



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



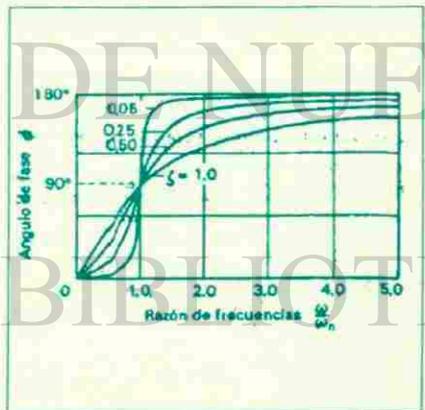
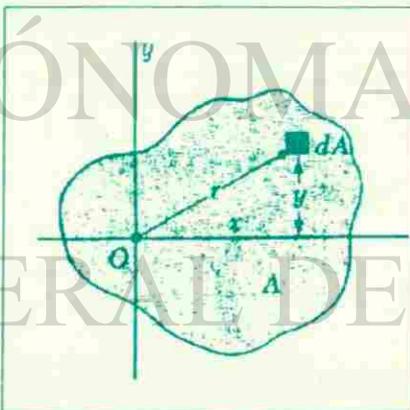
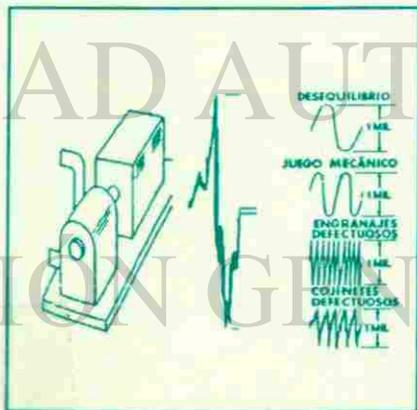
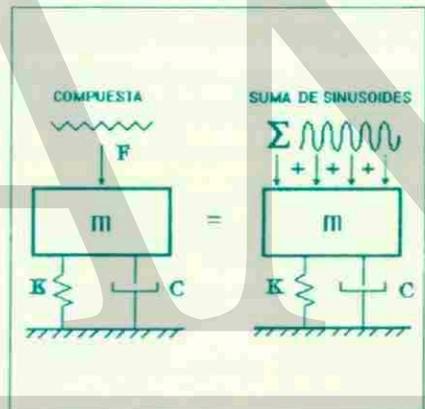
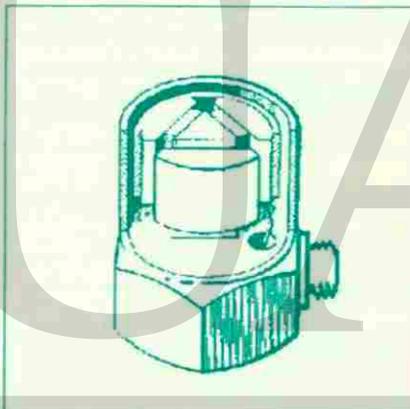
DEPARTAMENTO DE DINAMICA

INSTRUCTIVO DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECANICAS I

ING. FERNANDO J. ELIZONDO GARZA

ING. MIGUEL CUPICH RODRIGUEZ

8.547	21.44	27.46	31.17
73.41	100.27	131.64	132.25
24.08	26.80	48.05	63.14



A355
 E4
 995

TA
.E
19



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



DEPARTAMENTO DE DINAMICA

INSTRUCTIVO DEL LABORATORIO DE VIBRACIONES MECANICAS I

3a. EDICION / AGOSTO 1995

U A N L

ING. FERNANDO J. ELIZONDO GARZA

ING. MIGUEL CUPICH RODRIGUEZ

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

COLABORADOR:

ING. ADRIAN GARCIA MEDEREZ

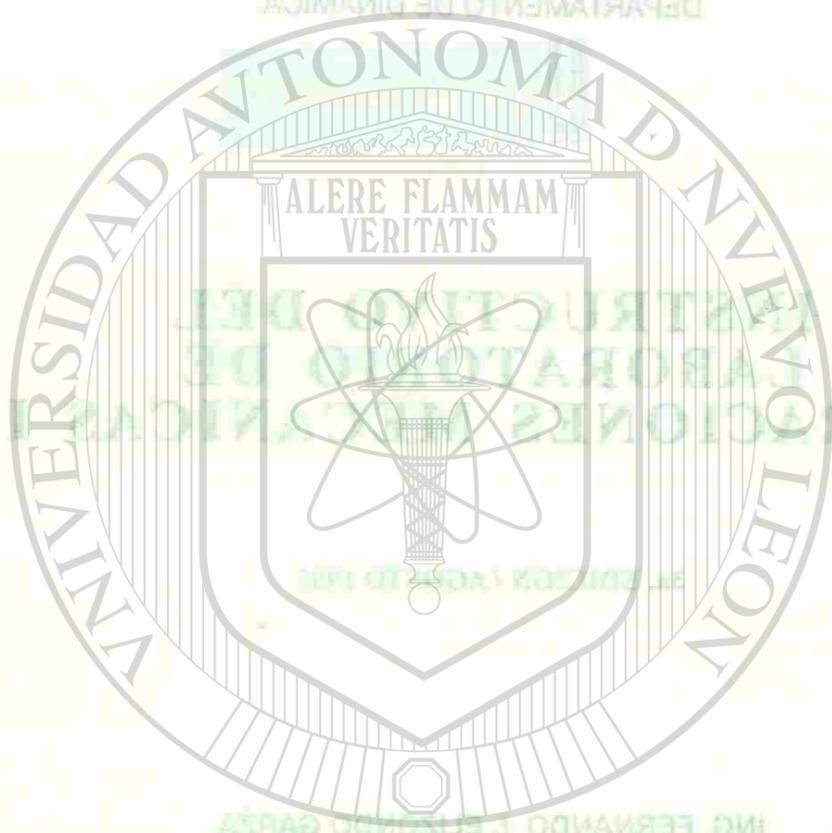


TA355
E4
1995

983093



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



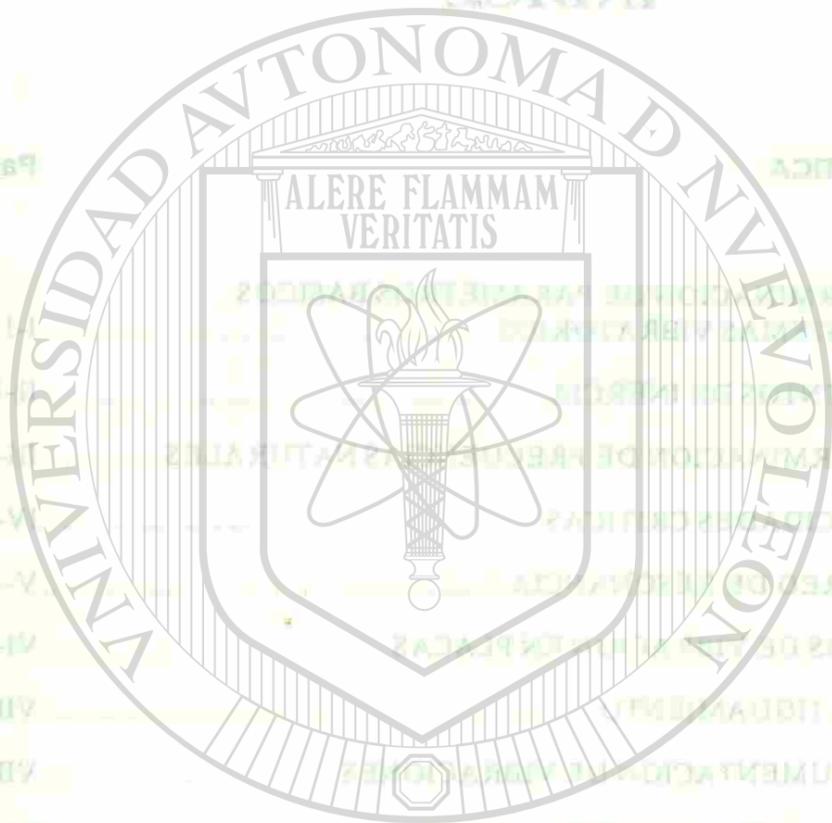
FONDO
UNIVERSITARIO

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Mar. 1-05
EH

INDICE

PRACTICA	Pag.
I.- DETERMINACION DE PARAMETROS BASICOS DE SISTEMAS VIBRATORIOS.....	I-1
II.- MOMENTOS DE INERCIA.....	II-1
III.- DETERMINACION DE FRECUENCIAS NATURALES.....	III-1
IV.- VELOCIDADES CRITICAS.....	IV-1
V.- RASTREO DE RESONANCIA.....	V-1
VI.- MODOS DE VIBRACION EN PLACAS.....	VI-1
VII.- AMORTIGUAMIENTO.....	VII-1
VIII.- INSTRUMENTACION DE VIBRACIONES.....	VIII-1
IX.- TEOREMA DE FOURIER.....	IX-1
X.- EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES Y EL REPORTE DE VIBRACIONES.....	X-1
XI.- ANALISIS DE VIBRACION.....	XI-1
XII.- VIBRACION FORZADA.....	XII-1
XIII.- BALANCEO DINAMICO.....	XIII-1



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIRIN

PRACTICA I DETERMINACION DE PARAMETROS BASICOS DE SISTEMAS VIBRATORIOS

OBJETIVOS.

Los objetivos de esta práctica van encaminados a:

- 1.- Entender el sistema de unidades a utilizarse en la clase y el laboratorio de Vibraciones Mecánicas I (Sistema Internacional de Unidades).
- 2.- Realizar mediciones prácticas de los parámetros básicos utilizados en el área de vibraciones mecánicas como son:
 - a) Cuantificar la masa de algunos cuerpos y obtener el peso de cada uno de ellos.
 - b) Constante de elasticidad de elementos elásticos
 - c) Constante elástica en sistemas torsionales.

INTRODUCCION.

En nuestro tiempo, por convención internacional, se ha decidido utilizar mundialmente un solo sistema de unidades el cual se conoce como "Sistema Internacional de Unidades" (S.I.) y que corresponde al Sistema Métrico Decimal (MKS).

El alumno de la clase de Vibraciones Mecánicas I debe conocer y aplicar el Sistema Internacional de Unidades en los análisis teóricos por lo que debe poder realizar mediciones prácticas de los parámetros básicos utilizados en vibraciones mecánicas como son: masa, peso, constante elástica, desplazamientos, etc.

SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES.

En el Sistema Internacional de Unidades las cantidades físicas se dividen en cantidades fundamentales y cantidades derivadas. Las cantidades fundamentales son aquellas que no se definen en términos de otras cantidades físicas. Las cantidades derivadas son aquellas que se definen en base a otras cantidades físicas.

El número de cantidades tomadas como fundamentales es el número mínimo que se necesita para describir concordante e inequívocamente todas las cantidades de la física.

En el Sistema Internacional de Unidades, para el tema que nos concierne, son cantidades físicas fundamentales:

LONGITUD = Metro = m.

MASA = Kilogramo = Kg.

TIEMPO = Segundo = s.

Algunas cantidades físicas derivadas, de interés en vibraciones, son:

FUERZA = Newton = N = kg-m/s².

CONSTANTE ELASTICA =K = N/m.

CONSTANTE ELASTICA TORSIONAL =K_T = N-m/Rad.

FRECUENCIA = Ciclos/s = Hertz =Hz.

FRECUENCIA ANGULAR =Rad/s.

VELOCIDAD =Desplazamiento/Tiempo = m/s.

ACELERACION =Desplazamiento/Tiempo² = m/s².

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Rotafolio del sistema métrico decimal absoluto (MKS).
- 2.- Balanza de precisión para cuantificar la masa de diferentes objetos.
- 3.- Algunos resortes para medir prácticamente su constante elástica.
- 4.- Reglas para medición de longitudes.
- 5.- Péndulo torsional donde se calculará la constante elástica torsional del sistema.

PROCEDIMIENTO.

A) Obtención de la masa de diferentes cuerpos.

Utilizando una balanza de precisión el alumno colocará cada elemento por separado y obtendrá la masa directamente al hacer la medición en la balanza.

B) Obtención del peso de diferentes cuerpos.

Para obtener el peso (Fuerza de atracción gravitacional) de cada elemento, debido a que la fuerza es una unidad derivada se utilizará la fórmula:

$$F = m a$$

Como la aceleración (a) en este caso es igual a la gravedad (g) entonces:

$$\text{Peso} = W = m g$$

Se utilizará la masa de cada elemento, y la aceleración de la gravedad en S.I. ($g=9.81 \text{ m/s}^2$).

C) Cálculo de la constante elástica de diferentes resortes.

Partiendo de la ley de Hooke, todo elemento elástico cuando es deformado reacciona con una fuerza que es directamente proporcional a la deformación sufrida

$$F = - K x$$

Considerando las Figuras I-1 e I-2 tenemos:

$$W = - K \Delta$$

Donde:

W = peso aplicado al resorte para deformarlo en N.

K = constante elástica del resorte en $\frac{N}{m}$.

Δ = deformación estática en el resorte debida a un peso en m.

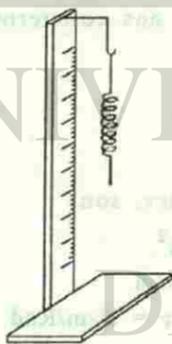


Figura I-1.- El alumno medirá la longitud original del resorte X_1 .

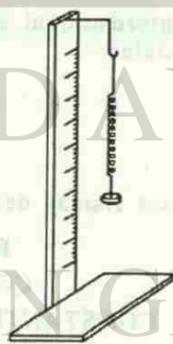


Figura I-2.- El alumno medirá la longitud X_2 del resorte deformado por la acción del peso aplicado que es conocido.

$$\Delta = X_2 - X_1 = \text{Deformación estática del resorte.}$$

$$W = K \Delta$$

$$K = \frac{W}{\Delta} = \frac{\text{PESO CONOCIDO}}{\text{DEFORMACION DEL RESORTE}}$$

D) Obtención de la constante elástica torsional.

El sistema torsional a analizar está formado por un disco suspendido por un alambre fijo al centro de masa de dicho disco.

El alambre se asegura firmemente a un soporte rígido y al disco como se muestra en la Figura I-3.

Para obtener la K_T (constante elástica de torsión) del alambre se utiliza la relación:

$$\tau = - K_T \theta$$

$$K_T = \frac{\tau}{\theta}$$

Donde:

K_T = Constante elástica torsional en $\frac{N-m}{\text{Rad}}$

τ = Par aplicado al sistema en N-m.

θ = Deformación angular del disco en Rad.

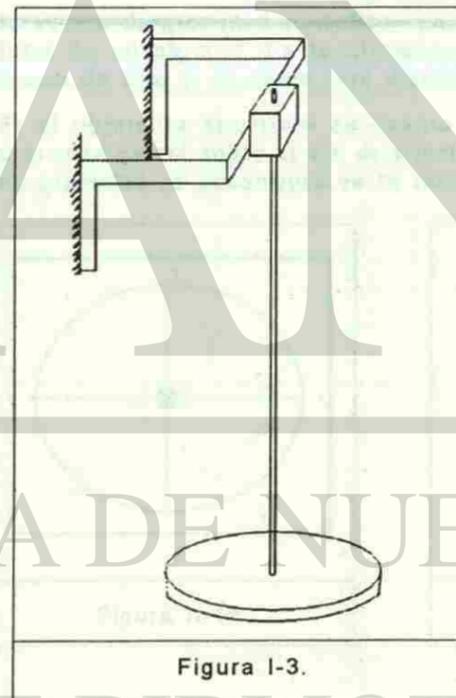


Figura I-3.

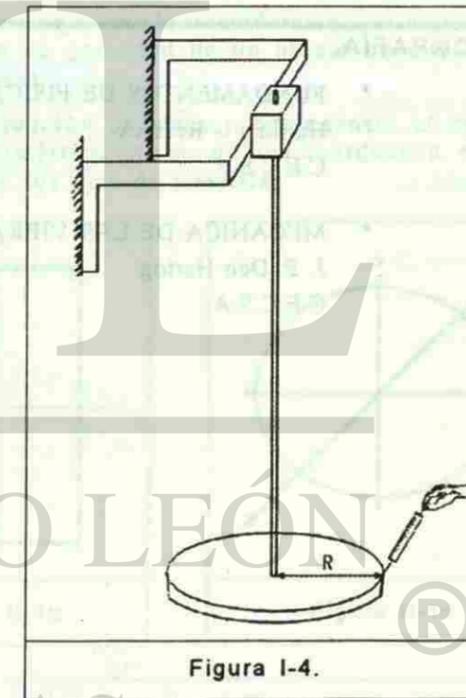


Figura I-4.

Para hacer el cálculo se requiere

- 1.- Darle un giro al disco mediante un dinamómetro colocado en el mismo plano del disco, en la periferia del mismo y en dirección tangencial, como se muestra en la Figura I-4.
- 2.- Medir en el dinamómetro la fuerza aplicada en Newtons para hacer girar al disco una deformación angular.

3.- Medir con un transportador la deformación en grados y transformarla a Radianes (1 Rad = 57.3°).

Con esto se conocerían:

F = Fuerza aplicada para la torsión (N).

R = Radio de aplicación de la fuerza (m).

τ = Par aplicado al sistema (N-m).

$$\tau = F R$$

θ = Deformación angular (Rad).

Pudiéndose determinar K_T como:

$$K_T = \frac{\tau}{\theta} \left[\text{en } \frac{\text{N-m}}{\text{Rad}} \right]$$

REPORTE.

- 1.- Resumen histórico de los sistemas de unidades.
- 2.- Elaborar con sus respectivos diagramas o dibujos, tabulación de las diferentes medidas obtenidas en el desarrollo de la práctica.

BIBLIOGRAFIA.

- FUNDAMENTOS DE FISICA
Halliday - Resnick
C.E.C.S.A.
- MECANICA DE LAS VIBRACIONES
J. P. Den Hartog
C.E.C.S.A.

PRACTICA II MOMENTOS DE INERCIA

OBJETIVO.

El alumno determinará los centros de gravedad, los momentos de inercia de área y los momentos de inercia de masa de diferentes cuerpos usando métodos analíticos y experimentales.

INTRODUCCION.

Tanto en el diseño como en el estudio de las vibraciones de una máquina o estructura se requiere conocer la ubicación del centro de gravedad, así como, los momentos de inercia de área y de masa de los elementos que la forman.

Por lo anterior el conocer los métodos para ubicar el centro de gravedad y determinar los momentos de inercia de área y de masa es de gran importancia para el ingeniero.

A continuación se describirán algunos de los métodos más utilizados.

CENTRO DE GRAVEDAD.

El centro de gravedad se define como "el punto en que puede considerarse que actúa el peso total de un objeto". La localización del centro de gravedad de un objeto dependerá de la forma de éste y de como esté distribuida su masa.

Si el objeto es simétrico en cuanto a su distribución de masa y homogéneo, el centro de gravedad estará sobre el eje de simetría. Si es simétrico en más de una coordenada, el centro de gravedad se encontrará en la intersección de los ejes de simetría.

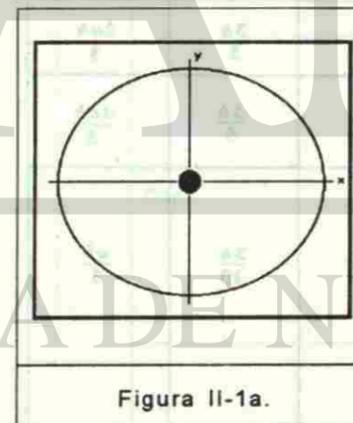


Figura II-1a.

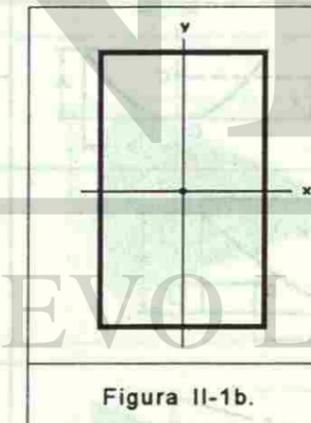


Figura II-1b.

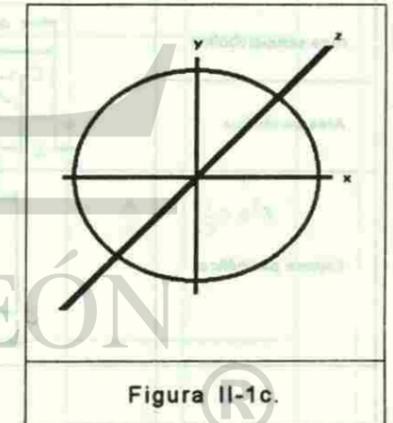


Figura II-1c.

El centro de gravedad de un cuerpo puede estar dentro o fuera de él.

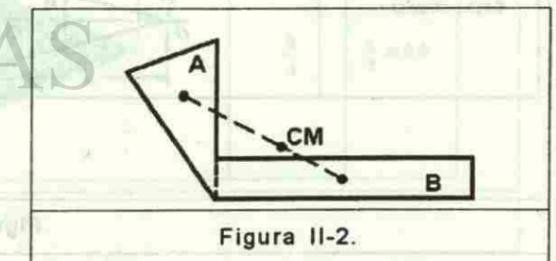


Figura II-2.

3.- Medir con un transportador la deformación en grados y transformarla a Radianes (1 Rad = 57.3°).

Con esto se conocerían:

F = Fuerza aplicada para la torsión (N).

R = Radio de aplicación de la fuerza (m).

τ = Par aplicado al sistema (N-m).

$$\tau = F R$$

θ = Deformación angular (Rad).

Pudiéndose determinar K_T como:

$$K_T = \frac{\tau}{\theta} \left[\text{en } \frac{\text{N-m}}{\text{Rad}} \right]$$

REPORTE.

- 1.- Resumen histórico de los sistemas de unidades.
- 2.- Elaborar con sus respectivos diagramas o dibujos, tabulación de las diferentes medidas obtenidas en el desarrollo de la práctica.

BIBLIOGRAFIA.

- FUNDAMENTOS DE FISICA
Halliday - Resnick
C.E.C.S.A.
- MECANICA DE LAS VIBRACIONES
J. P. Den Hartog
C.E.C.S.A.

PRACTICA II MOMENTOS DE INERCIA

OBJETIVO.

El alumno determinará los centros de gravedad, los momentos de inercia de área y los momentos de inercia de masa de diferentes cuerpos usando métodos analíticos y experimentales.

INTRODUCCION.

Tanto en el diseño como en el estudio de las vibraciones de una máquina o estructura se requiere conocer la ubicación del centro de gravedad, así como, los momentos de inercia de área y de masa de los elementos que la forman.

Por lo anterior el conocer los métodos para ubicar el centro de gravedad y determinar los momentos de inercia de área y de masa es de gran importancia para el ingeniero.

A continuación se describirán algunos de los métodos más utilizados.

CENTRO DE GRAVEDAD.

El centro de gravedad se define como "el punto en que puede considerarse que actúa el peso total de un objeto". La localización del centro de gravedad de un objeto dependerá de la forma de éste y de como esté distribuida su masa.

Si el objeto es simétrico en cuanto a su distribución de masa y homogéneo, el centro de gravedad estará sobre el eje de simetría. Si es simétrico en más de una coordenada, el centro de gravedad se encontrará en la intersección de los ejes de simetría.

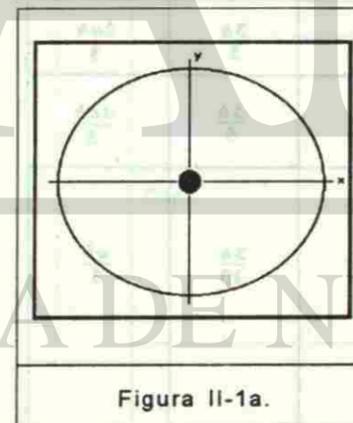


Figura II-1a.

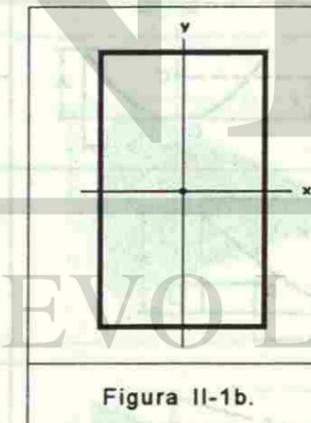


Figura II-1b.

