VIBRACIONES

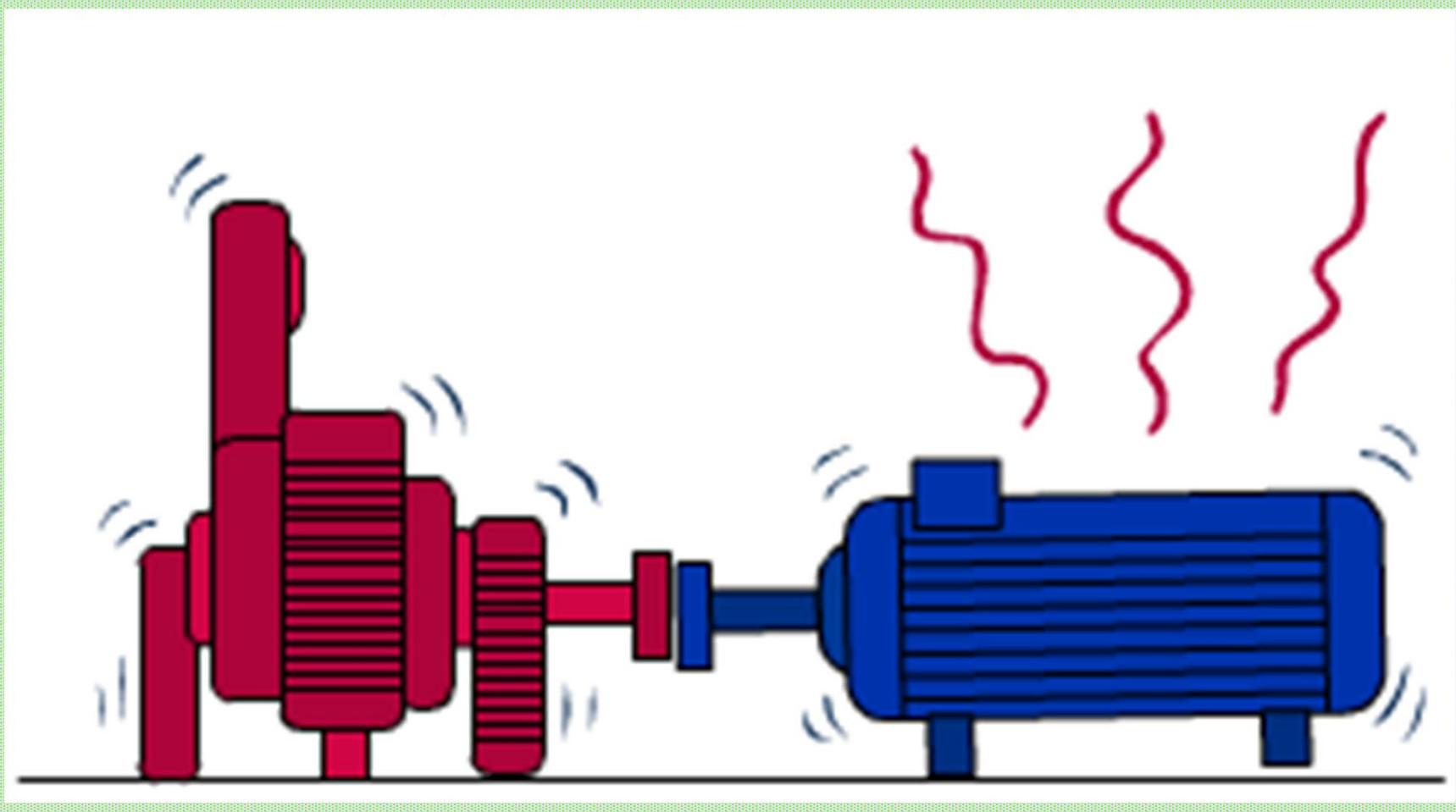
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Ing. Carlos Barrera 2026

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

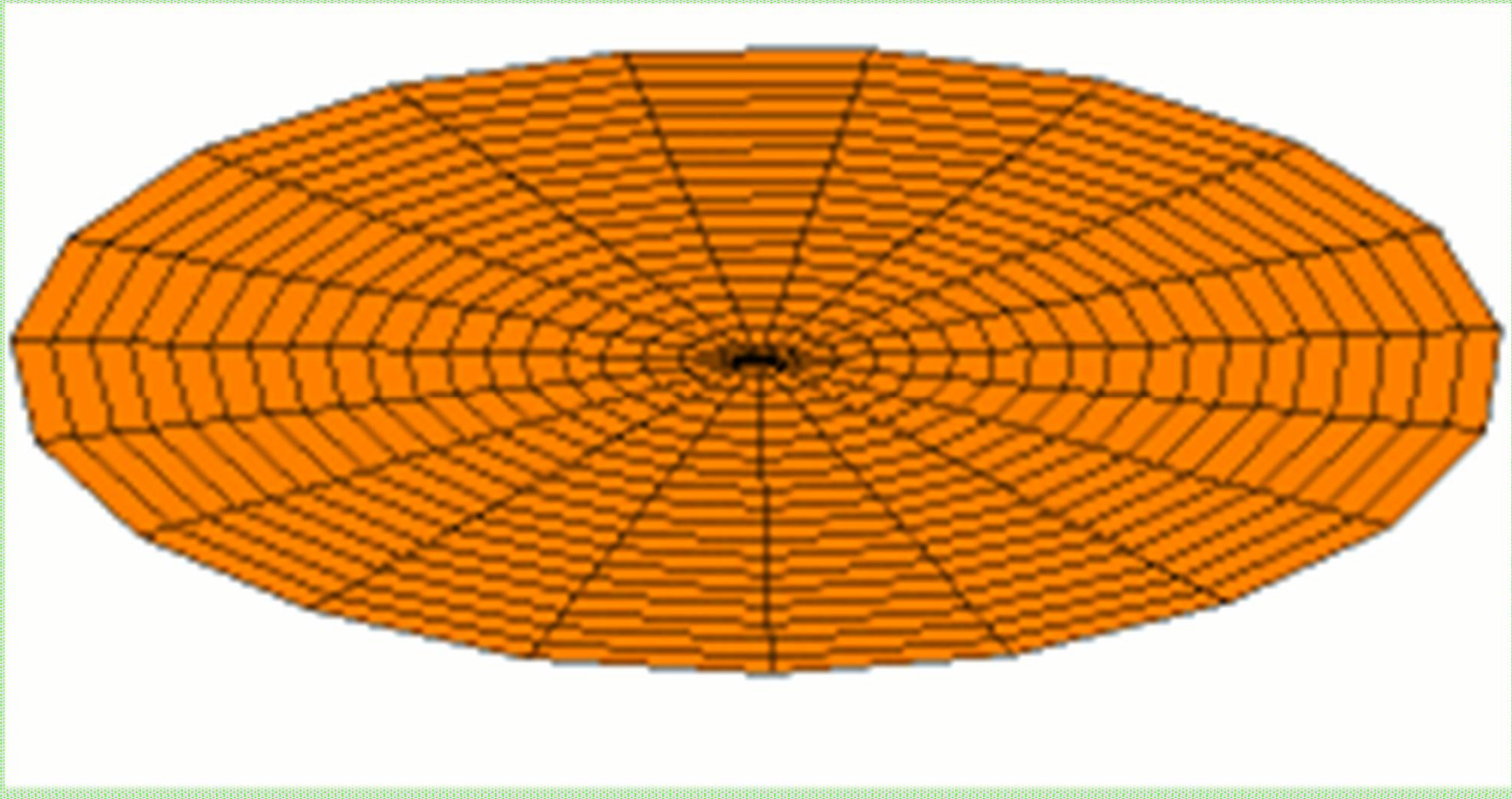


07:44

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



Uno de los posibles modos de vibración de un tambor circular

07:44

VIBRACIÓN: **"Es una oscilación mecánica alrededor de una posición de referencia" . Esta oscilación puede ser periódica o no.**

También puede definirse como: "La respuesta de un sistema a un estímulo interno o externo que hace que este oscile o pulse".

La amplitud vibratoria es directamente proporcional a la fuerza dinámica e inversamente proporcional a la Resistencia Dinámica.

Por ej. Si dos máquinas están sometidas a la misma Fuerza Dinámica, la respuesta de amplitud de la máquina que tiene una Resistencia Dinámica mayor será menor que la de la otra máquina.

La Resistencia Dinámica dentro de una máquina o estructura es proporcional a la rigidez, amortiguación y masa del sistema.

Los sistemas mecánicos al ser sometidos a la acción de fuerzas variables con el tiempo, responden variando sus estados de equilibrio y como consecuencia presentan cambios de configuración que perturban su normal funcionamiento, provocan molestias al personal que los maneja y acortan la vida útil de los mecanismos.

PORQUE VIBRA UNA MAQUINA?

- ***Defectos de diseño*: en el conjunto o sus componentes.**
- ***Defectos o vicios de fabricación*: calidad de materiales, ensamble incorrecto.**
- ***Montaje inicial incorrecto*: falta de nivelación, alineación, etc.**
- ***Mala operación*: desconocimiento, negligencia.**
- ***Incorrecto, deficiente o nulo mantenimiento*.**
- ***Daño accidental*: sobretensiones eléctricas, golpes, sobrepresiones, etc.**

FUENTE DE LAS VIBRACIONES

- Se origina en la oscilación de equipos destinados a transporte, perforación, abrasión, sedimentación.
- Los movimientos rotatorios o alternativos, motores de combustión interna, superficies de rodadura de vehículos.
- Vibración de estructuras.
- Herramientas manuales eléctricas, neumáticas, hidráulicas y en general las asistidas mecánicamente y las que ocasionen golpes.



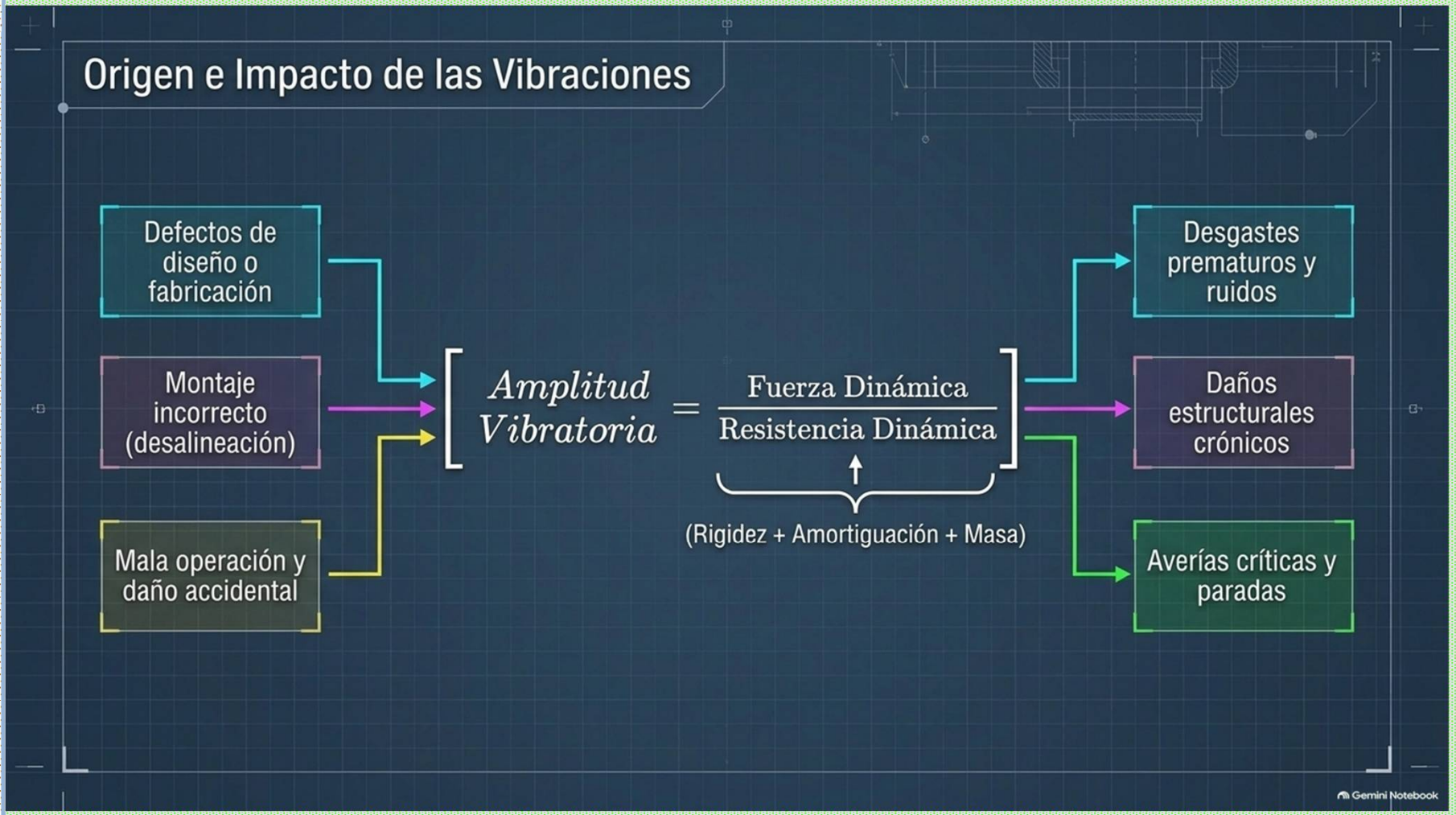




UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

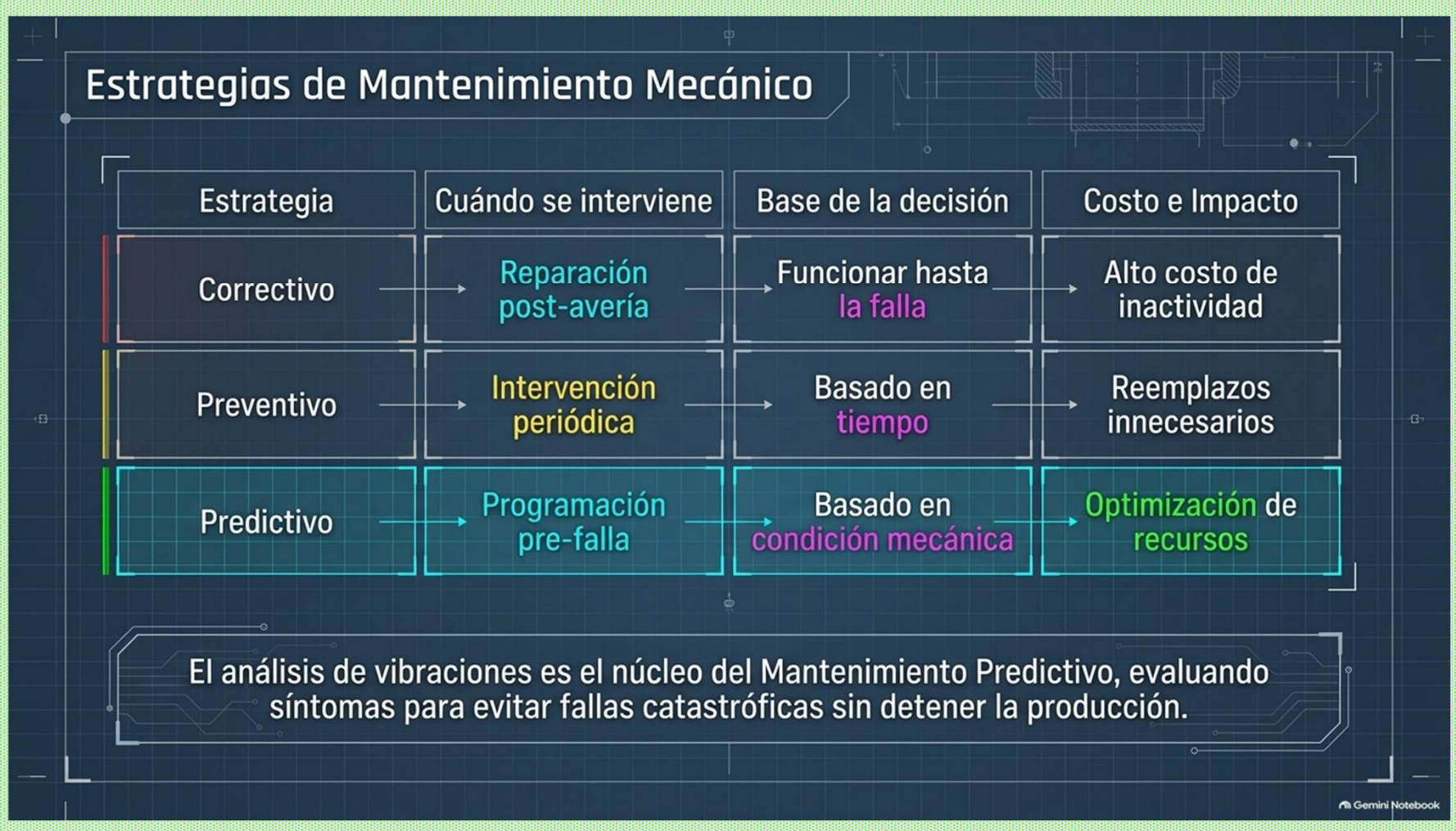


07:44

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



07:44

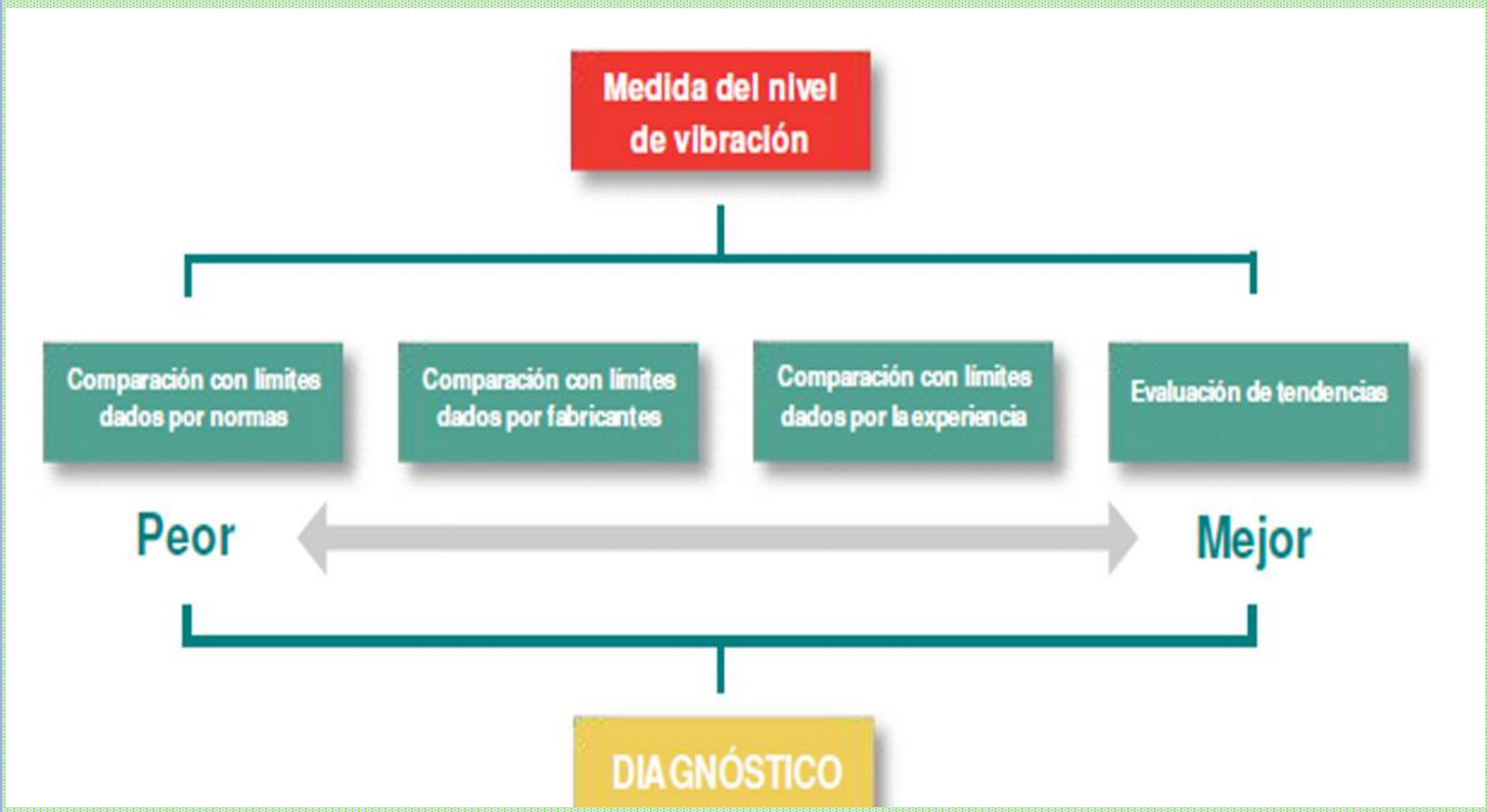
Mantenimiento Mecánico

Las estrategias de mantenimiento pueden ser clasificadas de diferentes formas una de ellas es la que se indica a continuación:

