

## **Diagnóstico de máquinas: Rapidez y facilidad mediante análisis FFT**



## Contenido

| <b>Tema</b>  | <b>Página</b> |
|--|---------------|
| 1. Introducción .....  | 2             |
| 2. Espectro de vibración de un ventilador accionado por correa ..... | 4             |
| 3. Tendencia del estado de máquina .....                             | 6             |
| 4. Estrategia de control de estado: nivel 1 / nivel 2 .....          | 8             |
| 5. Intensidad de vibración acorde con ISO / DIS .....                | 10            |
| 6. Componentes del motor vulnerables a daños .....                   | 12            |
| 7. Desequilibrio en rotor / eje desalineado .....                    | 14            |
| 8. Campo asimétrico del estator .....                                | 16            |
| 9. Fallos en campo de rotor .....                                    | 18            |
| 10. Diagnóstico de vibración: desequilibrio en rotor .....           | 20            |
| 11. Diagnóstico de vibración: eje desalineado .....                  | 22            |
| 12. Diagnóstico de vibración: campo asimétrico .....                 | 24            |
| 13. Diagnóstico de vibración: polea floja .....                      | 26            |
| 14. Parámetros de evaluación de rodamiento .....                     | 28            |
| 15. Normalización de medición de impulso de choque .....             | 30            |
| 16. Diagnóstico de daño en rodamiento antifricción .....             | 32            |
| 17. Diagnóstico de rodamiento: daño en rodadura interna .....        | 34            |

## 1. Introducción

Tanto el control como el diagnóstico de vibración de máquinas y agregados han cobrado una gran importancia durante los últimos años. Cada vez con más frecuencia incluso máquinas de pequeño y mediano tamaño están siendo incluidas en estrategias de control de vibración. Todo esto obedece a que los equipos para la medición de vibración han alcanzado unos niveles de precios que convierten las aplicaciones de medición de vibración en una alternativa considerable también para estas máquinas.

Además ha aumentado el interés por las tecnologías en vibración y sus aplicaciones exitosas en el campo eléctrico. Por un lado, los operadores requieren cada vez más a menudo una recopilación de datos de vibración posterior a la instalación o reparación y por otra parte, el control de vibración y su diagnóstico ofrecen un potencial considerable

para servicios adicionales, especialmente a consultores para pequeñas empresas, en las que no sería rentable comprar su propio equipo de medición de vibración. Y por supuesto, el diagnóstico de vibración es una herramienta extraordinaria para la localización de defectos y posibles causas de deterioro o daños en máquinas y componentes, de utilidad también como defensa objetiva ante incumplimiento injustificado de garantía.

EDICIÓN 2010  
Número de orden VIB 9.619E

Contenido publicado originariamente como manuscrito de presentación por M. Luft, PRÜFTECHNIK AG  
Copyright 1998 PRÜFTECHNIK AG. Todos los derechos reservados.

## 2. Espectro de vibración de un ventilador accionado por correa

Vamos a examinar un ejemplo práctico para poder ilustrar las posibilidades que ofrece el análisis de vibración: un ventilador accionado por correa ha dejado de funcionar debido a vibración excesiva. Ya que el nivel de vibración más fuerte ha sido medido en el motor de accionamiento, el candidato lógico a un examen es el motor. El análisis de vibración muestra sin embargo que, la vibración más fuerte (15.2 mm/s) en el motor ha ocurrido originariamente en una frecuencia transmitida al mismo vía correa. Cuando la polea del ventilador fue equilibrada, la vibración ha disminuido a niveles aceptables de 2.3 mm/s en el ventilador y 3.2 mm/s en el motor de accionamiento.

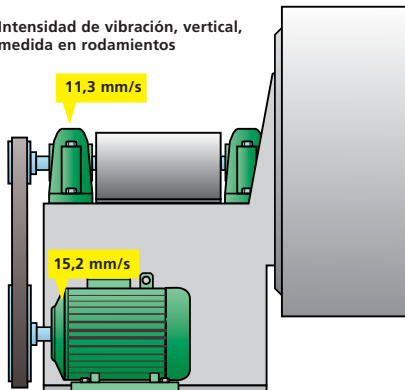
Este caso presenta el método típico de operación: una medición simple general del nivel de vibración permitirá clasificar el estado de la máquina según niveles que llamaremos como 'bueno', 'satisfactorio', 'insatisfactorio' e 'inaceptable'. En el caso de vibración excesiva, la raíz del problema - desequilibrio en la polea de accionamiento - fue clarificado al controlar los picos de frecuencia en el espectro de vibración FFT.

