 compresores. De este total se analizaron 100 compresores ya que, por motivos de inoperatividad fundamentados en fallos electromecánicos, no se pudo llevar a cabo la medición y posterior análisis de los 24 restantes.

2.2 Características de los equipos

Dos grandes marcas internacionales monopolizan las 20 salas de máquinas estudiadas; *Copeland* y *Bitzer*.

En la siguiente tabla se muestran los diferentes modelos de los compresores analizados:

Tabla 1 – Modelos de compresores analizados.

<i>Modelos Copeland</i>	<i>Modelos Bitzer</i>
DJK-10X	2GC-2.2Y
DKL-150	2JC-07.2Y
DLF-201	2KC-05.2Y
DLE-201	4EC-6.2Y
DLJ-301	4T-8.2Y
*DLL-301	2CC-4.2Y
DLF-301	2FC-2.2Y
*DLL-401	4DC-5.2Y
DKJ-100	2CC-3.2Y
*DKM-75	4FC-5.2Y
DKM-50	4DC-7.2Y
*DKSJ-150	2EC-3.2Y
*DLSG-401	2FC-3.2Y
DKSJ-100	4FC-3.2Y
*D2DL-750	4CC-9.2Y
	4TCS-8.2Y
	2HC-2.2Y

*Modelos analizados en sus dos versiones (aceite mineral y polioléster).

Todos los compresores estudiados se clasifican en función de:

Su funcionamiento: Compresores de desplazamiento positivo ordinarios.

Su forma constructiva: Semiherméticos.

Las diferencias existentes entre cada uno de los modelos radica fundamentalmente en su:

Régimen de funcionamiento: Desde +6°C hasta -25°C

Desplazamiento volumétrico: Entre 4,00 m³/h y 41,33 m³/h

Potencia frigorífica: De 0,5 kW a 7 kW.

Número de cilindros: 2 y 4.

Refrigerante: R-22, R-134a y el R-404A.

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

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

2.3 Instrumentación de medida

El equipamiento utilizado para la realización de las tareas relativas a esta fase del estudio se detalla a continuación:

- Monitor de vibraciones.
- Acelerómetro triaxial ICP.
- Calibrador de vibraciones.

Monitor de vibraciones *Marca: SVAN; Modelo: 948.* Se trata de un vibrómetro y analizador Tipo 1. Realiza mediciones en tiempo real de vibraciones en 4 canales simultáneamente. Permite realizar análisis FFT y en tiempo real por banda de 1/1 octava y 1/3 de octava.

Las características más relevantes aparecen detalladas en la siguiente tabla:

Tabla 2 – Características del analizador 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

Acelerómetro *Marca: PCB Piezotronics; Modelo: 356A02.* Se trata de un acelerómetro triaxial 10 mV/g ICP (Ver Tabla 3).

Tabla 3 – Especificaciones técnicas del acelerómetro 356A02.

ESPECIFICACIONES	UNIDADES	ACELERÓMETRO ISEN021F
Sensibilidad de Voltaje	mV/g	10
Rango de Frecuencias (+/-5%)	Hz	0,5 a 3.000
Rango de Frecuencias (+/-10%)	Hz	0,3 a 5.000
Frecuencia Resonante	kHz	≥ 25
Rango de Medición	+/- g pk	500
Voltaje de Excitación	VDC	20 a 30

La instrumentación indicada permite obtener resultados detallados y precisos relativos a cada uno de los equipos analizados.

Calibrador de vibraciones: Marca: RION CO LTD; Modelo: VE-10. N° de serie: 00131281. Frecuencia de calibración: 159,2Hz.

Aceleración: 10 m/s² // Velocidad: 10 mm/s // Desplazamiento: 10µm

2.4 Mediciones

Las mediciones se han llevado a cabo bajo un criterio de índole normativo y por medio de convenios generales y particulares. Tal y como se indicó en la introducción de la presente comunicación, el análisis de vibraciones en el campo de las máquinas alternativas o reciprocantes no ha tenido una especial relevancia debido a la complejidad en cuanto a la interpretación de los resultados obtenidos. Es por ello por lo que determinados criterios de carácter particular han sido diseñados exclusivamente para nuestra investigación.