MANTENIMIENTO CORRECTIVO: se le permite a la máquina funcionar hasta la falla. En ese instante se realiza la reparación o reemplazo de ella.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO O BASADO EN TIEMPO: se interviene la máquina periódicamente para inspeccionar y reemplazar componentes, aún cuando la máquina esté operando satisfactoriamente.

MANTENIMIENTO PREDICTIVO O BASADO EN CONDICION: se evalúa la condición mecánica de la máquina y su evolución, mientras ella está funcionando, a través de diversos síntomas que ella emite al exterior. En base a esto se programan las necesidades de mantenimiento cuando se detecta un problema en ella.


Medida del nivel de vibración
Comparación con límites dados por normas
Comparación con límites dados por fabricantes
Comparación con límites dados por la experiencia
Evaluación de tendencias
Peor
Mejor
DIAGNÓSTICO

Establecimiento de las condiciones del programa de monitoreo

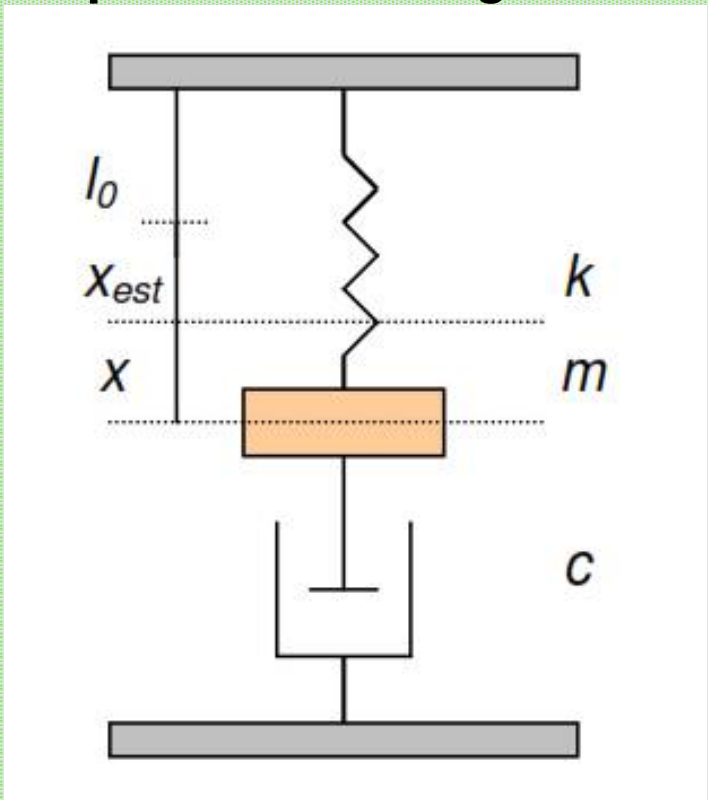
A continuación se enumeran las etapas a considerar en el diseño de un programa de monitoreo. Los detalles de cada etapa dependen del tipo de maquinaria y del impacto que pudieran tener las fallas operativas de las mismas.

Etapa 1. Determinación de las condiciones de monitoreo. Monitoreo periódico o continuo.

Etapa 2. Listado de los equipos a monitorear. Categorización.

Categoría	Resultado de falla
Crítica	Una parada o falla imprevista causa una considerable pérdida de producción.
Interrumpe la producción	Una parada o falla imprevista causa pérdida menores en la producción.
Causa inconvenientes	Genera inconveniente en la operación; pero no interrumpe la producción.
No crítica	La producción no es afectada por una falla o parada.

Supongamos el sistema de la figura, formado por una masa principal m, un elemento recuperador elástico de constante k y un dispositivo amortiguador de constante c.



K: constante de rigidez elástica

m: masa

c: coeficiente de amortiguación

F: resultante de las fuerzas exteriores

l_0 : Longitud inicial del resorte.

x: desplazamiento

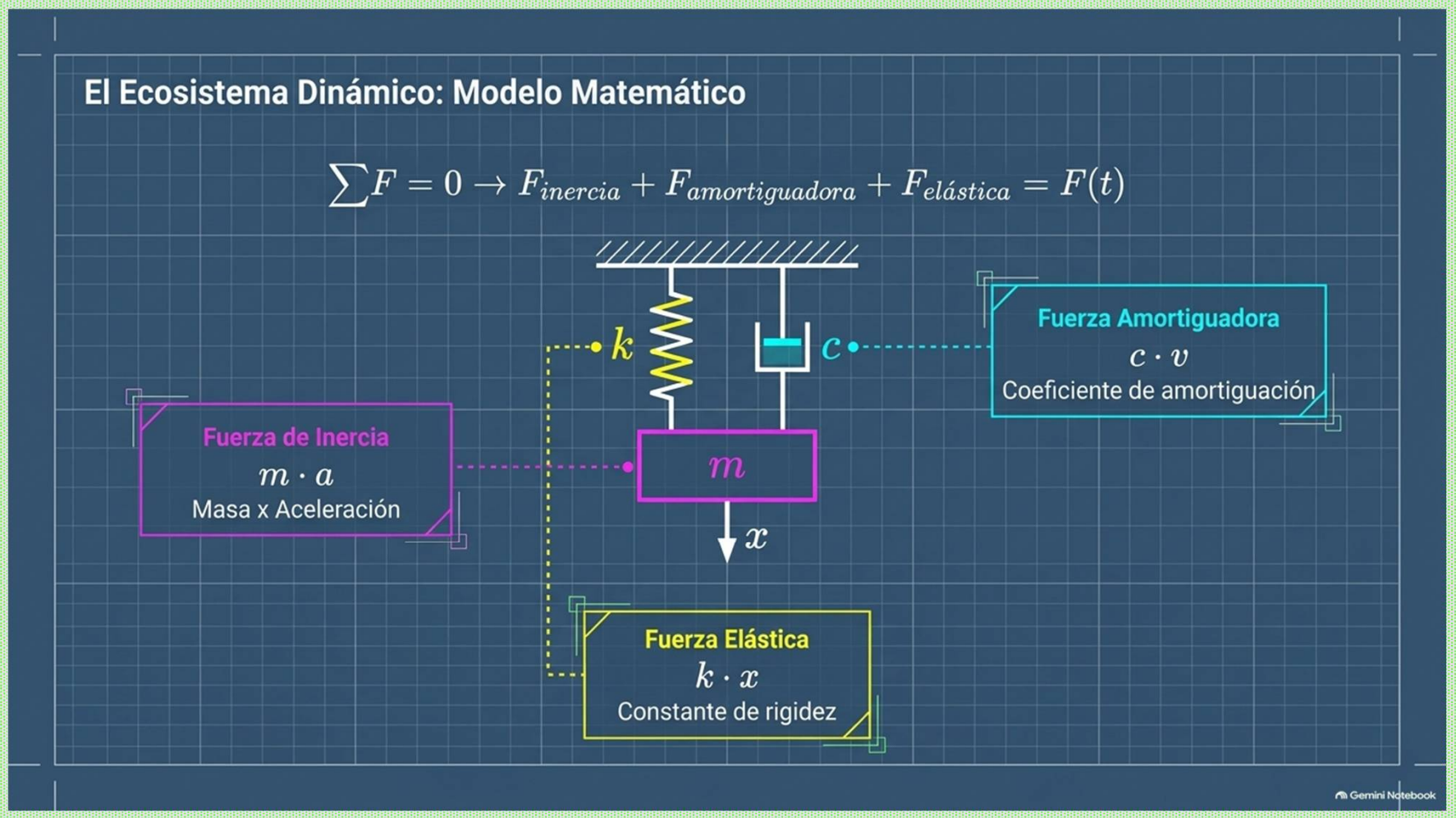
Se consideran las siguientes hipótesis:

La masa está guiada, sin rozamiento, y se permite únicamente desplazamientos verticales. El resorte tiene masa despreciable frente a la masa principal del sistema.

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



07:44

El dispositivo amortiguador tiene sus masas despreciables.

La ecuación de equilibrio dinámico permite determinar la ecuación diferencial del movimiento.

$$mx''+cx'+kx = F$$

Siendo F la fuerza aplicada al sistema

- $-mx''$ •La fuerza de inercia
- $-cx'$ •La fuerza amortiguadora
- $-kx$ •La fuerza elástica

CLASIFICACIÓN DE LAS VIBRACIONES

Las vibraciones son **libres** cuando no existen fuerzas o acciones exteriores directamente aplicadas al sistema a lo largo del tiempo.

Las vibraciones son **forzadas** cuando existen acciones o excitaciones directamente aplicadas al sistema a lo largo del tiempo, además de las fuerzas o momentos internos.

Tanto las vibraciones libres como las forzadas pueden subdividirse, dependiendo de la existencia o no de fuerzas resistentes que amortiguan el movimiento vibratorio, en:

Sin Amortiguamiento: No existe resistencia pasiva al movimiento del sistema.

Con Amortiguamiento: Existen resistencias pasivas al movimiento del sistema, es decir, fuerzas o momentos disipativos que amortiguan el movimiento vibracional.

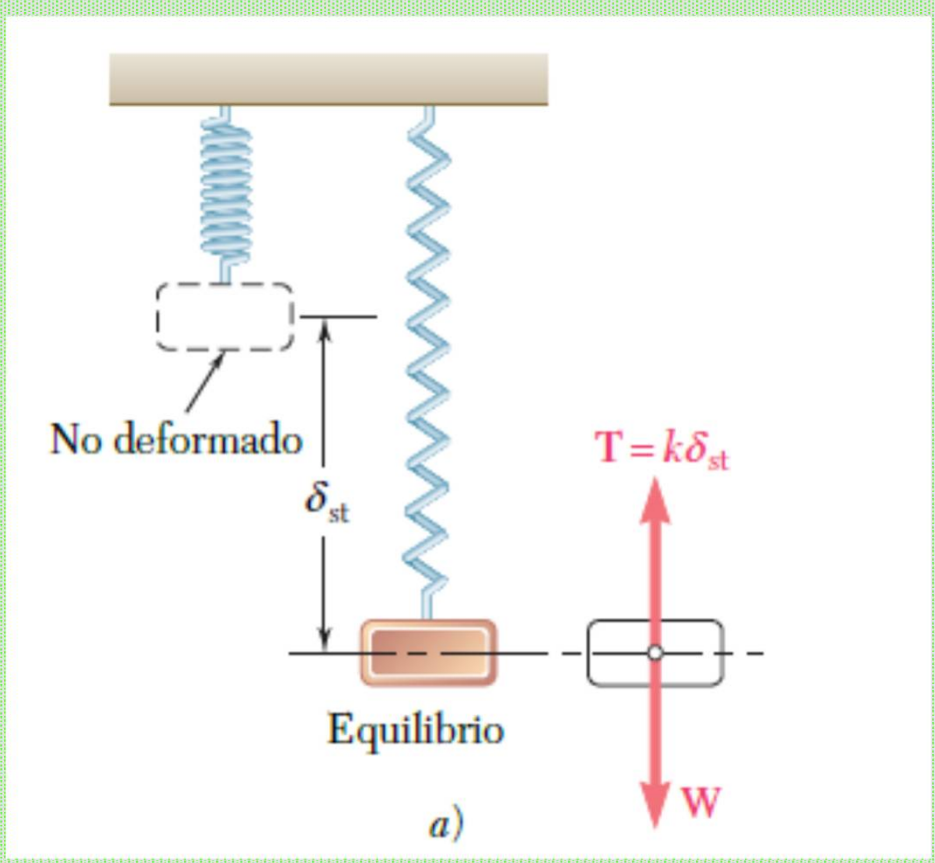
VIBRACIONES SIN AMORTIGUAMIENTO

Supongamos un cuerpo de masa m unido a un resorte de constante k. Cuando el cuerpo está en equilibrio estático, las fuerzas que actúan son su peso W y la fuerza T ejercida por el resorte, de magnitud

$$T = k\delta_{estática}$$

δ_{st} Elongación del resorte

$$W = k\delta_{\text{estática}}$$



Supongamos que el cuerpo se desplaza a una distancia x_m desde su posición de equilibrio y se suelta sin velocidad inicial. Si x_m se ha elegido más pequeña que $\delta_{\text{estática}}$, el cuerpo se moverá alrededor de su posición de equilibrio, se ha generado una vibración de amplitud x_m

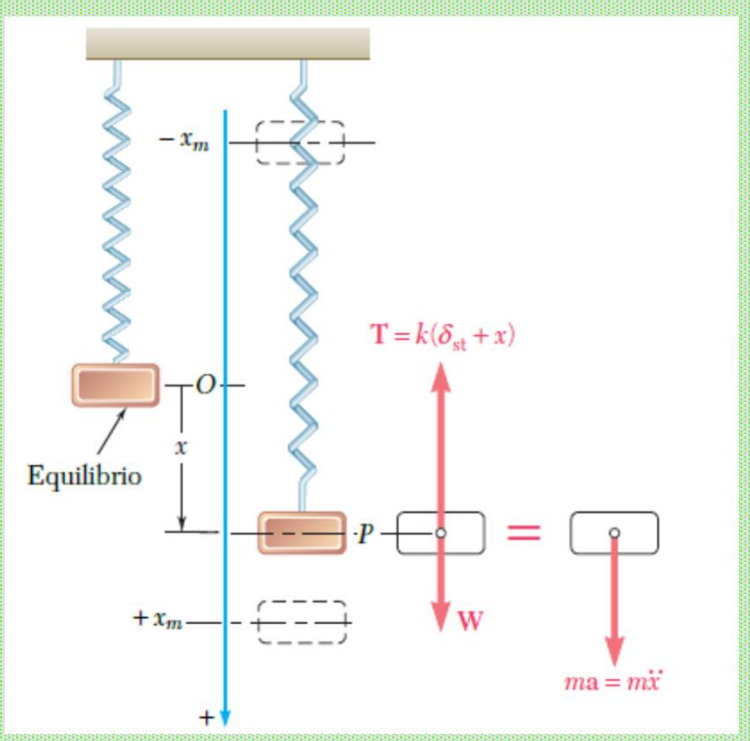
UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Para analizar la vibración, se considerará el cuerpo en una posición P en algún tiempo arbitrario t. Llamando x el desplazamiento OP medido desde la posición de equilibrio O, se ve que las fuerzas que actúan sobre el cuerpo son su peso W y la fuerza T ejercida por el resorte, que tiene una magnitud $T = k(\delta_{estática} + x)$.

Como $W = k\,\delta_{st}$, la magnitud de la resultante F de las dos fuerzas es:



$$F = W - k(\delta_{\text{estática}} + x) = -kx$$

07:44

La resultante de las fuerzas ejercidas sobre el cuerpo es proporcional al desplazamiento, medido desde la posición de equilibrio.

Sustituyendo F en la ecuación fundamental F= m a y recordando que a es la segunda derivada de x con respecto a t, tenemos:

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

El movimiento definido por la ecuación recibe el nombre de MOVIMIENTO ARMÓNICO SIMPLE

Se puede verificar que cada una de las funciones:

$$x_1 = \text{sen}\ (\sqrt{k/m}\,t) \text{ y } x_2 = \cos\ (\sqrt{k/m}\,t)$$

Satisfacen la ecuación, y por lo tanto estas funciones constituyen dos soluciones particulares de la ecuación diferencial.

