

## BIBLIOGRAFIA.

- \* APUNTES DE VIBRACIONES MECANICAS II.

Ing. Fernando J. Elizondo G.

F.I.M.E./U.A.N.L.

- \* MECHANICAL VIBRATION AND SHOCK MEASUREMENTS.

Jens Trampe Broch.

Bruel & Kjaer.

- \* VIBRATION ANALYZER/ BALANCER

Operation Manual.

PMC/BETA.

Figura X-1 - Hoja de Registro Típica

## PRACTICA XI ANALISIS DE VIBRACION

### OBJETIVO.

Diagnosticar las fallas en un sistema mecánico por medio de análisis de vibración.

### INTRODUCCION.

Un hecho cierto acerca de la maquinaria rotativa es que las únicas señales de falla apreciables sensorialmente en el exterior son la vibración y la temperatura.

Es normal que una máquina tenga algún nivel mínimo de vibración debido a los errores geométricos de manufactura y a los materiales de sus componentes mecánicos. Cuando esta vibración empieza a crecer es una clara señal de que los componentes empiezan a tener degradación mecánica. Si la vibración llega a ser excesiva, existe un problema serio dentro de la máquina que requiere inmediata corrección y por lo tanto la detección de la vibración es una herramienta útil para rastrear el grado de desgaste de los elementos mecánicos que integran la máquina e inclusive un buen análisis de vibración podría precisar el elemento causante del problema antes de llegar a tener una falla permanente.

El costo de los paros en la producción que se dan fuera de programa han crecido drásticamente en años recientes. Como consecuencia, el programa de mantenimiento se ha convertido en un factor muy importante para lograr utilidades en la empresa. Ya no es posible proceder con la vieja máxima de "dale hasta que se trueque".

Muy comunmente las máquinas desarrollan problemas después de inspecciones de rutina (mantenimiento preventivo) en las cuales no se reensamblan adecuadamente las piezas o se introduce inadvertidamente contaminación (polvo, humedad, cuerpos extraños), etc.

### TOLERANCIAS DE VIBRACION.

Actualmente la vibración está siendo estudiada y clasificada por dos motivos:

1).- El mantenimiento predictivo.

2).- La aceptación de maquinaria nueva.

En ambos casos se presenta la siguiente pregunta: ¿Cuándo la vibración llega a ser excesiva? Para contestar es necesario tener una referencia de niveles de vibración permisibles.

Podemos definir que los niveles de vibración permisibles son aquellos valores estadísticos satisfactorios, obtenidos y probados por la experiencia.

Desde luego lo más recomendable es que el propio ingeniero de mantenimiento establezca sus propias tolerancias para una máquina en particular, lo cual sobrevendrá con la experiencia y las historias de vibración que realice.

En ausencia de información particular de una máquina pueden utilizarse "Tablas de Tolerancias" las cuales se crean en base a estadísticas, existiendo diferentes tablas para diferentes casos. Por ejemplo la gráfica Rathbone mostrada en la Figura XI-1 sigue un criterio de una compañía de seguros.

Por otra parte existe otra gráfica de tolerancias basada en la experiencia profesional, sin intenciones de utilidad económica, para maquinaria en general (ver Figura XI-2). Esta puede utilizarse en plantas industriales cuando no existe información histórica sobre las máquinas.