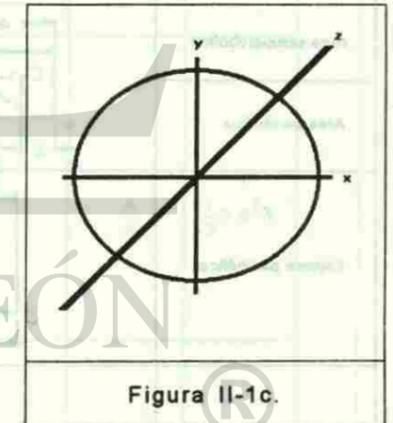


Figura II-1c.

El centro de gravedad de un cuerpo puede estar dentro o fuera de él.

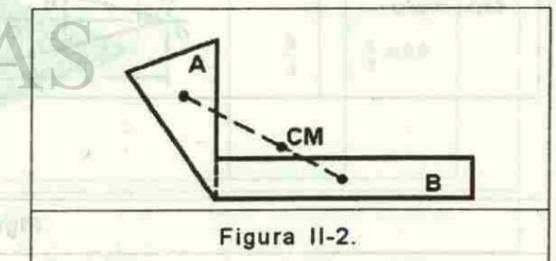


Figura II-2.

Métodos para determinar el centro de gravedad.

a).- Determinación del C.G. de cuerpos con formas simples por tabla.

Si los cuerpos a analizar tienen formas simples, la posición del centro de gravedad puede determinarse con la ayuda de tablas como las siguientes.

b).- Determinación del C.G. de cuerpos con formas compuestas dividibles en simples por método analítico.

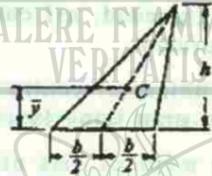
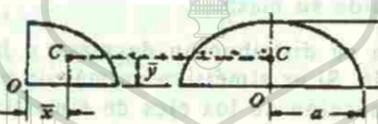
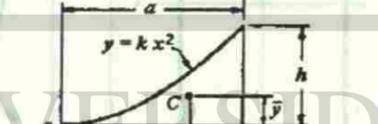
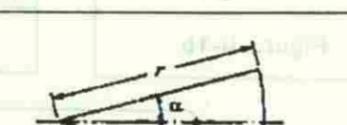
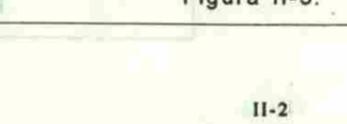
Forma	\bar{x}	\bar{y}	Area
 <p>Area triangular</p>		$\frac{h}{3}$	$\frac{bh}{2}$
 <p>Un cuarto de área circular</p>	$\frac{4r}{3\pi}$	$\frac{4r}{3\pi}$	$\frac{\pi r^2}{4}$
 <p>Area semicircular</p>	0	$\frac{4r}{3\pi}$	$\frac{\pi r^2}{2}$
 <p>Cuarto de área elíptica</p>	$\frac{4a}{3\pi}$	$\frac{4b}{3\pi}$	$\frac{\pi ab}{4}$
 <p>Area semielíptica</p>	0	$\frac{4b}{3\pi}$	$\frac{\pi ab}{2}$
 <p>Area semiparabólica</p>	$\frac{3a}{8}$	$\frac{3h}{5}$	$\frac{2ah}{3}$
 <p>Area parabólica</p>	0	$\frac{3h}{5}$	$\frac{4ah}{3}$
 <p>Enjuta parabólica</p>	$\frac{3a}{4}$	$\frac{3h}{10}$	$\frac{ah}{3}$
 <p>Sector circular</p>	$\frac{2r \text{ sen } \alpha}{3\alpha}$	0	ar^2

Figura II-3.

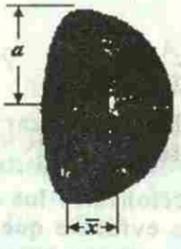
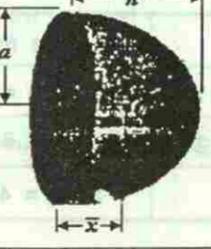
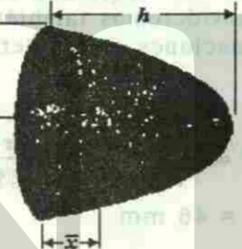
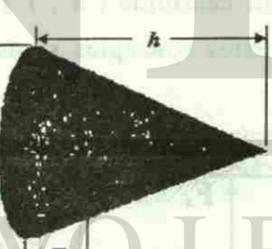
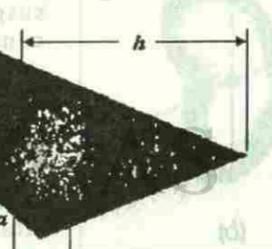
Forma	\bar{x}	Volumen
 <p>Semiesfera</p>	$\frac{3a}{8}$	$\frac{2}{3}\pi a^3$
 <p>Semielipsoide de revolución</p>	$\frac{3h}{8}$	$\frac{2}{3}\pi a^2 h$
 <p>Paraboloide de revolución</p>	$\frac{h}{3}$	$\frac{1}{2}\pi a^2 h$
 <p>Cono</p>	$\frac{h}{4}$	$\frac{1}{3}\pi a^2 h$
 <p>Pirámide</p>	$\frac{h}{4}$	$\frac{1}{3}abh$

Figura II-4.

El caso de placas planas:

Consideremos un cuerpo subdividido en áreas parciales de tal forma que el área total $A = A_1 + A_2 + \dots + A_n$. La ubicación del centro de gravedad se determina con las siguientes ecuaciones.

$$\bar{X} = \frac{\sum A_i \bar{X}_i}{\sum A_i}; \quad \bar{Y} = \frac{\sum A_i \bar{Y}_i}{\sum A_i}$$

EJEMPLO: Localizar el centroide C del área A mostrada en la Figura II-5.

Si seleccionamos los ejes coordenados mostrados en la Figura II-6., es evidente que el centroide debe estar localizado en el eje Y, puesto que es un eje de simetría; entonces, $\bar{X} = 0$.

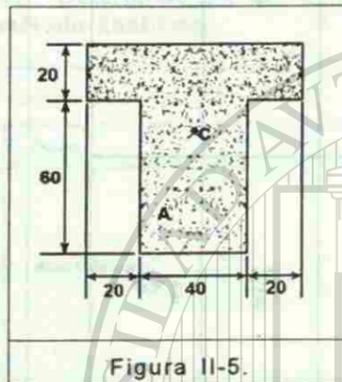


Figura II-5.

	Area mm ²	\bar{Y} mm	$A_i \bar{Y}_i$ mm ³
A1	20 x 80 = 1600	70	112 x 10 ³
A2	60 x 40 = 2400	30	72 x 10 ³
	$\sum A_i = 4000$		$\sum A_i \bar{Y}_i = 184 \times 10^3$

Consideremos también que el área $A = A_1 + A_2$ y usando las ecuaciones para determinar la ubicación del centroide:

$$\bar{Y} = \frac{\sum A_i \bar{Y}_i}{\sum A_i} = \frac{184 \times 10^3 \text{ mm}^3}{4 \times 10^3 \text{ mm}^2} = 46 \text{ mm}$$

El centroide (\bar{X}, \bar{Y}) está en (0,46)

Estos conceptos se pueden generalizar para volúmenes.

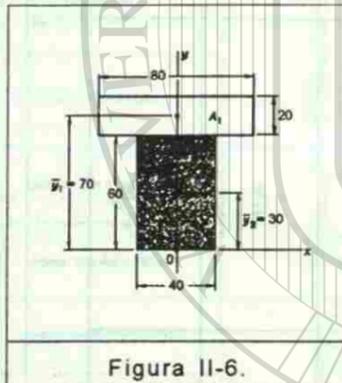


Figura II-6.

c).- Determinación del C.G. de cuerpos con formas complicadas, experimentalmente.

El centro de gravedad de un cuerpo rígido puede determinarse experimentalmente suspendiendo el cuerpo de dos o más puntos como se muestra en la Figura II-7.

Cuando el cuerpo se suspende de un hilo por el punto P, las condiciones de equilibrio estático requieren que $F_t = F_s$ y que las dos fuerzas tengan la misma línea de acción, de forma que el centro de gravedad estará situado justo debajo del punto P. Cuando suspendemos el objeto del punto Q, el centro de gravedad también estará debajo de éste, de forma que la posición del centro de

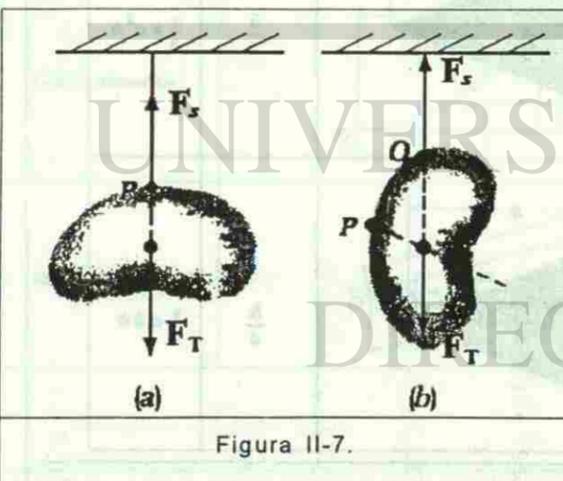


Figura II-7.

gravedad quedará determinada por la intersección de las dos líneas de acción.

MOMENTO DE INERCIA DE AREA

En muchas de las fórmulas empleadas en ingeniería, como resistencia de vigas, deformación de vigas, etc., aparecen expresiones analíticas de la forma $\int \rho^2 dA$, siendo ρ la distancia de un elemento diferencial del área dA a un eje. Las integrales de este tipo reciben el nombre genérico de MOMENTOS DE INERCIA DE AREA. Un momento de inercia de una área no tiene por sí mismo significado físico real alguno; es una mera expresión matemática que se representa en general por la letra I.

Sin embargo, junto con otras magnitudes, como en la fórmula de la flexión

$$\sigma = \frac{M c}{I}$$

o en la de la constante de elasticidad de una viga en cantilever

$$K = \frac{3EI}{L^3}$$

adquiere ya una cierta significación.

Para la Figura II-8:

$$I_x = \int y^2 dA$$

$$I_y = \int x^2 dA$$

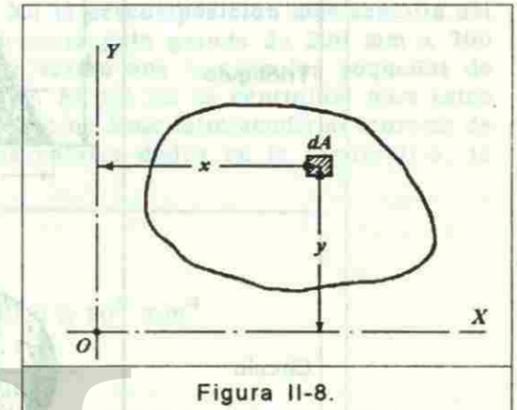


Figura II-8.

En la Figura II-9. se muestra una tabla de los momentos de inercia de área de formas geométricas comunes.

Rectángulo		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{12} b h^3$ $\bar{I}_{y'} = \frac{1}{12} b^3 h$ $I_x = \frac{1}{3} b h^3$ $I_y = \frac{1}{3} b^3 h$
Triángulo		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{36} b h^3$ $I_x = \frac{1}{12} b h^3$
Círculo		$\bar{I}_x = \bar{I}_y = \frac{1}{4} \pi r^4$
Semicírculo		$\bar{I}_x = \bar{I}_y = \frac{1}{8} \pi r^4$
Cuarto de círculo		$I_x = I_y = \frac{1}{16} \pi r^4$
Elipse		$\bar{I}_x = \frac{1}{4} \pi a b^3$ $\bar{I}_y = \frac{1}{4} \pi a^3 b$

Figura II-9.

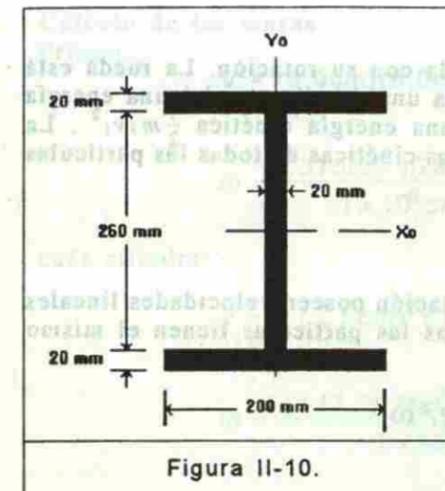


Figura II-10.

EJEMPLO:

Determinar el momento de inercia de área con respecto a los ejes X_0 y Y_0 de la sección I de ala ancha representada en la Figura II-10.

Solución: como se ha dicho, el momento de inercia de una área es la suma algebraica de los momentos de inercia de sus partes componentes (aditivas o sustractivas), con respecto al mismo eje de inercia todos ellos.

Con respecto a X_0 la descomposición más sencilla del área dada es un rectángulo grande de 200 mm x 300 mm., del cual se restan dos rectángulos pequeños de 90 mm x 260 mm. El eje X_0 es centroidal para estos rectángulos, así que no hace falta acudir al teorema de Steiner. Con los valores dados en la Figura II-9. se tiene:

Rectángulo de 200 mm x 300 mm:

$$\left[\bar{I}_x = \frac{b h^3}{12} \right]; \bar{I}_x = \frac{200 (300)^3}{12} = 450.0 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Dos rectángulos de 90 mm x 260 mm:

$$\bar{I}_x = 2 \left[\frac{90 (260)^3}{12} \right] = 263.6 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia total respecto a X_0 :

$$\bar{I}_x = (450.0 - 263.6) \times 10^6 = 186.4 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Con respecto al eje Y_0 imaginemos la sección descompuesta en un rectángulo de 260 mm x 20 mm, más dos de 20 mm x 200 mm. El eje Y_0 también es centroidal para estos tres rectángulos. Por tanto, de acuerdo con la tabla A-1, se tiene:

$$\left[\bar{I}_y = \frac{b h^3}{12} \right] \text{ Rectángulo de 260 mm x 20 mm:}$$

$$\bar{I}_y = \frac{260 (20)^3}{12} = 0.173 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Dos rectángulos de 20 mm x 200 mm:

$$\bar{I}_y = 2 \left[\frac{20 (200)^3}{12} \right] = 26.67 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia total respecto a Y_0 :

$$\bar{I}_y = (0.173 + 26.67) \times 10^6 = 26.84 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

MOMENTO DE INERCIA DE MASA

Cuando gira una rueda existe una energía cinética asociada con su rotación. La rueda está formada por un gran número de pequeñas partículas y cada una de ellas tendrá una energía cinética, por ejemplo, la partícula i de masa m_i posee una energía cinética $\frac{1}{2} m_i v_i^2$. La energía cinética K de toda la rueda es la suma de las energías cinéticas de todas las partículas que la componen:

$$K = \sum \frac{1}{2} m_i v_i^2$$

Las partículas situadas a diferentes distancias del eje de rotación poseen velocidades lineales v_i diferentes, aunque debido a que la rueda es rígida todas las partículas tienen el mismo módulo de velocidad angular, ω .

Si $v_i = R_i \omega$ entonces $K = \sum \frac{1}{2} m_i R_i^2 \omega^2$

$$K = \frac{1}{2} \omega^2 \left(\sum m_i R_i^2 \right)$$

La expresión $\sum m_i R_i^2$ es equivalente a $\int R^2 dm$ y ya antes mencionamos que a este tipo de integral se le llama momento de inercia.

En este caso se denomina Momento de Inercia de Masa

$$J = \int R^2 dm$$

Por lo tanto $K = \frac{1}{2} J \omega^2$ que es la energía cinética rotacional.

Al comparar la expresión de la energía cinética rotacional con la expresión de la energía cinética de traslación $\frac{1}{2} m v^2$, el momento de inercia J en la rotación es análogo a la masa en la traslación y la velocidad angular ω es análoga a la velocidad v .

Por lo tanto, J es una medida de la dificultad para poner a girar o detener el giro de un cuerpo, como la masa lo es para moverlo o detenerlo en traslación.

El momento de inercia J , dependerá por lo tanto de la masa del cuerpo y de su forma.

En la Figura II-12. Se muestra una tabla de los Momentos de Inercia de Masa de formas geométricas comunes.

EJEMPLO:

Una pieza de acero forjado consiste en un prisma rectangular de 15.00cm x 5.00 cm x 5.00 cm y en 2 cilindros iguales de diámetro 5.00cm y longitud 7.62cm, como se indica en la Figura II-11. Encuéntrese los momentos de inercia de la masa con respecto a los ejes coordenados. (Densidad del acero = 7850 kg/m³).

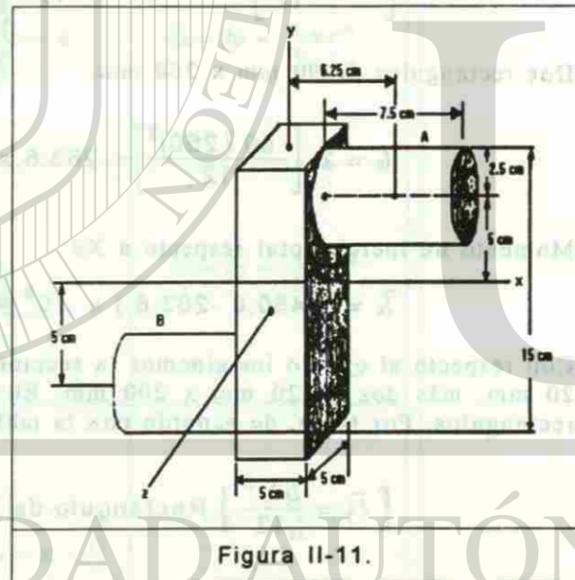


Figura II-11.

Cálculo de las masas

Prisma:

$$V = (5.0\text{cm})(5.0\text{cm})(15.0\text{cm}) = 375\text{cm}^3$$

$$m = \frac{(375\text{cm}^3)(7850\text{kg/m}^3)}{1 \times 10^6 \text{cm}^3/\text{m}^3} = 2.943\text{kg}$$

cada cilindro:

$$V = \pi (2.5\text{cm})^2 (7.5\text{cm}) = 147.262\text{cm}^3$$

$$m = \frac{(147.262\text{cm}^3)(7850\text{kg/m}^3)}{1 \times 10^6 \text{cm}^3/\text{m}^3} = 1.156\text{kg}$$

Momentos de inercia de la masa. Los momentos de inercia de la masa de cada componente se calculan para la Figura II-11. utilizando el teorema de los ejes paralelos cuando se requiera. Nótese que todas las longitudes deben estar expresadas en metros.

Prisma:

$$J_x = J_z = \frac{1}{12} (2.943\text{kg}) \left[\left(\frac{15}{100} \text{m} \right)^2 + \left(\frac{5}{100} \text{m} \right)^2 \right] = 6.13125 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2$$

$$J_y = \frac{1}{12} (2.943\text{kg}) \left[\left(\frac{5}{100} \text{m} \right)^2 + \left(\frac{5}{100} \text{m} \right)^2 \right] = 1.22625 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2$$

Cada cilindro:

$$J_x = \frac{1}{2} m a^2 + m \bar{y}^2 =$$

$$= \frac{1}{2} (1.156\text{kg}) \left[\left(\frac{2.5}{100} \text{m} \right)^2 + (1.156\text{kg}) \left(\frac{5}{100} \text{m} \right)^2 \right] = 3.25125 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2$$

$$J_y = \frac{1}{12} m (3a^2 + L^2) + m \bar{x}^2 =$$

$$= \frac{1}{12} (1.156\text{kg}) \left[3 \left(\frac{2.5}{100} \text{m} \right)^2 + \left(\frac{7.5}{100} \text{m} \right)^2 \right] + (1.156\text{kg}) \left(\frac{6.25}{100} \text{m} \right)^2 =$$

$$= 5.2381 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2$$

$$J_z = \frac{1}{12} m (3a^2 + L^2) + m (\bar{x}^2 + \bar{y}^2) =$$

$$= \frac{1}{12} (1.156\text{kg}) \left[3 \left(\frac{2.5}{100} \text{m} \right)^2 + \left(\frac{7.5}{100} \text{m} \right)^2 \right] + (1.156\text{kg})$$

$$\left[\left(\frac{6.25}{100} \text{m} \right)^2 + \left(\frac{5}{100} \text{m} \right)^2 \right] =$$

$$= 8.1281 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2$$

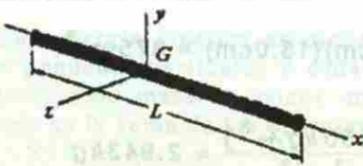
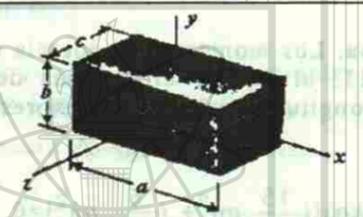
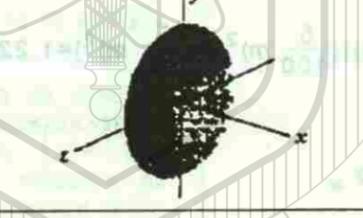
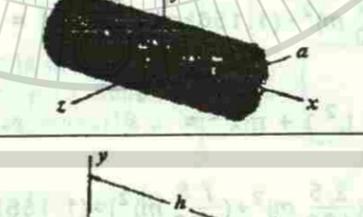
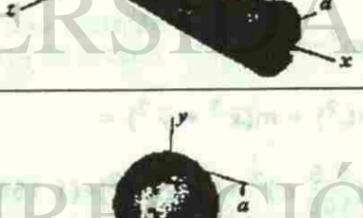
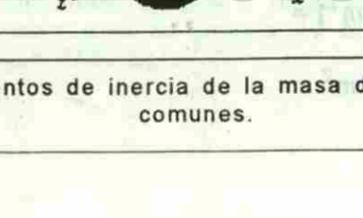
Varilla		$I_y = I_z = \frac{1}{12} mL^2$
Placa rectangular delgada		$I_x = \frac{1}{12} m(b^2 + c^2)$ $I_y = \frac{1}{12} mc^2$ $I_z = \frac{1}{12} mb^2$
Prisma Rectangular		$I_x = \frac{1}{12} m(b^2 + c^2)$ $I_y = \frac{1}{12} m(c^2 + a^2)$ $I_z = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2)$
Disco delgado		$I_x = \frac{1}{2} mr^2$ $I_y = I_z = \frac{1}{4} mr^2$
Cilindro circular		$I_x = \frac{1}{2} ma^2$ $I_y = I_z = \frac{1}{12} m(3a^2 + L^2)$
Cono circular		$I_x = \frac{3}{10} ma^2$ $I_y = I_z = \frac{3}{8} m(\frac{1}{4}a^2 + h^2)$
Esfera		$I_x = I_y = I_z = \frac{2}{5} ma^2$

Figura II-12.- Momentos de inercia de la masa de formas geométricas comunes.

Cuerpo completo: Sumando los valores obtenidos,

$$J_x = 6.1312 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2 + 2(3.2512 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2) = 0.0126336 \text{kg-m}^2$$

$$J_y = 1.2262 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2 + 2(5.2381 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2) = 0.0117024 \text{kg-m}^2$$

$$J_z = 6.1312 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2 + 2(8.1281 \times 10^{-3} \text{kg-m}^2) = 0.0223874 \text{kg-m}^2$$

TEOREMA DE LOS EJES PARALELOS

El cálculo del momento de inercia de una área o de una masa respecto a un eje que no sea un eje de simetría puede ser muy complicado, pero afortunadamente existe un teorema de fácil aplicación que ayuda a encontrarlo y es llamado TEOREMA DE LOS EJES PARALELOS. Este teorema proporciona una relación entre el momento de inercia, I_p ó J_p respecto a un eje que pase por un punto arbitrario P y el momento de inercia respecto a otro eje paralelo que pase por el centro de gravedad del área o de la masa.

Teorema de los Ejes Paralelos para Momentos de Inercia de Área:

$$I_p = I_{c.g.} + Ad^2$$

Teorema de los Ejes Paralelos para Momentos de Inercia de Masa:

$$J_p = J_{c.g.} + md^2$$

Para las dos expresiones anteriores d es la distancia entre el eje respecto a el cual se desea calcular el momento de inercia y un eje paralelo que pasa por el centro de gravedad.