La solución general se expresa como:

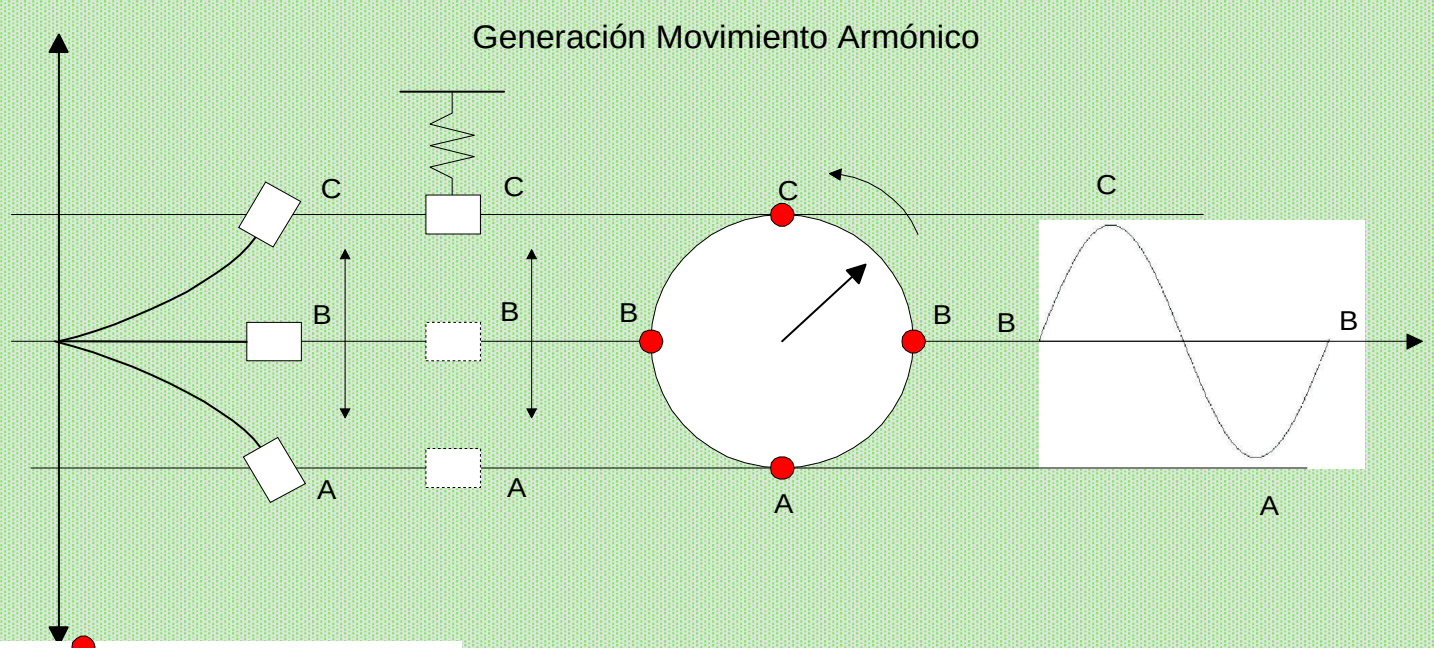
$$x = C_1x_1 + C_2x_2 = C_1\ \text{sen}\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t\right) + C_2\ \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t\right)$$

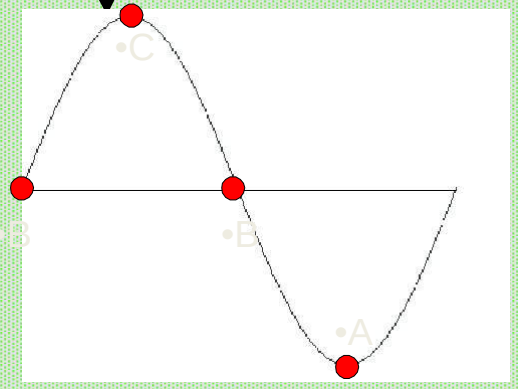
UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

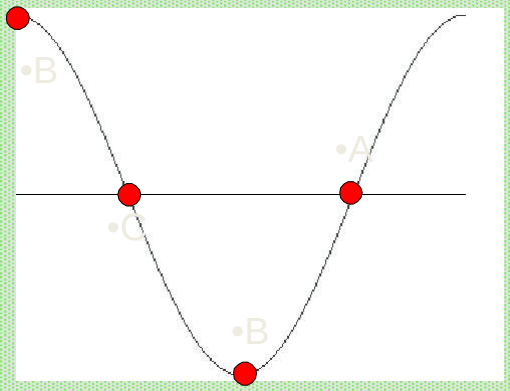
GENERACIÓN DEL MOVIMIENTO ARMÓNICO



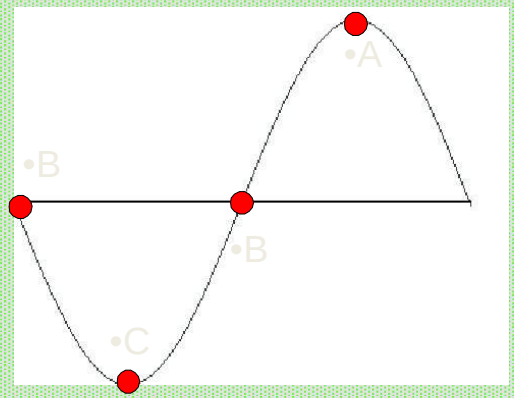


Desplazamiento

$D = x_0.\omega.t$



Velocidad $V = D.\omega\ (90º)$



Aceleración

$A = V.\omega\ (90º)$

07:44

x es una función periódica del tiempo t y representa una vibración de la partícula P.

El coeficiente de t en la expresión se conoce como la FRECUENCIA NATURAL de la vibración y se calcula como:

$$\text{Frecuencia circular natural} = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$x = C_1 \operatorname{sen} \omega_n t + C_2 \cos \omega_n t$$

Esta es la solución general de la ecuación diferencial:

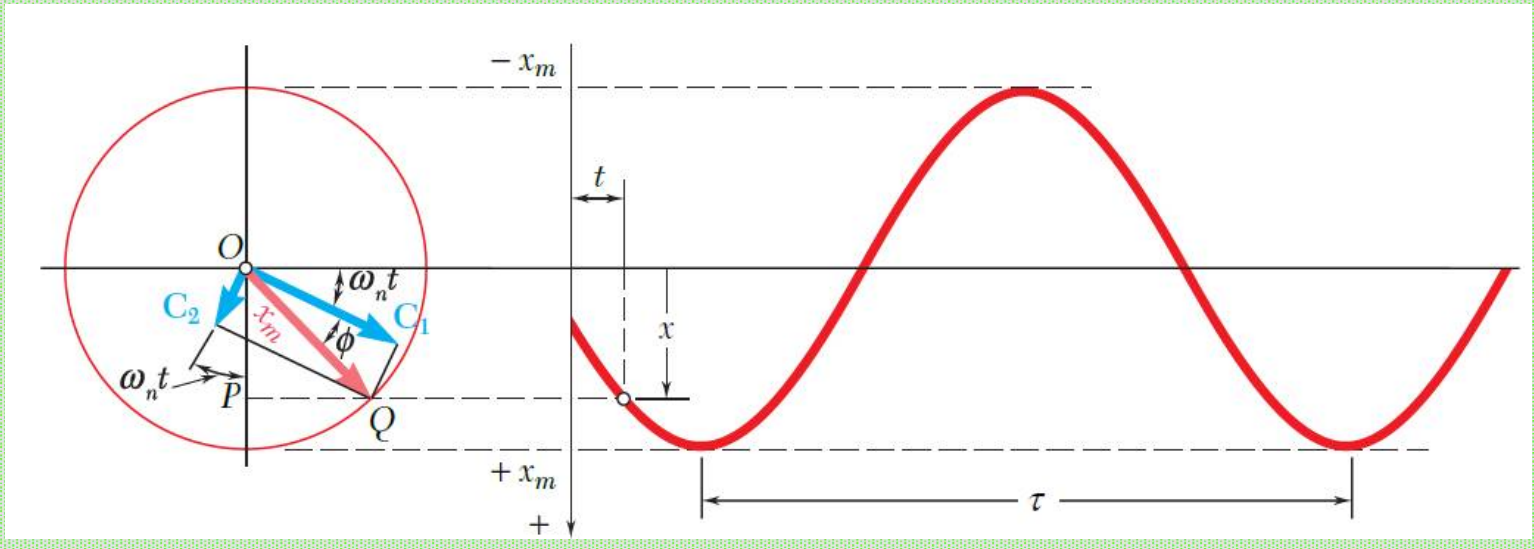
$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0$$

Al diferenciar con respecto a t, obtenemos las expresiones de la velocidad y la aceleración

$$v = \dot{x} = C_1 \omega_n \cos \omega_n t - C_2 \omega_n \operatorname{sen} \omega_n t$$

$$a = \ddot{x} = -C_1 \omega_n^2 \operatorname{sen} \omega_n t - C_2 \omega_n^2 \cos \omega_n t$$

La curva desplazamiento-tiempo se representa de la siguiente manera:



$$\text{Periodo} = \tau_n = \frac{2\pi}{\omega_n}$$

$$\text{Frecuencia natural} = f_n = \frac{1}{\tau_n} = \frac{\omega_n}{2\pi}$$

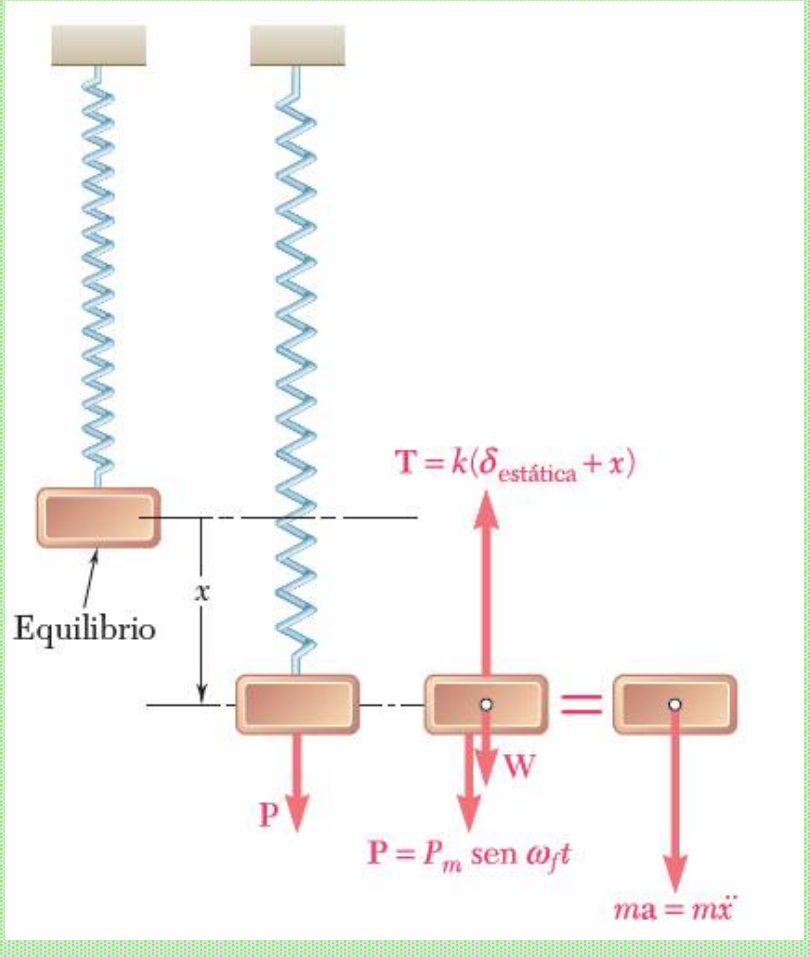
Los valores máximos de la velocidad y la aceleración son:

$$v_m = x_m \omega_n \qquad a_m = x_m \omega_n^2$$

VIBRACIONES FORZADAS

Supongamos un cuerpo de masa m suspendido de un resorte y sujeto a una fuerza periódica P de magnitud $P = P_m$ sen ω_f t donde ω_f es la frecuencia circular de P y se conoce como frecuencia circular forzada del movimiento.

Esta fuerza puede ser una fuerza externa real aplicada al cuerpo o una fuerza centrifuga producida por la rotación de alguna parte desbalanceada del cuerpo. La ecuación de movimiento donde x es el desplazamiento del cuerpo medido desde su posición de equilibrio:



$$+\downarrow \Sigma F = ma: \qquad W - k(\delta_{\text{estática}} + x - \delta_m \operatorname{sen} \omega_f t) = m\ddot{x}$$

$$W = k\delta_{\text{estática}}$$

$$m\ddot{x} + kx = k\delta_m \operatorname{sen} \omega_f t$$

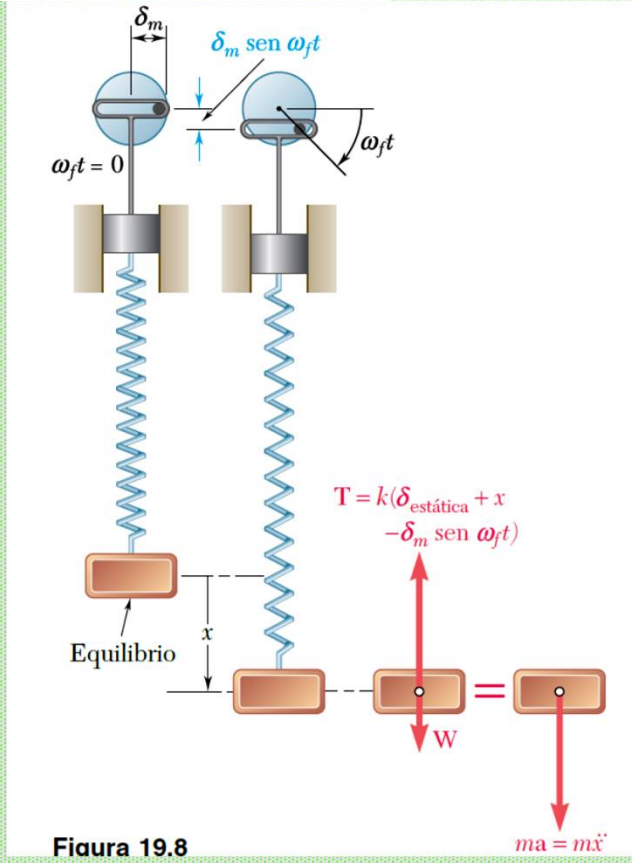


Figura 19.8

Consideremos ahora el caso de un cuerpo de masa m suspendido de un resorte unido a un soporte móvil cuyo desplazamiento es δ. Al medir el desplazamiento x del cuerpo desde la posición de equilibrio estático correspondiente a $\omega_f t = 0$, **la elongación total del resorte en el tiempo t es**

$$\delta_{\text{estática}} + x - \delta_m \operatorname{sen} \omega_f t.$$

La ecuación de movimiento es:

$$+\downarrow \Sigma F = ma: \qquad W - k(\delta_{st} + x - \delta_m \operatorname{sen} \omega_f t) = m\ddot{x}$$

$$m\ddot{x} + kx = k\delta_m \operatorname{sen} \omega_f t$$

Una ecuación diferencial que posee un miembro del lado derecho diferente de cero, se dice que es no homogénea. Su solución general se obtiene al sumar una solución particular de la ecuación dada a la solución general de la ecuación homogénea correspondiente.

La solución particular puede obtenerse al tratar una solución de la forma

$$x_{\text{part}} = x_m \operatorname{sen} \omega_f t$$

$$-m\omega_f^2 x_m \operatorname{sen} \omega_f t + kx_m \operatorname{sen} \omega_f t = P_m \operatorname{sen} \omega_f t$$

$$x_m = \frac{P_m}{k - m\omega_f^2}$$

$$x_m = \frac{P_m/k}{1 - (\omega_f/\omega_n)^2}$$

$$x_m = \frac{\delta_m}{1 - (\omega_f/\omega_n)^2}$$

$$x_{comp} = C_1 \operatorname{sen} \omega_n t + C_2 \cos \omega_n t$$

La solución general es:

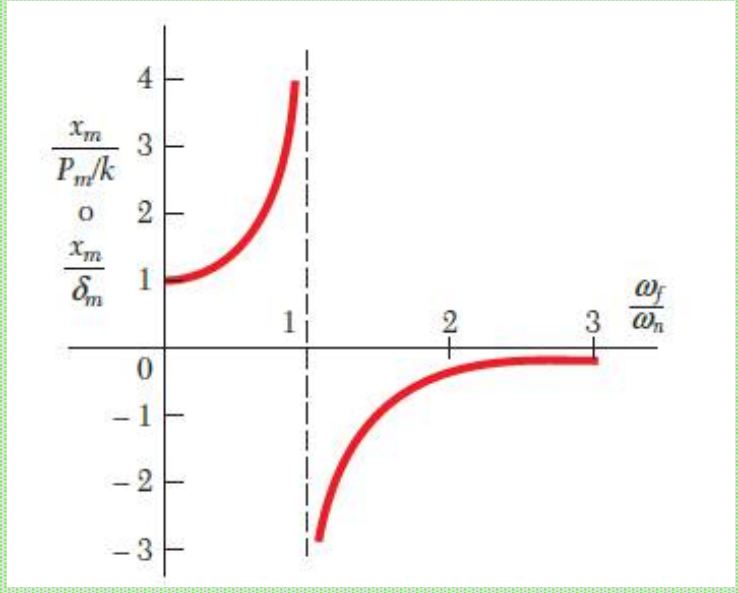
$$x = C_1 \operatorname{sen} \omega_n t + C_2 \cos \omega_n t + x_m \operatorname{sen} \omega_f t$$

Se observa que las vibraciones obtenidas consisten en dos vibraciones superpuestas. Los dos primeros términos representan una vibración libre del sistema. La frecuencia de esta vibración es la frecuencia natural del sistema, la cual depende de la constante k del resorte y la masa m del cuerpo y las constantes C1 y C2 pueden determinarse a partir de las condiciones iniciales. Esta vibración libre se denomina vibración transitoria, ya que en la práctica se ve amortiguada por la fuerza de rozamiento.

El último término representa la vibración de estado estable producida por la fuerza aplicada . Su frecuencia es la frecuencia forzada impuesta por la fuerza y la amplitud depende de la razón de frecuencias.

$$\text{Factor de amplificación} = \frac{x_m}{P_m/k} = \frac{x_m}{\delta_m} = \frac{1}{1-(\omega_f/\omega_n)^2}$$

En la figura se ha graficado el factor de amplificación en función de la razón de frecuencia.