# Espectro de vibración de un ventilador accionado por correa

Ventilador de una cabina de pintura (P = 37 kW)

## 1. Medición de parámetro

Intensidad de vibración, vertical, medida en rodamientos

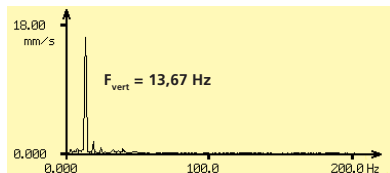


Motor: 1475 rpm = 24,58 Hz

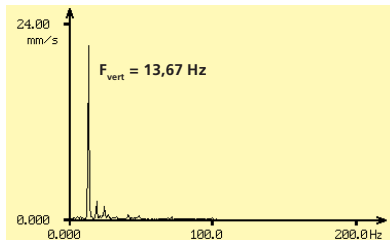
Ventilador: 820 rpm = 13,67 Hz

## 2. Análisis de señal

Espectro FFT de señal de vibración



Rodamiento ventilador, radial/vertical



Rodamiento motor, radial/vertical

### **3. Tendencia del estado de máquina**

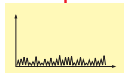
Un control de estado racional, efectivo y exitoso será aquel que en el tiempo aplique el método de „tendencias“ para observar el desarrollo de las mediciones de valores característicos globales. Las lecturas de tendencia quedan graficadas como se muestra aquí y son comparadas con datos sobre niveles adecuados de advertencia y alarma. Cuando estos niveles se excedan (y sólo en este momento), proseguirá un diagnóstico detallado de vibración, a los efectos de localizar la causa exacta de deterioro y determinar la conducta a seguir para remediar la situación. Vamos a examinar cómo el control de vibración y técnicas de diagnóstico han cobrado particular relevancia en motores eléctricos.

Parámetro de vibración

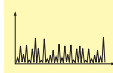


Orientado a sucesos

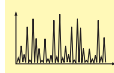
- Control de tendencia de parámetros
- Notificación de alarma, si se exceden tolerancias
- Espectro de referencia (buen estado)
- Diagnóstico manual profundo / análisis in situ



Espectro offline  
Buen estado



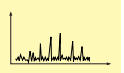
Espectro de advertencia



Espectro de alarma



Análisis señal offline  
Diagnóstico / Análisis



#### **4. Estrategia de control de estado: nivel 1 / nivel 2**

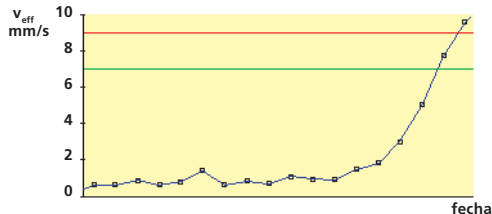
El control del estado de máquina se lleva a cabo mediante la medición de valores característicos globales de vibración, los cuales permiten estimar el estado de vibración general. La proyección por tendencia de estos valores señalarán un deterioro, por ejemplo un aumento del daño. Este tipo de medición generalizada se considera como de 'Nivel 1', según se muestra aquí. Permite el control de muchos agregados sin tener que depender de más equipo o personal.

De cualquier manera, estos valores característicos (Nivel 1) serán insuficientes para localizar defectos con precisión, ya que esto requiere un análisis más pormenorizado del espectro de máquina. La mayoría de los daños pueden ser detectados por sus frecuencias características o patrones típicos de frecuencia. El diagnóstico de vibración 'Nivel 2' requiere normalmente mediciones de vibración mediante un analizador de vibraciones FFT operado por personal experimentado y con experiencia en la interpretación de espectros de vibración.



## Nivel 1: Control de tendencia de parámetros

- Amplio
- A largo plazo
- Personal menos cualificado



## Control de máquina

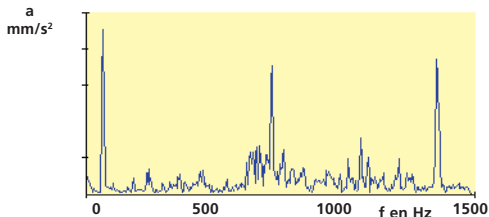
Carga de vibración  
Estado de rodamiento

## Parámetros

Fuerza de vibración, desplazamiento, aceleración  
Impulso de choque para evaluación de rodamiento  
Temperatura  
RPM  
Cavitación en bomba

## Nivel 2: Diagnóstico de vibración siguiendo exceso en alarma

- Aislado
- Una vez
- Especialistas



## Localización fallo vía análisis de espectro

Desequilibrio en rotor, eje desalineado, daño en engranaje, turbulencia, errores de campo magnético, diagnóstico de rodamiento, etc.

## Análisis de señal

Espectro de amplitudes  
Espectro envolvente  
Señal de tiempo  
Análisis ordinario  
Cepstrum

## 5. Intensidad de vibración acorde con DIN ISO

DIN ISO 10816-3 juega un papel muy importante para los técnicos de mantenimiento en la evaluación de vibraciones de la máquina. Parte 3 de esta norma, que es la sección que es de interés para la Monitorización de condiciones de máquina, ha sido revisada. Los grupos 3 y 4 de la parte 3, que trata de las bombas, han sido eliminados. En cambio, la norma se amplió para incluir Parte 7 – que es la norma DIN ISO 10816-7. Esta nueva parte esta completamente dedicada a vibraciones en bombas centrífugas. La nueva norma ISO 10816-7 DIN ha estado en vigor desde agosto de 2009.

