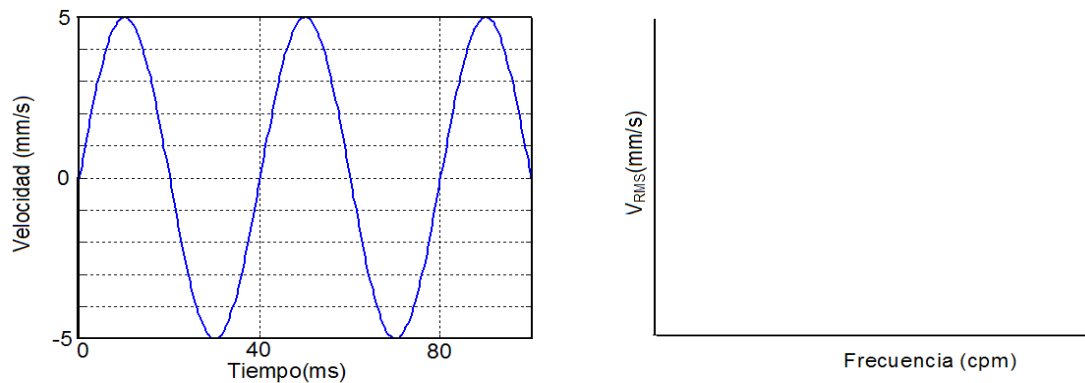


EJEMPLO DE PREGUNTAS DE EXAMEN DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES CATEGORÍA I

1. Conceptos básicos.

- 1.1. Que estrategia de mantenimiento, preventiva o predictiva, utilizaría para definir el momento de realizar el cambio de rodamientos de una máquina. Explique por qué.
- 1.2. La figura muestra la velocidad vibratoria medida en una máquina. Dibuje el espectro vibratorio de la V_{RMS} . Indique claramente el valor de la componente(s) y de la(s) frecuencias(s). Comente el resultado. $V_{RMS} = 0.707 V_{pico}$



- 1.3. Figuras a), b), c) y d) muestran cuatro formas de onda o de la vibración en el tiempo. Determine (explique) cual espectro 1, 2), 3), y 4) le corresponde a cada una.

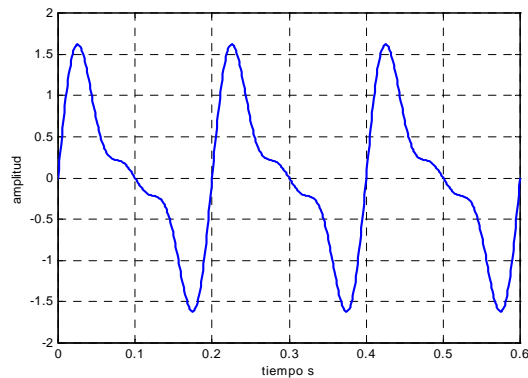


figura a)

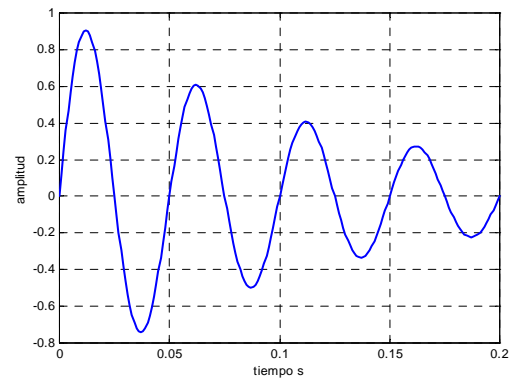


figura b)

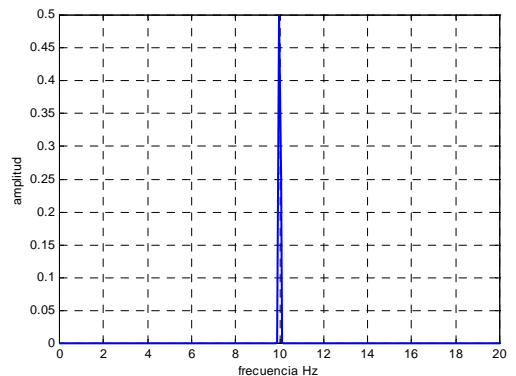
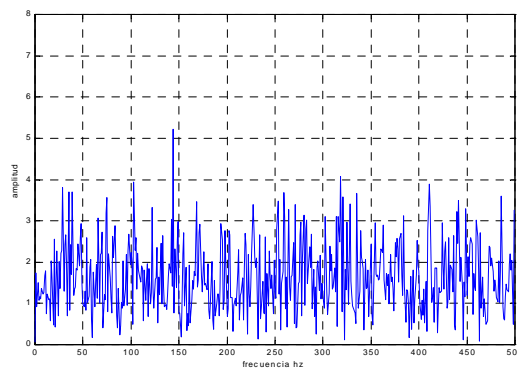


figura 1)

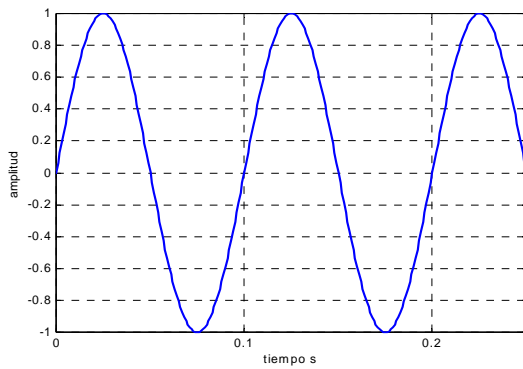


figura 2)

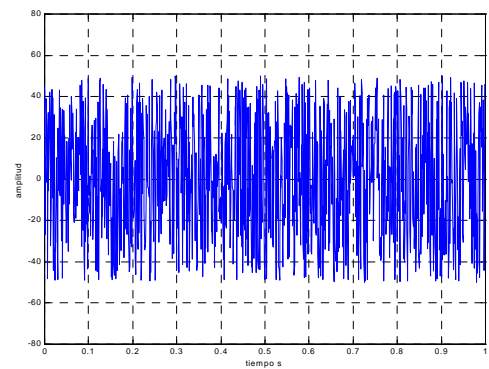


figura c)

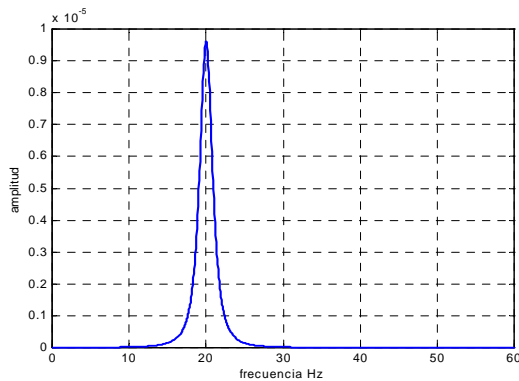


figura 3)

figura d)

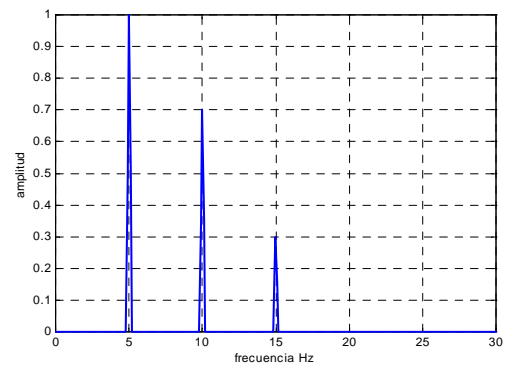
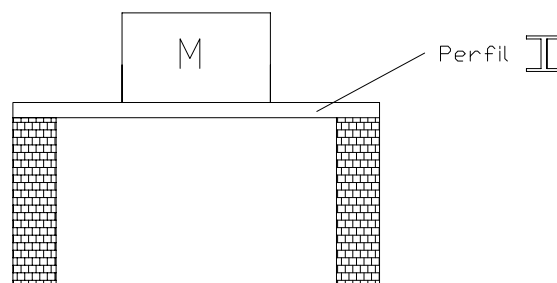


figura 4)