2.4.1 Normativa aplicada

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

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

ISO 2954 “Vibración mecánica en maquinaria rotativa y alternativa – Requerimientos para los instrumentos de medida de la severidad de vibración”.

UNE-EN 12096 (1997) Vibraciones mecánicas. Declaración y verificación de los valores de Emisión vibratoria.

UNE-EN 1299 (1997) Vibraciones y choques mecánicos. Aislamiento de las vibraciones de las máquinas. Información para la aplicación del aislamiento en la fuente.

2.4.2 Convenios generales

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. 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.

2.4.3 Convenios particulares

Los convenios particulares, ideados y empleados para determinar la posición y dirección de las medidas con el transductor, son los siguientes:

- 1- Perfecto conocimiento mecánico de los equipos a estudiar.
- 2- Conocimiento de los ciclos termodinámicos desarrollados durante el período de funcionamiento de los equipos.
- 3- Accesibilidad a los puntos de medida para la instalación del transductor.
- 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.

Teniendo en cuenta estos criterios el paso siguiente era aplicarlos a los convenios generales, obteniendo el siguiente resultado:

-Numerar y nombrar las posiciones de medida:

Se distinguen dos puntos de medida en base a criterios normativos y mecánicos.

Tabla 4 – Nomenclatura de los puntos de medida.

Punto 1	*Cojinete exterior del compresor
Punto 2	Cojinete exterior del motor eléctrico

*Elemento impulsado: Bomba de aceite y cigüeñal

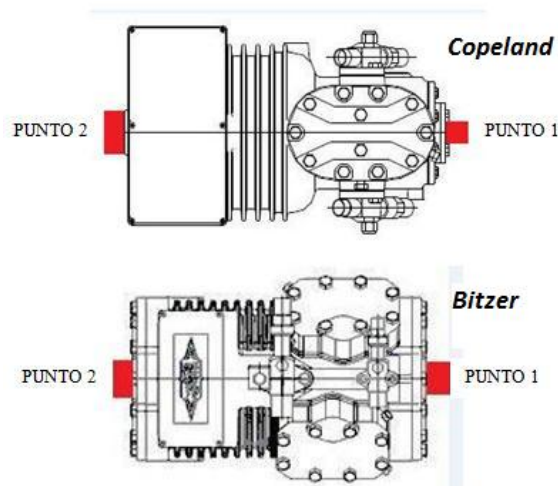


Figura 1 – Puntos de medida en los dos modelos de compresores estudiados.

-Definir direcciones:

Las direcciones se basan en la norma ISO 10816 en la sección “Máquinas Horizontales de accionamiento directo”.

En el caso de las máquinas alternativas, los ejes se van a identificar como: “Eje Horizontal, Eje Vertical y Eje Axial” (H-V-A) (ver Figura 2 y 3).

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

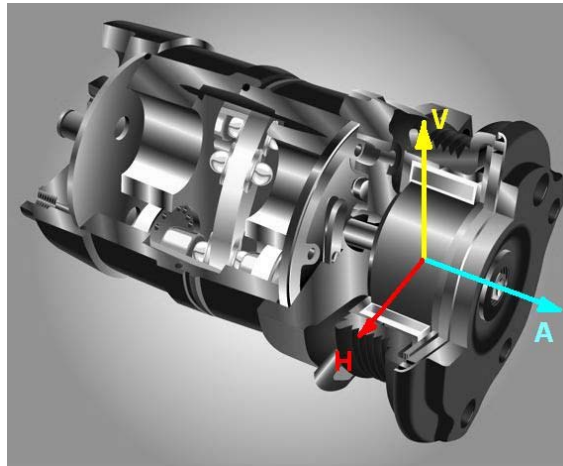


Figura 2 – Direcciones H-V-A en el punto de medida 1.



Figura 3 – Colocación del acelerómetro triaxial en el punto de medida 1.