VIBRACIONES AMORTIGUADAS

VIBRACIONES LIBRES

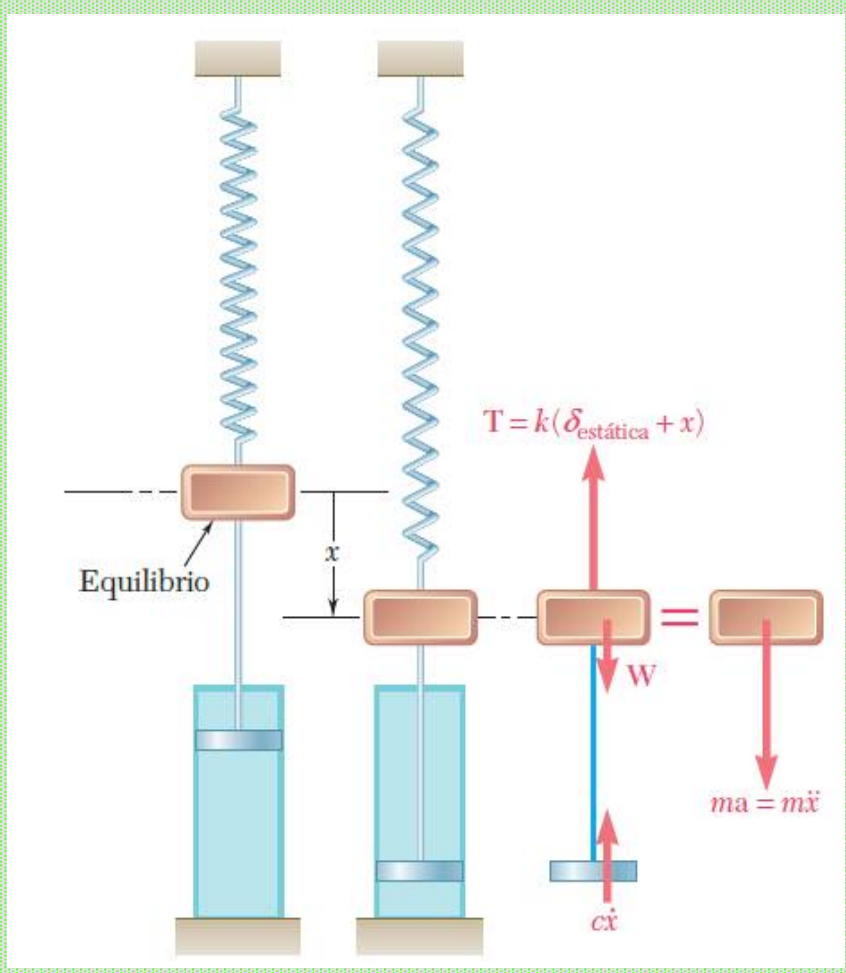
En general, todas las vibraciones se amortiguan gracias a las fuerzas de rozamiento. Estas fuerzas pueden deberse a fricción seca, entre cuerpos rígidos, a fricción fluida cuando un cuerpo rígido se mueve en un fluido o a fricción interna entre las moléculas de un cuerpo.

Un tipo de amortiguamiento interesante es el amortiguamiento viscoso ocasionado por el rozamiento de un fluido a velocidades bajas y moderadas.

Consideremos un cuerpo de masa m suspendido de un resorte de constante k, y que el cuerpo está conectado al émbolo de un amortiguador.

La magnitud de la fuerza de rozamiento que ejerce el fluido sobre el émbolo es igual a c*x, donde la constante c se conoce como coeficiente de amortiguamiento viscoso.

La ecuación de movimiento es:



$$+\downarrow \Sigma F = ma: \qquad W - k(\delta_{st} + x) - c\dot{x} = m\ddot{x}$$

$$W = k\delta_{st}$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

$$x = e^{\lambda t}$$

La ecuación característica:

$$m\lambda^2 + c\lambda + k = 0$$

Las raíces:

$$\lambda = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}$$

Al definir el coeficiente de amortiguamiento crítico, como el valor de c que hace que el radical se iguale a cero, tenemos

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m} = 0$$

$$c_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n$$

Se pueden distinguir tres casos diferentes de amortiguamiento, dependiendo del valor del coeficiente c:

Sobreamortiguamiento o amortiguamiento fuerte: c> c_c. Las raíces de la ecuación característica son reales y distintas y la solución general de la ecuación diferencial es:

$$x = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t}$$

Esta solución corresponde a un movimiento no vibratorio. El sistema vuelve a su posición de equilibrio después de un tiempo finito.

Amortiguamiento crítico:

La ecuación característica tiene una doble raíz $\lambda = -c_c/2m = -\omega_n$

La solución general es

$$x = (C_1 + C_2 t)e^{-\omega_n t}$$

El movimiento que se obtiene es no vibratorio. Estos sistemas vuelven a su posición de equilibrio en el tiempo más corto posible sin oscilación.

Subamortiguamiento o amortiguamiento débil $c<c_c$. Las raíces de la ecuación son complejas y conjugadas y la solución general es de la forma:

$$x = e^{-(c/2m)t}(C_1 \operatorname{sen} \omega_d t + C_2 \cos \omega_d t)$$

$$\omega_d^2 = \frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \left(\frac{c}{c_c}\right)^2}$$

Donde la constante c/c_c se conoce como el factor de amortiguamiento.

La solución general de la ecuación

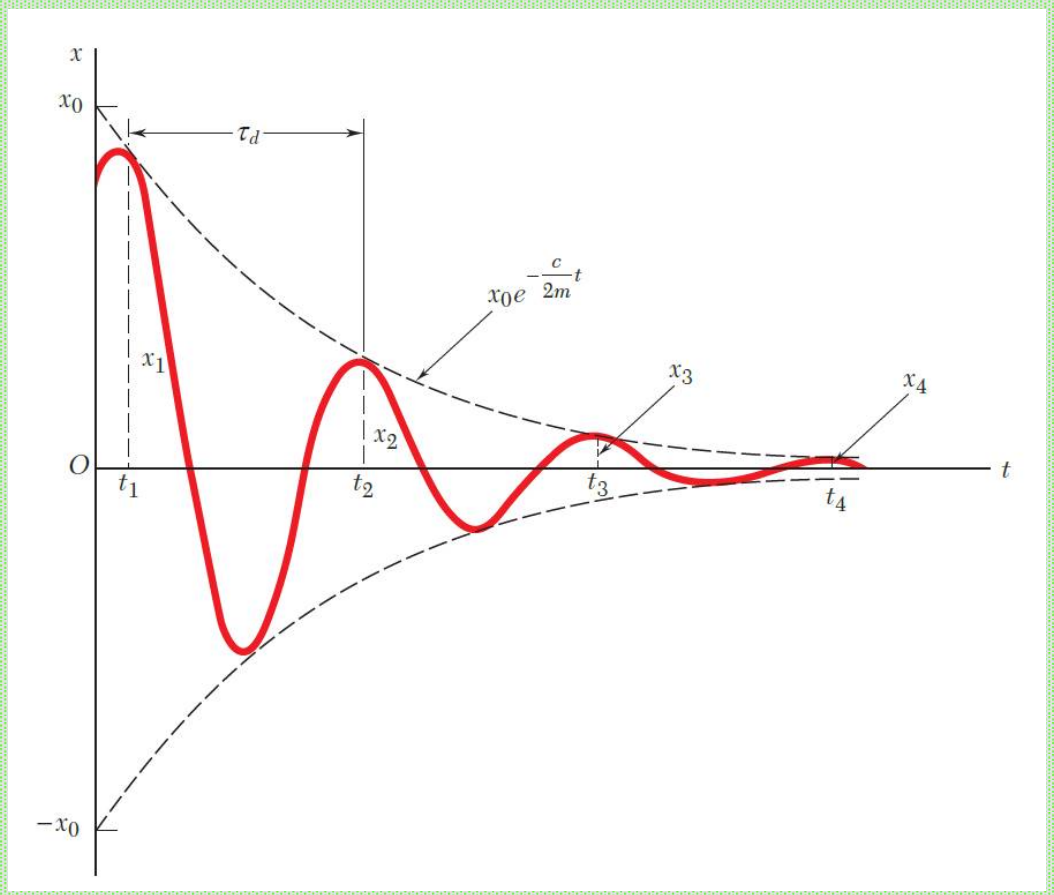
$$x = x_0 e^{-(c/2m)t} \operatorname{sen} (\omega_d t + \phi)$$

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

El movimiento definido por la ecuación es vibratorio con amplitud decreciente. El intervalo de tiempo

$$\tau_d = 2\pi/\omega_d$$

que separa dos puntos sucesivos donde la curva definida por la ecuación toca una de las curvas límite que se muestra en la figura se conoce como el período de vibración amortiguada.



VIBRACIONES FORZADAS

Si el sistema está sujeto a una fuerza periódica P de magnitud $P = P_m$ sen $\omega_f t$, la ecuación de movimiento se convierte en:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_m \operatorname{sen} \omega_f t$$

La solución general se obtiene al sumar una solución particular a la solución general de la ecuación homogénea.

La solución particular está dada por:

$$x_{\text{part}} = x_m \operatorname{sen} (\omega_f t - \varphi)$$

$$-m\omega_f^2 x_m \operatorname{sen} (\omega_f t - \varphi) + c\omega_f x_m \cos (\omega_f t - \varphi) + kx_m \operatorname{sen} (\omega_f t - \varphi) = P_m \operatorname{sen} \omega_f t$$

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

$$c\omega_f x_m = P_m \operatorname{sen} \varphi$$

$$(k - m\omega_f^2)\, x_m = P_m \cos \varphi$$

$$[(k - m\omega_f^2)^2 + (c\omega_f)^2]\, x_m^2 = P_m^2$$

$$x_m = \frac{P_m}{\sqrt{(k - m\omega_f^2)^2 + (c\omega_f)^2}} \qquad \tan \varphi = \frac{c\omega_f}{k - m\omega_f^2}$$

1

$$\frac{x_m}{P_m/k} = \frac{x_m}{\delta_m} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega_f/\omega_n)^2]^2 + [2(c/c_c)(\omega_f/\omega_n)]^2}}$$

$$\tan \varphi = \frac{2(c/c_c)(\omega_f/\omega_n)}{1 - (\omega_f/\omega_n)^2}$$

07:44

La fórmula 1 expresa el factor de amplificación en función de la razón de frecuencias y del factor de amortiguamiento.

Se usa para determinar la amplitud de la vibración de estado estable producida por una fuerza aplicada de magnitud. $P = P_m$ sen ω_f t.

La fórmula siguiente define la diferencia de fase entre la fuerza aplicada y la vibración de estado estable resultante del sistema amortiguado.

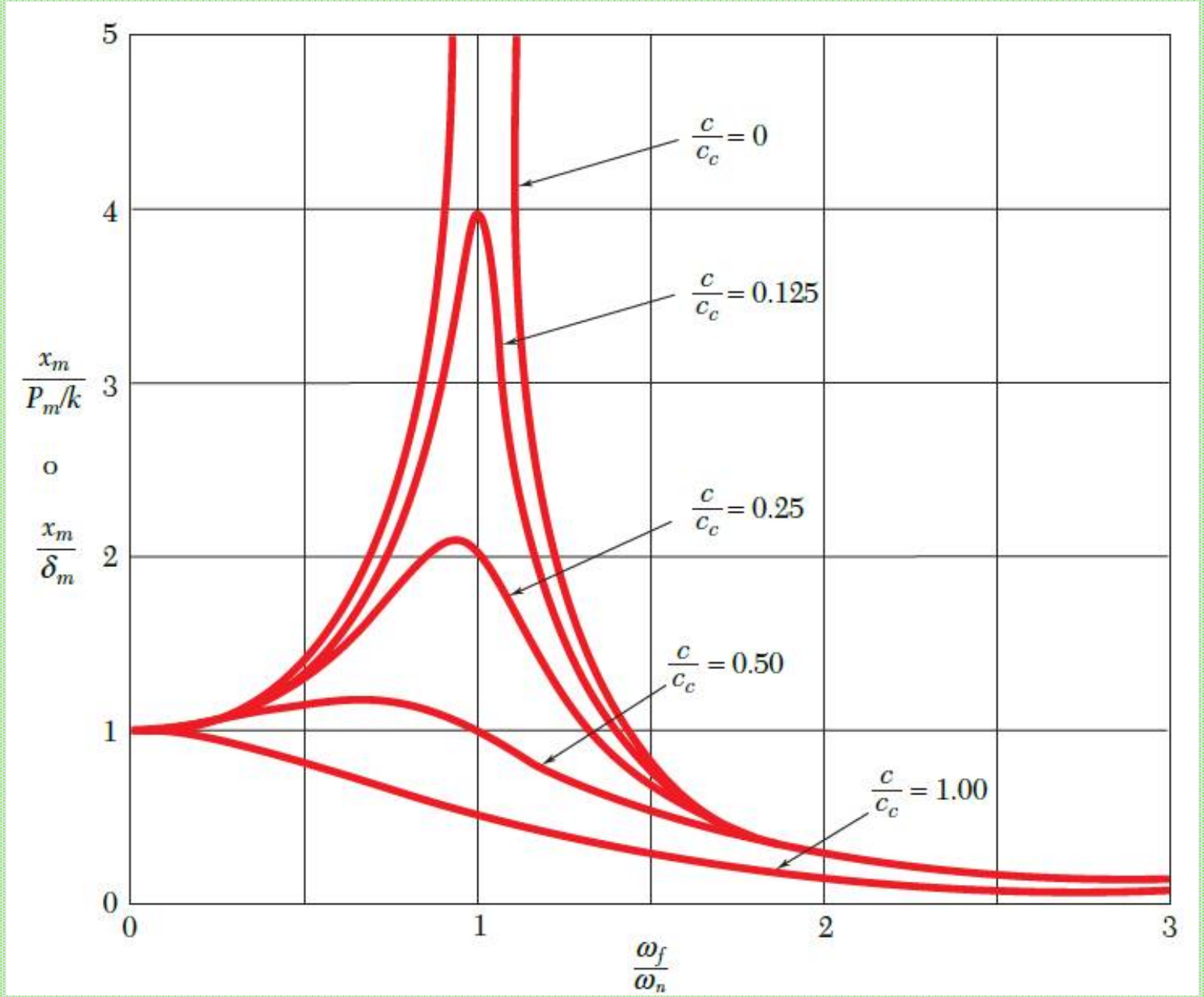
El factor de amplificación se ha graficado en función de la razón de frecuencias para diferentes valores del factor de amortiguamiento.

Se observa que la amplitud de una vibración forzada puede mantenerse pequeña al elegir un alto coeficiente de amortiguamiento viscoso c o al mantener alejadas las frecuencias natural y forzada.

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



07:45

La Vibración genera:

- Desgastes
- Averías
- Ruidos

Su análisis permite:

- Daños estructurales
- Aumento de la vida útil.
- Bajar los tiempos de parada de máquina.
- Resolución de problemas estructurales, de diseño.
- Eliminación de problemas crónicos


Espectro de Parámetros y Aplicaciones
Desplazamiento
Velocidad
Aceleración
Baja Frecuencia
Anormalidades en turbomaquinaria.
Reconocimiento de patrones lentos.
(mils / micras)
Media Frecuencia
(Indicador primario)
Desbalanceo, desalineación, holgura mecánica, resonancias, fricciones.
(pulg/s / mm/s)
Alta Frecuencia
Detección prematura.
Contacto metal-metal, rodamientos, engranajes, cavitación.
(G o m/s²)
Gemini Notebook

Desplazamiento

•Es la distancia recorrida por el objeto vibrante, medida desde su posición de reposo hasta su máximo alejamiento. Es expresada en mils o milipulgadas, o en micras o milésimas de milímetro.

•Es importante para reconocer patrones que están a muy baja frecuencia. Los picos de vibración que están al comienzo del espectro son mejor resaltados.

•Esta es una medida especial para hallar anormalidades en turbomaquinaria.

Velocidad

•Es la rapidez con la que el objeto vibrante cubre el desplazamiento.

•Se expresa en unidades de pulgada por segundo (pulg/s), o milímetros por segundo (mm/s). Permite reconocer la mayoría de los patrones de fallas primarias y de otros componentes cuando están en un estado evidente.

• Por ejemplo desbalanceo, desalineación, holgura mecánica, fricciones abrasivas, resonancias, pulsaciones, engranajes de pocos dientes, sistema de poleas, aspas de bombas y ventiladores.

•Esta variable de velocidad es importante para resaltar picos de bajas y medias frecuencias.

Aceleración

•Es el cambio de velocidad entre la posición de reposo y el punto máximo de desplazamiento. En ambos puntos la velocidad es cero y la aceleración máxima.

•Es expresada en (o m/s2, medida que indica cuantas fuerzas de gravedad experimenta el elemento vibrante en los procesos de aceleración y desaceleración.

•La medida en aceleración permite reconocer patrones asociados a contactos metal-metal y fricciones abrasivas, problemas en engranajes, cavitación, entre otros.

•Esta variable resalta picos de vibración de medias y altas frecuencias, y es muy utilizada para la detección prematura de fallas en soportes, rodamientos, y otros componentes como engranajes.

Análisis de Fourier

- Hasta ahora hemos observado que la superpoción de varios movimientos ondulatorios simples produce una señal compleja.

- Una serie de Fourier es una serie infinita que converge puntualmente a una función continua y periódica.

- Las series de Fourier constituyen la herramienta matemática basada en el análisis de funciones periódicas a través de la descomposición de dicha función en una suma infinitesimal de funciones senoidales mucho más simples (como combinación de senos y cosenos con frecuencias enteras).

- Es una aplicación usada en muchas ramas de la ingeniería, sus áreas de aplicación incluyen análisis vibratorio, acústica, óptica, procesamiento de imágenes, procesamiento de señales y compresión de datos.

Principios de la adquisición Digital de Datos y del Análisis Espectral

Los recolectores de datos y los analizadores en tiempo real están basados en la adquisición digital de datos y en el análisis espectral o frecuencia basado en la Transformada de Fourier.

Transformada de Fourier

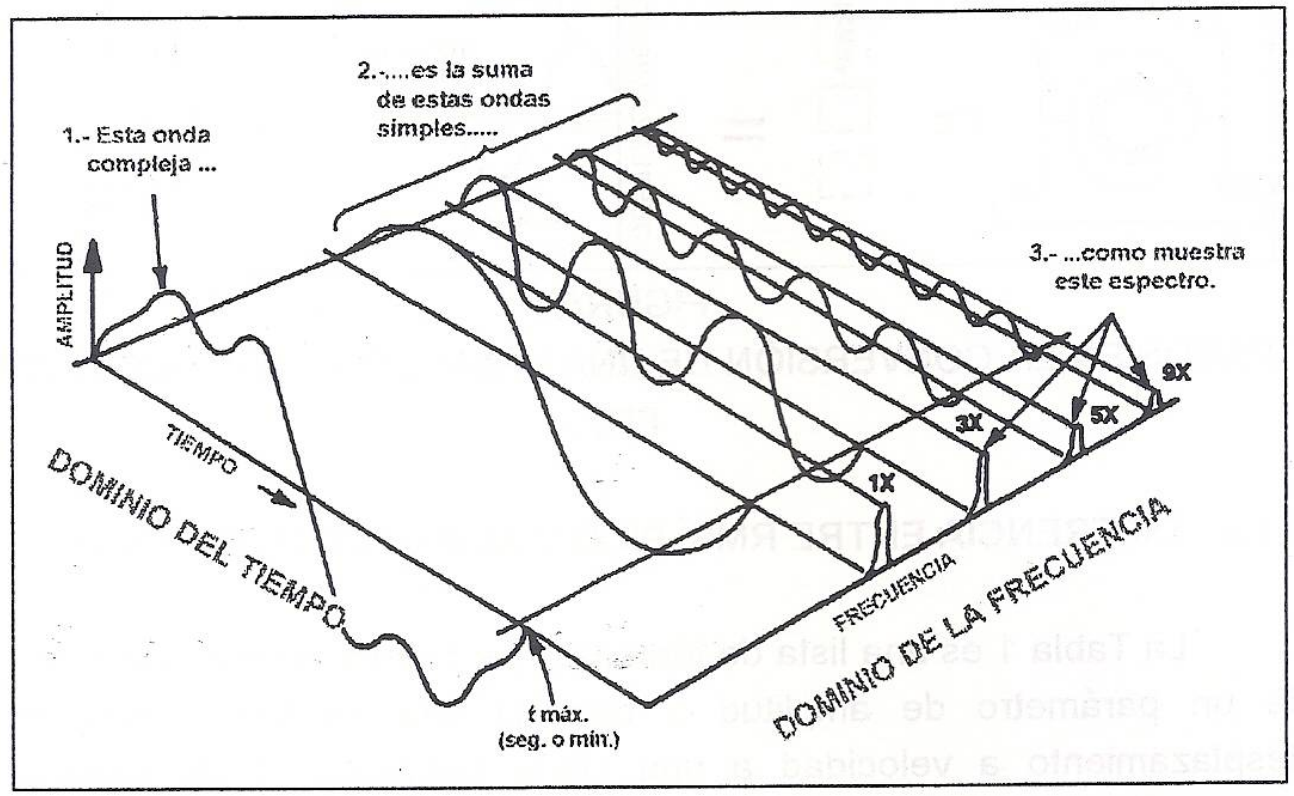
Es una función matemática que permite obtener a partir de la forma de la vibración u onda en el tiempo, la conexión matemática entre el dominio tiempo y el dominio frecuencia y viceversa. Permite, conocida una señal en el tiempo calcular su espectro característico.

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

La mayor parte de las vibraciones son combinaciones complejas de diferentes formas de onda. La figura muestra como la onda total está compuesta de una serie de ondas más pequeñas, cada una de ellas correspondiendo a una frecuencia individual (1X rpm, 2X rpm, etc.



Fourier comprobó que cualquier onda compleja real puede ser separada en componentes de ondas sinusoidales simples.

07:45

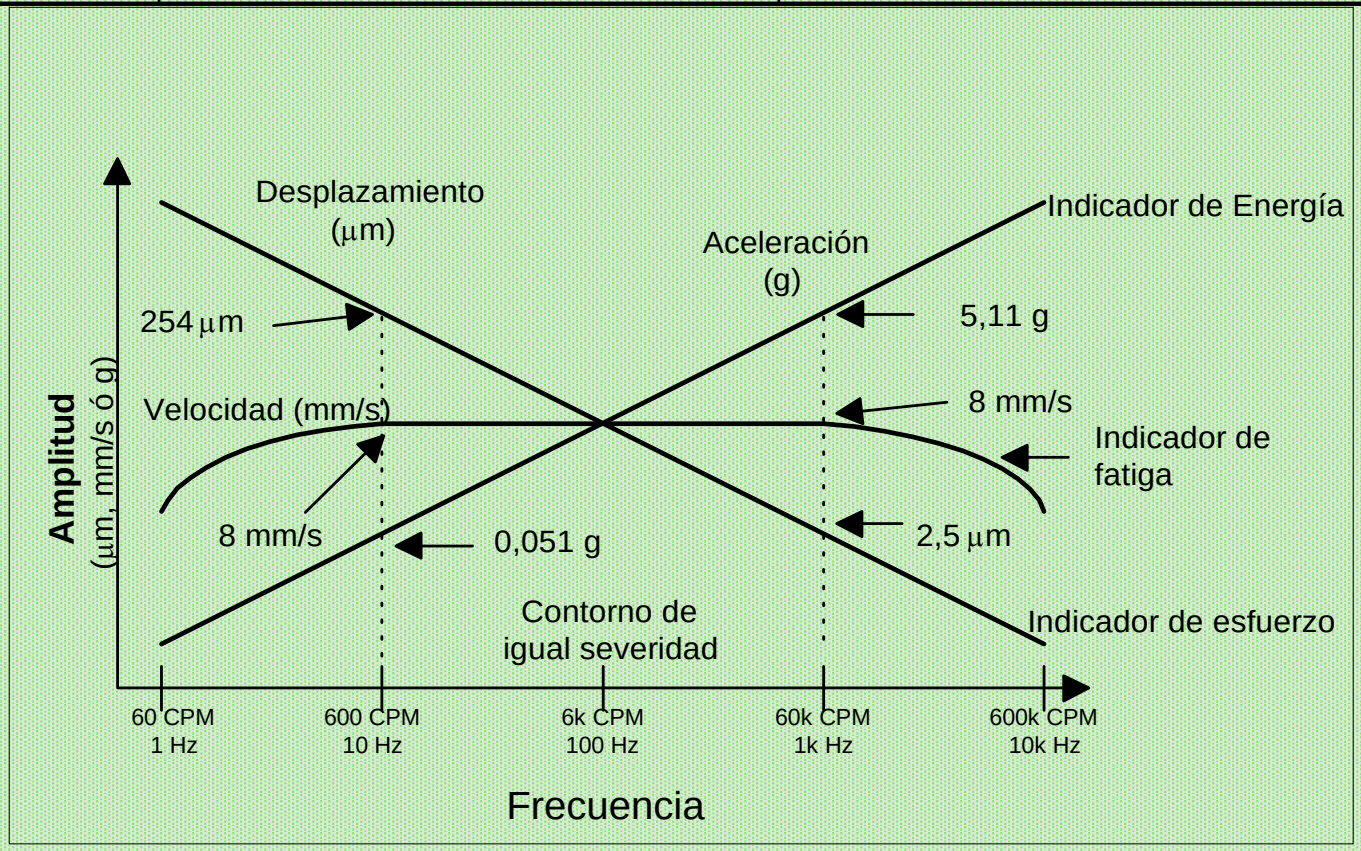
UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

USO DE PARAMETROS

Unidades	Según ISO 1000	Inglesas
Desplazamiento	m, mm, μm	mils (milesima parte de pulgada)
Velocidad	m/s, mm/s, ($m.s^{1}$, $mm.s^{-1}$)	mils/s (mils.s-1)
Aceleración	m/s^2 (ms^{-2})	g (Nota: 1g = 9,81 m/s^2)



07:45

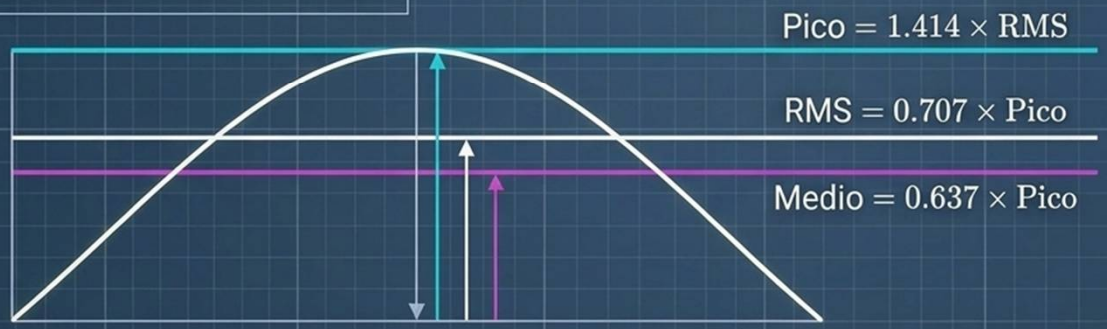
Relaciones de Amplitud y Forma de Onda

Descomposición de Fourier

Cualquier onda compleja real puede separarse en componentes sinusoidales simples.



Geometría de la Señal



$$\text{Factor de Cresta} = \frac{Pico}{RMS}$$

$$\text{Factor de Forma} = \frac{RMS}{Medio}$$

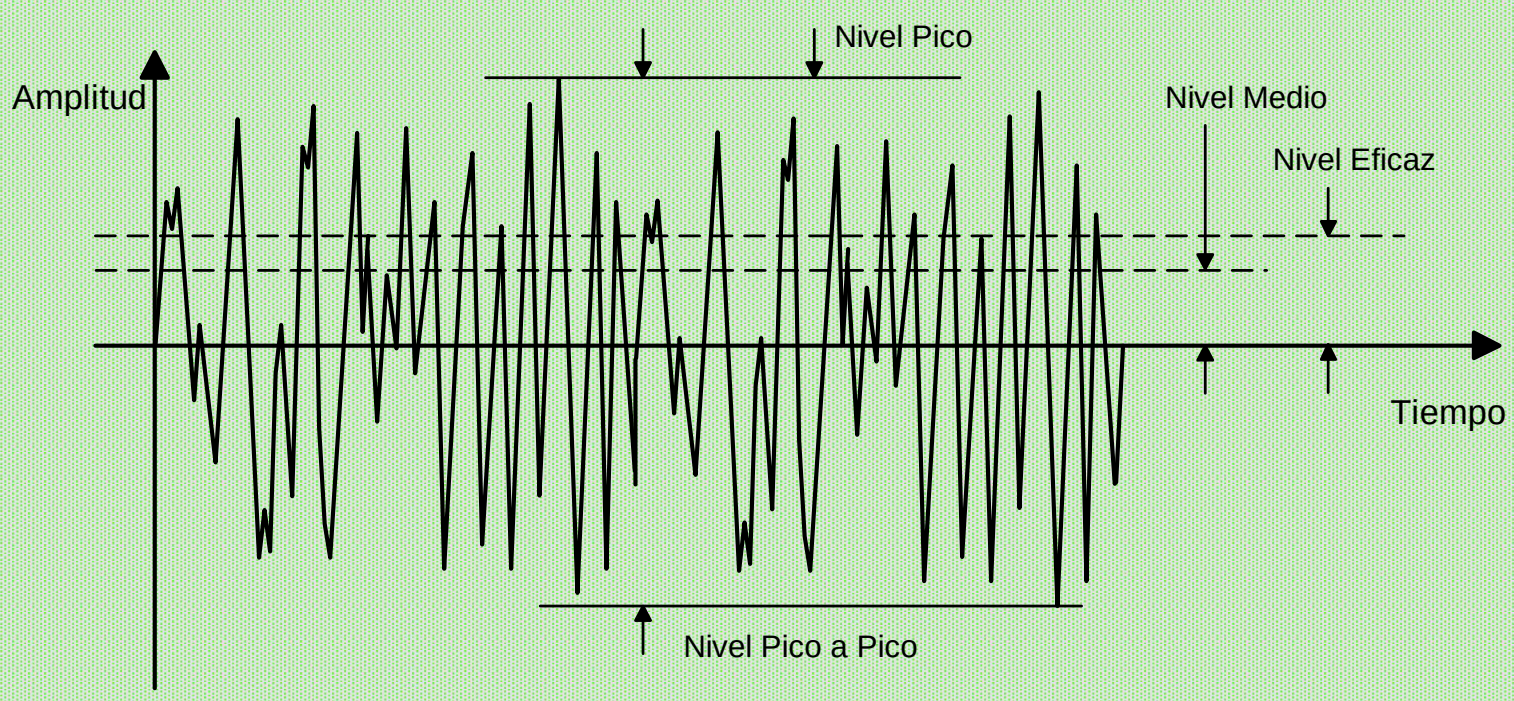
Gemini Notebook

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

RELACIONES DE AMPLITUD



rms= 0,707 x pico = 1,11 x medio

pico = 1,414 x rms = 1,57 x medio

medio = 0,637 x pico = 0,9 rms

Factor de cresta = Pico / rms

Factor de forma = rms / Medio

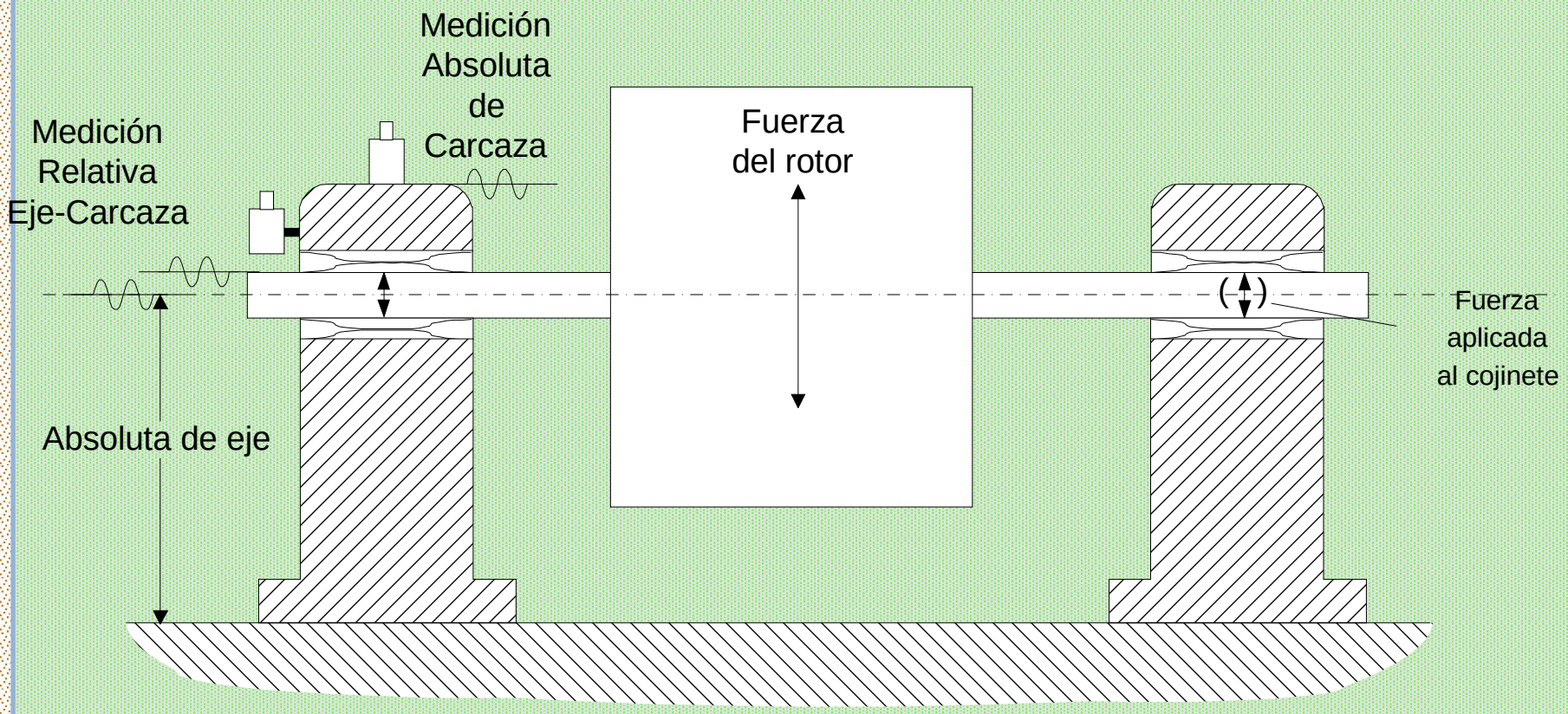
07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

MEDICIÓN

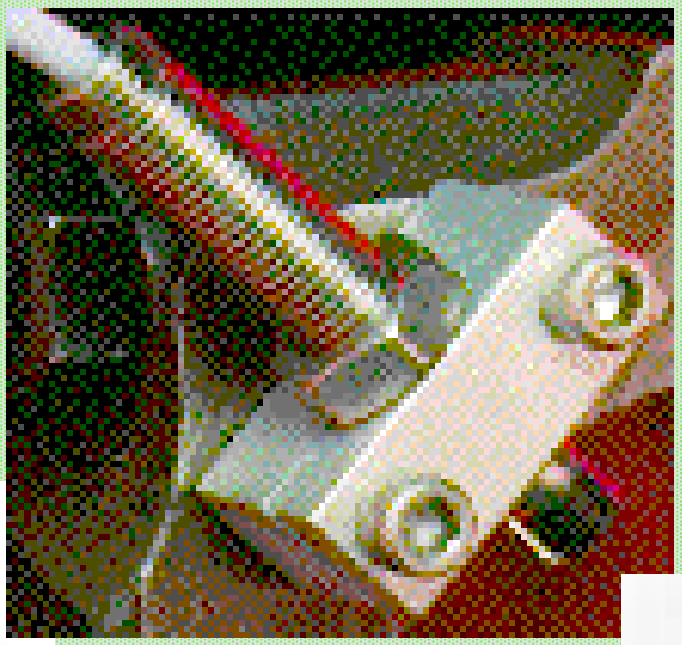


07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS







07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN

La medición de la Vibración se puede definir como el estudio de las oscilaciones mecánicas de un sistema dinámico. Las mediciones de vibración deben ser hechas con la finalidad de producir datos que ayuden a obtener conclusiones del sistema bajo prueba. Estos datos pueden ser usados para minimizar o eliminar la vibración, y por tanto eliminar el ruido.

Un sistema de medición y procesamiento de señales de vibración por computadora, está formado por:

Los transductores de vibraciones son los encargados de transformar las vibraciones en señales eléctricas.

Un sistema de acondicionamiento de señal, el cual se encarga de recoger las diferentes señales, amplificarlas y llevarlas a los niveles de tensión aceptados por el sistema de adquisición de datos.