| DIN ISO 10816-3   | Grupo 1                                |          | Grupo 2                                   |          |   |          |                              |
|---|--|----------|---|----------|---|----------|------------------------------|
| Tipo de máquina   | Máquinas grandes<br>300 kW < P < 50 MW |          | Máquinas medianas<br>15 kW < P < 300 kW   |          |   |          |                              |
|   | Motor<br>H > 315 mm                    |          | Motor<br>160 mm < H < 315 mm              |          |   |          |                              |
| Fundamento  | flexible                               | rígido   | flexible                                  | rígido   |   |          |                              |
| Velocidad v<br>mm/s rms ""<br>11,0<br>7,1<br>10–1000 Hz<br>r > 600 rpm<br>4,5<br>2–1000 Hz<br>120 < r < 600 rpm<br>3,5<br>2,8<br>2,3<br>1,4 |  | D        |   |          |   |          |                              |
|   |  |          |   |          |   |          |                              |
|   |  | C        |   |          |   |          |                              |
|   |  |          |   |          |   |          |                              |
|   |  | B        |   |          |   |          |                              |
|   |  |          |   |          |   |          |                              |
|   |  |          |   |          |   |          |                              |
|   |  | A        |   |          |   |          |                              |
| ©PRÜFTECHNIK AG   |  |          |   |          |   |          |                              |
| <b>A</b>  | Máquinas recién puestas en operación   | <b>B</b> | Operación a largo plazo sin restricciones | <b>C</b> | Operación a largo plazo con restricciones | <b>D</b> | Vibraciones que causan daños |

## Intensidad de vibración acorde con DIN ISO

| DIN ISO 10816-7            | Categoría 1   |          | Categoría 2   |          |  |
|----------------------------|---|----------|---|----------|--|
| Tipo de bomba              | Bombas centrífugas con una alta fiabilidad, disponibilidad o requisitos de seguridad. |          | Bombas centrífugas para aplicaciones generales o aplicaciones menos críticas. |          | r < 600 rpm<br>0.5 rpm<br>1.0 rpm<br>2.0 rpm |
| Potencia                   | < 200 kW  | > 200 kW | < 200 kW  | > 200 kW |  |
| Velocidad $v_{\text{eff}}$ |   |          |   |          | Desplazamiento $s_{\text{p-p}}$              |
|                            | 7,6   |          | 9,5   |          |  |
|                            | 6,5   |          | 8,5   |          |  |
| 10–1000 Hz<br>r > 600 rpm  | 5,0   |          | 6,1   |          |  |
| 2–1000 Hz<br>r < 600 rpm   | 4,0   |          | 5,1   |          | 130  |
|                            | 3,5   |          | 4,2   |          | 80   |
|                            | 2,5   |          | 3,2   |          | 50   |
| mm/s<br>rms                |   |          | mm/s<br>rms   |          | µm   |
|                            | A   |          | A   |          | A  |
|                            | B   |          | B   |          | B  |
|                            | C   |          | C   |          | C  |
|                            | D   |          | D   |          | D  |

©PRÜFTECHNIK AG

A Máquinas recientemente puestas en operación

B Operación a largo plazo sin restricciones

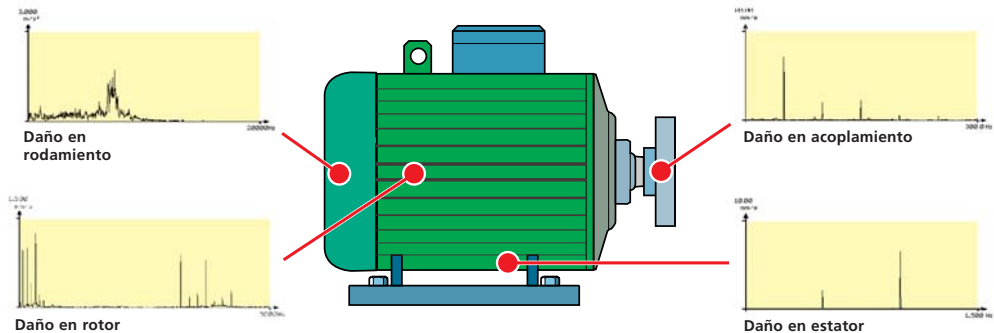
C Operación a largo plazo con restricciones

D Vibraciones que causan daños

## **6. Componentes del motor vulnerables a daños**

Esta ilustración nos ofrece una vista general de los componentes de un motor eléctrico más vulnerables ante daños. Algunos tipos de daños muestran un cuadro típico de espectro de vibración. Cada uno de estos fenómenos serán explicados en detalle a continuación.

## Componentes del motor vulnerables a daños



## 7. Desequilibrio en rotor / eje desalineado

Se entiende bajo desequilibrio la distribución excéntrica de la masa del rotor. Cuando un rotor desequilibrado comienza a girar, la fuerza centrífuga resultante de la rotación produce una fuerza adicional en el rodamiento y vibración del rotor en la frecuencia exacta de rotación. Esto caracteriza el espectro de una máquina desequilibrada; la frecuencia de rotación aparece como un 'pico' con amplitud elevada y esto puede descender significativamente el estado de vibración general de la máquina. La redistribución necesaria de la masa del rotor se alcanza al desmontar y equilibrar el rotor del motor con una equilibradora o bien mediante instrumento de equilibrado de vibración a utilizar in situ. La referencia #3 indica desequilibrado residual aceptable para rotores rígidos.