2.4.4 Análisis de vibraciones

Una vez determinada la localización de los puntos de medida en cada compresor siguiendo los convenios anteriormente descritos, el paso siguiente consiste en llevar a cabo el análisis de vibraciones. El protocolo ideado por el equipo del Laboratorio de Acústica Aplicada comprende las siguientes fases:

- 1- Parámetros de medida.
- 2- Comprobación de las condiciones operativas de la instalación frigorífica.
- 3- Realización de medidas.
- 4- Análisis de las medidas adquiridas.

La **configuración de medida del analizador** se describe a continuación:

- Calibración: Por sensibilidad
- Inicio retardado: 3 segundos.
- Tiempo de integración: 30 segundos (en la medida de vibraciones es la duración de la medida).
- Constante de tiempo en cada canal: 1 segundo.
- Medida lineal de la amplitud.
- Rango de medida: 17,8 m/s² y 316 m/s².
- Rango de frecuencias: de 0 Hz a 2,5 kHz.
- Filtros de ponderación: Se han editado filtros de ponderación para cada canal: HP1- Aceleración – mm/s² (filtro paso alto con frecuencia de corte de 1Hz del canal 1), Vel1 – Velocidad – mm/s (filtro paso alto 1Hz del canal 2) y Dil1 – Desplazamiento-mm (filtro paso alto 1Hz del canal 3).
- Almacenamiento automático de Buffers asociados. Los valores almacenados son Pico, Pico-Pico, Máximo y RMS.

La **configuración del analizador FFT** es la siguiente:

Si tenemos en cuenta que el rango de frecuencias estudiado está comprendido entre 0 Hz y 2,5 kHz, para la adquisición de la señal se ha empleado un muestreo de 400 líneas, por lo que la resolución espectral con la que se ha realizado el análisis es de 6,25 Hz/línea (ancho de banda) y un tiempo de integración de 160 ms. La ventana seleccionada para la obtención de resultados en el dominio de la frecuencia es la de HANNING ya que ofrece una mejor resolución frente a la ventana de FLAT-TOP aunque el error en amplitud sea superior a esta última [5].

3 RESULTADOS

El primer punto a tener en cuenta para el análisis son las frecuencias particulares de los elementos. Los compresores giran a un régimen de entre 1450 - 1500 rpm. Para una mejor interpretación y análisis de los resultados el régimen de giro se expresará en términos de frecuencia, por lo que a partir de ahora hablaremos de velocidades comprendidas entre 24 – 25 Hz.

La mayoría de los espectros, a simple vista, generan amplitudes máximas a una frecuencia de vibración de 1x rpm tanto en sentido radial como axial (ver figura 4). Esto es común en la mayoría de compresores medidos, independientemente de la marca, fundamentalmente en aquellos con una antigüedad igual o superior a los 10 años. Este espectro muestra una tendencia al desequilibrio o desbalanceo.

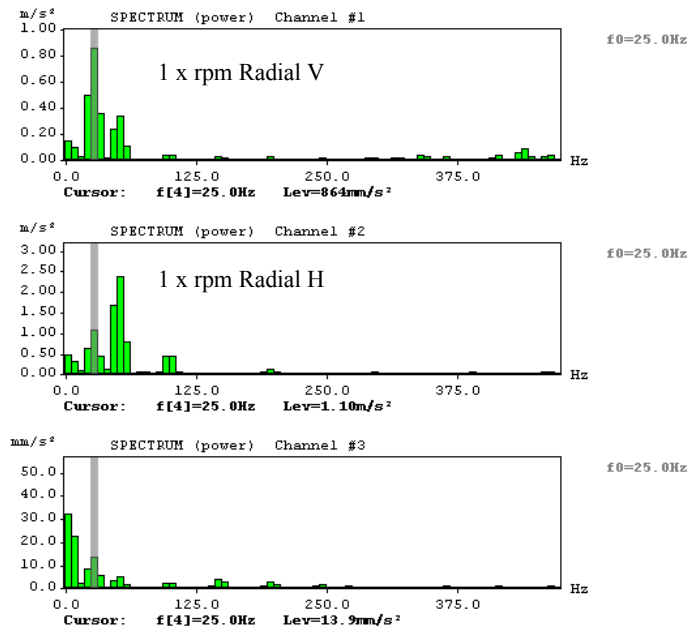


Figura 4 – Espectro típico de desbalanceo o desequilibrio.