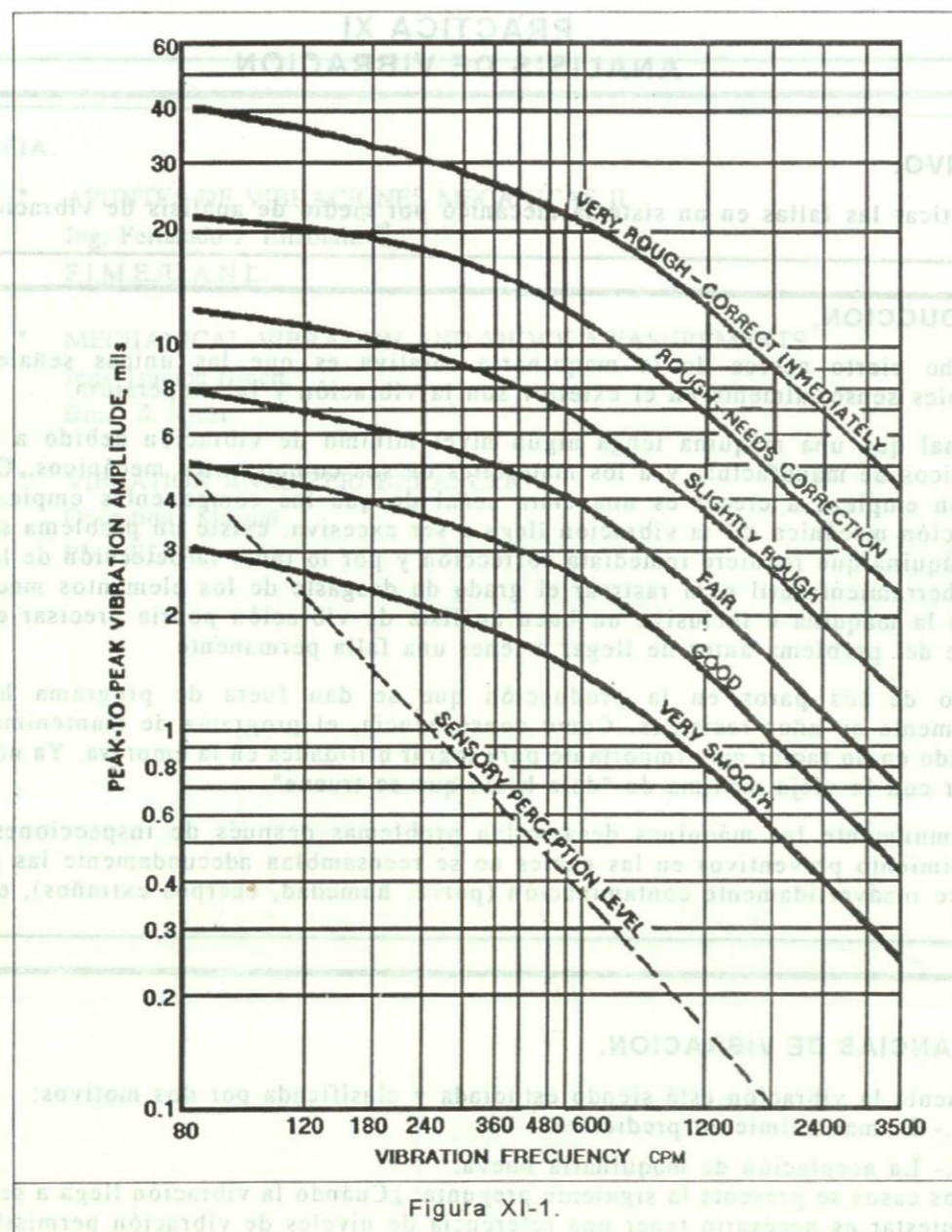


Figura XI-1.

**IDENTIFICACION DE FALLAS POR MEDIO DE VIBRACION.**

Ahora en vez de mantenimiento "correctivo", está surgiendo una nueva práctica llamada mantenimiento "predictivo", el cual utiliza un equipo electrónico muy sensible y preciso, que es capaz de "escuchar" los trabajos internos de las máquinas y de proveer medios para establecer niveles normales (tolerancias), así como también detectar cambios en los mencionados niveles, los cuales indican problemas. Esto se hace mucho antes de que los problemas se hagan evidentes, aún para los ingenieros de mantenimiento más experimentados.

Para diagnosticar la falla o fallas de un sistema mecánico por medio de la vibración, el procedimiento general consiste en:

- a) Efectuar un análisis de vibración y elaborar el reporte correspondiente.