Una desalineación en los ejes de máquinas directamente acopladas se muestra primera-

mente por una vibración elevada en el doble de la frecuencia de rotación de eje, a veces también con el pico elevado en frecuencia de rotación de eje. Si domina el desalineado radial (desal. paralelo de eje) entonces este pico será más pronunciado para mediciones tomadas en la dirección radial (perpendicular a ejes). Si predomina desalineado angular (apertura acoplamiento) la elevación de vibración será más notoria en el espectro de frecuencia de mediciones axiales. Muchos fabricantes y operarios de máquinas eléctricas han incorporado el uso de sistemas de alineación de ejes por láser, tales como OPTALIGN y así corregir el desalineado excesivo en ejes. Las tolerancias de alineación recomendadas están contempladas en la nota #4.

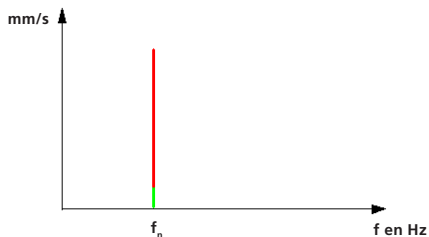
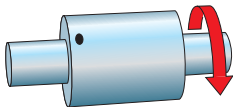
<sup>3</sup>ISO 3945

Vibración mecánica de grandes máquinas rotativas con campo de velocidad desde 10 a 200 rev/s; Medición y evaluación de intensidad de vibración in situ, 12/1985

<sup>4</sup> OPTALIGN PLUS

Instrucciones de operación y manual de alineación, PRÜFTECHNIK AG, Ismaning, Alemania, 03/1997

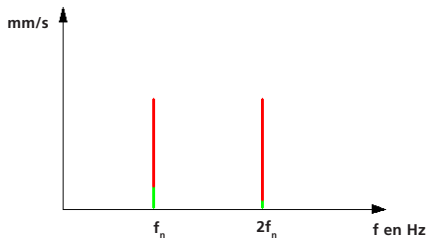
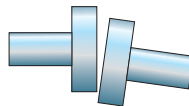
## Desequilibrio



Amplitud de  $f_n$  demasiado alta

- Frecuencia de rotación  $f_n = \text{rpm}/60$
- Estandar de evaluación: ISO 2372, ISO/DIS 10816-3

## Eje desalineado



Dos veces (2x) la frecuencia de rotación  $2 f_n$

- Radial: desalineado radial
- Axial: desalineado axial

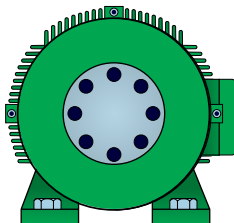
## 8. Campo asimétrico del estator

Los campos asimétricos de motores eléctricos pueden estar causados por defectos en el estator o en el rotor. Los fallos más comunes son:

- Corto circuito causado por rozamiento del rotor o rotor quemado
- Bobinado asimétrico
- Fuente de energía asimétrica
- Posición excéntrica del rotor

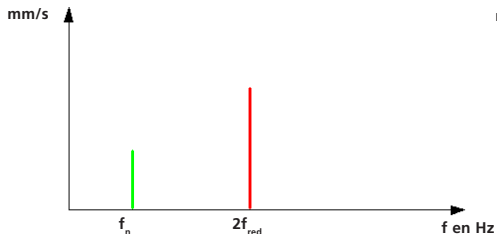
Los fallos en el campo del estator pueden ser reconocidos en el espectro de vibración como picos que aparecen al doble de la frecuencia de red, sin bandas laterales.





## Campo asimétrico del estator

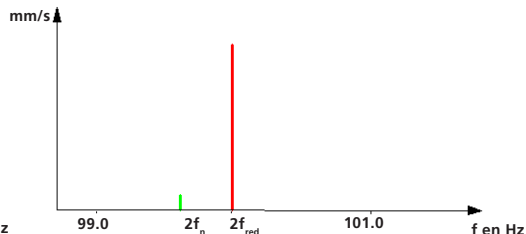
- Corto circuito del rotor
- Posición excéntrica del rotor
- Fuente de energía asimétrica
- Bobinado asimétrico



Dos veces la frecuencia de red  $2f_{red}$  visible

Frecuencia de red  $f_{red} = 50$  or  $60$  Hz

Excepción: motores para rectificadoras



No se ven bandas laterales alrededor de  $2f_{red}$

Máquinas de dos polos:

Dos veces frecuencia de rotación cae justo debajo de  $2f_{red}$

## 9. Fallos en campo de rotor

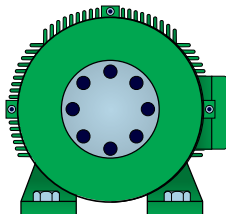
Una asimetría en el campo del rotor está causada por:

- Barras dañadas (quebra/fractura, aflojamiento) o
- Barras en corto circuito o
- Anillos en corto circuito (quebra/fractura) o
- Paquetes de rotor en corto circuito (por ej. por sobrecarga en velocidad excesiva)

Estos fallos se pueden detectar en el espectro de vibración según estas evidencias

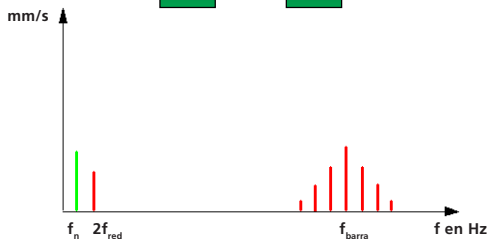
- Frecuencia de paso de barra con bandas laterales a 2 veces frecuencia de red y
- Frecuencia de red con bandas laterales a frecuencia de patinaje.