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Sistema de pedestal y placas de diferentes formas.
- 2.- Flecha de rotor.
- 3.- Regla para medición de longitudes.
- 4.- Balanza.

PROCEDIMIENTO.

A) Obtención del Centro de Gravedad.

El alumno encontrará el centro de gravedad de las placas proporcionadas por su instructor, utilizando el concepto de intersección de ejes de simetría en figuras simples simétricas y el método práctico en las figuras compuestas.

B) Obtención del Momento de Inercia de Área.

El alumno determinará el momento de inercia de área de las placas proporcionadas por su instructor, respecto al eje que éste le indique, utilizando la tabla de momentos de inercia de área para figuras comunes, teorema de los ejes paralelos y método de cálculo para figuras compuestas.

C) Obtención del Momento de Inercia de Masa.
El alumno determinará el momento de inercia de masa de las placas proporcionadas por su instructor, respecto al eje que éste le indique utilizando la tabla de momentos de inercia de masa de formas geométricas comunes, el teorema de los ejes paralelos y el método para figuras compuestas.

REPORTE

1.- Elabore tabulación en la cual muestre las figuras para las cuales determinó el centro de gravedad y las coordenadas obtenidas para éste, indicando el método utilizado para su cálculo.

Determine analíticamente las coordenadas del centro de gravedad de la placa en forma de "T".

2.- Elabore tabulación en la cual muestre las figuras para las cuales determinó el momento de inercia de área y los valores obtenidos para éste, indicando el método utilizado para su cálculo.

3.- Elabore tabulación en la cual muestre las figuras para las cuales determinó el momento de inercia de masa y los valores obtenidos, indicando el método utilizado para su cálculo.

BIBLIOGRAFIA

- * MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS, DINAMICA.
Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston J.
Mc. Graw Hill.
- * MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS, ESTATICA.
Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston J.
Mc. Graw Hill.
- * FISICA CLASICA Y MODERNA
W. Edward Gettys, Frederick J. Keller y Malcolm J. Skove.
Mc. Graw Hill.

PRACTICA III DETERMINACION DE FRECUENCIAS NATURALES

OBJETIVO.

Determinar experimentalmente la frecuencia natural de diferentes modelos de sistemas vibratorios, y a partir de ésta determinar los momentos de inercia de masa respecto a sus centros de giro y gravedad, y las constantes de elasticidad.

INTRODUCCION.

Existen sistemas vibratorios en los cuales se dificulta el cálculo teórico de alguno de los parámetros involucrados en la obtención de su frecuencia natural, por lo cual esta última se tiene que determinar mediante algún procedimiento experimental.

Si por el contrario, lo que requerimos es el valor de alguno de los parámetros involucrados, tales como, la constante de elasticidad de un resorte torsional o el momento de inercia respecto al centro de gravedad en un péndulo compuesto, éstos son fácilmente calculables si utilizamos la frecuencia natural del sistema determinada prácticamente.

Es conveniente por lo tanto que el alumno se familiarice con los métodos utilizados para obtener dichos parámetros experimentalmente.

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.-Modelos de sistemas vibratorios:
 - * Masa- resorte.
 - * Péndulo simple.
 - * Péndulo compuesto.
 - * Sistema aro-rodillo.
 - * Péndulo torsional.
- 2.-Cronómetro.
- 3.-Balanza de precisión.
- 4.-Escalímetro.

PROCEDIMIENTO.

A) Medición de Frecuencias Naturales.

Obtenga prácticamente las frecuencias naturales de los modelos proporcionados por su instructor. Para lo anterior deberá sacar al sistema de equilibrio, dejarlo en libertad y medir con la ayuda de un cronómetro el tiempo utilizado en desarrollar un cierto número de oscilaciones (ciclos) completas. Dividiendo el número de ciclos entre el tiempo consumido en éstos, obtendrá la frecuencia natural del sistema.

$$f_n = \frac{\text{ciclos}}{\text{seg}} = (\text{Hertz})$$

C) Obtención del Momento de Inercia de Masa.
El alumno determinará el momento de inercia de masa de las placas proporcionadas por su instructor, respecto al eje que éste le indique utilizando la tabla de momentos de inercia de masa de formas geométricas comunes, el teorema de los ejes paralelos y el método para figuras compuestas.

REPORTE

1.- Elabore tabulación en la cual muestre las figuras para las cuales determinó el centro de gravedad y las coordenadas obtenidas para éste, indicando el método utilizado para su cálculo.

Determine analíticamente las coordenadas del centro de gravedad de la placa en forma de "T".

2.- Elabore tabulación en la cual muestre las figuras para las cuales determinó el momento de inercia de área y los valores obtenidos para éste, indicando el método utilizado para su cálculo.

3.- Elabore tabulación en la cual muestre las figuras para las cuales determinó el momento de inercia de masa y los valores obtenidos, indicando el método utilizado para su cálculo.

BIBLIOGRAFIA

- * MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS, DINAMICA.
Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston J.
Mc. Graw Hill.
- * MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS, ESTATICA.
Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston J.
Mc. Graw Hill.
- * FISICA CLASICA Y MODERNA
W. Edward Gettys, Frederick J. Keller y Malcolm J. Skove.
Mc. Graw Hill.

PRACTICA III DETERMINACION DE FRECUENCIAS NATURALES

OBJETIVO.

Determinar experimentalmente la frecuencia natural de diferentes modelos de sistemas vibratorios, y a partir de ésta determinar los momentos de inercia de masa respecto a sus centros de giro y gravedad, y las constantes de elasticidad.

INTRODUCCION.

Existen sistemas vibratorios en los cuales se dificulta el cálculo teórico de alguno de los parámetros involucrados en la obtención de su frecuencia natural, por lo cual esta última se tiene que determinar mediante algún procedimiento experimental.

Si por el contrario, lo que requerimos es el valor de alguno de los parámetros involucrados, tales como, la constante de elasticidad de un resorte torsional o el momento de inercia respecto al centro de gravedad en un péndulo compuesto, éstos son fácilmente calculables si utilizamos la frecuencia natural del sistema determinada prácticamente.

Es conveniente por lo tanto que el alumno se familiarice con los métodos utilizados para obtener dichos parámetros experimentalmente.

EQUIPO A UTILIZAR.

1.-Modelos de sistemas vibratorios:

- * Masa- resorte.
- * Péndulo simple.
- * Péndulo compuesto.
- * Sistema aro-rodillo.
- * Péndulo torsional.

2.-Cronómetro.

3.-Balanza de precisión.

4.-Escalímetro.

PROCEDIMIENTO.

A) Medición de Frecuencias Naturales.

Obtenga prácticamente las frecuencias naturales de los modelos proporcionados por su instructor. Para lo anterior deberá sacar al sistema de equilibrio, dejarlo en libertad y medir con la ayuda de un cronómetro el tiempo utilizado en desarrollar un cierto número de oscilaciones (ciclos) completas. Dividiendo el número de ciclos entre el tiempo consumido en éstos, obtendrá la frecuencia natural del sistema.

$$f_n = \frac{\text{ciclos}}{\text{seg}} = (\text{Hertz})$$

Compruebe teóricamente con ayuda de fórmulas para frecuencias naturales y tabla de momentos de inercia de masa, las frecuencias obtenidas en cada caso.

B) Cálculo de Momentos de Inercia de Masa.

Obtenga prácticamente la frecuencia natural de los modelos proporcionados por su instructor. Determine la localización del centro de gravedad de cada uno de los modelos y mida la distancia "r" entre el centro de gravedad (c.g.) y el pivote. Mida la masa del sistema. Mediante la ecuación para el cálculo de la frecuencia natural de un péndulo compuesto, obtenga con la ayuda de la frecuencia medida prácticamente, el momento de inercia de masa con respecto al pivote (J_p)

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{mgr}{J_p}}$$

Utilizando el teorema de los ejes paralelos, calcule el momento de inercia respecto al centro de gravedad para cada uno de los sistemas.

$$J_p = J_{c.g.} + mr^2$$

C) Cálculo de Constante Elástica de Torsión (K_T) en un péndulo torsional.

Obtenga prácticamente la frecuencia natural del péndulo torsional. Mida la masa del péndulo y calcule su momento de inercia de masa. Mediante la ecuación para calcular la frecuencia natural del péndulo torsional, determine la constante elástica torsional del resorte.

$$f_n = f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_T}{J_p}}$$

D) Cálculo de Constante Elástica (K) en un Sistema Masa-Resorte.

Obtenga prácticamente la frecuencia natural del sistema m - k proporcionado por su instructor. Mida la masa del sistema. Con la ecuación correspondiente a la frecuencia natural, obtenga la constante de elasticidad del sistema.

$$f_n = f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

REPORTE.

1.- Elabore una tabla en la cual muestre en una columna un dibujo ó diagrama de cada uno de los modelos analizados, con sus dimensiones y datos utilizados; en una segunda columna la frecuencia natural obtenida prácticamente y en una tercera columna la frecuencia natural calculada teóricamente.

Formato para la elaboración de la tabla:

MODELO	fn PRACTICA	fn TEORICA

2.- Elabore una tabla en la cual muestre en una columna un dibujo o diagrama de cada uno de los modelos analizados con sus respectivos datos; en una segunda columna la frecuencia natural medida prácticamente; en una tercera columna el momento de inercia de masa respecto al pivote J_p obtenido experimentalmente y en una cuarta columna el momento de inercia de masa respecto al centro de gravedad calculado con el teorema de los ejes paralelos.

Formato para la elaboración de la tabla:

MODELO	fn PRACTICA	J_p	$J_{c.g.}$

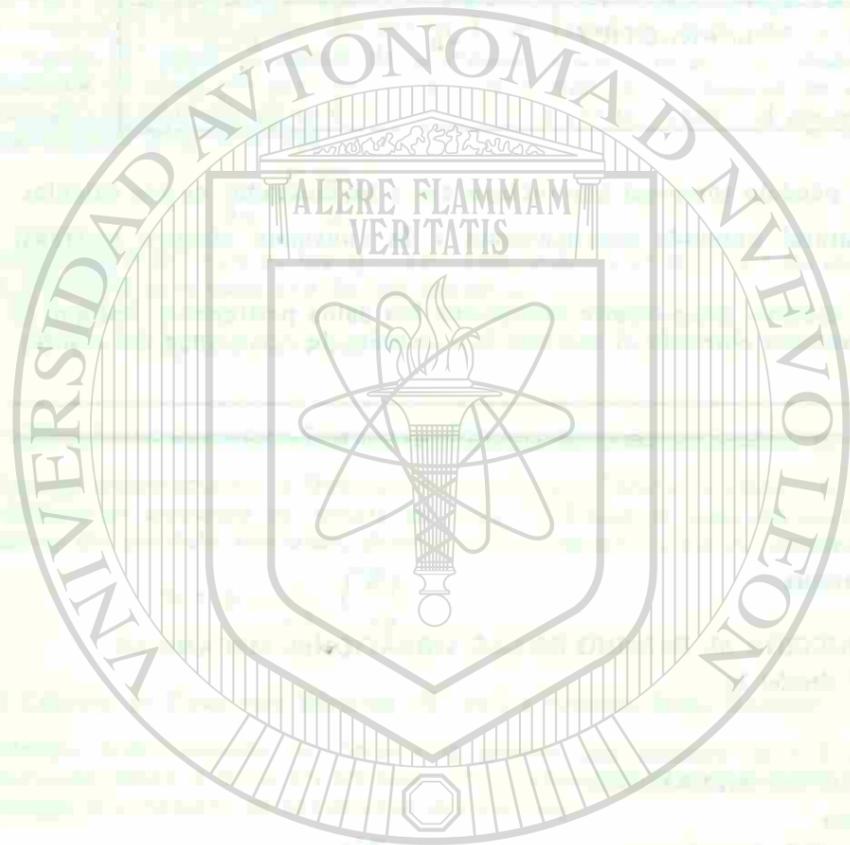
3.- Elabore un dibujo del péndulo torsional que incluya datos involucrados en los cálculos.

Indique la frecuencia natural obtenida prácticamente y la constante elástica torsional calculada.

4.- Elabore un dibujo del sistema masa-resorte incluyendo los datos pertinentes. Indique la ecuación utilizada y el resultado obtenido al calcular la constante de elasticidad del resorte.

BIBLIOGRAFIA.

- * FISICA
R. A. Serway
Interamericana.
- * INTRODUCCION AL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECANICAS
Robert F. Steidel Jr.
CECSA.
- * VIBRACIONES MECANICAS.
W. W. Seto.
Mc. Graw Hill, Serie Schaum.



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

PRÁCTICA IV VELOCIDADES CRÍTICAS

OBJETIVO.

Determinar teórica y experimentalmente las velocidades críticas o de resonancia de un sistema rotatorio formado por una flecha con 2 discos.

INTRODUCCION.

El movimiento más común en maquinaria es el movimiento rotativo, y todo sistema en rotación contiene masa y elasticidad (rotor-flecha). Esta combinación origina que el sistema tenga una o varias frecuencias naturales, por lo que existe la posibilidad de que la velocidad de trabajo coincida con una de estas frecuencias y se presente el fenómeno de la resonancia.

La resonancia en sistemas rotativos se conoce como "Velocidad Crítica" y se define como la condición en que la velocidad de giro del sistema se iguala a la frecuencia natural del mismo.

Las consecuencias del fenómeno de la resonancia son la generación de severas vibraciones mecánicas, con la consecuente probabilidad de falla en baleros, chumaceras, anclaje, flechas (fatiga), etc.

Por lo antes mencionado la determinación de las velocidades críticas tiene gran importancia en el diseño de turbinas, ejes con engranes o rotores de motor.

VELOCIDADES CRÍTICAS.

Considere un disco de masa m sobre una flecha que gira sobre 2 apoyos, con velocidad constante ω , como se ve en la Figura IV-1. Suponga que el centro de gravedad (C.G.) del disco, se encuentra a la distancia radial "e" (excentricidad) del centro de la flecha.

Si el disco girase en torno al eje central de la flecha, se produciría sobre él una fuerza centrífuga (F_c) con magnitud $m\omega^2 e$. Esta fuerza rotativa presenta componentes horizontal y vertical con amplitudes iguales a $m\omega^2 e$. Es, pues, de esperarse que el disco vibre en las direcciones horizontal y vertical simultáneamente y, en particular, esperamos que el disco vibre violentamente, cuando estas fuerzas entran en resonancia con la frecuencia natural del conjunto, es decir, cuando la velocidad angular ω de la flecha coincide con la frecuencia

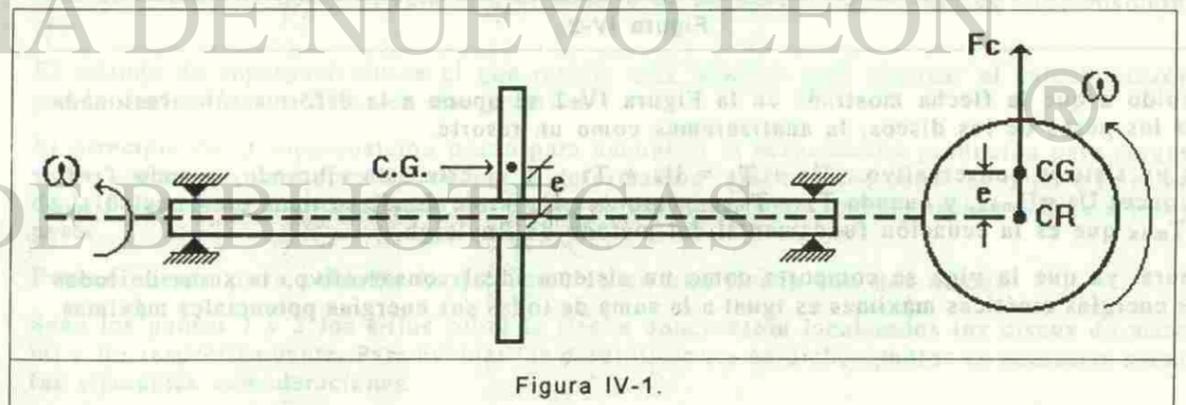


Figura IV-1.

natural de vibración ω_n del sistema flecha-disco, la cual es función de la elasticidad de su flecha y las masas en ella.

Esta conclusión no se restringe al caso de un solo disco montado simétricamente sobre 2 apoyos rígidos; es válida también para sistemas más complicados.

Uno de los métodos más sobresalientes para la solución de este tipo de problemas es el método de Rayleigh.

El método de Rayleigh está basado en el continuo intercambio de energía cinética y potencial que existe en el sistema. Si el sistema es conservativo y no hay pérdida de energía, entonces la suma de la energía cinética y potencial es una constante. La energía cinética resulta de la velocidad de las masas, mientras que la energía potencial está acumulada como un trabajo contra la gravedad ó por una deformación elástica en la flecha.

Cálculo de la 1a Velocidad Crítica por el Método de Rayleigh.

Considerando una flecha con dos masas concentradas m_1 y m_2 como se muestra en la Figura IV-2.

La flecha es esencialmente una viga flexionada por los pesos de las masas m_1 y m_2 .

El cálculo de las energías cinética y potencial requiere un conocimiento de las deflexiones verticales debidas a los discos.

Sean las deflexiones estáticas Y_1 e Y_2 en los puntos donde se encuentran las masas m_1 y m_2 .

T Representa la energía cinética
U Representa la energía potencial.

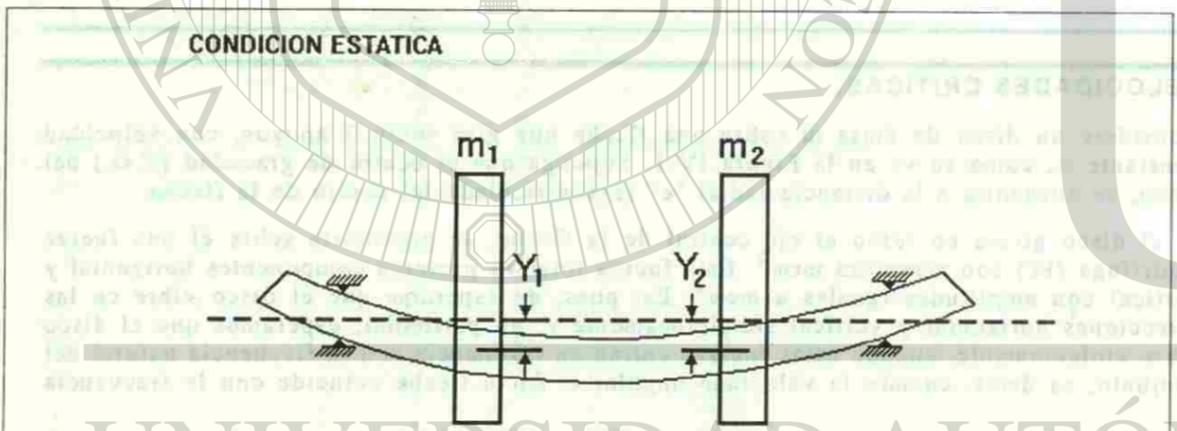


Figura IV-2.

Debido a que la flecha mostrada en la Figura IV-2 se opone a la deformación ocasionada por los pesos de los discos, la analizaremos como un resorte.

En un sistema conservativo: $U_1 + T_1 = U_2 + T_2$; y si éste está vibrando, cuando $T_1=0$, entonces $U_1 = U_{max}$; y cuando $T_2 = T_{max}$, entonces $U_2=0$, de donde se tiene entonces: $U_{max} = T_{max}$ que es la ecuación fundamental del método de Rayleigh.

Ahora, ya que la viga se comporta como un sistema ideal conservativo, la suma de todas sus energías cinéticas máximas es igual a la suma de todas sus energías potenciales máximas.

$$\sum U_{MAX} = \sum T_{MAX}$$

$$\frac{1}{2} K_1 Y_1^2 + \frac{1}{2} K_2 Y_2^2 = \frac{1}{2} m_1 V_1^2 + \frac{1}{2} m_2 V_2^2$$

Luego como:

$$k = F/x, \text{ en este caso, } K = \frac{W}{Y}$$

$$V = \omega Y = \omega_n Y$$

Donde: ω = frecuencia característica de oscilación del sistema = ω_n

Sustituyendo tenemos:

$$\frac{1}{2} \frac{W_1}{Y_1} Y_1^2 + \frac{1}{2} \frac{W_2}{Y_2} Y_2^2 = \frac{1}{2} m_1 \omega_n^2 Y_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \omega_n^2 Y_2^2$$

y como $W = mg$

$$m_1 g Y_1 + m_2 g Y_2 = m_1 \omega_n^2 Y_1^2 + m_2 \omega_n^2 Y_2^2$$

$$g (m_1 Y_1 + m_2 Y_2) = \omega_n^2 (m_1 Y_1^2 + m_2 Y_2^2)$$

$$\omega_n^2 = \frac{g(m_1 Y_1 + m_2 Y_2)}{(m_1 Y_1^2 + m_2 Y_2^2)}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g(m_1 Y_1 + m_2 Y_2)}{(m_1 Y_1^2 + m_2 Y_2^2)}} \quad \text{Rad/seg.}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g(m_1 Y_1 + m_2 Y_2)}{(m_1 Y_1^2 + m_2 Y_2^2)}} \quad \text{Hz.}$$

$$\eta_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g(m_1 Y_1 + m_2 Y_2)}{(m_1 Y_1^2 + m_2 Y_2^2)}} \quad \text{R.P.M.}$$

Donde :

- ω_n = la frecuencia angular de resonancia en rad/s.
- m = masa de cada disco en Kg.
- Y = deformación estática de la flecha en la posición de cada disco en m.
- g = aceleración de la gravedad en m/s^2 .

Existen varios métodos para calcular la deformación en la flecha (Y) debido al peso, como son: el método de doble integración, el método de momentos, el método de superposición, etc.

El método de superposición es el que resulta más sencillo para efectuar el cálculo, razón por la cual se va a utilizar en esta práctica.

El principio de la superposición usado para encontrar la deformación producida para cargas sobre una viga o flecha, establece que la deformación total en cada punto es igual a la suma de la deformación debida al peso que actúa en ese punto más la deformación debida a otros pesos.

Procedimiento para calcular la deformación en una flecha con dos discos.

Sean los puntos 1 y 2 los sitios sobre la flecha donde están localizados los discos de masa m_1 y m_2 respectivamente. Para evaluar las deformaciones en dichos puntos es necesario hacer las siguientes consideraciones.

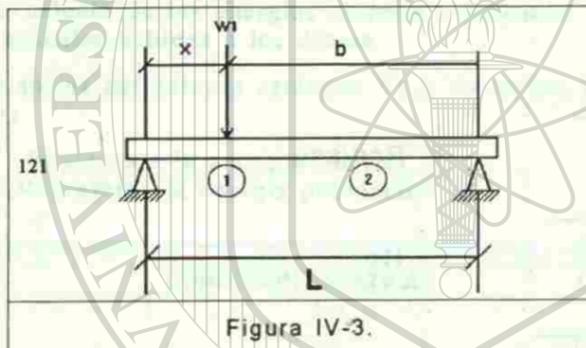
Al calcular la deflexión en el punto 1, es necesario calcular por separado, primero la deflexión producida en ese punto por el disco 1 y después la deflexión producida en ese punto por el disco 2 y la suma será la deflexión total de ese punto.