Existen también en muchos de los espectros, casos de posibles holguras tanto estructurales como en cojinetes. Su síntoma se manifiesta mediante la generación de vibraciones a una frecuencia que a menudo es 1x y 2x rpm. En el caso del espectro representado en la figura 5, se observa este problema con claridad en las tres direcciones, siendo su severidad mayor en la dirección radial horizontal.

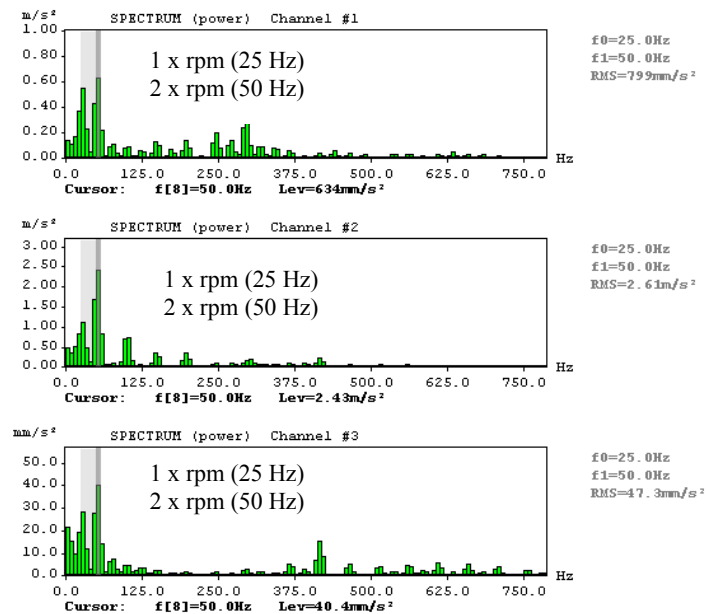


Figura 5 – Espectro típico de holguras.

Otro caso particular, aunque menos extendido, es el espectro de frecuencia de compresores con pocos años de antigüedad. Todos generan un espectro similar con vibraciones a altas frecuencias en la dirección axial (ver figura 6).

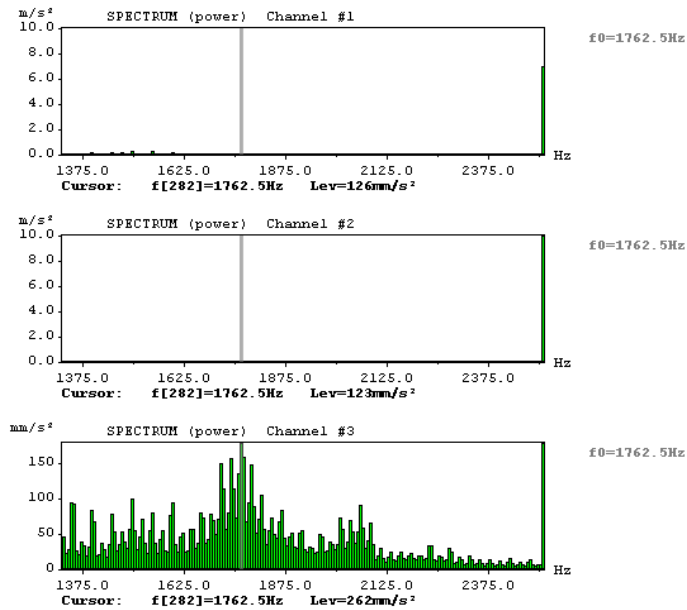


Figura 6 – Espectro típico de problemas en cojinetes.