La única solución posible en este caso es normalmente cambiar completamente el rotor.



## Fallos en campo de rotor

- Quebra de barra
- Fractura de barra
- Aflojamiento de barra



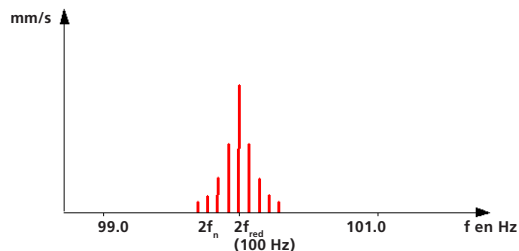
Frecuencia de paso de barra  $f_{bar}$  con bandas laterales visibles en intervalos  $2f_{red}$

Frecuencia de paso de barras  $f_{barra} = f_n \times n_{barra}$

$f_n$  = freq. rotación

$n_{barra}$  = número de barras del rotor

Frecuencia de red:  $f_{red} = 50$  o  $60$  Hz



Bandas laterales visibles alrededor  $2f_{red}$

a intervalos  $f_{patin}$

frecuencia de patinaje  $f_{patin} = 2 f_{red} / p - f_n$

$p$  = número de polos del estator

## 10. Diagnóstico de vibración: desequilibrio en rotor

El espectro de vibración muestra un cuadro típico de desequilibrio. Los niveles de intensidad de vibración medidos en varias localizaciones de la máquina indican que el origen de la vibración está próximo al acoplamiento. Un equilibrado simple del disco de freno redujo la vibración del motor a 3,5 mm/s y la vibración del engranaje a 3,1 mm/s.

## Diagnóstico de vibración: desequilibrio en rotor

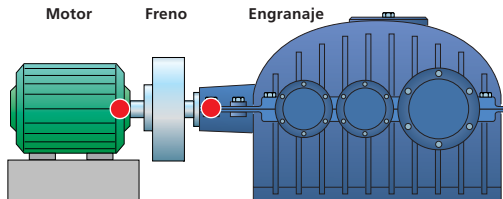
### Engranaje de transportador de cinta

P = 600 kW

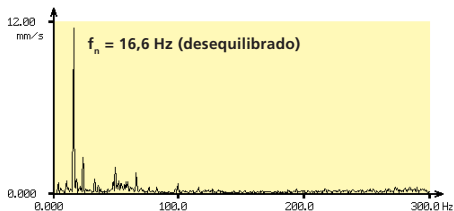
n = 996 rpm ( $f_n = 16,6$  Hz)

| Intensidad vibración | Motor | Engranaje |
|----------------------|-------|-----------|
| A, RH en mm/s        | 3,1   | -         |
| A, RV                | 7,8   | 9,2       |
| A, AX                | 5,3   | 6,2       |
| B, RH                | 4,4   | -         |
| B, RV                | 6,8   | -         |

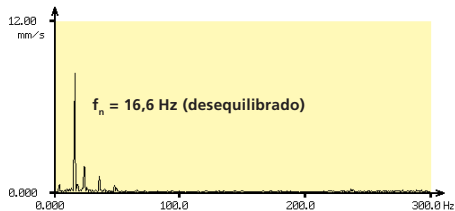
Causa: desequilibrio disco de freno



Engranaje, rodamiento interno, vertical



Engranaje, rodamiento interno, axial



## **11. Diagnóstico de vibración: eje desalineado**

El espectro de vibración muestra un pico en dos veces la frecuencia de rotación del eje, lo cual indica claramente desalineación en eje. Efectuando una alineación de eje desaparecerá el pico pero el desequilibrio del rotor señalado en el espectro anterior quedará pendiente de corrección.

## Diagnóstico de vibración: eje desalineado

### Generador de hidroturbina

P = 55 kW

n = 1000 rpm ( $f_n = 16,67$  Hz)

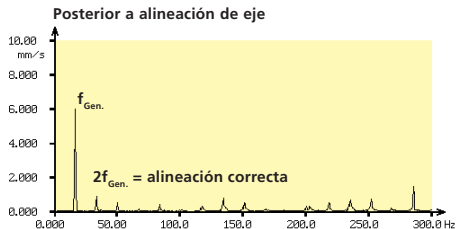
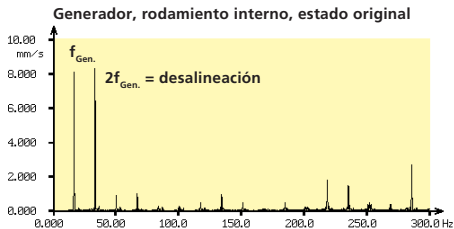
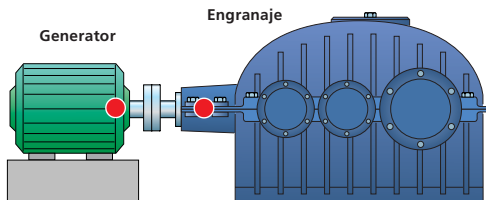
#### Intensidad de vib. Generador Engranaje

|             |     |          |
|-------------|-----|----------|
| interno, RH | 9,5 | 1,5 mm/s |
| interno, RV | 4,1 | -        |
| interno, AX | 4,4 | -        |

#### Corrección de alin. vertical Antes Después

|                                       |         |          |
|---------------------------------------|---------|----------|
| Angularidad ( $\varnothing = 170$ mm) | 0,42 mm | -0,02 mm |
| Desal. paralela                       | 0,44 mm | 0,05 mm  |

Causa: eje desalineado



## **12. Diagnóstico de vibración: campo asimétrico**

El motor ha comenzado a llamar la atención debido a elevada vibración, la cual también sucede al quitar el acoplamiento. El pico inusual: dos veces la frecuencia señaló daño del estator. Al desmontar se reveló que el paquete del estator se había quemado debido a un corto circuito. El motor tuvo que ser totalmente reemplazado.



## Diagnóstico de vibración: campo asimétrico

### Ventilador de fábrica de acero

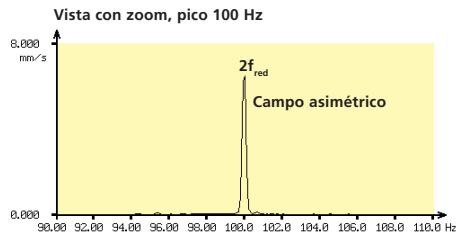
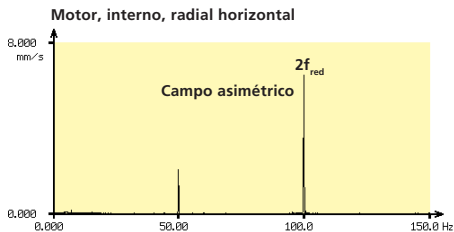
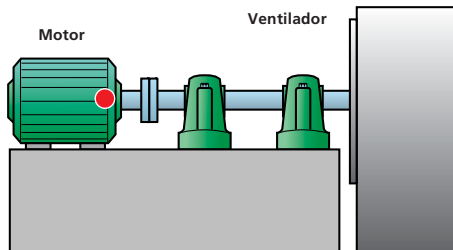
P = 250 kW

n = 2999 rpm ( $f_n = 50$  Hz)

Intensidad de vibración

Motor interno, RH 4,8 mm/s

Causa: estator quemado



### **13. Diagnóstico de vibración: polea floja**

Un motor de prensa ha desarrollado una fuerte vibración, produciendo ruidos inusuales, los cuales se han hecho más pronunciados cada día. En fuerte contraste con el espectro de vibración usual, la frecuencia de rotación ha sido difícil de ver mientras que los múltiplos de la frecuencia de rotación han sido obvios. Estos síntomas persisten si se quita la correa del motor. El origen del problema ha aparecido al ver que la polea en el eje del motor está floja. Al fijar nuevamente el eje del motor y reajustar la polea el problema ha quedado resuelto.

### Prensa

P = 200 kW

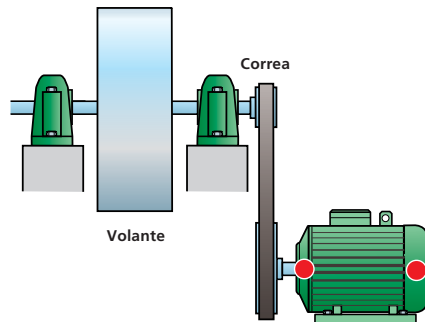
Motor: 1486 rpm = 24,77 Hz

### Intensidad de vibración

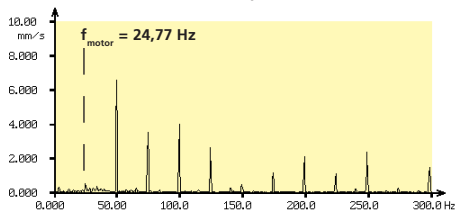
Motor interno 6,9 mm/s

Motor externo 7,1 mm/s

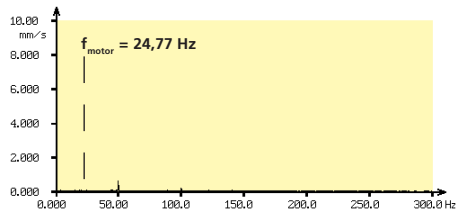
Causa: juego excesivo en la polea del eje del motor



Motor interno, antes de reparar



Después de reparar



## 14. Evaluación de rodamiento según valores característicos globales

Como regla general un daño en las rodaduras internas del rodamiento no puede ser detectado por niveles elevados de vibración de baja frecuencia hasta que el daño sea bastante importante. La razón para que esto suceda es que al pasar los elementos rotativos sobre un área dañada de la rodadura se crea un impulso de choque que sólo puede ser detectado primeramente en un campo de frecuencia alta. Debido a esta situación es que se han desarrollado valores globales característicos para el control del rodamiento antifricción. Ya que no existe aún un estandar internacional al respecto, encontrará una gran variedad de valores característicos que se pueden utilizar. La ilustración que prosigue muestra los parámetros más conocidos para rodamientos. En Alemania por ejemplo, el método de impulso de choque se ha impuesto desde los últimos 25 años como una técnica de medición fiable. En contraste con todos los otros parámetros de rodamiento, este

método usa dos parámetros para la evaluación. El valor máximo de impulso de choque dBm, que indica la intensidad de choque en la conducta rotativa del rodamiento y el cual es de utilidad para detectar daños iniciales en la rodadura. El 'nivel valle' de impulsos de choque dBc indica el nivel de ruido base del rodamiento, el cual se incrementa originariamente debido a problemas de lubricación, desgaste general de rodadura, juego insuficiente del rodamiento o daños progresivos por instalación inapropiada. Una característica típica de todos los parámetros de rodamiento antifricción es la dependencia de sus niveles ante influencias diversas, tales como velocidad de rotación, o sea tamaño del rodamiento y rpm, amortiguación de la señal, carga en rodamiento y lubricación. Esta es la causa por lo cual se hace prácticamente necesario tomar una medición comparativa en buen estado o normalizar las lecturas conforme buen estado.

■ Impulso de choque

■ Método K (t)

■ Spike energy

■ Valor BCU

■ Factor curtosis

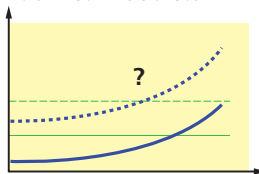
■ Factor GSE

■ Factor SEE

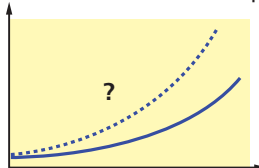
■ Factor crest. acel.

Independiente de valores característicos globales:  
aún se requiere evaluación fiable de condición

Valor inicial? Tolerancias?



Escala del incremento en el tiempo?



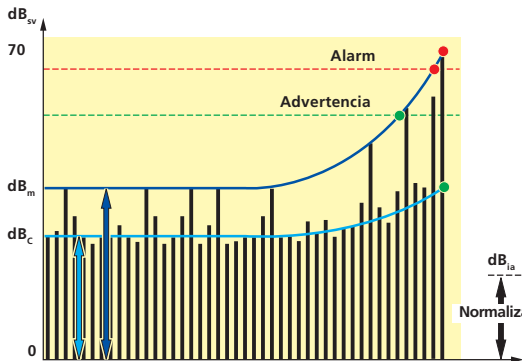
## 15. Normalización de la medición de impulso de choque

La ilustración siguiente muestra el procedimiento de normalización que los instrumentos de PRÜFTECHNIK emplean durante la medición de impulso de choque, para compensar así la influencia de las diferencias de velocidad de rotación. El nivel inicial y el valor inicial ajustado dB<sub>ia</sub> están determinados por una toma de medición comparativa en buen estado. Esto sirve como referencia para el nivel de medición relativa del valor máximo de impulso de choque dB<sub>m</sub> y el valor valle dB<sub>c</sub>. Este procedimiento permite comparar mediciones de diferentes rodamientos, empleando para ello la misma escala, de manera tal que no se necesitará fijar individualmente las tolerancias para cada localización de medición.

# Normalización de la medición de impulso de choque

## Medición no normalizada

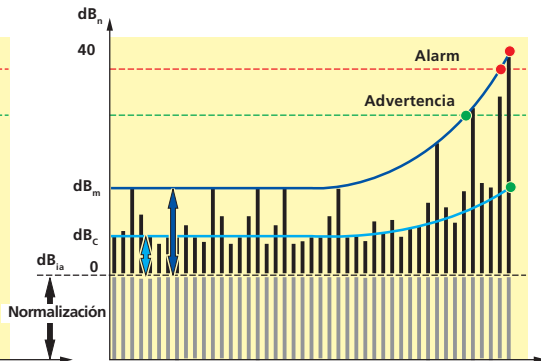
Valor pico de impulso de choque  $dB_m$  y valor valle  $dB_c$  como nivel absoluto en  $dB_{sv}$



- Valores (límites) fijados individualmente para cada localización

## Medición normalizada

Valor máx. de impulso de choque  $dB_m$  y valor valle  $dB_c$  como nivel relativo en  $dB_{sv}$  respecto a valor  $dB_{ia}$



- Valores  $dB_{ia}$  incluyen factores de influencia tales como velocidad de rotación, amortiguación de la señal, carga en rodamiento
- Diferentes límites se vinculan con el valor de setup  $dB_{ia}$ , los mismos valores predefinidos se usarán también para todas las localizaciones

## 16. Diagnóstico de daño en rodamiento antifricción

Similar a lo que sucede en el diagnóstico de vibración vía medición de espectro de frecuencia, en un diagnóstico profundo en rodamiento antifricción se debe proceder a un análisis de señal 'envolvente'.

La ilustración siguiente explica el procedimiento de análisis envolvente, el cual comienza filtrando el campo apropiado de frecuencias que contienen la señal emitida por el rodamiento durante su operación. El componente de señal es examinado por los impulsos que se alcanzan cuando los elementos del rodamiento atraviesan localizaciones dañadas. Se utiliza la demodulación para calcular una curva que 'envuelva' la señal de rodamiento. Si el intervalo de tiempo entre picos periódicos en la curva envolvente alcanza una de las frecuencias críticas características de daño de rodamiento, entonces el componen-

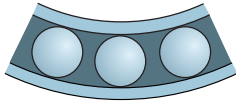
te de rodamiento correspondiente se asumirá como dañado.

Este procedimiento permite una precisión extrema a la hora de diagnosticar daños en rodamientos antifricción, incluso en casos donde componentes de señal extraños tales como ruido en engranaje, tienden a tapar la señal actual del rodamiento. Para esto se requiere conocimiento de ciertos datos geométricos del rodamiento, incluyendo el diámetro del rodamiento, el número y el diámetro de elementos rotativos, el ángulo de carga y la velocidad de operación.

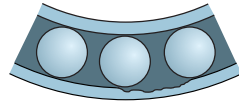


# Diagnóstico de daño en rodamiento antifricción

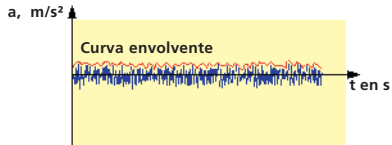
Sin daño



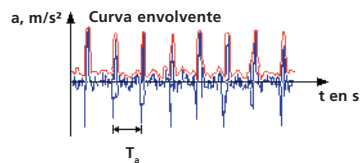
Dañado



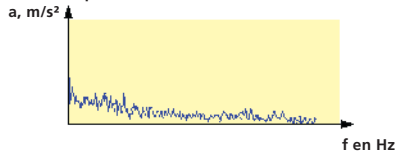
Señal de tiempo



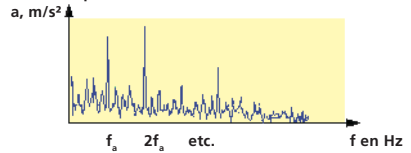
Señal de tiempo



Espectro curva envolvente



Espectro curva envolvente



## 17. Diagnóstico de rodamiento: daño en rodadura interna

Aquí aparece un ejemplo de daño avanzado en la rodadura interna. El gran incremento en los niveles de impulso de choque, especialmente el de valor cresta dBm desde 18 a 48 dB<sub>SV</sub>, lo cual significa un daño serio en el rodamiento. El análisis del espectro envolvente indica un caso típico de daño en rodadura, el cual ha sido posteriormente confirmado al cambiar de rodamiento: una de las dos rodaduras del anillo interno ya mostraba una superficie dañada de cerca 15 x 15 mm / 5/8" x 5/8".

## Diagnóstico de rodamiento: daño en rodadura interna

### Ventilador en cabina de pintura

P = 110 kW

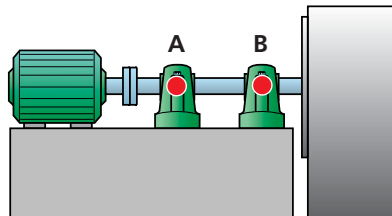
Motor: 1307 rpm = 21,78 Hz

Ventilador: 908 rpm = 35,75 Hz

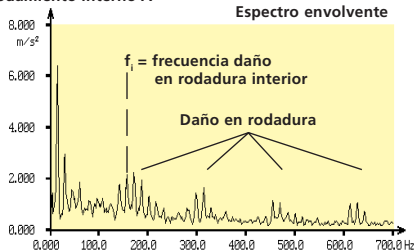
Rodamiento: rodamiento de rodillos 22218

| Impulso de choque | $dB_m$ | $dB_c$       |
|-------------------|--------|--------------|
| Rodam. interno A  | 48     | 29 $dB_{SV}$ |
| Rodam. externo B  | 18     | 7 $dB_{SV}$  |

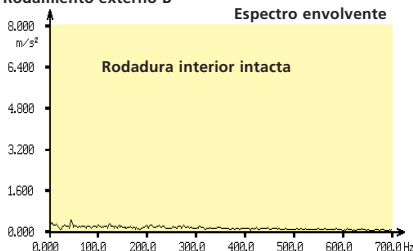
**Daño severo en la rodadura interna del rodam. interno**



Rodamiento interno A



Rodamiento externo B



**Tecnología productiva de mantenimiento**

---



PRÜFTECHNIK AG  
Oskar-Messter-Str. 19-21  
85737 Ismaning, Germany  
Tel.: +49 89 99616-0  
Fax: +49 89 99616-300  
eMail: [info@pruftechnik.com](mailto:info@pruftechnik.com)  
[www.pruftechnik.com](http://www.pruftechnik.com)

A member of the PRÜFTECHNIK Group