La fórmula para determinar la deflexión en cada caso es :

$$Y = \frac{mgbx}{6LEI} (L^2 - b^2 - x^2)$$

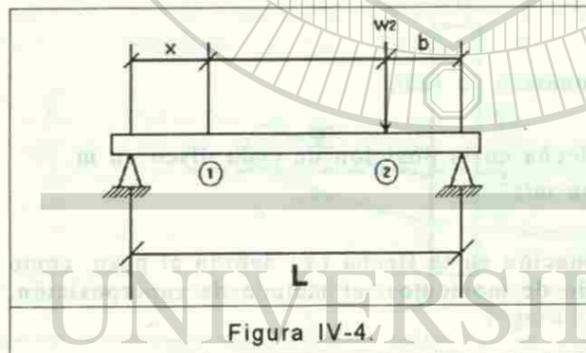
Donde:

- x = Distancia entre el punto donde se requiere conocer la deflexión y el apoyo mas cercano en m.
- b = Distancia entre el peso que produce la deflexión y el otro apoyo en m.
- L = Longitud total o distancia entre los apoyos en m.
- E = Módulo de elasticidad de la flecha en N/m².
- I = Momento de inercia de área de la flecha en m⁴.
- m = Masa del disco en Kg.
- g = Aceleración de la gravedad en m/s²



Llamaremos a Y_{11} deformación en el punto (1) debida al disco (1)

$$Y_{11} = \frac{m_1 g b x}{6LEI} (L^2 - b^2 - x^2)$$

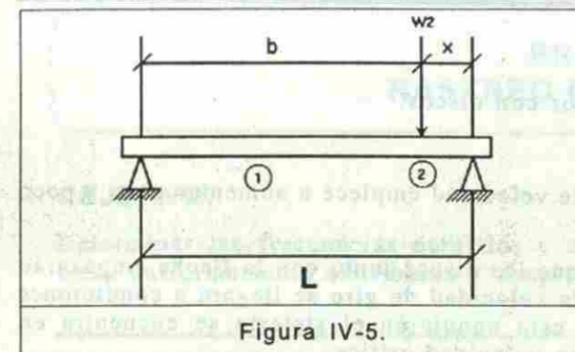


Y_{12} = deformación en el punto (1) debida al disco (2)

$$Y_{12} = \frac{m_2 g b x}{6LEI} (L^2 - b^2 - x^2)$$

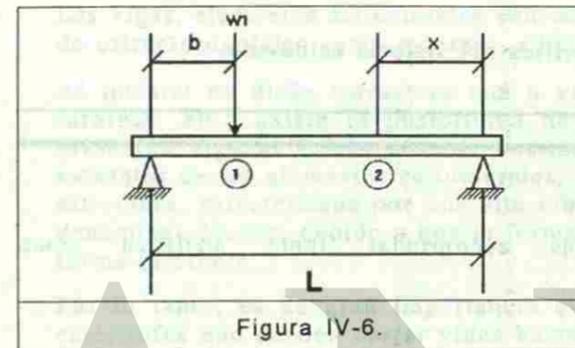
La deformación total en 1 será :
 $Y_1 = Y_{11} + Y_{12}$

Para calcular la deflexión en el punto 2 se hacen las mismas consideraciones o sea, calcular primero la deflexión producida en ese punto por el disco 2, y después la deflexión producida en ese punto por el disco 1 y la suma será la deflexión total en ese punto.



Y_{22} = deformación en el punto (2) debida al disco (2)

$$Y_{22} = \frac{m_2 g b x}{6LEI} (L^2 - b^2 - x^2)$$



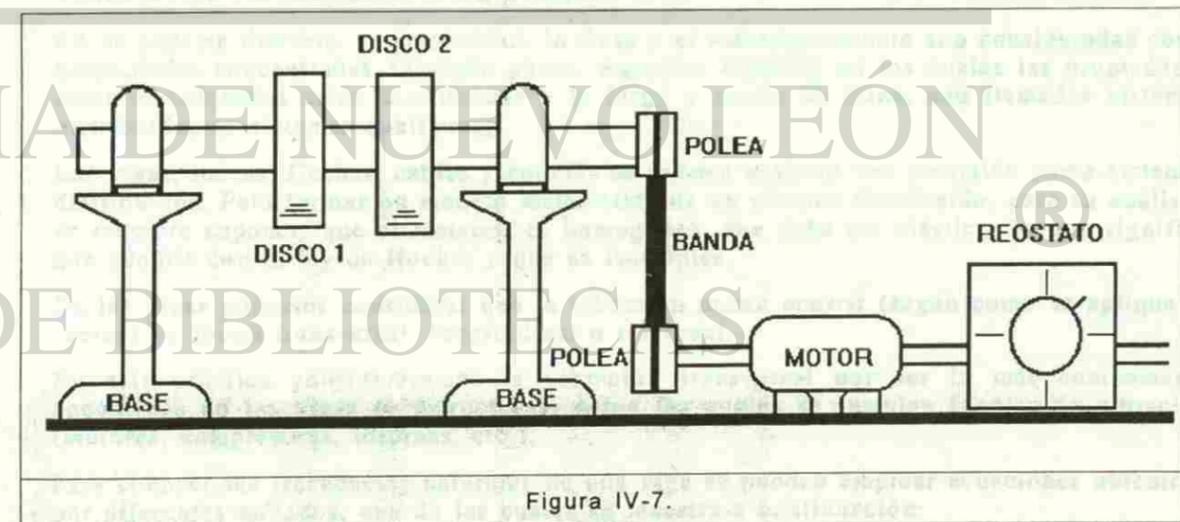
Y_{21} = deformación en el punto (2) debida al disco (1)

$$Y_{21} = \frac{m_1 g b x}{6LEI} (L^2 - b^2 - x^2)$$

La deformación total en 2 será:
 $Y_2 = Y_{22} + Y_{21}$

APARATOS UTILIZADOS.

- 1.- Sistema motor-rotor con discos.
- 2.- Control de velocidad.
- 3.- Tacómetro.



PROCEDIMIENTO.

- 1.- Mida las dimensiones del sistema motor-rotor con discos.
- 2.- Conecte el sistema a la línea de 110 Volts.
- 3.- Encienda el sistema y utilizando el control de velocidad empiece a aumentar poco a poco la velocidad de giro del rotor.

Una vez que está girando el sistema, se notará que los discos junto con la flecha empezarán a vibrar levemente, pero al seguir aumentando la velocidad de giro se llegará a condiciones en las que la vibración se hace violenta. En esta condición el sistema se encuentra en resonancia y la velocidad a la cual gira se llama velocidad crítica.

- 4.- Mida con un tacómetro la velocidad de giro de la flecha en las condiciones de velocidad crítica.
- 5.- Determine analíticamente la velocidad crítica del sistema estudiado.

REPORTE.

- 1.- Indique las velocidades críticas encontradas tanto analítica como experimentalmente.
- 2.- Compare y comente los resultados.
- 3.- Anexe memoria de cálculo.

BIBLIOGRAFIA.

- * TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES.
William T. Thomson.
Prentice Hall.

PRACTICA V RASTREO DE RESONANCIAS

OBJETIVO.

Determinar las frecuencias naturales y observar los modos de vibración de una viga con masa uniformemente distribuida y simplemente apoyada.

INTRODUCCION.

Las vigas, elementos estructurales con masa uniformemente distribuida, forman el esqueleto de estructuras, tales como, puentes, edificios, aviones, cohetes, etc.

Al instalar en dicha estructura una o varias fuentes de vibración (motores, compresores, turbinas, etc.) existe la posibilidad de que las fuerzas producidas en dichas máquinas presenten algunas frecuencias de excitación que coincidan con alguna de las frecuencias naturales de los elementos estructurales, resultando con esto una resonancia mecánica en la estructura, caracterizada por una alta vibración. Las condiciones de resonancia en vigas se denominan Modos, debido a que la forma en que vibra la viga en cada resonancia tiene una forma diferente.

Por lo tanto, es de gran importancia evitar las condiciones de resonancia para prevenir catástrofes que pueden costar vidas humanas o dañar estructuras y equipos.

De acuerdo con lo anterior se hace necesario conocer las diferentes frecuencias naturales de los elementos estructurales; por lo que esta práctica describe uno de los métodos para determinarlas.

Cuando se requiere analizar estructuras complejas, como por ejemplo, en la industria aeronáutica, se diseña haciendo una primera aproximación teórica y revisando por ensayo y error, sometiéndolas a vibración en una amplia gama de frecuencias, localizando con esto los elementos estructurales que requieren corrección.

VIBRACION TRANSVERSAL DE VIGAS.

En un sistema discreto, la elasticidad, la masa y el amortiguamiento son consideradas como propiedades concentradas en algún punto. Aquellos sistemas en los cuales las propiedades antes mencionadas están distribuidas a lo largo y ancho de éstos, son llamados sistemas distribuidos (o sistemas continuos).

Las vigas, barras, flechas, cables y cuerdas se pueden analizar con precisión como sistemas distribuidos. Para formar un modelo matemático de un sistema distribuido, para su análisis, se requiere suponer: que el material es homogéneo; que debe ser elástico, lo que significa que cumple con la ley de Hooke; y que es isotrópico.

En las vigas podemos considerar que la vibración puede ocurrir (según como se aplique la fuerza) en forma transversal, longitudinal o torsional.

En esta práctica consideraremos la vibración transversal por ser la más comunmente encontrada en las vigas (o estructuras) sobre las cuales se instalan fuentes de vibración (motores, compresores, turbinas, etc.).

Para conocer las frecuencias naturales de una viga se pueden emplear ecuaciones obtenidas por diferentes métodos, una de las cuales se muestra a continuación:

PROCEDIMIENTO.

- 1.- Mida las dimensiones del sistema motor-rotor con discos.
- 2.- Conecte el sistema a la línea de 110 Volts.
- 3.- Encienda el sistema y utilizando el control de velocidad empiece a aumentar poco a poco la velocidad de giro del rotor.

Una vez que está girando el sistema, se notará que los discos junto con la flecha empezarán a vibrar levemente, pero al seguir aumentando la velocidad de giro se llegará a condiciones en las que la vibración se hace violenta. En esta condición el sistema se encuentra en resonancia y la velocidad a la cual gira se llama velocidad crítica.

- 4.- Mida con un tacómetro la velocidad de giro de la flecha en las condiciones de velocidad crítica.
- 5.- Determine analíticamente la velocidad crítica del sistema estudiado.

REPORTE.

- 1.- Indique las velocidades críticas encontradas tanto analítica como experimentalmente.
- 2.- Compare y comente los resultados.
- 3.- Anexe memoria de cálculo.

BIBLIOGRAFIA.

- * TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES.
William T. Thomson.
Prentice Hall.

PRACTICA V RASTREO DE RESONANCIAS

OBJETIVO.

Determinar las frecuencias naturales y observar los modos de vibración de una viga con masa uniformemente distribuida y simplemente apoyada.

INTRODUCCION.

Las vigas, elementos estructurales con masa uniformemente distribuida, forman el esqueleto de estructuras, tales como, puentes, edificios, aviones, cohetes, etc.

Al instalar en dicha estructura una o varias fuentes de vibración (motores, compresores, turbinas, etc.) existe la posibilidad de que las fuerzas producidas en dichas máquinas presenten algunas frecuencias de excitación que coincidan con alguna de las frecuencias naturales de los elementos estructurales, resultando con esto una resonancia mecánica en la estructura, caracterizada por una alta vibración. Las condiciones de resonancia en vigas se denominan Modos, debido a que la forma en que vibra la viga en cada resonancia tiene una forma diferente.

Por lo tanto, es de gran importancia evitar las condiciones de resonancia para prevenir catástrofes que pueden costar vidas humanas o dañar estructuras y equipos.

De acuerdo con lo anterior se hace necesario conocer las diferentes frecuencias naturales de los elementos estructurales; por lo que esta práctica describe uno de los métodos para determinarlas.

Cuando se requiere analizar estructuras complejas, como por ejemplo, en la industria aeronáutica, se diseña haciendo una primera aproximación teórica y revisando por ensayo y error, sometiéndolas a vibración en una amplia gama de frecuencias, localizando con esto los elementos estructurales que requieren corrección.

VIBRACION TRANSVERSAL DE VIGAS.

En un sistema discreto, la elasticidad, la masa y el amortiguamiento son consideradas como propiedades concentradas en algún punto. Aquellos sistemas en los cuales las propiedades antes mencionadas están distribuidas a lo largo y ancho de éstos, son llamados sistemas distribuidos (o sistemas continuos).

Las vigas, barras, flechas, cables y cuerdas se pueden analizar con precisión como sistemas distribuidos. Para formar un modelo matemático de un sistema distribuido, para su análisis, se requiere suponer: que el material es homogéneo; que debe ser elástico, lo que significa que cumple con la ley de Hooke; y que es isotrópico.

En las vigas podemos considerar que la vibración puede ocurrir (según como se aplique la fuerza) en forma transversal, longitudinal o torsional.

En esta práctica consideraremos la vibración transversal por ser la más comunmente encontrada en las vigas (o estructuras) sobre las cuales se instalan fuentes de vibración (motores, compresores, turbinas, etc.).

Para conocer las frecuencias naturales de una viga se pueden emplear ecuaciones obtenidas por diferentes métodos, una de las cuales se muestra a continuación:

$$f_{ni} = C_i \sqrt{\frac{EI}{\mu L^4}}$$

Donde:

- f_{ni} = Frecuencia Natural del modo i en Hertz.
- i = Modo de vibración.
- C_i = Constante experimental que depende del modo de vibración y del tipo de empotramiento o soporte.
- E = Módulo de elasticidad en Pa.
- I = Momento de inercia de área en m^4 .
- μ = Masa por unidad de longitud en Kg/m.
- L = Longitud total (o longitud libre) de la viga en m.

En la Figura V-1 se muestra una tabla con los valores de C_i para diferentes modos de vibración y para seis tipos de empotramiento o soporte.

Otro método para obtener las frecuencias naturales es el experimental, el cual se conoce como "rastreo de resonancias" y consiste en someter a la viga en estudio a una fuerza de excitación sinusoidal de frecuencia variable; medir la vibración y mediante ésta determinar para cuales frecuencias de excitación la viga presenta amplitudes máximas para cada modo de vibración. Dichas frecuencias corresponden a las frecuencias de resonancia de la viga y por lo tanto son iguales a las naturales de ésta.

Frecuencias naturales de vigas homogéneas de sección transversal uniforme

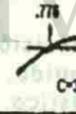
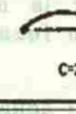
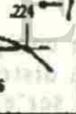
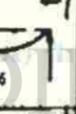
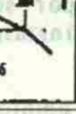
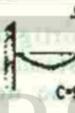
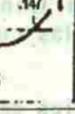
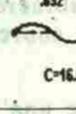
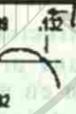
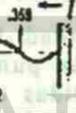
 Cantiliver C=5.68	 C=1.57	 C=3.56	 C=3.56	 C=2.46	 C=2.46
 C=1.51	 C=6.28	 C=9.82	 C=18.2	 C=28.4	 C=43.3
 C=9.82	 C=14.1	 C=19.2	 C=25.2	 C=31.8	 C=39.4
 C=3.56	 C=9.82	 C=18.2	 C=31.8	 C=47.5	 C=67.5
 C=2.46	 C=7.95	 C=16.6	 C=28.4	 C=43.3	 C=63.3
 C=2.46	 C=7.95	 C=16.6	 C=28.4	 C=43.3	 C=63.3

Figura V-1.

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Viga simplemente apoyada.
- 2.- Sistema Generador de Vibraciones formado por:
 - * Oscilador Eléctrico Sinusoidal.
 - * Amplificador de potencia.
 - * Excitador Electro-dinámico.
- 3.- Sistema de Medición de Vibraciones.

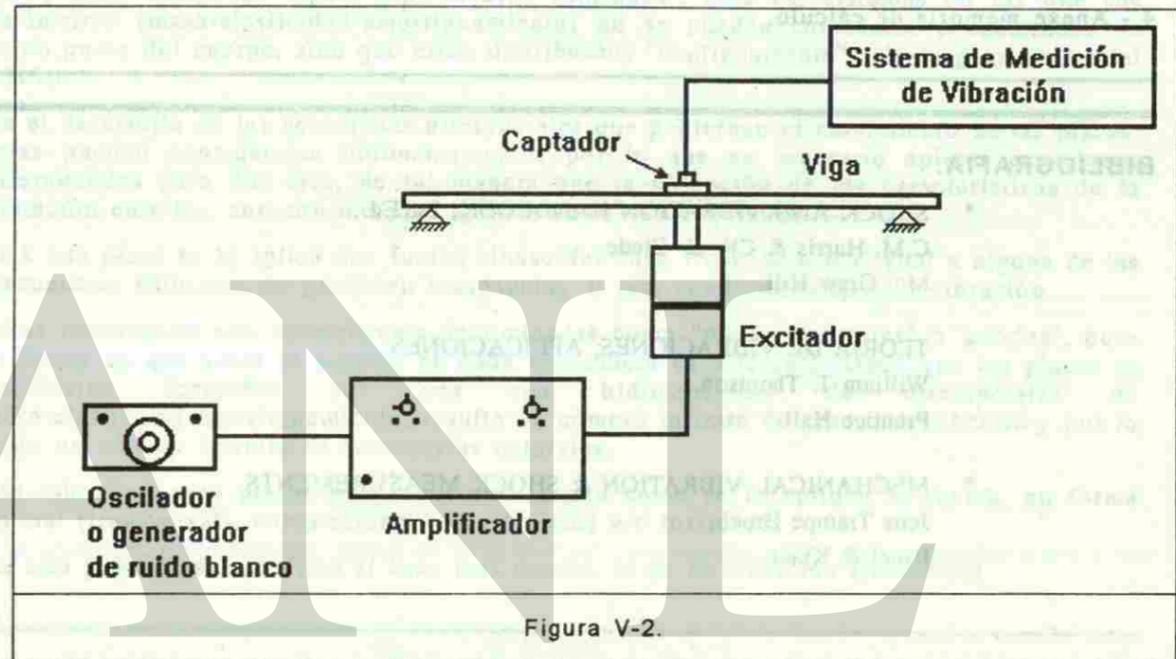


Figura V-2.

PROCEDIMIENTO.

- 1.- Se colocan los aparatos como se muestra en la Figura V-2.
- 2.- Excitar la viga con una fuerza sinusoidal, incrementando la frecuencia lentamente.
- 3.- Mida la respuesta en la excitación cambiando de posición el captador de vibraciones a lo largo de la viga. Con ello podrá observar la variación de amplitudes y determinar así sus modos de vibración.
- 4.- Cada vez que se encuentre una resonancia, registrar la frecuencia y observar el modo de vibración.

REPORTE.

- 1.- Indique las características y dimensiones de la viga estudiada.
- 2.- Indique el equipo utilizado y su disposición.
- 3.- Elabore una tabla en la que indique:
 - a).- El modo de vibración.
 - b).- La frecuencia natural obtenida analíticamente.
 - c).- La frecuencia natural obtenida experimentalmente.
- 4.- Anexe memoria de cálculo.

BIBLIOGRAFIA.

- * SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, 2a. Ed.
C.M. Harris & CH. E. Crede.
Mc. Graw Hill.
- * TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES.
William T. Thomson.
Prentice Hall.
- * MECHANICAL VIBRATION & SHOCK MEASUREMENTS.
Jens Trampe Broch.
Bruel & Kjaer.

PRACTICA VI MODOS DE VIBRACION EN PLACAS

OBJETIVO.

Determinar las frecuencias naturales y observar los modos de vibración en placas.

INTRODUCCION.

Las placas, como las vigas, son "medios continuos", esto es, sistemas en los que sus parámetros (masa-elasticidad-amortiguamiento) no se pueden considerar concentrados en algún punto del cuerpo, sino que están distribuidos "continuamente" a lo largo y ancho del mismo.

En el desarrollo de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el movimiento de las placas, éstas pueden considerarse bidimensionales, por lo que es necesario aplicar ecuaciones diferenciales para dos ejes, de tal manera que la obtención de las características de la vibración en ellas, aun con métodos aproximados, es complicada.

Si a una placa se le aplica una fuerza sinusoidal cuya frecuencia sea igual a alguna de las frecuencias naturales, se producen resonancias, o sea, condiciones de alta vibración.

Estas resonancias son normalmente denominadas como "modos naturales" o "modos", pues la forma en que vibra el sistema en cada resonancia es diferente. Dado que las placas se consideran formadas por una red bidimensional de diferenciales de masa-elasticidad-amortiguamiento, resulta un número infinito de grados de libertad y por lo tanto un número infinito de frecuencias naturales.

Las vibraciones en placas pueden ocurrir, según como se le aplique la fuerza, en forma normal (transversal), compresional (longitudinal) y/o torsional.

En esta práctica se estudiará el caso mas común, el de la vibración transversal.

VIBRACION TRANSVERSAL DE PLACAS.

Si sólo se desean conocer las frecuencias naturales, las que determinan las frecuencias de resonancia y por lo tanto los modos de vibración, se han desarrollado ecuaciones para casos simples, como el de la placa cuadrada que incluye una constante evaluada experimentalmente C_i , la cual se incluye a continuación:

$$\omega_{ni} = C_i \sqrt{\frac{D}{\rho h a^4}} = C_i \sqrt{\frac{E h^2}{12 \rho a^4 (1-\nu^2)}}$$

Donde:

ω_{ni} = Frecuencia natural del modo i en rad/s.

i = Modo de la vibración.

C_i = Constante experimental que depende de la forma de la placa y del tipo de empotramiento.

D = $E h^3 / 12 (1-\nu^2)$.

- E = Modulo de elasticidad en Pa.
 ρ = Densidad en Kg/m^3 .
 h = Espesor de la placa en m.
 a = Lado de placa cuadrada en m.
 ν = Relación de Poisson.

Los valores de C_i para placas cuadradas se presentan en la figura VI-1.

	1er MODO	2o. MODO	3er. MODO	4o. MODO	5o. MODO	6o. MODO
$\omega_n \sqrt{D\rho/gh^4}$	3.494	8.547	21.44	27.46	31.17	
LINEAS NODALES						
$\omega_n \sqrt{D\rho/gh^4}$	35.99	73.41	108.27	131.64	132.25	165.15
LINEAS NODALES						
$\omega_n \sqrt{D\rho/gh^4}$	6.958	24.08	26.80	48.05	63.14	
LINEAS NODALES						

Figura VI-1.- Constantes de modos de vibración para placas cuadradas.

En la gráfica anterior las líneas punteadas indican las líneas nodales o sea donde la vibración es cero.

Debe tenerse claro que al medirse la vibración normal en una estructura real, la amplitud variará ampliamente de punto a punto de medición, aun y cuando estén situados relativamente cerca entre si.

Además del método analítico, las frecuencias naturales de una placa pueden obtenerse experimentalmente mediante "Rastreo de Resonancias". Dicho método se describe en la Práctica V, correspondiente a modos de vibración en vigas.

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Estructura para estudio de placas.
- 2.- Sistema generador de vibraciones formado por:
 - * Oscilador Eléctrico Sinusoidal.
 - * Amplificador de potencia.
 - * Excitador electro-dinámico.

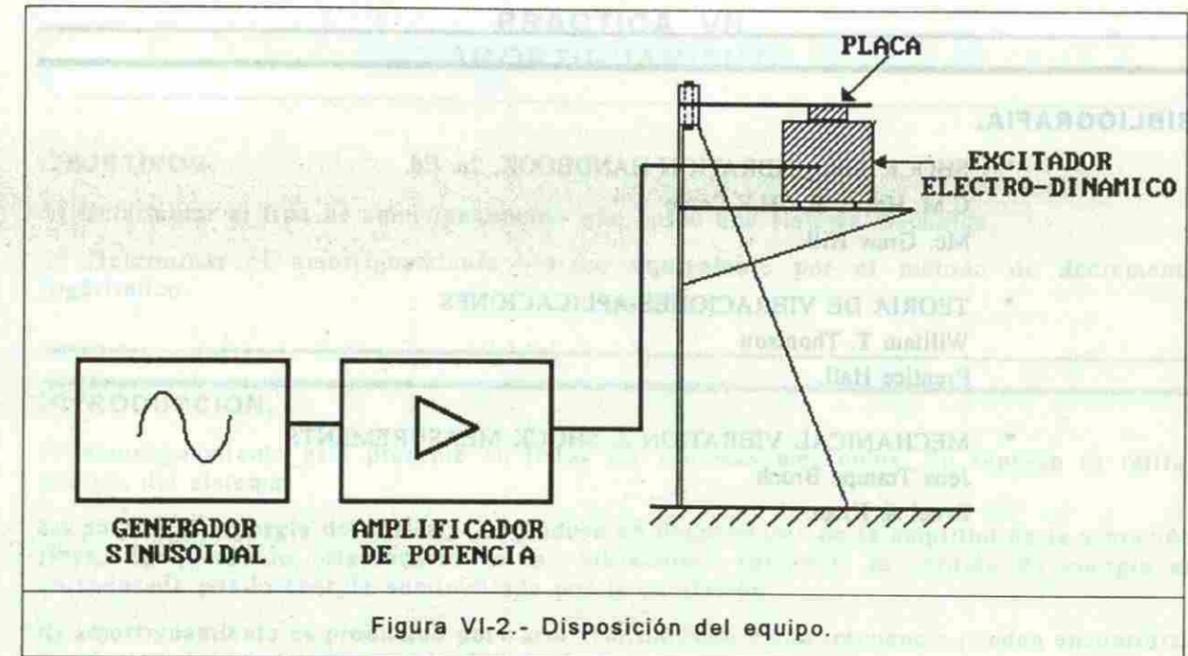


Figura VI-2.- Disposición del equipo.