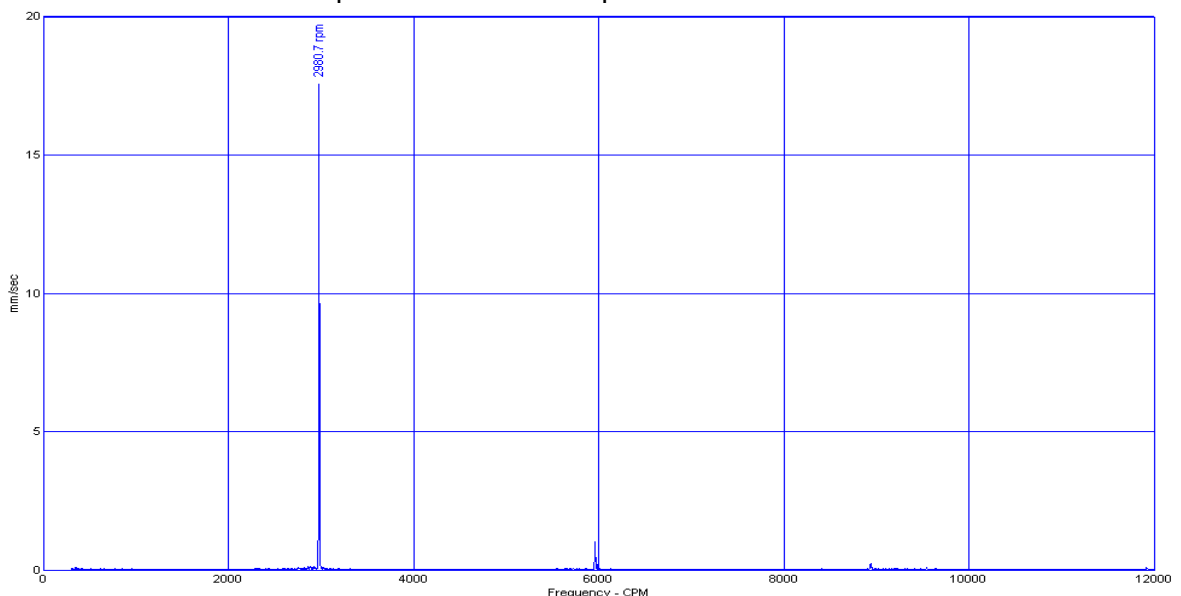
- 1.4. Algunas máquinas están montadas sobre elementos elásticos, llamados aisladores, otras están montadas rígidamente a su base a través de pernos. Los aisladores de su máquina (taco de goma sintética o elastómero) se han dañado y usted necesita comprar otros nuevos. ¿Qué magnitud física necesita especificar para la compra de ellos de manera que tengan la elasticidad adecuada? ¿Cómo está definida esta magnitud?
- 1.5. La figura representa una máquina rígida que gira a 1.000cpm, de masa 500kg montada sobre vigas de masa despreciable. Al montar la máquina las vigas debido al peso de la máquina se deformaron en su centro $30\mu\text{m}$ (medido con un reloj comparador).
- Determine la rigidez vertical de las vigas
 - Estime el valor de la primera frecuencia natural de vibrar (verticalmente) del conjunto vigas/máquina.
 - Explique si al funcionar la máquina se va a producir el problema de resonancia
 - Para efectos de la evaluación de la severidad de la vibración por las normas ISO ¿Esta es una máquina de soporte rígido o de soporte flexible?



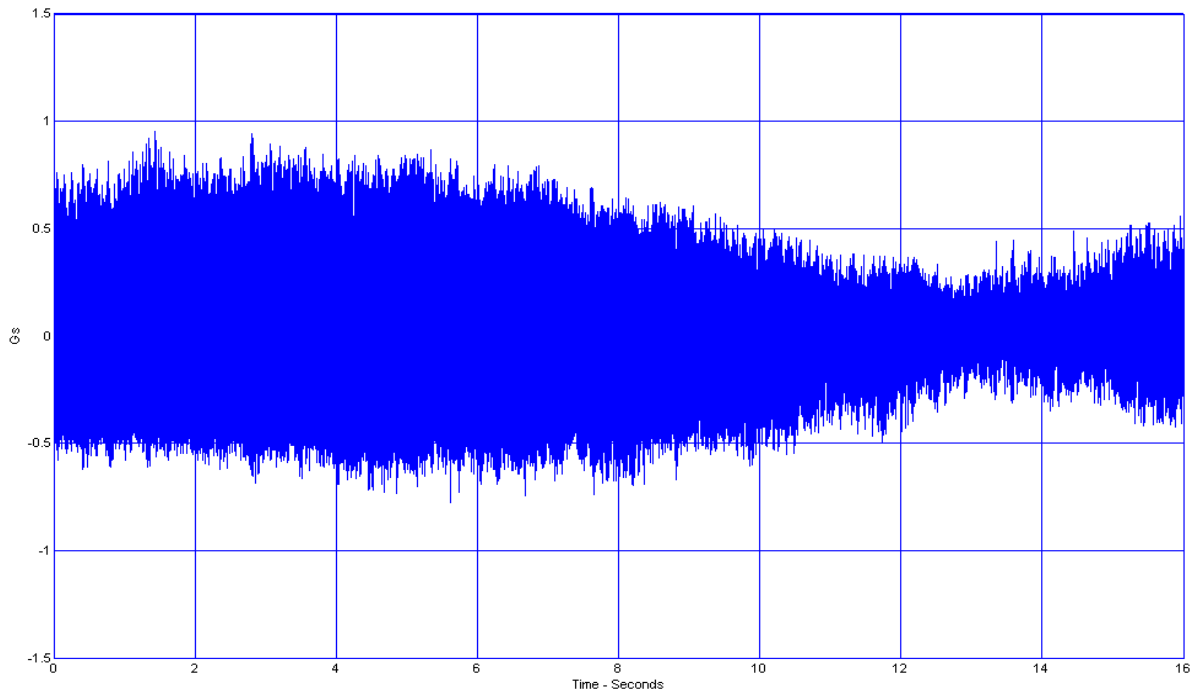
- 1.6. La frecuencia natural calculada en pregunta 1.5 b), ¿cambiará de valor (aumento o disminución) cuando?:
- Aumenta la masa de la máquina (se puso un bloque macizo sobre ella)
 - Se cambian las vigas por unas de mayor rigidez

2. Medición de la vibración

- 2.1. a) ¿Qué es la sensibilidad de un sensor?
 b) La señal de salida de un acelerómetro medida con un tester es 40 mv pico. La sensibilidad del acelerómetro es 100 mv/g. ¿cuál es el valor de la aceleración pico medida?
 c) ¿Por qué es necesario que usted conozca la sensibilidad del sensor con que realiza las mediciones?
- 2.2. Se realiza un análisis frecuencial con $f_{\text{máx}} = 80.000\text{cpm}$.
- ¿Cuál es la resolución en frecuencia que se obtiene si se utilizan 800 líneas?
 - Con esta configuración se mide en un motor eléctrico que gira a 975 cpm. En el motor solo está presente la componente a 1XRPM. Para determinar su frecuencia usted ubica el cursor sobre esta componente en el espectro. para determinar su frecuencia. ¿Qué valor de la frecuencia indicará el recolector de datos, y por qué?
- 2.3. ¿Cuánto es el tiempo de adquisición de datos (largo de la señal medida) en la forma de onda que debe tomar un analizador de vibraciones para realizar un espectro?
 a) si $\Delta f = 150\text{cpm}$?, b) Idem si $\Delta f = 2\text{cpm}$?
 ¿Qué conclusiones saca de estos resultados?
- 2.4. El espectro y la forma de la onda (o de la vibración) mostradas en la figura fueron tomados en un ventilador que gira a 2.980.7 cpm. La frecuencia máxima de análisis configurada en el espectro es $f_{\text{máx}} = 12.000\text{ cpm}$. El número de líneas utilizado fue 3.200
- Determine la resolución en frecuencias Δf
 - ¿Cuánto es el tiempo de adquisición que tiene que tomar el recolector de datos en la forma de la onda para realizar este espectro?



