

# MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES: UNA HERRAMIENTA PARA LA PREDICCIÓN Y EVALUACIÓN DE FALLAS EN MAQUINARIAS

**Kulichevsky, R.; Sacchi, M.; Martín Ghiselli, A.**

Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales - U. A. ENDE- Comisión Nacional de Energía Atómica  
Av. Gral. Paz y Av. de los Constituyentes - (1650)- San Martín- Buenos Aires - Argentina

*e-mail:* [kulichev@cnea.gov.ar](mailto:kulichev@cnea.gov.ar)

La prevención de posibles fallas en maquinarias es necesaria para una operación confiable y segura de una Instalación. El riesgo de fallas y el tiempo en que una maquinaria queda fuera de servicio pueden disminuirse sólo si los problemas potenciales son anticipados y evitados. Una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una Planta o Instalación es la medición y análisis de vibraciones.

En el presente trabajo se realizará una breve descripción de los tipos de fallas normalmente detectables a través de la medición y análisis de vibraciones y se presentarán dos ejemplos concretos de aplicación de esta técnica, uno de ellos en una maquina rotativa convencional, y el otro en una maquinaria no convencional, como lo es el eje de un acelerador de iones.

The prevention of possible machinery failures is necessary in order to ensure a reliable and safety operation of a facility. The risk of machinery failures and the time that a machinery is out of service can only be diminish if the potential problems are anticipated and avoided. In this sense, the measurement and analysis of vibration is a powerful predictive maintenance tool .

This paper presents a brief description of the different types of failures detectable through the measurement and analysis of vibrations. Also, two concrete application examples of this technique, one of them in a rotating machinery and the other one in a non conventional machinery, as an ion accelerator shaft is, are presented

## I. INTRODUCCIÓN

La prevención de posibles fallas en maquinarias es necesaria para una operación confiable y segura de una Instalación. El riesgo de fallas y el tiempo en que una maquinaria queda fuera de servicio pueden disminuirse sólo si los problemas potenciales son anticipados y evitados.

En general, las vibraciones en una máquina no son buenas: pueden causar desgaste, fisuras por fatiga, pérdida de efectividad de sellos, rotura de aislantes, ruido, etc. Pero al mismo tiempo las vibraciones son la mejor indicación de la condición mecánica de una maquinaria y pueden ser una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto. Las fallas catastróficas en una maquinaria muchas veces son precedidas, a veces con meses de anticipación, por un cambio en las condiciones de vibración de la misma.

Las vibraciones en una maquinaria están directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras: por un lado un bajo nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina funcionará correctamente durante un largo período de tiempo, mientras que un aumento en el nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina se encamina hacia algún tipo de falla.

Una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una Planta o Instalación es la medición y análisis de vibraciones, ya que cerca del 90% de las fallas en maquinarias están precedidas por un cambio en las vibraciones de las mismas.

No todos los tipos de vibraciones son evitables, ya que algunas son inherentes a la operación de la maquinaria en sí misma, por lo que una de las tareas del

analista es identificar aquellas que deben ser corregidas y determinar un nivel de vibraciones tolerable.

## II. ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS

Las vibraciones son un efecto. Cuando se realiza un trabajo de diagnóstico, siempre se busca el efecto para tratar de descubrir la causa. Este trabajo de diagnóstico está compuesto de dos etapas:

- i. Obtención de los datos de una manera sistemática
- ii. Interpretar los datos e identificar los problemas.

Para cumplir con el primero de estos objetivos, uno de los primeros pasos a seguir en el análisis de vibraciones en una máquina es obtener un valor "global" de las vibraciones para poder determinar la condición general de la misma. Estas mediciones deben realizarse en distintos puntos y en tres direcciones, vertical, horizontal y axial. Algunos puntos importantes para la medición de las vibraciones son los ubicados sobre los cojinetes o cerca de ellos, porque es a través de los cojinetes por donde se transmiten las fuerzas de vibración. Las mediciones en distintas direcciones son necesarias debido a que algunos problemas de máquinas rotativas se manifiestan más en alguna dirección que en otra.