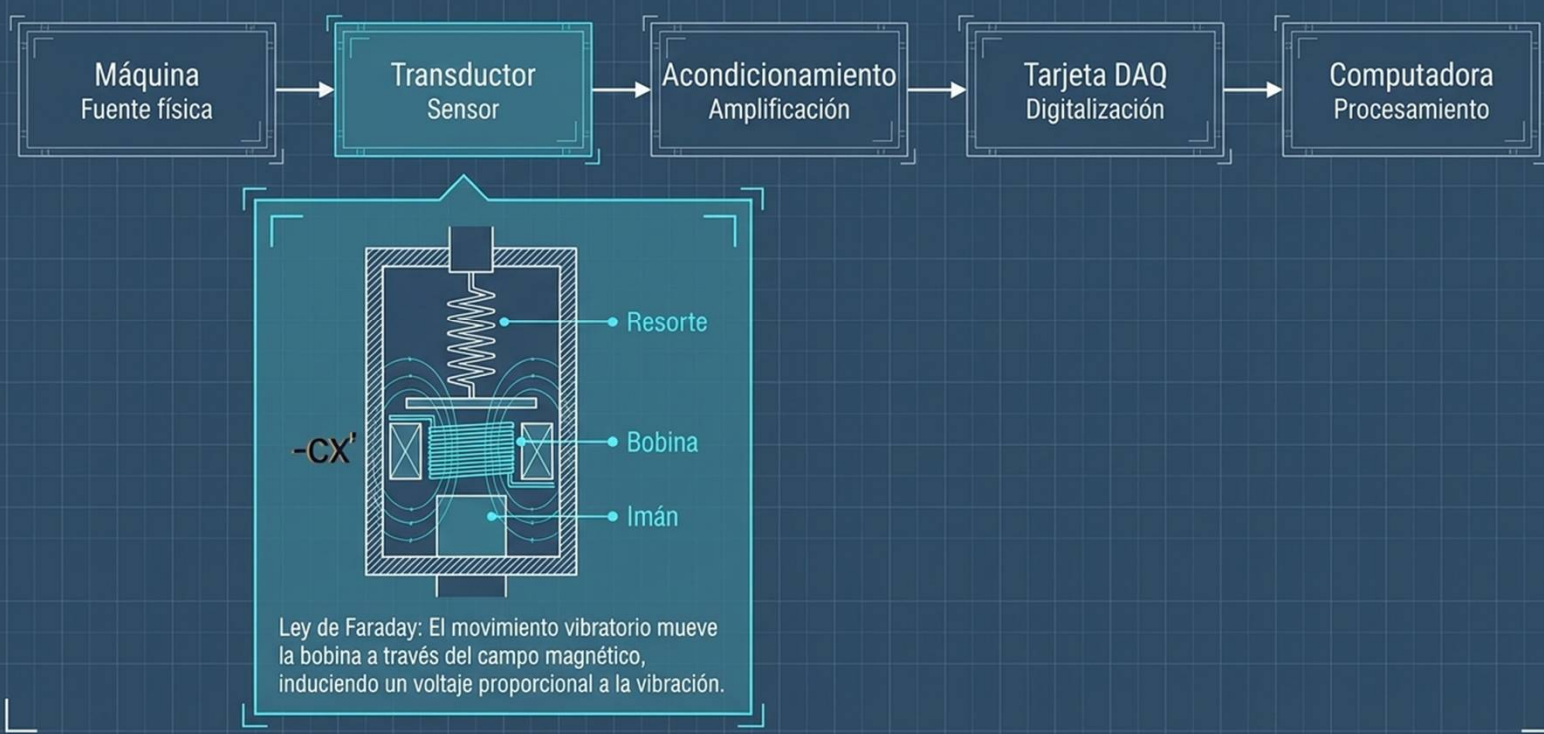
La tarjeta de adquisición de datos, la cual se encarga de digitalizar la señal, y la introduce a la computadora donde se realiza el procesamiento de la información.

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Arquitectura del Sistema de Medición





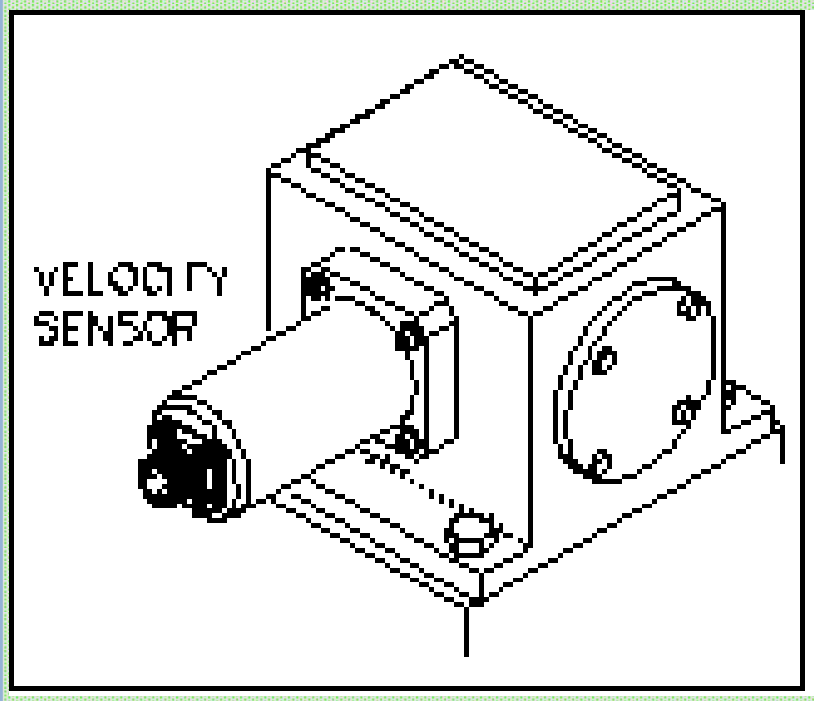
07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Sensores de velocidad





Los sensores de velocidad son utilizados para mediciones baja y media frecuencia. Ellos son útiles para la supervisión de vibración y balanceo, en la operación de maquinas rotantes.

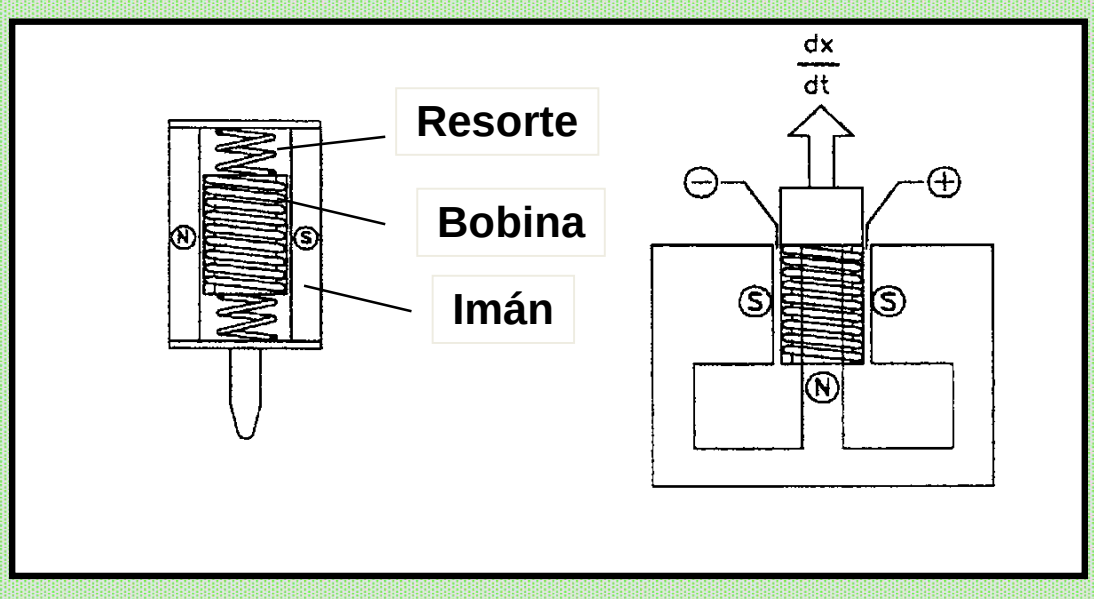
UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

SENSORES

Cuando una bobina se mueve a través de un campo magnético, se induce un voltaje en los extremos de la bobina. Cuando la bobina se mueve a través del campo magnético por el movimiento vibratorio, se produce una señal de voltaje que representa la vibración.



07:45

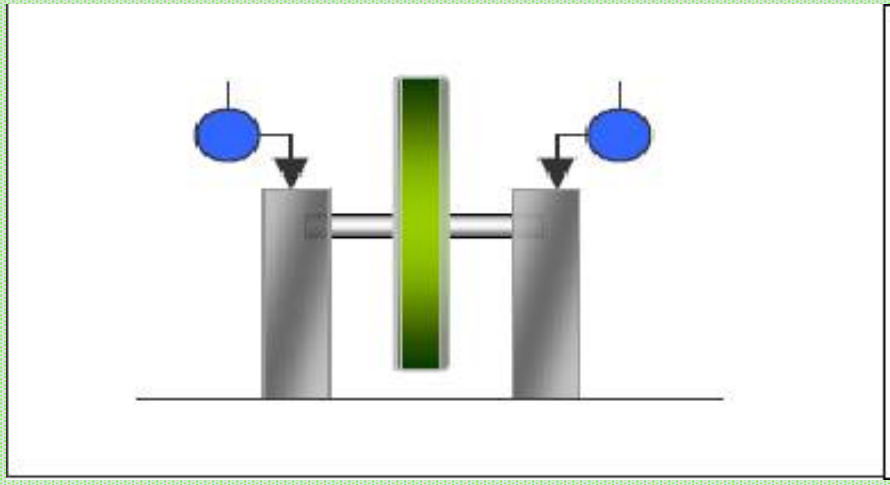
- ***ISO 3945***: *Mechanical vibration of large rotating machines with speed range from 10 to 200 rev/seg. Basis for specifying evaluation standards.*
- ***ISO 3945***: *Mechanical vibration of large rotating machines with speed range from 10 to 200 rev/seg. Measurement and evaluation of vibration severity in situ.*
- ***ISO 2373***: *Mechanical vibration of certain rotating electrical machinery with shaft heights between 80 and 400 mm.- Measurement and evaluation of the vibration severity.*

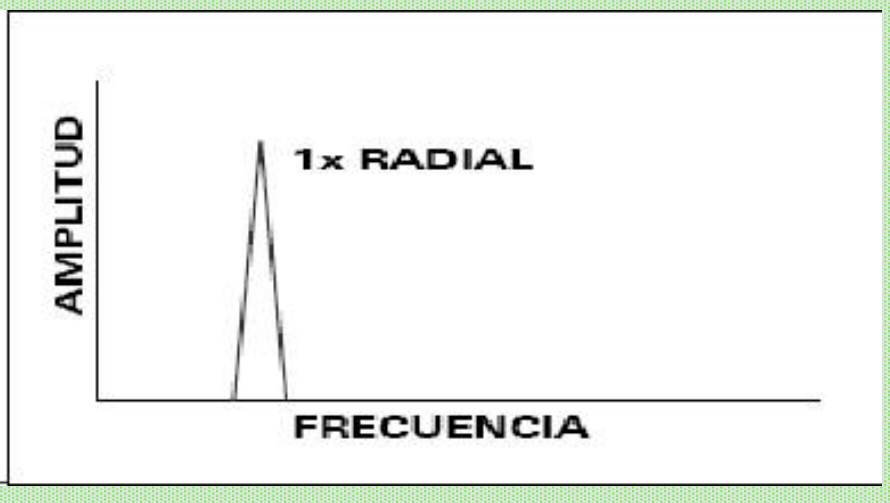
- ***ISO 10816***: *Mechanical vibration. – Evaluation of machine vibration by by measurement on non-rotating parts.*
- ***VDI 2063*** : *Measurement and evaluation of mechanical vibrations of reciprocating piston engines and piston compressors.*
- ***ISO 8579***: *Acceptance code for gears – Determination of mechanical vibration of gears units during acceptance testing.*

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



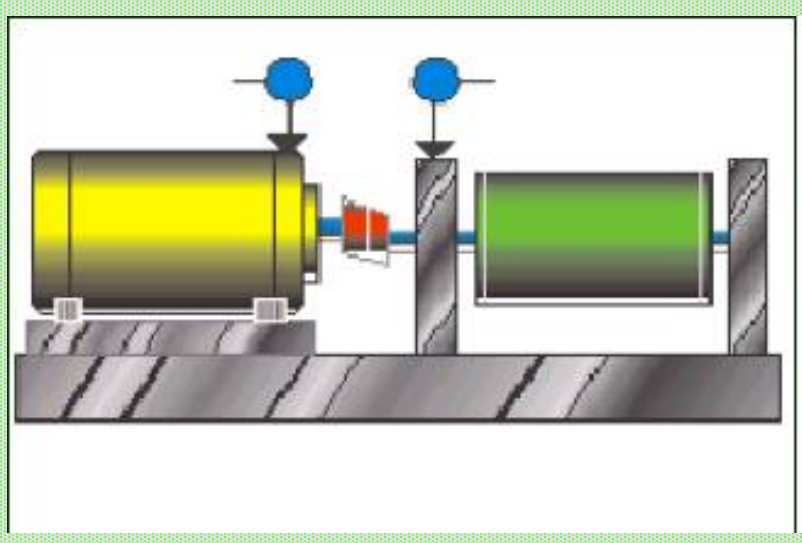


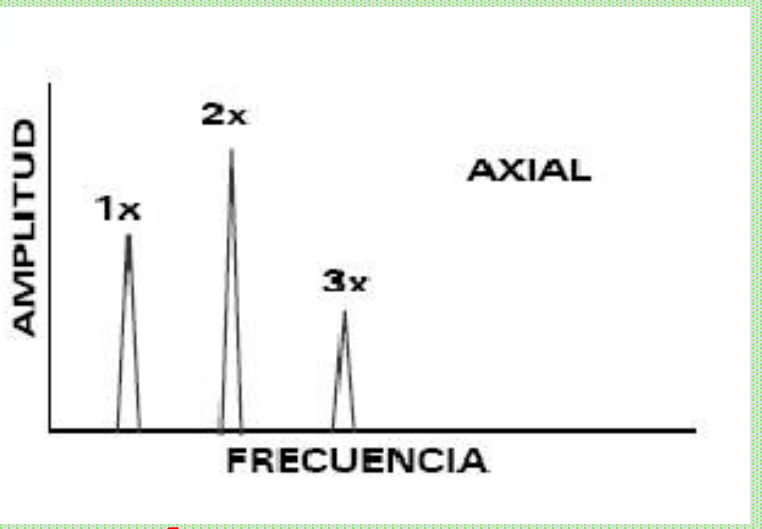
07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

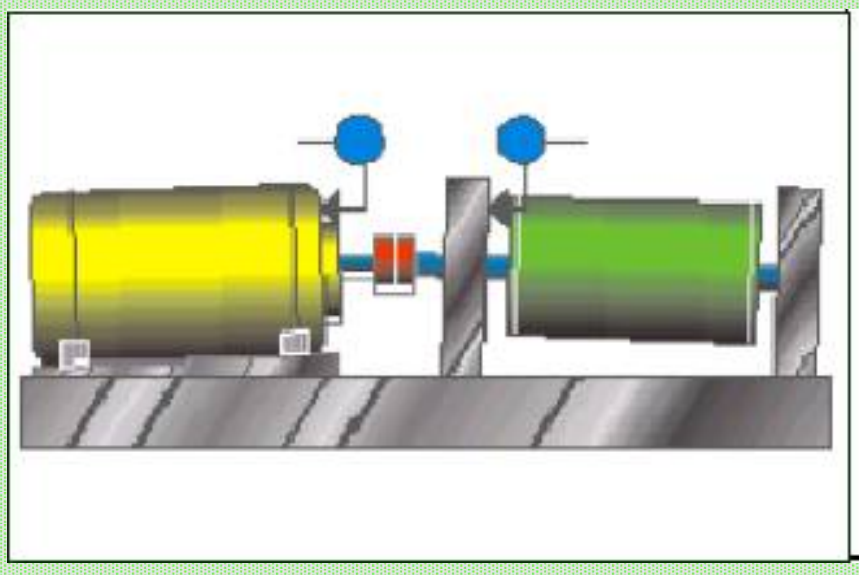
FACULTAD DE INGENIERÍA

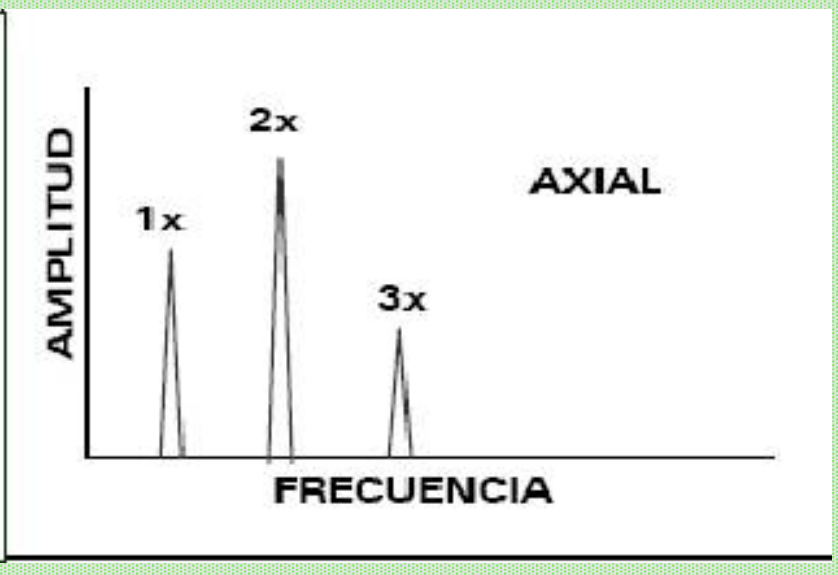
Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS





DESALINEACIÓN





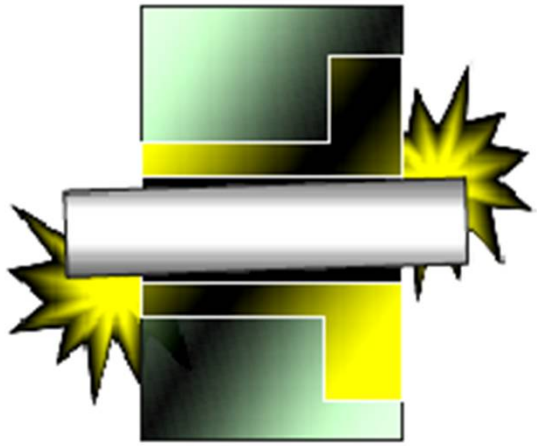
07:45

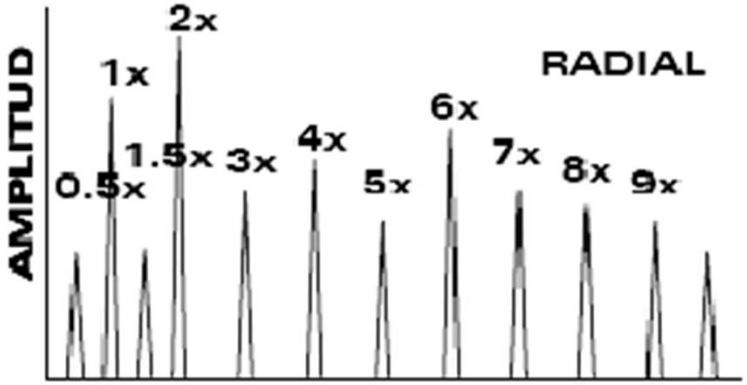
UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

