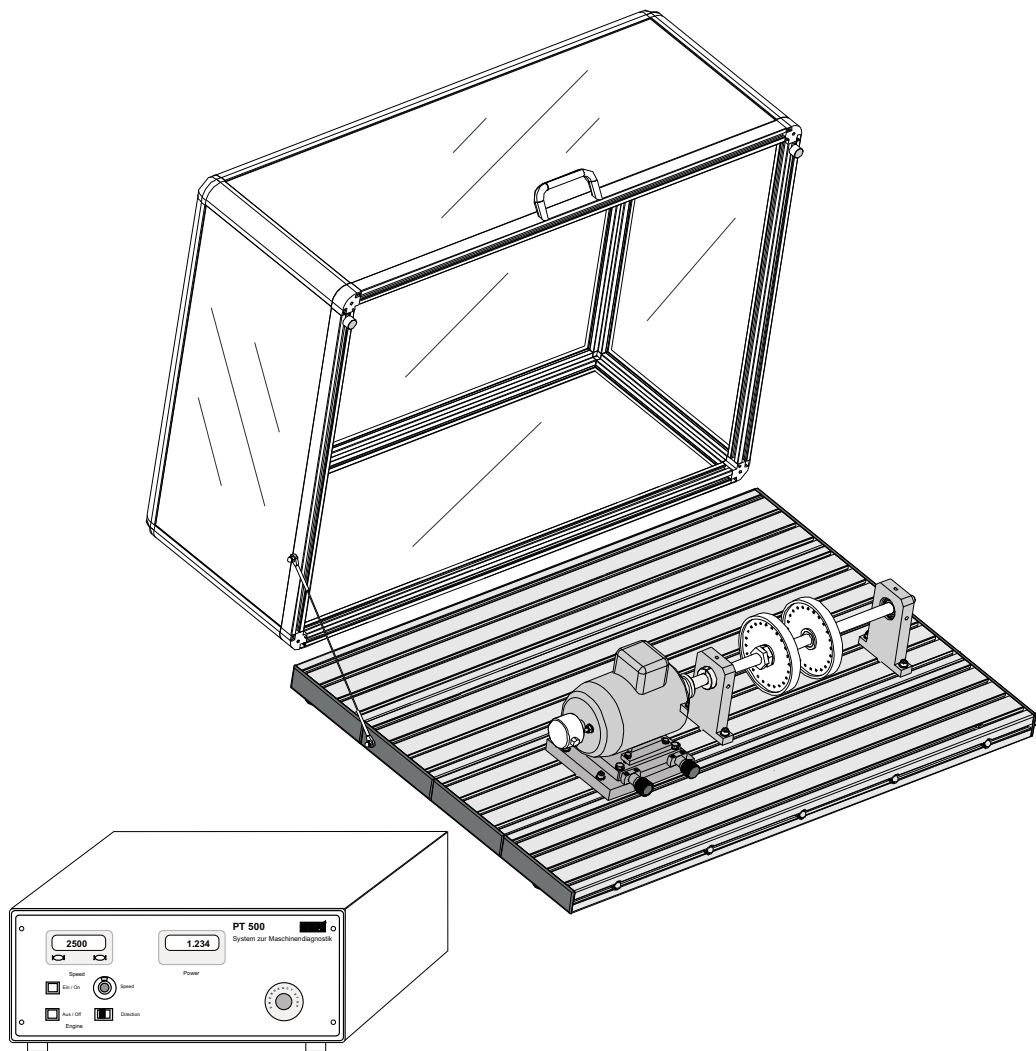


## **Manual de experimentos**

PT 500      Sistema de Diagnóstico de  
Máquinas, Unidad Básica





## Manual de experimentos

**Estas instrucciones se tienen que guardar junto con el equipo.**

**Antes de poner en servicio el equipo:**

- Leer estas instrucciones.
- Todos los participantes tienen que ser instruidos en lo que concierne al manejo del equipo y, si procede, en cuanto a los aspectos de seguridad.

Autores: Dr.-Ing. Detlef Abraham  
 Dipl.-Ing. Jack Boxhammer  
 Dipl.-Ing. Peter Mittasch

## Indice General

1	Introducción. . . . .	1
1.1	Uso previsto . . . . .	2
2	Seguridad . . . . .	3
2.1	Peligros para la salud . . . . .	5
2.2	Peligros para el equipo y la función. . . . .	7
3	Descripción del equipo . . . . .	9
3.1	Construcción del equipo . . . . .	10
3.2	Importante para el montaje de un ensayo . . . . .	11
3.3	Montaje y desmontaje de tacos de corredera en las ranuras en T . .	12
3.4	Fijar el disco de masa con el juego de sujeción . . . . .	12
3.5	Anillos de ajuste . . . . .	13
3.6	Acoplamiento elástico de garras . . . . .	13
3.7	Acoplamiento elástico de anillo intermedio . . . . .	14
3.8	Conectar la unidad de accionamiento . . . . .	14
3.9	Cambiar el sentido de giro. . . . .	14
3.10	Dispositivo de reajuste para la alineación horizontal del motor. . . .	15
3.11	Poner fuera de servicio . . . . .	16
3.12	Lista de juegos de accesorios para PT 500. . . . .	16

4	Fundamentos de la medición de vibraciones . . . . .	17
4.1	Medición de vibraciones . . . . .	18
4.1.1	Vibraciones en máquinas. . . . .	18
4.1.1.1	Causas de vibraciones . . . . .	18
4.1.1.2	Observación de vibraciones . . . . .	19
4.1.1.3	Magnitud característica Vibración absoluta de cojinetes . . . . .	21
4.1.2	Medición de vibraciones . . . . .	22
4.1.3	Sensores de valores medidos. . . . .	24
4.1.3.1	Sensor de desplazamiento (accesorio PT 500.41) . . . . .	24
4.1.3.2	Sensor de velocidad (no se utiliza para PT 500) . . . . .	25
4.1.3.3	Sensor de aceleración (PT 500) . . . . .	26
4.2	Análisis de vibraciones . . . . .	27
4.2.1	Medición de amplitudes . . . . .	28
4.2.2	Análisis en el campo de tiempo . . . . .	30
4.2.3	Análisis en el campo de la frecuencia. . . . .	32
4.2.3.1	Comparación de señales de amplitud, velocidad y aceleración en el espectro de frecuencia . . . . .	35
4.2.3.2	Particularidades de la transformación rápida de Fourier (FFT) . . . . .	36
4.2.3.3	Teorema de la exploración . . . . .	38
4.2.3.4	Promediaciones . . . . .	38
4.2.3.5	Uso de ventanas. . . . .	39
4.3	Análisis especiales . . . . .	40
4.3.1	Análisis de órbita . . . . .	40
4.3.2	Análisis de seguimiento . . . . .	43
4.3.3	Análisis de envolventes . . . . .	45
4.3.4	Medición de daños en rodamientos . . . . .	47
4.4	Efectos especiales . . . . .	50
4.4.1	Resonancias estructurales . . . . .	50

4.5	Equilibrado .....	51
4.5.1	Equilibrado en funcionamiento .....	51
4.5.2	Equilibrado en un plano .....	53
4.5.3	Equilibrado en dos planos. ....	56
4.5.4	Evaluación de la calidad del equilibrado según ISO 1940 parte 1 .....	57
4.5.5	Observaciones especiales para el equilibrado .....	59
4.5.5.1	Constancia del número de revoluciones. ....	59
4.5.5.2	No-linealidad. ....	60
4.5.5.3	Equilibrado de rotores elásticos .....	61
5	Ensayos .....	63
5.1	Medición de vibraciones en una máquina .....	63
5.1.1	Ensayo a realizar .....	63
5.1.2	Accesorios necesarios .....	63
5.1.3	Preparación y montaje .....	64
5.1.4	Ejecución del ensayo .....	67
5.1.5	Análisis .....	70
5.2	Equilibrado en un plano con la máquina en funcionamiento .....	71
5.2.1	Ensayo a realizar .....	71
5.2.2	Accesorios necesarios .....	71
5.2.3	Preparación y montaje .....	72
5.2.4	Ejecución del ensayo .....	77
5.2.5	Evaluación manual de los valores de medición .....	86
5.2.5.1	Excentricidad residual del centro de gravedad o desequilibrio residual referido a la masa .....	89
5.2.5.2	Determinar el desequilibrio residual .....	89
5.2.5.3	Evaluación de la calidad del equilibrado (ISO 1940 parte 1) .....	89
5.3	Propuesta de montaje para el ensayo del equilibrado en dos planos .....	90

6	Anexo .....	91
6.1	Hoja de trabajo para medición de la vibración de cojinetes. ....	91
6.2	Datos técnicos. ....	92
6.3	Propuestas para montaje y fotos. ....	97
6.4	Tablas .....	99
6.4.1	Límites de diagnóstico para la intensidad de vibración en la construcción general de máquinas según la directiva VDI 2056 .....	99
6.4.2	Desequilibrio residual admisible referido la masa en función del régimen de funcionamiento máximo para diversos grados de calidad del equilibrado (ISO 1940/1) ..	101
6.4.3	Tabla de identificación de vibraciones .....	103
6.4.4	Símbolos en las fórmulas y términos .....	105
6.5	Referencias bibliográficas .....	106
6.6	Volumen de suministro .....	106
6.7	Índice. ....	107





## 1 Introducción

La **Unidad Básica PT 500** permite realizar, junto con el **Analizador de Vibraciones Asistido por PC PT 500.04**, un gran número de ensayos relacionados con el tema del diagnóstico y el control de máquinas.

El diagnóstico de máquinas adquiere una importancia cada vez mayor. El objetivo es detectar lo antes posible los eventuales daños para poder realizar un mantenimiento y unas reparaciones acordes con la demanda y reducir así a un mínimo los tiempos de inmovilización de las máquinas. Como medida del estado de la máquina se emplean las vibraciones producidas por la máquina. Una variación de estas vibraciones significa que empeora el estado de la máquina. Al respecto es importante saber cómo influyen los diversos defectos en el espectro de vibraciones. Con el **sistema para diagnóstico de máquinas** se pueden simular determinados daños y estudiar sus repercusiones en el espectro de vibraciones.

Con la unidad básica se pueden realizar no sólo ejercicios de simple medición de las vibraciones (en los que se miden la amplitud de la vibración, la velocidad de la vibración y la aceleración de las vibraciones en el margen de tiempo y frecuencia), sino que también se pueden hacer prácticas de equilibrado de rotores rígidos en funcionamiento. La estructura modular permite la adaptación a la situación concreta.

Numerosos accesorios permiten la simulación reproducible de los diferentes daños.

Para la medición y el análisis se utiliza el accesorio PT 500.04 Analizador de Vibraciones Asistido por PC.

**Contenido didáctico / Ensayos**

- Introducción a la medición de vibraciones en sistemas rotativos de las máquinas
  - Fundamentos de la medición de vibraciones en árboles y cojinetes.
  - Magnitudes básicas y parámetros.
  - Sensores y aparatos de medición.
  - Influencia del número de revoluciones y la disposición de los árboles.
  - Influencia de la posición de los sensores.
- Equilibrado de árboles rígidos en funcionamiento.
- Influencia de la alineación entre el motor y el acoplamiento.
- Entender e interpretar espectros de frecuencia.
- Uso de un analizador de vibraciones asistido por PC.

**Indicaciones didácticas:**

- No hay ningún peligro en caso de manejo correcto.
- Resultados básicos reproducibles.
- Ahorro de tiempo.




Apropiado para el trabajo individual o en grupos reducidos. Es perfectamente posible la presentación a grupos mayores por medio de ordenador y beamer. Gracias a las buenas posibilidades de transporte, se puede utilizar también como medio auxiliar en las clases teóricas.

**1.1 Uso previsto**

El equipo de la serie PT 500 se ha previsto exclusivamente para fines didácticos.

## 2 Seguridad

Antes de poner en funcionamiento el equipo se deben leer atentamente las instrucciones para ensayos, sobre todo las indicaciones de seguridad. Antes de iniciar el ensayo, las personas que vayan a participar en él deben conocer los aspectos de seguridad y conocer el correcto manejo del equipo. Las palabras de señalización PELIGRO, ADVERTENCIA o ATENCIÓN indican la probabilidad y la gravedad posible de las lesiones. Otro símbolo explica, si procede, el tipo de peligro.

Palabra de señalización	Explicación
 <b>PELIGRO</b>	Señaliza una situación que, si no se evita, <b>causará</b> la muerte o lesiones graves.
 <b>ADVERTENCIA</b>	Señaliza una situación que, si no se evita, <b>puede</b> causar la muerte o lesiones graves.
 <b>ATENCIÓN</b>	Señaliza una situación que, si no se evita, puede causar lesiones leves o de gravedad media.
<b>AVISO</b>	Señaliza una situación que puede causar daños en los equipos o bien informa sobre el manejo del aparato.

Símbolo	Explicación
	Tensión eléctrica
	Árboles en rotación
	Punto de peligro general
	Aviso

**2.1 Peligros para la salud****⚠ ADVERTENCIA****Tensión eléctrica**

En la unidad de mando abierta hay conexiones eléctricas al descubierto. Puede sufrir una descarga eléctrica.

- Los trabajos en equipos eléctricos sólo pueden realizarlos personal con formación electrotécnica.
  - Desconectar siempre el equipo de la red eléctrica antes de abrir la unidad de mando y realizar trabajos en el sistema eléctrico.
  - Proteger la instalación eléctrica del agua y la humedad.
- 

**⚠ ADVERTENCIA****Tensión eléctrica**

Existe peligro de sufrir una descarga eléctrica.

- No usar el equipo sin el conductor de puesta a tierra correctamente instalado. En caso de incumplimiento no queda garantizada una protección suficiente para las personas y el equipo.
  - En caso de peligro debe separarse la instalación de la red desconectando el enchufe de red.
-

**⚠ ADVERTENCIA****Árboles en rotación**

Es posible sufrir lesiones.

- Prestar atención a que las piezas en rotación no atrapen cabellos largos, barbas largas, collares o similares, corbatas y vestuario holgado o suelto.
  - La unidad sólo debe funcionar con la cubierta protectora cerrada. De esto se exceptúa la medición de vibraciones con palpador.
  - Desconectar el motor antes de realizar transformaciones.
- 

**⚠ ADVERTENCIA****Árboles en rotación**

Se pueden sufrir lesiones graves a causa de masas de equilibrado (piezas de masa) sujetas insuficientemente.

- Controlar la sujeción firme de todas las masas de equilibrado antes de conectar el motor.
-

## 2.2 Peligros para el equipo y la función



---

**AVISO**

Antes de cambiar de posición de enchufe el cable de alimentación o cables de mando, desconectar siempre primero los aparatos.

---



---

**AVISO**

Cambiar el sentido de giro sólo estando parada la unidad.

Tras desconectar el motor con el pulsador se tiene que poner a cero el mando de ajuste del número de revoluciones, para así poder volver a poner luego en marcha el motor.

---





### 3 Descripción del equipo

La Unidad Básica **PT 500 - Sistema de Diagnóstico de Máquinas** es una placa para sujeción de aluminio con ranuras en T. Sobre esta placa para sujeción se pueden montar de forma sencilla las diversas construcciones para los ensayos. El montaje de las construcciones de ensayo se realiza con tornillos de hexágono interior M8 y los correspondientes tacos de corredera.

- Módulo motor

Formado por un motor de corriente trifásica con transmisor de giro montado en el segundo extremo del árbol.

El motor está montado sobre una placa de base con dispositivo de alineación. El dispositivo de alineación permite alinear el eje del motor en sentido horizontal.

- Unidad de mando

La activación del motor corre a cargo de la unidad de mando. En la unidad de mando se encuentra un convertidor de frecuencia para regular el número de revoluciones sin escalonamientos.

Además, en la unidad de mando se encuentra el indicador del número de revoluciones y un indicador del consumo de potencia del motor.

Para simular vibraciones con la unidad básica y poder realizar ensayos relacionados con el tema "Equilibrado y alineación", se incluyen las siguientes piezas en el suministro:

1 acoplamiento elástico de garras

1 acoplamiento elástico de anillo intermedio

1 árbol largo

1 árbol corto

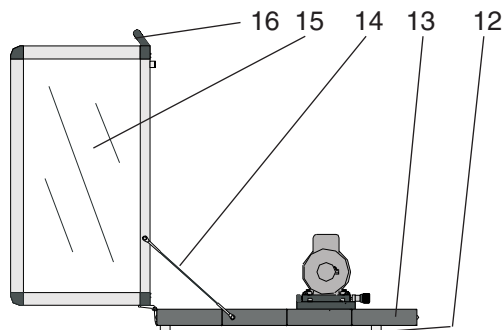
2 caballetes completos con cojinetes

2 discos de masa con juegos de sujeción

- Pequeñas piezas como piezas de masa para equilibrar

### 3.1 Construcción del equipo

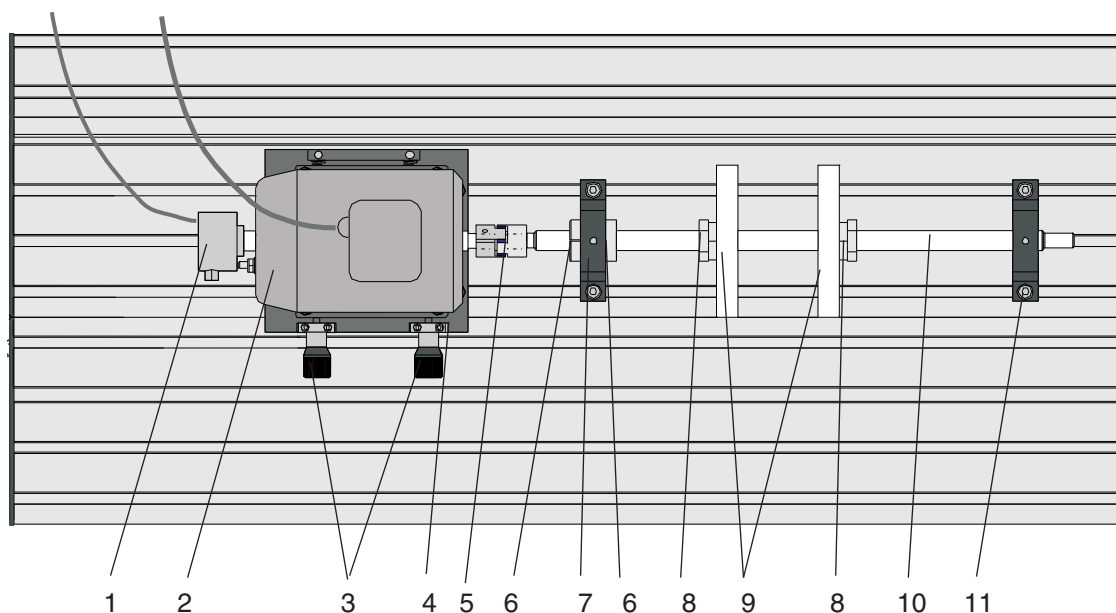
Vista lateral



Detalle de la vista en planta

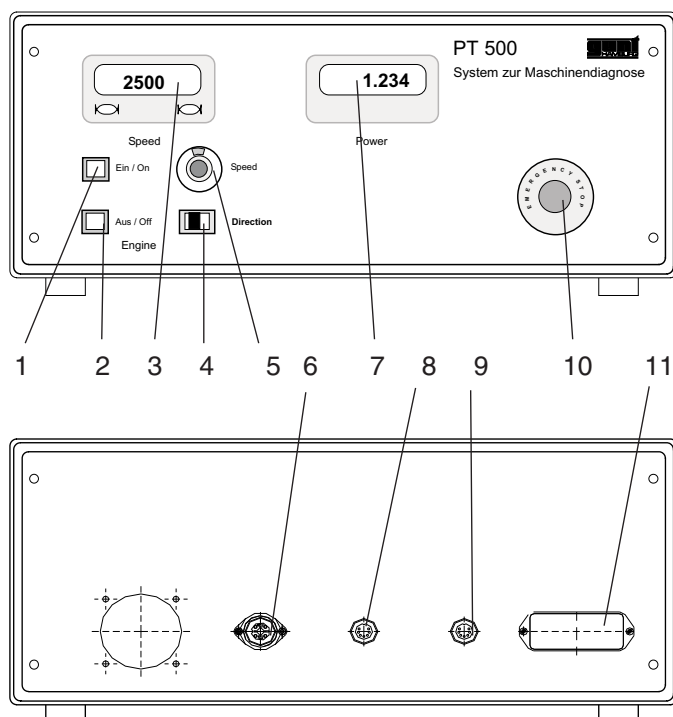
Conexión a la unidad de mando Fig. 3.2

Pos.8 Pos.6



- |  |   |
|--|---|
| 1 Transmisor de giro   | 9 Discos de masa                                      |
| 2 Unidad de accionamiento con motor trifásico  | 10 Árbol largo (árbol corto no representado)          |
| 3 Dispositivo de reajuste para la alineación horizontal del accionamiento (véase el cap. 3.10) | 11 Tornillos para fijación al caballete de cojinetes  |
| 4 Tornillos de fijación de la unidad de accionamiento (véase la fig. 3.11)                     | 12 Pies de goma                                       |
| 5 Acoplamiento elástico de garras  | 13 Placa para sujeción con ranuras en T (de aluminio) |
| 6 Anillo de ajuste para fijación axial   | 14 Cable de retención de la cubierta protectora       |
| 7 Caballete de cojinete con rosca de conexión M8x1.25  | 15 Cubierta protectora                                |
| 8 Juego de sujeción  | 16 Asa de la cubierta protectora                      |
- \*) no están representadas las piezas pequeñas para el equilibrado (véanse los datos técnicos)

Fig. 3.1 Vista general de la unidad básica PT 500



- 1 Interruptor de conexión del motor
- 2 Interruptor de desconexión del motor
- 3 Indicación del número de revoluciones
- 4 Conmutador del sentido de giro
- 5 Botón para ajuste del número de revoluciones
- 6 Conexión del motor
- 7 Indicación de consumo de potencia
- 8 Conexión de conductor de tierra (por PT500.04)
- 9 Conexión de sensor del número de revoluciones
- 10 Interruptor de parada de emergencia
- 11 Conexión de alimentación eléctrica con interruptor de red

Fig. 3.2 Unidad de mando

### 3.2 Importante para el montaje de un ensayo



#### AVISO

Al realizar el montaje para los ensayos se debe atender a que se dejen las distancias suficientes para poder cerrar la cubierta protectora.

Antes de cada montaje del ensayo se tiene que establecer la posición de los componentes. Se tiene que garantizar así que más tarde se pueda cerrar la cubierta protectora. Además de la limitación básica de la superficie por la cubierta protectora a cerrar, se debe tener en cuenta que en la zona delantera no se puede aprovechar toda la altura.

Para compensar la holgura en las ranuras de fijación, todos los elementos a sujetar se deberían desplazar hasta el tope en un extremo de la ranura antes de atornillarlos. De este modo se consigue una alineación axial exacta de los diversos componentes.

### 3.3 Montaje y desmontaje de tacos de corredera en las ranuras en T

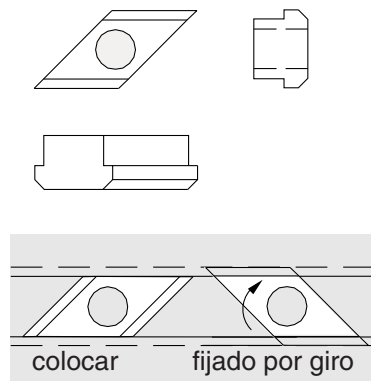


Fig. 3.3 Taco de corredera, forma de rombo; en la ranura en T

Los tacos de corredera tienen una forma de rombo y se pueden colocar en el perfil desde arriba, en posición girada. Al apretar el tornillo gira el taco de corredera hasta el tope y se fija.

Se debe prestar atención a que se usen en cada caso los tornillos adecuados. Tornillos demasiado largos no producen el efecto de fijación deseado para el montaje. Los tornillos excesivamente largos someten a tensión y deforman el taco de corredera debido a que se apoyan en el fondo, dañando el perfil de aluminio.

### 3.4 Fijar el disco de masa con el juego de sujeción

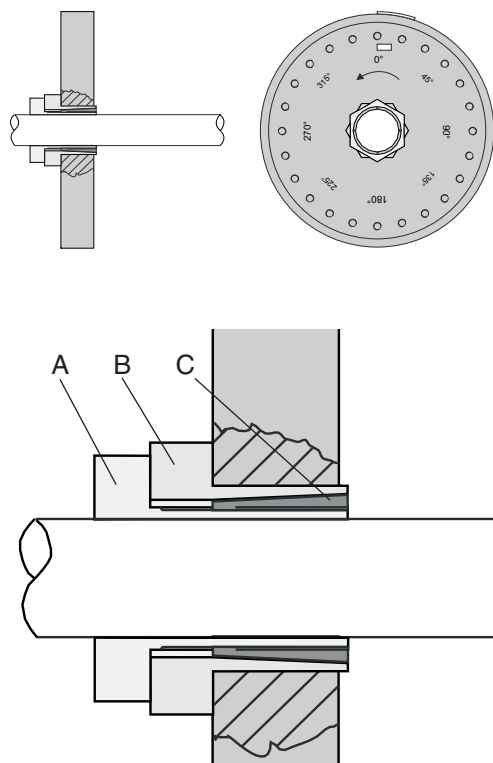


Fig. 3.4 Disco de masa con juego de sujeción

Para fijar un disco de masa en un extremo de árbol con el juego de sujeción, se debe proceder del siguiente modo.

- Desconectar el accionamiento.
- Abrir la cubierta protectora.
- Introducir el juego de sujeción en el orificio para el árbol del disco de masa de manera que quede enrasado con el disco de masa.
- Colocar el disco de masa junto con el juego de sujeción en el árbol previsto.
- Apretar por el hexágono interior (A) mientras se retiene, si es necesario, por el hexágono exterior (B). El hexágono interior hace entrar con su rosca un cono (C) en el casquillo del hexágono exterior. Con esto se sujetan entre sí el árbol y el disco de masa.
- Cerrar la cubierta protectora.
- Continuar el trabajo.

### 3.5 Anillos de ajuste

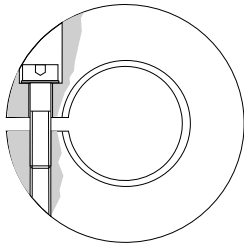


Fig. 3.5 Anillo de ajuste con tornillo de apriete



La misión de los anillos de ajuste es fijar axialmente el árbol en un alojamiento.

Por esto se deben emplear siempre que no sea posible conseguir una fijación axial del árbol sin anillos de ajuste. Los anillos de ajuste se fijan sobre el árbol.

#### AVISO

Los acoplamientos de PT 500 no fijan el árbol en dirección axial.

### 3.6 Acoplamiento elástico de garras

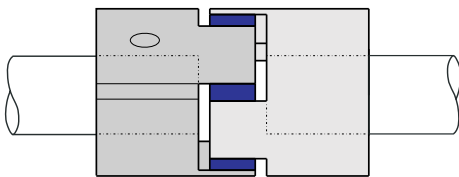


Fig. 3.6 Acoplamiento de garras

Cada mitad de este acoplamiento elástico de garras se fija en un extremo del árbol con un tornillo de hexágono interior. Se caracteriza por su pequeño tamaño, pero sólo puede compensar una pequeña desalineación del árbol.

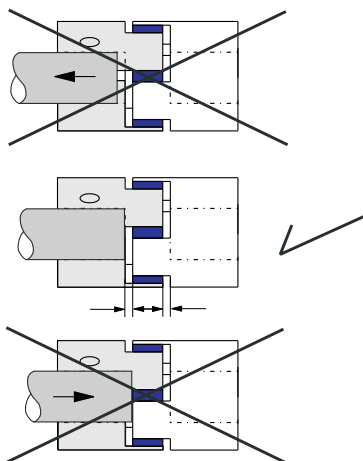


Fig. 3.7 Montaje del acoplamiento de garras

#### Observación para el montaje

Al montar el acoplamiento se debe prestar atención a que cada extremo de árbol termine enrasado con el semiacoplamiento.

Tras el montaje, la corona dentada debería quedar entre los semiacoplamientos con una holgura tal que se pueda ver a cada lado una separación entre los semiacoplamientos y la corona dentada.

### 3.7 Acoplamiento elástico de anillo intermedio

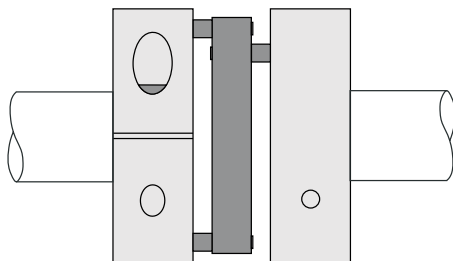


Fig. 3.9 Acoplamiento de anillo intermedio

El acoplamiento elástico de anillo intermedio se fija en los extremos de árbol. Por su forma especial y el anillo intermedio, resulta particularmente apropiado para compensar una gran desalineación del árbol.

### 3.8 Conectar la unidad de accionamiento

Los cables de conexión de la unidad de accionamiento se tienen que conectar en la parte posterior de la unidad de mando.

- Conexión de alimentación del motor, 4 polos (fig. 3.2 - pos. 6).
- Conexión del transmisor de giro, 7 polos (fig. 3.2 - pos. 8).