PROCEDIMIENTO.

- 1.- Coloque la placa a estudiar en la estructura para estudio de placas e instale el equipo de excitación.
- 2.- Mida las dimensiones de la placa.
- 3.- Excite la placa con una fuerza sinusoidal, incrementando la frecuencia lentamente.
- 4.- Cada vez que se encuentre una resonancia registrar la frecuencia y observar las líneas nodales.

REPORTE.

- 1.- Indique las características de la placa estudiada.
- 2.- Indique el equipo utilizado y su disposición.
- 3.- Elabore una tabla donde indique:
 - a) El modo de vibración.
 - b) La frecuencia natural calculada analíticamente.
 - c) La frecuencia natural obtenida experimentalmente.
- 4.- Comente los resultados.
- 5.- Anexe memoria de cálculo.

BIBLIOGRAFIA.

- SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, 2a. Ed.
C.M. Harris & CH.E. Crede
Mc. Graw Hill.
- TEORIA DE VIBRACIONES-APLICACIONES
William T. Thomson
Prentice Hall.
- MECHANICAL VIBRATION & SHOCK MEASUREMENTS
Jens Trampe Broch
Bruel & Kjaer.

PRACTICA VII AMORTIGUAMIENTO

OBJETIVOS.

- 1) Determinar el tipo de amortiguamiento que posee una sistema mecánico.
- 2) Determinar el amortiguamiento viscoso equivalente por el método de decremento logarítmico.

INTRODUCCION.

El amortiguamiento está presente en todos los sistemas mecánicos. Su función es retirar energía del sistema.

La pérdida de energía del sistema se traduce en decrementos de la amplitud de la vibración libre. En el estado estacionario de las vibraciones forzadas, la pérdida de energía es compensada por la energía suministrada por la excitación.

El amortiguamiento es producido por varios mecanismos y con frecuencia pueden encontrarse presentes, al mismo tiempo, más de uno de ellos.

Los mecanismos o tipos de amortiguamiento son:

a) **Amortiguamiento fluido.**- Se produce por la resistencia de un fluido al movimiento de un sólido y puede ser:

- * **Viscoso.**- Si la fuerza es proporcional a la velocidad ($F = C \dot{x}$). La constante de proporcionalidad, llamada constante de amortiguamiento viscoso, depende de la viscosidad absoluta del fluido, el área superficial y el espesor de la película de fluido.

- * **Turbulento.**- Si la fuerza es proporcional al cuadrado de la velocidad ($F = C \dot{x}^2$).

b) **Amortiguamiento por fricción seca o de Coulomb.**- Es causado por la fricción cinética entre superficies deslizantes secas ($F = \mu N$).

c) **Amortiguamiento por histéresis.**- Se ocasiona por la fricción interna molecular o histéresis, cuando se deforma un cuerpo sólido.

Es raro que ocurra una forma de amortiguamiento con exclusión de otra. Con mayor frecuencia, ocurren en forma conjunta todas las clases de amortiguación. Esto hace la descripción matemática bastante complicada y no adecuada para el análisis de vibraciones, por lo que se acostumbra considerar para el análisis que el amortiguamiento es solamente viscoso. Este modelo se denomina de amortiguamiento viscoso equivalente y conduce a soluciones matemáticas manejables y resulta adecuado para evaluar la respuesta vibratoria del sistema.

Así entonces

$$F = C \dot{x}$$

La disipación de energía es determinada usualmente bajo condiciones de oscilaciones cíclicas.

IDENTIFICACION DEL TIPO DE AMORTIGUAMIENTO.

Una indicación conveniente de la clase de amortiguamiento presente, es la graficación semilogarítmica del logaritmo del desplazamiento máximo vs. el número de ciclos de vibración libre.

Si el amortiguamiento es viscoso la gráfica será lineal. La pendiente de la línea es el decremento logarítmico. Si se encuentra presente el amortiguamiento interno (histéresis) la gráfica será curva y cóncava hacia arriba. Si se encuentra presente la fricción seca la gráfica será cóncava hacia abajo, ver Figura VII-1.

La Figura VII-2 muestra cuatro curvas de decremento, todas ellas tomadas de los registros reales de movimientos amortiguados de automóviles.

Para obtenerlas, se montó una pluma de registro a uno de los parachoques, anterior o posterior, encontrándose el automóvil en reposo y se desplazó entonces el cuerpo del mismo. En el primer ejemplo, el amortiguamiento es viscoso, debido principalmente a un sistema de amortiguamiento en buen estado de funcionamiento. En el segundo, la acción del amortiguador es mala y el amortiguamiento se debe principalmente a la estructura o bastidor. En el tercer caso es aparente la fricción seca por partes estructurales que frotan entre sí. En el cuarto ejemplo, en el que los amortiguadores son inefectivos, teniendo el émbolo buzo un ajuste flojo, el amortiguamiento es diferente en cada dirección.

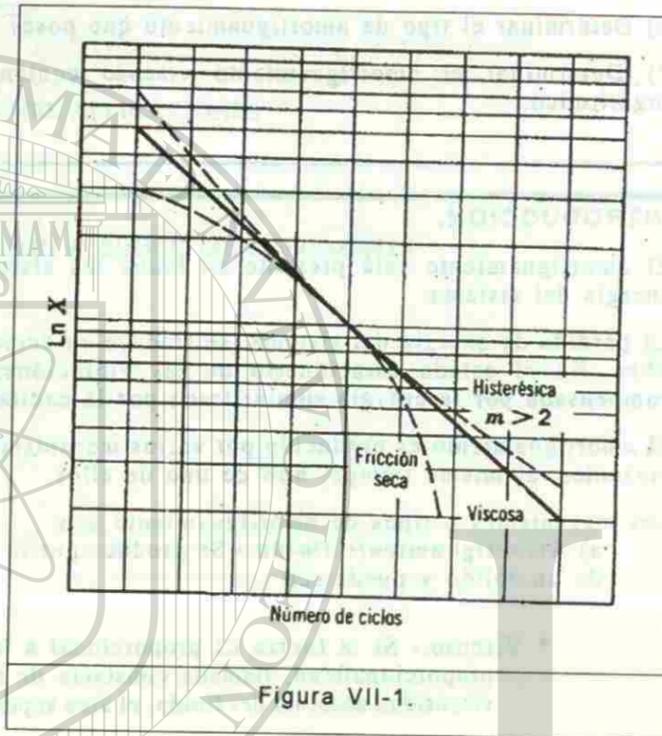


Figura VII-1.

DECREMENTO LOGARITMICO.

Un método conveniente para determinar la cantidad de amortiguamiento presente en un sistema es midiendo la relación de caída de la intensidad de las oscilaciones del sistema vibrando libremente. Esto se expresa convenientemente por el término llamado decremento logarítmico, que es definido como el logaritmo natural de la relación de dos amplitudes máximas sucesivas de la oscilación amortiguada.

Considerando una vibración amortiguada del tipo oscilatoria representada por la ecuación:

$$\chi = X e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) \quad (1)$$

Donde:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2)$$

y mostrada gráficamente en la Figura VII-3.

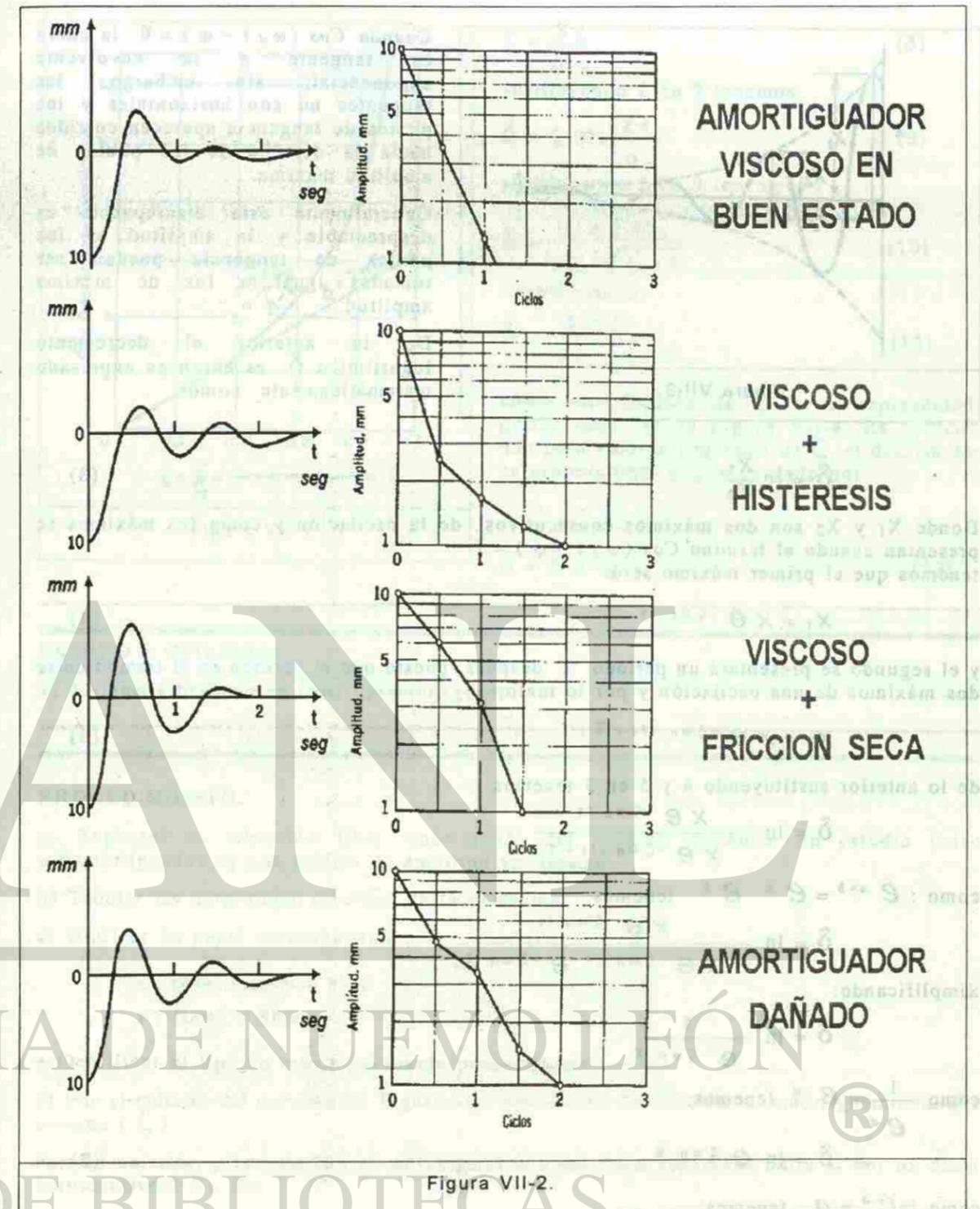


Figura VII-2.

La relación de caída de la oscilación es medida con el decremento logarítmico.

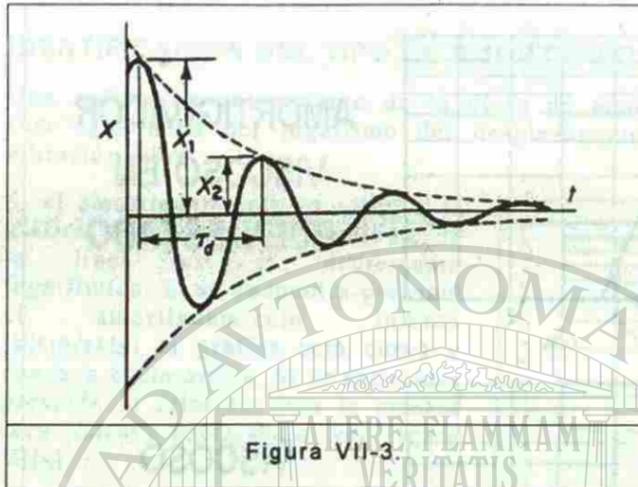


Figura VII-3.

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2} \quad (3)$$

Donde X_1 y X_2 son dos máximos consecutivos de la oscilación y como los máximos se presentan cuando el término $\cos(\omega_d t - \varphi) = 1$ tenemos que el primer máximo será:

$$X_1 = X e^{-\zeta \omega_n t_1} \quad (4)$$

y el segundo se presentará un periodo τ después, puesto que el periodo es el tiempo entre dos máximos de una oscilación y por lo tanto:

$$X_2 = X e^{-\zeta \omega_n (t_1 + \tau)} \quad (5)$$

de lo anterior sustituyendo 4 y 5 en 3 tenemos:

$$\delta = \ln \frac{X e^{-\zeta \omega_n t_1}}{X e^{-\zeta \omega_n (t_1 + \tau)}}$$

como: $e^{a+b} = e^a \cdot e^b$ tenemos:

$$\delta = \ln \frac{X e^{-\zeta \omega_n t_1}}{X e^{-\zeta \omega_n t_1} e^{-\zeta \omega_n \tau}}$$

Simplificando:

$$\delta = \ln \frac{1}{e^{-\zeta \omega_n \tau}}$$

como $\frac{1}{e^a} = e^{-a}$ tenemos:

$$\delta = \ln e^{\zeta \omega_n \tau} \quad (6)$$

como $\ln e^a = a$ tenemos:

$$\delta = \zeta \omega_n \tau \quad (7)$$

Como el periodo de la oscilación es el inverso de la frecuencia natural amortiguada expresada en Hz tenemos:

Cuando $\cos(\omega_d t - \varphi) = 0$ la curva es tangente a la envolvente exponencial; sin embargo, las tangentes no son horizontales y los puntos de tangencia aparecen corridos hacia la derecha de los puntos de amplitud máxima.

Generalmente esta discrepancia es despreciable y la amplitud en los puntos de tangencia pueden ser tomados igual a los de máxima amplitud.

De lo anterior el decremento logarítmico δ es entonces expresado matemáticamente como:

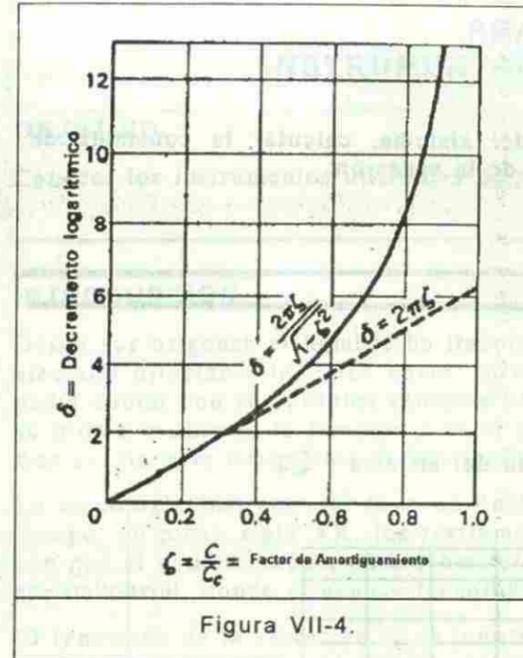


Figura VII-4.

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (8)$$

sustituyendo 8 en 7 tenemos:

$$\delta = \zeta \omega_n \frac{2\pi}{\omega_d} \quad (9)$$

sustituyendo 2 en 9 tenemos:

$$\delta = \frac{\zeta \pi 2 \omega_n}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (10)$$

simplificando:

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (11)$$

como una función de ζ y es representada gráficamente en la Figura VII-4. Es evidente que para valores pequeños de ζ el decremento es proporcional a ζ y es dado por

$$\delta \approx 2\pi\zeta \quad (12)$$

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1) Sistema vibratorio en caso subamortiguado.

PROCEDIMIENTO.

- a) Registrar la vibración libre amortiguada del sistema mecánico en estudio (caso subamortiguado) en una gráfica de amplitud vs. tiempo.
- b) Tabular las amplitudes máximas de la vibración
- c) Graficar en papel semilogarítmico:

x (Lin) = número ciclo vs.

y (Log) = X_{max}

e identificar el tipo de amortiguamiento predominante.

- d) Por el método del decremento logarítmico determinar la relación de amortiguamiento del sistema (ζ).

Para lo anterior, primeramente se seleccionan dos máximos separados entre sí por un ciclo (consecutivos) X_1, X_2 .

Con dichos valores calcule:

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2}$$

una vez obtenido δ , determine ζ utilizando

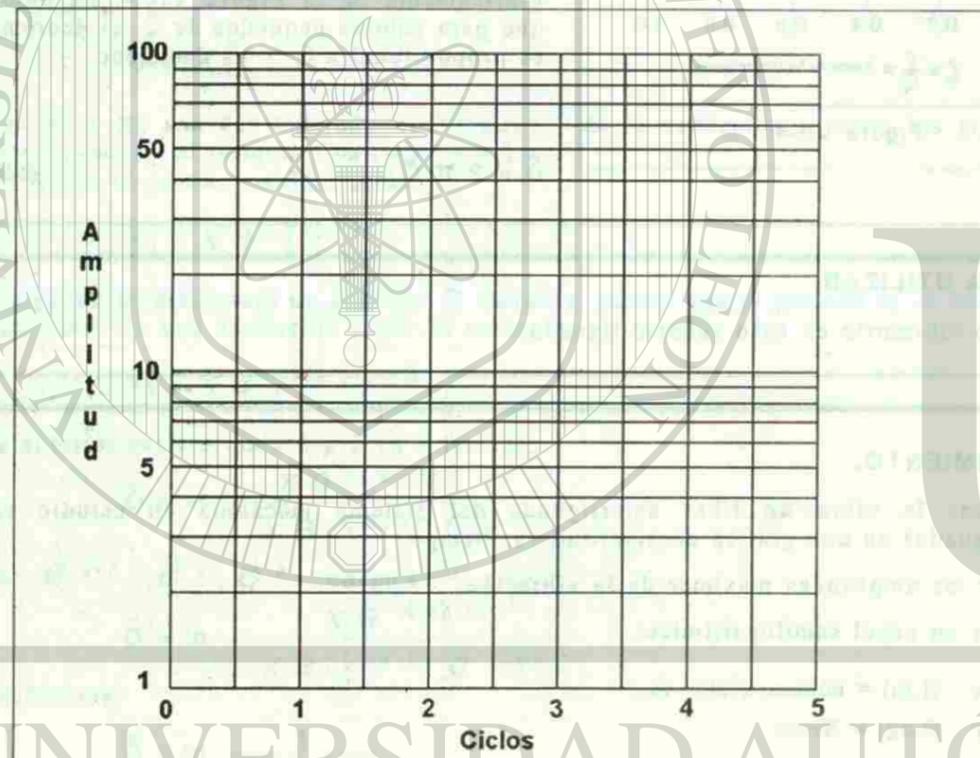
$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}$$

Si se tienen los valores de la masa y la K_{eq} del sistema, calcular la constante de amortiguación viscosa equivalente "C" con la ayuda de la ecuación:

$$C_c = 2m\omega_n = 2\sqrt{mK}$$

REPORTE.

- 1.- Describir el sistema analizado.
- 2.- Resultados de medición (tabla y gráfica).
- 3.- Indicar el tipo de amortiguamiento predominante.
- 4.- Indicar el valor de la relación de amortiguamiento del sistema (ζ).



BIBLIOGRAFIA.

- * INTRODUCCION AL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECANICAS
R.F. Steidel Jr.
CECSA
- * TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES
William T. Thomson
Prentice Hall.

PRACTICA VIII INSTRUMENTACION DE VIBRACIONES

OBJETIVO.

Conocer los instrumentos utilizados para producir, medir y analizar vibraciones mecánicas.

INTRODUCCION.

Desde sus orígenes el hombre ha tratado de explicarse los fenómenos naturales que lo han afectado directamente, tales como, terremotos, sismos, mareas, etc. En un principio solo podía contar con sus propios sentidos para explicarse estos fenómenos, pero la necesidad y su propia evolución lo llevaron a crear instrumentos que le proporcionarían una información más exacta para cuantificar dichos fenómenos.

La tecnología instrumental tuvo un desarrollo lento en un principio, pero al transcurrir el tiempo, en pleno siglo XX, los instrumentos de medición forman parte de las herramientas con que el hombre cuenta para acometer los variados problemas que se le presentan en esta era industrial, donde el avance tecnológico aumenta constantemente.

El fenómeno de la vibración en la industria es uno de los principales problemas a combatir, pues origina serios problemas y grandes pérdidas, por lo que es de gran importancia y utilidad el conocer la instrumentación de este campo.

Por otro lado, se puede presentar la necesidad de someter a vibración una máquina o estructura para observar su comportamiento (posibles resonancias) respecto a diferentes frecuencias de excitación o para probar su resistencia.

INSTRUMENTACION DE VIBRACIONES.

Cuando se requiere estudiar la vibración con el propósito de eliminarla, debemos utilizar un sistema para medición y análisis de vibración.

Para producir vibración será necesario hacer uso de equipo generador de vibraciones, también llamado, equipo de excitación.

INSTRUMENTOS PARA LA MEDICION/ANALISIS DE LA VIBRACION.

El equipo que a continuación se describe es el más usado para la medición y control de vibraciones mecánicas.

La función de los componentes del sistema de medición y/o análisis del tipo Eléctrico-Electrónico se describen a continuación.

Captadores.- Consisten en un transductor de energía el cual se encarga de transformar la energía mecánica (de la vibración) a energía eléctrica. Se diseña para que la señal eléctrica a la salida de éste sea proporcional a la vibración.

Según el parámetro, al cual es proporcional la señal eléctrica, los captadores pueden ser:

- a) De desplazamiento.
- b) De velocidad.
- c) De aceleración.

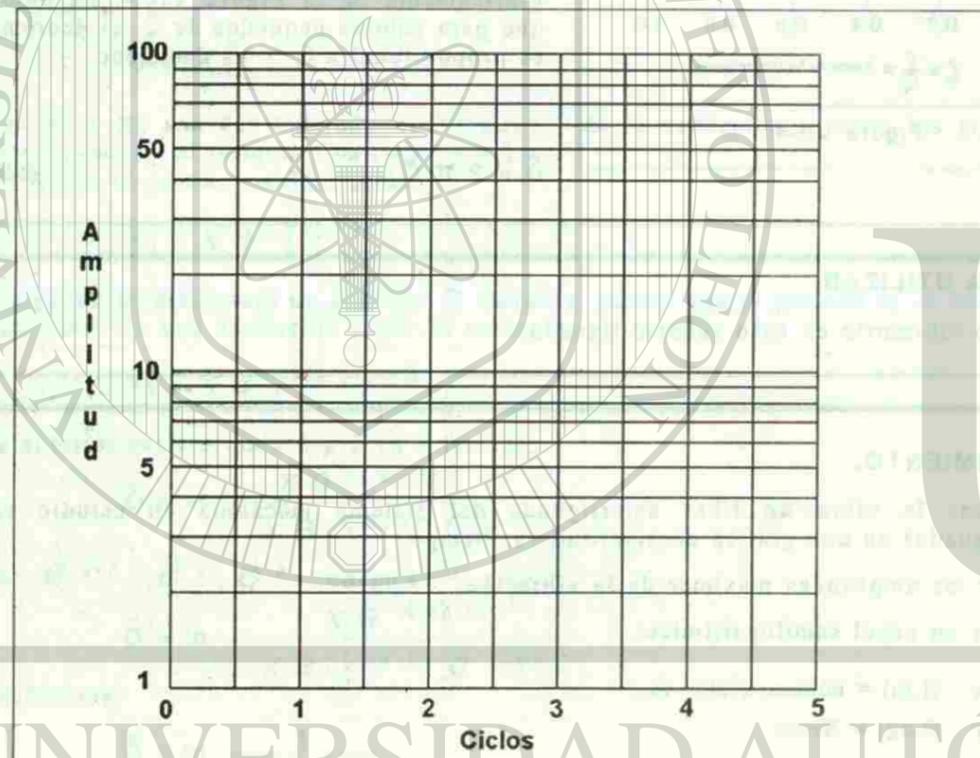
$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}$$

Si se tienen los valores de la masa y la K_{eq} del sistema, calcular la constante de amortiguación viscosa equivalente "C" con la ayuda de la ecuación:

$$C_c = 2m\omega_n = 2\sqrt{mK}$$

REPORTE.