Al realizar un zoom se puede apreciar los armónicos a altas frecuencias solamente visibles en la dirección axial. Presumiblemente podría tratarse de un problema de cojinetes (ya que dichos elementos no disponen de transmisión por engranajes). Tal vez la fase axial entre ellos no es la correcta. Se necesitaría un análisis más profundo con luz estroboscópica.

4 Conclusiones

Debido al incipiente estado de la investigación, no se podría concluir que en la mayoría de los casos los resultados obtenidos ofrecen unos valores de un orden similar para todos los compresores analizados. Viendo los resultados anteriores se puede demostrar que instalaciones con compresores de similares características, misma antigüedad e idénticas condiciones de trabajo no presentan espectros de frecuencias similares.

Un problema característico que puede afectar seriamente a la vida útil de los compresores, es su incorrecta instalación fundamentalmente debido a la inadecuada selección de los elementos antivibratorios así como en algunos casos la ausencia de los mismos. Este tipo de suspensiones elásticas permiten una muy buena distribución de las cargas estáticas.

Otro problema importante es la desnivelación de la bancada sobre la que se asientan los equipos, provocando esfuerzos axiales en los cojinetes exteriores tanto del compresor como del motor eléctrico. Sería aconsejable la instalación de zapatas de nivelación de precisión atornillables con aislamiento antivibratorio.

La continuación y profundización del presente estudio contribuirá al desarrollo de técnicas para el análisis de vibraciones y creará un modelo vibracional para este tipo de máquinas, que pensamos tendría especial importancia en la instalación y puesta en marcha de sistemas de mantenimiento predictivo. Actualmente la empresa colaboradora está interesada en implantar un plan de mantenimiento predictivo en todas sus instalaciones una vez finalizada la presente investigación.

Agradecimientos

Deseamos expresar nuestro más sincero agradecimiento a la empresa colaboradora cuya disposición y apoyo desinteresado ha sido transcendental para poder acometer el presente estudio.

Referencias

- [1] Dos Nascimento, Luz de Paula. Tesis Doctoral. *Análisis de comportamiento vibratorio para el mantenimiento predictivo de grupos hidráulicos*. Universidad Politécnica de Cataluña (1995).
- [2] M.J. Crocker; *Handbook of acoustics*. Ed. Wiley-Interscience Publication. New York (1998).
- [3] C. M. Harris; *Manual de medidas acústicas y control de ruido*. Ed. McGraw-Hill. Madrid (1998).
- [4] Campillo Davó, Nuria; Peral Orts, Ramón; Velasco Sánchez; Emilio. Aplicación de técnicas de análisis espectral de vibraciones e identificación de fuentes de ruido de la planta enfriadora BRAW-90. *Tecniacústica 2006 – 37 Congreso Nacional de Acústica. Encuentro Ibérico de Acústica. Simposium Europeo en Hidroacústica*, Gandía, 18 a 20 de Octubre de 2006, pp. 109.
- [5] Bárila Rodríguez, Daniel Óscar. Tesis Doctoral. *Contribución al diagnóstico de averías en motores diésel por análisis de vibraciones*. Universidad Politécnica de Valencia (1998).
- [6] L.L.Beranek; *Noise and vibration control*. Ed. Institute of Noise Control Engineering. Washington (1988).
- [7] A. P. French; *Vibraciones y Ondas*. MIT (Massachusetts Institute of Tecnology). Ed. Reverté S.A (2001).
- [8] *ISO 10816-1:1995* “Vibraciones mecánicas. Evaluación de la vibración en máquinas mediante medidas sobre partes no rotativas. Parte 1: Requisitos generales”.
- [9] *ISO 2954* “Vibración mecánica en maquinaria rotativa y alternativa – Requerimientos para los instrumentos de medida de la severidad de vibración”.
- [10] *UNE-EN 12096 (1997)* “Vibraciones mecánicas. Declaración y verificación de los valores de Emisión vibratoria”.
- [11] *UNE-EN 1299 (1997)* “Vibraciones y choques mecánicos. Aislamiento de las vibraciones de las máquinas. Información para la aplicación del aislamiento en la fuente”.