### 3.9 Cambiar el sentido de giro

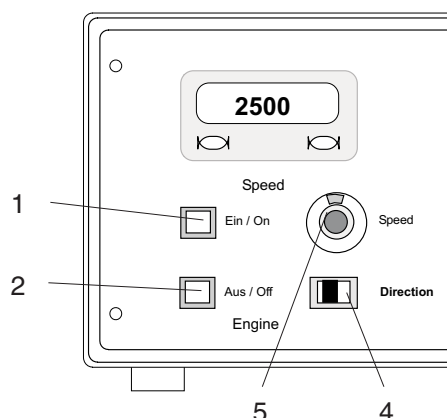


Fig. 3.8 Unidad de mando del motor

El sentido de giro sólo se puede cambiar estando desconectado el motor.

Cambiar el sentido de giro:

- Desconectar el motor con el pulsador (2).
- Poner a cero el número de revoluciones (5).
- Cambiar el sentido de giro (4).
- Conectar de nuevo el motor con el pulsador (1).
- Ajustar el número de revoluciones (5).



### AVISO

Para evitar una aceleración no intencionada tras la conexión, se tiene que poner a cero el número de revoluciones del motor antes de poder volver a ponerlo en marcha.

### 3.10 Dispositivo de reajuste para la alineación horizontal del motor

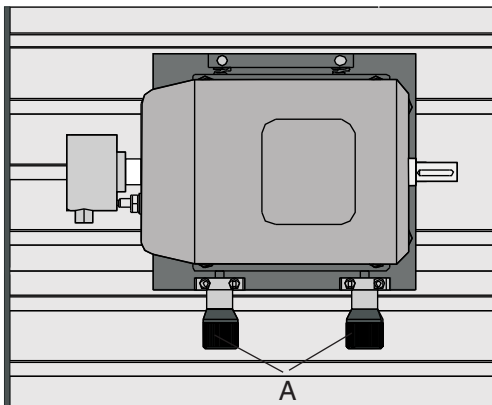


Fig. 3.10 Dos husillos de reajuste (A) para desplazar radialmente el motor

Para ensayos en los que se necesite una alineación incorrecta de los árboles, se puede desplazar el motor en sentido horizontal con dos tornillos de reajuste. El desplazamiento máximo es de +/- 0.5 mm.

Una raya de la escala equivale a 0.02 mm.

#### Procedimiento:

- Para realizar un reajuste tienen que estar apretados los tornillos de fijación (B).
- Aflojar los cuatro tornillos de apriete (C) (en la foto no se ven los tornillos de detrás).
- Desplazar el motor cono husillos de reajuste (A) en contra de la fuerza del muelle.
- Al desplazar en la dirección de la fuerza del muelle, controlar la posición.
- Apretar luego de nuevo los cuatro tornillos (C).

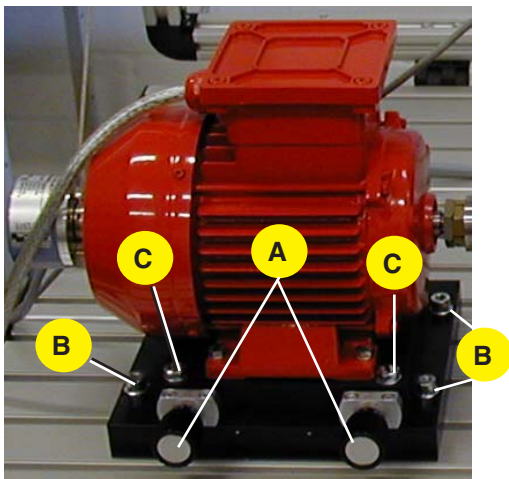


Fig. 3.11 Motor con tornillos de fijación (B) y tornillos de apriete (C) del dispositivo de reajuste

**3.11 Poner fuera de servicio****AVISO**

Tras desconectar el motor con el pulsador, se tiene que poner a cero el número de revoluciones en el potenciómetro, pues de lo contrario no se puede volver a poner en marcha el motor.

**3.12 Lista de juegos de accesorios para PT 500**

<b>PT 500</b>	<b>Sistema de Diagnóstico de Máquinas, Unidad Básica</b>
<b>PT 500.01</b>	<b>Mesa móvil</b>
<b>PT 500.04</b>	<b>Analizador de Vibraciones Asistido por PC</b>
<b>PT 500.05</b>	<b>Equipo de Frenado y Carga</b>
<b>PT 500.10</b>	<b>Kit de Árbol Elástico</b>
<b>PT 500.11</b>	<b>Kit de Árbol con Fisura</b>
<b>PT 500.12</b>	<b>Kit de Defectos en Rodamientos</b>
<b>PT 500.13</b>	<b>Kit de Acoplamientos</b>
<b>PT 500.14</b>	<b>Kit de Transmisión por Correa</b>
<b>PT 500.15</b>	<b>Kit de Defectos en Engranajes</b>
<b>PT 500.16</b>	<b>Kit de Mecanismo de Biela y Manivela</b>
<b>PT 500.17</b>	<b>Kit de Cavitación en Bombas</b>
<b>PT 500.18</b>	<b>Kit de Vibraciones en Ventiladores</b>
<b>PT 500.19</b>	<b>Kit de Vibraciones Electromecánicas</b>
<b>PT 500.41</b>	<b>Dos Sensores de Desplazamiento</b>



#### 4 Fundamentos de la medición de vibraciones

Este capítulo comunica fundamentos y conocimientos básicos relacionados con el tema de las vibraciones, su medición y su análisis.

En primera línea debe ser una introducción al trabajo con el **Analizador de Vibraciones Asistido por PC PT 500.04**. A la información se le ha dado en todo caso un carácter tan neutral, que fomenta también la comprensión en caso de utilizar otras técnicas de medición.

Esta recopilación relativa al tema de la medición de vibraciones no pretende ser en modo alguno completa, cosa que tampoco sería posible considerando la complejidad de este campo. Pero refleja las experiencias hechas hasta el momento con este tema.

## 4.1 Medición de vibraciones

### 4.1.1 Vibraciones en máquinas

#### 4.1.1.1 Causas de vibraciones

Una máquina ideal no debería generar vibraciones, ya que éstas siempre significan una pérdida de energía. En la práctica, las vibraciones son causadas por la transmisión de fuerzas cíclicas.

En una buena construcción se originan sólo escasas vibraciones. Con el paso del tiempo se asientan los fundamentos, se deforman partes de la máquina y cambian así las propiedades dinámicas de la misma. Se presentan defectos de alineación y desequilibrios, se desgastan piezas y aumenta la holgura de los cojinetes. Estos procesos se reflejan en un aumento de la energía de las vibraciones que se transmiten a la máquina. La energía de las vibraciones excita la frecuencia resonante de distintas partes de la máquina, lo que origina una considerable carga dinámica adicional.

Se presentan vibraciones en:

- rodamientos y cojinetes
- ruedas dentadas en engranajes
- defectos de alineación o árboles deformados
- desequilibrio en piezas rotativas
- holgura en cojinetes de fricción
- transmisiones por correa
- mecanismos de biela y manivela
- acoplamientos

#### 4.1.1.2 Observación de vibraciones

Toda máquina con piezas de movimiento periódico (rotación, traslación) genera **vibraciones**:

Causas de las vibraciones son:

- fuerzas de masa rotativas y oscilantes (desequilibrio)
- golpes
- fuerzas de gas
- fuerzas de flujo
- fuerzas electromagnéticas

Las diversas fuerzas mueven masas directamente (componentes rígidos) o excitan vibraciones periódicas (componentes elásticos).

Por regla general no es posible medir directamente la causa, sino sólo los efectos.

Las vibraciones son movimientos de una parte o un elemento de la máquina.

Las vibraciones pueden ser transmitidas como **ruido propagado por estructuras sólidas**.

Las vibraciones pueden generar ruidos en forma de **ruido aéreo**.

Mientras las fuerzas excitadoras sean constantes o se muevan dentro de ciertos límites, también las vibraciones medidas serán constantes o variarán dentro de los límites correspondientes. Si están en perfecto estado, la mayoría de las máquinas tienen un **nivel de vibraciones** típico y un **espectro de frecuencias** con una forma característica.

El espectro de frecuencias (espectrograma) se obtiene a través de un análisis de frecuencias de la señal de vibración y es en cierto modo el “sello” de la máquina, la signature de vibraciones. En el espectro de frecuencias se registran las amplitudes de las vibraciones en función de la frecuencia.

Si se presenta un daño, no cambian sólo los procesos dinámicos en la máquina, sino también las fuerzas a que se ven sometidos los elementos de la máquina. Esto influye a su vez en el nivel de vibraciones y en el espectro de frecuencias.

Mediciones periódicas de las vibraciones en máquinas permiten sacar conclusiones sobre el estado de la máquina e informan sobre una eventual necesidad de mantenimiento.

#### 4.1.1.3 Magnitud característica Vibración absoluta de cojinetes

Un indicador de probada eficacia del estado general de una máquina es la vibración absoluta de cojinetes como magnitud característica. Es relativamente fácil y rápida de medir y se emplea con éxito para diagnosticar el estado de las máquinas. Existe toda una serie de normas y directivas para estandarizar y hacer comparables las mediciones. Fijan como valor característico vinculante el valor efectivo de la velocidad de vibración, a formar en una margen de frecuencia de 10 a 1000 Hz. Las normas definen la realización de la medición, la selección de los puntos de medición, las condiciones de la medición y los límites de diagnóstico. Todas las normas prescriben que el valor efectivo de la velocidad de vibración se debe medir preferentemente en los puntos de cojinete de la máquina, a saber en dirección horizontal, vertical y axial en cada uno de ellos.

Se da el nombre de **intensidad de vibración** al máximo valor efectivo de la velocidad de vibración medido en una máquina, y se indica en mm/s.

Para la evaluación de la intensidad de vibración, véase también el cap. 6.4.

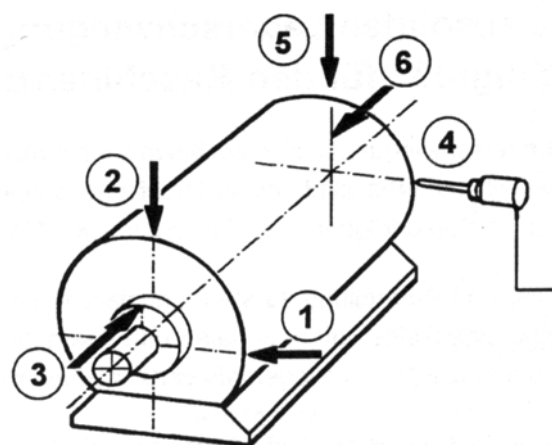


Fig. 4.1 Puntos de medición recomendados para registrar la vibración de cojinetes en el motor

#### 4.1.2 Medición de vibraciones

La medición de las vibraciones puede tener lugar por:

- medición del desplazamiento (absoluto o relativo)
- medición de la velocidad
- medición de la aceleración

Los tres procedimientos de medición tienen propiedades distintas en lo que concierne a la amplitud y la frecuencia (ventajas e inconvenientes).

Adecuación de los procedimientos de medición		
Procedimiento de medición	Alta frecuencia	Gran amplitud
Desplazamiento	-	+
Velocidad	o	o
Aceleración	+	-

- + : bien adaptado
- o : neutral
- : no bien adaptado

Debido a las fuerzas de masa que aumentan en relación cuadrática con el número de revoluciones, las vibraciones son en las máquinas de alta velocidad un problema mayor que en las máquinas de baja velocidad. Además, las vibraciones de alta frecuencia causan ruidos molestos y producen una sensación desagradable.

Por lo tanto:

Las mediciones de vibraciones se realizan generalmente con sensores de aceleración. La señal de velocidad necesaria (p. ej. para la calidad del equilibrado) se puede obtener fácilmente a través de una integración electrónica o numérica.

Excepciones:

Mediciones sísmicas (sensores de velocidad de muy alta sensibilidad). Para las mediciones de desplazamiento relativo (ranura o intersticio de cojinete) se tiene que realizar una medición del desplazamiento.

En función del origen de las vibraciones existen diversos métodos de análisis para evaluar el estado de las máquinas.

En el caso de vibraciones armónicas se recomiendan la medición de la velocidad de vibración y el análisis del espectro de frecuencias.

Para todas las vibraciones originadas por golpes se recomienda el análisis de envolventes.

Véase también la tabla de identificación de vibraciones. Cap. 6.4.3.

Defectos en rodamientos:

Análisis de envolventes\*\*

Ruedas dentadas desgastadas

Análisis de envolventes\*\*

Defectos de alineación:

Análisis espectral

Desequilibrio:

Análisis espectral

Defectos en transmisiones por correa:

Análisis de envolventes\*\*

Mecanismos de biela y manivela con holgura y fuerzas cambiantes:

Análisis de envolventes\*\*

Fisura en el árbol:

Análisis de marcha en inercia de 2º orden

### 4.1.3 Sensores de valores medidos

#### 4.1.3.1 Sensor de desplazamiento (accesorio PT 500.41)



Fig. 4.2 Sensor de desplazamiento PT 500.41 con conector

Para la medición del desplazamiento en la técnica de medición de vibraciones se utilizan generalmente **sensores de corrientes parásitas** sin contacto. Éstos miden el intersticio entre la cabeza del sensor y la superficie a medir. Sólo se pueden medir superficies conductoras de la electricidad.

Dado que el principio de las corrientes parásitas necesita una frecuencia portadora, que debe ser muy superior a la máxima frecuencia de señal, la **frecuencia límite superior** de la medición se sitúa como máximo en algunos kHz. Pero como, al mismo tiempo, las amplitudes de vibración a medir de máquinas que funcionen en la gama de frecuencia alta se hacen muy pequeñas, se trabaja en un rango de hasta 250 Hz aproximadamente. La **frecuencia límite inferior** se sitúa alrededor de cero, por lo que también se pueden efectuar mediciones estáticas.

La **distancia de medición** depende del diámetro del sensor y se sitúa entre algunas décimas de milímetro y 5 milímetros. La medición se efectúa con carácter relativo entre el sensor de desplazamiento y la superficie.

El sensor de desplazamiento es un **sensor pasivo** que necesita alimentación eléctrica.



#### 4.1.3.2 Sensor de velocidad (no se utiliza para PT 500)

Para la medición de la velocidad se utilizan **sensores sísmicos**. En ellos, una masa (llamada masa sísmica) está suspendida de muelles blandos en una carcasa, con un reglaje bajo. En caso de producirse vibraciones, la masa permanece en reposo absoluto y la carcasa se mueve relativamente respecto a la masa. Un sistema de bobina móvil (como el de los altavoces) convierte el movimiento relativo en una tensión proporcional a la velocidad, según el principio electrodinámico.

Los sensores de medición de la velocidad son **sensores activos** que generan la tensión de señal sin suministro de energía auxiliar. La **frecuencia límite superior** es de unos pocos kHz y es limitada por las propiedades del sistema de bobina móvil. La **frecuencia límite inferior** es de algunos Hz y es limitada por la frecuencia resonante de la suspensión de la masa sísmica.

En el caso casi-estático, la masa sísmica se mueve sincronizada con la carcasa y no se induce tensión. La medición de la velocidad tiene lugar con carácter absoluto.

#### 4.1.3.3 Sensor de aceleración (PT 500)



Fig. 4.3 Sensor de aceleración de PT 500.04 con conector coaxial

Para la medición de la aceleración se utilizan generalmente **sensores de medición piezoeléctricos**. En ellos, una masa está unida a la carcasa a través de un piezocristal. La unión es muy rígida, de manera que la frecuencia de resonancia es de hasta 35 kHz. Al acelerarse la masa, ésta ejerce una fuerza sobre el piezocristal. Debido a la sollicitación, éste genera un desplazamiento eléctrico de la carga en su superficie. Este desplazamiento puede ser convertido en una señal de tensión proporcional a la aceleración por medio de un **amplificador de carga** especial o de un amplificador de tensión de muy alta ohmicidad.

En el sensor de aceleración se encuentra por lo tanto, con el piezoelemento, un **sensor activo** que genera una tensión.

Actualmente, los amplificadores de tensión de alta ohmicidad se integran directamente en el sensor de medición. En el caso de los **sensores IEPE\*** utilizados en el **PT 500.04**, la alimentación de este amplificador de tensión tiene lugar por medio de una corriente constante superpuesta a la señal de medición.

La **respuesta de frecuencia** se extiende aquí desde 0.2 Hz hasta 45 kHz, existiendo una resonancia en 31.2 kHz. La respuesta lineal de frecuencia alcanza así hasta 25 kHz aproximadamente.

\*IEPE-Sensoren  $\hat{=}$  Integrated Electronics Piezo Electric

## 4.2 Análisis de vibraciones

En el análisis de vibraciones se trata de caracterizar la señal de vibración y conocer sus propiedades. Con esto se puede reconocer la señal de vibración y detectar una variación de la señal. Esto es importante en caso de un empeoramiento lento del estado de vibración, debido por ejemplo a desgaste.

Además, de la señal de vibración se puede obtener información sobre la causa de las vibraciones, por ejemplo el tipo y la magnitud de un eventual daño.

A continuación se presentan los análisis estándar.

### 4.2.1 Medición de amplitudes

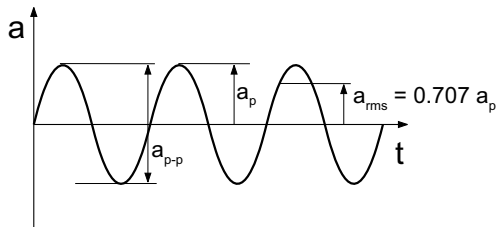


Fig. 4.4 Valor de pico (p, p-p) y valor efectivo (rms)

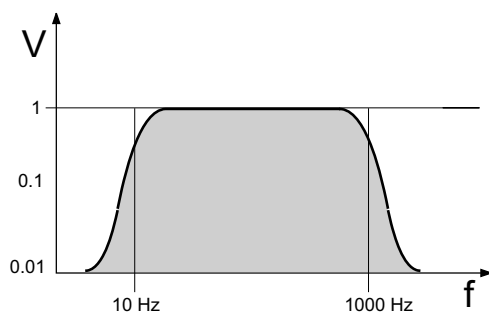


Fig. 4.5 Curva característica de filtro para vibraciones de máquinas

El análisis más sencillo es la medición de la **intensidad de la vibración**, la amplitud  $a$ .

Aquí se distingue entre el **valor de pico** bilateral (peak-peak, p-p), el valor de pico unilateral (peak, p) y el **valor efectivo** (valor medio cuadrático, \*rms).

Para el contenido de energía de una vibración y, en consecuencia, su efecto, es determinante el valor rms. Los valores de pico pueden provocar sobrevaloraciones en el caso de señales en forma de aguja (golpes).

Para la evaluación objetiva de las **vibraciones de la máquina** se recurre a la señal de velocidad de vibración como valor rms en una gama de frecuencia de **10...1000 Hz**. La gama de frecuencia se asegura por medio de filtros dispuestos en la ruta de la señal.

Un aumento de la amplitud con el paso del tiempo puede ser síntoma de un daño creciente.

En la práctica, la medición sencilla de la amplitud de la señal de la velocidad de vibración se utiliza con frecuencia para evaluar el estado del equilibrado. La señal de la velocidad de vibración es una medida directa del estado de equilibrado, ya que la calidad del equilibrado se indica como velocidad del centro de gravedad del rotor.

\*rms  $\hat{=}$  root mean square

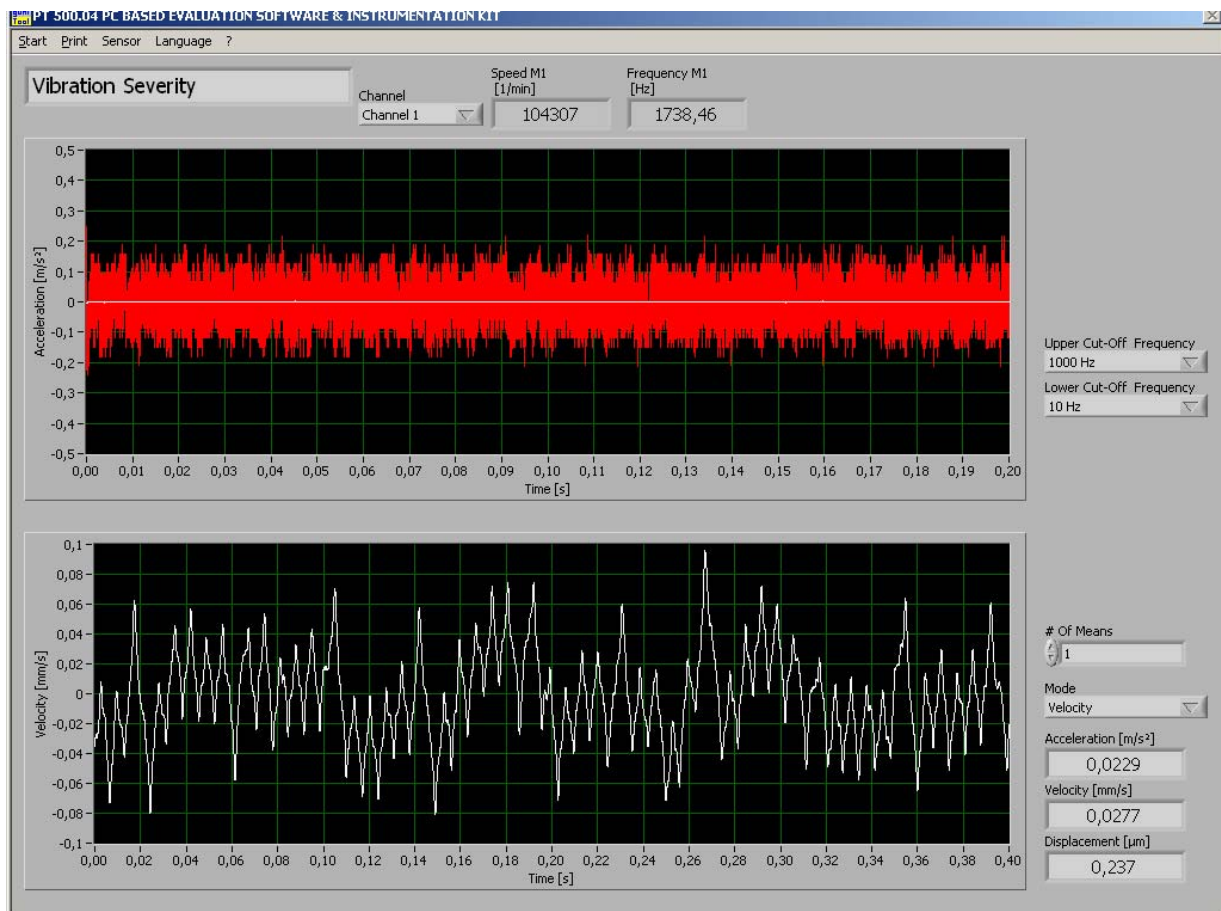


Fig. 4.6 Ventana de intensidad de vibración del software PT 500.04

En la fig. 4.6 puede verse la ventana de la intensidad de vibración. En el gráfico superior se representan las aceleraciones de la vibración entre las frecuencias límite ajustadas.

En el gráfico inferior se puede visualizar, según el ajuste (modo), la amplitud de vibración efectiva correspondiente al gráfico superior o la velocidad de vibración efectiva. Los valores numéricos de la aceleración, la velocidad y la amplitud (el desplazamiento) son valores efectivos.

#### 4.2.2 Análisis en el campo de tiempo

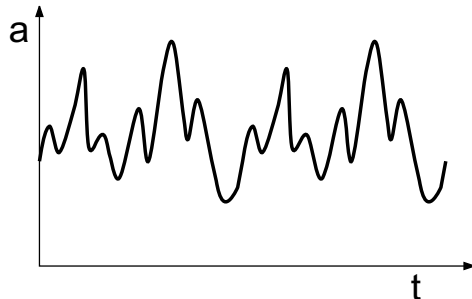


Fig. 4.7 Representación de una señal de vibración en el campo de tiempo

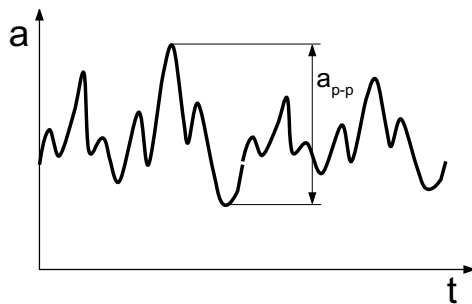


Fig. 4.8 Determinación del valor de pico (p-p)

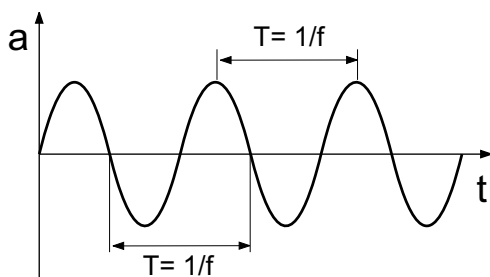


Fig. 4.9 Determinación de la frecuencia  $f$  a partir del tiempo de periodo  $T$

La **señal de vibración medida  $a$**  (amplitud, velocidad, aceleración) se representa en función del **tiempo  $t$** . Esto tiene lugar en una grabadora (frecuencia baja) o en un **osciloscopio** (frecuencia alta).

Las **amplitudes máximas ( $a_{p-p}$ )** se pueden constatar muy bien con el osciloscopio. En el caso de señales sinusoidales (o de referencia), el valor efectivo se puede calcular a partir de la medición de p-p. Esto es difícil o incluso imposible para otras formas de señales.

Las **mediciones de frecuencia** sólo son posibles con señales limpias (seno, rectángulo, sólo una frecuencia) por determinación del tiempo de periodo.

En caso de mezclas de frecuencias y niveles de ruido, apenas es posible un análisis reproducible.



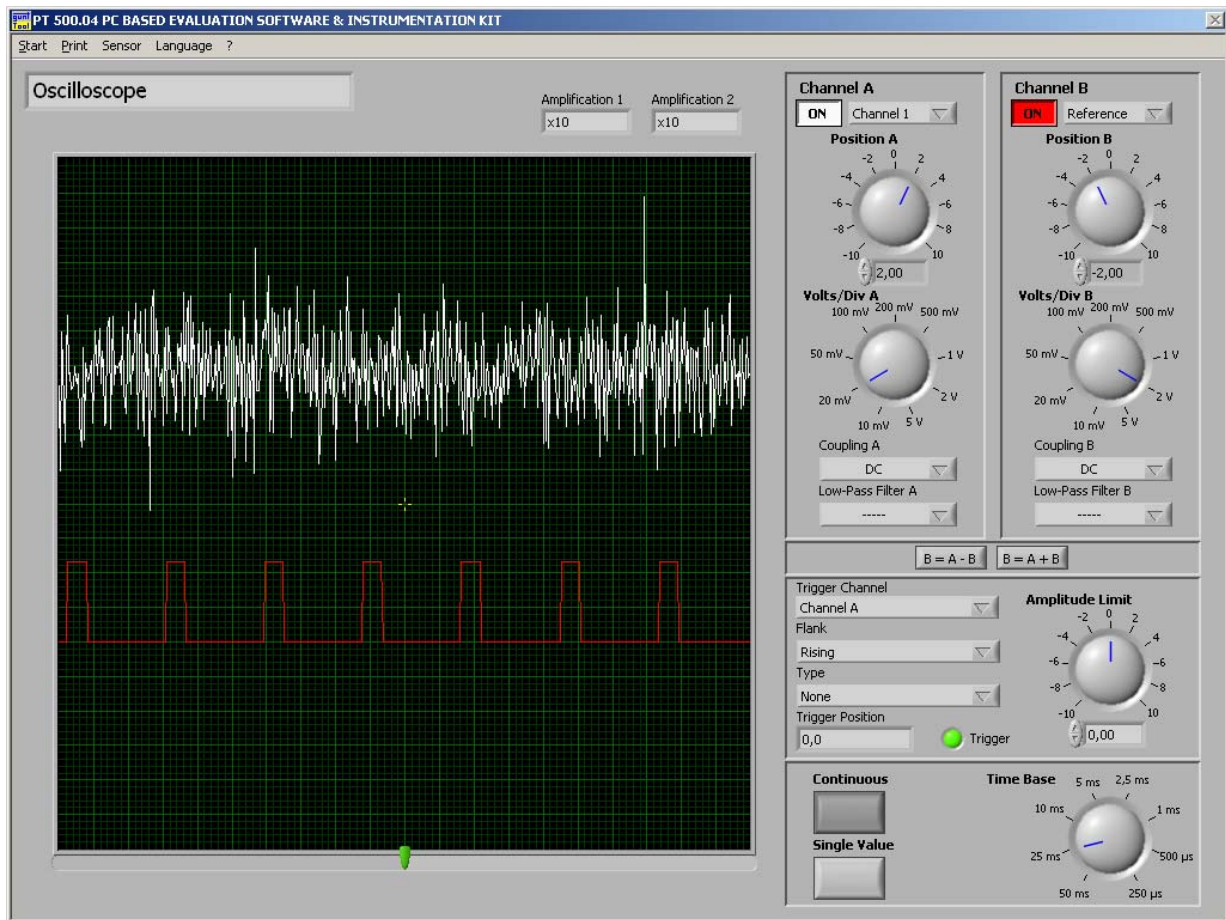


Fig. 4.10 Ventana de osciloscopio del software PT 500.04

En la figura se puede ver la ventana del osciloscopio del software PT 500.04 para análisis en el campo de tiempo. De las tres fuentes de señal de entrada posibles (canal 1, canal 2 y señal de referencia) se pueden representar dos simultáneamente (A y B). La amplificación mostrada en la parte superior de la ventana (“Amplification”) se ajusta en el amplificador de medición.

Con los botones de ajuste para tensión y tiempo se pueden ajustar los valores para cada unidad (Volts/Div, Sec/Div). En el menú desplegable que se abre a través de la opción “?” de la barra de menús se puede obtener ayuda.