- 1.- Describir el sistema analizado.
- 2.- Resultados de medición (tabla y gráfica).
- 3.- Indicar el tipo de amortiguamiento predominante.
- 4.- Indicar el valor de la relación de amortiguamiento del sistema (ζ).



BIBLIOGRAFIA.

- * INTRODUCCION AL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECANICAS
R.F. Steidel Jr.
CECSA
- * TEORIA DE VIBRACIONES, APLICACIONES
William T. Thomson
Prentice Hall.

PRACTICA VIII INSTRUMENTACION DE VIBRACIONES

OBJETIVO.

Conocer los instrumentos utilizados para producir, medir y analizar vibraciones mecánicas.

INTRODUCCION.

Desde sus orígenes el hombre ha tratado de explicarse los fenómenos naturales que lo han afectado directamente, tales como, terremotos, sismos, mareas, etc. En un principio solo podía contar con sus propios sentidos para explicarse estos fenómenos, pero la necesidad y su propia evolución lo llevaron a crear instrumentos que le proporcionarían una información más exacta para cuantificar dichos fenómenos.

La tecnología instrumental tuvo un desarrollo lento en un principio, pero al transcurrir el tiempo, en pleno siglo XX, los instrumentos de medición forman parte de las herramientas con que el hombre cuenta para acometer los variados problemas que se le presentan en esta era industrial, donde el avance tecnológico aumenta constantemente.

El fenómeno de la vibración en la industria es uno de los principales problemas a combatir, pues origina serios problemas y grandes pérdidas, por lo que es de gran importancia y utilidad el conocer la instrumentación de este campo.

Por otro lado, se puede presentar la necesidad de someter a vibración una máquina o estructura para observar su comportamiento (posibles resonancias) respecto a diferentes frecuencias de excitación o para probar su resistencia.

INSTRUMENTACION DE VIBRACIONES.

Cuando se requiere estudiar la vibración con el propósito de eliminarla, debemos utilizar un sistema para medición y análisis de vibración.

Para producir vibración será necesario hacer uso de equipo generador de vibraciones, también llamado, equipo de excitación.

INSTRUMENTOS PARA LA MEDICION/ANALISIS DE LA VIBRACION.

El equipo que a continuación se describe es el más usado para la medición y control de vibraciones mecánicas.

La función de los componentes del sistema de medición y/o análisis del tipo Eléctrico-Electrónico se describen a continuación.

Captadores.- Consisten en un transductor de energía el cual se encarga de transformar la energía mecánica (de la vibración) a energía eléctrica. Se diseña para que la señal eléctrica a la salida de éste sea proporcional a la vibración.

Según el parámetro, al cual es proporcional la señal eléctrica, los captadores pueden ser:

- a) De desplazamiento.
- b) De velocidad.
- c) De aceleración.

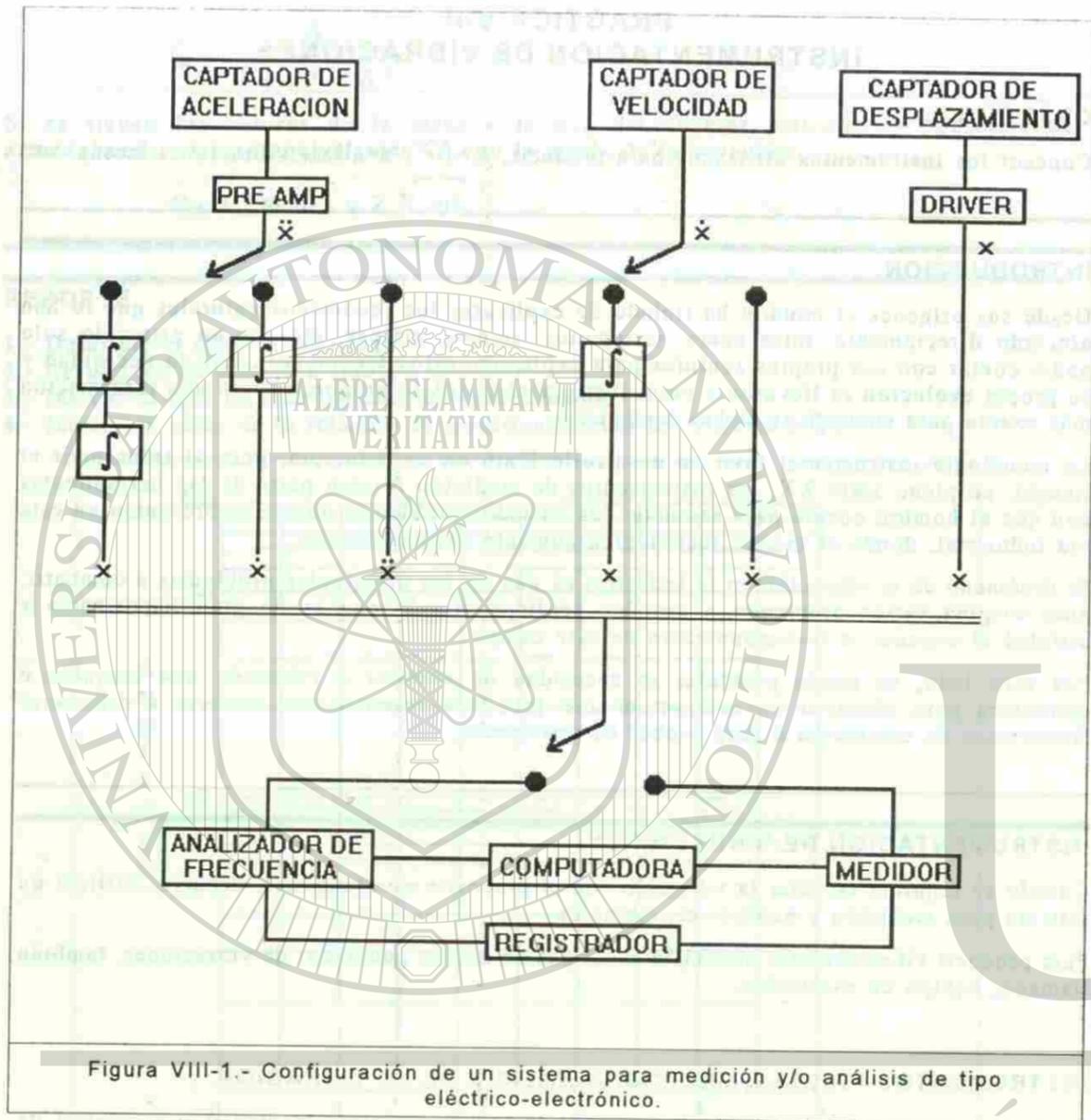


Figura VIII-1.- Configuración de un sistema para medición y/o análisis de tipo eléctrico-electrónico.

Según el principio físico mediante el cual se lleva a cabo la conversión de energía, entre los más comunes se encuentran:

- Magnético (Captador de desplazamiento).
- Electrodinámico (Captador de velocidad).
- Piezoeléctrico (Captador de aceleración)

Las dos propiedades de mayor interés en un captador de vibración son:

- Respuesta a la frecuencia.- Es la respuesta del captador (transductor) a diferentes frecuencias de excitación manteniendo constante la amplitud de la fuerza excitadora. De la curva de respuesta a la frecuencia (Sensitividad relativa vs. frecuencia) de un captador, se puede deducir el rango de frecuencias, en el cual éste efectuará mediciones confiables.

b) Sensitividad.- Es una relación entre la magnitud de la señal eléctrica producida por el captador y la magnitud de la vibración.
A continuación se muestran los diagramas de algunos captadores.

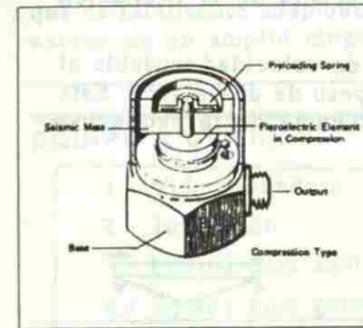


Figura VIII-2.- Captador Piezo eléctrico

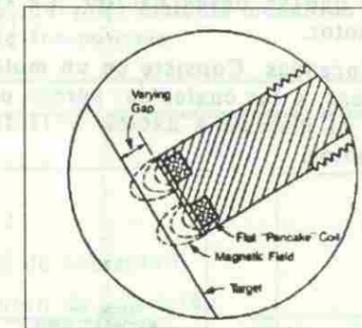


Figura VIII-3.- Captador Magnético

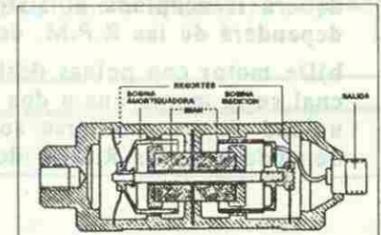


Figura VIII-4.- Captador Electrodinámico

Acondicionadores.- Aun que algunos captadores no necesitan preamplificador, la función de éste es amplificar las señales débiles e igualar la impedancia de salida del transductor con la de entrada al equipo de medición.

Circuitos Integradores.- Su función es hacer transformaciones entre aceleración, velocidad y desplazamiento de la vibración, según se desee.

Analizador de Frecuencias.- Consiste en un medidor de vibración y un sistema de filtros, los cuales en algunos casos pueden encontrarse por separado.

- Medidor de vibración.- Es un voltímetro (medidor de voltaje) cuyas escalas de medición pueden estar graduadas en volts o directamente en unidades de desplazamiento, velocidad o aceleración.
- Sistema de filtros.- Son dispositivos electrónicos que dejan pasar a través de ellos tan solo una señal sinusoidal de una frecuencia determinada. La frecuencia de la señal que dejan pasar los filtros, en algunos casos puede ser fija y en otros ajustable (variable).

Si solo se desea conocer el nivel de la vibración total (sin filtrar), solo se utilizará el medidor de vibración.

Si se desea tener información del tipo de vibración y sus componentes (espectro) es necesario hacer uso, además del medidor de vibración, de el sistema de filtros. Pueden utilizarse por separado o integrados en una sola unidad como un analizador de frecuencias.

Registadores.- Son equipos cuya función es dejar memoria ó registro de los datos obtenidos a través del análisis de la vibración, lo cual facilita la interpretación de éstos.

Los más conocidos son:

- Osciloscopio con memoria y cámara fotográfica.
- Registrador en papel.
- Memoria digital y unidad impresora de datos.

EQUIPOS PARA LA PRODUCCION DE VIBRACION.

Mecánico.- Podemos encontrar principalmente dos tipos que son:

a) De motor con polea excéntrica.- Consiste básicamente de un motor de velocidad variable, al cual se le acopla una polea excéntrica (ó un eje tipo sigüenial y biela) que deberá ir acoplada al sistema que se desea excitar. La frecuencia de la excitación dependerá de las R.P.M. del motor.

b) De motor con poleas desbalanceadas. Consiste en un motor de velocidad variable al cual se le monta una o dos poleas, a las cuales se agrega un peso de desbalance. Esta unidad deberá montarse sobre el sistema a excitar y la frecuencia de la excitación dependerá de las R.P.M. del motor.

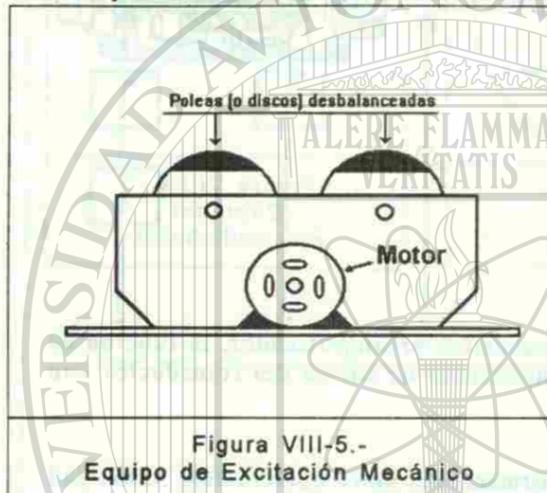


Figura VIII-5.-
Equipo de Excitación Mecánico

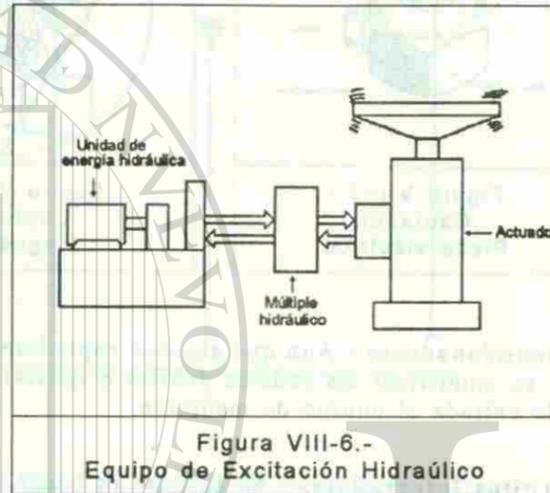


Figura VIII-6.-
Equipo de Excitación Hidráulico

Hidráulico.- Esta formado por los siguientes elementos:

- Unidad de energía hidráulica.- Provee enfriamiento, filtrado y alta presión del aceite al actuador del sistema.
- Múltiple hidráulico.- Controla la alta presión del aceite usado en el sistema de vibración hidráulica, compensa los picos de flujo requerido y aligera el flujo de retorno previniendo la cavitación.
- Actuador.- Formado por un actuador hidráulico y una servoválvula. El aceite a alta presión es dirigido alternativamente a ambas partes finales del pistón del actuador, con lo cual se permite el movimiento o la fuerza requerida para producir la vibración.

Electrodinámico.- Consta principalmente de:

- Oscilador eléctrico sinusoidal.- Su función es producir una señal eléctrica sinusoidal de frecuencia variable y con una determinada magnitud.
- Excitador electrodinámico.- Se encarga de transformar la señal eléctrica (producida por el oscilador) a un movimiento o vibración (señal mecánica), el cual se aprovechará para excitar el sistema que se desea estudiar.

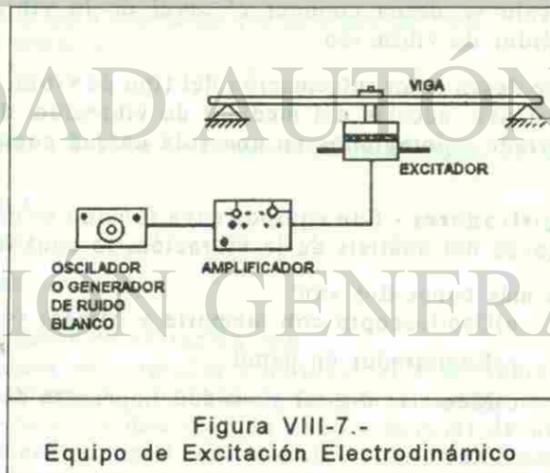


Figura VIII-7.-
Equipo de Excitación Electrodinámico

c) Amplificador.- Dependiendo del tamaño del excitador electrodinámico que se utilice (el cual depende de la masa del sistema que se desea excitar), puede o no, ser necesaria la amplificación de la señal eléctrica proveniente del oscilador.

Dada la gran variedad y tamaños de los excitadores electrodinámicos existentes en el mercado, el equipo de excitación electrodinámico resulta ser el más versátil actualmente, ya que es fácilmente adaptable a cualquier sistema mecánico bajo estudio y además se le puede excitar en un amplio rango de frecuencias.

EQUIPO A UTILIZAR.

- Videogradora.
- Televisión.
- Equipo para análisis de vibración.
- Equipo para generación de vibración.

PROCEDIMIENTO.

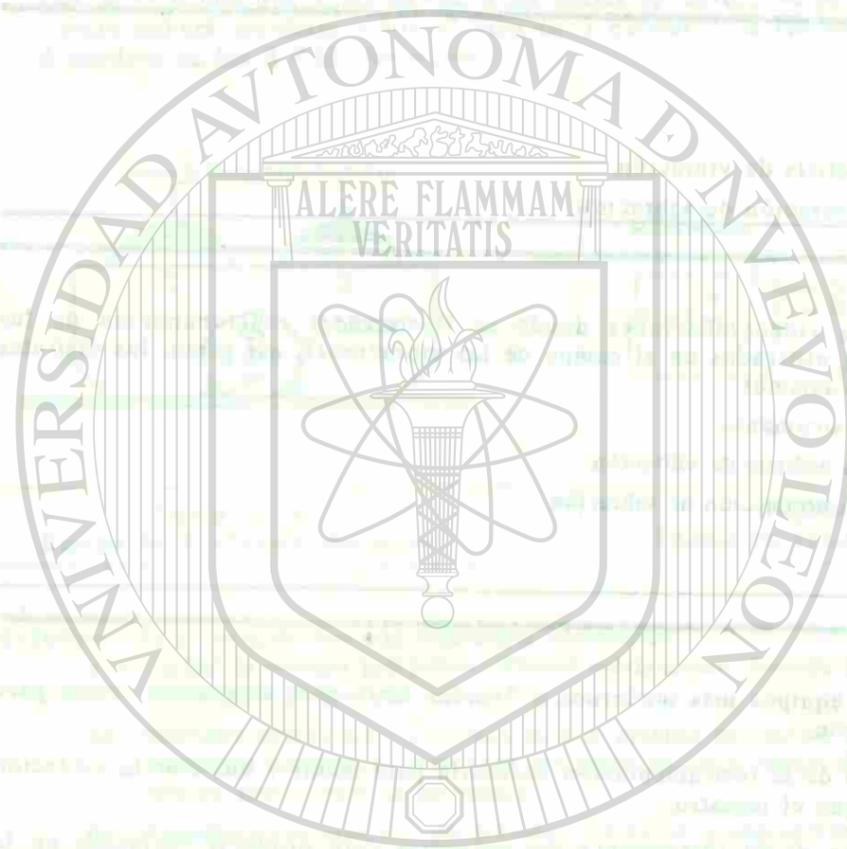
- Se proyectarán videograciones donde se ilustrará el funcionamiento de los principales equipos utilizados en el campo de las vibraciones, así como, las distintas aplicaciones de los mismos.
- Se mostrarán físicamente:
 - Equipos para análisis de vibración.
 - Equipos para producción de vibración.

REPORTE.

- Investigar sobre los equipos más modernos utilizados tanto para el análisis, como para la producción de vibración.
- Elaborar un esquema de la instrumentación necesaria para medir y analizar la vibración de la máquina que indique el maestro.
- Elaborar un esquema de la instrumentación necesaria para producir vibración en la aplicación que el maestro indique.

BIBLIOGRAFIA.

- * MECHANICAL VIBRATION & SHOCK MEASUREMENTS
Jens Trampe Broch
Briel & Kjaer
- * VIBRATION ANALIZER/BALANCER
Operation Manual
PMC/BETA
- * SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK
Harris
Mc. Graw Hill



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE MECANICAS

PRACTICA IX. TEOREMA DE FOURIER.

OBJETIVO.

Determinar las componentes armónicas de una señal periódica.

INTRODUCCION.

El Análisis de Fourier es una de las más importantes herramientas conceptuales de la ingeniería actual. En el campo de las vibraciones se aplica principalmente en dos circunstancias:

a).- Facilitar el análisis teórico de sistemas forzados por fuerzas periódicas.

Aplicando el análisis de Fourier a la fuerza periódica que actúa sobre el sistema analizado, se transforma ésta a una serie de señales sinusoides, lo que permite, considerando sistemas lineales, utilizar el principio de superposición de efectos, con lo que en lugar de manejar ecuaciones matemáticas complicadas se hará el análisis para las principales componentes sinusoides y luego sumando los resultados se obtendrá el comportamiento debido a la señal compuesta. Lo anterior implica cambiar complejidad matemática por repetitividad de cálculos simples matemáticamente.

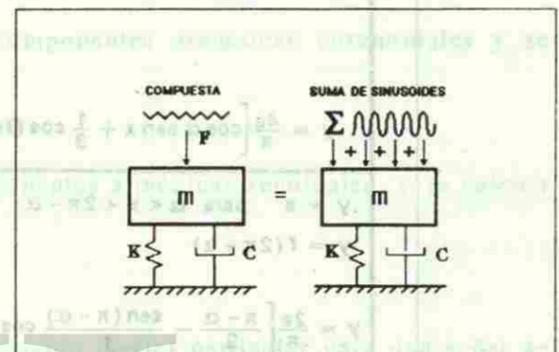


Figura XI-1.

b).- Análisis de vibración experimental en maquinaria.

La maquinaria industrial genera vibraciones complejas o "Totales", las cuales son producidas por las fuerzas generadas por los diferentes elementos de la máquina y que actúan al mismo tiempo. Estas vibraciones pueden ser captadas mediante equipos de medición en la estructura o preferentemente en las chumaceras.

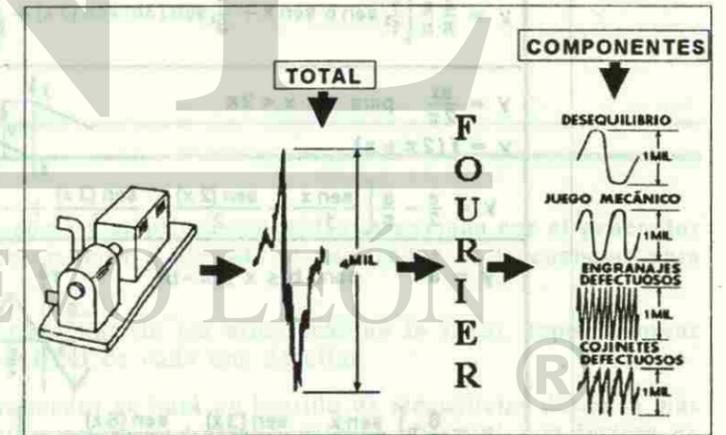
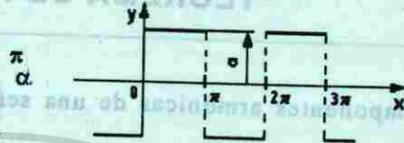


Figura XI-2.

Utilizando un analizador de vibraciones, el cual realiza electrónicamente el análisis de Fourier, se puede descomponer la señal de vibración "Total" en sus componentes o armónicas (sinusoides), lo que permite al ingeniero realizar un juicio del fenómeno vibratorio en la máquina y poder deducir los problemas o fallas de la misma.