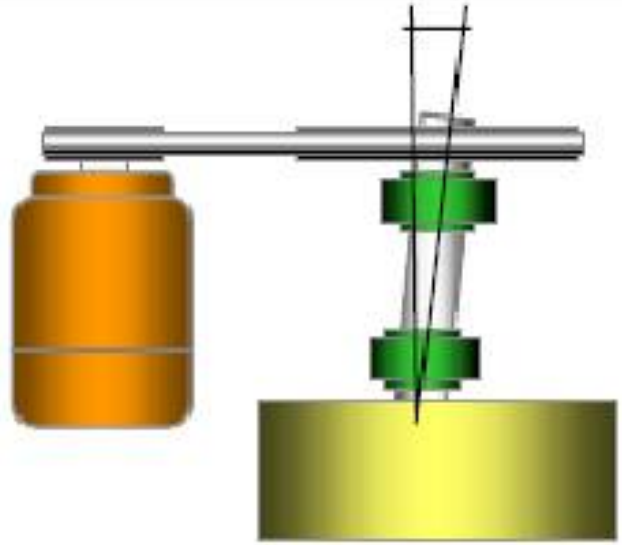
FACULTAD DE INGENIERÍA

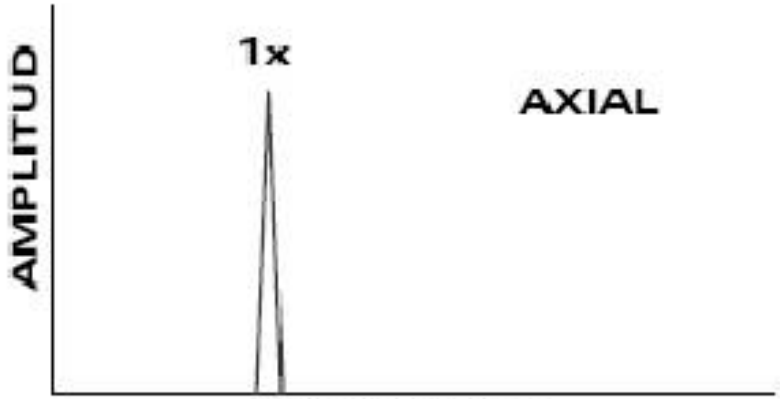
Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

HOLGURA MECÁNICA







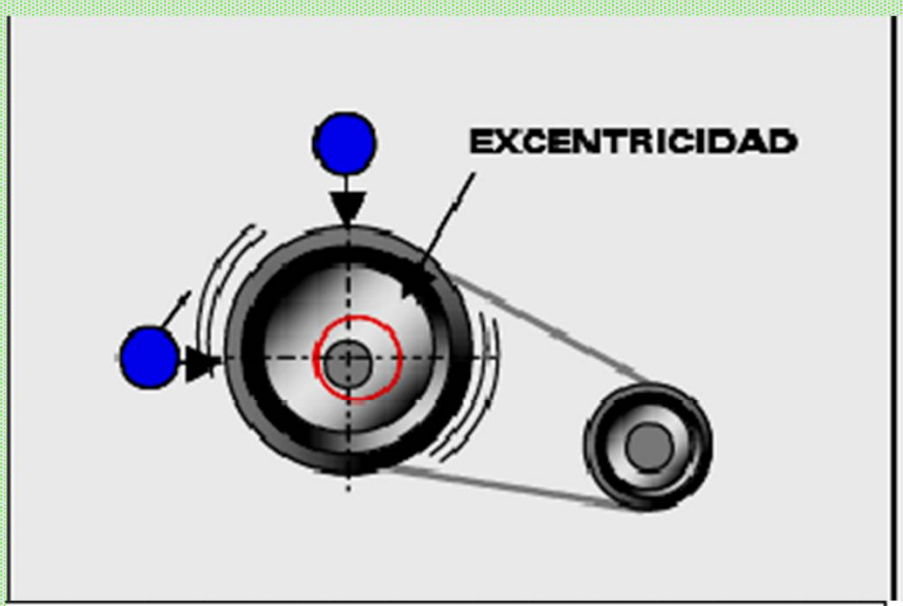


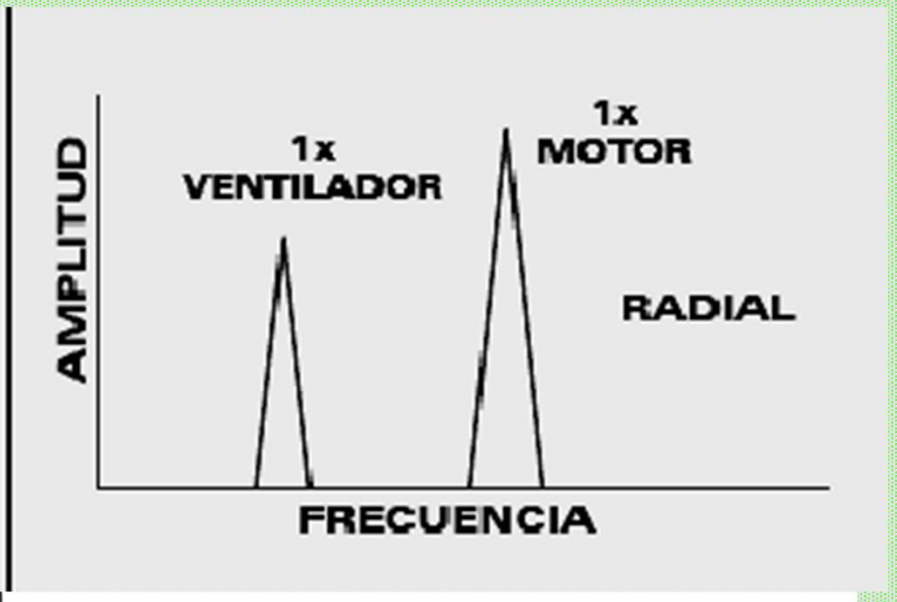
07:45

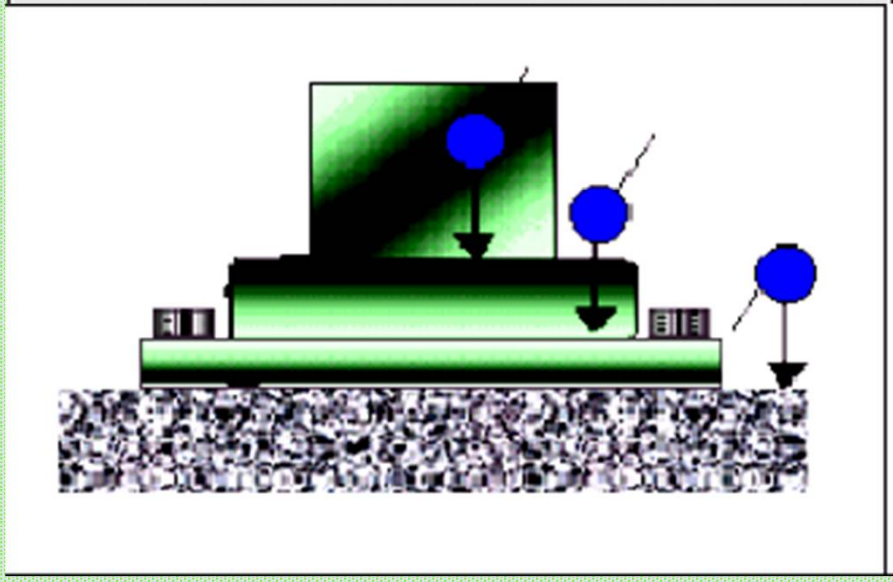
UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

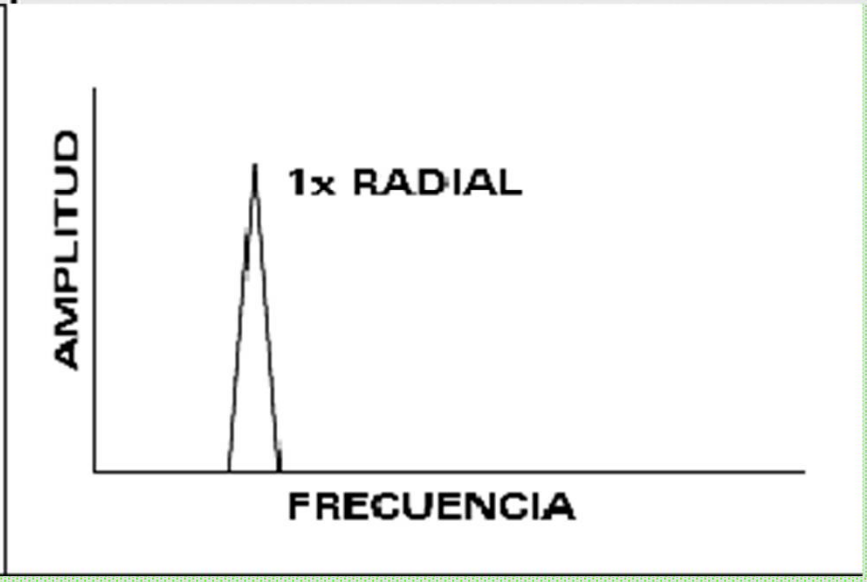
FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS







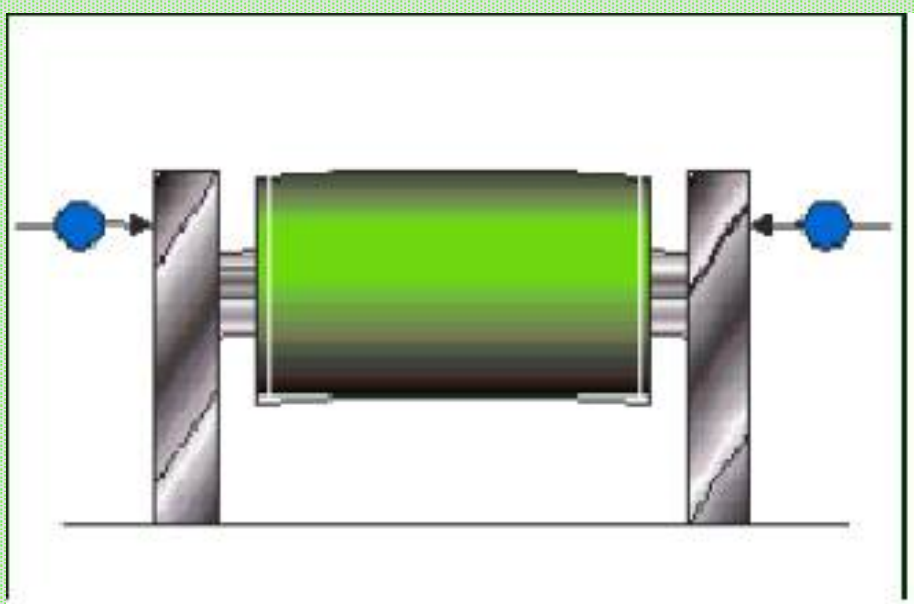


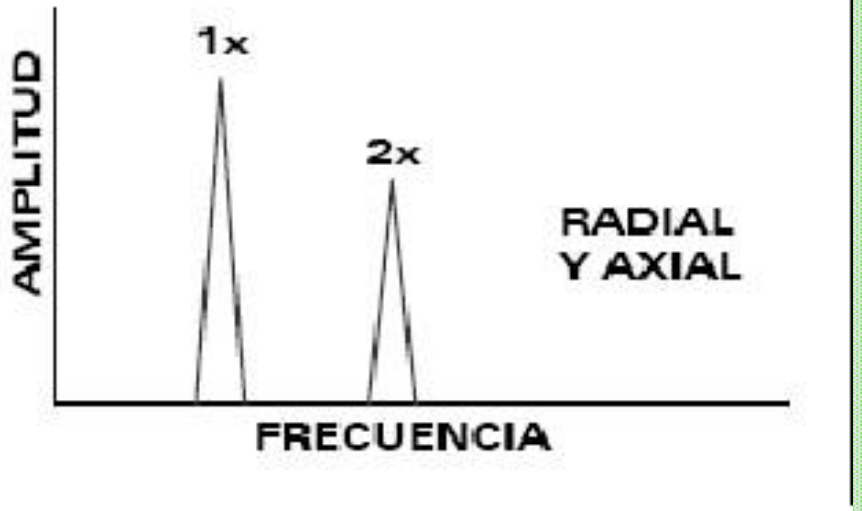
07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

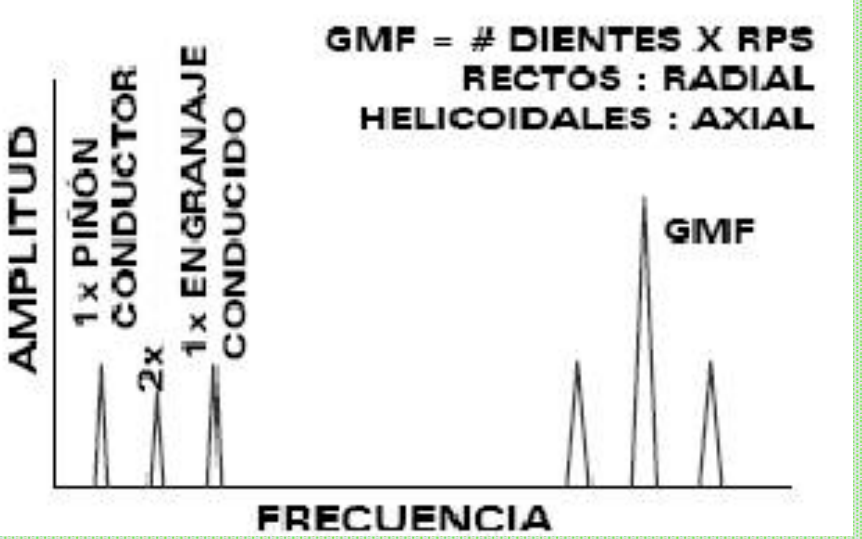
FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS







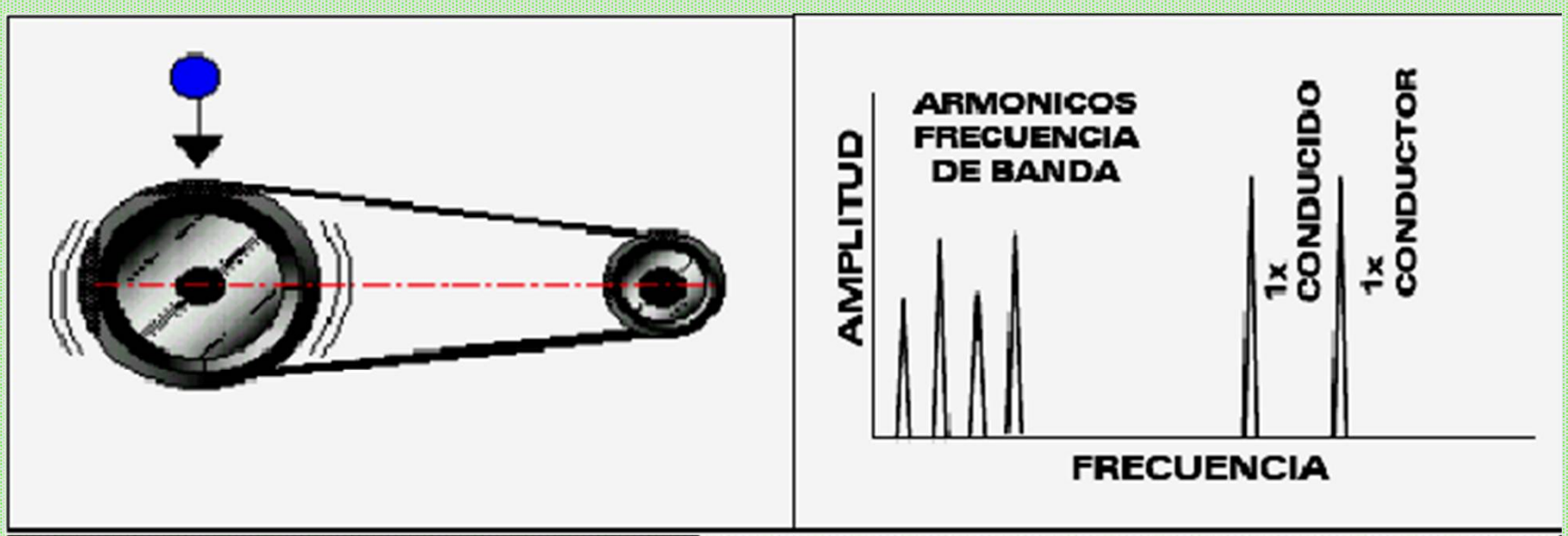


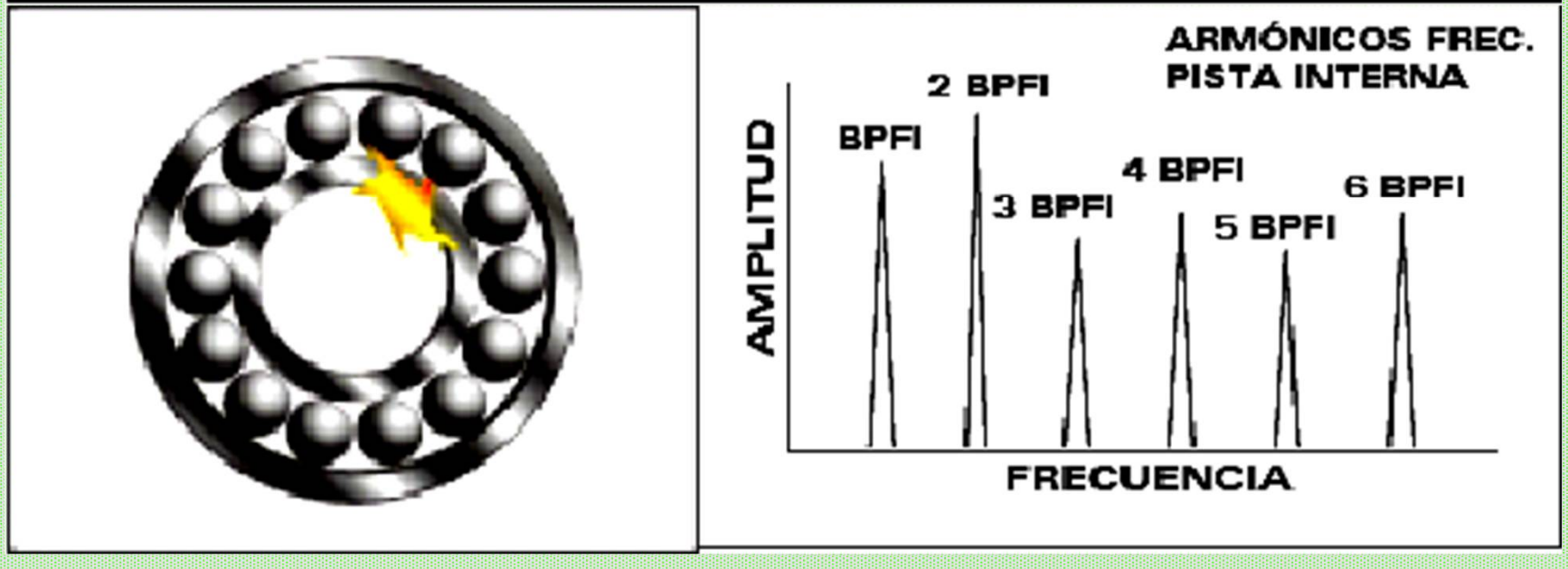
07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

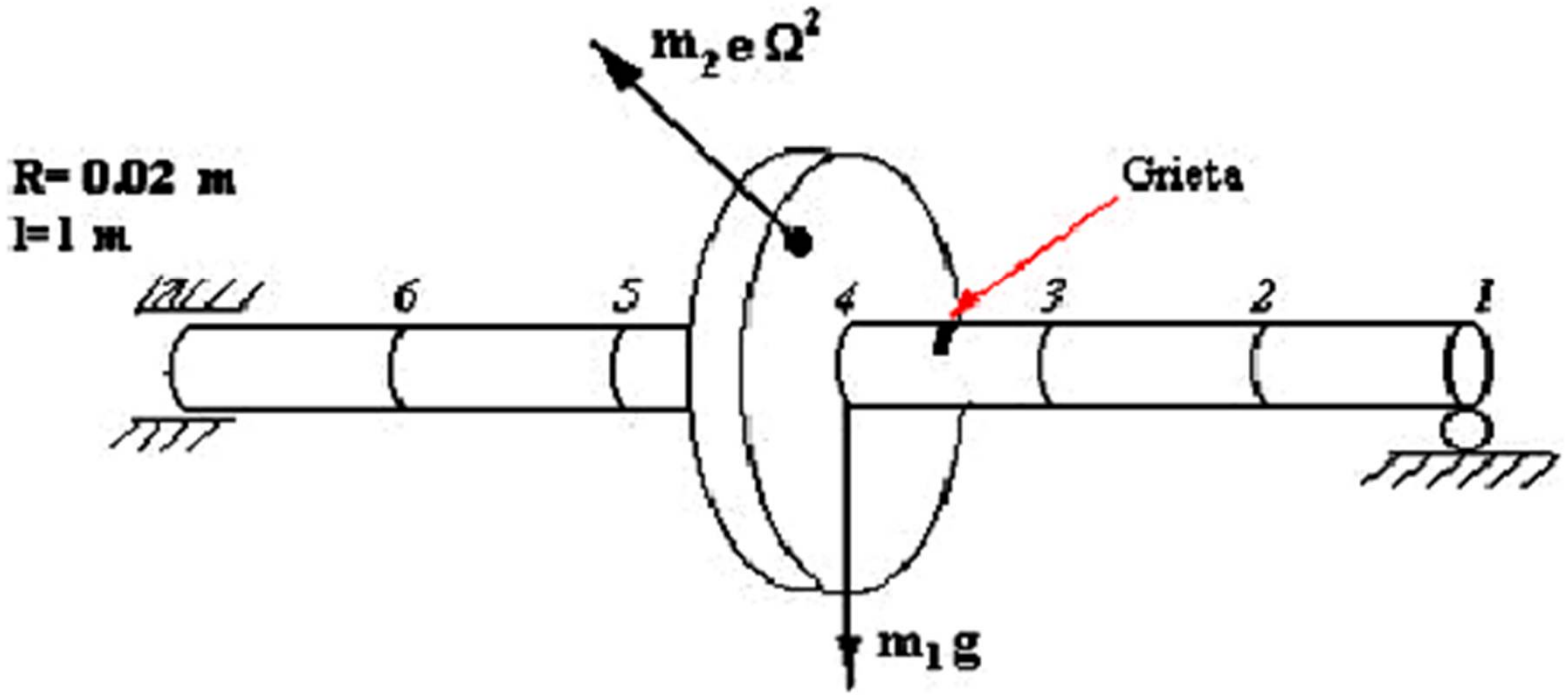
Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS





07:45

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



Esquema del Rotor con eje agrietado.

Técnicas de Análisis

Diagrama de espectros en cascada

- Es una representación gráfica del espectro frecuencial de una máquina en función de la frecuencia de funcionamiento. Se captura un espectro de vibración a intervalos fijos de la velocidad de rotación tras lo cual se representan consecutivamente en cascada tal y como se muestra en la Figura. La amplitud de las frecuencias forzadas, como 1x RPM, debería aumentar progresivamente con la velocidad.
- Las velocidades críticas se identifican observando que la amplitud de la vibración aumenta considerablemente al pasar por ellas.

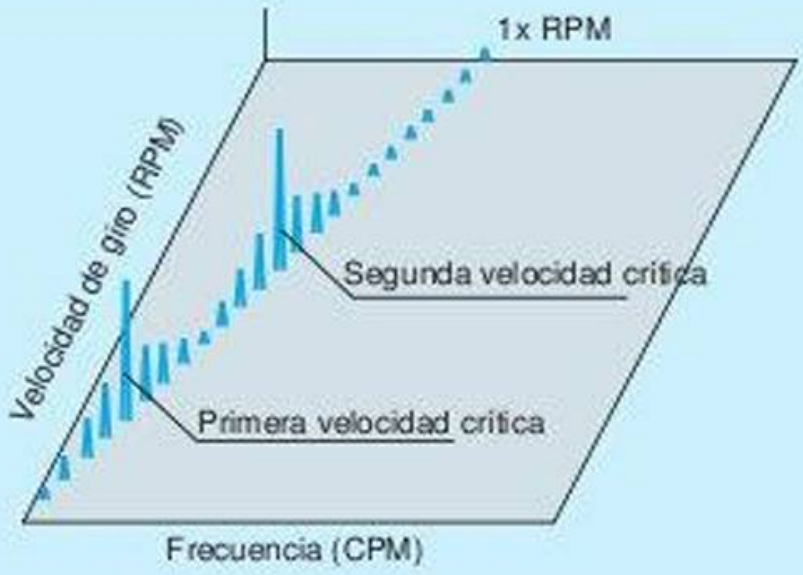
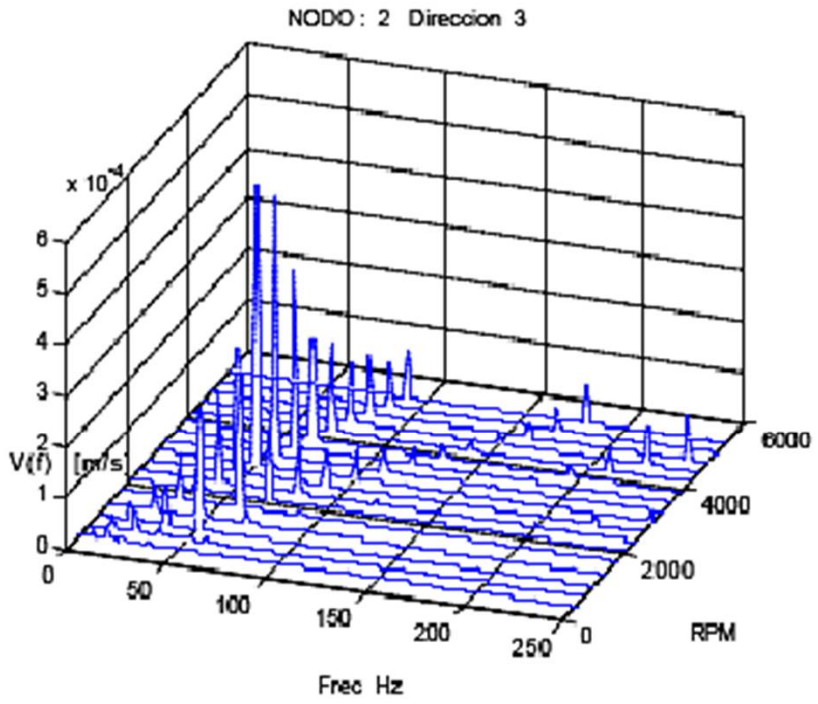


Figura.- Diagrama de espectros en cascada.

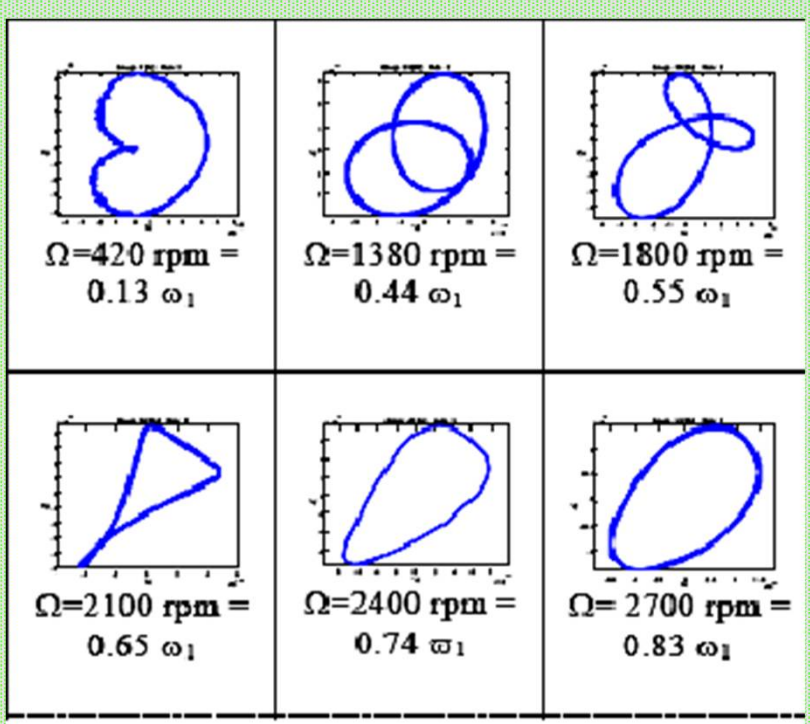
UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



Espectro en cascada del rotor balanceado y con eje agrietado para diferentes velocidades de rotación.



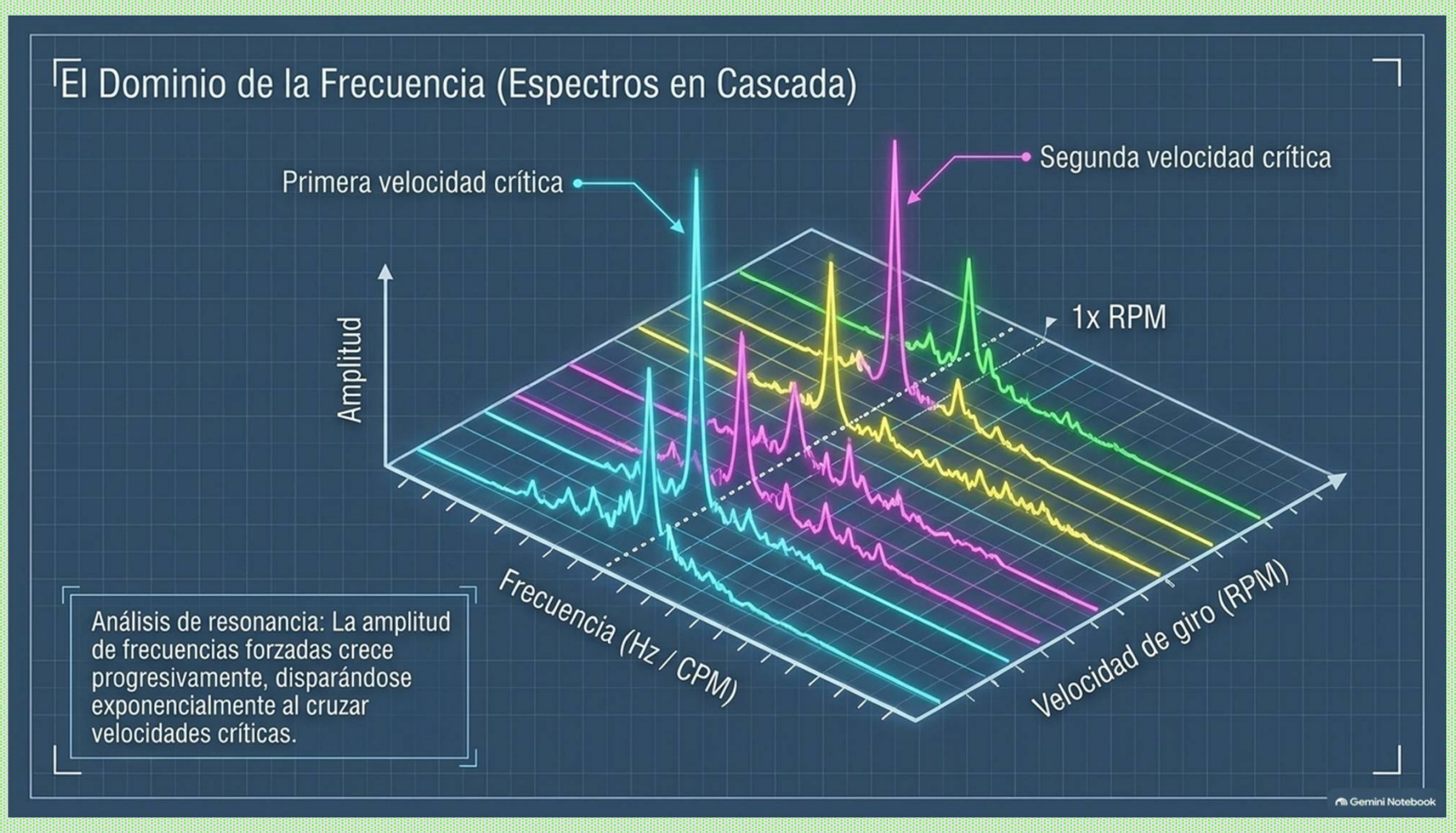
Orbitas descritas por el rotor desbalanceado y con eje agrietado para diferentes velocidades de rotación

07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS



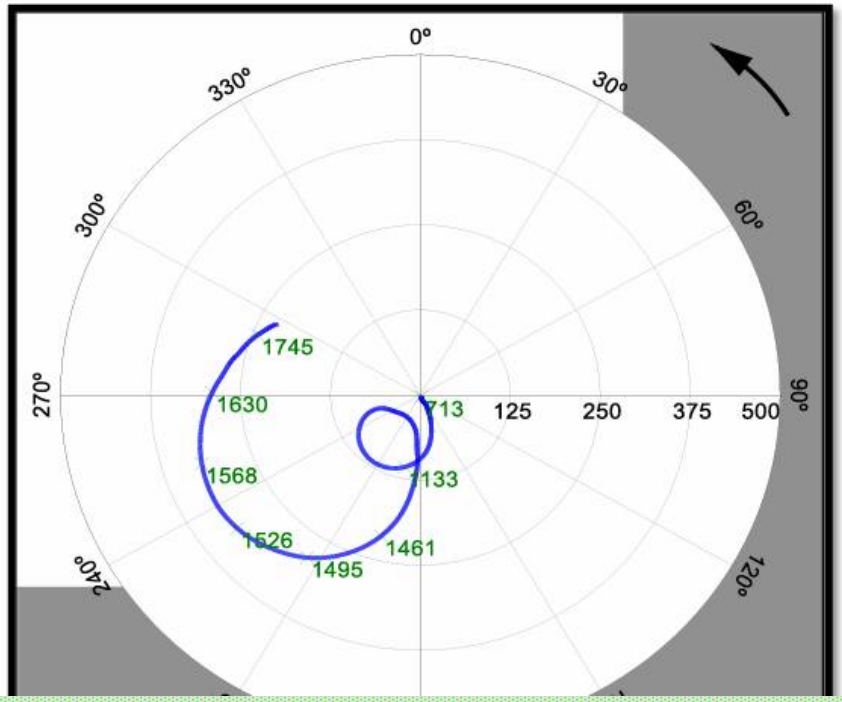
07:45

Técnicas de Análisis

Amplitud y fase vs. Velocidad de rotación

Diagrama en coordenadas polares o diagrama de Nyquist.
Cada punto de estos diagramas representa vectorialmente al movimiento vibratorio. La distancia del punto al centro del diagrama es proporcional a la amplitud y el desplazamiento angular del punto es la fase del movimiento.

Los diagramas mostrados corresponden a datos tomados en los soportes de una turbina de vapor durante su puesta en marcha.



UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

CLASIFICACIÓN DE MÁQUINAS

CLASE I : Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.

CLASE II : Máquinas de tamaño mediano con potencia entre 15 y 75 KW, o máquinas rígidamente montadas hasta 300 KW.

CLASE III : Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes rígidos.

CLASE IV : Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes flexibles.

CLASE V : Máquinas y sistemas conductores con fuerzas de inercia desbalanceadas debido al movimiento recíproco de alguno de sus elementos), montadas en fundaciones las cuales son relativamente rígidas en la dirección de la medición de la vibración.

CLASE VI: Máquinas con fuerzas de inercia desbalanceadas, montadas en fundaciones las cuales son relativamente elásticas en la dirección de la medición de la vibración, tales como harneros vibratorios, máquinas centrífugas, molinos, etc.

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

RANGO DE SEVERIDAD PARA MÁQUINAS NORMALES

Rango de velocidad Efectiva RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 - 0,28	A	A	A	A
0,28 - 0,45				
0,45 - 0,71				
0,71 - 1,12	B			
1,12 - 1,8		B		
1,8 - 2,8	C		B	
2,8 - 4,5		C		B
4,5 - 7,1	D		C	
7,1 - 11,2		D		C
11,2 - 18			D	
18 - 28				D

A: Buena
B: Satisfactoria
C: Insatisfactoria
D: Inaceptable

07:45

UNCUYO
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Cátedra:
ELEMENTOS DE MÁQUINAS

BIBLIOGRAFIA

Mécanica Vectorial para Ingenieros **BEER-JOHNSTON**

Mantenimiento Preventivo **JAAKKO-POYRY**

07:45