En general las mediciones de vibraciones globales se realizan en forma de velocidad (mm/seg) debido a que la experiencia ha demostrado que las mediciones de velocidad son la mejor indicación para evaluar la severidad de las vibraciones en el rango normal de frecuencias de giro de las máquinas rotativas usuales (de 10 a 1000 Hz). El valor global de vibraciones obtenido, comparado con los valores recomendados por el fabricante de la máquina, da una idea de la condición mecánica de la misma. En ausencia de valores recomendados por el fabricante, existen tablas y normas

que pueden utilizarse al efecto. En la Tabla 1 se presentan los valores característicos de amplitudes de vibración en maquinarias relacionadas con la condición mecánica de la misma estipulados por la norma ISO 3945-1985<sup>(1)</sup>.

Tabla 1: valores de referencia de amplitud de vibración para analizar la condición mecánica de una máquina

SEVERIDAD DE VIBRACIÓN RMS [mm/seg]	TIPO DE SOPORTE	
	RÍGIDO	FLEXIBLE
0,46	Buena	Buena
0,71		
1,12		
1,8		
2,8	Satisfactoria	Satisfactoria
4,6		
7,1	No Satisfactoria	No Satisfactoria
11,2		
18,0	Inaceptable	Inaceptable
28,0		
71,0		

Debe tenerse en cuenta, tal como lo advierte correctamente la norma, que estos son valores sólo de referencia. El nivel de vibraciones depende de la energía total entregada a la máquina. Parte de esta energía se convierte en vibraciones y ruido. Una máquina de gran tamaño tendrá obviamente valores globales de vibraciones mayores que, por ejemplo, un motor de 1 HP. En las máquinas de mayor tamaño son prácticamente imposibles de alcanzar valores globales de vibraciones tan bajos como los de máquinas más pequeñas.

En el caso en que se encuentre que los valores globales de amplitud de vibración para una máquina en particular revelan una mala condición de la misma, deben realizarse mediciones adicionales que nos permitan determinar las causas de ese mal funcionamiento. Si bien existen distintas maneras presentar las mediciones de vibraciones de una máquina rotativa con el objetivo de detectar e identificar problemas específicos en la misma, alrededor del 85% de los problemas mecánicos de las mismas pueden identificarse realizando un análisis en el dominio de las frecuencias, lo que significa presentar las mediciones de vibraciones en la forma de amplitud de vibración vs. frecuencia. En la Figura 1 se presenta, a modo de ejemplo, el espectro de vibraciones obtenido sobre uno de los cojinetes de una bomba de agua.

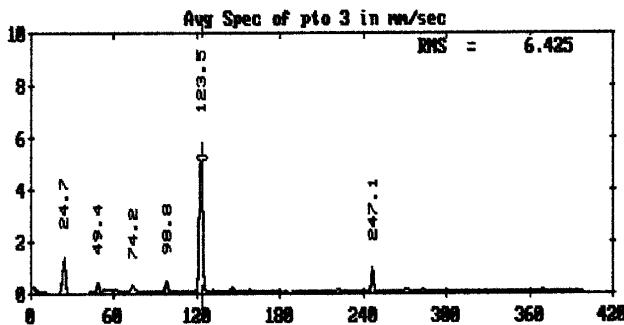


Figura 1: espectro de vibraciones obtenido de una medición sobre un cojinete de una bomba de agua.

El análisis de vibraciones en maquinarias se basa en el hecho de que en muchos casos es posible relacionar las frecuencias de vibración con el problema específico con el que nos hemos encontrado, mientras que la amplitud de la misma da una indicación de la severidad del problema.

En la Tabla 2<sup>2)</sup> se presenta un listado de las frecuencias comúnmente encontradas en espectros de vibración de maquinarias, junto con las causas probables de los problemas asociados a las mismas.

Tabla 2: Frecuencias de vibración y origen probable de falla

FRECUENCIA	CAUSAS PROBABLES DE FALLA
1 x RPM	Desbalanceo, engranajes o poleas descentradas, desalineamiento o eje flexionado, resonancia, problemas eléctricos, fuerzas alternativas.
2 x RPM	Huelgos o juegos mecánicos, desalineamiento, fuerzas alternativas, resonancia.
3 x RPM	Desalineamiento, combinación de huelgos mecánicos axiales excesivos con desalineamiento
< a 1 x RPM	Remolino de aceite (oil whirl) en cojinetes o rotores
Frec. de línea	Problemas eléctricos
Armónicas de RPM	Engranajes dañados, fuerzas aerodinámicas, fuerzas hidráulicas, huelgos o juegos mecánicos, fuerzas alternativas
Alta frecuencia (no armónicas)	Cojinetes antifricción en mal estado

Como puede apreciarse en esta tabla, existen numerosos problemas mecánicos y eléctricos que pueden originar espectros de frecuencia similares. En estos casos es necesario obtener información adicional, ya sea a través de la medición de las vibraciones en distintas direcciones, como así también analizando los espectros obtenidos en distintas condiciones de operación de la máquina o analizando transitorios como los de arranque y detención de la máquina o relaciones de fase entre puntos de medición. Por ejemplo dos causas muy comunes de fallas, como son el desbalanceo y desalineamiento producen espectros con picos importantes en 1 x RPM, por lo que para reconocerlos se deben tener en cuenta otras características como las presentadas en la Tabla 3<sup>(3)</sup>.

Tabla 3: Reconocimiento entre desbalanceo y desalineamiento

DESBALANCEO	DESALINEAMIENTO
Pico importante en 1xRPM	Importantes armónicas de 1xRPM
Vibraciones axiales bajas	Altas vibraciones axiales
Mediciones en fase	Mediciones en contrafase
Independiente de la temperatura	Las vibraciones cambian con el aumento de temperatura
Depende de la velocidad debido a la fuerza centrífuga	Baja sensibilidad a los cambios de velocidad

Un análisis estadístico de las ocurrencias de los distintos problemas asociados a maquinarias<sup>(3)</sup> indica que:

- Un 40% de los problemas se debe a desbalanceo
- 30% debido a desalineamiento (en máquinas acopladas)
- 30% debido a problemas en correas y poleas (en máquinas a polea)
- 20% debido a resonancias
- 10% debido a los rodamientos
- 10% debido a otras causas (cavitación, remolino de aceite, huelgos o juegos mecánicos, turbulencia en cañerías, etc).

Por lo tanto, un análisis racional de vibraciones en maquinarias debería comenzar analizando los problemas de mayor ocurrencia estadística, y luego de descartarlos seguir con los menos probables.

### III. EJEMPLOS DE APLICACIÓN

#### Medición y Análisis De Vibraciones en el Eje de un Acelerador de Iones

Este trabajo fue requerido debido a fallas recurrentes en los rodamientos ubicados en las estructuras horizontales ("monedas") de los módulos de la columna aisladora del acelerador.

El principio de funcionamiento del Acelerador de Iones se basa en el uso de un intenso campo eléctrico que actúa sobre ellos imprimiéndoles gran velocidad y por ende energía. A los efectos de lograr y mantener una tensión de 20 MV en el terminal del acelerador, se hace necesario emplazar éste en una atmósfera de altas propiedades dieléctricas que impida la descarga del mismo en forma de chispas. Para ello, toda la columna aceleradora está contenida en un tanque cilíndrico de presión de 7,6 m de diámetro por 36,3 m de altura, con un espesor de pared de 38 mm. Este tanque de acero se presuriza con hexafluoruro de azufre, hasta una presión máxima de 10 atm.

La columna aisladora está dispuesta en forma vertical debajo del inyector y está constituida por cuarenta módulos de aluminio, separados entre sí por postes aisladores de 60 cm de alto. El diámetro de la columna es de 2,15 m, y la altura total es de 34,84 m. La potencia necesaria para la alimentación de todos los elementos que se encuentran en el interior de la columna aceleradora se obtiene de generadores que se encuentran en cuatro secciones muertas y el terminal, y que son accionados por ejes rotatorios de luxite movidos por dos motores de 25 HP y 1452 RPM ubicados uno en cada extremo de la columnas.

Los ejes de luxite están formados en realidad por 47 tramos acoplados entre sí por los rodamientos ubicados en las "monedas". Este gran número de rodamientos hacía que la falla recurrente de los mismos fuera un problema realmente importante.

En la Figura 2 se presentan una vista de la columna aisladora del acelerador en el sentido axial tomada desde el interior del tanque de presión y otra vista lateral en la que se puede observar dos de los módulos que conforman la misma.

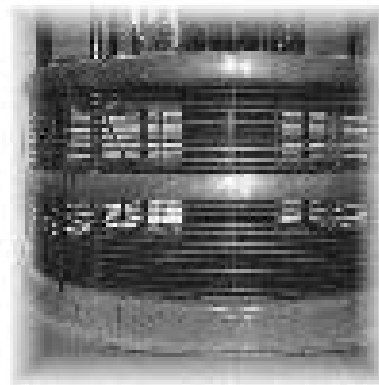


Figura 2: Vistas parciales axial y lateral de la columna aisladora

Las mediciones de vibraciones se realizaron en dos etapas, ambas sobre componentes de la mitad superior del acelerador. La primera de ellas tuvo como objeto obtener valores globales de vibración en distintos puntos y las frecuencias naturales de vibración de distintos componentes del acelerador que pudieran entrar en resonancia ante el funcionamiento de los motores que accionan el conjunto de ejes y generadores y que provocaran vibraciones excesivas de todo el conjunto o de los ejes en particular. Para ello se dejaron los motores apagados y se fueron excitando, por medio de un pequeño martillo instrumentado con un sensor de fuerza, distintos componentes. En la Tabla 3 se presentan los valores determinados para las primeras frecuencias naturales de vibración de distintos componentes.

Tabla 3: Valores determinados para la primer frecuencia natural de vibración de distintos componentes

COMPONENTE	FRECUENCIA NATURAL DE VIBRACIÓN [HZ]
"Monedas"	133/143
Tramos eje luxite	230
Soportes verticales	68
Soportes horizontales	119

La segunda etapa de mediciones se realizó con el motor ubicado en el extremo superior en funcionamiento y sobre los mismos componentes salvo sobre los ejes de luxite porque se encontraban ahora en movimiento. En la

Tabla 4 se presentan algunos valores obtenidos sobre los rodamientos de distintas "monedas".

Tabla 4: Valores globales de vibración RMS [mm/seg] en distintas monedas

MONEDA	VIBRACIÓN AXIAL AL EJE	VIBRACIÓN TRANSV. AL EJE
2	2,2	4,8
3	1,6	4,6
4	1,6	1,5
5	1,5	3,0
6	2,3	6,4

En la Figura 3 se puede observar, a manera de ejemplo, dos de los espectros de frecuencia obtenidos.

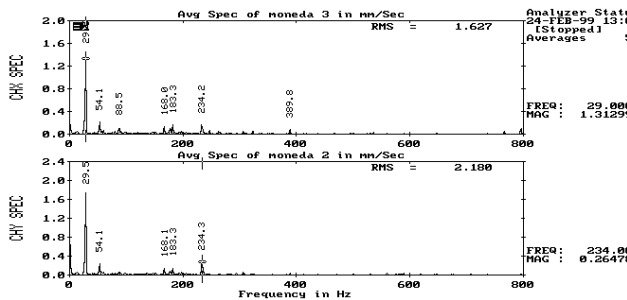


Figura 3: Espectros de frecuencia de vibración en el sentido axial en dos de las monedas

El análisis de los resultados obtenidos en las dos etapas de mediciones arrojó como primer resultado que los problemas registrados no se debían a resonancias de algunos de los componentes. Sin embargo, como puede apreciarse en la Tabla 4, si bien los valores globales de vibración medidos sobre los rodamientos en el sentido axial al eje de la columna aisladora eran aceptables, no lo eran algunos de los valores obtenidos en el sentido transversal al eje. Además, las características de los espectros de frecuencia, con un pico preponderante en 1 x RPM correspondiente a la velocidad de giro del eje en la salida del multiplicador del motor, sugirieron que el problema pudiera estar originado en un desbalanceo o excentricidad (o sea, que el eje de rotación no coincidía con el eje del rotor, ver Figura 4) al no estar correctamente alineados todos los tramos del eje de luxite entre las distintas monedas, provocando también que en algunos rodamientos los valores de vibración fueran aceptables (los de los tramos bien centrados).

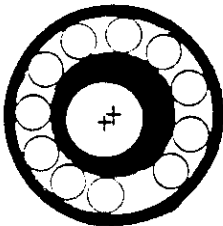


Figura 4: esquema de la excentricidad entre el eje de rotación y el eje del rotor

El diagnóstico realizado pudo ser confirmado luego de que se mejorara la alineación de los distintos tramos de los ejes de luxite obteniendo, por ejemplo, valores globales de vibración como los presentados en la Tabla 5, y como resultado final un adecuado funcionamiento de los rodamientos que permitió extender la vida útil de los mismos.

Tabla 5: Valores globales de vibración RMS [mm/seg] en distintas monedas luego de la alineación

MONEDA	VIBRACIÓN AXIAL AL EJE	VIBRACIÓN TRANSV. AL EJE
2	0,6	2,8
3	0,6	2,4
4	0,5	1,1
5	0,6	2,5
6	0,8	3,3
7	2,0	2,3
8	0,5	0,5

### Medición y Análisis de Vibraciones en un Conjunto Bomba - Motor

Las mediciones de vibraciones que se realizaron en dicho conjunto se decidieron luego de que la bomba tuviera que ser desmontada para ser enviada a la firma constructora de la misma con el objeto de realizar una serie de reparaciones y vuelta a montar en su lugar de operación. Estas mediciones estaban focalizadas en dos objetivos: por un lado verificar un funcionamiento adecuado luego de las reparaciones y tareas de montaje y por otro lado servir como datos de base para un programa de mantenimiento predictivo del conjunto.

La bomba es del tipo centrífuga de dos etapas, con rotores de cinco álabes y un caudal máximo de operación de 200 m<sup>3</sup>/h y presión en la salida del impulsor de 16 Kg/cm<sup>2</sup>; el motor que la acciona es de 220 C.V. de potencia a 1.500 RPM.

En la Figura 5 se presenta un esquema del conjunto bomba - motor junto con los puntos donde se realizaron las mediciones de vibraciones.

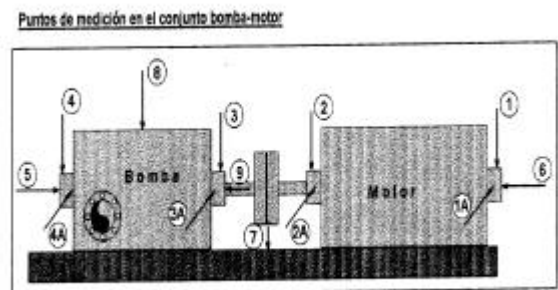


Figura 5: Esquema del conjunto bomba - motor y los puntos de medición de vibraciones

En la Tabla 6 se presentan los valores globales obtenidos mientras que en las Figuras 6 y 7 se presentan, a manera de ejemplo, los espectros de frecuencia correspondientes puntos de medición sobre el motor y sobre la bomba respectivamente.