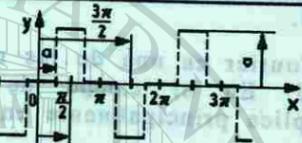
TABLAS DE DESARROLLO EN SERIES DE FOURIER

$y = a$ para $0 < x < \pi$
 $y = -a$ para $\pi < x < 2\pi$



$$y = \frac{4a}{\pi} \left[\text{sen } x + \frac{\text{sen } (3x)}{3} + \frac{\text{sen } (5x)}{5} + \dots \right]$$

$y = a$ para $\alpha < x < \pi - \alpha$
 $y = -a$ para $\pi + \alpha < x < 2\pi - \alpha$



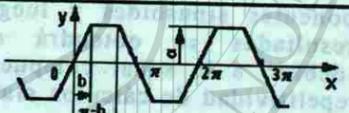
$$y = \frac{4a}{\pi} \left[\cos \alpha \text{sen } x + \frac{1}{3} \cos (3\alpha) \text{sen } (3x) + \frac{1}{5} \cos (5\alpha) \text{sen } (5x) + \dots \right]$$

$y = a$ para $\alpha < x < 2\pi - \alpha$
 $y = f(2\pi + x)$



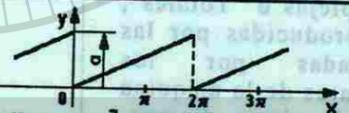
$$y = \frac{2a}{\pi} \left[\frac{\pi - \alpha}{2} - \frac{\text{sen } (\pi - \alpha) \cos x}{1} + \frac{\text{sen } 2(\pi - \alpha) \cos (2x)}{3} - \frac{\text{sen } 3(\pi - \alpha) \cos (3x)}{5} + \dots \right]$$

$y = ax/b$ para $0 \leq x \leq b$
 $y = a$ para $b \leq x \leq \pi - b$
 $y = a(\pi - x)/b$ para $\pi - b \leq x \leq \pi$



$$y = \frac{4}{\pi} \frac{a}{b} \left[\frac{1}{1^2} \text{sen } b \text{sen } x + \frac{1}{3^2} \text{sen } (3b) \text{sen } (3x) + \frac{1}{5^2} \text{sen } (5b) \text{sen } (5x) + \dots \right]$$

$y = \frac{ax}{2\pi}$ para $0 < x < 2\pi$
 $y = f(2\pi + x)$



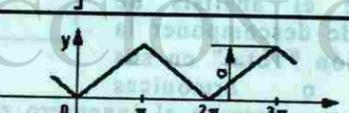
$$y = \frac{a}{2} - \frac{a}{\pi} \left[\frac{\text{sen } x}{1} + \frac{\text{sen } (2x)}{2} + \frac{\text{sen } (3x)}{3} + \dots \right]$$

$y = a$ para $b \leq x \leq \pi - b$



$$y = \frac{8}{\pi^2} a \left[\frac{\text{sen } x}{1^2} - \frac{\text{sen } (3x)}{3^2} + \frac{\text{sen } (5x)}{5^2} - \dots \right]$$

$y = ax/\pi$ para $0 \leq x \leq \pi$
 $y = a(2\pi - x)/\pi$ para $\pi \leq x \leq 2\pi$
 $y = f(2\pi + x)$



$$y = \frac{a}{2} - \frac{4a}{\pi^2} \left[\frac{\text{sen } x}{1^2} + \frac{\text{sen } (3x)}{2^2} + \frac{\text{sen } (5x)}{5^2} + \dots \right]$$

Figura XI-3.

TEOREMA DE FOURIER.

Todo movimiento periódico de frecuencia "f" no sinusoidal representado por una curva cualquiera, puede considerarse como la suma algebraica de un término constante y de una serie de funciones sinusoidales de frecuencia f, 2f, 3f... de la forma:

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos n \omega t + b_n \text{sen } n \omega t]$$

Donde:

$\frac{a_0}{2}$ representa el área promedio bajo la curva, siendo a_0 igual a

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) dt$$

a_n representa la amplitud máxima de las n componentes armónicas cosenoidales y se determina con

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos n \omega t dt$$

b_n representa la amplitud máxima de las n componentes armónicas senoidales y se calcula con

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \text{sen } n \omega t dt$$

Con estas ecuaciones se puede determinar la ecuación (serie) particular para una señal de interés.

En la figura IX-3 se presenta una tabla de las series de fourier de formas de onda comunes.

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Generador de señales.
- 2.- Osciloscopio.
- 3.- Analizador de frecuencias.
- 4.- Graficador.

PROCEDIMIENTO.

Una señal con características de frecuencia y amplitud conocidas es enviada por el generador de señales al osciloscopio para su observación y llevada al analizador de frecuencias para el análisis en cuestión.

El analizador de frecuencias separa cada una de las armónicas de la señal, reportándonos las características de frecuencia y amplitud de cada una de ellas.

Con el selector de frecuencias del analizador se hará un barrido de frecuencias desde la más baja posible, de tal manera que al encontrarse una componente se obtendrá una lectura en la carátula medidora la cual nos dará el valor de su amplitud correspondiente.

El analizador de frecuencias puede trabajar automáticamente, es decir, puede hacer un barrido con el selector de frecuencias sin necesidad de operarlo manualmente; el analizador se sincroniza al graficador y este nos reporta gráficamente la amplitud de todos los armónicos a sus respectivas frecuencias.

La suma algebraica de la amplitud de los armónicos en un punto cualquiera debe ser aproximadamente igual en magnitud a la amplitud de la señal analizada.

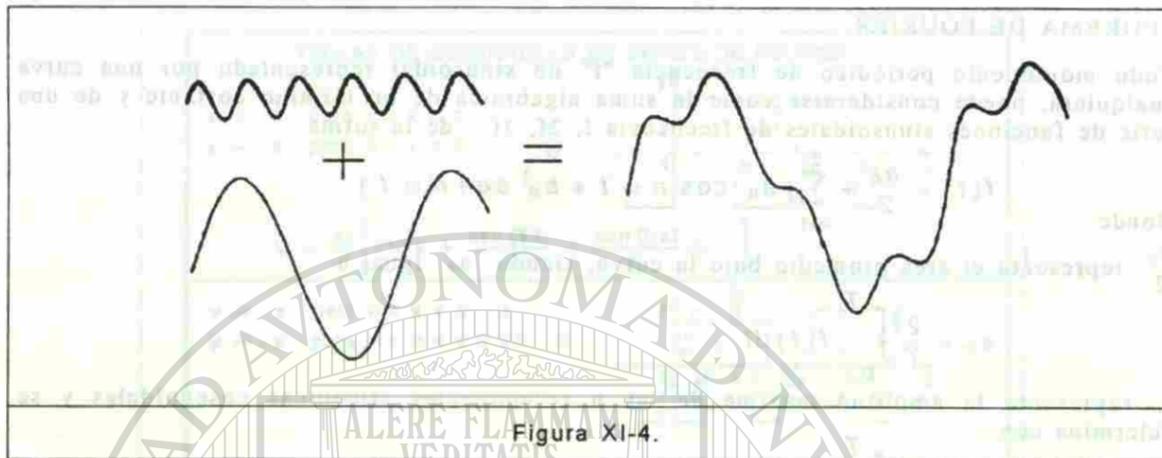


Figura XI-4.

REPORTE.

- 1.- Indicar las características de la señal analizada.
- 2.- Calcular teóricamente la serie de Fourier de la señal analizada.
- 3.- Determinar experimentalmente las componentes de la señal analizada mediante un analizador de frecuencias.
- 4.- Compare los valores teóricos y los prácticos.
- 5.- Dibuje la forma de la señal analizada y la de sus componentes.

BIBLIOGRAFIA.

- * MANUAL DE FORMULAS TECNICAS.
Kurt Gieck.
Ed. Alfaomega
- * ANALISIS DE FOURIER
Hwei P. Hsu
Fondo Educativo Interamericano.

PRACTICA X EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES Y EL REPORTE DE VIBRACIONES

OBJETIVOS.

Los objetivos de esta práctica son:

- 1.- Describir las partes y la operación del analizador de vibraciones.
- 2.- Describir la información a registrar en un reporte de Vibración.
- 3.- Realizar medidas de totales de vibración en un sistema mecánico y elaborar reporte.

INTRODUCCION.

Al tener una falla, una máquina presenta síntomas, tales como, elevación de temperatura de operación, vibración, ruido, etc.

Generalmente la vibración de una máquina aumenta cuando algún elemento de ella tiene una falla. Cada una de dichas fallas produce fuerzas dinámicas de acuerdo a su origen y en consecuencia producirán vibraciones que se distinguirán unas de otras por su amplitud, su frecuencia y su dirección.

Por lo anterior, si el ingeniero observa la historia en el tiempo (amplitud vs. tiempo) de la vibración total, esto no bastará para determinar la causa, puesto que, lo que ve es la suma en el tiempo de las diferentes vibraciones producidas por los diferentes elementos y fallas de la máquina.

Por lo tanto la vibración "Total" debe descomponerse en cada una de sus componentes armónicas (espectro), con lo que se tendrá la información necesaria para determinar las fallas, la cual debe registrarse en un reporte.

El instrumento que nos proveerá de dicha información es el "Analizador de Vibraciones", también conocido como analizador de frecuencias o analizador de Fourier.

EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES.

El analizador de vibraciones es un instrumento con el cual podemos efectuar las siguientes funciones:

- a) Medición de vibración en totales.- La medición de totales de vibración produce como resultado un solo número que da idea de la intensidad de la vibración, se obtiene cuando no se utilizan los filtros de frecuencias del analizador.
- b) Análisis de frecuencias.- Se efectúa utilizando los filtros de frecuencias los cuales descomponen la señal de vibración en cada una de sus componentes armónicas (Fourier). Con ello obtenemos la amplitud y frecuencia de cada componente, lo cual se conoce como espectro de frecuencias de la vibración.
- c) Balanceo Dinámico.- El analizador puede ser utilizado para balanceo dinámico si posee una lámpara estroboscópica.
- d) Medición de velocidad (R.P.M.).- El analizador puede también actuar como un oscilador de señales eléctricas y esta característica unida a la lámpara estroboscópica nos permite medir las velocidades de giro (R.P.M.) de los sistemas rotativos.

EL REPORTE DE VIBRACIONES.

Un buen analista efectúa buenos registros de sus lecturas. Esto ayuda a evitar confusión y provee un registro histórico para futuras referencias.

Con el propósito de simplificar el registro de datos para el análisis, se recomienda el uso de una forma estandarizada, tal como la que se muestra en la Figura X-1. Dicha forma sirve para registrar toda la información normalmente requerida.

Para identificar los puntos donde se tomarán las lecturas de vibración, es necesario elaborar un diagrama completo de la máquina, donde se muestren los componentes esenciales incluyendo partes motoras y movidas, accesorios, velocidad de rotación, capacidad y cualquier información adicional que sea útil.

Además como puede observarse en la Figura X-1, debe incluirse un espacio en el cual se identificará el tipo de máquina, marca, número de serie, localización, fecha de análisis y otros detalles que distinguan a una máquina de otra quizá idéntica.

El formato debe incluir espacios para vaciar la información obtenida tanto al efectuar la medida de totales, como al llevar a cabo el análisis de vibración (obtención de componentes armónicas).

EQUIPO A UTILIZAR.

- 1.- Analizador de vibraciones.
- 2.- Formato de reporte de vibración.

PROCEDIMIENTO.

- A) El instructor describirá la operación del analizador de vibraciones a utilizar, para lo cual indicará cuál es la función de cada uno de los controles y medidores.
- B) El instructor indicará como utilizar la Forma para Registro de Datos de Vibración (Reporte) y la información que debe vaciar en ésta.
- C) El alumno efectuará medidas de totales de vibración en el sistema mecánico indicado por su instructor.
- D) El alumno utilizará el analizador de vibraciones como medidor de velocidad (R.P.M.) en el sistema mecánico indicado por su instructor.

REPORTE.

- 1.- Elabore un diagrama de bloques indicando las partes más importantes de un analizador de vibraciones.
- 2.- Elabore un dibujo del analizador utilizado en la práctica, indicando claramente la localización y función de cada uno de los medidores y controles que contiene.
- 3.- Elabore el reporte de vibración de totales de la máquina analizada.
- 4.- Elabore un diagrama del sistema al cual se midió la velocidad (R.P.M.) indicando el resultado obtenido.

PRÁCTICA N.º
 APUNTES DE VIBRACIONES MECÁNICAS II
 Ing. Fernando J. Blandón G.
 F.I.M.E./U.A.N.L.

HISTORIA VIBRACIONES

FECHA:	
MAQUINA:	
NOMBRE:	
LOCALIZACION:	
INSTRUMENTO MODELO:	
No. SERIAL:	
ANALIZO:	

SIMBOLO	IDENTIFICACION
→	PUNTO CAPTACION
X	CHUMACERAS
⊗	BALEROS
- -	COPLÉS

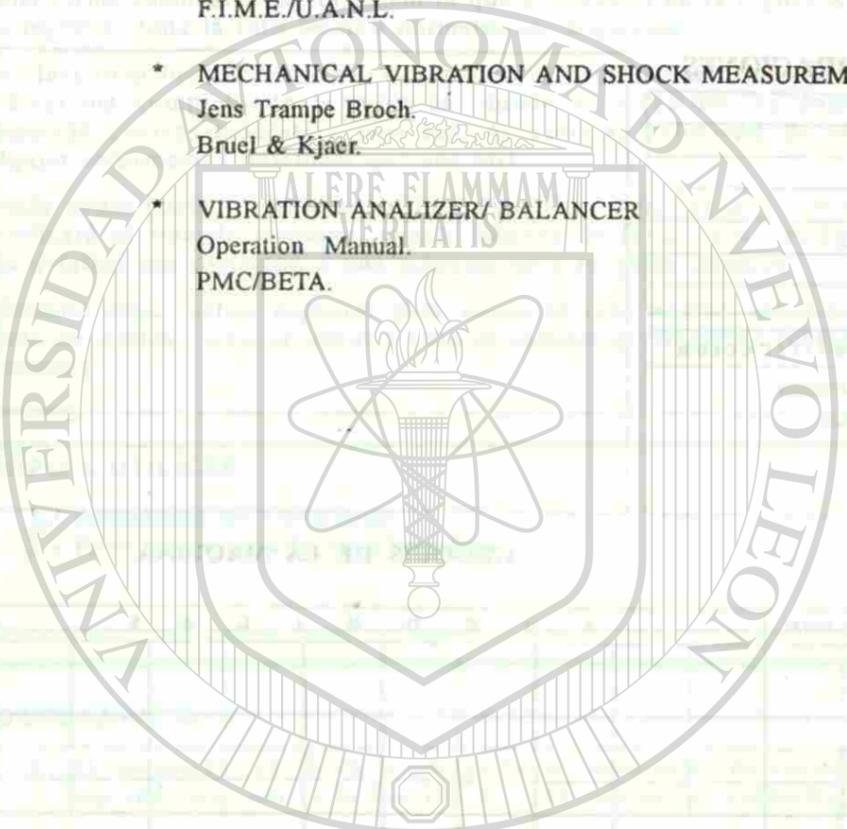
CROQUIS DE LA MAQUINA

POSICION CAPTADOR	ONDA TOTAL	A R M O N I C A S						
A	H							
	V							
	A							
B	H							
	V							
	A							
C	H							
	V							
	A							
D	H							
	V							
	A							
E	H							
	V							
	A							

Figura X-1.- Hoja de Registro Típica.

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.



PRACTICA XI ANÁLISIS 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.

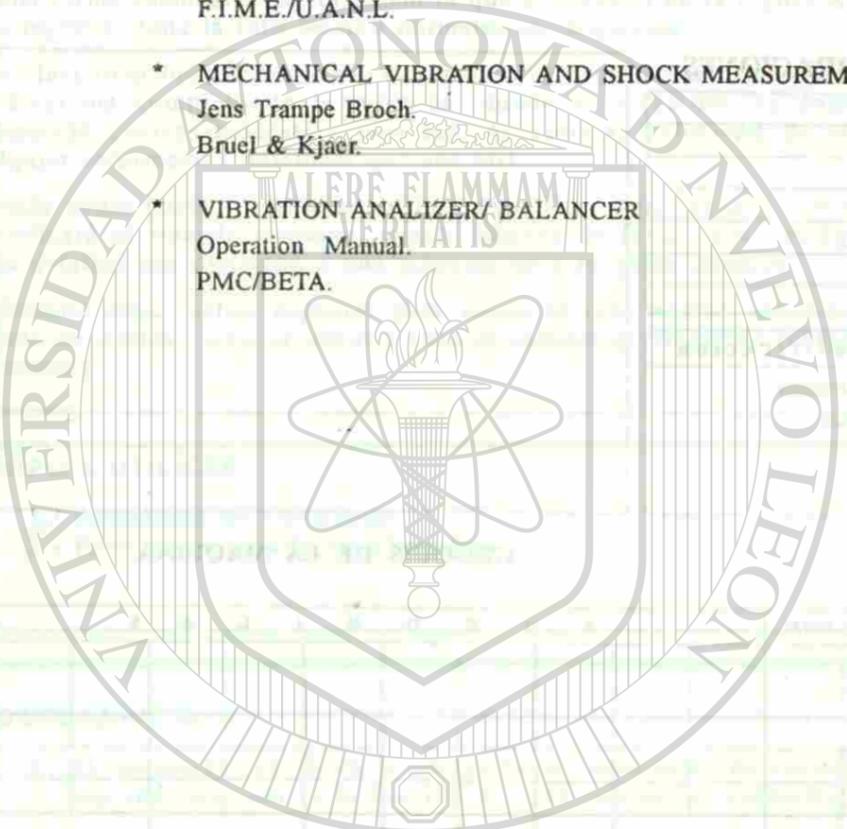
Desde luego lo más recomendable es que el propio ingeniero de mantenimiento establezca sus propias tolerancias para una máquina en particular, lo cual sobrevendrá con la experiencia y las historias de vibración que realice.

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.

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.



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 comúnmente 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.

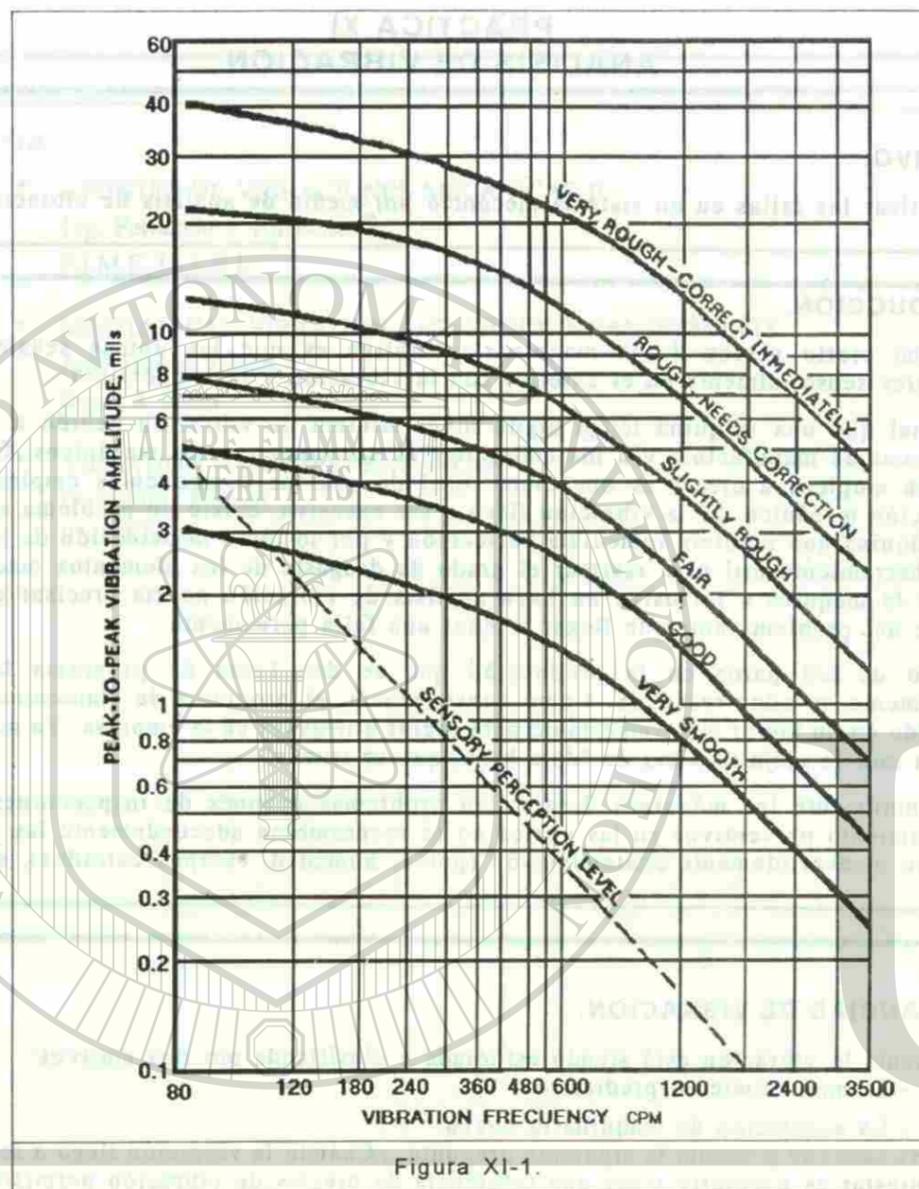


Figura XI-1.

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 sensitivo 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.

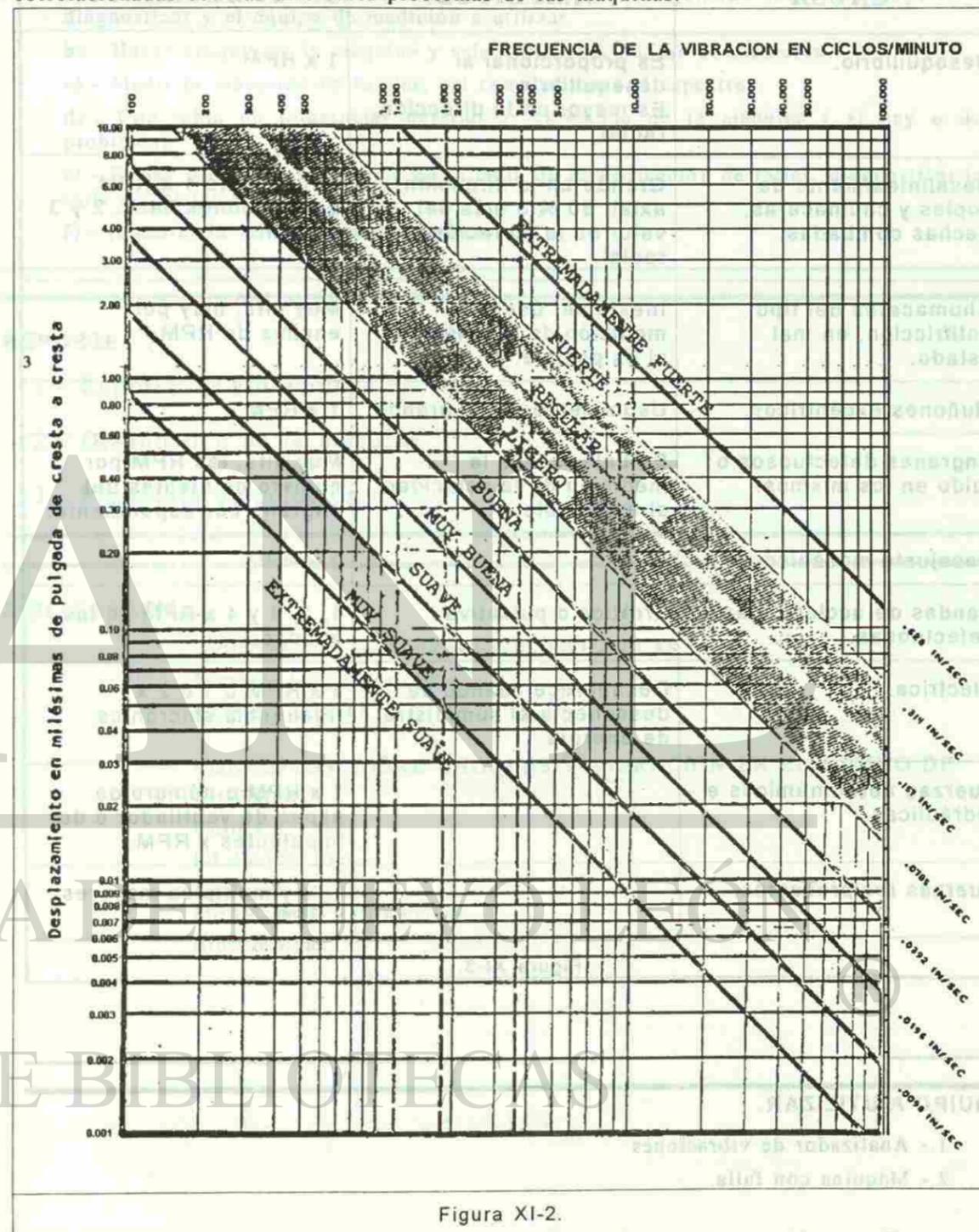


Figura XI-2.

IDENTIFICACION DEL ORIGEN DE LAS VIBRACIONES		
CAUSA	AMPLITUD	FRECUENCIA
Desequilibrio.	Es proporcional al desequilibrio. 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. 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.

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.