### 4.2.3 Análisis en el campo de la frecuencia

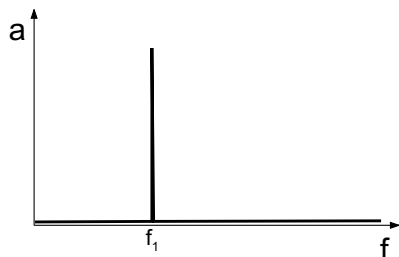


Fig. 4.11 Representación de una señal de referencia en el campo de la frecuencia

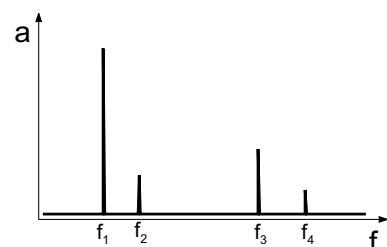


Fig. 4.12 Mezcla de diversas vibraciones sinusoidales

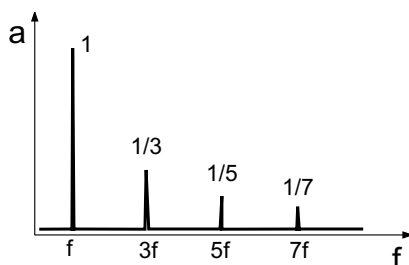


Fig. 4.14 Armónica superior de una señal rectangular

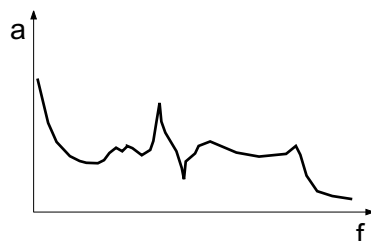


Fig. 4.13 Espectro continuo de frecuencia de una señal de ruidos o golpes

Para esto se realiza un **análisis espectral** de la señal de vibración (siglas inglesas FFT: Fast-Fourier-Transformation). El resultado es un espectro de frecuencia en el que se registran las fracciones de señal en función de la frecuencia.

En el caso de mezclas de frecuencia a partir de **vibraciones sinusoidales**, las distintas frecuencias se pueden reconocer perfectamente en forma de **curvas de frecuencia** con sus fracciones de amplitud.

En el caso de **formas de vibración no armónicas** (rectángulo, triángulo, etc.), las armónicas se reconocen perfectamente como armónicas superiores.

Fracciones de señal de naturaleza estocástica (ruidos) no proporcionan curvas de frecuencia discretas, sino **gammas de frecuencia continuas**, más anchas.

Golpes o choques con señales breves en forma de impulsos (impulsos Dirac) proporcionan también espectros de frecuencia continuos.



La amplitud y la frecuencia se pueden escalar de forma **lineal** o **logarítmica**.

Si se deben identificar curvas de frecuencia aisladas, se elige una representación lineal de la amplitud.

El escalado lineal de la frecuencia es también más apropiado para la búsqueda de fracciones de armónica superior de la frecuencia.

Si, por el contrario, se debe representar una respuesta de frecuencia en combinación con un filtro o si se debe evaluar la generación de ruidos, es más ventajoso el escalado logarítmico de la amplitud en dB.

Para curvas (características) de frecuencia se elige también un escalado logarítmico del eje de frecuencia. De este modo, la pendiente de un filtro se puede leer muy bien en dB/oct o dB/dec.

Para mediciones del nivel de ruido y evaluaciones se elige también la representación logarítmica, ya que ésta se corresponde mejor con la capacidad auditiva humana.

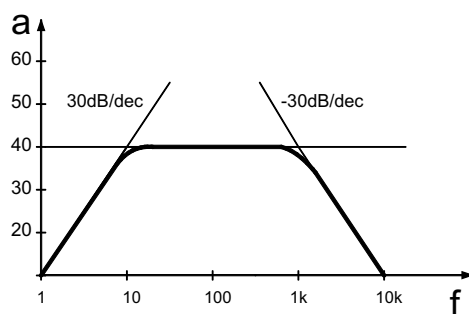


Fig. 4.15 Curva característica de un filtro de paso de banda

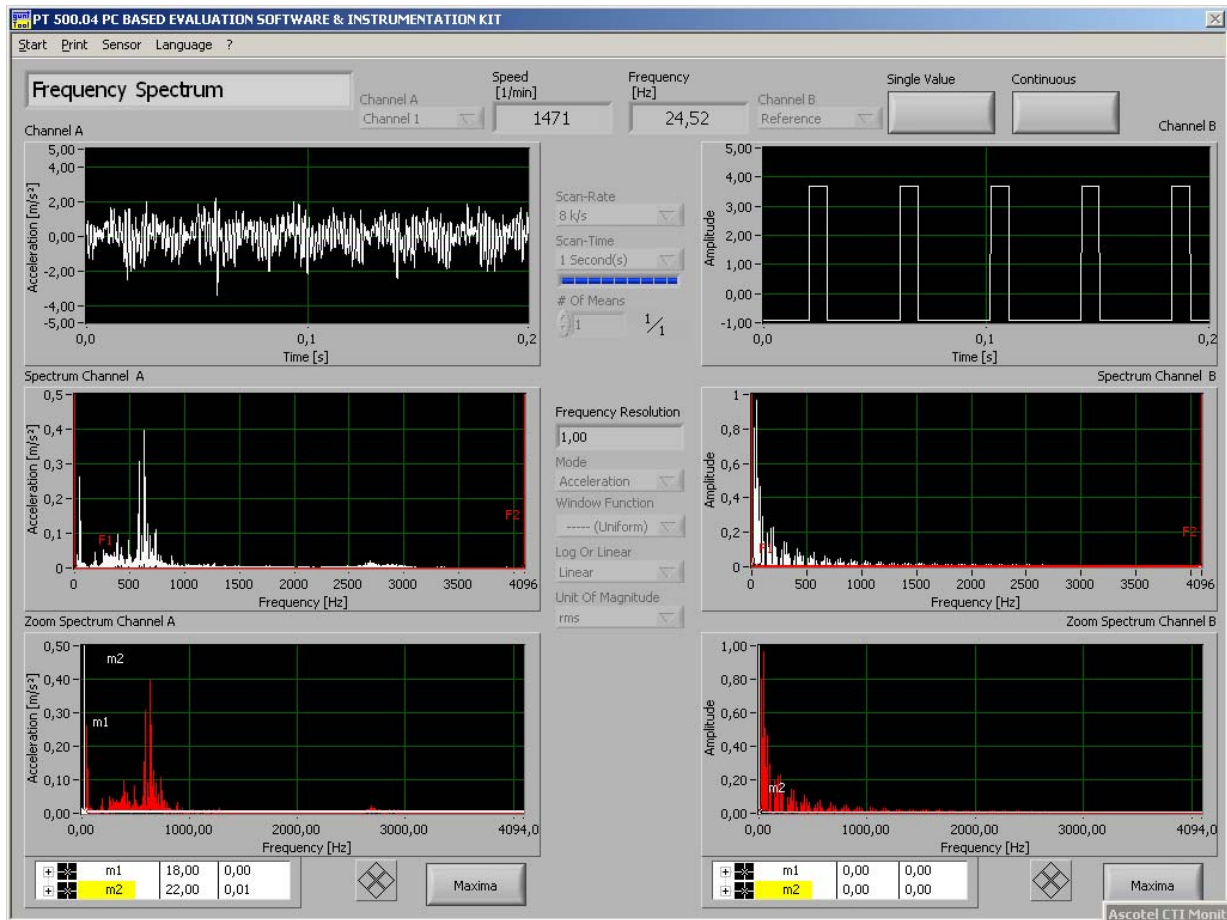


Fig. 4.16 Ventana de espectro de frecuencia del software PT 500.04

Ventana de espectro de frecuencia para análisis en el campo de la frecuencia. De las tres fuentes de señal de entrada posibles (canal 1, canal 2 y señal de referencia) se pueden representar dos simultáneamente.

#### 4.2.3.1 Comparación de señales de amplitud, velocidad y aceleración en el espectro de frecuencia

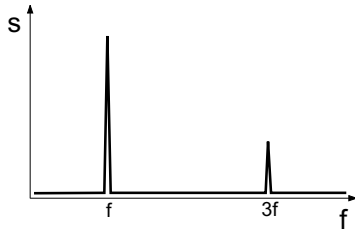


Fig. 4.17 Espectro de desplazamiento

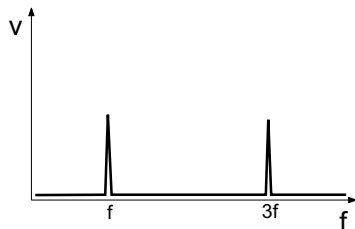


Fig. 4.18 Espectro de velocidad

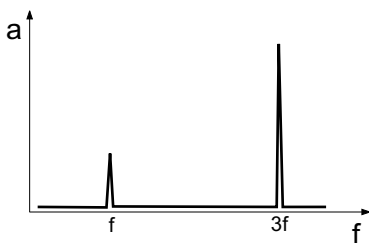


Fig. 4.19 Espectro de aceleración

Estos tres tipos de señales se pueden transformar entre sí por medio de las operaciones matemáticas de derivación e integración. La derivación destaca fracciones de frecuencia más alta en la señal, mientras que la integración las suprime.

De este modo, la misma vibración se puede representar de manera muy distinta en el espectro de frecuencia, dependiendo del tipo de señal.

**Movimientos con frecuencia de rotación** de árboles y otros elementos de máquinas se pueden observar muy bien en la **señal de amplitud**. **Vibraciones por desequilibrio** se ven muy bien en la **señal de velocidad** y los **golpes** se ponen claramente de manifiesto en la **señal de aceleración**.

Por lo demás, esto también es válido para la representación en el campo de tiempo. Precisamente aquí es donde las señales de aceleración son muy confusas. Las interesantes vibraciones por desequilibrio suelen ser ocultadas totalmente por un gran número de señales interferentes.

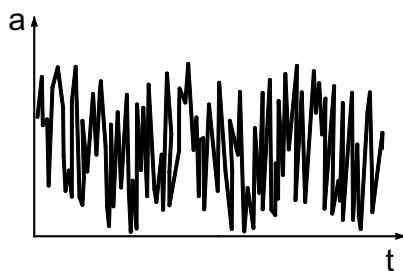


Fig. 4.20 Señal de aceleración en el campo de tiempo

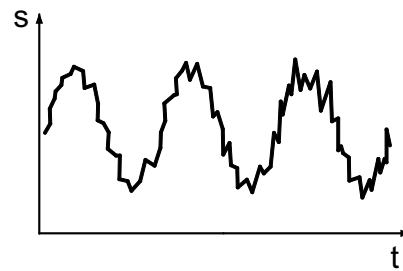


Fig. 4.21 Señal de desplazamiento en el campo de tiempo; integrada a partir de la señal de aceleración

#### 4.2.3.2 Particularidades de la transformación rápida de Fourier (FFT)

Discreta en cuanto al tiempo significa que una señal sólo se registra con un ritmo determinado. La señal se explora en determinados momentos de exploración. Entre los momentos de exploración no se conoce la señal.

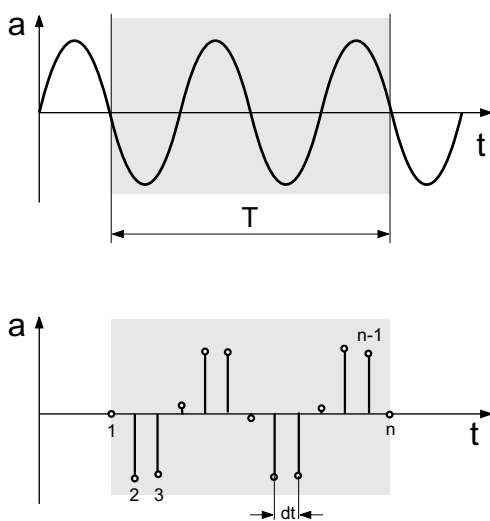


Fig. 4.22 Señal de tiempo continua (arriba) y señal de tiempo discreta (bajo)

La **FFT** es una forma especial de la DFT (Discrete Fourier Transformation = transformación discreta de Fourier). Para la FFT se utiliza un esquema de cálculo especial (algoritmo Butterfly), que reduce el número de operaciones matemáticas necesarias y se puede ejecutar así con rapidez.

La FFT necesita una **señal de entrada discreta en cuanto al tiempo**. Una señal discretizada se tiene automáticamente tras una digitalización, por lo que una FFT se puede ejecutar en el procesamiento digital de señales (PC) sin trabajos adicionales especiales. Una FFT se aplica a una serie de datos de medición de una longitud determinada.

La serie de datos de medición está caracterizada por dos valores:

- Cantidad de valores medidos  $n$
- Distancia temporal entre los valores medidos  $dt$

De esto resulta un tiempo de medición  $T = n \cdot dt$ , que se tiene que registrar y almacenar en memoria.

El valor inverso de la distancia temporal  $dt$  se denomina también **frecuencia de exploración**  $f_t$ .

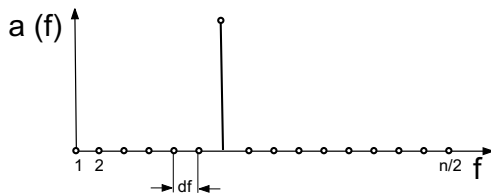


Fig. 4.25 Curvas de frecuencia en la FFT

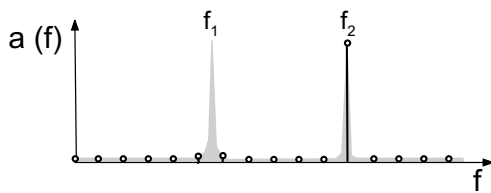


Fig. 4.23 Curva de frecuencia suprimida por una distancia excesiva entre curvas de frecuencia

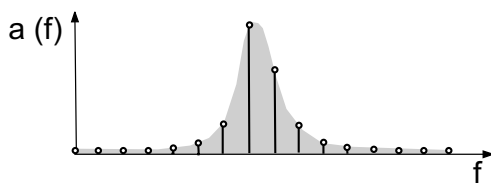


Fig. 4.24 Representación de una banda de frecuencia en la FFT

La FFT calcula a partir de los valores de medición reales y con la cantidad  $n$  el **espectro complejo**  $n/2$  curvas de frecuencia. Cada **curva de frecuencia** consta de una parte real y una parte imaginaria. A partir de éstas se puede calcular fácilmente el **valor** y la **fase** del espectro de frecuencia. Para las aplicaciones de **PT 500.04** sólo se visualiza el valor. Debido al algoritmo de cálculo, la **cantidad de datos de medición** tiene que ser una segunda potencia, por ejemplo 512, 1024, 4096.

Si se elige una cantidad diferente de valores, se reduce a la siguiente segunda potencia más baja.

Debe tenerse en cuenta que el espectro de frecuencia no es continuo, sino discreto. Las curvas de frecuencia representadas tienen una distancia  $df$  entre sí, que corresponde al valor inverso del tiempo de medición ( $\text{Scan-Time}^*$ ) durante la adquisición de valores. Esto es al mismo tiempo la mínima frecuencia representada en el espectro de frecuencia. La máxima frecuencia representada es igual a  $n/2$  ( $\text{Scan-Time} \cdot \text{Scan-Rate}/2$ ) multiplicado por la frecuencia mínima ( $1/\text{Scan-Time}$ ).

Si la distancia de las curvas de frecuencia  $df$  es demasiado grande (tiempo de medición pequeño  $T$ ;  $\text{Scan-Time}$  pequeño), puede suceder que una frecuencia realmente existente caiga exactamente entre las curvas de frecuencia y no se represente a pesar de existir.

Por regla general, las frecuencias a medir no son totalmente constantes durante la adquisición de valores, es decir, durante el tiempo de medición. Debido a esto, una curva de frecuencia se “emborrona” formando una banda de frecuencia. Esta banda es siempre bien visible, ya que cubre varias curvas de frecuencia.

\* Las designaciones en inglés están tomadas del software PT 500.04.

### 4.2.3.3 Teorema de la exploración

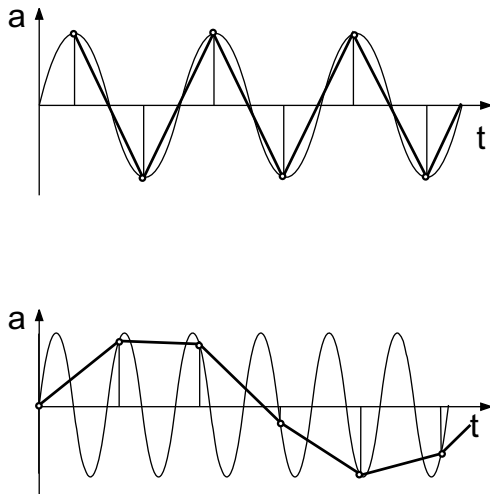


Fig. 4.26 Teorema de la exploración (arriba)  
Oscilación por exploración insuficiente (bajo)

#### Filtro pasabajos

Un filtro pasabajos ideal deja pasar sin atenuación frecuencias inferiores a la frecuencia límite y elimina frecuencias superiores a la frecuencia límite.

Una vibración completa sólo se puede representar con al menos dos puntos de exploración. De esto resulta que la **máxima frecuencia medible** se sitúa a la mitad de la **frecuencia de exploración**. Si está más arriba, se pueden producir resultados inesperados y totalmente incorrectos. Por ejemplo, una oscilación puede hacer que la señal de alta frecuencia se transforme a una gama de frecuencia más baja. Por esta razón, la señal se filtra con un **filtro pasabajos** antes de la exploración.

Con el PT 500.04 se procede de una forma algo diferente. La señal se digitaliza con una tasa de exploración muy elevada. La FFT se ejecuta luego con una segunda tasa de exploración claramente inferior. Un filtro pasabajos digital, adaptado a este procedimiento, elimina por filtrado las fracciones de frecuencia más altas antes de la FFT.

### 4.2.3.4 Promediaciones

Si la fracción estocástica (ruidos) de la señal de medición es muy grande, espectros consecutivos son con frecuencia muy diferentes a pesar de tener la misma señal útil periódica.

En este caso ayuda la promediación de los espectros. Con esto se compensan resultados casuales y sólo se representan las señales periódicas. Debe observarse que la promediación hace que aumente también el tiempo necesario para una medición. Por ejemplo, 16 promediaciones necesitan también 16 veces más tiempo.

## 4.2.3.5 Uso de ventanas

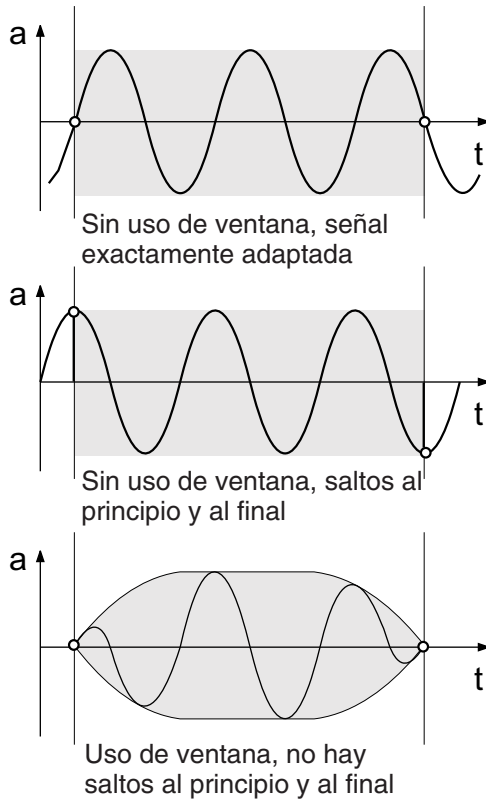


Fig. 4.27 Uso de la ventana de señales

Una FFT sólo muestra resultados correctos si las señales son cero al principio y al final de la ventana de tiempo de medición. Pero esto sería por mera casualidad.

Por esta razón, las señales se multiplican en la ventana de tiempo de medición por una así llamada función de ventana, por ejemplo una media función seno. Con esto se obliga artificialmente a que la señal sea cero al principio y al final de la ventana de tiempo de medición.

Existen diversas funciones de ventana, como Hamming, Hanning, Blackman, Flat Top, etc., con diferentes ventajas e inconvenientes. Este tema no lo trataremos aquí.



### 4.3 Análisis especiales

#### 4.3.1 Análisis de órbita

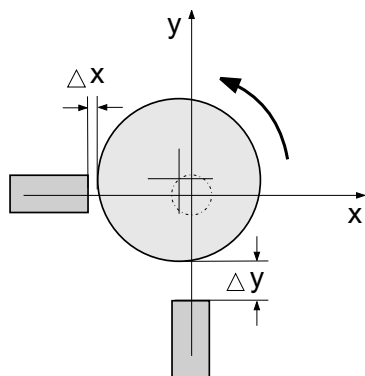


Fig. 4.28 Medición del desplazamiento de árbol en dirección x e y

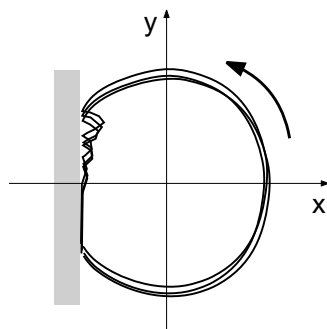


Fig. 4.29 Roce de un árbol en la carcasa

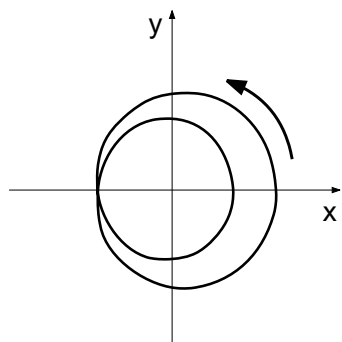


Fig. 4.30 Órbita con fracciones de 2º orden

En el **análisis de órbita** se registran una sobre otra en el plano x-y dos **señales de posición/distancia medidas con un desfase de 90°**.

El análisis de órbita se utiliza con frecuencia en la medición del **desplazamiento de árboles**.

El desplazamiento de árboles se determina, por regla general, con una medición relativa de la distancia entre el árbol y la carcasa.

#### AVISO para PT 500.04:

El desplazamiento del árbol no se puede averiguar mediante una medición de la aceleración en la carcasa fija de la máquina. En este caso se recomienda utilizar el sensor de desplazamiento PT 500.41.

Se muestran de forma ilustrativa fenómenos especiales, como limitaciones del movimiento por roce del árbol.

Igualmente se pueden identificar fácilmente fracciones de armónica superior en los movimientos del árbol.

La mayoría de los osciloscopios pueden funcionar con la representación orbital si el eje de tiempo  $t$  se reemplaza por el eje de desplazamiento  $x$ .

Se trata de una representación en el campo de tiempo, pero sin eje de tiempo. En consecuencia, la representación orbital no proporciona información sobre frecuencias o números de revoluciones.



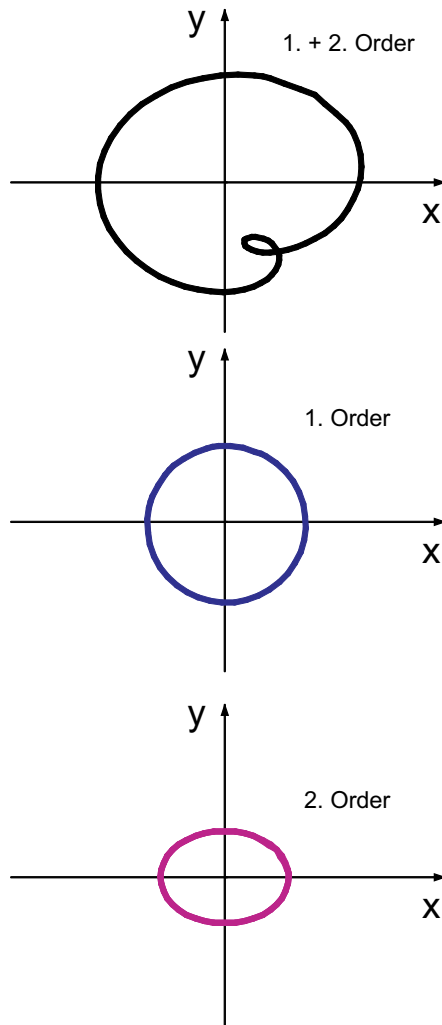


Fig. 4.31 Órbita con fracciones de 1° y 2° orden

Con el **PT 500.04** se tiene la posibilidad de observar individualmente los órdenes contenidos en la señal.

Esto permite deducir la causa de las señales a partir de la forma y el tamaño.

Por ejemplo, se generan elipses como consecuencia de una anisotropía o una no-linealidad.

Las señales de segundo orden hacen suponer que existe una anisotropía rotativa. Por ejemplo, se trata de un árbol excéntrico o de un árbol con fisura.

Anisotropía: dependencia de la dirección

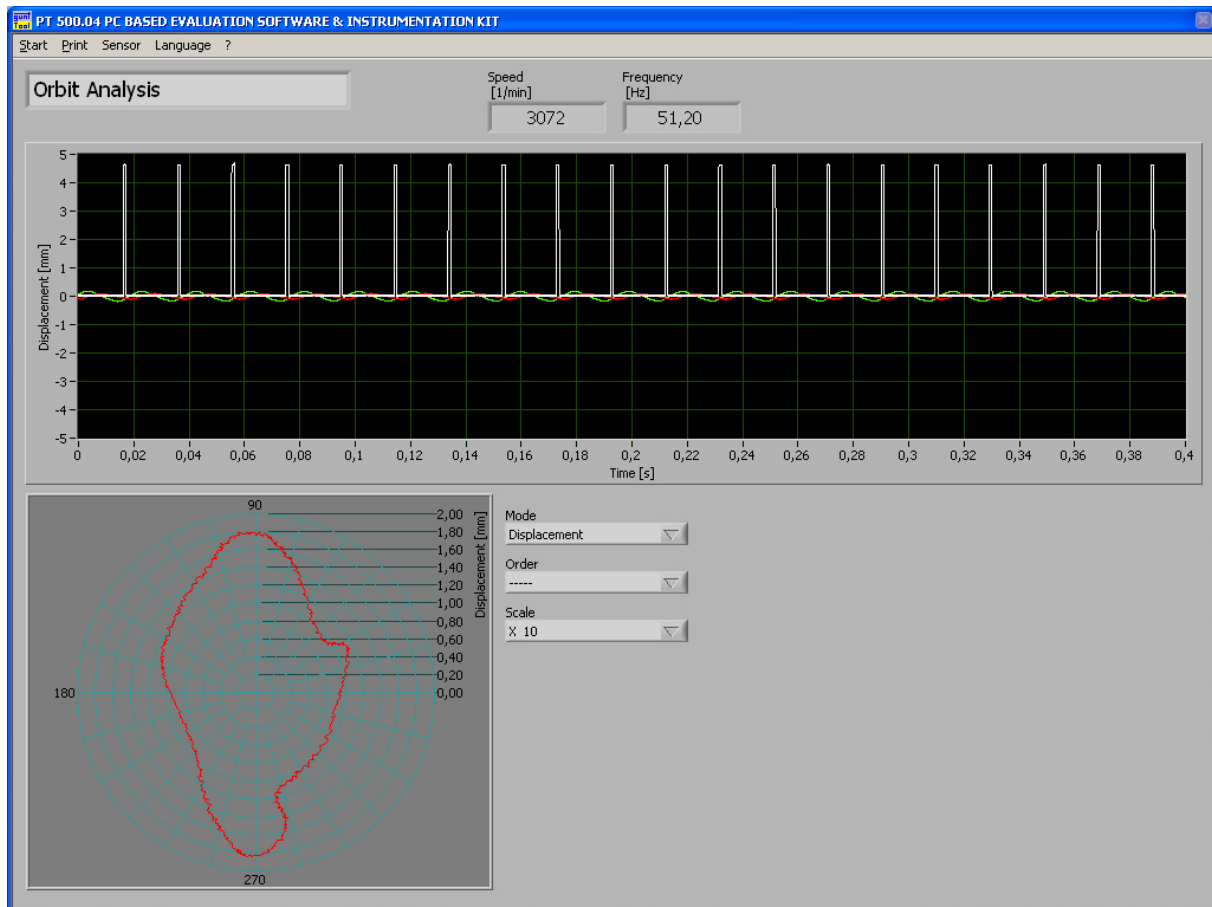


Fig. 4.32 Ventana de análisis de órbita del software PT 500.04

Análisis de órbita con el software PT 500.04 y dos sensores de desplazamiento de PT 500.41. La imagen muestra el desplazamiento de un árbol elástico que gira a 3000 rpm aproximadamente.

### 4.3.2 Análisis de seguimiento

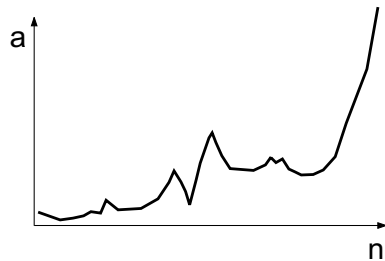


Fig. 4.33 Curva de arranque según el número de revoluciones  $n$

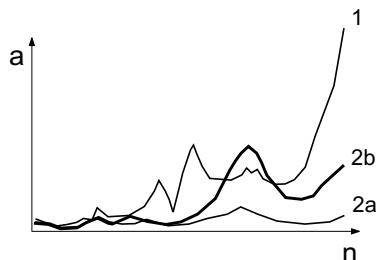


Fig. 4.34 Árbol sin fisura (1, 2a) y con fisura (1, 2b)

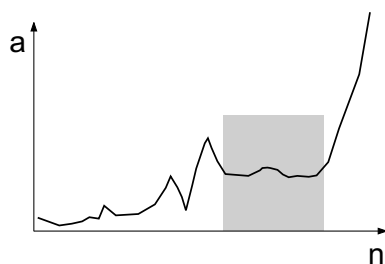


Fig. 4.35 Gama de números de revoluciones apropiada para el equilibrado

Si bien el análisis de seguimiento es una representación en el campo de la frecuencia, no se realiza por medio de una FFT. En el análisis de seguimiento se representa la **amplitud de las vibraciones en función del número de revoluciones**.