- b) Evaluar las amplitudes de dicha vibración para determinar si representan un problema (o son dañinas) al sistema.

c) En caso de que se detecten vibraciones dañinas, diagnosticar la causa de las mismas. La tabla mostrada en la Figura XI-3 permite la identificación de las fallas más comunes en maquinaria. En ella se indican las características de amplitud, y frecuencia de la vibración, correlacionadas con los diferentes problemas de las máquinas.

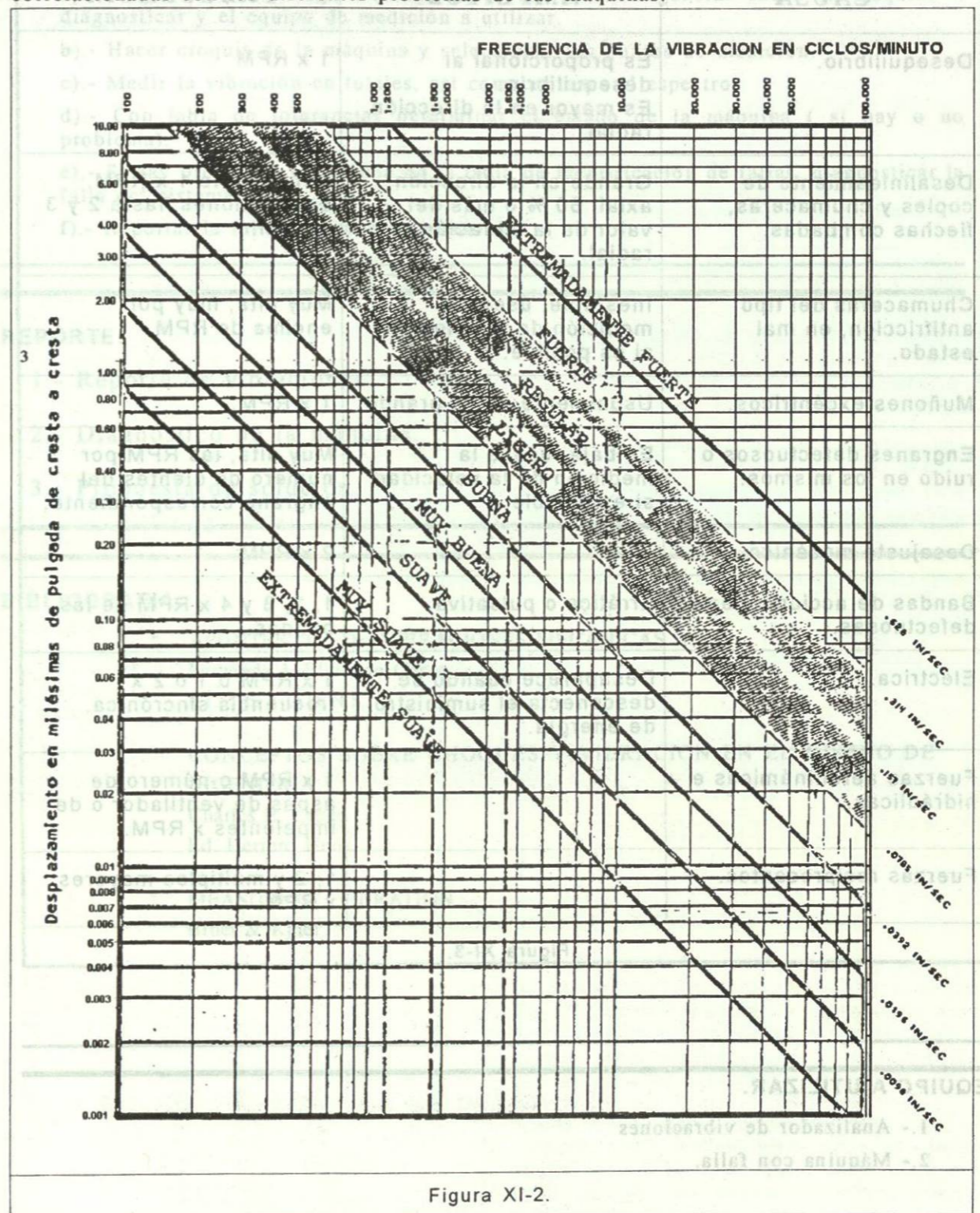


Figura XI-2.



| IDENTIFICACION DEL ORIGEN DE LAS VIBRACIONES              |  |  |
|---|--|--|
| CAUSA   | AMPLITUD   | FRECUENCIA   |
| Desequilibrio.  | Es proporcional al desequilibrio.<br>Es mayor en la dirección radial.      | 1 x RPM  |
| Desalineamiento de coples y chumaceras, flechas combadas. | Grande en la dirección axial. 50 % o más del valor de la vibración radial. | Usualmente 1 x RPM.<br>En ocasiones hasta 2 y 3 x RPM.               |
| Chumaceras del tipo antifricción, en mal estado.          | Inestable, úsese la medición de la velocidad si es posible.                | Muy alta, muy por encima de RPM.                                     |
| Muñones excéntricos.                                      | Usualmente no es grande.   | 1 x RPM.   |
| Engranajes defectuosos o ruido en los mismos.             | Es baja, úsese la medición de la velocidad si es posible.                  | Muy alta, las RPM por número de dientes del engrane correspondiente. |
| Desajuste mecánico.                                       |  | 2 x RPM.   |
| Bandas de accionamiento defectuosas.                      | Errática o pulsativa.  | 1, 2, 3 y 4 x RPM de las bandas.                                     |
| Eléctrica.  | Desaparece cuando se desconecta el suministro de energía.                  | 1 x RPM o 1 o 2 x frecuencia sincrónica.                             |
| Fuerzas aerodinámicas e hidráulicas.                      |  | 1 x RPM o número de aspas de ventilador o de impelentes x RPM.       |
| Fuerzas reciprocantes.                                    |  | 1, 2 y múltiplos mayores x RPM.                                      |

Figura XI-3.

**EQUIPO A UTILIZAR.**

- 1.- Analizador de vibraciones
- 2.- Máquina con falla.

**VIBRACION FORZADA**

**PROCEDIMIENTO:**

- a).- Registrar en la hoja de reporte la información general sobre la máquina a diagnosticar y el equipo de medición a utilizar.
- b).- Hacer croquis de la máquina y seleccionar los puntos de medición.
- c).- Medir la vibración en totales, así como obtener el espectro.
- d).- Con tabla de tolerancias determinar el estado de la máquina ( si hay o no problema).
- e).- Si hay problema, con ayuda de la tabla de identificación de fallas, diagnosticar la falla del sistema.
- f).- Reportar la falla y proponer soluciones.

**REPORTE:**

- 1.- Reporte de vibraciones.
- 2.- Diagnóstico de la máquina.
- 3.- Propuesta de solución.

**BIBLIOGRAFIA:**

- \* APUNTES DE DE VIBRACIONES MECANICAS II  
Fernando J. Elizondo Garza  
F.I.M.E. / U.A.N.L.
- \* CONCEPTOS SOBRE CHOQUES Y VIBRACION EN EL DISEÑO DE INGENIERIA  
Charles E. Crede  
Ed. Herrero Hnos.
- \* MEASURING VIBRATION  
Bruel & Kjaer



El excitador de un sistema de vibración forzada es un dispositivo formado por un par de discos con la misma cantidad de desbalance los cuales son puestos a girar a la misma velocidad y con sentidos contrarios, de tal manera que produzca una fuerza centrífuga constante en un solo eje.

Como puede observarse en la figura XII-2, las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas  $F_0$  se anulan ( $F_0 \cos \theta + F_0 \cos \theta = 0$ ), mientras que las componentes verticales se suman, por lo cual solo actuarán sobre el sistema a excitar las componentes verticales.



## PRACTICA XII VIBRACION FORZADA

### OBJETIVOS.

Los objetivos de esta práctica son:

- 1.- Producir y observar la resonancia en un sistema mecánico.
- 2.- Observar las magnitudes de vibración antes de resonancia, en resonancia y después de resonancia y explicar el digrama vectorial de las fuerzas que intervienen en una vibración forzada.
- 3.- Observar la variación del ángulo de fase (ángulo formado entre el desplazamiento máximo y la fuerza de excitación) antes de resonancia, en resonancia y después de resonancia.

### INTRODUCCION.

La mayoría de las máquinas industriales constan generalmente de una parte estacionaria y de partes móviles, las cuales en algunos casos, como cuando están desbalanceadas, generan fuerzas. Estas fuerzas imponen un ritmo de vibración a todos los elementos en contacto con ellas, originando con ello una "vibración forzada" en todos los componentes del sistema.

Se puede decir que toda máquina industrial puede presentar este tipo de vibración forzada y por lo tanto los elementos estructurales que son usados en las máquinas, deben ser calculados y diseñados para resistir las fuerzas de excitación; también se debe tener cuidado de que estos elementos no entren en resonancia mecánica. En la presente práctica se describen los fundamentos teóricos de la vibración forzada.

### VIBRACION FORZADA.

Se dice que un sistema se encuentra en vibración forzada, si éste es forzado a moverse por una fuerza externa, aplicada durante un tiempo largo.

En esta práctica analizaremos el caso de un sistema mecánico sujeto a una fuerza de desbalance, producida por un excitador mecánico de discos desbalanceados contrarrotativos.

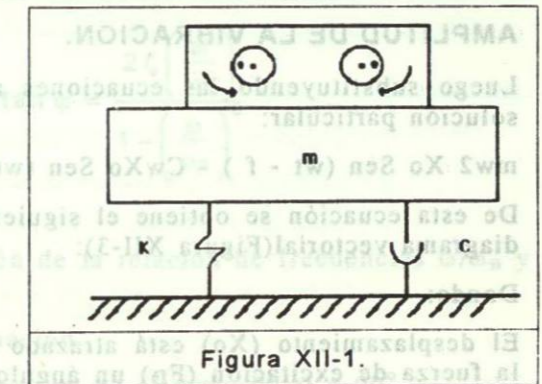


Figura XII-1.

### EL EXCITADOR DE DISCOS DESBALANCEADOS CONTRAROTATIVOS.

El excitador de discos desbalanceados contrarrotativos es un dispositivo formado por un par de discos con la misma cantidad de desbalance los cuales son puestos a girar a la misma velocidad y con sentidos contrarios, de tal manera que produzca una fuerza centrífuga conocida en un solo eje.

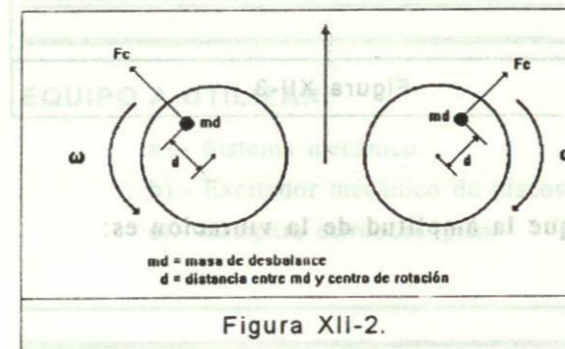


Figura XII-2.

Como puede observarse en la figura XII-2, las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas "Fc" se anulan ( $\sum F_c \text{ HOR} = 0$ ), mientras que las componentes verticales se suman, por lo cual solo actuarán sobre el sistema a excitar las componentes verticales.



Entonces si  $F_D$  es la componente vertical de la fuerza de excitación debida al desbalance, tenemos:

$$F_D = 2 F_c \text{ Sen } \omega t = F_d \text{ Sen } \omega t$$

$$F_D = 2 m_d d \omega^2 \text{ Sen } \omega t$$

### ANALISIS DEL SISTEMA VIBRATORIO.

Tal como se vió en la teoría de vibración forzada, las fuerzas que intervienen en el sistema mostrado en la figura XII-1 son las siguientes:

$m\ddot{x}$  = Fuerza de inercia.

$c\dot{x}$  = Fuerza de amortiguamiento.

$kx$  = Fuerza del resorte.

$F_d \text{ Sen } (\omega t)$  = Fuerza de excitación por desbalance.

Aplicando el método de Newton se tiene:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_d \text{ Sen } (\omega t)$$

resolviendo la anterior ecuación diferencial se obtienen las siguientes ecuaciones para el desplazamiento, la velocidad y la aceleración de la vibración:

$$X = X_0 \text{ sen } (\omega t - \varphi)$$

$$\dot{X} = \omega X_0 \text{ cos } (\omega t - \varphi) = \omega X_0 \text{ sen } (\omega t - \varphi + 90^\circ)$$

$$\ddot{X} = \omega^2 X_0 \text{ sen } (\omega t - \varphi)$$

Donde:

$X_0$  = Amplitud de desplazamiento de la vibración

$\varphi$  = Angulo de atrazo de fase.

### AMPLITUD DE LA VIBRACION.

Luego substituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación diferencial obtenemos la solución particular:

$$m\omega^2 X_0 \text{ Sen } (\omega t - \varphi) - c\omega X_0 \text{ Sen } (\omega t - \varphi + 90^\circ) - kX_0 \text{ Sen } (\omega t - \varphi) + F_d \text{ Sen } \omega t = 0$$

De esta ecuación se obtiene el siguiente diagrama vectorial(Figura XII-3):

Donde:

El desplazamiento ( $X_0$ ) está atrazado de la fuerza de excitación ( $F_D$ ) un ángulo  $\varphi$  el cual puede variar entre  $0^\circ$  y  $180^\circ$ .

La fuerza del resorte ( $kX_0$ ) está siempre opuesta a la dirección del desplazamiento.

La fuerza de amortiguamiento ( $C\omega X_0$ ) va atrás del desplazamiento  $90^\circ$ .

La fuerza de inercia ( $m\omega^2 X_0$ ) está en fase con el desplazamiento.

A partir del diagrama vectorial se puede deducir que la amplitud de la vibración es:

$$X_0 = \frac{2 m_d d \omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

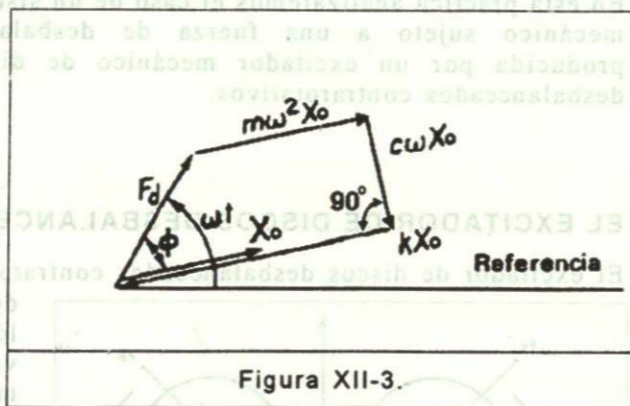


Figura XII-3.