- c) ¿Concuerda el valor obtenido en b), con el tiempo adquirido por el recolector de forma de onda mostrada en la figura inferior?

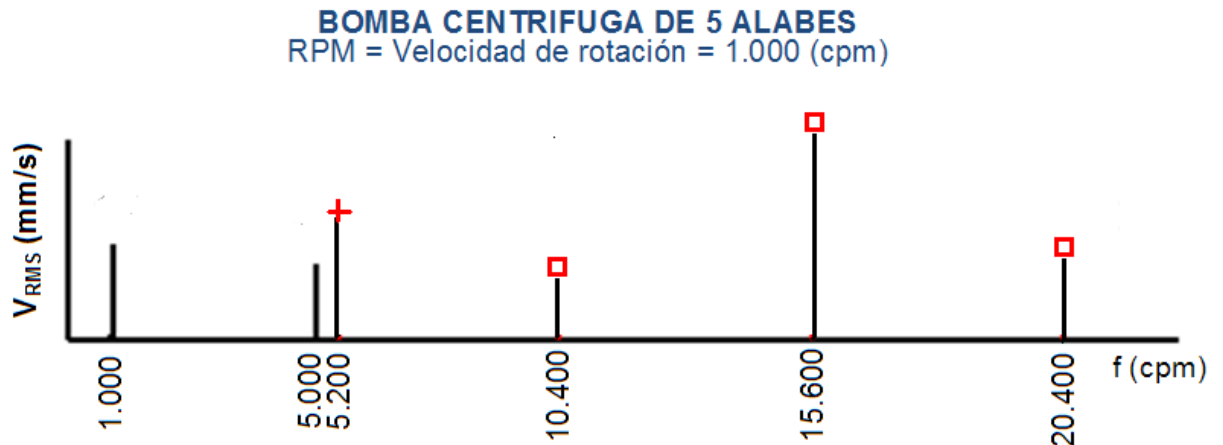


- 2.5. La forma de onda y el espectro vibratorio anteriores fueron medidos en un ventilador crítico para una Planta. Su potencia es 100 kW y gira a 2980 cpm. El ventilador tiene altas vibraciones, $V_{RMS} = 18.2$ mm/s (comparado a los valores de peligro establecidos por el fabricante = 9 mm/s).
- Analice el espectro vibratorio
 - El asesor de la planta diagnosticó como causa del problema: Desbalanceamiento del rotor. Se detuvo la producción para balancearlo, pero después de varios intentos no fue posible. A usted como analista de vibraciones certificado, se le pide su opinión : ¿Porqué no se pudo balancear el ventilador?
- 2.6
- ¿Qué es la pendiente de ski?
 - ¿Qué problema genera en los gráficos de tendencias del valor global de la velocidad vibratoria que se genere esta pendiente de ski?
 - ¿Cómo se puede solucionar el problema?

3 Evaluación de la severidad vibratoria

- 3.1 La figura muestra el espectro vibratorio medido en una bomba centrífuga de 5 alabes, que gira a 1000 cpm.
- Para evaluar la severidad de estas vibraciones, qué se debe medir de acuerdo a normas ISO 10816-3:
 - Desplazamiento vibratorio.
 - Velocidad pico
 - Velocidad RMS en rango de frecuencias de 10 a 1000Hz.
 - Aceleración

- b) En el espectro de la figura indique cuales son normales o inherentes al funcionamiento de la bomba. ¿Qué causa física genera estas vibraciones? ¿Cuál es la causa más probable de las vibraciones que son anormales?



- 3.2 Las vibraciones globales RMS en los descansos A y B de un motor eléctrico de 400Kw de potencia, de 400(mm) de altura del eje a la base que gira a 980cpm y velocidad crítica 600cpm son:

A-H:	4.1mm/s	B-H:	5.8mm/s
A-V:	3.2mm/s	V-H:	4.1mm/s
A-A:	2.8mm/s	B-A:	3.8mm/s

- a) La severidad vibratoria según ISO 2372 es:
- b) La severidad vibratoria según ISO 10816-3 es:

- 3.3 Las vibraciones globales de la velocidad RMS y del desplazamiento RMS en los descansos C y D en un ventilador de 8 alabes de potencia 30kw que gira a 400(cpm) y primera velocidad crítica de 2.400 cpm son :

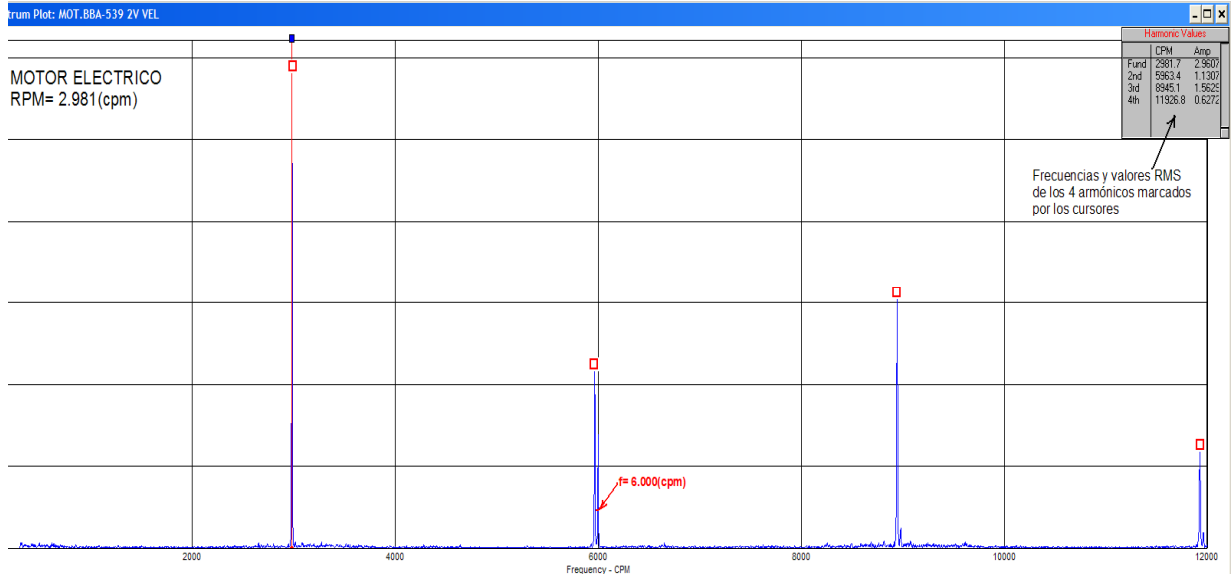
C-H:	0,58mm/s;	36 μm	D-H:	0.81mm/s;	38 μm
C-V:	0.20mm/s;	44 μm	D-V:	0.8mm/s;	22 μm
C-A	0.92mm/s;	18 μm	D-A:	0,7mm/s;	30 μm

- a) ¿Está de acuerdo en que el analista para evaluar la severidad de las vibraciones haya medido el desplazamiento y la velocidad RMS?
- b) La severidad vibratoria según ISO 2372 es:
- c) La severidad vibratoria según ISO 10816-3 es:

4 Diagnóstico de fallas.

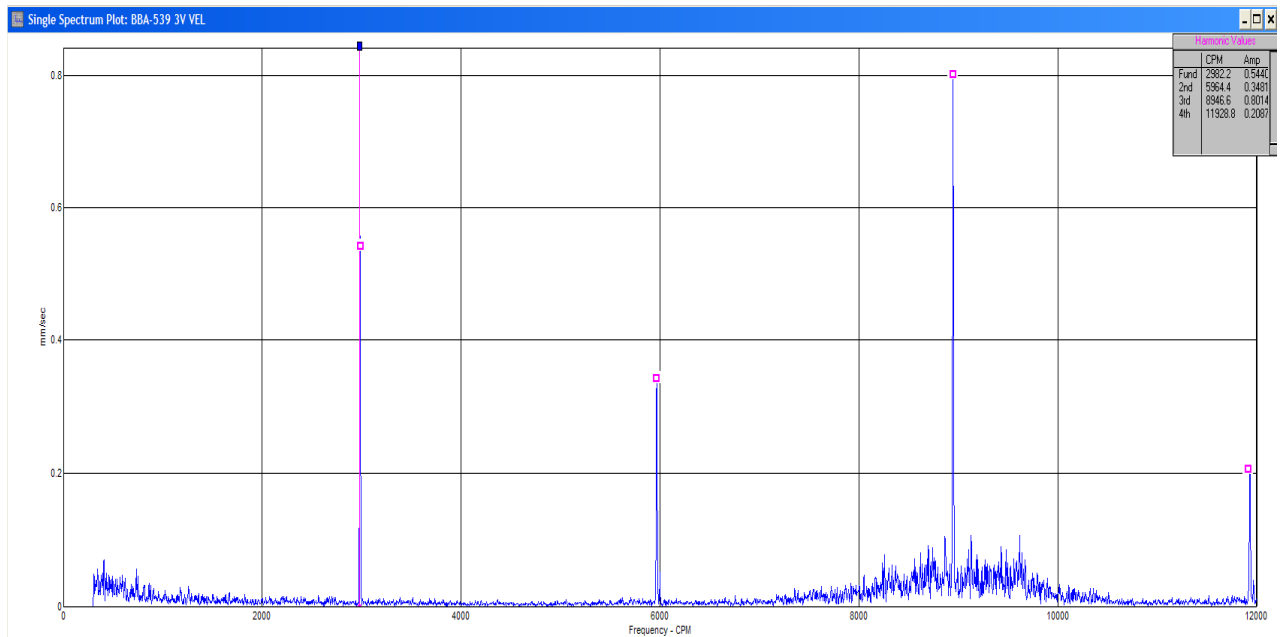
- 4.1 La unidad analizada es un motor eléctrico conectado a través de un acoplamiento flexible a una bomba centrífuga. La figura muestra el espectro vibratorio tomado en el descanso 2 del motor lado acoplamiento en la dirección vertical (2-V). ¿Cuál es la falla más probable? Indique en cada caso porqué si o porqué no

- a) Desbalanceamiento
- b) Desalineamiento
- c) Resonancia

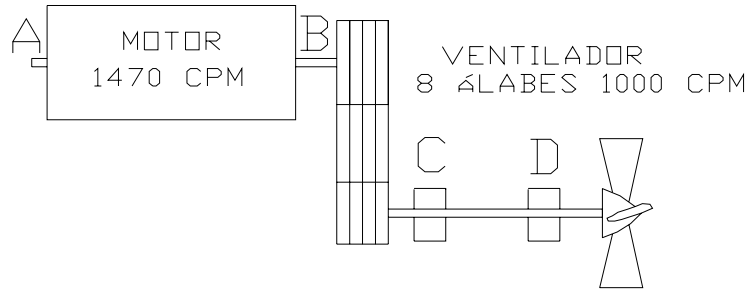


4.2. El espectro siguiente fue medido en el mismo conjunto anterior, pero ahora en la bomba en el descanso 3 lado acoplamiento en dirección vertical (3-V).

¿Esto confirma el diagnóstico dado en la pregunta anterior?



Las siguientes 2 preguntas son referidas a una máquina con la siguiente configuración:

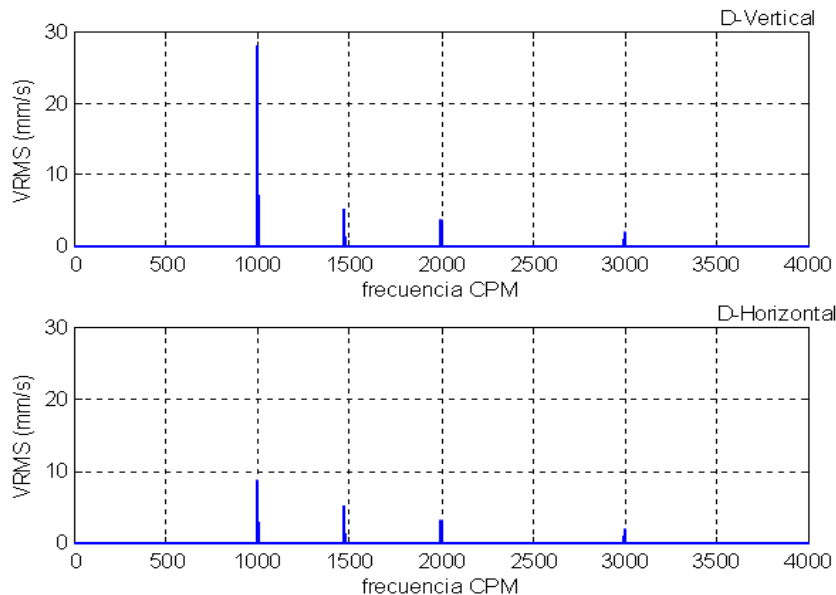


4.3. La figura siguiente muestra los espectros vibratorios medidos en el descanso D (en dirección vertical y horizontal) del ventilador de la figura montado en soportes rígidos. El valor de las vibraciones fue aumentando significativamente con el tiempo. El analista midió fase de la componente a 1X en el descanso D. Los valores medidos fueron:

- fase de la vibración horizontal = 137°
- fase de la vibración vertical = 220° .

- a) ¿Por qué el analista midió la fase de la vibración? ¿Considera usted que era necesario hacerlo?
- b) ¿Cuál es la falla más probable que genera las altas vibraciones en D-V?

- a) Desbalanceamiento del motor
- b) Desbalanceamiento del ventilador
- c) Resonancia vertical del ventilador
- d) Solturas mecánicas
- e) b) y c)



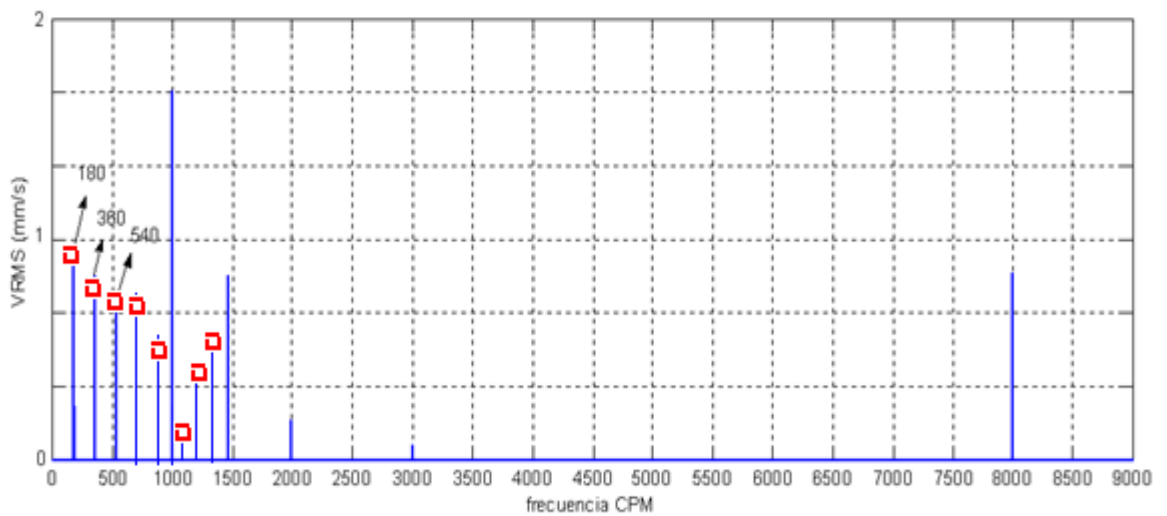
Respuesta:; ¿Porqué?.....(de 3 argumentos)

4.4. Diagnostique en otra unidad idéntica a la anterior y donde los espectros medidos en el descanso D son los mismos. La diferencia ahora es que la unidad no tiene puesta una cinta reflectante en el eje para poder medir la fase de la vibración. Para diferenciar entre las alternativas b) y c) el analista le agregó una masa al descanso, como se observa en la figura siguiente Explique qué utilidad puede tener esta alternativa ¿ayuda a diagnosticar el problema?



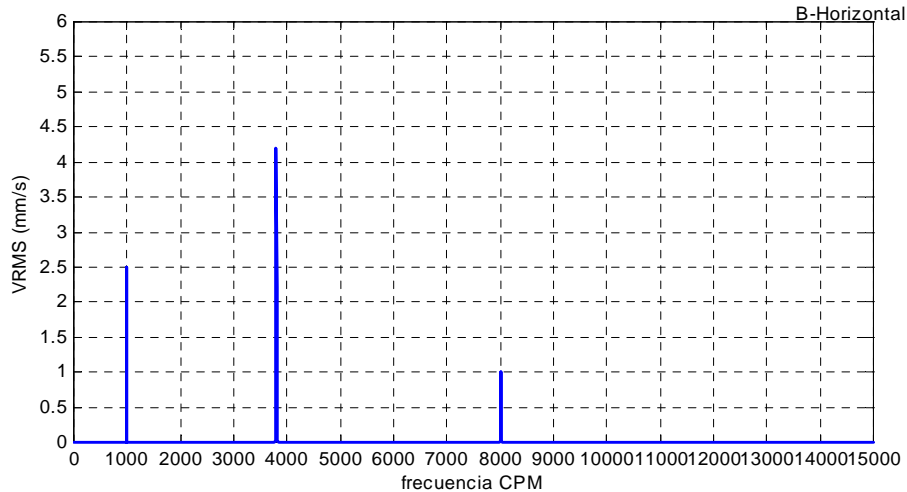
4.5. En otra unidad motor-correas-ventilador similar a la anterior se midió en C-V, el espectro indicado en la figura. Determine cuál es el origen más probable de c/u de las componentes espectrales.

- Cuáles de estas componentes considera que son normales o inherentes al funcionamiento de esta unidad.
- Cuales componentes no son normales al funcionamiento de la unidad. ¿Cuál es el problema más probable? De 2 argumentos en que se basa su diagnóstico



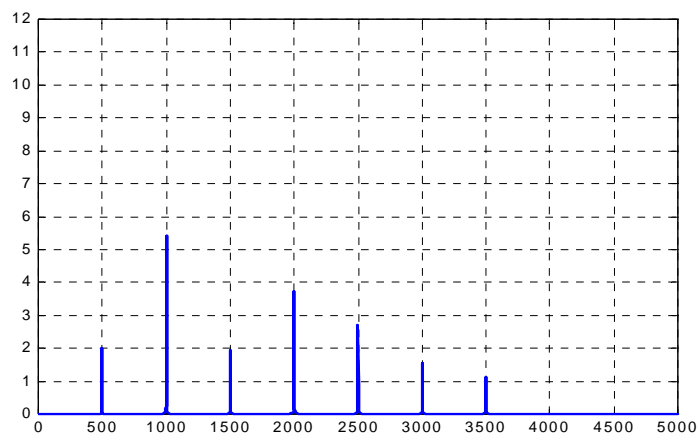
4.6. Espectro vibratorio medido en ventilador de 8 álabes que gira a 1000(cpm). ¿Cuál es el más probable origen de la componente a 3800(cpm)? Para el rodamiento, BPF0 = 3.8X; BPF1= 5.4X. Indicar porqué si, o porqué no es cada uno de los problemas indicados de a) a d)

- Daño en la pista exterior del rodamiento
- Vibración proveniente de otra máquina
- Rodamiento girándose en su eje
- Turbulencias en el ventilador



4.7 Ventilador que gira a 1000(cpm). ¿Cuál es la falla más probable que genera la vibración? Indicar porqué si, o porqué no es cada uno de los problemas indicados

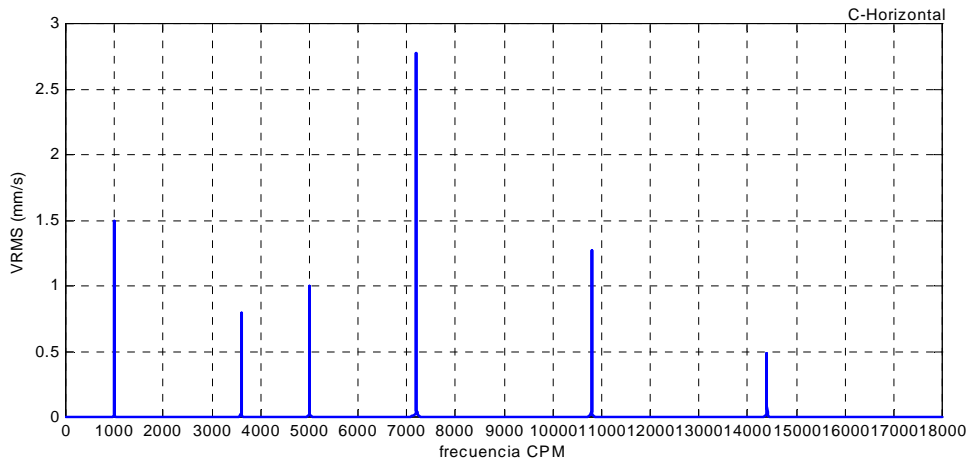
- Desbalanceamiento
- Desalineamiento
- Solturas basales
- Rodamiento con juego radial excesivo
- c) y d)



4.8 Bomba de 5 alabes que gira a 1000(cpm). ¿Cuál es la falla más probable?

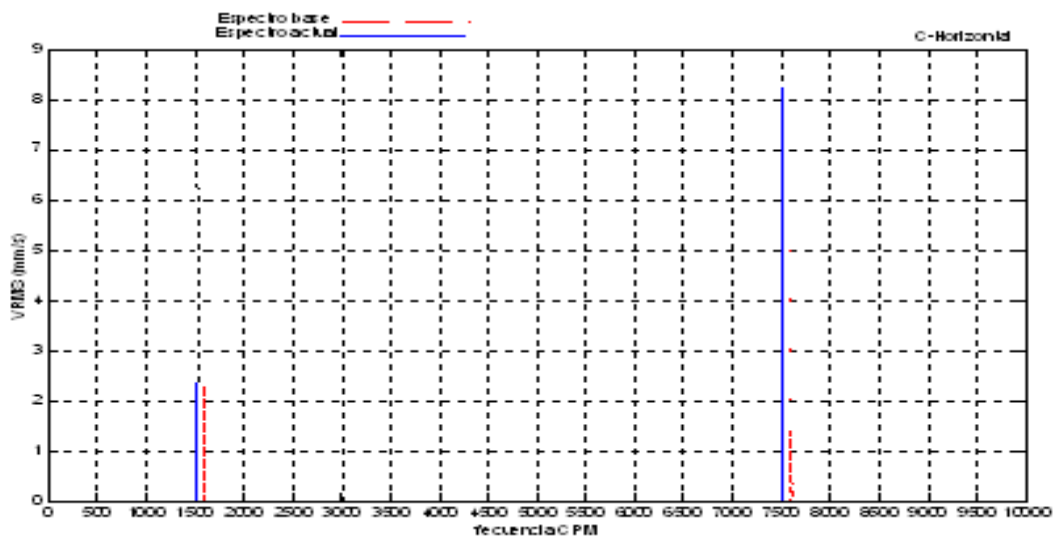
- Solturas mecánicas
- Rodamiento picado
- Desalineamiento severo
- Flujo turbulento
- Deformación de la carcasa

Indicar porqué si o porqué no es cada uno de los problemas indicados de a) a e)



4.9. Bomba centrífuga de voluta de 5 alabes que gira a 1500(cpm). ¿Cuál es la causa más probable del aumento de las vibraciones?(lo que aumentó significativamente en la vibración actual respecto a su espectro base es el valor de la componente a 7500 cpm Indicar porqué si, o porqué no es cada uno de los problemas indicados de a) a d)

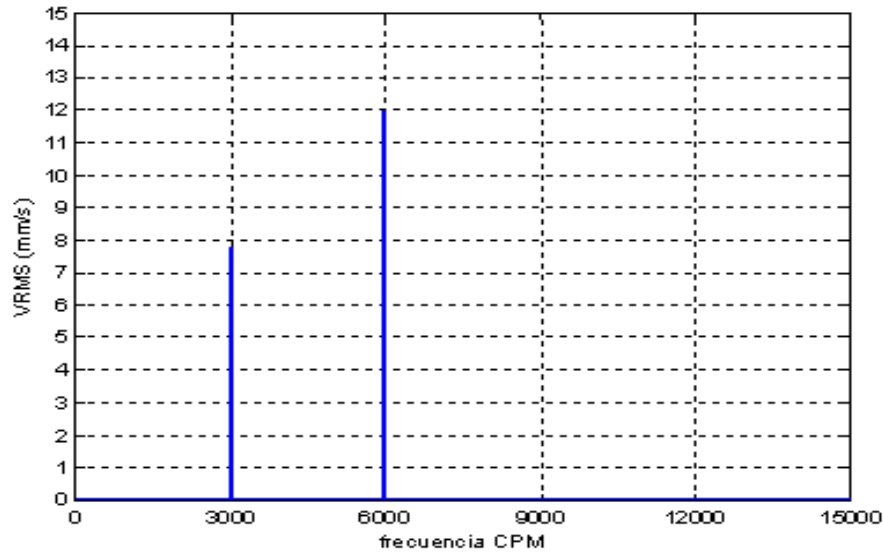
- Cavitación
- Bomba trabajando a bajo flujo
- Solturas mecánicas
- Rodamiento con carencia de lubricación



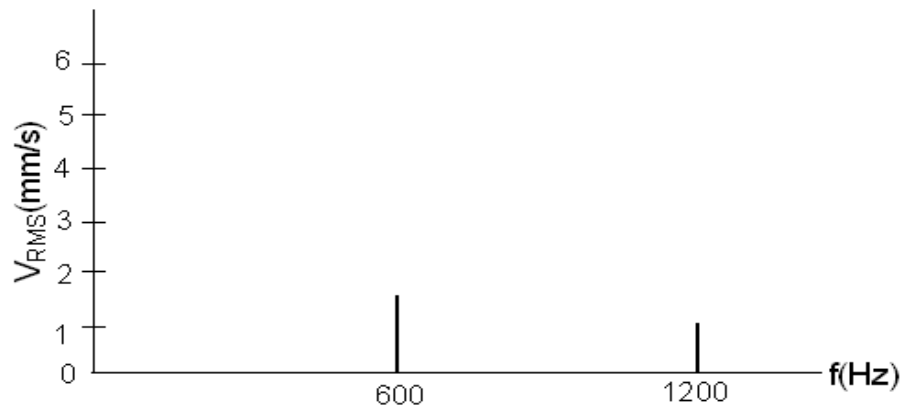
4.10. Motor eléctrico de jaula de ardilla. Que gira a 2970(cpm). Espectro con resolución en frecuencia $\Delta f = 100$ (cpm).

¿Cuál es la causa más probable de las vibraciones?.

- Distorsión de la carcasa
- Desalineamiento
- Excentricidad estática



- 4.11. El espectro de la figura ha sido medido en una caja reductora de una etapa, la cual es conducida por un motor eléctrico de 350 kW, velocidad de rotación del eje de entrada $RPM_1 = 30(Hz)$ y velocidad de rotación del eje de salida $RPM_2 = 20(Hz)$. El mayor valor de las vibraciones globales medidas en todos los descansos y direcciones es $V_{RMS} = 2.2 \text{ mm/s}$. No se tiene ningún otro dato (el analista debe opinar con los datos que tenga)

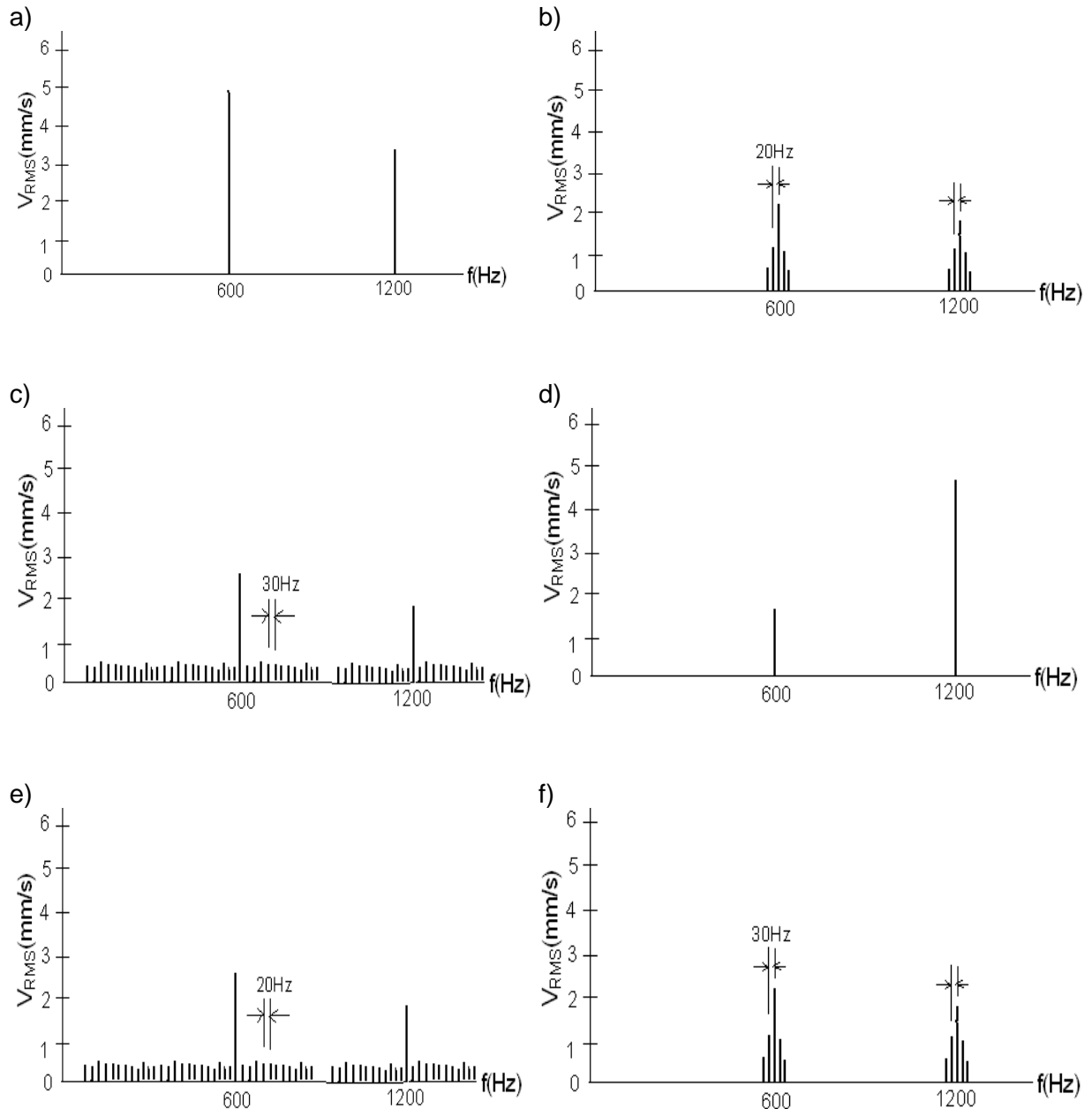


- Indique si las componentes mostradas en el espectro son normales o inherentes al funcionamiento de la caja reductora
 - ¿Cuál es el número de los dientes de las ruedas?
 - De dos argumentos en que se basa para decir que la condición mecánica de la caja reductora es: BUENA
- 4.12. Considere el espectro del ejemplo anterior como el espectro base de la caja reductora (caja en buena condición de salud) para lo siguiente.

¿Cuál de los espectros siguientes puede corresponder a?:

- Rueda de entrada con un diente desastillado
- Rueda del eje de entrada excéntrica.

- 3) Engranajes desalineados
- 4) Eje de rueda de salida doblada.
- 5) Rueda de salida con dientes picados
- 6) Engranaje con backlash excesivo.
- 7) Engrane con dientes desgastados.



4.13. Dibuje el espectro de las vibraciones normales que espera encontrar en las siguientes máquinas:

- 1) Ventilador que gira a 1000 cpm y que tiene 8 alabes y movido a través de correas por un motor que gira a 1480 cpm
- 2) Reductor de una etapa RPM entrada = 1000cpm, piñón de entrada 23 dientes, el cual engrana con uno de 60 dientes.
- 3) Motor de jaula de ardilla de 2 pares de polos sin variador de frecuencias, que tiene 62 ranuras en el estator y que gira a 1480 cpm

- 4) Bomba de pistones de 7 pistones RPM =1000cpm
- 5) Compresor de tornillos de 4 entradas, RPM =1000cpm

5. Balanceamiento

5.1. Ventilador delgado $L/D = \text{largo/diámetro} = 0.2$ que gira a 800(cpm).

- a) Se debe balancear en dos planos.
- b) Se puede balancear en un solo plano.
- c) Basta un balanceamiento estático
- d) b) y c)

5.2. Bomba ancha ($L/D = 2.0$) de 5 etapas que gira a 800cpm. Primera velocidad crítica = 4000(cpm).

- a) ¿En cuántos planos se debe balancear?
- b) ¿Se puede balancear en dos planos en una máquina balanceadora que gira a 600cpm?.

RESPUESTAS

1.1 Utilizaría una estrategia de mantenimiento predictivo o basado en condición, es decir, cambiar los rodamientos cuando su condición de salud lo indique.

Una estrategia de mantenimiento preventivo o basado en tiempo, no es adecuada para los rodamientos, debido a que la vida de ellos es muy aleatoria, aún para el caso de máquinas que trabajan en condiciones de operación muy estables.

1.2 Como la forma de la onda de la velocidad vibratoria es armónica o sinusoidal, su espectro tiene una sola componente. El valor pico se obtiene directamente del gráfico de la forma de onda y es $V_{\text{pico}} = 5$ (mm/s). Por lo tanto, $V_{\text{RMS}} = 0.707 \cdot 5 = 3.53$ mm/s. Del gráfico de la forma de onda, $T = 40$ (ms) = 0.04(seg), por lo que su frecuencia es $f = 1/0.04 = 25$ Hz = 1500 cpm. El espectro de la velocidad tiene una sola componente porque su forma de la onda o de la vibración es sinusoidal.

1.3 (a) con (4). La forma de onda de fig. a) es periódica, de periodo $T = 0.2$ s, y por lo tanto de frecuencia $f = 1/0.2 = 5$ Hz. Una vibración periódica no sinusoidal tiene varias componentes a frecuencias que son múltiplos o armónicos de 5Hz, o sea es el espectro de fig. 4.

(b) con (3). La forma de onda de fig. b) es un transiente (su valor va disminuyendo con el tiempo) de periodo $T = 0.05$ seg, y por lo tanto de frecuencia $f = 1/0.05 = 20$ Hz. Por ser una vibración no periódica (no se va repitiendo indefinidamente en el tiempo), su espectro es de banda ancha (las componentes no son una raya en el espectro, sino que es de forma más ancha), o sea es el espectro de fig. 3

(c) con (2). La forma de onda de fig. c) es una sinusoidal de periodo $T = 0.1$ s y $f = 1/0.1 = 10$ Hz. Por lo tanto, su espectro tiene una sola componente (o raya) a 10 Hz, o sea fig.2)

(d) con (1). La forma de onda de fig. d) es una vibración aleatoria o ruido y su espectro por lo tanto es de forma de "pasto", o sea el espectro de fig.1).

1.4 La magnitud que cuantifica la elasticidad de un elemento es su rigidez. La rigidez, K , de un elemento está definida como el cociente entre la fuerza aplicada y la deformación que genera esa fuerza, es decir: $K = \text{Fuerza/Deformación}$

- 1.5 a) Esta es la manera para determinar experimentalmente o en terreno la rigidez de un elemento elástico, en este caso el elemento elástico es la viga. Se le aplica una fuerza conocida (un peso) y se mide su deformación con un reloj comparador. La fuerza en el sistema internacional de medidas se expresa en Newton, (N). Para obtener el valor del peso en Newton, se multiplica su masa por la aceleración de gravedad $g = 9.8(m/seg^2)$. Se obtiene entonces: $K = \text{peso}/\text{deformación} = 500Kg \cdot 9.8m/seg^2 / 30 \cdot 10^{-6}m = 1.63 \cdot 10^8 (N/m)$
- b) La o primera frecuencia natural de vibrar, f_n , se puede estimar de la relación siguiente, donde M es la masa que vibra y K es la rigidez del elemento elástico (en este caso la viga)
- $$f_n = \sqrt{K/M} / (2\pi) Hz = 90.9 Hz = 5.457 (cpm)$$
- c) No pues RPM=1000cpm está fuera de la zona resonante definida por las normas
- d) Es una máquina de soporte rígido, pues RPM = 1.000 es menor a la primera frecuencia natural de vibrar o velocidad crítica (menor al 75% de ella)

- 1.6 a) Al aumentar la masa disminuye el valor de la frecuencia natural
b) Al aumentar la rigidez aumenta la frecuencia natural

- 2.1 a) Los sensores de medición (desplazamiento, velocidad, aceleración, micrófonos, etc.) transforman la medición que realizan en una señal eléctrica. La salida de cualquier sensor de vibraciones es un voltaje. La sensibilidad del sensor es lo que permite transformar esta señal eléctrica de salida del sensor al valor de la vibración medida.

Sensibilidad del sensor = Voltaje de salida del sensor /vibración medida

- b) Por lo tanto: Vibración = Voltaje de salida del sensor /sensibilidad del sensor = $40mv/100mv/g = 0.4g$
- c) Tiene que introducir este valor al recolector de datos para que él pueda realizar la transformación del voltaje que le llega al valor de la vibración medida. Con este dato el equipo de medición realiza la transformación indicada en punto b).

- 2.2 a) $\Delta f = 80.000cpm/800 = 100cpm$
b) Con esta resolución el analizador por ser digital solo puede dar valores en frecuencias que son múltiplos de 100 cpm, es decir:
a 0, 100, 200, 300,900, **1000**, 1.100,80.000cpm
Por lo tanto, el valor más cercano a RPM=990cpm (y que es lo que mostrará el cursor para la componente a 1XRPM), es 975cpm.

- 2.3 a) T adquisición= $1/150cpm = 0.00667min = 0,4seg$;
b) T adquisición= $1/2cpm = 0.5min = 30 seg$

Se concluye que una mejor resolución frecuencial en el espectro requiere más tiempo de adquisición de datos.

- 2.4 a) $\Delta f = 12.000/3200 = 3.75cpm$
b) T adquisición= $1/3.75cpm = 0.2667min = 16seg$,. Valor que concuerda con el tiempo de adquisición de data que se indica en gráfico de la forma de onda.
- 2.5 a) En el espectro se observa una componente predominante a 2980(cpm) que corresponde a la velocidad de rotación, es decir, esta es la componente llamada a 1X, o a 1 order (o sea que la frecuencia de ella es igual a la velocidad de rotación de la máquina). Se observa además componentes de muy pequeño valor que deben ser las

componentes llamadas 2X y 3X (sus frecuencias son iguales a 2 y 3 veces la velocidad de rotación).

b) El problema por qué no se pudo balancear el rotor, es porque el problema NO ERA DESBALANCEAMIENTO, el balanceamiento solo soluciona el problema de desbalanceamiento. Si el problema es otro, solo se gastará mucho dinero en tratar de solucionar un problema que no es.

El error de asesor es que no cumplió con la regla básica o la primera regla que usted debe verificar antes de balancear un rotor: ¿las vibraciones generadas son debido al desbalanceamiento del rotor, a pesar que se generan a una frecuencia = 1XRPM?

En este caso no, es pues si analiza la forma de onda se ven variaciones en la amplitud durante el tiempo de medición, que superan el 300%. No olvidar lo señalado insistentemente en el desarrollo del curso e ilustrado con varios casos históricos: Nunca diagnostique desbalanceamiento de un rotor que mueve fluido como en este caso, sin haber analizado la forma de onda de la vibración.

- 2.6 a) Son componentes que aparecen a las bajas frecuencias en los espectros de la velocidad (y del desplazamiento) asemejándose a una pendiente de ski. Esto es debido a la integración de los ruidos eléctricos del acelerómetro.
- b) Esto tiene el gran inconveniente de aumentar el valor real de la velocidad vibratoria global pudiendo obtenerse valores de alarma o peligro, sin ser real, lo que lo va a llevar a tomar decisiones equivocadas.
- c) Un analista de vibraciones capacitado, no puede medir espectros con pendiente de ski. Para evitar esto es necesario cortar la pendiente de ski. Por eso al configurar la medición de un espectro es fundamental especificar un filtro pasa alto que traen los equipos para cortar la pendiente de ski. Es necesario para ello configurar para el filtro, una frecuencia de corte adecuada. Como criterio general recomendamos utilizar para esta frecuencia, 0.4XRPM
- 3.1 a) i): No es necesario evaluar el desplazamiento vibratorio, pues no existen vibraciones que tengan frecuencias bajo lo 10Hz (ó 600cpm)
- ii) No, pues la norma ISO 10816 especifica que lo que se requiere medir para evaluar la severidad vibratoria es el valor RMS, no el valor pico
- iii) Si, porque la frecuencia de todas las componentes vibratorias de la máquina están en el rango de frecuencias entre 10 y 1.000 hz
- iv): No es necesario evaluar la aceleración vibratoria, pues no existen vibraciones que tengan frecuencias sobre los 1000Hz (ó sobre los 60.000cpm)
- b) - Vibraciones normales o inherentes al funcionamiento de la máquina son las componentes: 1X debido al desbalanceamiento residual y 5X debido a las pulsaciones de presión que genera la bomba
- Vibraciones anormales son las componentes múltiplos de 5.200 cpm ó a 5.2X (componente a frecuencia $5.X = 5.2 \text{ RPM} = 5.2 \cdot 1.000 = 5.200 \text{cpm}$). La más probable falla es daño en las pistas del rodamiento debido a que las componentes vibratorias tienen frecuencias que no son múltiplos enteros o sincrónicos de la velocidad de rotación
- 3.2 a) Satisfactoria
- b) Para aplicar ISO 10816-3 debe primero determinar (ver en capítulo 3 del manual entregado a los participantes el resumen, discusión y tablas de evaluación de esta norma):
- ¿Aplica esta norma para los motores eléctricos? Si, aplica
 - Determinar el tamaño de la máquina. Esta es una máquina del grupo 1, o sea máquina grande, pues su distancia del eje a la base es $> 315(\text{mm})$.
 - Determinar tipo de soporte: Esta máquina es de soporte flexible de acuerdo a ISO 10816-3 pues su RPM es mayor al 75% de su primera velocidad crítica.
 - Entrar con el mayor valor de los 6 valores medidos a la Tabla de evaluación. Se obtiene el valor B : Satisfactorio para una operación continua de la máquina durante un tiempo prolongado de funcionamiento.

- 3.3 a) no es aplicable a máquinas que giran bajo 10Hz b) Aceptable: B
- 4.1. El primer paso de cómo deben analizarse los espectros de acuerdo a lo discutido durante el desarrollo del curso, es indicar las componentes espectrales que considera vibraciones normales o inherentes al funcionamiento de la máquina. En este caso la única componente que no puede evitarse es la debido al desbalanceamiento residual a $1XRPM = 2981$ cpm. Para analizar las componentes anormales medidas, como primer paso se agrupan todas las componentes cuyas frecuencias son múltiplos entre ellas. En este caso están indicados por los cursores, 4 múltiplos de las RPM (1X, 2X, 3X y 4X).
- a) El problema no es desbalanceamiento debido que no es predominante la componente a 1X (con pequeñas componente a 2X y 3X debido a las no-linealidades que puede presentar la máquina)
- b) De las 3 alternativas propuestas el problema es desalineamiento pues cumple con el síntoma fundamental: componentes vibratorias a los primeros múltiplos de la velocidad de rotación.
- c) El problema no es resonancia (si no se especifica se entiende que es de la componente a 1X), pues la resonancia solo amplifica la componente a $1XRPM$ debido a que se encuentra en una zona resonante.
La pequeña componente a 6.000 cpm seguramente es 2x flínea y es debido a los problemas asociados a la excentricidad estática.
- 4.2. Si, se confirma el diagnóstico de desalineamiento. Como las fuerzas que actúan sobre cada machón del acoplamiento son las mismas (fuerzas de acción y reacción), de acuerdo a la tercera ley de Newton, el problema de desalineamiento debe verse en las dos máquinas acopladas.
- 4.3. a) Se descarta el problema de solturas porque los espectros no presentan componentes a frecuencias múltiplos de la velocidad de rotación (o múltiplos de $\frac{1}{2}$ de la velocidad de rotación). Como la componente de alto valor es a $1XRPM$ ventilador, el problema está en el ventilador. Para diferenciar entre las alternativas b) y c) se determina la diferencia de fase entre las vibraciones horizontal y vertical.
- b) La diferencia de fase es $90^\circ \pm 20^\circ$, por lo que se diagnostica desbalanceamiento del ventilador.
- 4.4. Si esta es una técnica muy útil y práctica que usan los buenos analistas. Al agregarle masa al ventilador, esto varía sus frecuencias naturales de vibrar. Si el problema es resonancia, es decir RPM ventilador \approx frecuencia natural de vibrar, al variar la frecuencia natural ya no se cumple esta igualdad y al no estar la componente $1XRPM$ del ventilador en una zona resonante disminuirá significativamente de valor.
- 4.5 a) Componentes normales
- Componente a 1000(cpm), desbalanceamiento residual del ventilador. Sus armónicos a 2000 y 3000 (cpm) de valores pequeños respecto a la 1 x rpm se atribuyen a las no-linealidades en el comportamiento del rotor o a pequeñas asimetrías del ventilador. Sin embargo el valor de la componente a 1000(cpm) parece ser de valor alto y puede ser necesario balancear el ventilador.
 - Componente a 1470(cpm) debido al desbalanceamiento residual del motor. La vibración es transmitida por las correas
 - 8000(cpm), frecuencia de paso de los álabes debido a las pulsaciones de presión generadas en el ventilador.
- b) Componentes anormales:
- Componentes múltiplos de 180(cpm), i) por estar bajo las velocidades de rotación de las poleas y ii) tener armónicos o múltiplos, debe ser un problema de correas dañadas.

- 4.6 b). Aunque 3800(cpm) coincide con el BPFO, no es un problema de rodamiento dañado en la pista externa, debido a la ausencia de componentes armónicos ó múltiplos de BPFO. c) y d) no son pues estos problemas generan pasto en el espectro.
- 4.7. e) Todas las componentes en el espectro son múltiplo o armónicos de 500 cpm =1/2 de la velocidad de rotación. El problema más probable es una soltura. Cuando se diagnostica soltura, aunque es un problema fácil de diagnosticar, es difícil de encontrar. Pueden ser pernos basales sueltos, rodamiento suelto en su alojamiento, mucho juego entre elementos rodantes y pistas, grietas, etc.
- 4.8. b)
- 4.9. b)
- 4.10. c)
- 4.11 a) Si. Las frecuencias de las componentes tienen que ser los múltiplos de la frecuencia de engrane. Es decir, múltiplos de $f_e = 600\text{Hz}$
 b) $f_e = 600\text{Hz} = Z_1 \cdot 30\text{Hz} = Z_2 \cdot 20\text{Hz}$; por lo tanto, $Z_1 = 20$ y $Z_2 = 30$
 c): 1. De acuerdo a ISO 10816-3 la severidad vibratoria es A: Buena
 2. En el espectro solo están presentes las componentes normales para esta unidad
- 4.12 1) c)
 2) f)
 3) a)
 4) b)
 5) e)
 6) d)
 7) a)
- 5.1. d) Como es un rotor delgado $L/D < 0.5$ y simultáneamente se cumple que $\text{RPM} < 1000$ cpm se puede balancear en un plano. Un balanceamiento mediante vibraciones en un plano es similar a un balanceamiento estático.
- 5.2. Si, pues el rotor tiene comportamiento de rotor rígido de acuerdo a ISO 1940. $\text{RPM} < 0.75$ su menor velocidad crítica. Se puede balancear a una velocidad de rotación menor a la que gira en terreno.