Para esto se incrementa lenta y continuamente el número de revoluciones de la máquina por medio del motor, y se miden la amplitud y el número de revoluciones.

La **curva de arranque** que se origina representa el comportamiento dinámico de la máquina. Los **márgenes de resonancia** están caracterizados por grandes amplitudes (curva de resonancia). La variación del número de revoluciones se debe efectuar muy lentamente, para que las señales de vibración muestren sólo las vibraciones forzadas y no contengan fenómenos de régimen transitorio.

Se obtiene más información separando las señales de vibración en **armónicas básicas y superiores** con un **filtro sincronizado**. Algunos daños, como por ejemplo “Fisura en el árbol”, presentan a determinados números de revoluciones un aumento de las señales de vibración de segundo orden.

También se puede utilizar el análisis de seguimiento para encontrar un número de revoluciones óptimo para el **equilibrado**. El número de revoluciones de equilibrado debe estar en una parte plana de la curva de arranque y con amplitudes no demasiado pequeñas.

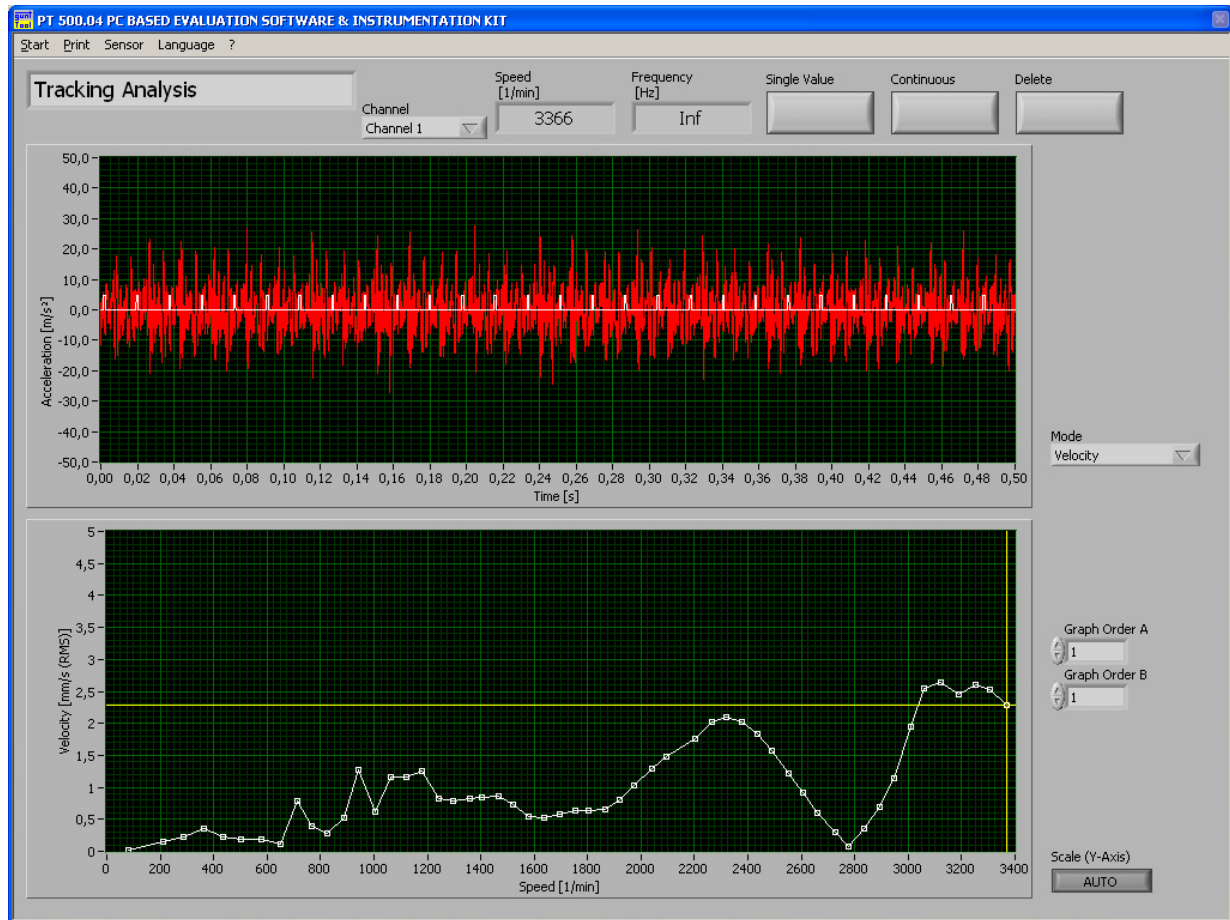


Fig. 4.36 Análisis de seguimiento con PT 500.04

Análisis de seguimiento con el software PT 500.04 antes del equilibrado de un disco de masa. Los valores se han registrado a mano como “Single Value” con un reajuste uniforme (= 0.1 unidades) mediante el botón de número de revoluciones de la unidad de control.

### 4.3.3 Análisis de envolventes

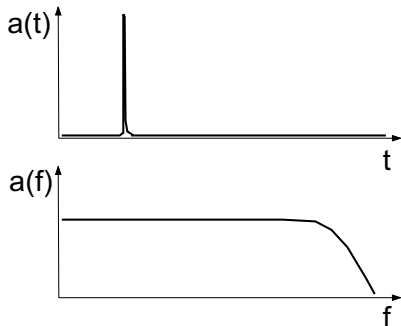


Fig. 4.37 Golpe en función del tiempo (arriba) y en el espectro de frecuencia (bajo)

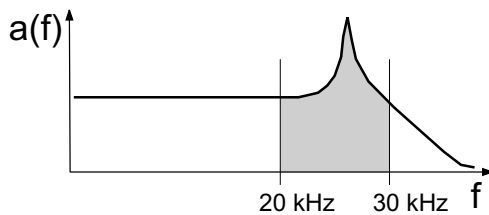


Fig. 4.38 Uso de la frecuencia resonante del sensor

El **análisis de envolventes** es una forma especial de representación en el campo de la frecuencia. El análisis de envolventes es muy apropiado para identificar **golpes** en la máquina. Otros métodos de análisis resultan aquí infructuosos en gran medida.

Los golpes generan un amplio espectro de frecuencias. Dado que la energía del golpe se reparte en una amplia gama de frecuencia, la densidad de potencia espectral es muy baja. Los efectos del golpe en la gama de frecuencia que interesa de la excitación de golpes son tan débiles, que los ocultan otras vibraciones, como por ejemplo vibraciones por desequilibrio en el espectro de frecuencia de la FFT, por lo que no se pueden descubrir.

En el análisis de envolventes se aprovecha el hecho de que en la gama de frecuencia más alta no están representadas otras causas de vibración, como vibraciones por desequilibrio. Por lo tanto, aquí no se ocultan las fracciones de frecuencia de los golpes.

Para poder evaluar mejor las señales, que son muy pequeñas, se utiliza como amplificación la frecuencia resonante del sensor de aceleración, que se sitúa en el intervalo de 20 kHz...30 kHz.

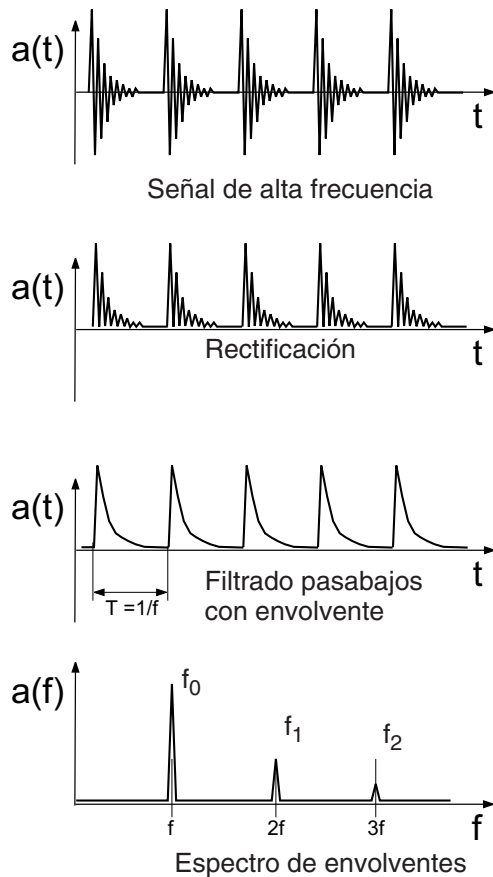


Fig. 4.39 Formación de una envolvente y un espectro de envolventes

#### Filtro pasaalto:

Un filtro pasaalto ideal deja pasar sin atenuación frecuencias superiores a la frecuencia límite y elimina frecuencias inferiores a la frecuencia límite.

Para excluir señales de baja frecuencia se utiliza un **filtro pasaalto**, que sólo deja pasar señales de más de 20 kHz. Estas señales de alta frecuencia son de amplitud modulada en el ritmo de los golpes.

Las señales se **rectifican** a continuación y se **filtran con un filtro pasabajos**. Se forma una **curva envolvente** de las señales de alta frecuencia.

Esta señal de envolventes se somete a una **FFT**, para poder representar las frecuencias de excitación de golpes en un **espectro de envolventes**.

Este espectro de frecuencia muestra únicamente la **frecuencia de la sucesión de golpes  $f$**  y ninguna otra señal, como por ejemplo las de vibraciones por desequilibrio. Debido a la forma no armónica de la envolvente, se generan otras curvas de frecuencia  $f_1$ ,  $f_2$ , etc. de las armónicas.

El análisis de envolventes es por lo tanto una herramienta muy sensible para estudiar efectos de los golpes que se producen, por ejemplo, en caso de daños en ruedas dentadas, daños en cojinetes o bien un juego de cojinete excesivo.

#### 4.3.4 Medición de daños en rodamientos

Por su elevada sensibilidad, el análisis de envolventes es muy apropiado para detectar **daños en la superficie de rodadura de los rodamientos**.

La frecuencia de golpes está al respecto en una **relación fija** respecto al número de revoluciones del rodamiento. Esta relación es diferente para las diversas superficies de rodadura de un rodamiento. Se distingue entre:

- Anillo exterior
- Anillo interior
- Elemento rodante
- Jaula

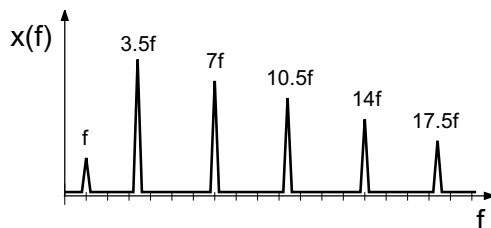


Fig. 4.40 Espectro de envolventes, daños en rodamientos, anillo exterior con armónicas superiores

Esto permite sacar conclusiones sobre la pieza dañada del rodamiento sobre la base de la frecuencia de golpes. Las frecuencias de golpes se pueden calcular a partir de las dimensiones geométricas del rodamiento, o bien se pueden consultar en tablas. Para el rodamiento NU 204 E TVP2 utilizado en combinación con el **PT 500.12** rigen las siguientes relaciones:

- |                    |       |
|--------------------|-------|
| • Anillo exterior  | 4.676 |
| • Anillo interior  | 7.324 |
| • Elemento rodante | 4.313 |
| • Jaula            | 0.390 |

Pero la frecuencia de golpes sólo está en una relación fija con el número de revoluciones si los elementos rodantes ruedan limpiamente y no se deslizan. Esto significa que el rodamiento tiene que estar sometido a una carga suficiente durante el análisis.



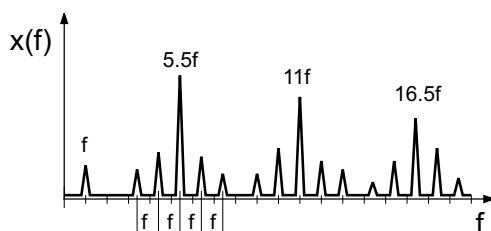


Fig. 4.41 Espectro de envolventes, daños en rodamientos, anillo interior con curvas laterales de número de revoluciones

En caso de existir daños en las bolas (elementos rodantes) aún se produce otro efecto. Dado que una bola tiene un contacto puntual, puede suceder que el daño no se manifieste a cada vuelta. Por lo tanto, el espectro de envolventes no es constante en el tiempo. Sin embargo, el defecto se podrá descubrir eventualmente repitiendo el registro. Aunque esto no es seguro.

Al evaluar espectros de envolventes se presenta con frecuencia el siguiente efecto:

En el caso de daños que se manifiesten durante una vuelta con carga cambiante (p. ej. anillo interior con carga exterior fija), la sucesión de golpes se somete a una **modulación de amplitud** con la frecuencia del número de revoluciones. Así resulta una muestra especial de curvas de frecuencia en el espectro de envolventes.

Cada curva de frecuencia de golpes, también las de las **armónicas**, posee una o varias **curvas laterales** a la distancia de la frecuencia de giro. Esto puede hacer que el espectro de envolventes resulte muy confuso. Ante todo si existen daños en otras superficies de rodadura.



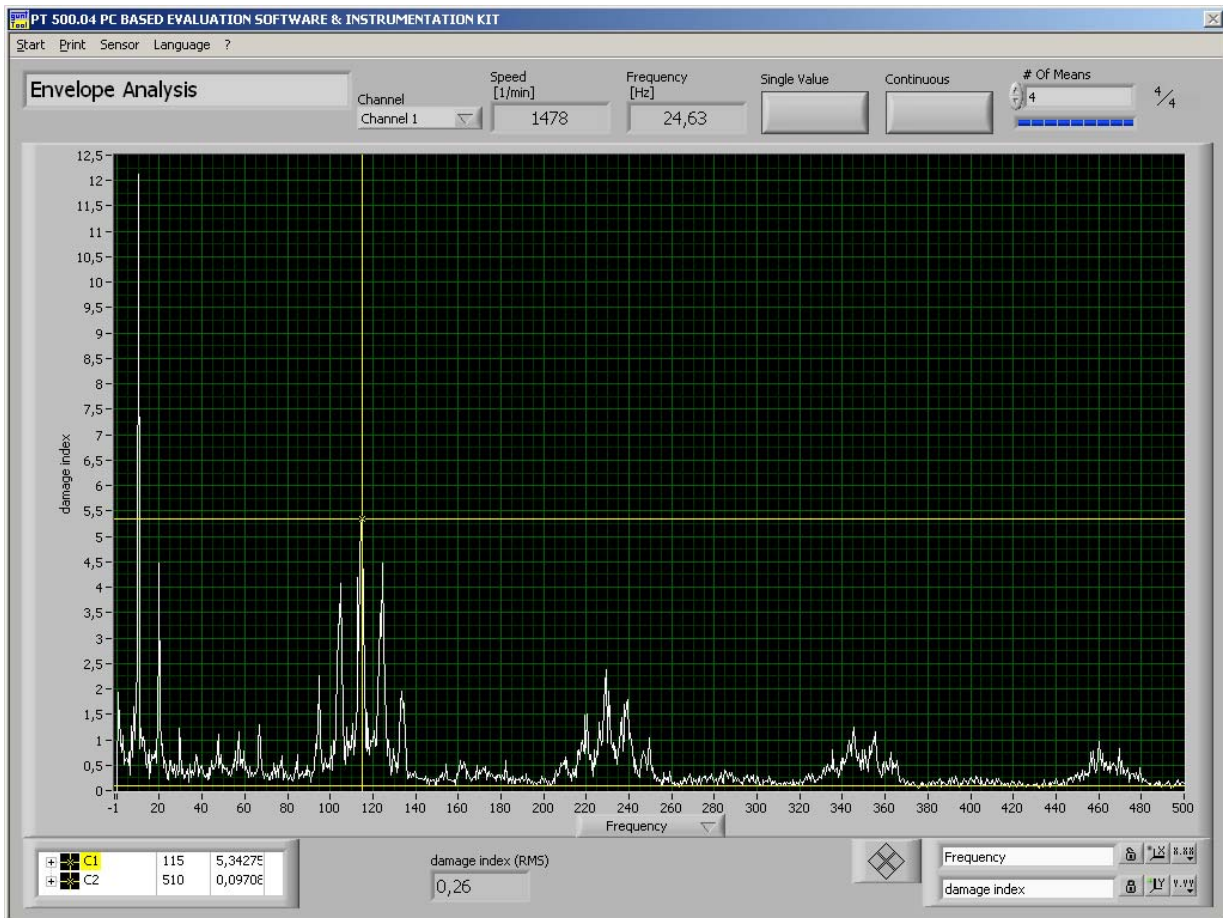


Fig. 4.42 Ventana de análisis de envolturas del software PT 500.04

Registro de un espectro de envolturas a un número de revoluciones de 1500 rpm y con un defecto de cojinete (D) en los elementos rodantes. Para el eje x se ha elegido la representación de la frecuencia. Pueden verse claramente la frecuencia por daño del elemento rodante a 117 Hz y las vibraciones de primer, segundo y tercer orden. Además de las frecuencias por daño del elemento rodante se aprecian bandas laterales con la distancia de la frecuencia de jaula. Típico de este daño es que la intensidad de la frecuencia de jaula es para 10 Hz mayor que el valor de pico del propio daño del elemento rodante.

## 4.4 Efectos especiales

### 4.4.1 Resonancias estructurales

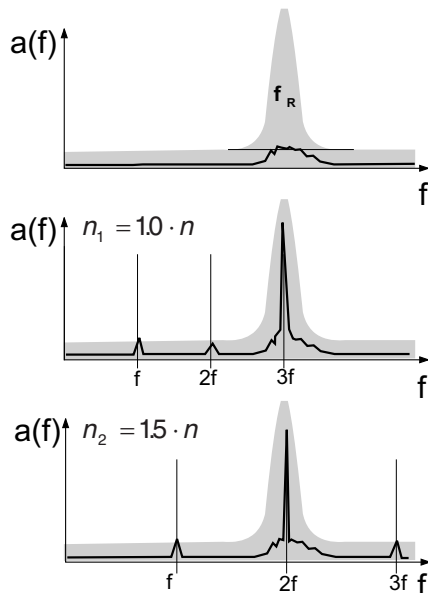


Fig. 4.43 Elevación de armónicas por una resonancia estructural  $f_R$

#### Filtro pasabanda

Un filtro pasabanda sólo deja pasar frecuencias que estén en un margen determinado (banda). Frecuencias que estén por encima o por debajo de ese margen se bloquean o se atenúan.

Resonancias estructurales en la máquina pueden actuar como filtros pasabanda de banda estrecha en la ruta de la señal, falseando en gran medida los resultados. Especialmente se puede falsear mucho la amplitud de armónicas de señales sincronizadas con las revoluciones. Señales de un orden superior se representan entonces excesivamente elevadas, existiendo el peligro de una evaluación incorrecta. (Ejemplo: PT 500.17 Kit de Cavitación en Bombas, frecuencia de paletas y 2ª armónica)

Una resonancia estructural  $f_R$  (gris en la representación) se suele detectar en el espectro de frecuencia a través de un nivel de ruido elevado. Si al variar luego el número de revoluciones las diversas armónicas ( $2f$ ,  $3f$ ) alcanzan exactamente en este margen amplitudes muy aumentadas, esto es un buen indicio de que existe una resonancia estructural.

Pero vibraciones de la estructura también pueden causar señales de medición pequeñas, débiles. La estructura que vibra en resonancia sólo amplifica las señales en sus vientres de oscilación. En determinadas circunstancias puede ocurrir que en los nudos de oscilaciones no exista ninguna señal de medición. En tal caso se tiene que cambiar de posición el sensor de medición.

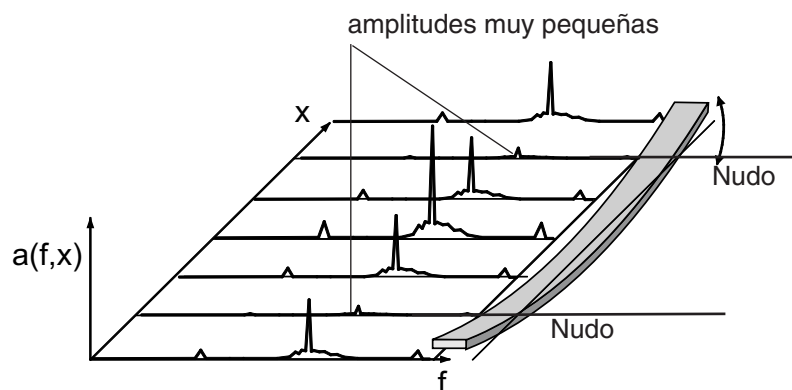


Fig. 4.44 Dependencia del espectro de frecuencia del lugar de medición, en el ejemplo de una viga oscilante.

## 4.5 Equilibrado

Un **rotor no equilibrado** genera **fuerzas centrífugas** que inducen vibraciones en la máquina. Las fuerzas centrífugas se generan porque el centro de gravedad o el eje de inercia principal no coinciden con el eje de rotación. Con el **equilibrado** se eliminan del rotor masas o se añaden masas al mismo, de manera que el centro de gravedad o el eje de inercia principal coincidan de nuevo con el eje de rotación.

Dado que las fuerzas centrífugas aumentan en relación cuadrática con el número de revoluciones, han de estar bien equilibradas especialmente las máquinas de alta velocidad.

Aquí tratamos ante todo el equilibrado de **rotores rígidos**. Un rotor se considera rígido si su régimen de servicio no es superior al 50% de su velocidad de resonancia, por lo que tiene un funcionamiento subcrítico. En los **rotores elásticos**, las relaciones son, en general, más complicadas. En el caso de rotores elásticos sencillos, con una sola velocidad de resonancia, se pueden obtener también resultados útiles aplicando el procedimiento del rotor rígido.

### 4.5.1 Equilibrado en funcionamiento

A diferencia del equilibrado con máquinas equilibradoras especiales, que se realiza, por ejemplo, ya durante la fase de fabricación, aquí consideraremos el equilibrado de la máquina ya terminada, en el lugar de trabajo, lo que se conoce como **equilibrado en funcionamiento**. Para esto no se necesita ninguna máquina equilibradora, sino sólo un medidor de vibraciones capaz de medir la amplitud y la fase de la señal de vibración.

Para la **medición de fase** se necesita una **señal de referencia** sincronizada con las revoluciones y la fase. Esta señal es generada por un sensor fotoeléctrico de reflexión y una marca reflectante dispuesta sobre el rotor o el árbol rotativo. La

posición angular absoluta es irrelevante, pero no debe cambiar durante el proceso de equilibrado.

Para la **medición de la amplitud** es importante que se mida sólo la **armónica básica**. Armónicas superiores y otras señales interferentes se eliminan por ello con un así llamado **filtro sincronizado**.

Dado que las vibraciones a medir son producidas por la fuerza centrífuga, que aumenta con el número de revoluciones, para el equilibrado no se debería elegir un número de revoluciones demasiado bajo. De lo contrario, las señales a medir serán demasiado pequeñas y serán cubiertas en una medida excesiva por señales interferentes.

La calidad de la señal depende también de las propiedades dinámicas de la máquina (véase también 4.4.1 Resonancia estructural).

Las vibraciones se miden en general en las proximidades del **plano de equilibrado**. Pero esto no es forzosamente necesario. Si otro lugar de medición, situado a una mayor distancia, proporciona buenas señales, también se puede utilizar.

Igualmente se debería probar la **dirección de medición** del sensor (horizontal o vertical). También en este caso se puede obtener una mejor señal trabajando en otra dirección.

Antes de iniciar el proceso de equilibrado propiamente dicho, se deben comprobar las señales con la **función de osciloscopio**. La amplificación con el amplificador de medición del **PT 500.04** se debería ajustar lo mayor posible, pero no se debería sobremodular la señal. En el caso de niveles de señal demasiado bajos, la señal es falseada por la resolución limitada de los convertidores AD.

Es muy importante que tras determinar el lugar de medición se realicen todas las mediciones del proceso de equilibrado exactamente en el mismo lugar.

#### 4.5.2 Equilibrado en un plano

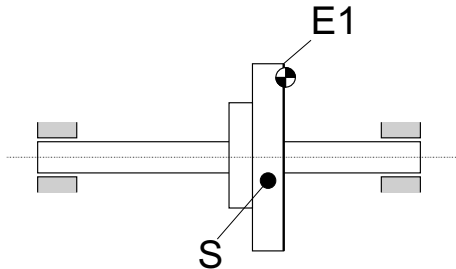


Fig. 4.45 Equilibrado en un plano E1

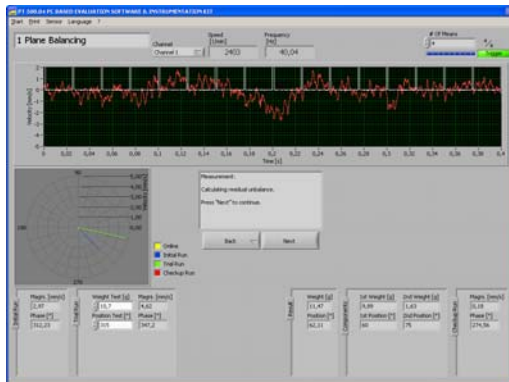


Fig. 4.46 Equilibrado en un plano con el software PT 500.04

El desequilibrio a compensar se determina con un truco. No se puede deducir directamente de la señal de vibración. Como ya se ha dicho, sólo se puede medir el efecto del desequilibrio. En la señal de medición se incluye también la vía de transmisión de la señal desde la masa de desequilibrio hasta el sensor de medición. Esto se conoce como la **función de transmisión** de la máquina, dependiente de la frecuencia. La función de transmisión falsea la amplitud y la fase de la señal en función del número de revoluciones. Para un determinado número de revoluciones fijo, la función de transmisión se convierte en un **índice de influencia complejo**. Por ello es importante que el número de revoluciones sea siempre el mismo durante todo el proceso de equilibrado.

Si se conoce este **índice de influencia**, se puede calcular el desequilibrio buscado a partir de la señal de vibración. El índice de influencia depende de las propiedades geométricas y dinámicas de la máquina y sólo se puede calcular directamente en los casos más sencillos. En el caso del equilibrado en funcionamiento, se determina metrológicamente por medio de una prueba.

El **índice de influencia** también **depende del lugar de medición**. Por esta razón, y como ya se ha dicho al principio, el mismo **no se debe cambiar** durante el proceso de equilibrado.



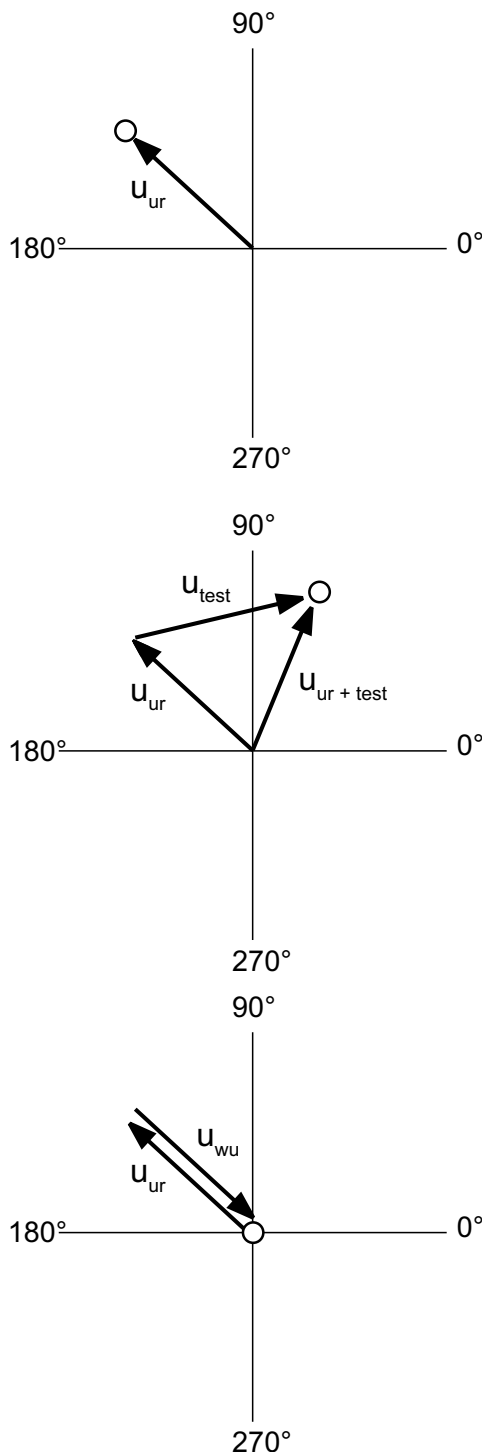


Fig. 4.47 Ciclo de desequilibrio primario (arriba)  
Ciclo de desequilibrio de prueba (centro)  
Ciclo equilibrado (bajo)

En esta prueba se genera en el rotor un desequilibrio conocido (**desequilibrio de prueba**) que se agrega al **desequilibrio primario** existente. El efecto de este desequilibrio adicional en la señal de medición permite calcular el índice de influencia. Es importante advertir de que el desequilibrio de prueba se debe establecer en el mismo plano en que tendrá lugar más tarde el equilibrado. Esto es necesario, ya que en el índice de influencia participan también los datos geométricos de la máquina. Por eso se tiene que medir siempre, naturalmente, en el mismo lugar.

Para equilibrar en un plano se mide por lo tanto primero la señal de desequilibrio original en el así llamado **ciclo de desequilibrio primario**.

Luego se fija el **desequilibrio de prueba** de magnitud y posición angular conocidas en el que luego será el plano de equilibrado, y se vuelve a medir, con el mismo número de revoluciones, la señal de desequilibrio ahora modificada (ciclo de prueba). A partir de estos dos resultados de medición complejos se calcula el índice de influencia y con ello el desequilibrio desconocido.

La **magnitud del desequilibrio de prueba** debería estar en el margen del desequilibrio primario. Dado que el desequilibrio primario se desconoce, se observa la variación del vector de desequilibrio en el programa de equilibrado. El vector debería haber cambiado bien visiblemente tras montar el desequilibrio de prueba.

**Se quita de nuevo el desequilibrio de prueba.** El programa de equilibrado calcula ahora la magnitud de la masa de compensación (o contrapeso) así como la posición angular. En la posición angular se monta la **masa de compensación**, o bien se retira una masa correspondiente de una posición desplazada 180°.

Después de esto está equilibrado el rotor.

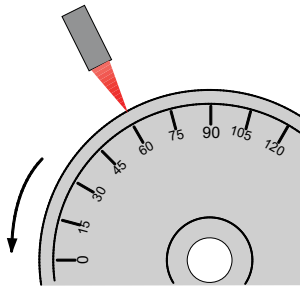


Fig. 4.48 Sentido de giro del ángulo

Para determinar la posición angular se ha de tener en cuenta el **sentido de giro**. El ángulo se cuenta de manera que aumente al pasar por delante del sensor de referencia. Esto se debe tener en cuenta también al leer la escala angular en el disco. Es posible que se tenga que cambiar el sentido de giro del motor o que el disco se tenga que colocar en posición inversa.

El procedimiento de equilibrado se ha descrito aquí para el equilibrado en un plano, que permite la compensación de un desequilibrio estático. En muchas máquinas que sólo tienen **un** gran disco rotativo montado sobre un árbol (bombas centrífugas monoetapa, ventiladores) basta este procedimiento.

### 4.5.3 Equilibrado en dos planos

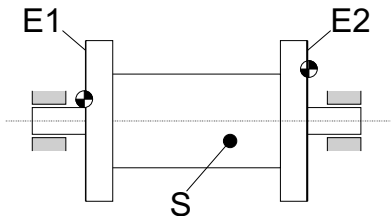


Fig. 4.49 Equilibrado en dos planos E1 y E2

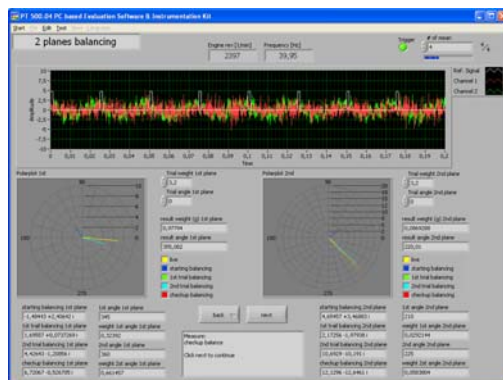


Fig. 4.50 Equilibrado en dos planos con el software PT 500.04

En el caso del equilibrado en dos planos se necesitan en total **cuatro índices de influencia**. Para tener suficientes coeficientes para el sistema de ecuaciones aplicado en el cálculo de los desequilibrios, se tienen que realizar **dos ciclos de prueba** con **dos puntos de medición** cada uno.

De esto resultan los siguientes pasos: (todas las mediciones con dos puntos de medición)

- Ciclo de medición con desequilibrio primario (ciclo de desequilibrio primario).
- Montar el desequilibrio de prueba en el plano E1.
- 1er. ciclo de prueba.
- Quitar el desequilibrio de prueba del plano E1 y montar el desequilibrio de prueba en el plano E2.
- 2º ciclo de prueba.
- Retirar el desequilibrio de prueba del plano E2.
- Calcular los equilibrados y colocar masas de equilibrio en los planos E1 y E2.
- Por último, realizar un ciclo de control o comprobación para documentar la calidad del equilibrado.

Si los resultados no son aún suficientemente buenos, es decir, si las vibraciones son aún excesivas, se puede repetir el proceso.

Teóricamente se pueden elegir posiciones y magnitudes distintas para los desequilibrios de prueba de ambos planos. Esto tiene sentido, por ejemplo, si los desequilibrios primarios de ambos planos difieren mucho.

Normalmente, los desequilibrios de prueba se eligen de igual magnitud, para una mayor claridad. Con dos planos de equilibrado se pueden compensar tanto **desequilibrios estáticos** como **desequilibrios dinámicos** en un rotor rígido.



#### 4.5.4 Evaluación de la calidad del equilibrado según ISO 1940 parte 1

Como regla general, el desequilibrio residual admisible puede ser tanto mayor cuanto más pesado sea el rotor. Por esta razón, el desequilibrio residual admisible  $\vec{U}_{zul}$  se refiere a la masa del rotor.

$$\vec{e}_{zul} = \frac{\vec{U}_{zul}}{m}$$

$\vec{e}_{zul}$ : excentricidad admisible del centro del gravedad

$\vec{U}_{zul}$ : desequilibrio residual admisible

$m$ : masa del rotor

Experiencias adquiridas del análisis estadístico de daños demuestran que también el número de revoluciones desempeña un papel importante. Un daño se produce en un determinado tipo de máquina cuando se tiene un producto aproximadamente igual entre  $\vec{e}_{zul}$  y el número de revoluciones. Esto se corresponde con la velocidad del centro de gravedad ( $\vec{e}_{zul} \cdot \omega$ ). Siendo  $\vec{e}_{zul} \cdot \omega = const.$ , la carga del cojinete es aproximadamente igual. Aquí se tiene en cuenta por un lado que números de revoluciones más elevados causan mayores fuerzas de desequilibrio, pero por otro también que cojinetes que giran a velocidades más altas tienen mayores capacidades portantes. Por esta razón, en ISO 1940 se fija, dependiendo del tipo de máquina, un valor límite para la velocidad del centro de gravedad

$$\vec{e}_{zul} \cdot \omega = const, \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \frac{1}{s} \approx \frac{n}{10} \frac{1}{s} \text{ (rad)}$$

$n$ : régimen de servicio en rpm

(véase también el cap. 6.4.2)

El cálculo del desequilibrio admisible  $\vec{U}_{zul}$  se muestra a continuación en un ejemplo:

Masa del rotor:  $m = 4 \text{ kg}$

Número de revoluciones máximo:  $n_{m\acute{a}x} = 3000 \text{ rpm}$

Clase de calidad: G16 (ver Anexo)

Clase de calidad G16  $\Rightarrow e_{zul} \cdot \omega = 16 \text{ mm/s}$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = \frac{3000 \text{ 1/min} \cdot \text{min}}{9.549 \text{ s}} \approx 300 \text{ 1/s} \Rightarrow \vec{e}_{zul} = \frac{16 \text{ mm/s}}{300 \text{ 1/s}} = 0.053 \text{ mm}$$

$$\vec{U}_{zul} = \vec{e}_{zul} \cdot m = 0.053 \text{ mm} \cdot 4 \text{ kg} = 0.212 \text{ kg mm}$$

Si el rotor se equilibra por el procedimiento de los dos planos, se plantea la pregunta de cómo se debe repartir  $\vec{U}_{zul}$  entre los dos planos.

El problema se describe con detalle en ISO 1940. En general,  $\vec{U}_{zul}$  se debería repartir entre los planos de compensación de manera que la relación entre los desequilibrios residuales esté en la misma proporción que las cargas dinámicas admisibles de los cojinetes. La suma de los desequilibrios residuales admisibles es igual a  $\vec{U}_{zul}$ . Un método aproximativo para un rotor cuyos planos de compensación se encuentren entre los cojinetes dice que la relación entre los desequilibrios residuales admisibles es igual a la relación entre las distancias de cada plano de compensación al centro de gravedad del rotor. Un desequilibrio residual no debería ser, no obstante, menor que el 30% de  $\vec{U}_{zul}$ .

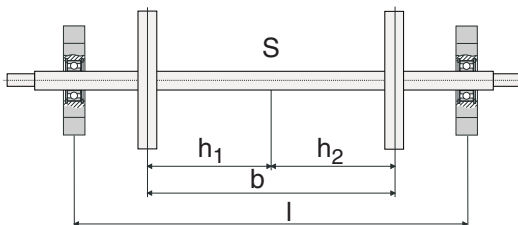


Fig. 4.51 Relación del desequilibrio residual en caso de equilibrado en dos planos

Si el centro de gravedad está en el centro de los planos de compensación, el desequilibrio residual será simplemente la mitad de  $\vec{U}_{zul}$ .

#### 4.5.5 Observaciones especiales para el equilibrado

##### 4.5.5.1 Constancia del número de revoluciones

Casi cada máquina, también las equipadas con un así llamado rotor rígido, presenta **resonancias** más o menos marcadas en el régimen de funcionamiento.

Para el equilibrado con **PT 500** se debería elegir un número de revoluciones donde la señal de medición no varíe mucho en función del número de revoluciones, es decir, que no esté próximo a una resonancia. En otro caso, pequeñas desviaciones del número de revoluciones en los diversos ciclos de equilibrado causarían grandes errores en los índices de influencia. El equilibrado sería inexacto.

Naturalmente, esto sólo es posible allí donde el número de revoluciones se pueda elegir libremente, por ejemplo mediante un convertidor de frecuencia. En el caso de números de revoluciones fijos, como suele ser usual en la práctica para el accionamiento con motores asíncronos, se tiene que trabajar forzosamente con el número de revoluciones establecido.

Por principio se debería intentar equilibrar siempre en las proximidades del ulterior **régimen de servicio**. Puede suceder que la máquina funcione con suavidad al número de revoluciones de equilibrado, pero que más tarde se presenten grandes vibraciones al trabajar con un régimen de servicio diferente. Esto se debe a que los índices de influencia de la máquina tienen un comportamiento dependiente de la frecuencia, por lo que la máquina se comporta como un rotor elástico con campos de resonancia. Un cambio del lugar de medición puede servir aquí de ayuda.

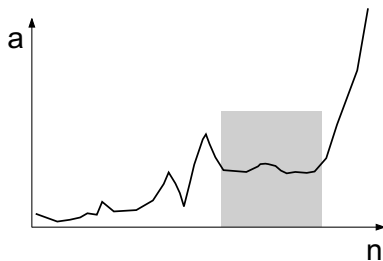


Fig. 4.52 Gama de números de revoluciones apropiada para el equilibrado

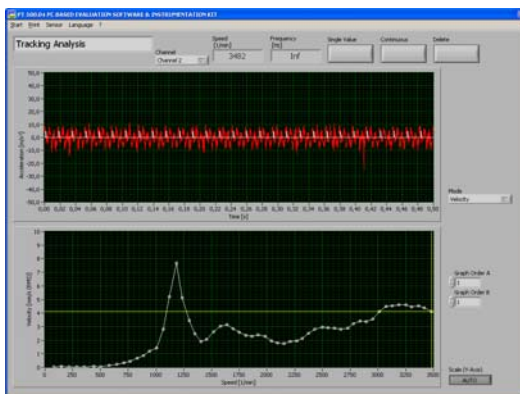


Fig. 4.53 Análisis de seguimiento antes del ensayo de equilibrado. Amplificación = 10; sensor de aceleración montado horizontal, Modo = velocidad

Puede verse pues que un equilibrado óptimo en funcionamiento exige la consideración de factores con frecuencia contradictorios y una gran experiencia.

Si se equilibra con máquinas equilibradoras especiales es mucho más fácil alcanzar buenas calidades de equilibrado reproducibles.

#### 4.5.5.2 No-linealidad

En el caso de un **comportamiento no lineal**, como el que se presenta con frecuencia en la práctica, los índices de influencia dependen también, además del número de revoluciones, de la magnitud absoluta de la amplitud de vibración. En este caso no es posible conseguir la exactitud de equilibrado óptima en un solo ciclo. Repitiendo varias veces el proceso de equilibrado se logra aproximarse entonces iterativamente al resultado óptimo.

No-linealidades pueden deberse, por ejemplo, a ranuras de unión y juego de cojinetes. En ambos casos aumenta la rigidez del sistema al aumentar la carga debido a un gran desequilibrio.

#### 4.5.5.3 Equilibrado de rotores elásticos

El equilibrado de **rotores elásticos** es mucho más complicado que el equilibrado de rotores rígidos. Por regla general se equilibra modalmente, lo que significa que las distintas formas propias se equilibran por separado con sus frecuencias resonantes. Al elegir los planos de equilibrado y los juegos de piezas de equilibrado es importante que equilibrados posteriores con formas propias mayores no destruyan el equilibrado de las formas propias ya equilibradas. Se dice que los juegos de piezas de equilibrado han de estar en posición ortogonal entre sí. El reparto de los juegos de piezas de equilibrado y la posición de los planos de equilibrado sólo se pueden determinar a través de un cálculo muy complejo de las formas de vibración o por un análisis modal experimental. Esto no se puede realizar con **PT 500**.

El equilibrado del rotor elástico de **PT 500.10** no es un equilibrado auténtico de un rotor elástico. Dado que el rotor sólo posee una forma propia, equivale al equilibrado de un rotor rígido.

Ortogonal:

Perpendicular, o formando ángulo recto entre sí

Análisis modal:

El análisis modal es un método para investigar el comportamiento de vibración



## 5 Ensayos

La selección de ensayos no pretende ser exhaustiva, sino que más bien se trata de una sugerencia para crear ensayos propios. Los resultados citados deben considerarse sólo a título orientativo. En función de la ejecución de los distintos componentes, de la habilidad en el campo de la técnica de ensayo y de las condiciones del entorno, pueden presentarse divergencias en el experimento propio. No obstante, se pueden demostrar claramente las leyes de la física. El ensayo "5.2 Equilibrado en un plano con la máquina en funcionamiento" se lleva a cabo con la masa antigua. No obstante, esto no influye en el éxito del ensayo porque la unidad a equilibrar (estructura formada por el árbol y el disco de masa) siempre muestra desequilibrios diferentes y, por tanto, ofrece resultados individuales no transferibles. La forma de las piezas de masa que se deben montar es irrelevante, pero no así el valor de la masa.

### 5.1 Medición de vibraciones en una máquina

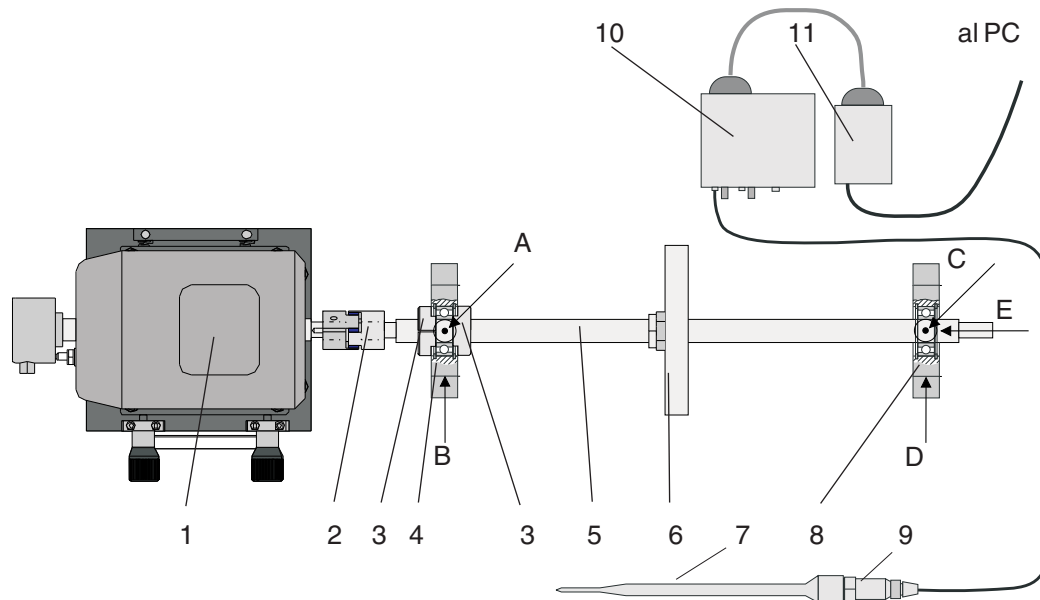
#### 5.1.1 Ensayo a realizar

En una máquina se deben registrar los valores característicos numéricos de las vibraciones (vibraciones de cojinetes absolutas). Colocando un contrapeso se puede alterar el comportamiento de la máquina y estudiar la influencia que tiene en las vibraciones de la máquina.

#### 5.1.2 Accesorios necesarios

PT 500.04 Analizador de Vibraciones Asistido por PC

### 5.1.3 Preparación y montaje



- |                                   |                                  |
|-----------------------------------|----------------------------------|
| 1 Unidad de accionamiento         | 8 Caballete de cojinete          |
| 2 Acoplamiento elástico de garras | 9 Sensor de aceleración          |
| 3 Anillo de ajuste                | 10 Amplificador de medición      |
| 4 Caballete de cojinete           | 11 Caja de medición USB          |
| 5 Árbol largo                     | A, B, C, D, E Puntos de medición |
| 6 Disco de masa                   |                                  |
| 7 Palpador                        |                                  |

Fig. 5.1 Ensayo para medir vibraciones con el palpador en los puntos de medición A hasta E



Montaje según un esquema o los puntos siguientes:

- Montar la unidad de accionamiento (1) sobre la placa para fijación.
- Conectar la unidad de accionamiento a la unidad de mando. Conectar la unidad de mando a la alimentación eléctrica.
- Montar el árbol largo (4) con dos caballetes de cojinetes (4+8), dos anillos de ajuste (3) y un disco de masa (6) alineado con la unidad de accionamiento, sin fijar definitivamente la posición.
- Unir la unidad de accionamiento (1) y el árbol largo (5) con el acoplamiento de garras elástico (2).
- Alinear y fijar la unidad de accionamiento y los caballetes de cojinetes. Para la alineación sobre la placa de fijación, desplazar todos los elementos a sujetar transversalmente respecto a las ranuras hacia adelante o hacia atrás para reducir a un mínimo un posible desplazamiento lateral. Fijar los caballetes de cojinetes a una distancia de aproximadamente 10 mm del talón del árbol.
- Fijar el árbol a un caballete de cojinetes con los anillos de ajuste.
- Fijar el disco de masa (6) con un juego de sujeción.
- Conectar el amplificador de medición (10) al PC con el cable sub-D de 37 polos y a través de la caja de medición USB (11). Instalación de hardware y software PT 500.04 - véanse las instrucciones específicas.
- Unir un sensor de aceleración (9) con el palpador (7) y conectarlo en el canal 1 del amplificador de medición.
- Activar el amplificador de medición desde la cara frontal.

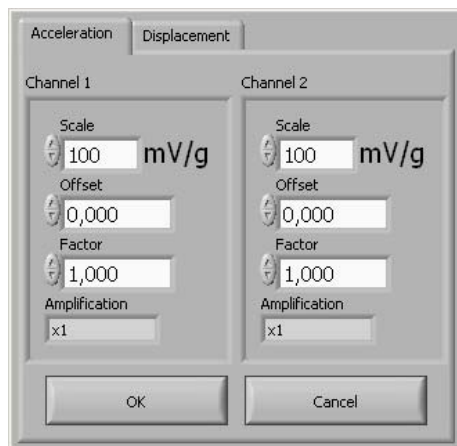


Fig. 5.2 Menú de calibración de sensores



- Poner en marcha el software PT 500.04. Seleccionar el sensor y controlar los ajustes efectuados para el sensor en el menú “Sensor”.

Sensor: Acceleration

Scale: 100 mV/g

Offset: 0.0

Factor: 1.0

- Ajuste de la amplificación correcta (1, 10, 100) en el amplificador de medición. La amplificación se debería ajustar tan grande como sea posible, pero sin sobrepasar el rango de medición. El límite del rango de medición es  $\pm 10$  V y en caso de sobremodulación se indica con una línea de trazos roja en la ventana del osciloscopio. En el ensayo se ha elegido aquí la amplificación  $V = 10$ .

### AVISO

La amplificación no se puede ajustar en el software, sino sólo en el amplificador de medición.

- En el software PT 500.04 se tiene que seleccionar la ventana de la intensidad de vibración. El valor numérico de la velocidad de vibración efectiva se puede leer en la parte inferior derecha de la ventana, véase la marca en la fig. 5.3.
- Para visualizar la evolución de la velocidad de vibración con el tiempo, se tiene que elegir en “Mode” el modo de funcionamiento “Velocity”.

#### 5.1.4 Ejecución del ensayo



#### ATENCIÓN

##### Árboles en rotación

Es posible sufrir lesiones graves.

- Prestar atención a que las piezas en rotación no atrapen cabellos largos, barbas largas, collares o similares, corbatas y vestuario holgado o suelto.
- La unidad sólo debe funcionar con la cubierta protectora cerrada.
- Desconectar el motor antes de realizar transformaciones.

- 
- Controlar la fijación firme de todas las piezas del montaje para el ensayo.
  - Cerrar la cubierta protectora.
  - Conectar la unidad de mando del motor.
  - Ajustar el sentido de giro deseado (fig. 3.2-4).
  - Poner a cero el número de revoluciones (fig. 3.2-5).
  - Poner en marcha el motor (fig. 3.2-1).
  - Ajustar el número de revoluciones del motor a, por ejemplo, 1000 rpm.
  - Presionar el sensor de aceleración con el palpador perpendicularmente sobre el punto de medición. Prestar atención a que el sensor de aceleración haga contacto constantemente y evitar movimientos adicionales del sensor de aceleración. Anotar el valor medido en estado estable.

- Si las señales de vibración aumentan mucho, controlar si se ha sobrepasado el rango de medición del amplificador de medición. Si es necesario, adaptar la amplificación en el amplificador de medición.
- Registrar los valores medidos en los puntos de medición A hasta E. Repetir esta operación para otros números de revoluciones.
- Tras registrar los valores efectivos de la velocidad de vibración a diversos números de revoluciones, parar el motor.
- Poner a cero el número de revoluciones.
- Transformación de la máquina por montaje de un contrapeso de desequilibrio (p. ej. 11.27 g  $\hat{=}$  1 taco de corredera, 3 arandelas y 1 M4x16) en el disco de masa.
- Nuevo registro de valores en los puntos de medición A hasta E con diferentes números de revoluciones.

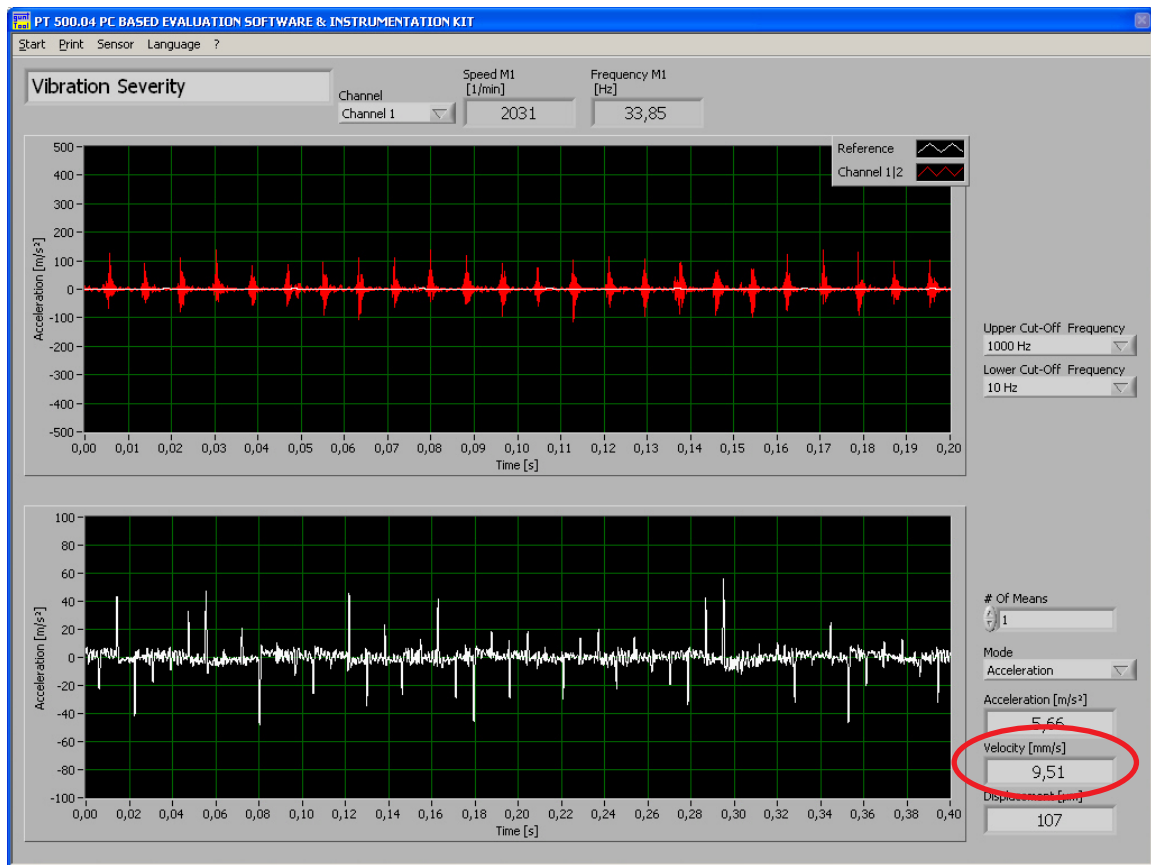


Fig. 5.3 Ventana para medición de la intensidad de vibración. ¡Atención! Evitar sin falta una superación del rango de medición. Tal superación causa valores de medición incorrectos. Control en la ventana de osciloscopio

Ventana para medición de la intensidad de vibración con el software PT 500.04. El valor numérico de la velocidad de vibración efectiva se puede leer en el campo marcado. Dependiendo de la aplicación, se puede elegir el “Mode” de la curva de tiempo.

### 5.1.5 Análisis

Valores efectivos adquiridos para la velocidad de vibración con el software PT 500.04 (en la opción de menú para intensidad de vibración).

Medición de la velocidad de vibración en mm/s sin desequilibrio adicional en el disco de masa					
Punto de medición	Número de revoluciones en rpm				
	1000	1500	2000	2500	3000
A	0.32	0.48	0.48	0.61	0.82
B	0.22	0.43	0.43	0.74	1.15
C	0.38	0.39	0.68	0.58	1.20
D	0.26	0.33	0.41	0.87	<b>1.30</b>
E	0.43	0.51	0.70	0.83	1.28

Intensidad de vibración: 1.30 mm/s

Medición de la velocidad de vibración con desequilibrio adicional (11.27 g) en el disco de masa					
Punto de medición	Número de revoluciones en rpm				
	1000	1500	2000	2500	3000
A	2.48	3.90	3.15	3.01	5.72
B	1.29	1.41	1.98	2.59	3.60
C	2.58	2.76	3.05	4.25	<b>7.32</b>
D	0.90	0.75	2.54	3.05	3.50
E	0.73	0.36	0.97	1.65	1.94

Intensidad de vibración: 7.32 mm/s

Evaluación de los valores medidos según el cap. 6.4.1.

En el ensayo 1 con 1.3 mm/s y grupo K, el estado es "admisible"

En el ensayo 2 con 7.32 mm/s y grupo K, el estado es "inadmisible"

## **5.2 Equilibrado en un plano con la máquina en funcionamiento**

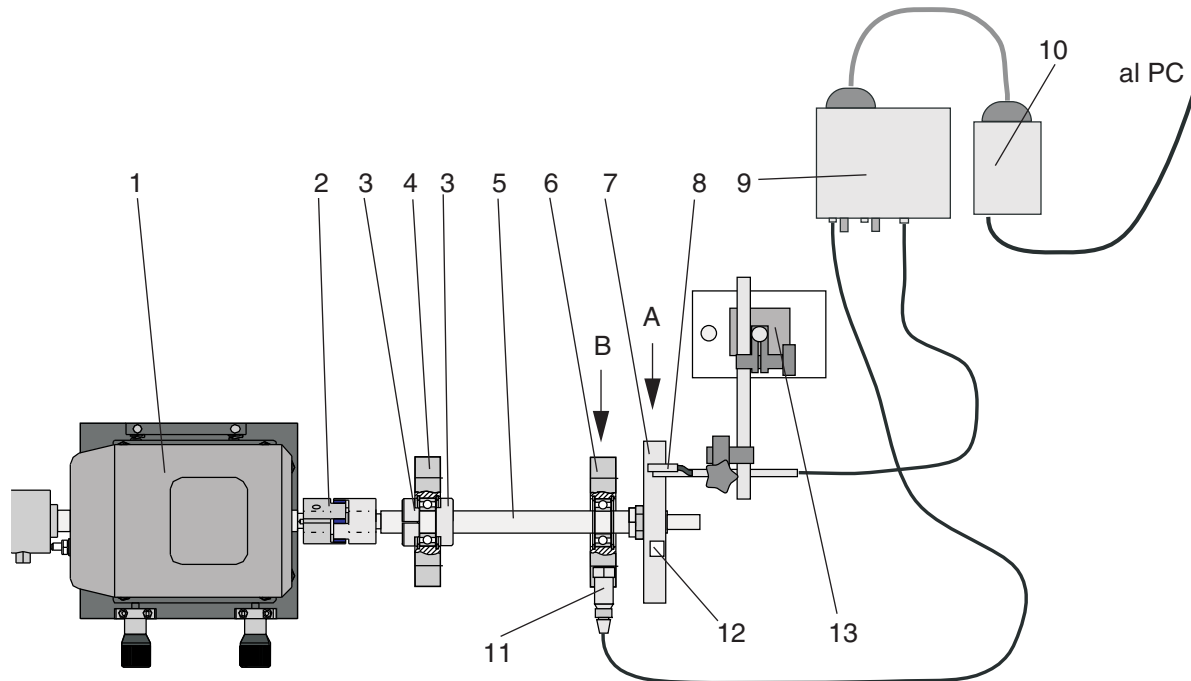
### **5.2.1 Ensayo a realizar**

Equilibrado de un disco de masa colocado en el extremo del árbol corto. Este montaje representa el modelo simplificado de una bomba centrífuga o un ventilador con un rodete alojado en voladizo, un caso frecuente en la práctica. La impulsión debe tener lugar con la unidad de accionamiento y el acoplamiento de garras elástico. La captación y el análisis de las señales se deben efectuar con el accesorio **PT 500.04**. Para finalizar se tiene que evaluar la calidad del equilibrado.

### **5.2.2 Accesorios necesarios**

PT 500.04 Analizador de Vibraciones Asistido por PC

### 5.2.3 Preparación y montaje



- |                                   |   |
|-----------------------------------|---|
| 1 Unidad de accionamiento         | 9 Amplificador de medición              |
| 2 Acoplamiento elástico de garras | 10 Caja de medición USB                 |
| 3 Anillo de ajuste                | 11 Sensor de aceleración                |
| 4 Caballete de cojinete           | 12 Marca reflectante                    |
| 5 Árbol corto                     | 13 Soporte magnético con placa de acero |
| 6 Caballete de cojinete           | A Plano de medición                     |
| 7 Disco de masa                   | B Plano de equilibrado                  |
| 8 Transductor de referencia       |   |

Fig. 5.4 Ensayo para equilibrar un rotor en un plano



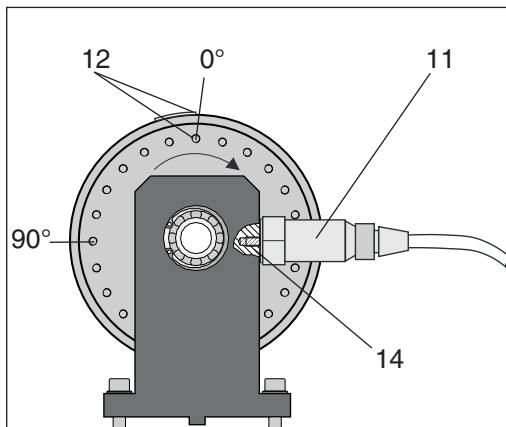


Fig. 5.5 Disposición del sensor de aceleración (11) en el caballete de cojinete y marcas reflectantes (12) para el sensor de referencia óptico. Para un sentido de giro en el sentido de las agujas del reloj, visto desde el lado de accionamiento

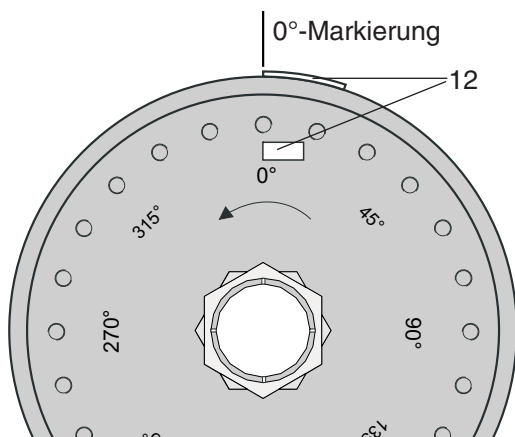


Fig. 5.6 Disco de masa con escala graduada y dos marcas reflectantes posibles (aumento de flanco en 0° grados). Vista del disco de masa al descubierto.

Montaje según un esquema o los puntos siguientes:

- Montar la unidad de accionamiento (1) sobre la placa para fijación.
- Conectar la unidad de accionamiento a la unidad de mando. Conectar la unidad de mando a la alimentación eléctrica.
- Montar el árbol corto (5) con dos caballetes de cojinetes (4+6) y los anillos de ajuste (3) alineado con la unidad de accionamiento, sin fijar definitivamente la posición. Alinear los caballetes de cojinetes de manera que los orificios roscados horizontales (14) para los sensores de vibraciones estén dirigidos unificadamente hacia delante.
- Unir la unidad de accionamiento (1) y el árbol corto con el acoplamiento de garras elástico (2).
- Alinear y fijar la unidad de accionamiento y los caballetes de cojinetes. Para la alineación sobre la placa de fijación, desplazar todos los elementos a sujetar transversalmente respecto a las ranuras hacia adelante o hacia atrás para reducir a un mínimo un posible desplazamiento lateral.
- Fijar el árbol al caballete de cojinetes con los anillos de ajuste.
- Montar el disco de masa (7) con el juego de sujeción en el extremo aún libre del árbol, enrasado con el talón del árbol (véase el cap. 3.4)
- Conectar el amplificador de medición (9) al PC con el cable sub-D de 37 polos y a través de la caja de medición USB (10) dispuesta para el funcionamiento. Instalación de hardware y software PT 500.04 - véanse las instrucciones específicas.
- Fijar el sensor de aceleración (11) p. ej. en el orificio roscado dirigido hacia adelante (14) del caballete de cojinetes y conectarlo al canal 1 del amplificador de medición (fig. 5.4).

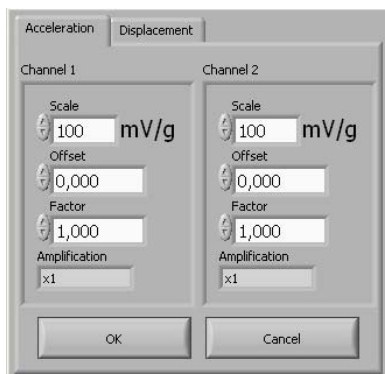


Fig. 5.7 Menú de calibración de sensores

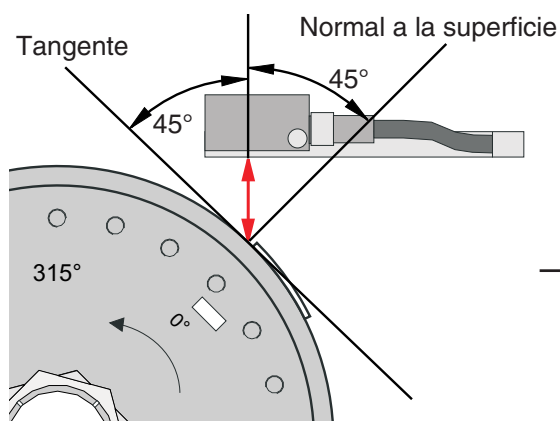


Fig. 5.8 Alineación del sensor de referencia respecto a la marca reflectante

- Pegar la marca reflectante (12) para el sensor de referencia (8) sobre el disco de masa de manera que en la posición de 0° se produzca un ascenso pronunciado del flanco (fig. 5.6).
  - Conectar el sensor de referencia al amplificador de medición y fijar el soporte magnético sobre la placa para fijación con ayuda de la placa de acero. Alinear aproximadamente el sensor de referencia respecto a la marca reflectante.
  - Poner en marcha el software PT 500.04. Seleccionar el sensor y controlar los ajustes efectuados para el sensor en el menú "Sensor".  
Sensor: Acceleration
- |         |                             |
|---------|-----------------------------|
| Scale:  | 100 mV/g (con $g = m/s^2$ ) |
| Offset: | 0.0                         |
| Factor: | 1.0                         |
- Antes de la medición propiamente dicha se tiene que controlar la señal de referencia con la ventana del osciloscopio. El sensor de referencia se tiene que alinear de manera que se visualice una señal rectangular inequívoca. Ha probado ser eficaz un ángulo de aproximadamente 45° respecto a la superficie (tangente) sobre la que está aplicada la marca reflectante. En caso de incidencia perpendicular de la luz de láser sobre una superficie metálica, se producen mediciones incorrectas debido a las reflexiones de la superficie.
  - Ajuste de la amplificación correcta en el amplificador de medición. La amplificación se debería ajustar tan grande como sea posible, pero sin sobrepasar el rango de medición. El límite del rango de medición es  $\pm 10$  V y se indica con una línea de trazos roja en la ventana del osciloscopio.

Superaciones del rango de medición causan resultados de medición incorrectos y se deben evitar. Para comprobar si la amplificación es correcta, se debe realizar un ciclo de prueba con el número de revoluciones de equilibrado en la ventana del osciloscopio.

- Al seleccionar el número de revoluciones y el punto de medición se ha de prestar atención a que no se produzca ninguna irregularidad en cuanto a la amplitud o a la posición de fase en las vibraciones. Para la evaluación es conveniente aplicar el análisis de seguimiento con sensor de aceleración montado en posición vertical y horizontal en el caballete de cojinete; véase la fig. 5.9 y la fig. 5.10. En el análisis de seguimiento se registran las velocidades de vibración (Mode: Velocity) a lo largo de toda la gama de regímenes de servicio. Durante la medición se aumenta el número de revoluciones lentamente a mano.
- En el software PT 500.04 se tiene que elegir la ventana “Equilibrado en un plano”. Para el siguiente equilibrado en un plano se ha elegido el sensor de aceleración dispuesto en posición vertical. (Véase la fig. 5.9 y 5.10). Para continuar el proceso se tiene que seguir el diálogo relativo al equilibrado.



#### **AVISO**

Antes de cada medición es conveniente realizar un ciclo de prueba en toda la gama de números de revoluciones. En esta operación se debe comprobar si todo funciona correctamente, si todas las piezas están fijadas firmemente y si las señales están en orden.

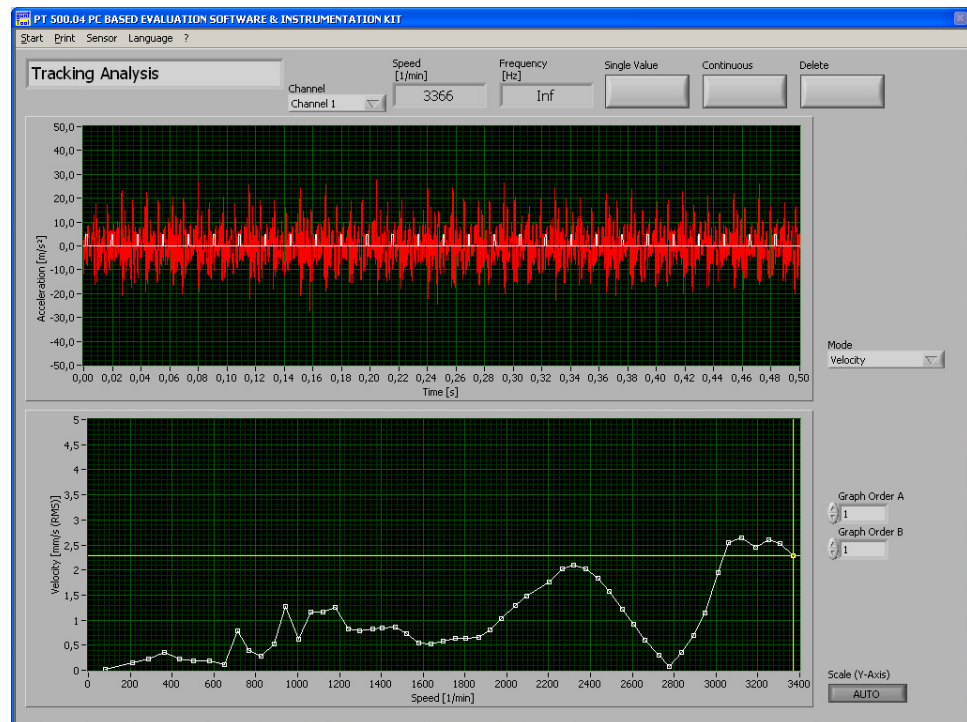
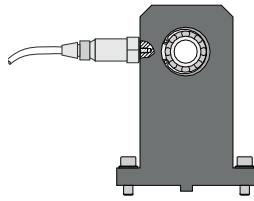


Fig. 5.9 Análisis de seguimiento con sensor de aceleración dispuesto horizontal en el caballete de cojinete

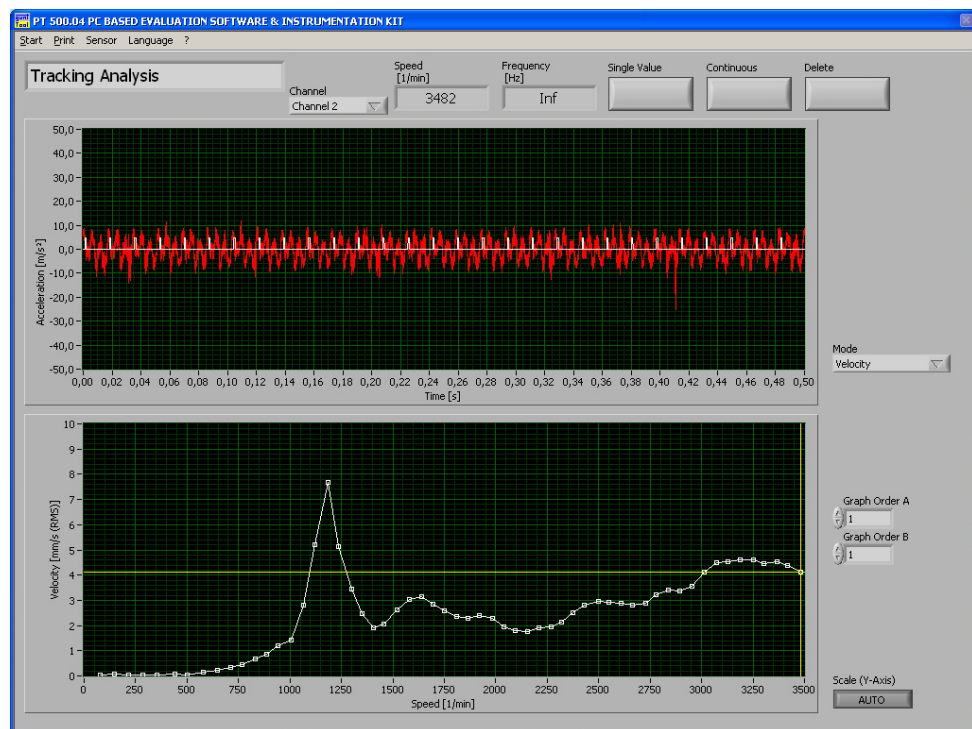
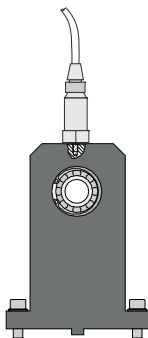


Fig. 5.10 Análisis de seguimiento con sensor de aceleración dispuesto vertical en el caballete de cojinete (punto de medición elegido)

### 5.2.4 Ejecución del ensayo



#### AVISO

Antes de cada conexión de la unidad de accionamiento se debe comprobar si todos los tornillos y las masas de equilibrado están fijados y si la cubierta protectora está cerrada.

Las vibraciones causadas por desequilibrio se miden en el plano del punto de cojinete (B) (punto de medición) y el desequilibrio determinado se compensa en el plano del centro de gravedad (A) (plano de compensación - fig. 5.4).

Dado que los discos de masa están relativamente bien equilibrados, se tiene que montar un contrapeso de desequilibrio (p. ej. 11.76 g,  $\hat{=}$  1 taco de corredera con 1 M4x16 y 1 arandela).

Posición elegida: en 240° de la escala

- Controlar la fijación firme de todas las piezas del montaje para el ensayo.
- Cerrar la cubierta protectora.
- Conectar la unidad de mando del motor.
- Establecimiento del sentido de giro: en el sentido de las agujas del reloj, mirando desde el lado de accionamiento.
- Poner a cero el número de revoluciones.
- Conectar el motor, ajustar el número de revoluciones a 2400 rpm.
- Los ajustes y las entradas se efectúan, a través de un diálogo, en la máscara de pantalla del software PT 500.04 para el equilibrado en un plano. Tras el inicio del programa se tiene que seleccionar la opción de menú “Equilibrado en un plano”. Los sensores utilizados son sensores de aceleración con una sensibilidad de “100 mV/g”.



— **Ciclo de desequilibrio primario (Initial Run)**

Con el software PT 500.04 se capta y registra el vector de vibración (valor y fase) del desequilibrio primario desconocido (2.97 mm/s, 312.23°).

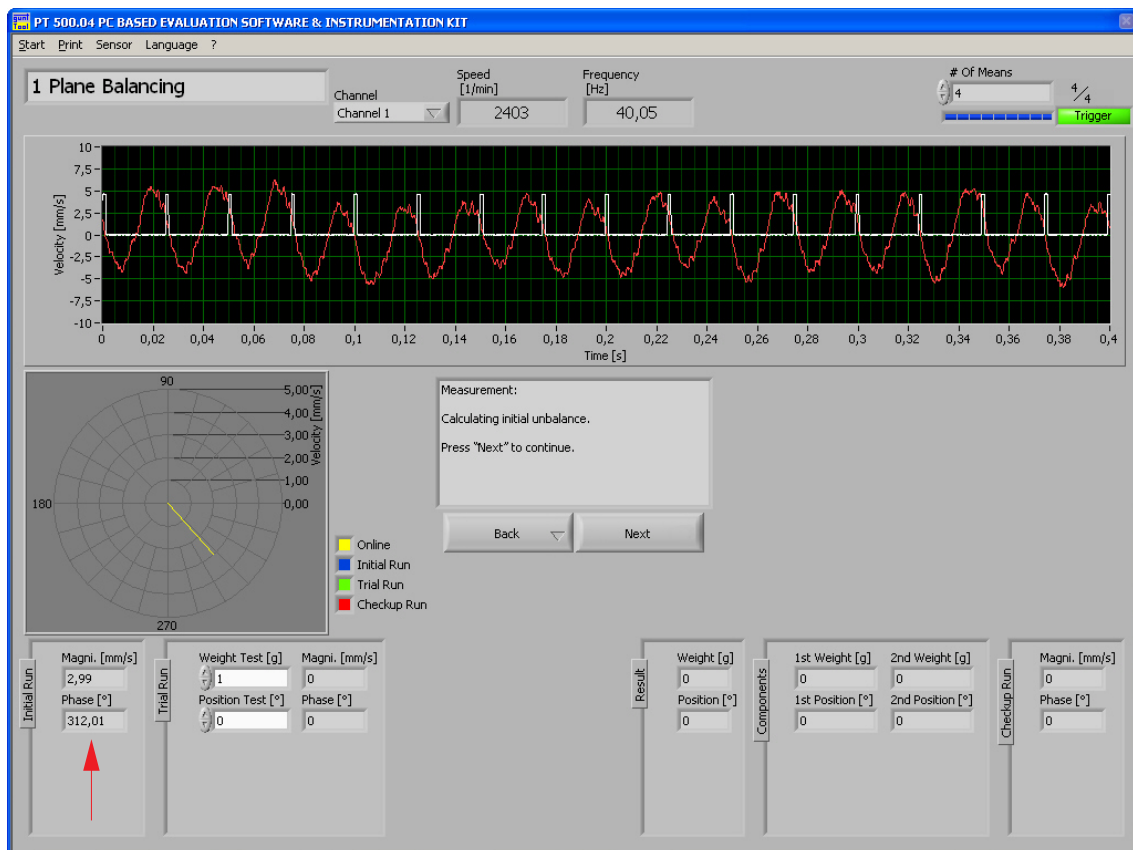


Fig. 5.11 Ciclo de desequilibrio primario con valores de medición del desequilibrio primario y representación gráfica del valor de la velocidad de vibración y de la fase. En el diagrama de arriba se pueden ver la señal de número de revoluciones del sensor de referencia (señal rectangular blanca) y la velocidad de vibración, derivada de la señal del sensor de aceleración. A través del diagrama se puede ajustar el canal utilizado por el sensor de aceleración.

- Una vez estabilizados los valores de medición, pulsar la tecla “Next”. Aparece la siguiente ventana.

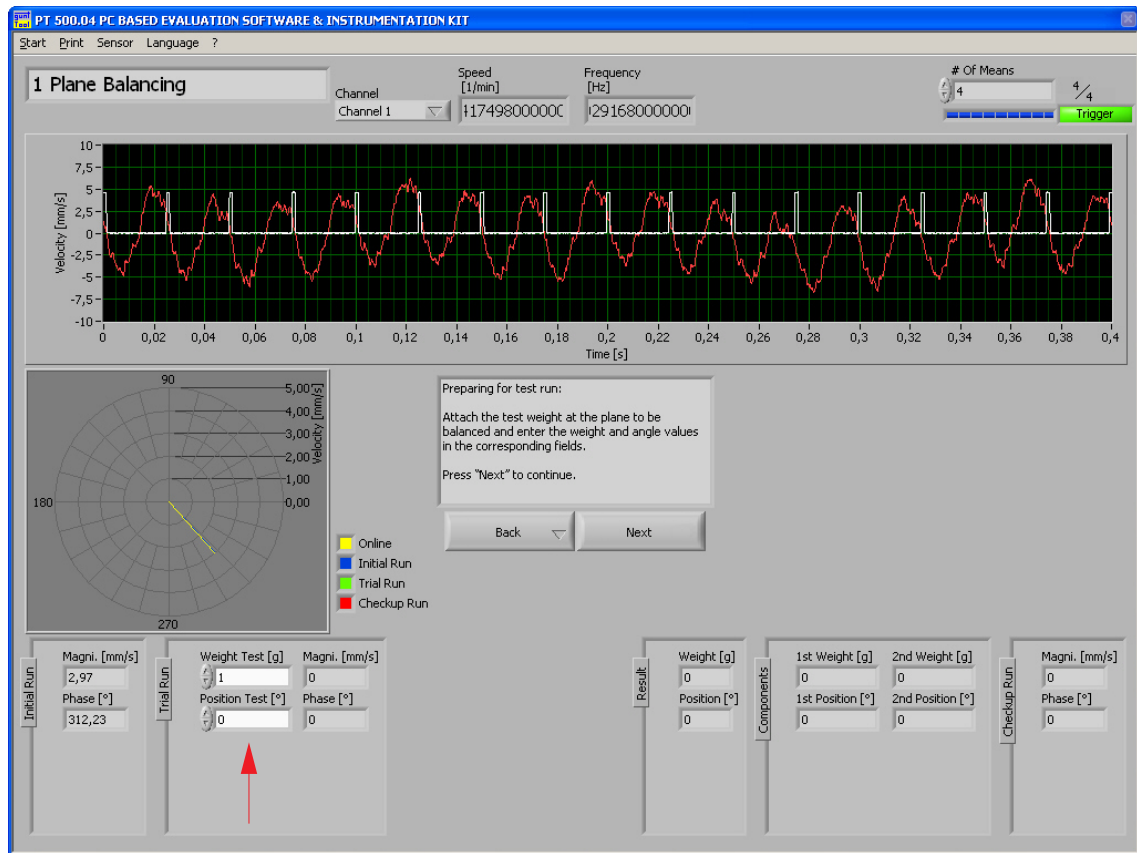


Fig. 5.12 Ventana tras confirmar el ciclo de desequilibrio primario. El peso de prueba y la posición se introducen a mano.

- Desconectar el motor, poner a cero el número de revoluciones.
- Colocar un peso de prueba adicional en el disco de masa ( $10.74 \text{ g} \approx 1$  taco de corredera con 1 M4x16 y 1 arandela en  $315^\circ$ ) e indicarlo en el programa.
- Poner en marcha el motor, ajustar el mismo número de revoluciones y el mismo sentido de giro que para el ciclo de desequilibrio primario.
- **Ciclo de prueba (Trial Run).**

Registrar el vector de vibración (valor y fase) del desequilibrio primario con peso de prueba ( $4.62 \text{ mm/s}$ ,  $347.20^\circ$ , véase la copia impresa de la fig. 5.16).

Debe prestarse atención a que el vector de desequilibrio del ciclo de prueba forme un ángulo lo mayor posible respecto al vector de desequilibrio primario del ciclo de desequilibrio primario. En caso de un ángulo desfavorable, cambiar de posición el peso de prueba y repetir la medición.

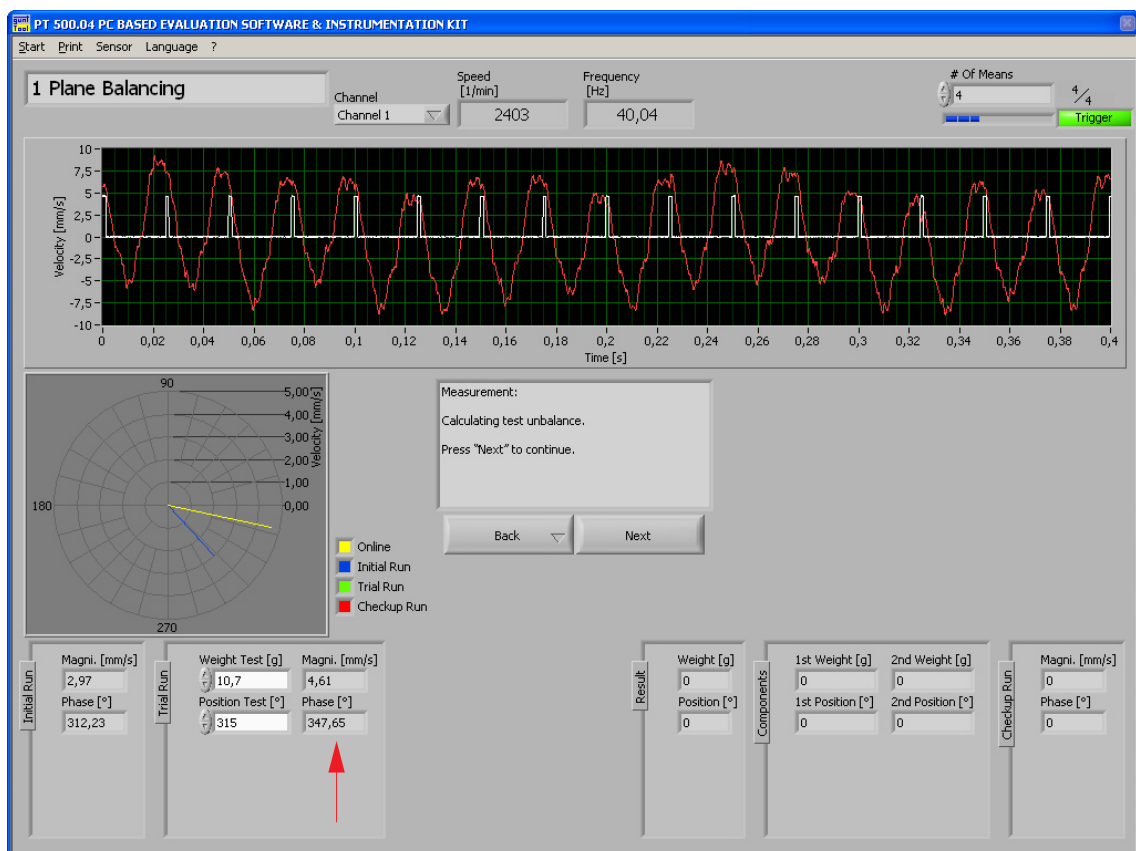


Fig. 5.13 Ventana para el ciclo de prueba. La velocidad de vibración (valor) y la fase se miden.

- Al pulsar la tecla “Next”, el programa procesa los valores de medición y se determinan la masa y el ángulo para la compensación (el equilibrado).



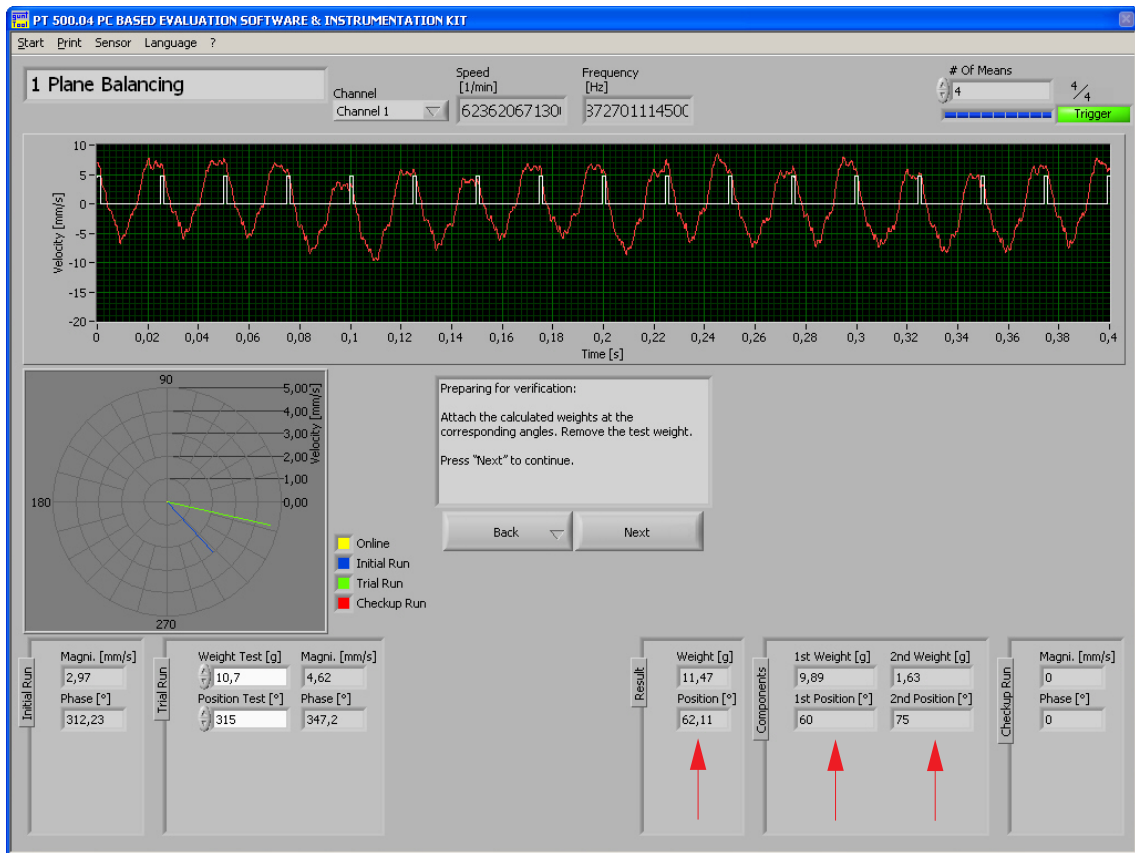


Fig. 5.14 Tras el ciclo de prueba con los valores obtenidos por medio del peso de prueba para una compensación (resultado: masa de compensación, ángulo y reparto en la división de 15°)

- Desconectar el motor, poner a cero el número de revoluciones
- **Retirar el peso de prueba.**
- A partir de las dos mediciones anteriores se puede determinar la compensación, sea manualmente o con ayuda del software PT 500.04.  
 Resultado del software: (11.47 g, 62.11° o con referencia a la graduación especificada 9.89 g, 60° y 1.63 g ,75°).  
 Elegido: (9.89 g, 60° y 1.63 g, 75°)
- Montar en el disco de masa las masas de compensación (contrapesos) así determinadas.
- Poner en marcha el motor, ajustar el mismo número de revoluciones y el mismo sentido de giro.

— Ciclo de comprobación (Checkup Run)

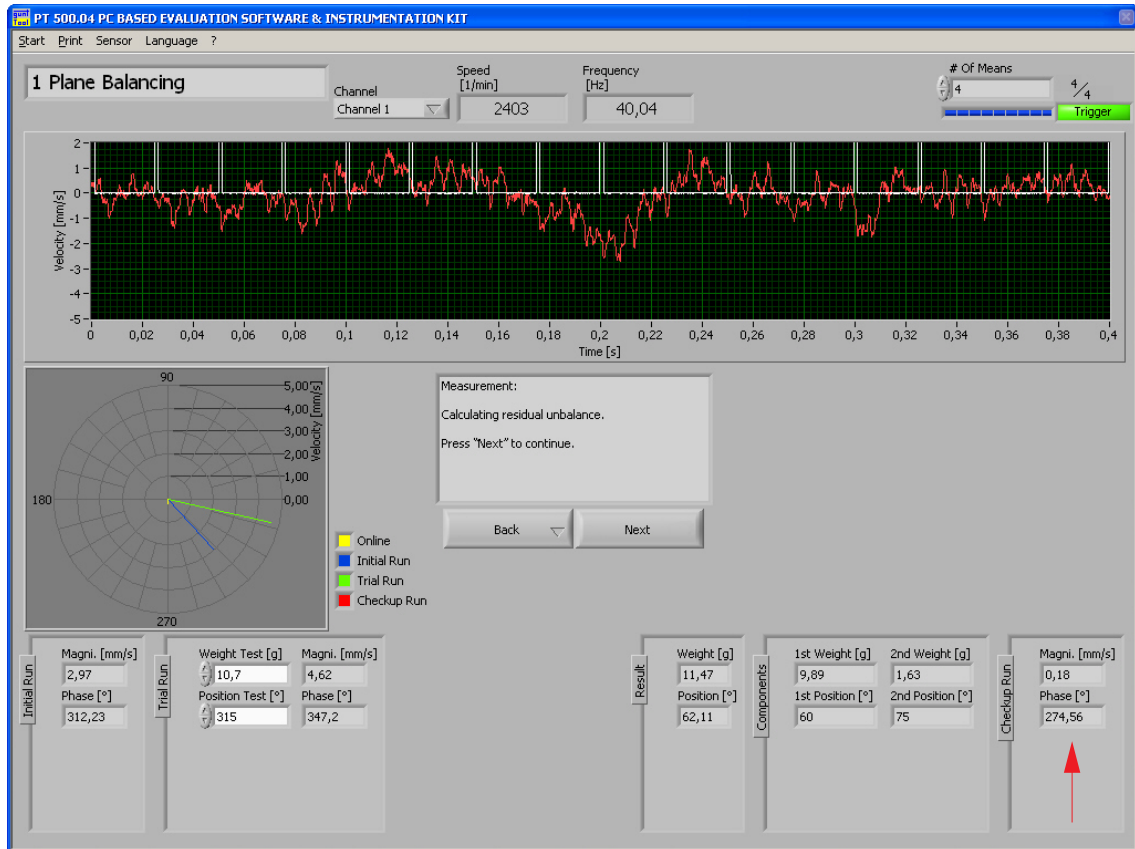


Fig. 5.15 Ciclo de comprobación con la velocidad de vibración (valor) y la fase tras el equilibrado

- Ejecutar el ciclo de comprobación (0.18 mm/s, 274.56°).
- Imprimir una copia a través de la opción de menú "Print" (véase la copia impresa en la página siguiente).

## PT 500.04 1 Plane Balancing

03.02.2009 14:31:48

Channel: Channel 1  
 Speed [1/min]: 2402,61  
 Frequency [Hz]: 40,04  
 # Of Means: 4,00

\* Initial Run \*  
 Magni. [mm/s]: 2,97  
 Phase [°]: 312,23

\* Trial Run \*  
 Weight Test [g]: 10,70  
 Position Test [°]: 315,00  
 Magni. [mm/s]: 4,62  
 Phase [°]: 347,20

\* Result \*  
 Weight [g]: 11,47  
 Position [°]: 62,11

\* Components \*  
 1st Weight [g]: 9,89  
 1st Position [°]: 60,00  
 2nd Weight [g]: 1,63  
 2nd Position [°]: 75,00

\* Checkup Run \*  
 Magni. [mm/s]: 0,18  
 Phase [°]: 274,56

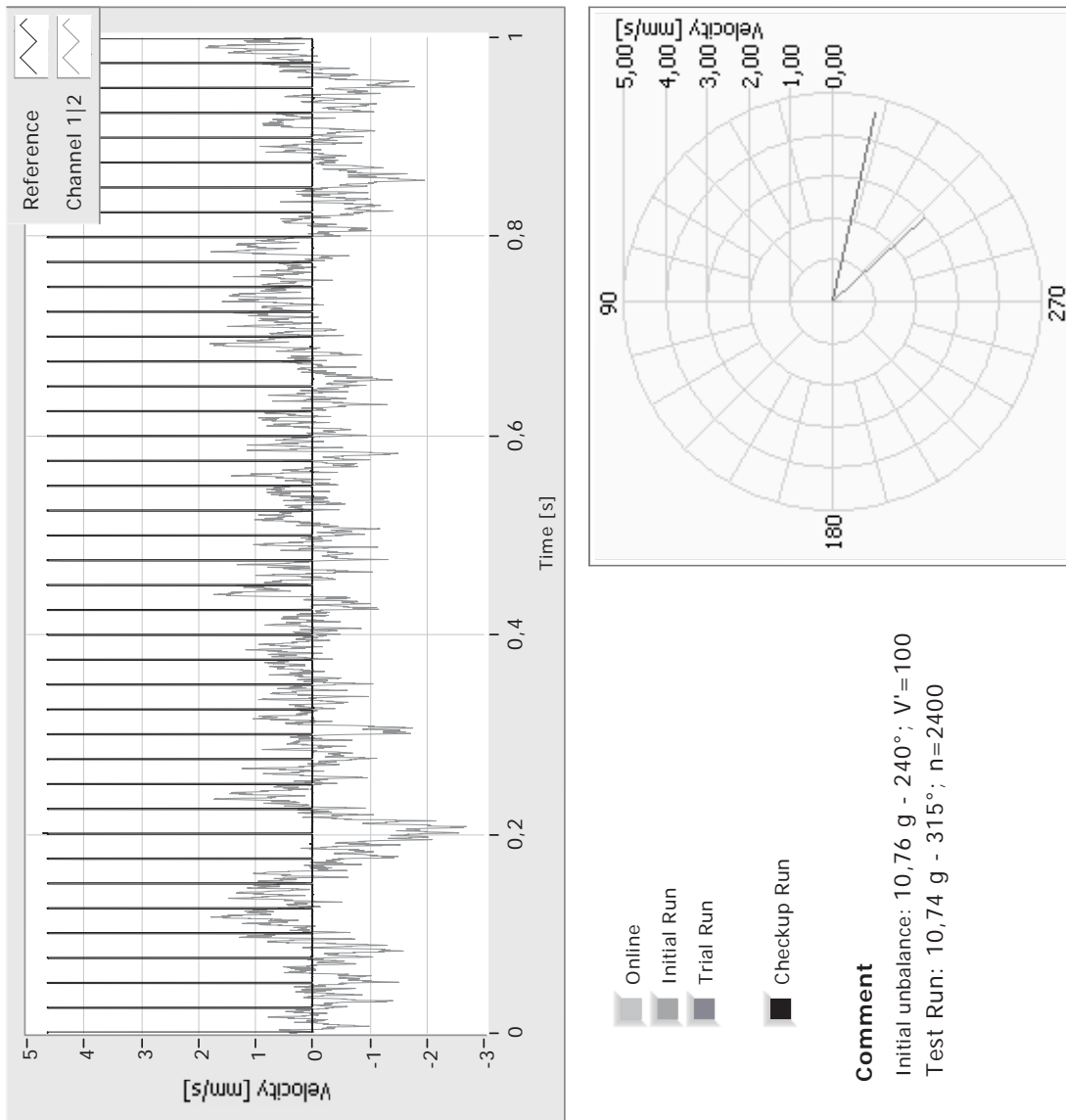


Fig. 5.16 Copia impresa tras el primer proceso de equilibrado

**PT 500 SISTEMA DE DIAGNÓSTICO DE MÁQUINAS, UNIDAD BÁSICA**

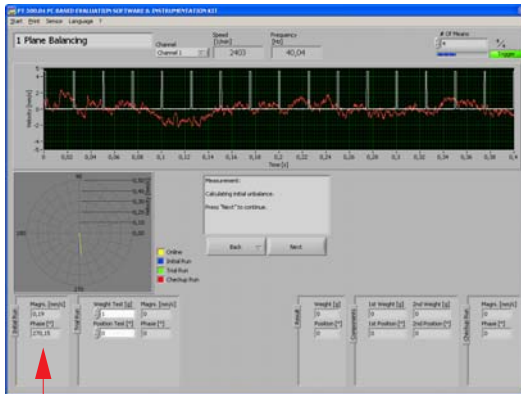


Fig. 5.17 Segundo ciclo de desequilibrio primario

— Para determinar la excentricidad residual del centro de gravedad o el desequilibrio residual referido a la masa, se necesita la masa de compensación a obtener en otro proceso de equilibrado. Un segundo proceso de equilibrado subsiguiente se puede utilizar para mejorar aún más la calidad del equilibrado o para determinar la masa de compensación después del último ciclo de comprobación.

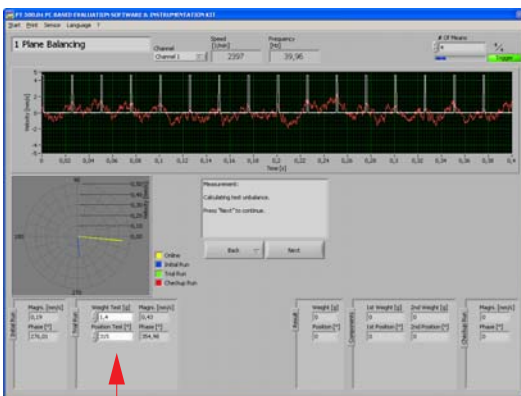


Fig. 5.18 Segundo ciclo de prueba

— Segundo ciclo de desequilibrio primario con el disco de masa equilibrado en el primer ciclo. Con los valores de medición  
 Velocidad de vibración: 0.19 mm/s  
 Fase: 276.01°

— Segundo ciclo de prueba con el objetivo de determinar la masa de compensación restante.  
 Peso de prueba: 1.40 g  
 Ángulo: 315°

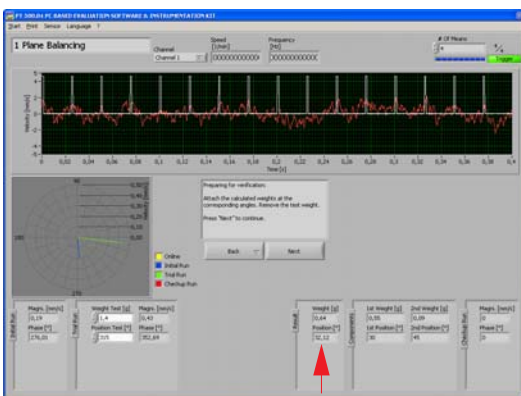


Fig. 5.19 Segunda determinación de la masa de compensación

Resultado del ciclo de prueba  
 Masa de compensación: 0.64 g  
 Ángulo: 32.12°

**Aviso**

En el segundo proceso de equilibrado puede suceder que la velocidad de vibración adopte valores muy pequeños. Valores de medición demasiado pequeños hacen que las agujas indicadoras den grandes saltos en la representación gráfica.

## PT 500.04 1 Plane Balancing

03.02.2009 15:05:44

Channel: Channel 1  
 Speed [1/min]: 2403,42  
 Frequency [Hz]: 40,06  
 # Of Means: 4,00

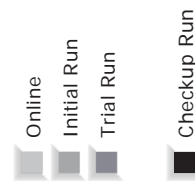
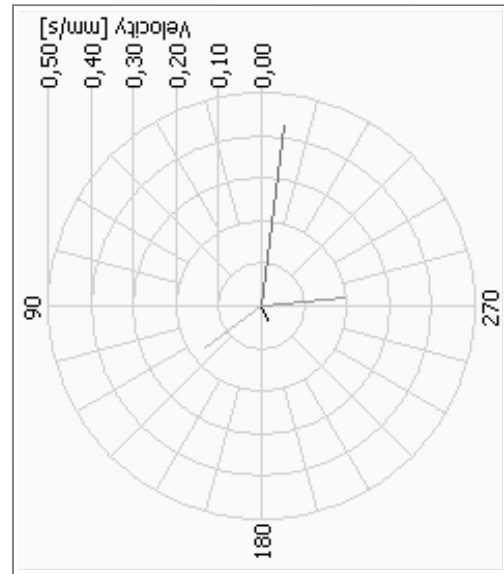
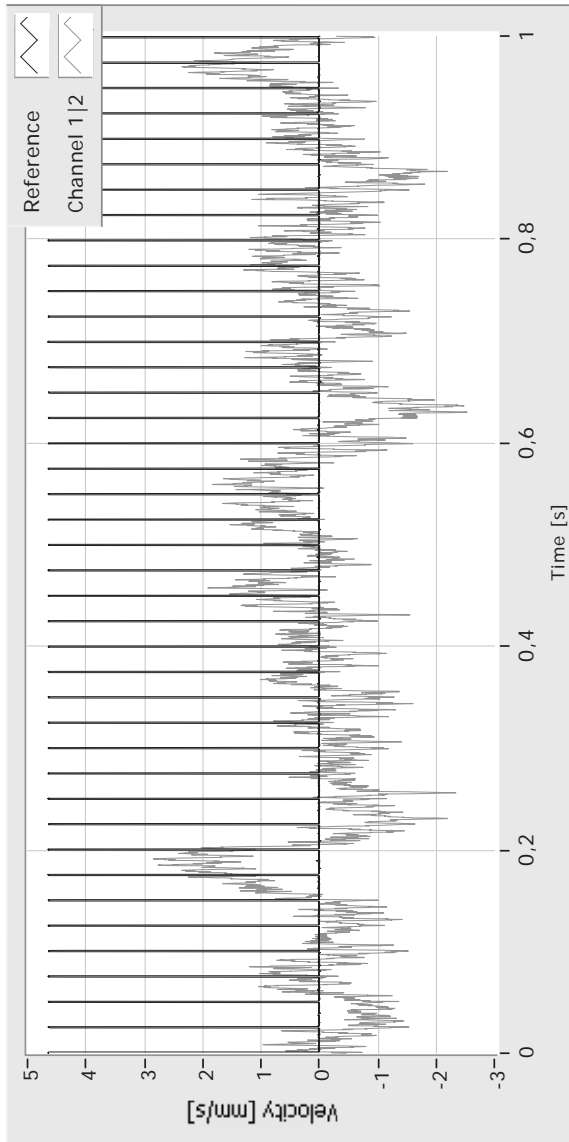
\* Initial Run \*  
 Magni. [mm/s]: 0,19  
 Phase [°]: 276,01

\* Trial Run \*  
 Weight Test [g]: 1,40  
 Position Test [°]: 315,00  
 Magni. [mm/s]: 0,43  
 Phase [°]: 352,69

\* Result \*  
 Weight [g]: 0,64  
 Position [°]: 32,12

\* Components \*  
 1st Weight [g]: 0,55  
 1st Position [°]: 30,00  
 2nd Weight [g]: 0,09  
 2nd Position [°]: 45,00

\* Checkup Run \*  
 Magni. [mm/s]: 0,04  
 Phase [°]: 204,89



### Comment

Trial Run: 1,38 g - 315°  
 Result: 0,57 g - 30°; 0,14 g - 45°

Fig. 5.20 Copia impresa tras el segundo proceso de equilibrado

### 5.2.5 Evaluación manual de los valores de medición

Se han utilizado los valores de medición de la copia impresa de la fig.: 5.16.

- Determinar a mano el valor de la masa de compensación.
  - Marcar el valor medido de la vibración ( $\vec{e}_U \cdot \omega$ ) correspondiente al ciclo de desequilibrio primario debajo del ángulo medido en un eje de coordenadas polares con una graduación de 0° a 360°, a escala (p. ej. 2.97 mm/s = 59.4 mm) (2.97 mm/s, 312.23°) Punto A
  - Marcar el valor medido de la vibración ( $\vec{e}_T \cdot \omega$ ) del ciclo de prueba debajo del ángulo medido en un sistema de coordenadas (4.62 mm/s, 347.2°) Punto B (92.4 mm)
  - Marcar el valor del vector de variación de ( $\vec{e}_U \cdot \omega$ ) a ( $\vec{e}_T \cdot \omega$ ) y determinarlo (55 mm). Este vector se conoce también como indicador de tara  $T_o$ . Siempre que se monta en la posición de 0° del plano de compensación un peso de prueba o de compensación, se produce una variación del desequilibrio en la dirección del indicador de tara. Un peso de tara doble daría como resultado un indicador de tara de doble longitud. Esta relación viene expresada por la escala de masa.

$$\text{escala de masa} = \frac{\text{peso de tara}}{\text{indicador de tara}}$$

$$\frac{10.74 \text{ g}}{55 \text{ mm}} = 0.195 \text{ g / mm}$$

Para equilibrar por completo el rotor (disco de masa con árbol) se tiene que desplazar el punto A al origen del diagrama, el punto C.

Determinar el valor de la masa de compensación:

Se obtiene la masa de compensación multiplicando la longitud de vector dibujada A por la escala de la masa.

$$m_A = \text{longitud del vector} \cdot \text{escala de masa}$$

$m_A$  = según dibujo (con  $2.97 \text{ mm/s} \hat{=} 59.4 \text{ mm}$ ). De la longitud de vector medida y la escala de masa resulta la masa de compensación.

$$m_A = 59.4 \text{ mm} \cdot 0.195 \frac{\text{g}}{\text{mm}} = 1159 \text{ g}$$

Masa de compensación = 11.59 g

- Determinar el ángulo de la masa de compensación.
  - Para equilibrar por completo el rotor se tiene que desplazar el punto A al origen, el punto C. Esto se consigue girando el indicador de tara  $106^\circ$  (medido en el dibujo) en sentido contrario a las agujas del reloj y llevándolo al mismo tiempo al segmento A-C (= 59.4 mm). Adicionalmente se tiene que sumar el ángulo del peso de prueba  $315^\circ$  (véase la fig. 5.15-Position Test).

Cálculo de la posición angular para la masa de compensación:

$$\delta = \delta + \gamma = 315^\circ + 106^\circ = 421^\circ$$

$$421^\circ \hat{=} 421^\circ - 360^\circ = 61^\circ$$

Ángulo de la masa de compensación =  $61^\circ$



Los resultados presentan una buena coincidencia con el cálculo del programa PT 500.04.

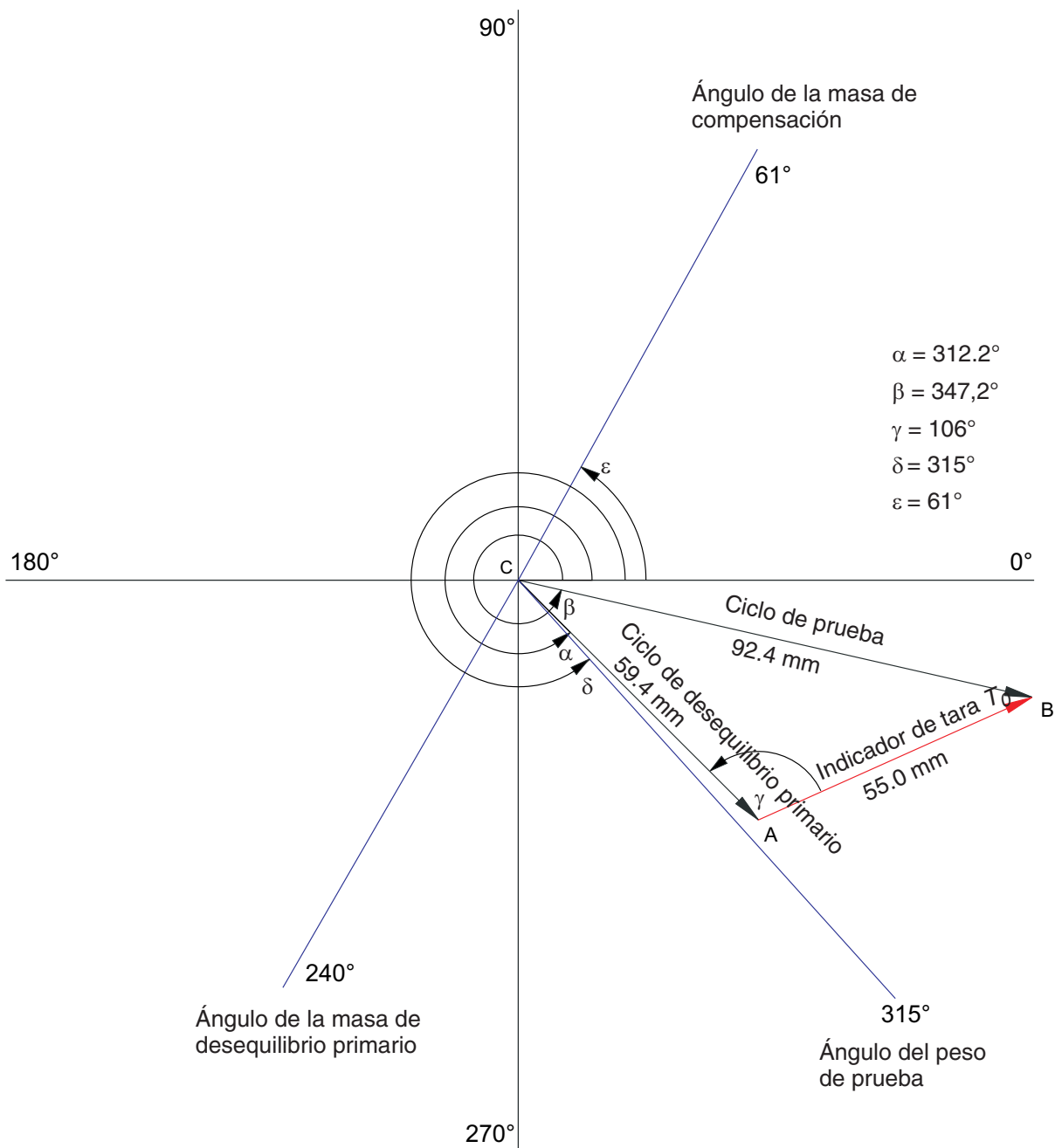


Fig. 5.21 Dibujo para evaluar a mano con vectores de vibración;  $n = 2400$  rpm (representación a escala reducida)



### 5.2.5.1 Excentricidad residual del centro de gravedad o desequilibrio residual referido a la masa

El cuerpo de rotación  $m_G$  tiene una masa de rotor formada por:

Disco de masa: 1.675 kg

Árbol: 0.670 kg

Juego de sujeción: 0.162 kg

Masa de equilibrado: 11.47 g (pág.83)

Determinación después de equilibrar

$$\vec{e}_R = \frac{m_u \cdot \vec{r}_u}{m_G} \text{ donde}$$

$m_u$  = masa de desequilibrio residual (véase la página 85)

$m_G$  = masa del cuerpo de rotación equilibrado

$\vec{r}_u$  = radio de la masa de desequilibrio residual

$\vec{e}_R$  = desplazamiento residual del centro de la masa

$$\vec{e}_R = \frac{0.64 \text{ g} \cdot 60 \text{ mm}}{(1675 + 0.67 + 0.162) \text{ kg} + 0.01147 \text{ kg}} = 15.147 \frac{\text{g} \cdot \text{mm}}{\text{kg}}$$

$$\vec{e}_R = 0.015147 \text{ mm}$$

### 5.2.5.2 Determinar el desequilibrio residual

$$\vec{U}_R = m_R \cdot \vec{e}_R \quad m_R = \text{Masa del rotor } (= m_G)$$

$$\vec{U}_R = 2.507 \text{ kg} \cdot 15.147 \frac{\text{g} \cdot \text{mm}}{\text{kg}} = 38.225 \text{ g} \cdot \text{mm}$$

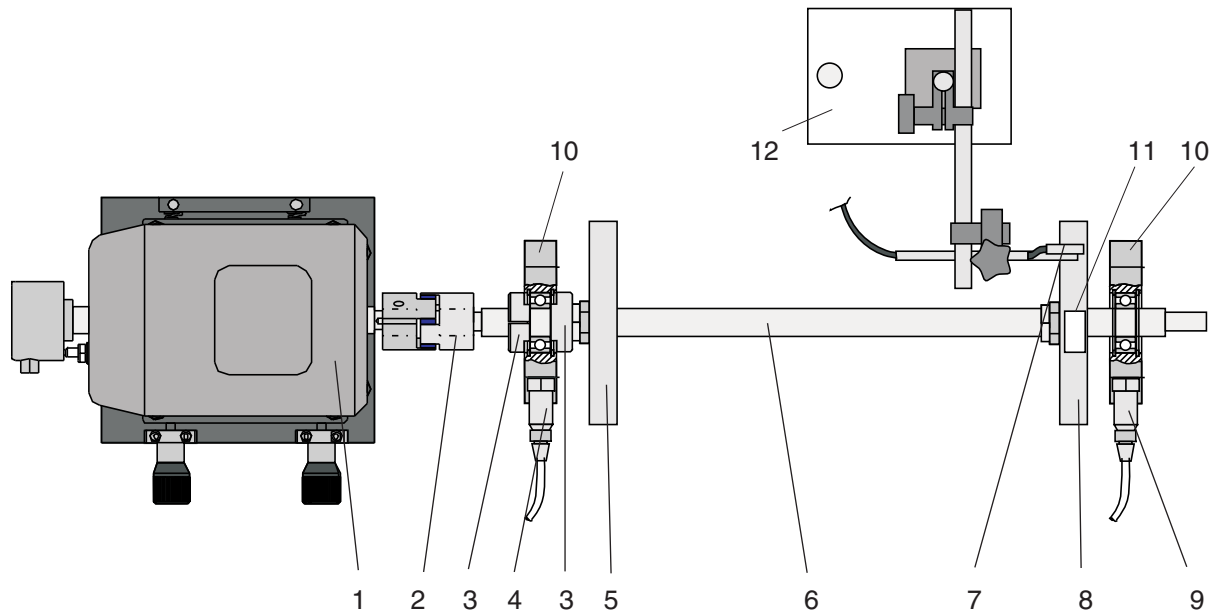
### 5.2.5.3 Evaluación de la calidad del equilibrado (ISO 1940 parte 1)

$m_G = 2.507 \text{ kg}$ ;  $n = 2400 \text{ rpm}$ ;  
calidad del equilibrado deseada: G6.3 = 6.3 mm/s  
(véase el Anexo 6.4.2)

medida:  $\vec{e}_R = 0.0151 \text{ mm}$  (cap. 5.2.5.1)

$$G = \vec{e}_R \cdot \omega = 0.0151 \text{ mm} \cdot \frac{n \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 3.79 \text{ mm/s}$$

Los requisitos del nivel de calidad G 6.3 se cumplen, ya que  $3.79 \text{ mm/s} < 6.3 \text{ mm/s}$

**5.3 Propuesta de montaje para el ensayo del equilibrado en dos planos**


- |   |  |
|---|--|
| 1 Unidad de accionamiento   | 6 Árbol largo                            |
| 2 Acoplamiento elástico de garras   | 7 Sensor de referencia (óptico)          |
| 3 Anillo de ajuste para fijación axial  | 8 Disco de masa 2                        |
| 4 Sensor de aceleración 1   | 9 Sensor de aceleración 2                |
| 5 Disco de masa 1<br>(alinear ambos discos por igual, sin desplazamiento angular de los números de grados.) | 10 Caballete de cojinete                 |
|   | 11 Marca reflectante                     |
|   | 12 Placa de acero para soporte magnético |

Fig. 5.22 Equilibrado en dos planos



## 6.2 Datos técnicos

Dimensiones principales: 1100 x 800 x 440 mm  
 Altura máx. bajo la cubierta protectora: 430 mm  
 Peso: aprox. 30 kg

### Accionamiento

Motor asíncrono de corriente trifásica con rotor de jaula de ardilla

Modelo: C71B-2, forma de construcción 71,

Calidad del equilibrado S según DIN ISO 2373

Intensidad de vibración máx. ( $n=1801-3600$  rpm):  
 0.71 mm/s

Número de revoluciones nominal con 50 Hz: 2800 rpm

Potencia de árbol: 0.37 kW

Número de revoluciones máx. por convertidor de frecuencia hasta 100 Hz: 6000 rpm

Alineación del motor:

carrera de ajuste de la posición del accionamiento con mando giratorio: 1.0 mm

1 división: 0.01 mm

### Transmisor de giro

Modelo: transmisor de giro incremental

Alimentación: 10-30 V

Consumo de corriente: 70 mA

Frecuencia de impulsos máx.: 200 kHz

Régimen de servicio máx. 6000 rpm

Principio: óptico, con LED infrarrojo

**Acoplamiento elástico de anillo intermedio**

Longitud total:	57 mm
Par nominal:	15 Nm
Par máximo:	22 Nm
Momento de inercia de masa total:	$0.38 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$
Desplazamiento radial admis.:	2.0 mm
Desplazamiento axial admis.:	1.5 mm
Desplazamiento angular admis.:	1.5 °

**Acoplamiento elástico de garras**

Longitud total:	32 mm
Diámetro exterior:	30 mm
Par máximo:	5.8 Nm
Corona dentada (azul)	
Material:	poliuretano
Dureza:	80 Shore A

**Caballote de cojinete**

Rosca de conexión para sensores de vibración	
	M8 x 1.25

### Rodamientos

Cojinete ranurado de bolas

Modelo: 6004-2ZR  $d=20$ ,  $D=42$ ,  $B=12$ ,

Diámetro del círculo primitivo: 31 mm

Diámetro de la bola: 6.35 mm

Número de bolas: 9

Para un número de revoluciones de  $n$  en rpm resultan las siguientes frecuencias o frecuencias por daño  $f$  en Hz:

$$\text{Número de revoluciones del anillo interior: } f_n = 10 \cdot \frac{n}{60}$$

$$\text{Frecuencia de error del anillo interior: } f_i = 5.42 \cdot \frac{n}{60}$$

$$\text{Frecuencia de error del anillo exterior: } f_o = 3.58 \cdot \frac{n}{60}$$

$$\text{Frecuencia de error de las bolas: } f_r = 4.68 \cdot \frac{n}{60}$$

$$\text{Velocidad de rotación de la jaula: } f_c = 0.4 \cdot \frac{n}{60}$$

$$\text{Velocidad de rotación de la bola: } f_k = 2.34 \cdot \frac{n}{60}$$

**Discos de masa**

Peso:	1675 g
Radio para masas de compensación:	60 mm
Graduación:	15 °

**Árbol corto**

Material:	1.7034 niquelado
Diámetro:	20 mm (g6)
Longitud:	300 mm
Peso:	670 g

**Árbol largo**

Material:	1.7034 niquelado
Diámetro:	20 mm (g6)
Longitud:	500 mm
Peso:	1135 g

**Unidad de mando**

Dimensiones principales (L x An x Al):	510 x 470 x 210 mm
Suministro eléctrico:	230 V / 50 Hz
Alternativas opcionales, ver la placa de características	

Indicación de potencia:	0...400 W
Número de revoluciones:	0...6000 rpm
Fusible del aparato (semilento) :	10 A

Piezas de masa para equilibrar:

Pieza	Cantidad	Masa
Equilibrio de tornillo M 4 x 16	6	2.0 g
Equilibrio de disco	20	0.25 g
Equilibrio de disco	16	0.5 g
Equilibrio de disco	16	1.0 g
Equilibrio de disco	8	2.0 g
Equilibrio de disco	4	5.0 g
Equilibrio de disco	4	8.0 g



### 6.3 Propuestas para montaje y fotos

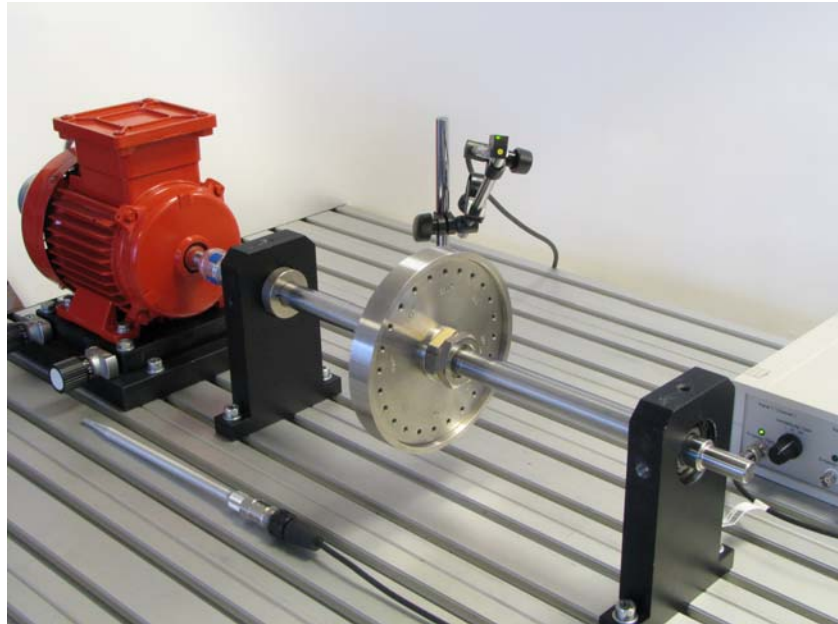


Fig. 6.1 Montaje para el ensayo: Medición del valor efectivo de la velocidad de vibración con el palpador. El sensor de referencia no es necesario, aquí sólo sirve para adquirir el número de revoluciones



Fig. 6.2 Montaje para el ensayo: Equilibrado en un plano



Fig. 6.3 Montaje para el ensayo: Equilibrado en un plano

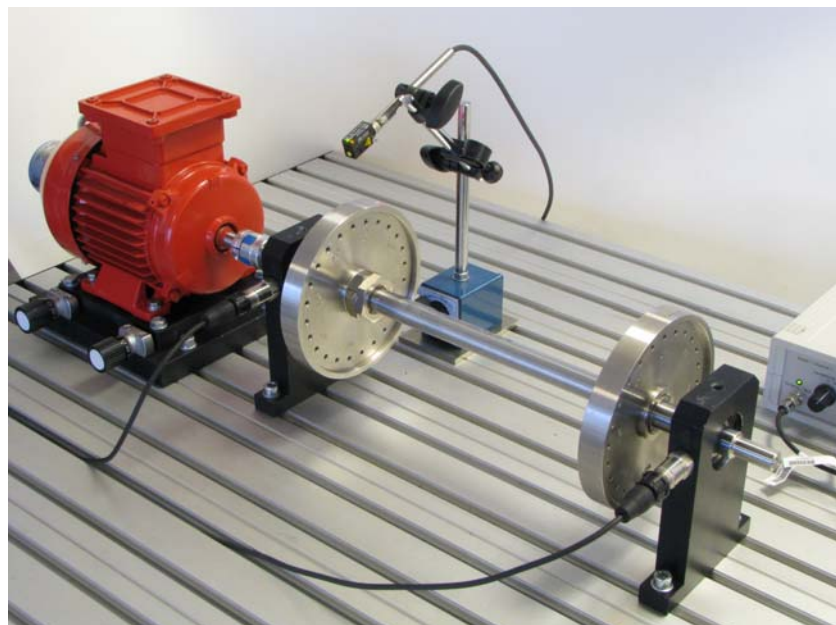


Fig. 6.4 Montaje para el ensayo: Equilibrado en dos planos

## 6.4 Tablas

### 6.4.1 Límites de diagnóstico para la intensidad de vibración en la construcción general de máquinas según la directiva VDI 2056

#### **Grupo K:**

Distintas piezas de motores de máquinas motrices y de trabajo, que en el estado operativo están unidas de forma fija al conjunto de la máquina, en especial motores eléctricos de hasta aprox. 15 kW fabricados en serie.

#### **Grupo M:**

Máquinas medianas, en especial motores eléctricos de 15 a 75 kW de potencia, sin fundamentos especiales; además, piezas de motores instaladas fijas y máquinas de hasta 300 kW con sólo piezas circulantes, sobre fundamentos especiales.

#### **Grupo G:**

Máquinas de mayor tamaño colocadas sobre fundamentos adaptados en rango alto, rígidos o pesados, máquinas motrices y de trabajo de mayor tamaño con masas sólo circulantes.

#### **Grupo T:**

Máquinas motrices y de trabajo de mayor tamaño con masas sólo circulantes, colocadas sobre fundamentos adaptados en rango bajo, p. ej. grupos de turbina, en especial con fundamentos diseñados según las directivas para construcciones ligeras.

#### **Grupo D:**

Máquinas y motores colocados con adaptación en rango alto (“apoyos rígidos”), con efectos de masas no compensables.

#### **Grupo S:**

Máquinas y motores colocados con adaptación en rango bajo (“apoyos elásticos”) con efectos de

masas no compensables; también máquinas con masas circulantes, fijadas sin apretar, como árboles de martillos de molinos, y finalmente máquinas con desequilibrios variables, no compensables, que puedan trabajar solas, sin piezas de conexión, como son centrifugadoras; otros ejemplos son cribas vibratorias, máquinas para comprobación dinámica de materiales, vibradoras de la técnica de procesos.

Para los grupos D a S no se han fijado hasta hoy valores límite.

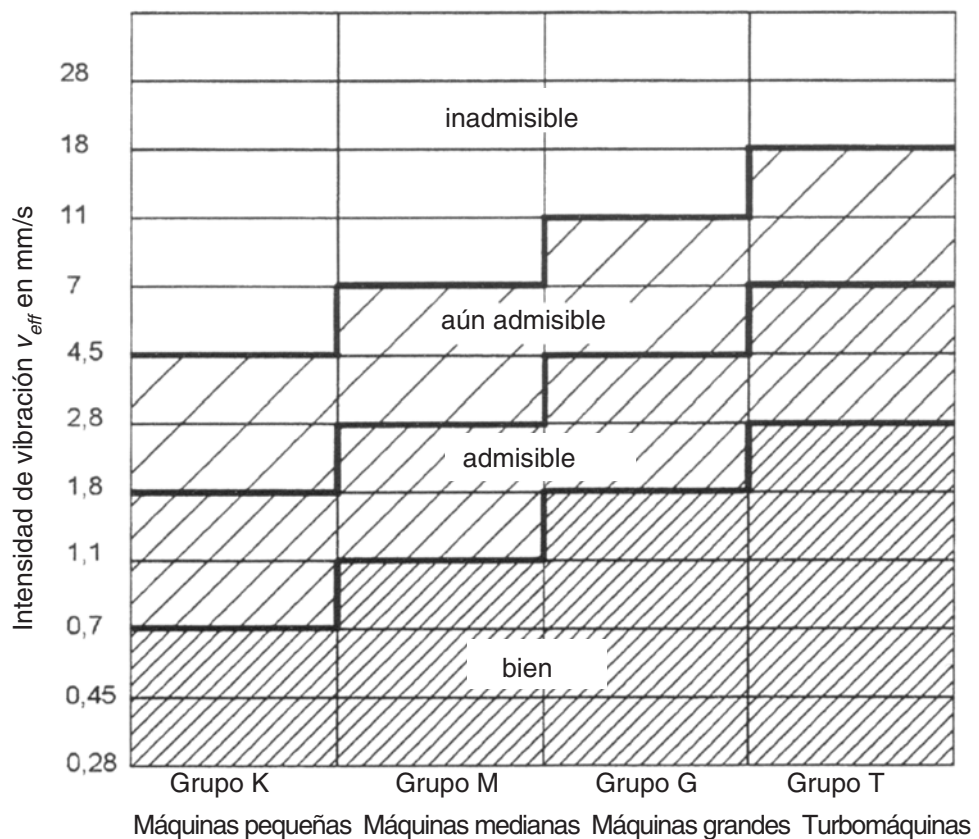
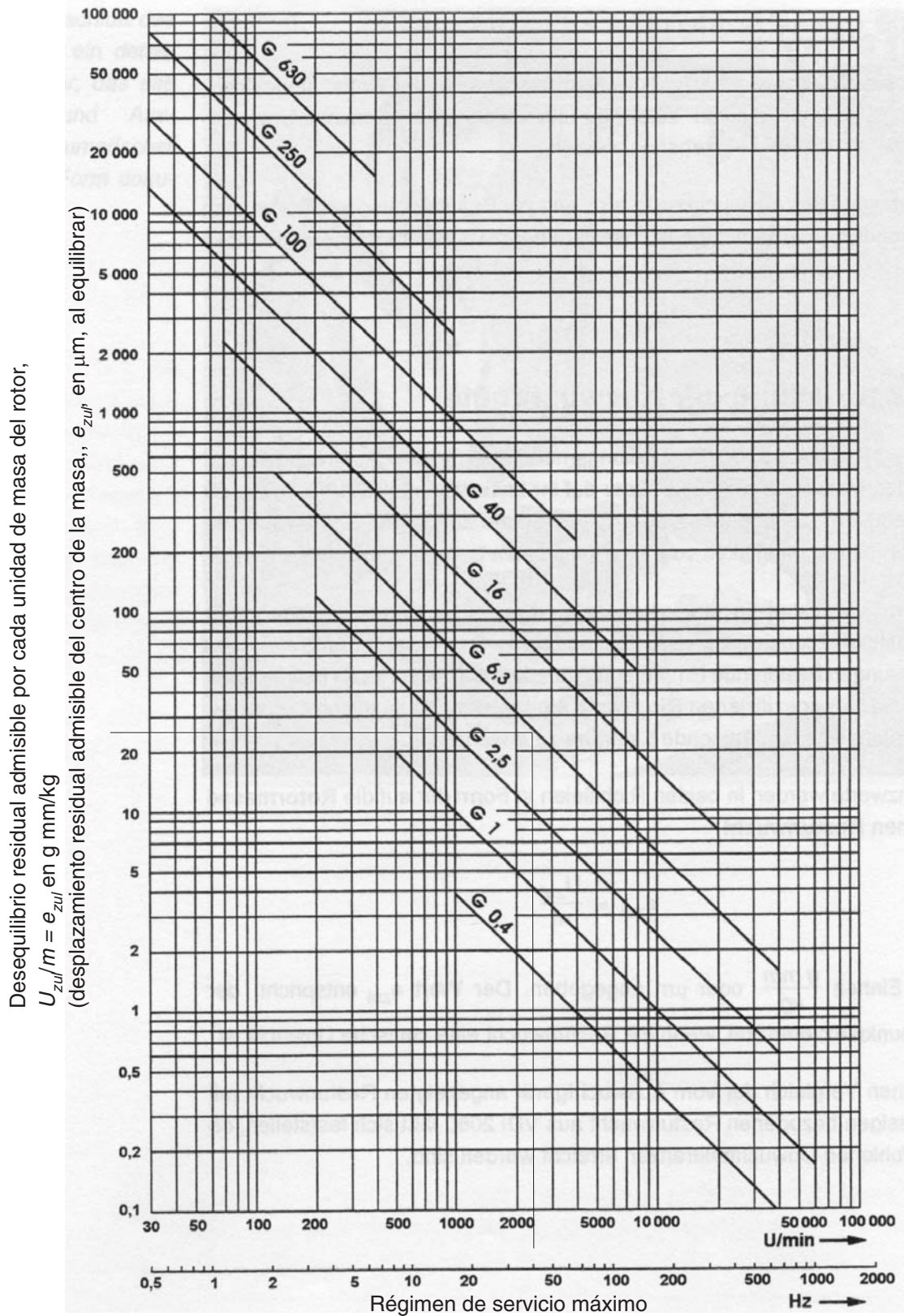


Fig. 6.5 Valores límite para el diagnóstico de vibraciones mecánicas de máquinas según la directiva VDI 2058



### 6.4.2 Desequilibrio residual admisible referido la masa en función del régimen de funcionamiento máximo para diversos grados de calidad del equilibrado (ISO 1940/1)



## PT 500

**SISTEMA DE DIAGNÓSTICO DE MÁQUINAS, UNIDAD BÁSICA**

Grado de calidad	$e_{zul} \cdot \omega$ en mm/s	Cuerpo de equilibrado de la máquina
G4000	4000	Mecanismos de biela y manivela de motores diésel de barco de marcha lenta, instalados de forma rígida, con número de cilindros impar
G1600	1600	Mecanismos de biela y manivela de grandes motores de dos tiempos de instalación rígida
G630	630	Mecanismos de biela y manivela de grandes motores de cuatro tiempos de instalación rígida Mecanismos de biela y manivela de motores diésel de barco de instalación elástica
G230	250	Mecanismos de biela y manivela de motores diésel de cuatro cilindros de marcha rápida, de instalación rígida
G100	100	Mecanismos de biela y manivela de motores diésel de marcha rápida con seis o más cilindros; motores completos de automóviles, camiones y locomotoras;
G40	40	Ruedas de automóviles, llantas, conjuntos de ruedas, árboles de transmisión; mecanismos de biela y manivela de motores de cuatro tiempos de marcha rápida, de instalación elástica, con seis o más cilindros; mecanismos de biela y manivela de motores de automóviles, camiones y locomotoras;
G16	16	Árboles de accionamiento con requisitos especiales; piezas de máquinas trituradoras y agrícolas; piezas de motores de automóviles, camiones y locomotoras; mecanismos de biela y manivela de motores con seis o más cilindros con requisitos especiales
G6.3	6.3	Piezas de la técnica de procesos; tambores de centrifugadoras; engranajes reductores para turbinas principales en barcos comerciales; ventiladores, volantes de inercia, bombas centrífugas; construcción de maquinaria y piezas de máquinas-herramienta, rodillos y cilindros de máquinas para fabricación de papel e impresión; rotores de motores a reacción; piezas de motores con requisitos especiales; inducidos medianos y grandes de motores eléctricos (con al menos 80 mm de altura del árbol), sin requisitos especiales; inducidos de pequeños motores, generalmente de fabricación en serie, para aplicaciones insensibles a las vibraciones y/o para instalación aislada de vibraciones
G2.5	2.5	Turbinas de gas y vapor, incluidas turbinas principales en barcos mercantes; turbosopladores, rotores rígidos de turbogeneradores; accionamientos de máquinas-herramienta; inducidos medianos y grandes de motores eléctricos con requisitos especiales; bombas con impulsión de turbina; tambores de almacenamiento en ordenadores y discos; inducidos de pequeños motores, para los que no sean válidas una o ambas condiciones del grado de calidad G6,3
G1	1.0	Accionamientos de magnetófonos y fonógrafos; accionamientos de lijadoras, inducidos de pequeños motores con requisitos especiales
G0.4	0.4	Inducidos, ejes y platos de máquinas microlijadoras; giróscopos

Fig. 6.2: Grados de calidad de equilibrado y grupos de rotores rígidos (según DIN ISO 1940). Para cuerpos de equilibrado rígidos con dos planos de compensación, a cada plano le corresponde, en general, la mitad del valor orientativo respectivo, para cuerpos de equilibrado en forma de disco, rige el valor orientativo completo.

**6.4.3** Tabla de identificación de vibraciones

Véase la página siguiente.

Causa de la vibración		Frecuencias de las vibraciones correspondientes									
		0-40% $f_{\text{Rotor}}$	40-50% $f_{\text{Rotor}}$	50-100% $f_{\text{Rotor}}$	$f_{\text{Rotor}}$	2 x $f_{\text{Rotor}}$	Múltiplo entero $f_{\text{Rotor}}$	Diversas frecuencias	Frecuencias muy altas	1 o 2 x frecuencia de red	1 o 2 x frecuencia de correa
<b>Desequilibrio</b>	Distribución desigual de la masa de un cuerpo rotativo				●	○	○				
	Error de alineación				●	●	○				
<b>Errores de alineación Deformaciones</b>	Deformación de fundamentos		○		●	○	○				
	Deformación de carcasa	←	○	→	●	○					
	Roce del rotor axial	←	○	→	●	←	→	○	→		
<b>Cojinetes defectuosos y muñones excéntricos</b>	Rodamientos defectuosos				○		●	○			
	Daños en cojinetes de presión	←		●	→						
	Excentricidad de cojinetes y muñones				●	○					
<b>Interferencias eléctricas o magnéticas</b>	Asimetría del estator									●	
	Asimetría del rotor	●									
	Excentricidad del entrehierro	← según las características de construcción →									
<b>Correas de accionamiento defectuosas</b>	Correas de accionamiento con sección o unión pegada desiguales							○			●
<b>Resonancias</b>	de carcacas, apoyos, fundamentos y componentes	← se pueden excitar en toda la gama de frecuencias →									
	Número de revoluciones crítico del rotor o del sistema rotor/cojinetes				●						
<b>Fuerzas aerodin. e hidrául.</b>					○		●		○		
<b>Inestabilidades</b>	Oil Whirl		●								
	Oil Whip		●*	○							
	Remolino inducido por roce	●	○	○							
	Excitación de entrehierro	○	●	○							
<b>Engranaje y acoplamiento</b>	Defectos de engranaje						○	○	●		
	Daños en acoplamiento		○		○	○	●				
<b>Transmisión de vibraciones de máquinas vecinas</b>		← se pueden presentar en toda la gama de frecuencias →									
* Sólo se presenta si $f_{\text{Rotor}} > 2 \times f_{\text{crit}}(\text{rotor})$ . Se excita la 1ª velocidad crítica del rotor.		● = frecuencias de vibración características ○ = frecuencias de vibraciones que se pueden presentar además de las frecuencias de vibración características									



#### 6.4.4 Símbolos en las fórmulas y términos

$m_R$	masa del cuerpo de rotación
$m_G$	masa del cuerpo de rotación equilibrado
$m_A$	masa de compensación
$m_U$	masa de desequilibrio
$r_U$	radio de la masa de desequilibrio
$n$	número de revoluciones (rpm)
$\vec{e}_{zul}$	excentricidad admisible del centro de gravedad o desequilibrio admisible referido a la masa
$\vec{e}$	excentricidad del centro de gravedad o desequilibrio referido a la masa
$\vec{e}_U$	excentricidad del centro de gravedad del ciclo de desequilibrio primario
$\vec{e}_T$	excentricidad del centro de gravedad del ciclo de prueba
$\vec{e}_R$	excentricidad residual del centro de gravedad o desequilibrio residual referido a la masa
$\vec{U}_{zul}$	desequilibrio admisible del cuerpo de rotación
$\vec{U}_R$	desequilibrio del cuerpo de rotación
$U_{ur}$	vector del ciclo de desequilibrio primario
$U_{test}$	desplazamiento del vector por el peso de prueba
$U_{ur+test}$	vector del ciclo de prueba
$U_{wu}$	desplazamiento del vector por la masa de equilibrado
$\omega$	frecuencia angular ( $2\pi n$ )

Frecuencia	Orden	Designación 1	Designación 2
1. $f = 440$ Hz	$n = 1$	Frecuencia básica	1. armónica
2. $f = 880$ Hz	$n = 2$	1. oscilación armónica	2. armónica
3. $f = 1320$ Hz	$n = 3$	2. oscilación armónica	3. armónica
4. $f = 1760$ Hz	$n = 4$	3. oscilación armónica	4. armónica

## 6.5 Referencias bibliográficas

Directiva VDI 2060: “Beurteilungsmaßstäbe für den Auswuchtzustand rotierender, starrer Körper” (criterios para evaluar el estado de equilibrio de cuerpos rotativos rígidos), Beuth-Vertrieb GmbH, Berlín

ISO 1940/1: Mechanical-Balance quality requirements of rigid rotors- Part 1: Determination of permissible residual unbalance. Beuth-Vertrieb GmbH, Berlín

Maschinendiagnose (diagnóstico de máquinas), Brüel & Kjaer, Schenk, Condition Monitoring Systems

Rotordynamik (dinámica de rotores), R.Gasch, R.Nordmann, H.Pfützner, Springer-Verlag Berlín - 2ª edición

## 6.6 Volumen de suministro

- 1 PT 500 Sistema de Diagnóstico de Máquinas, Unidad Básica
- 1 PT 500 Instrucciones para ensayos

**6.7 Índice****A**

Acoplamiento elástico de anillo intermedio . . . . .	14
Acoplamiento elástico de garras . . . . .	10, 13
Amplificador de carga . . . . .	26
Análisis de envolventes . . . . .	45
Análisis de órbita . . . . .	40
Análisis de seguimiento . . . . .	43
Análisis de vibraciones . . . . .	27
Análisis en el campo de la frecuencia . . . . .	32
Análisis en el campo de tiempo . . . . .	30
Análisis espectral . . . . .	32
Análisis modal . . . . .	61
Anillo de ajuste . . . . .	10, 13
Anillo exterior . . . . .	47
Anillo interior . . . . .	47
Armónicas . . . . .	32
Asa . . . . .	10

**B**

Banda de frecuencia . . . . .	37
-------------------------------	----

**C**

Caballote de cojinete . . . . .	10
Cable de retención . . . . .	10
Calidad del equilibrado . . . . .	22, 89
Ciclo de desequilibrio primario . . . . .	54
Conmutador del sentido de giro . . . . .	11
Cubierta protectora . . . . .	10
Curva de arranque . . . . .	43
Curva de frecuencia . . . . .	32, 37
Curvas laterales . . . . .	48

**D**

Daños en rodamientos . . . . .	47
Desequilibrio de prueba . . . . .	54
Desequilibrio dinámico . . . . .	56
Desequilibrio estático . . . . .	56
Desequilibrio residual . . . . .	89, 101
Disco de masa . . . . .	10, 12
Dispositivo de reajuste para la alineación horizontal . . . . .	10, 15

<b>E</b>	
Elemento rodante . . . . .	47
Equilibrado. . . . .	51
Equilibrado en dos planos . . . . .	56, 90
Equilibrado en funcionamiento. . . . .	51
Equilibrado en un plano . . . . .	53, 71
Espectro de envolventes . . . . .	46
Excentricidad residual del centro de gravedad . . . . .	89
<b>F</b>	
Fase. . . . .	37
Filtro pasaalto . . . . .	46
Filtro pasabajos . . . . .	38
Filtro pasabanda . . . . .	50
Filtro sincronizado . . . . .	43, 52
Formas propias . . . . .	61
Frecuencia de exploración. . . . .	36, 38
Frecuencia de sucesión de golpes . . . . .	46
Fuerzas centrífugas. . . . .	51
Fuerzas de flujo . . . . .	19
Fuerzas de gas . . . . .	19
Fuerzas de masa. . . . .	19
Fuerzas electromagnéticas . . . . .	19
<b>G</b>	
Golpes . . . . .	19, 45
Grados de calidad de equilibrado . . . . .	101
<b>I</b>	
Indicación de consumo de potencia. . . . .	11
Indicador de tara . . . . .	86
Índice de influencia . . . . .	53
Intensidad de la vibración . . . . .	28
<b>J</b>	
Jaula . . . . .	47
Juego de sujeción . . . . .	10, 12
<b>M</b>	
Máquinas equilibradoras . . . . .	60
Masa de compensación. . . . .	54, 87
Medición de amplitudes . . . . .	28
Medición de desplazamiento relativo. . . . .	22
Medición de fase . . . . .	51
Medición de frecuencia . . . . .	30
Medición de la aceleración . . . . .	22, 26
Medición de la velocidad . . . . .	22, 25
Medición del desplazamiento. . . . .	22, 24

	Mediciones sísmicas . . . . .	22
	Modulación de amplitud . . . . .	48
	Módulo motor . . . . .	9
<b>N</b>	<hr/>	
	No-linealidad . . . . .	60
	Número de revoluciones . . . . .	11
<b>O</b>	<hr/>	
	Ortogonal . . . . .	61
	Osciloscopio . . . . .	30
<b>P</b>	<hr/>	
	Peak . . . . .	28
	Placa para sujeción . . . . .	10
	Plano de equilibrado . . . . .	52
	Promediación de los espectros . . . . .	38
<b>R</b>	<hr/>	
	Régimen de servicio . . . . .	59
	Resonancias estructurales . . . . .	50
	Rotor elástico . . . . .	51, 61
	Rotor rígido . . . . .	51
	Ruido aéreo . . . . .	19
	Ruido propagado por estructuras sólidas . . . . .	19
<b>S</b>	<hr/>	
	Señal de referencia . . . . .	51
	Señal discretizada en cuanto al tiempo . . . . .	36
	Sensor de aceleración . . . . .	73
	Sensor de corrientes parásitas . . . . .	24
	Sensor de medición piezoeléctrico . . . . .	26
	Sensor IEPE . . . . .	26
	Sensor sísmico . . . . .	25
	Sensores activos . . . . .	25
	Sentido de giro . . . . .	14
<b>T</b>	<hr/>	
	Tiempo de medición . . . . .	36
	Transformación rápida de Fourier . . . . .	32, 36
	Transmisor de giro . . . . .	10
<b>U</b>	<hr/>	
	Unidad de mando . . . . .	9, 11
	Uso de ventanas . . . . .	39

**V**

---

Valor .....	37
Valor de pico .....	28
Valor efectivo .....	28
Valor medido de la vibración .....	86
Valor rms .....	28
Vibraciones .....	18