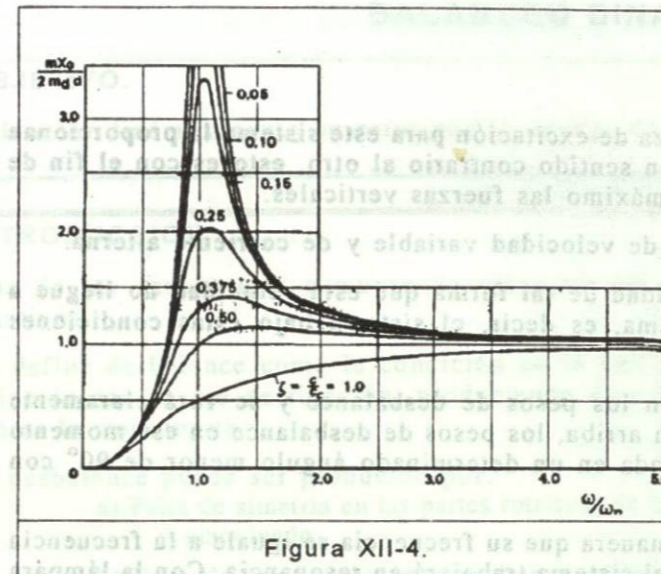


Figura XII-4.

y esto puede escribirse en forma no dimensional como:

$$\frac{m X_0}{2 m_d d} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}}$$

En la Figura XII-4 se presenta esta relación gráficamente.

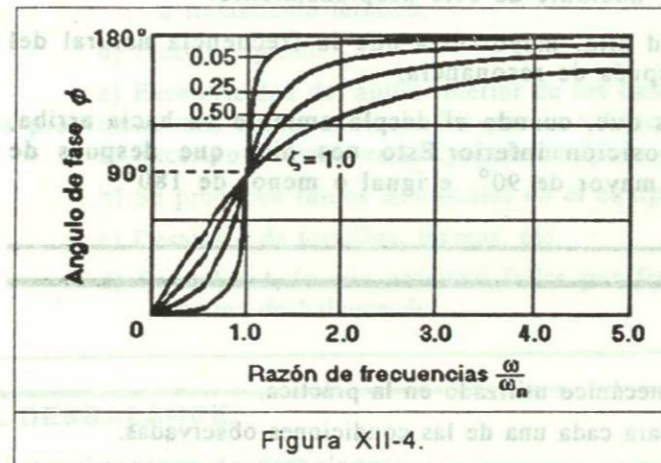


Figura XII-4.

### ANGULO DE ATRAZO DE FASE

A partir del diagrama de vectores se puede determinar la ecuación para el ángulo de fase como:

$$\tan \varphi = \frac{c\omega}{k - M\omega^2}$$

o en forma adimensional:

$$\tan \varphi = \frac{2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

Esta ecuación indica que el ángulo  $\varphi$  está en función de la relación de frecuencias  $\omega/\omega_n$  y el factor de amortiguamiento.

En la Figura XII-5 se presenta gráficamente esta ecuación.

Se puede observar que en resonancia el ángulo de fase  $\varphi$  es siempre igual a  $90^\circ$ .

### EQUIPO A UTILIZAR.

- Sistema mecánico.
- Excitador mecánico de discos desbalanceados contrarrotativos.
- Lámpara estroboscópica.



## PROCEDIMIENTO.

Según se ilustra en el dibujo anexo, la fuerza de excitación para este sistema la proporcionan dos discos desbalanceados que giran uno en sentido contrario al otro, esto es con el fin de evitar las fuerzas axiales y aprovechar al máximo las fuerzas verticales.

Estos discos son accionados por un motor de velocidad variable y de corriente alterna.

1.- Los discos se hacen girar a baja velocidad de tal forma que esta velocidad no llegue a igualarse a la frecuencia natural del sistema, es decir, el sistema bajo estas condiciones trabajará antes de resonancia.

Con la lámpara estroboscópica se localizan los pesos de desbalance y se verá claramente que, si el sistema se está desplazando hacia arriba, los pesos de desbalance en ese momento estarán en una posición superior o adelantada en un determinado ángulo menor de  $90^\circ$  con respecto al desplazamiento.

2.- Se le da una velocidad al motor de tal manera que su frecuencia se iguale a la frecuencia natural del sistema, bajo estas condiciones el sistema trabajará en resonancia. Con la lámpara estroboscópica nos daremos cuenta que, mientras el desplazamiento del sistema va hacia arriba, los pesos de desbalance estarán  $90^\circ$  adelante de este desplazamiento.

3.- El motor se hace girar a una velocidad alta, mayor ésta que la frecuencia natural del sistema, estaremos entonces trabajando después de resonancia.

4.- Con la lámpara estroboscópica veremos que, cuando el desplazamiento va hacia arriba, los pesos de desbalance están en una posición inferior. Esto nos dice que después de resonancia el ángulo de defasamiento será mayor de  $90^\circ$  e igual o menor de  $180^\circ$ .

## REPORTE.

- 1.- Elaborar un dibujo del sistema mecánico utilizado en la práctica.
- 2.- Elaborar diagramas vectoriales para cada una de las condiciones observadas.
- 3.- Calcular y graficar como varía la fuerza de excitación al aumentar la velocidad de giro del motor.
- 4.- Indicar la frecuencia de resonancia del sistema.

## BIBLIOGRAFIA.

- \* TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES.  
William T. Thomson.  
Prentice Hall.
- \* INTRODUCCION AL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECANICAS.  
R. F. Steidel Jr.  
C.E.C.S.A.

## PRACTICA XIII BALANCEO DINAMICO.

### OBJETIVO.

Balancear dinámicamente un rotor por el método de los tres vectores.

### INTRODUCCION.

Una de las causas más comunes de vibración en maquinaria es el desbalance de piezas rotativas.

Se define desbalance como la condición en la que el centro de gravedad de una pieza no coincide con su eje de rotación, produciendo ésto fuerzas y/o momentos, los cuales hacen vibrar la maquinaria.

El desbalance puede ser producido por:

- a) Falta de simetría en las partes rotativas de las máquinas, debidas a la fundición, forjado y maquinado.
  - b) Falta de homogeneidad causada por soldaduras.
  - c) Variaciones en la estructura química y cristalina del material, causadas por el vaciado o tratamiento térmico.
  - d) Flecha arqueada.
  - e) Excentricidad del anillo interior de los baleros que soportan las piezas giratorias.
- Los problemas más comunes causados por la vibración debida al desbalance son:
- a) Excesivo desgaste en los puntos de apoyo o chumaceras.
  - b) Se producen ruidos adicionales en el equipo.
  - c) Desajuste de tornillos, tuercas, etc.
  - d) Posibilidad de que ocasione fallas por fatiga en las tuberías o en la estructura del sistema desbalanceado.

### EL DESBALANCE.

Existen dos tipos de desbalance:

- a) Desbalance estático.
- b) Desbalance dinámico.

Por lo general un rotor en la práctica tiene ambos tipos de desbalance.

### EL DESBALANCE ESTATICO O DE FUERZA.

Este tipo de desbalance se origina cuando el centro de gravedad de la pieza rotatoria no coincide con su eje de rotación (Figura XIII-1). La razón por la que este tipo de desbalance es llamado "estático" es que el problema para determinar la localización de la masa de balanceo es básicamente un problema de estática.

Se presenta comunmente en discos o rotores angostos.

Las fuerzas centrífugas están en razón directa al cuadrado de la velocidad de operación.

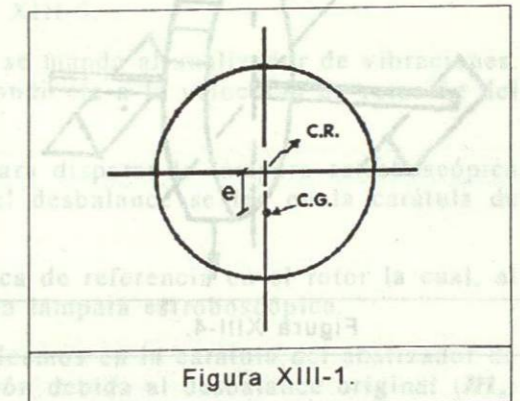


Figura XIII-1.