Tabla 6: Valores globales de vibración RMS [mm/seg] luego del montaje

PUNTO DE MEDICION	VALOR GLOBAL RMS
1	5,70
1 A	11,50
2	4,80
2 A	11,40
3	6,20
3 A	7,50
4	6,00
4 A	10,00
5	4,00
6	4,90
7	2,80
8	2,80
9	7,90

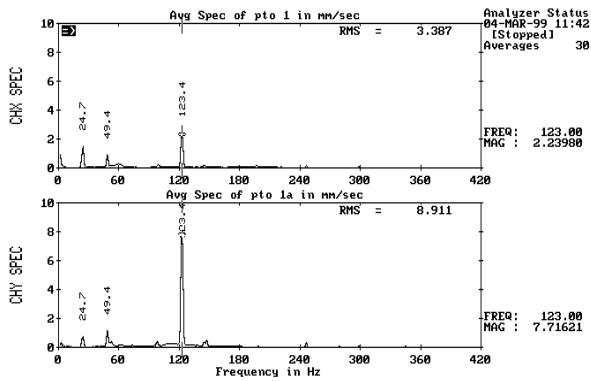


Figura 6: Espectros de frecuencia obtenidos en dos puntos de medición sobre el motor.

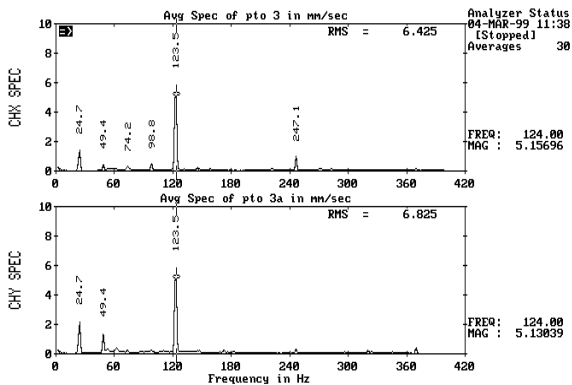


Figura 7: Espectros de frecuencia obtenidos en dos puntos de medición sobre la bomba

Los valores globales de vibración revelaron una condición de operación que podía clasificarse, de acuerdo a la Tabla 1 como insatisfactoria, o hasta en algunos casos

como inaceptable. Al mismo tiempo, las características de los espectros de frecuencia obtenidos descartaban problemas originados en resonancias o desbalanceo, por lo que el diagnóstico del problema se orientó hacia la acción de importantes fuerzas hidráulicas, ya que la mayoría de las bombas centrífugas operan con fuerzas hidráulicas inherentes a su funcionamiento originadas en las pulsaciones de presión que aparecen cada vez que un álabe del impulsor pasa por el difusor estacionario. Si el impulsor está correctamente centrado en la carcasa de la bomba y está alineado con los difusores, las pulsaciones de presión se balancean y las vibraciones resultantes son mínimas. Estas vibraciones generalmente son de una frecuencia igual al número de álabes del impulsor multiplicado por las RPM del motor. En caso de que las pulsaciones de presión no se balanceen devienen importantes niveles de vibración, principalmente en la frecuencia antes mencionada.

En el caso de la bomba analizada esta frecuencia corresponde al pico de 123,5 Hz que se puede observar en los espectros de las Figuras 6 y 7. La inspección posterior de la bomba reveló que existía un desalineamiento entre el rotor y los difusores.

#### IV. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se han presentado los lineamientos básicos que se deben tener en cuenta en el análisis de vibraciones en maquinarias como herramienta tanto para la predicción como para el diagnóstico de fallas en maquinarias junto con dos ejemplos de aplicación práctica.

Sólo resta destacar que en general los gastos de mantenimiento representan entre un 15 y un 40% de los costos totales de producción<sup>(3)</sup> tanto en industrias manufactureras como de procesos, y que resulta posible obtener disminuciones de entre el 20 y 50% de esos costos de mantenimiento trabajando con inteligencia: sin comprar partes innecesarias, aumentando la vida útil de las maquinarias y disminuyendo el consumo de energía como resultado de la disminución de las vibraciones y el ruido. Todo esto puede lograrse a través de un plan racional de medición y análisis de vibraciones en las maquinarias.

#### Referencias

- 1- ISO Standards Handbook - Vibration and Shock, Vol. 1, Second edition, 1995
- 2- Bloch, H.P. and Geitner, F.K. "Machinery Failure Analysis and Troubleshooting", Gulf Publishing Company, 1990
- 3- Wovk, Victor. "Machinery Vibration", ed. McGraw-Hill, Inc, 1991