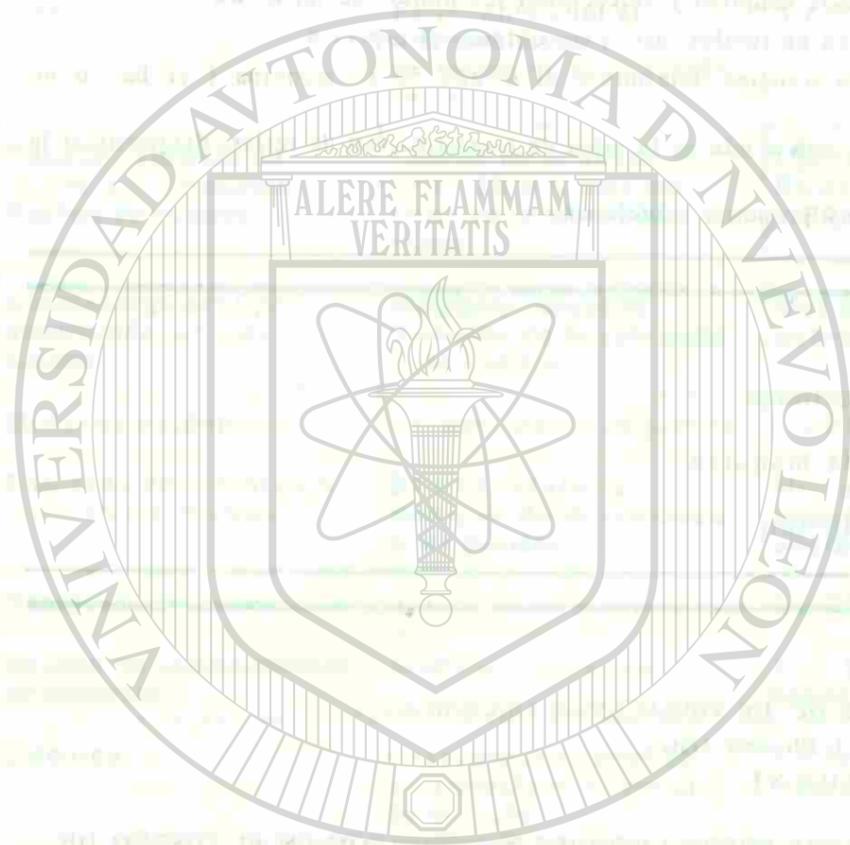
REPORTE:

- 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





UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECA

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.

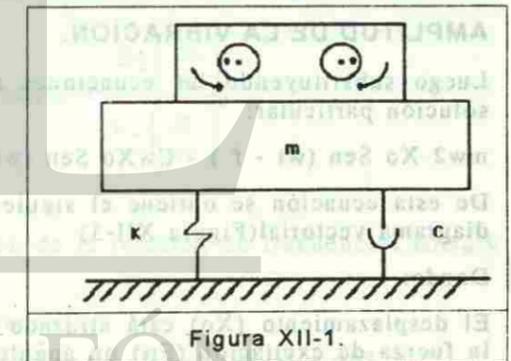


Figura XII-1.

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.

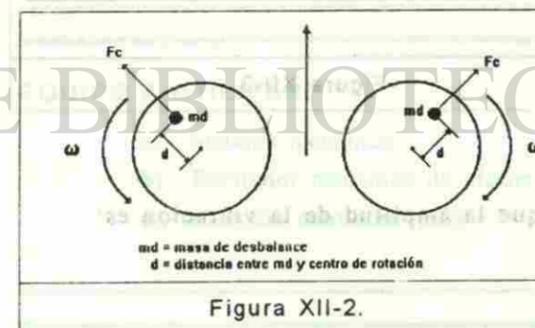


Figura XII-2.

Como puede observarse en la figura XII-2, las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas "Fc" se anulan ($\sum Fc_{HOR} = 0$), 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:

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

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

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

Donde:

X_0 = Amplitud de desplazamiento de la vibración

ϕ = Angulo de atrazo de fase.

AMPLITUD DE LA VIBRACION.

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

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

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 ϕ el cual puede variar entre 0° y 180° .

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° .

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:

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

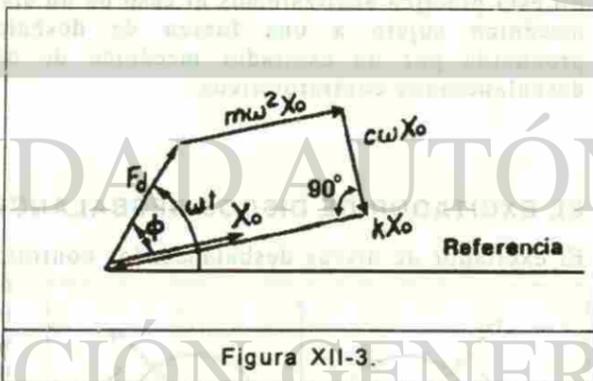


Figura XII-3.

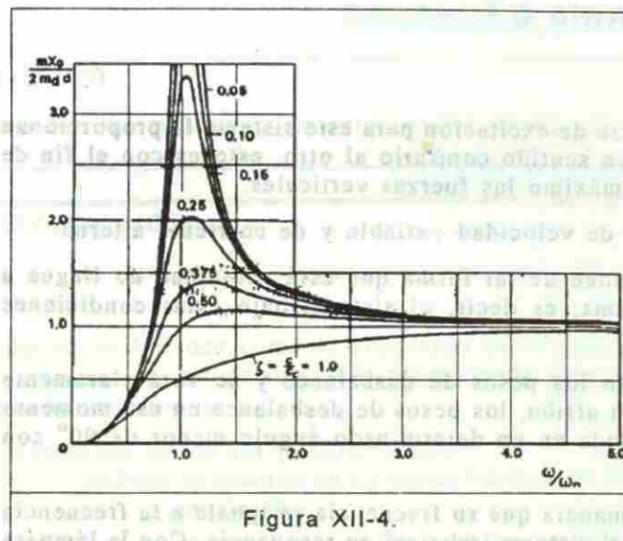


Figura XII-4.

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.

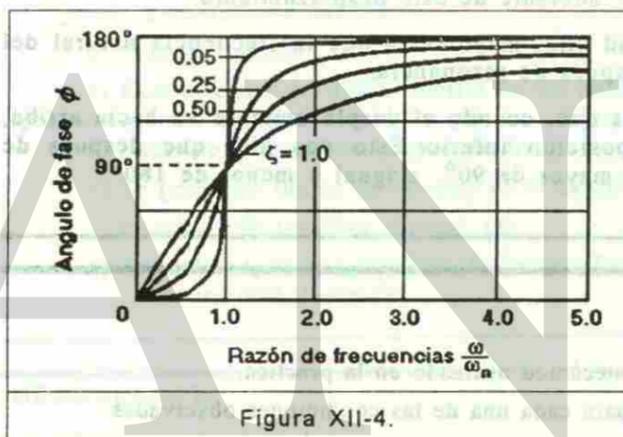


Figura XII-4.

ANGULO DE ATRAZO DE FASE

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

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

o en forma adimensional:

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

Esta ecuación indica que el ángulo ϕ está en función de la relación de frecuencias ω/ω_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 ϕ es siempre igual a 90° .

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° 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° 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° e igual o menor de 180° .

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.

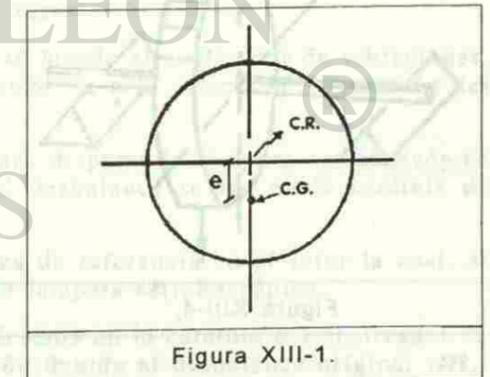


Figura XIII-1.

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° 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° 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° e igual o menor de 180° .

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.

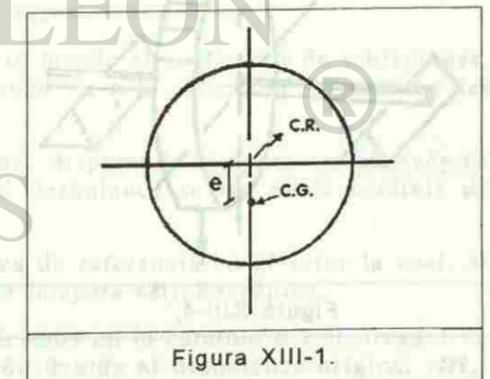


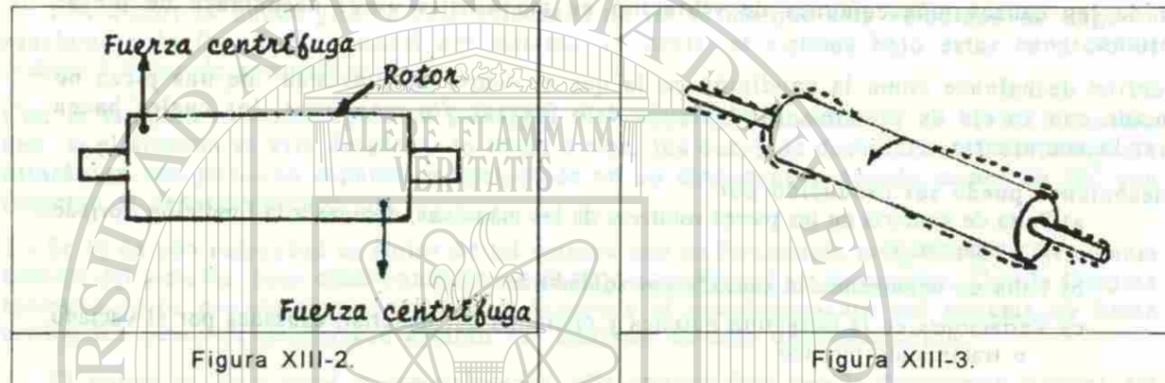
Figura XIII-1.

EL DESBALANCE DINAMICO O DE MOMENTO.

Este tipo de desbalance es llamado así debido a que se presenta y se corrige solo cuando el rotor está girando. Se manifiesta cuando una pieza alargada en rotación tiene masas colocadas en planos distintos. Ver Figura XIII-2.

En este caso el eje de rotación puede pasar por el centro de gravedad y estar balanceado estáticamente, pero no dinámicamente, ya que el par o momento originado por las fuerzas centrífugas generadas por las masas en rotación produce vibración. Ver figura XIII-3.

Este tipo de desbalance es común en rotores largos como turbinas, motores o generadores.



EL BALANCEO.

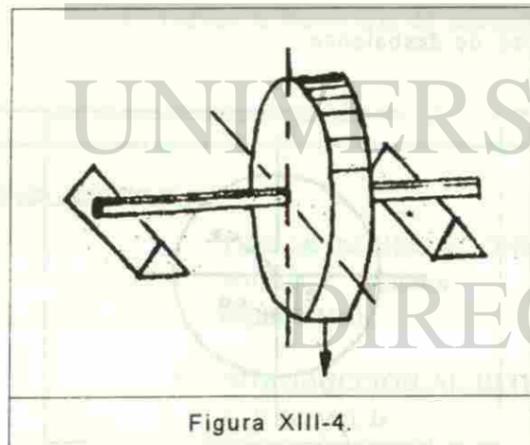
Es un proceso que consiste en alterar la distribución de la masa de un rotor con el objeto de eliminar las vibraciones debidas a desbalance que se producen sobre las chumaceras o puntos de apoyo del mismo.

Según el tipo de desbalance que se vaya a corregir el balanceo puede ser:

- a) Balanceo estático.
- b) Balanceo dinámico.

EL BALANCEO ESTÁTICO.

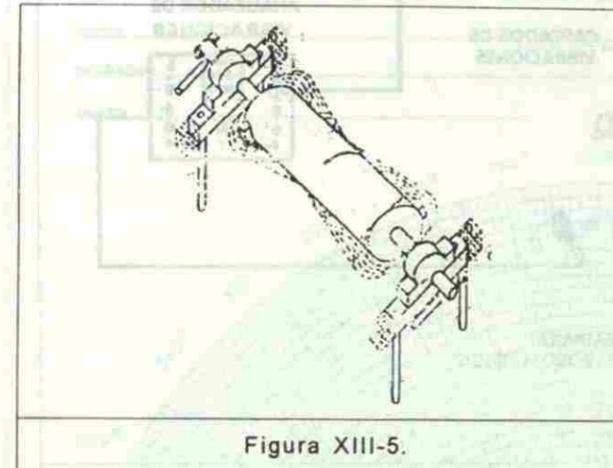
La manera de balancear estáticamente un sistema es bastante sencilla. Se coloca la flecha del rotor sobre unos rieles como se ilustra en la Figura XIII-4. Como la masa de desbalance del rotor tiende a quedar en línea vertical hacia abajo, la masa de balanceo se coloca en posición opuesta. La magnitud y posición de la masa de balanceo se hace por tanteos, hasta que se obtiene el estado de balance, que es cuando el disco queda en equilibrio independientemente de la posición en que se coloque sobre los rieles. Este método se basa en que, cuando un sistema está balanceado estáticamente, la suma de momentos con respecto a un eje cualquiera que pase por su centro de rotación debe ser cero.



En general este método es útil para discos angostos o sistemas semejantes.

EL BALANCEO DINAMICO.

Para balancear dinámicamente sistemas rotativos el procedimiento es más complicado. Existen varios métodos de balanceo dinámico los cuales varían según el tipo de equipo necesario para llevarlos a cabo. Estos métodos se emplean para resolver tanto problemas de desbalance estático como dinámico.



Cuando se balancean rotores largos se hace necesario balancear en dos o mas planos (sobre las chumaceras). Empiezan a considerarse los rotores como largos, cuando la longitud de éstos a lo largo del eje es igual a su diámetro.

Existen máquinas que balancean automáticamente (Figura XIII-5), para utilizar éstas es necesario llevar el rotor a la máquina y efectuar el balanceo según el procedimiento recomendado por la máquina balanceadora.

Este procedimiento se conoce como "balanceo en banco".

Cuando el rotor no se puede llevar a una máquina balanceadora el rotor se balancea sobre sus propias chumaceras, utilizando equipo portátil de balanceo. Este procedimiento se conoce como "balanceo de campo".

EQUIPO A UTILIZAR.

- a) Captador de vibración.
- b) Analizador de vibraciones.
- c) Lámpara estroboscópica.
- d) Máquina desbalanceada.

PROCEDIMIENTO.

La presente práctica se basa en uno de los métodos de balanceo dinámico más utilizado en la industria, el método de "Tres Vectores".

1.- Colocar el equipo según se muestra en la Figura XIII-6.

Se coloca el captador sobre la chumacera y la señal se manda al analizador de vibraciones. El analizador es sintonizado a la frecuencia correspondiente a la velocidad de rotación del rotor.

La salida del analizador de vibraciones se utiliza para disparar la lámpara estroboscópica del mismo. La señal de la vibración causada por el desbalance se lee en la carátula de amplitudes del analizador.

2.- Antes de empezar el balanceo se coloca una marca de referencia en el rotor la cual, al girar el rotor, aparecerá estacionaria bajo la luz de la lámpara estroboscópica.

3.- Se pone a girar el rotor a su velocidad normal y leemos en la carátula del analizador de vibraciones la magnitud de la amplitud de la vibración debida al desbalance original (m_0).

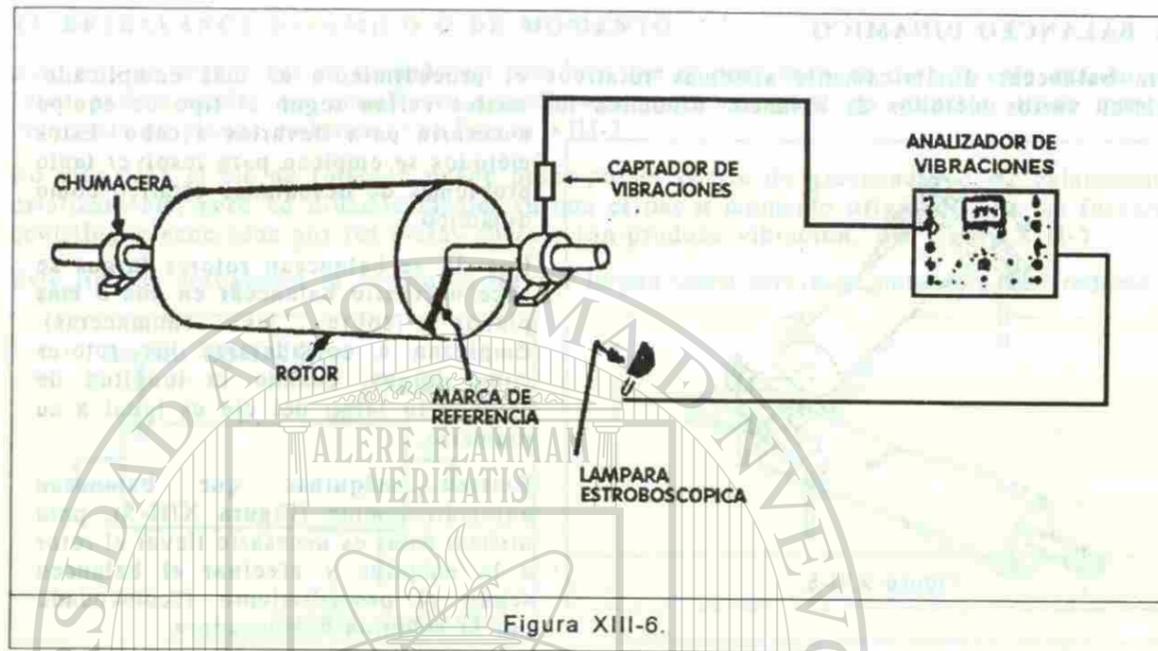


Figura XIII-6.

en la chumacera. Esta será la magnitud del vector OA y la dirección estará dada por la posición en que se vea la marca bajo la luz estroboscópica.

4.- Se detiene el rotor y se agrega una masa de ensaye m_e (en gramos) en cualquier parte de la cara a balancear del rotor.

5.- Se pone a girar el cilindro por segunda vez y se mide la amplitud de vibración debido a $m_o + m_e$ y anotamos la posición de la marca. Esto nos da el vector OB .

6.- Se grafican los vectores OA y OB en la hoja polar (Figura XIII-7) y se encuentran gráficamente el vector AB y el ángulo α , que es el ángulo entre el vector OA y el vector AB .

7.- Se encuentra el valor de la masa de balanceo m_b por la fórmula

$$m_b = m_o \frac{OA}{AB} \quad (\text{en gramos})$$

8.- Se quita la masa de ensaye m_e y se coloca la masa de balanceo m_b a partir de la posición en que estaba la masa de ensaye a un ángulo de α grados en el sentido de giro contrario al que sufrió la marca vista bajo la luz de la lámpara estroboscópica, de la posición con la masa m_o a la posición con la masa $m_o + m_e$.

9.- Si el balanceo se hace en dos planos, se repite la operación en la otra chumacera.

10.- Por último se mide el desbalance residual y si está por encima de los valores permisibles dados por la tabla de tolerancias, se repite la operación cuantas veces sea necesario.

REPORTE.

- 1.- Investigue sobre otros métodos de balanceo.
- 2.- Reporte las características y vibración de la máquina a balancear.
- 3.- Elabore la memoria del balanceo dinámico.
- 4.- Reporte la vibración residual en la máquina ya balanceada.

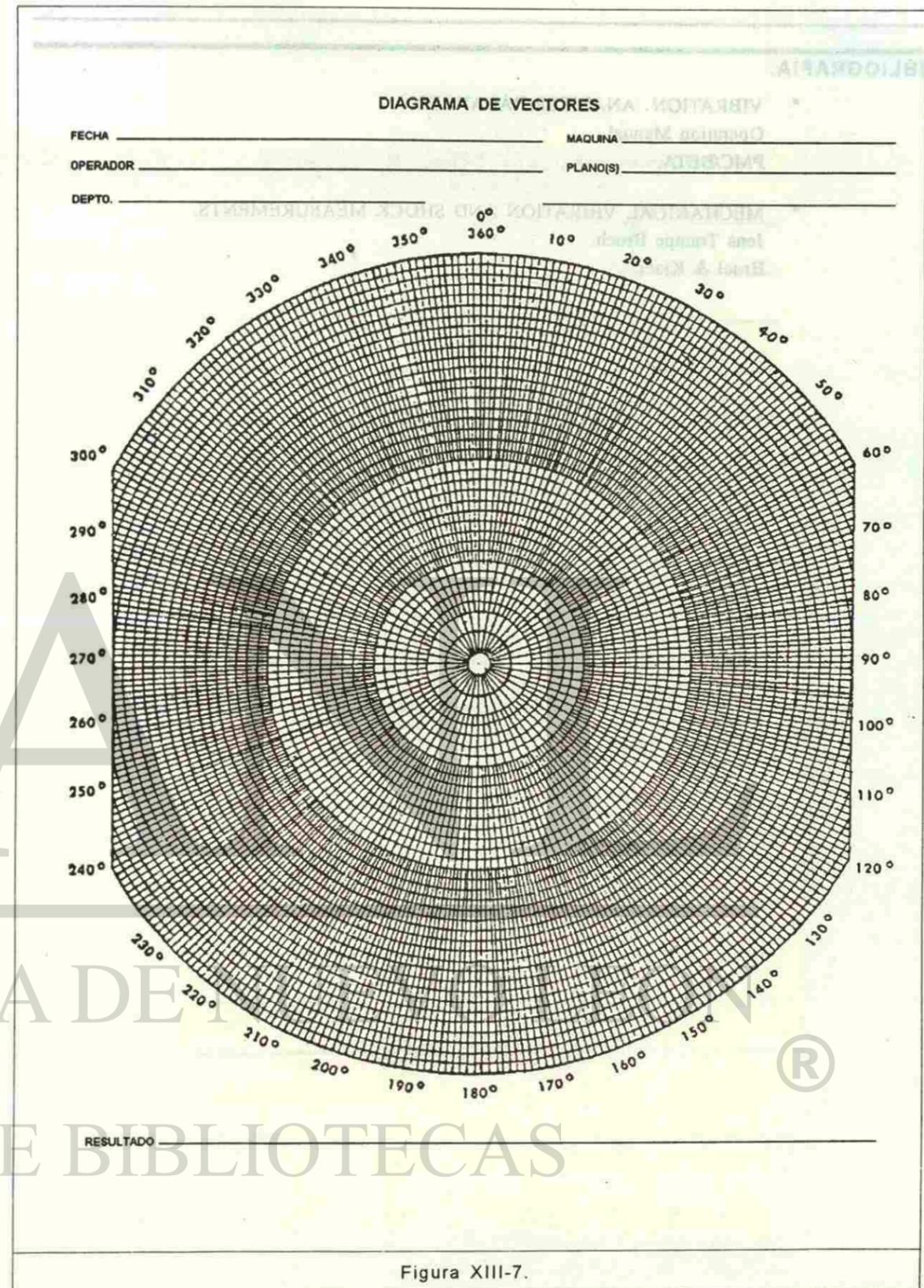
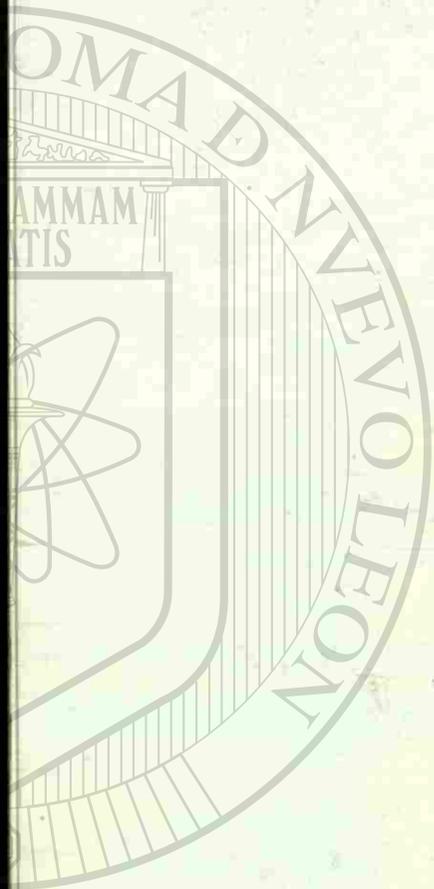


Figura XIII-7.



JUAN

SIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO

CCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECA