

9  
2E  
J



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Estudios Superiores  
"CUAUTITLAN"

"Estudio de Vibraciones en Turbomaquinaria  
con Miras al Mantenimiento Preventivo".

## T E S I S

Que para obtener el Título de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Presenta:

Slawomir Jan Bucki Cichon

BAJO LA DIRECCION DE  
ING. CARLOS MARTINEZ PEREZ



V. N. A. M.

MEXICO, D. F.

1988.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# SLAUGHTER JAN BUCHI CICHON



ESTUDIO DE VIBRACIONES EN TURBOMAQUINARIA  
CON MIRAS AL MANTENIMIENTO PREVENTIVO

INDICE :

## CAPITULO I

INTRODUCCION ..... 5

## CAPITULO II

FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA ..... 9

1.- PRINCIPIOS TEORICOS DE FUNCIONAMIENTO ..... 9

2.- CLASIFICACION Y ELEMENTOS CONSTITUTIVOS ..... 19

## CAPITULO III

FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECANICAS ..... 28

1.- VIBRACIONES LIBRES CON UN GRADO DE LIBERTAD ..... 30

2.- VIBRACIONES FORZADAS, ESTACIONARIAS Y CONCEPTO  
DE RESONANCIA ..... 37

3.- VIBRACIONES TORSIONALES ..... 43

4.- VIBRACIONES CON MAS DE UN GRADO DE LIBERTAD ..... 45

5.- VELOCIDAD CRITICA EN ROTORES ..... 48

6.- VIBRACIONES AUTOEXCITADAS ..... 52

## CAPITULO IV

VIBRACIONES EN TURBOMAQUINARIA : CASOS MAS COMUNES  
Y SUS CAUSAS ..... 54

1.- VIBRACIONES ASOCIADAS CON LA VELOCIDAD DE  
ROTACION ..... 58

2.- VIBRACIONES DE ALTA FRECUENCIA ..... 69

3.- VIBRACIONES CON CAUSAS EXTERNAS ..... 75

**CAPITULO V**

MEDICION DE VIBRACIONES EN TURBOMAQUINARIA .....	80
1.- MEDICION DE VIBRACIONES EN FUNCION DEL DESPLAZAMIENTO .....	84
2.- MEDICION DE VIBRACIONES EN FUNCION DE LA VELOCIDAD .....	88
3.- MEDICION DE VIBRACIONES EN FUNCION DE LA ACELERACION .....	91
4.- SELECCION, COLOCACION Y MONTAJE DE LOS SENSORES .....	93
5.- TECNICAS DE MEDICION Y ANALISIS DE DATOS .....	101

**CAPITULO VI**

MANTENIMIENTO DE TURBOMAQUINARIA EN BASE AL ESTUDIO DE VIBRACIONES .....	108
1.- REGISTRO HISTORICO DE VIBRACIONES : ELABO- RACION Y ANALISIS .....	110
2.- BALANCEO DE CAMPO .....	125
3.- ALINEACION .....	131

**CAPITULO VII**

CONCLUSIONES .....	139
--------------------	-----

APENDICE 1 : PROGRAMA PARA EL CALCULO DE LAS VELOCIDADES CRITICAS DE UN ROTOR .....	144
--	-----

APENDICE 2 : PROGRAMA PARA EL BALANCEO DINAMICO EN DOS PLANOS .....	153
--	-----

APENDICE 3 : BALANCEO EN UN PLANO USANDO UNA CALCULADORA PROGRAMABLE (HEWLETT-PACKARD 11C) .....	158
---	-----

BIBLIOGRAFIA .....	161
--------------------	-----

LISTA DE ILUSTACIONES :

FIG.2.1.- COMPONENTES DE LA VELOCIDAD EN EL ROTOR DE UNA TURBOMAGUINA .....	11
FIG.2.2.- TRIANGULOS DE VELOCIDAD PARA UN ROTOR GENERICO ....	15
FIG.2.3.- VARIACION DE LA FORMA DEL ROTOR Y DE LA EFICIENCIA DE UNA BOMBA EN FUNCION DE SU VELOCIDAD ESPECIFICA ...	18
FIG.3.1.- SISTEMA TRASLACIONAL DE UN GRADO DE LIBERTAD SIN AMORTIGUAMIENTO .....	31
FIG.3.2.- SISTEMA TRASLACIONAL DE UN GRADO DE LIBERTAD CON AMORTIGUAMIENTO .....	31
FIG.3.3.- RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN SISTEMA SUBAMORTIGUADO ..	36
FIG.3.4.- RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN SISTEMA CRITICAMENTE AMORTIGUADO (a) Y UNO SOBREAMORTIGUADO (b) .....	36
FIG.3.5.- FACTOR DE AMPLIFICACION .....	40
FIG.3.6.- ANGULO DE FASE .....	40
FIG.3.7.- SISTEMA TORSIONAL DE UN GRADO DE LIBERTAD .....	44
FIG.3.8.- SISTEMA DE DOS GRADOS DE LIBERTAD SIN AMORTIGUAMIENTO .....	44
FIG.4.1.- GRAFICA DE SEVERIDAD DE VIBRACIONES QUE PUEDE UTILIZARSE COMO GUIA PARA JUZGAR LAS VIBRACIONES COMO ADVERTENCIA DE UN PROBLEMA INMINENTE .....	57
FIG.4.2.- DEFORMACION DE UN ROTOR DESBALANCEADO:	
a) ABAJO DE LA VELOCIDAD CRITICA	
b) ARRIBA DE LA VELOCIDAD CRITICA .....	59
FIG.4.3.- DESALINEACION ENTRE DOS MAQUINA ACOPLADAS .....	62
FIG.4.4.- FUERZAS QUE EJERCE SOBRE EL MUJON LA PELICULA DE ACEITE EN LA CHUMACERA .....	66
FIG.4.5.- FORMA DE ONDA TIPICA DEBIDA AL FENOMENO DE CHICOTE DE ACEITE .....	67
FIG.4.6.- ALGUNOS ESPECTROS DE VIBRACIONES TIPICOS .....	77
FIG.4.7.- LIMITES DE ACEPTACION DE VIBRACIONES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS .....	78
FIG.4.8.- LIMITES DE VIBRACIONES PARA TURBOMAGUINARIA .....	78
FIG.4.9.- LIMITES DE VIBRACION PARA CHUMACERAS DE TURBOMAGUINARIA .....	79

FIG.5.1.- RELACION ENTRE VELOCIDAD, DESPLAZAMIENTO Y ACELERACION A DIFERENTES FRECUENCIAS .....	82
FIG.5.2.- CONSTRUCCION DE UN SENSOR DE VELOCIDAD .....	90
FIG.5.3.- DOS ALTERNATIVAS DE CONSTRUCCION DE ACELEROMETROS PIEZOELECTRICOS .....	90
FIG.5.4.- LOCALIZACION DE LOS SENSORES DE PROXIMIDAD .....	96
FIG.5.5.- RESPUESTA TIPICA DE FRECUENCIA DE ACELEROMETROS PIEZOELECTRICOS EN FUNCION DE LA FORMA DE MONTAJE .....	100
FIG.6.1.- EJEMPLO DE BALANCEO EN CUATRO CORRIDAS SIN MEDICION DE ANGULO DE FASE .....	129
FIG.6.2.- COLOCACION DE LOS MEDIDORES DE CARATULA PARA LA ALINEACION .....	132
FIG.6.3.- LECTURAS TIPICAS PARA DIFERENTES CASOS DE DESALINEACION .....	133
FIG.6.4.- GRAFICAS PARA LA DETERMINACION DE LAS CORRECCIONES NECESARIAS PARA LOGRAR LA ALINEACION ENTRE DOS MAQUINAS .....	135
FIG.6.5.- BARRAS DYN-ALIGN PARA EL MONITOREO DE LA ALINEACION .....	137
FIG.6.6.- GRAFICA DE LA TOLERANCIA DE ALINEACION .....	138
FIG.7.1.- COSTOS DE MANTENIMIENTO DE BOMBAS Y MAQUINAS IMPULSORAS DESPUES DE LA IMPLEMENTACION DE UN PROGRAMA DE MONITOREO DE VIBRACIONES .....	143
FIG.7.2.- NUMERO DE FALLAS RELACIONADAS CON VIBRACIONES DESPUES DE LA IMPLEMENTACION DE UN PROGRAMA DE MONITOREO DE VIBRACIONES .....	143
FIG.A.1.- ROTOR DE UNA PEQUEÑA TURBINA DE GAS CON ANOTACIONES PARA EL CALCULO DE LAS VELOCIDADES CRITICAS .....	145

## CAPITULO I

\*\*\*\*\*

### INTRODUCCION

Durante los últimos años se ha podido observar una tendencia creciente hacia la utilización cada vez más difundida de los equipos de turbomaquinaria, sustituyendo gradualmente a las máquinas de desplazamiento positivo. Se pueden citar innumerables ejemplos de esta tendencia. Las turbomáquinas, tanto hidráulicas como térmicas, han desplazado a muchos de los tradicionales sistemas de bombeo, compresión de gases o fuerza motriz. Las bombas centrífugas han sustituido casi en totalidad a las bombas de desplazamiento positivo (bombas alternativas de pistón), no sólo en aplicaciones de carácter general, sino que también en caso de equipos de muy alta presión, que hasta hace poco eran de dominio exclusivo de las bombas alternativas. En caso de pequeñas plantas generadoras de energía eléctrica, con cada día adquieren mayor difusión sistemas impulsados por turbina de gas, en lugar del tradicional motor de combustión interna. Por fin, en la mayoría de la aplicaciones donde se requieren grandes volúmenes de gases comprimidos, como es en el caso de los gasoductos o plantas petroquímicas, se recurre a compresores centrífugos o axiales de gran capacidad impulsados generalmente por turbinas de gas o de vapor.

Las ventajas que representa el uso de turbomáquinas en lugar de equipos de desplazamiento positivo son muy numerosas. Entre las principales destacan: construcción sencilla y robusta que se traduce en periodos de vida prolongados con mantenimiento mínimo, tamaño y peso reducidos, menor número de elementos constitutivos que reduce los inventarios de refacciones, buena eficiencia mecánica e hidráulica, etc. Además, en caso de las bombas destaca la posibilidad de manejar líquidos muy diversos, incluyendo líquidos con grandes cantidades de impurezas y sólidos en suspensión. En los que se refiere a turbinas de gas, la principal ventaja que ofrecen sobre el motor de combustión interna consiste en la posibilidad de utilizar una gama amplia de combustibles, tanto gaseosos como líquidos, incluso de baja calidad, dentro de una misma turbina con modificaciones mínimas al sistema de combustión.

Sin embargo, el uso difundido de equipos de turbomaquinaria plantea nuevos problemas que eran de poca importancia en caso de máquinas de desplazamiento positivo. Muchos de estos problemas derivan de las elevadas velocidades de rotación que desarrollan las turbomáquinas modernas. Debido a estas velocidades tan elevadas, las turbomáquinas exigen una precisión superior en su fabricación y ensamble, con tolerancias sumamente estrictas. En consecuencia, cualquier desperfecto, tal como juego excesivo, desbalanceo, desalineación, lubricación inadecuada, etc. se traduce en daños de consideración a la máquina. Incluso una falla menor, como un cojinete defectuoso, puede conducir a la destrucción de otros elementos de la máquina o incluso del equipo completo si no se corrige oportunamente. Por esta razón, el mantenimiento predictivo y la pronta detección de cualquier anomalía adquieren una importancia relevante.

El mantenimiento preventivo de una turbomáquina puede realizarse de manera periódica, de acuerdo a las especificaciones del fabricante. Estos periodos de revisión se basan en la vida esperada mínima de los elementos de la máquina. Sin embargo, en caso de algunos elementos, como pueden ser los cojinetes, los periodos de vida son muy variables, y por lo general superan en mucho a los periodos mínimos seguros indicados por el constructor de la máquina. En consecuencia, es común que durante una revisión de mantenimiento preventivo se llegan a reemplazar numerosos elementos que aún estaban en buenas condiciones y podrían seguir trabajando por periodos muy prolongados. Esto implica gastos innecesarios e interrupciones de servicio más frecuentes que lo indispensable. Además, requiere de grandes inventarios de refacciones. Sin embargo, si la revisión periódica no se lleva a cabo, la probabilidad de una falla repentina aumenta. De hecho, este riesgo siempre está presente en mayor o menor medida y en todos los casos implica fuertes gastos que se deben tanto a la reparación en sí, como a una interrupción imprevista del servicio.

Por las razones expuestas en el párrafo anterior resulta obvio que una solución óptima sería el poder detectar una falla que se avecina con cierta anticipación antes de que se produzca. Esto permitiría programar la reparación, con las mínimas consecuencias negativas para el funcionamiento del conjunto de la instalación debido a un paro inesperado del equipo.

Además, los costos de mantenimiento se podrían reducir notablemente debido a que se evitarían reparaciones innecesarias, sustitución de piezas en buen estado, interrupciones de servicio frecuentes e inventarios excesivos de refacciones.

Por supuesto, la situación descrita es una condición ideal difícilmente alcanzable en la práctica. Sin embargo, se puede aproximar a ella mediante una vigilancia periódica de los parámetros de funcionamiento de la turbomáquina. El número de estos parámetros varía y depende del tipo de la turbomáquina, de su tamaño y de la importancia que tiene para el funcionamiento correcto del conjunto donde va instalada. Sin embargo, en todos los casos, uno de los parámetros más representativos del estado general de la máquina es el nivel y las características de las vibraciones. Un registro periódico de las vibraciones que posteriormente se somete a un análisis cuidadoso realizado por un ingeniero competente no sólo da indicaciones acerca del estado general de la máquina, sino que además puede conducir a la detección de la causa probable del desperfecto, la magnitud del mismo y las consecuencias que puede acarrear. De ahí se deduce que un registro regular de las vibraciones y su análisis pueden convertirse en un elemento fundamental para la programación de las actividades de mantenimiento predictivo de una turbomáquina. De hecho, este tipo de vigilancia y análisis se han implementado desde hace algún tiempo para la supervisión del funcionamiento correcto de algunos equipos de turbomaquinaria, cuya operación es fundamental para la seguridad del conjunto donde van instalados, por ejemplo, motores de aviación, turbinas de vapor de grandes plantas generadoras de energía eléctrica, turbinas propulsoras principales de buques de gran tamaño, compresores de gasoductos, etc.

Desgraciadamente, en caso de equipos de menor tamaño y costo comparativo, no se le ha dado la importancia suficiente a este tipo de vigilancia o supervisión. Por lo general, o bien se siguen las indicaciones del fabricante relativas a revisiones y reparaciones periódicas, o bien, se reduce el mantenimiento preventivo al mínimo lo que da lugar a frecuentes fallas e interrupciones de servicio. Ambos casos son económicamente negativos y hacen que los costos de operación de la turbomaquinaria sean más elevados que lo planeado. En esta situación, un control, registro y análisis de vibraciones daría lugar a una re-

ducción notable de los costos de operación al permitir una detección oportuna de las fallas probables y una planeación adecuada de las actividades de mantenimiento.

El problema se ve acentuado por el número reducido de personal adecuadamente capacitado para la realización de esta clase de tareas. En general, el campo de las vibraciones mecánicas desde el punto de vista teórico se encuentra relativamente abandonado, y el número de ingenieros que dominen esta clase de conocimientos desde el punto de vista tanto teórico como práctico es aún más reducido. En cuanto se refiere a turbomaquinaria, los ingenieros dedicados a esta área por lo general no le dan la importancia suficiente a los problemas de vibraciones que se presentan en esta clase de equipo, mientras que los ingenieros cuya especialidad es el análisis dinámico de maquinaria, y en consecuencia las vibraciones mecánicas, tienen escaso conocimiento de la turbomaquinaria y los problemas que involucra. Estos fueron los motivos por los cuales he decidido profundizar aunque sea en una forma general en la materia, por considerarla una rama de la ingeniería mecánica con amplio campo de acción, posibilidades de desarrollo futuro y que puede redituar en beneficios económicos significativos para los usuarios y fabricantes de esta clase de equipo tan popular y cuya aplicación se extiende más con cada día.

## CAPITULO II

\*\*\*\*\*

### FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA

#### 1.- PRINCIPIOS TEORICOS DE FUNCIONAMIENTO

##### DEFINICION

El término turbomaquinaria abarca a la clase de maquinaria destinada a realizar un trabajo sobre un fluido, como lo son las bombas y los compresores, o bien, producir energía mecánica a partir de la energía del fluido, como en caso de las turbinas, cuyos elementos primarios son rotativos y la transferencia de la energía se lleva a cabo mediante la acción entre el fluido y los elementos del rodete llamados álabes, y no a través de un desplazamiento positivo de un volumen fijo del fluido de trabajo. Esta última observación ayuda a distinguir entre una turbomaquina y las maquinas rotativas de desplazamiento positivo, como son las bombas de engranes, de paletas deslizantes, los compresores de tornillo o los compresores Roots, por mencionar sólo algunos. En las máquinas de desplazamiento positivo el fluido sufre cambios de presión por medio de la variación del volumen donde está contenido, es decir, el fluido cambia de estado debido a la variación de los límites del sistema. En turbomaquinaria el fluido no está encerrado sino que se encuentra en flujo continuo a través de la máquina, sufriendo cambios de presión debido a efectos dinámicos. Por esta razón, algunos autores prefieren los términos de maquinaria dinámica o máquinas rotodinámicas para designar a la turbomaquinaria, ya que subrayan la diferencia fundamental que existe entre ésta y las máquinas rotativas de desplazamiento positivo.

Otro método que ayuda a diferenciar entre las máquinas de desplazamiento positivo y las turbomáquinas es considerar que es lo que pasa con el fluido contenido en la máquina si ésta se detiene instantáneamente. En una máquina de desplazamiento positivo, considerando que no hay fugas debido a claros que existen entre el elemento móvil (pistón) y la carasa fija (cilindro) y que no existe transferencia de calor con los alrededores, el fluido encerrado en la máquina permanecerá por un tiempo

infinito en el mismo estado en el que se encontraba en el instante cuando fue detenida la máquina, y este estado puede ser muy diferente a las condiciones que imperan en los alrededores del sistema. En cambio, en una turbomáquina, independientemente de los claros y el flujo de calor, el fluido pasará del estado inicial a otro, controlado por los alrededores de la máquina. Por fin, una última diferencia consiste en que en una máquina de desplazamiento positivo, la presión y la temperatura son iguales en toda la extensión del volumen del fluido, en cualquier instante dado, mientras que en una turbomáquina siempre puede observarse un gradiente de presión entre dos puntos cualesquiera a lo largo de la trayectoria del fluido.

#### ECUACION DE EULER

Las relaciones físicas que gobiernan de toda clase de turbomáquina son muy sencillas y se basan íntegramente en las Leyes de Movimiento de Newton, aplicadas a un fluido que atraviesa un rotor. La Fig.2.1 representa un rotor genérico de una turbomáquina cualquiera, con el eje de rotación O-O, y una velocidad angular  $\omega$ . El fluido entra al rotor en el punto 1, atraviesa el rotor con cualquier trayectoria y es descargado por el punto 2, estando las direcciones del fluido en los puntos 1 y 2 con ángulos arbitrarios y a radios cualesquiera  $r_1$  y  $r_2$  con respecto al eje de rotación. Es necesario restringir el flujo a condiciones estacionarias en el sentido termodinámico usual, es decir, que el flujo másico sea constante, las condiciones del fluido en un punto dado constantes y que el flujo de calor y el trabajo que entran o salen del rotor sean también constantes con respecto al tiempo. Más aún, los vectores de velocidad a la entrada y a la descarga, aunque actuando sobre puntos, se consideran como representativos del flujo total sobre un área finita, es decir, que la velocidad viene dada por la ecuación

$$V = \frac{Q}{A}$$

donde  $Q$  es el flujo volumétrico y  $A$  es el área de la sección normal al flujo. Estas condiciones implican que no hay pérdidas por fugas, es decir, que todo el fluido pasa por el mismo proceso. Los vectores de velocidad pueden descomponerse en tres com-

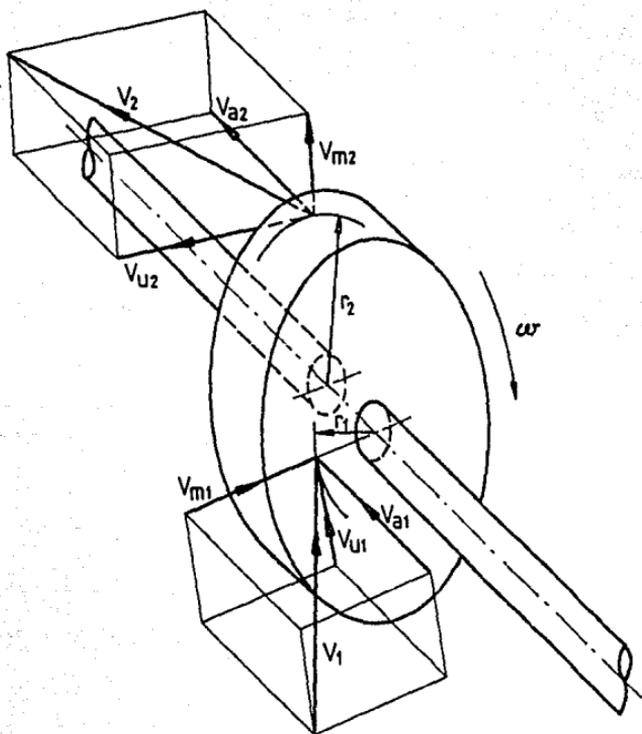


FIG.2.1.- COMPONENTES DE LA VELOCIDAD EN EL ROTOR DE UNA TURBOMAQUINA.

ponentes ortogonales (mutuamente perpendiculares entre sí), como se muestra en la Fig.2.1, una dirigida paralelamente al eje de rotación, que da la componente axial de la velocidad  $V_a$ , una dirigida radialmente a través del eje de rotación, dando la componente radial  $V_m$ , y la tercera perpendicular a las anteriores, dando la componente tangencial  $V_u$ . Cualquier cambio en la magnitud de la componente axial de la velocidad  $V_a$  a través del rotor da lugar a una fuerza axial, la cual tiene que ser absorbida por un cojinete de empuje axial de los pedestales de la máquina. El cambio de la magnitud de la velocidad radial  $V_m$  se traduce en una fuerza radial absorbida por los soportes del rotor. Ninguna de las dos componentes mencionadas tiene efecto sobre el movimiento angular del rotor (excepto por la fricción que originan en los cojinetes). Sin embargo, el cambio de la magnitud y del radio de las componentes tangenciales de la velocidad corresponden a un cambio en el momento angular o impulso del fluido, el cual, de acuerdo a las Leyes de Movimiento de Newton, es igual a la sumatoria de todas las fuerzas aplicadas sobre el rotor, es decir, el torque neto del rotor  $\tau$ . Esto puede expresarse en forma general como sigue: si una masa del fluido  $M_1$  entra al rotor con un radio  $r_1$ , con una componente tangencial de la velocidad  $V_{u1}$ , durante un tiempo  $t$ , y una masa  $M_2$  lo abandona con un radio  $r_2$ , con una componente tangencial de la velocidad  $V_{u2}$  durante el mismo lapso de tiempo  $t$ , entonces:

$$\tau = \frac{M_1}{t} r_1 V_{u1} - \frac{M_2}{t} r_2 V_{u2}$$

Para las condiciones previamente postuladas del flujo estacionario,  $M_2/t = M_1/t = m$ , es decir, flujo másico, el torque neto ejercido por, o que actúa sobre rotor será:

$$\tau = m (r_1 V_{u1} - r_2 V_{u2}) \quad (2.1)$$

La potencia  $E_0$ , la cual es el producto del torque por la velocidad angular, será:

$$E_0 = m \omega (r_1 V_{u1} - r_2 V_{u2})$$

Recordando que  $\omega r = U$ , es decir, velocidad lineal del rotor a un radio  $r$ , entonces la ecuación anterior puede escribirse como:

$$E_0 = m (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad (2.2)$$

Dividiendo la ecuación anterior, expresada previamente para un flujo unitario de masa, entre la aceleración de la gravedad  $g$ , se obtiene la carga del fluido  $H$ :

$$H = \frac{U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}}{g} \quad (2.3)$$

Aplicando esta última ecuación, se puede llegar fácilmente a una fórmula de gran aplicación práctica en bombas, turbinas hidráulicas y ventiladores, expresando la potencia en función del caudal  $Q$  y de la carga  $H$ :

$$E_0 = mgH \quad (2.4)$$

$$m = \rho Q$$

Las ecuaciones anteriores (2.1, 2.2 y 2.3) son formas diferentes de la llamada ecuación de Euler de turbomaquinaria, y son aplicables para todo tipo de turbomáquinas, sean bombas, compresores o turbinas. Toda la transferencia de energía entre el fluido y el rotor se debe al cambio de los términos  $UV_u$ . Sin embargo, el término carga debe interpretarse con cuidado. La ecuación 2.3 nos da el valor ideal o teórico de la carga. En realidad, parte de la energía se transforma en turbulencia, la cual se disipa finalmente en forma de un ligero incremento de la temperatura del fluido.

La transferencia de energía en una turbomáquina implica por lo consiguiente un cambio del momento angular de un volumen de fluido. Aplicando la convención usual de la termodinámica en la cual el trabajo positivo indica un trabajo que sale del sistema (volumen de control), entonces término de la derecha de la ecuación 2.2 es positivo para una turbina con  $U_1 V_{u1} > U_2 V_{u2}$  y negativo para una bomba o compresor, con  $U_2 V_{u2} > U_1 V_{u1}$ . Nótese que es el producto  $UV_u$  el que importa y los valores individuales de  $U$  y  $V_u$  pueden adoptar valores cualesquiera en una máquina dada. La convención del signo adoptada se aplicará a la ecuación

ción de Euler siempre cuando sea necesario determinar la dirección del flujo de energía. Sin embargo, al tratarse de bombas y compresores únicamente, es poco conveniente manejar continuamente cantidades negativas, por lo que es común invertir los términos de la ecuación para obtener un resultado positivo, siempre y cuando no exista ninguna confusión acerca del carácter de la transferencia de la energía.

## REACCION E IMPULSO

La ecuación de Euler en términos del momento angular es fundamental, pero es también útil transformarla en otras expresiones que además de ser convenientes para algunos aspectos de diseño, ayudan a entender los fundamentos físicos de la transformación de la energía.

La Fig.2.2 representa a un rotor junto con los diagramas ideales de velocidad a la entrada y a la descarga del rotor, donde  $V$  representa la velocidad absoluta,  $V_r$  la velocidad relativa con respecto al rotor y  $U$  la velocidad lineal del rotor, todas estas velocidades consideradas en un plano radial. La velocidad absoluta  $V$  puede descomponerse en una componente  $V_m$  denominada velocidad radial y una componente tangencial  $V_u$ . Por geometría, las velocidades pueden expresarse como

$$V_m^2 = V^2 - V_u^2$$

$$V_m^2 = V_r^2 - (U - V_u)^2$$

Igualando estas dos expresiones se tiene:

$$V^2 - V_u^2 = V_r^2 - U^2 + 2U_2V_u - V_u^2$$

$$U_2V_u = \frac{1}{2} (V^2 + U^2 - V_r^2)$$

$$\text{y } U_1V_u = \frac{1}{2} (V^2 + U^2 - V_r^2)$$

Insertando estos valores en la ecuación de Euler se llega a:

$$E_0 = \frac{1}{2} m [(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)] \quad (2.5)$$

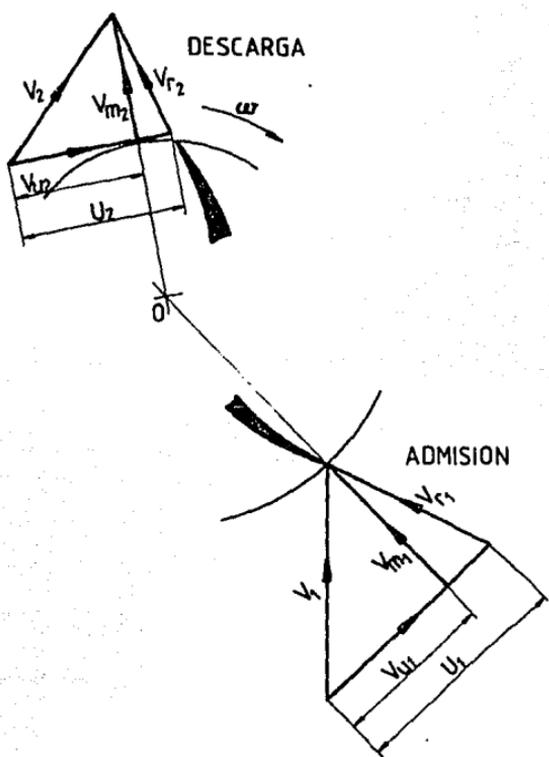


FIG.2.2.- TRIANGULOS DE VELOCIDAD PARA UN ROTOR GENERICO.

Esta ecuación es de gran importancia práctica debido a que los términos entre paréntesis arrojan información adicional acerca de la naturaleza de la transferencia de energía y sus valores relativos pueden utilizarse para estimar el rendimiento de una turbomáquina.

De los tres términos de la ecuación 2.5, el primero representa el cambio de la carga o presión dinámica, mientras que los dos restantes representan el cambio de carga o presión estática dentro del mismo rotor. De esta manera, la carga total está compuesta de una componente dinámica y una componente estática, cuyas proporciones relativas entre una y otra pueden variar considerablemente.

Las proporciones relativas de la energía transferida debido al cambio de la presión estática y debido al cambio de la presión dinámica son factores importantes para la clasificación de las turbomáquinas, ya que cada clase conduce inevitablemente a un tipo de diseño particular. El parámetro que describe esta relación es el grado de reacción o simplemente reacción, el cual se define como la razón de la energía transmitida o resultante del cambio de la presión estática, respecto a la transferencia total de energía en el rotor. Partiendo de la ecuación 2.5, la reacción se puede calcular como

$$R = \frac{(U_1^2 - U_2^2) + (Vr_2^2 - Vr_1^2)}{(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (Vr_2^2 - Vr_1^2)} \quad (2.6)$$

La reacción R puede tomar cualquier valor en una turbomáquina particular, incluyendo valores negativos, cero, entre cero y la unidad y mayores que la unidad.

La reacción igual a cero es un valor importante y caracteriza un diseño particular de numerosos tipos de turbomaquinaria. Cuando  $R = 0$  no hay cambio de la carga o presión estática en el rotor y esta clase de turbomaquinaria se denomina de tipo de impulso. La observación importante es que en una máquina de impulso, al no haber variación de presión estática, el rotor puede ser de construcción abierta, de decir, sin carcasa hermética que lo encierre. En cambio, una máquina con cualquier grado de reacción diferente de cero necesita un rotor encerrado para evitar la expansión del fluido en cualquier dirección arbitraria.

En la mayoría de las turbomáquinas existentes la transferencia de la energía se debe parcialmente al impulso y parcialmente a la reacción, de manera que para una clasificación exacta debería indicarse explícitamente el grado de reacción. Sin embargo, se utiliza por lo general el término reacción para designar cualquier turbomáquina que no es puramente de impulso.

#### VELOCIDAD ESPECIFICA

Otro parámetro que influye en forma notable en el diseño y la configuración geométrica del rotor de una turbina es el concepto de la velocidad específica. El parámetro de velocidad específica se utiliza fundamentalmente para la determinación del perfil del rotor de las turbinas hidráulicas y las bombas, pero puede aplicarse también para ventiladores y turbinas eólicas (de viento) donde las variaciones de presión son pequeñas y el flujo del gas puede considerarse incompresible. Para las turbinas se acostumbra expresar la velocidad específica en función de la potencia de la máquina, siendo su ecuación

$$n_s = \frac{NP^{1/2}}{H^{5/4}}$$

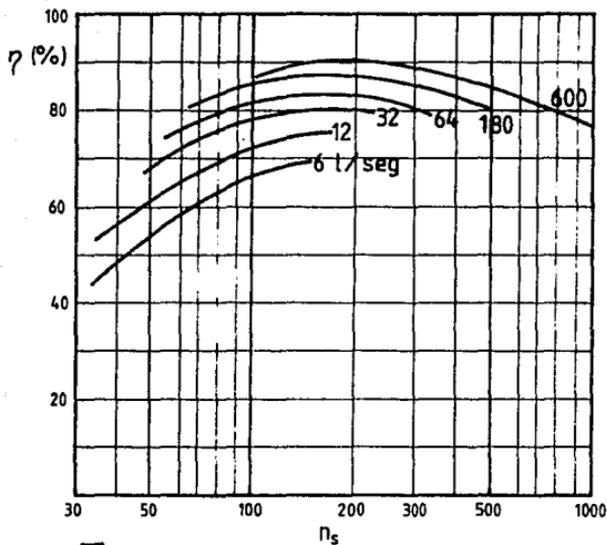
donde N es la velocidad de rotación de la máquina en revoluciones por minuto, P es la potencia en caballos de vapor y H es la carga en metros, trabajando en el sistema métrico de unidades, o bien, P en hp y H en pies, si se utiliza el sistema inglés. En cualquier caso,  $n_s$  expresan la velocidad de rotación de una máquina geoméricamente semejante entregando una potencia unitaria (1CV o 1hp) bajo una carga unitaria (1m o 1pie).

Para bombas, es preferible expresar la velocidad específica en función del caudal, siendo su ecuación

$$n_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

La ecuación anterior se aplica directamente en el sistema inglés de unidades, donde N son las revoluciones por minuto, Q es el caudal en galones por minuto y H es la carga en pies.

En el sistema métrico, se acostumbra anteponer a la ecuación anterior un factor que se deriva de la definición de la



$$n_s = 0.1155 \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$N = [\text{rpm}]$   
 $Q = [\text{l/seg}]$   
 $H = [\text{m}]$

FIG.2.3.-VARIACION DE LA FORMA DEL ROTOR Y DE LA EFICIENCIA DE UNA BOMBA EN FUNCION DE SU VELOCIDAD ESPECIFICA.

unidad de potencia (caballo de vapor), quedando la ecuación en la forma siguiente

$$n_s = 0.1155 \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

donde N son las revoluciones por minuto, Q es el caudal en litros por segundo y H es la carga en metros. En este caso la velocidad específica indica las revoluciones de una máquina geoméricamente semejante bajo condiciones de caudal y carga unitarias.

La velocidad específica permite determinar fácilmente las características de operación de carga y caudal de una turbomáquina. Las máquinas de bajas velocidades específicas trabajan con alta eficiencia en condiciones de bajo caudal y alta carga, mientras que las turbomáquinas de altas velocidades específicas son apropiadas para trabajar con alto caudal y baja carga.

Otra propiedad importante de la velocidad específica es que depende únicamente de la configuración geométrica del rotor, es decir, su perfil, pero es independiente del tamaño de la máquina. En consecuencia, al conocer la velocidad específica de una turbomáquina se puede inmediatamente tener una idea bastante precisa de la forma del rotor. En la Fig.2.3 se muestra la relación entre la eficiencia, el perfil del rotor y la velocidad específica en unidades métricas para bombas rotodinámicas.

## 2.- CLASIFICACION Y CONSTRUCCION

### CLASIFICACION

Existen diversas maneras de clasificar las turbomáquinas en grupos que tienen características comunes, pero todos los métodos tienden a sobreponerse, es decir, muchas turbomáquinas pueden pertenecer simultáneamente a dos o más grupos. No existe una división clara entre grupos de diseño y funcionamiento únicos, por lo que es posible el análisis teórico general como el expuesto. Sin embargo, el comportamiento del fluido real bajo diferentes condiciones particulares conduce a análisis de dise-

ño especiales para los tipos bien conocidos y es conveniente tratar a cada uno de ellos por separado.

La primera división fundamental que puede hacerse es separar las turbomáquinas en máquinas que transfieren la energía del rotor al fluido (máquinas generatrices), es decir, bombas y compresores, y en máquinas que transfieren la energía del fluido al rotor (máquinas motrices), es decir, turbinas. Por otro lado, las turbomáquinas pueden separarse de acuerdo a la dirección del flujo en radiales y axiales. Algunas máquinas presentan ambos tipos de flujo, es decir, son de flujo mixto, pero la componente radial contribuye en forma mayoritaria a la transferencia de la energía y se analizan como si fueran máquinas de flujo radial. El grupo de las máquinas de flujo radial puede subdividirse en máquinas en las que el flujo se realiza desde la periferia del rotor hacia el centro, y en máquinas en las que el flujo es hacia afuera del rotor.

Posteriormente, las máquinas pueden dividirse en máquinas de impulso y máquinas de reacción. Finalmente, existe una diferencia marcada entre las máquinas que manejan fluidos compresibles (turbomáquinas térmicas) e incompresibles (turbomáquinas hidráulicas). Debido a esta variedad de criterios, es imposible establecer una clasificación única y generalizada para toda clase de turbomáquina. A continuación se propone una forma de clasificar las turbomáquinas, que ofrece la ventaja de separar claramente los grupos actualmente conocidos de acuerdo a sus aplicaciones.

#### TABLA 2.1.- CLASIFICACION DE TURBOMAQUINARIA

##### TURBOMAQUINAS TERMICAS :

- GENERATRICES : COMPRESORES (CENTRIFUGOS Y AXIALES)
  
- MOTRICES :
  - TURBINAS DE GAS (AXIALES Y RADIALES)
  - TURBINAS DE VAPOR :
    - DE REACCION (AXIALES Y RADIALES)
    - DE IMPULSO

TABLA 2.1.- (continuación)

TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS :

- GENERATRICES : BOMBAS (CENTRIFUGAS, AXIALES Y FLUJO MIXTO)
- MOTRICES :
  - DE REACCION :
    - FLUJO RADIAL (TURBINA FRANCIS)
    - FLUJO AXIAL (TURBINA KAPLAN)
  - DE IMPULSO (TURBINA PELTON)

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS Y CONSTRUCCION

Como puede deducirse de las secciones anteriores, el elemento fundamental de cualquier clase de turbomaquinaria es el rotor. Sin embargo, debido a la enorme variedad de aplicaciones y fluidos que se manejan en los equipos de turbomaquinaria, los detalles de construcción varían grandemente de un tipo a otro. Incluso, en algunos casos, los elementos constitutivos que son fundamentales para cierto tipo de turbomaquinaria, pueden no aparecer por completo en otro. Por esta razón no es posible hacer una exposición general de la construcción de las turbomaquinas como se hizo en la sección referida a los principios teóricos de funcionamiento, sino que es necesario tratar cada clase de equipo por separado. En consecuencia, es conveniente distinguir los siguientes grupos de turbomaquinaria, de acuerdo tanto a su aplicación como a una construcción similar:

- Bombas centrifugas, de flujo mixto y axiales
- Compresores centrifugos y axiales, ventiladores y turbosopladores
- turbinas hidráulicas
- turbinas de vapor
- turbinas de gas

### 1.- Bombas centrífugas, de flujo mixto y axiales:

Los elementos constitutivos fundamentales de una bomba roto-dinámica son: rotor, carcasa y difusor. Las bombas centrífugas son máquinas de flujo radial cuyo rotor tiene un área de paso relativamente pequeña en relación al diámetro. Esto acentúa la acción centrífuga permitiendo desarrollar elevadas cargas estáticas, aunque sacrificando en parte el gasto volumétrico. En las bombas axiales el flujo es paralelo al eje de rotación, por lo que disponen de una área de paso grande en relación al diámetro, desarrollando caudales elevados pero con cargas estáticas pequeñas. Por fin, las bombas de flujo mixto ocupan un lugar intermedio, con un caudal superior que el de las bombas centrífugas, y desarrollando una carga mayor que las bombas axiales.

La construcción de los rotores varía de acuerdo a las características de funcionamiento de la bomba y a la clase de fluido que maneja. Los rotores de las bombas axiales tienen la configuración geométrica más sencilla, asemejándose a una hélice, con un número de álabes que va desde 3 hasta 6. Los rotores de las bombas centrífugas, llamados también impulsores, pueden ser cerrados o abiertos. En el primer caso, los álabes son de tipo bidimensional y se encuentran totalmente encerrados entre dos cubiertas circulares. En los rotores abiertos, los álabes tiene por lo general una forma tridimensional y se encuentran únicamente apoyados en una placa circular. Los rotores de las bombas centrífugas pueden ser de simple o doble succión. El número de álabes varía desde 2 hasta 7. Los material más común para la fabricación de los rotores de las bombas es el bronce, pero también se utilizan los plásticos (para bombas que manejan líquidos corrosivos) y los aceros (para bombas de alto rendimiento). Pueden colocarse varios impulsores en serie, de manera que las cargas desarrolladas por cada impulsor se sumen, conformando así una bomba multietapas.

La carcasa encierra herméticamente al rotor y evita las fugas y la recirculación del fluido entre la descarga y la succión. Los dos tipos más comunes de carcasa son la carcasa de tambor circular y la carcasa dividida longitudinalmente. El primer tipo se utiliza en bombas pequeñas de una sola etapa, y el segundo se prefiere para bombas de gran tamaño, tanto de una

como de varias etapas. Una variedad especial es la carcasa de barril, donde los tambores individuales se colocan uno tras otro dentro de una carcasa cilíndrica, y el espacio contenido entre ambos se conecta a la descarga de la bomba. El líquido a alta presión ayuda a mantener juntos los tambores evitando fugas. Este diseño se utiliza en bombas de muy alta presión. Las carcasa se construyen por lo general del hierro fundido, pero en caso de las bombas de alto rendimiento se utiliza el acero.

La función del difusor es convertir parte de la energía cinética del fluido en carga estática. Por lo general el difusor se coloca a la salida de la carcasa y tiene forma de un tubo cónico que aumenta gradualmente de área de paso. En bombas de alta presión el difusor rodea al rotor y esta formado por álabes fijos que desaceleran gradualmente al fluido.

Además de estos elementos fundamentales, cualquier bomba cuenta con numerosas piezas adicionales, que son indispensables para su correcto funcionamiento. Las más importantes de ellas son:

- sellos: los sellos son elementos mecánicos colocados entre la carcasa y la flecha que sostiene el rotor y su objetivo es evitar la fuga del líquido hacia el exterior. Los sellos pueden ser de tipo mecánico, donde un empaque construido de material especial es presionado contra la superficie de la flecha en movimiento, o laberínticos, donde la acción de sellado se logra haciendo pasar el líquido por claros sumamente estrechos.

- chumaceras: soportan al rotor y la flecha que lo sostiene. En bombas pequeñas se utilizan principalmente cojinetes de contacto rodante, mientras que en las bombas grandes se recurre a los cojinetes de deslizamiento. En algunas bombas donde gran parte de la flecha está sumergida en el agua, se utilizan cojinetes de hule lubricados por el agua.

- anillos de desgaste: para que una bomba tenga un alto rendimiento es indispensable evitar al máximo la recirculación del agua alrededor del rotor, desde la descarga hasta la succión. Para lograr este objetivo es necesario disponer claros sumamente estrechos entre el rotor y la carcasa. Para evitar daños costosos a cualquiera de estos elementos en caso de que se llegara a presentar el rozamiento, se colocan anillos de desgaste que puede sustituirse fácilmente.

## 2.- Compresores centrifugos y axiales, ventiladores y turbosopladores:

Los compresores centrifugos se asemejan grandemente en su apariencia a las bombas centrifugas. Un compresor centrifugo consta esencialmente de una carcasa estacionaria que encierra a un rotor que le imprime una gran velocidad a los gases, rodeado de una serie de pasajes divergentes en los cuales el gas es desacelerado con una consecuente elevación de presión, llamados difusor. El rotor puede ser de succión simple o doble. En compresores pequeños se usan rotores de tipo abierto, pero en compresores grandes se usan también rotores cerrados. El número de álabes es elevado y los álabes se extienden en dirección radial para evitar esfuerzos flexionantes bajo los efectos de la fuerza centrifuga (los compresores centrifugos alcanzan velocidades de rotación de hasta 120,000 rpm). Los compresores centrifugos de pequeño tamaño se hacen por lo general como unidades de una sola etapa. Los rotores se construyen de acero o aleaciones ligeras. Las carcasas pueden ser de hierro fundido (para unidades estacionarias) o de aleaciones ligeras o lámina de acero (para unidades móviles).

En los compresores axiales el gas sigue una trayectoria paralela al eje de rotación. Debido a que el incremento de presión que puede lograrse en una etapa es muy pequeño, los compresores axiales se construyen exclusivamente como unidades multietapas. El rotor consta de una flecha en la cual se hallan colocados discos en cuya periferia se encuentran incrustados los álabes. Los álabes tienen poca altura y su número es elevado. Se construyen de aleaciones ligeras para reducir la fuerza centrifuga. Cada etapa consta de un disco con álabes móviles, seguido por álabes fijos. Los álabes móviles le imprimen una gran velocidad al gas, mientras que los álabes fijos actúan como difusor. La carcasa de un compresor axial se construye de lámina de acero debidamente formada o de aleaciones ligeras.

Los ventiladores son máquinas que desplazan gases con una mínima ganancia de presión estática, de manera que el flujo del gas puede considerarse incompresible. En consecuencia, el funcionamiento de los ventiladores es análogo al de las máquinas hidráulicas. Pueden ser tanto de flujo radial como axial y se construyen de una gran variedad de materiales, desde plásticos, lámina de acero, madera, hasta aleaciones ligeras. Debido

a que son básicamente máquinas de impulso, la función de la carcasa se limita a guiar el gas en la dirección deseada. Los turbosopladores ocupan un lugar intermedio entre los compresores y los ventiladores, ya que la ganancia en la presión en el rotor es suficientemente grande para que no puedan considerarse máquinas de impulso, pero sin que se presente una variación apreciable en el volumen específico del gas.

### 3.- Turbinas hidráulicas:

Las turbinas hidráulicas sirven para transferir la energía del agua al rotor. Existen básicamente tres tipos de turbinas hidráulicas: turbina Pelton, turbina Francis y turbina Kaplan.

La turbina Pelton es una máquina de impulso, por lo que toda la energía de presión del agua debe convertirse en energía cinética antes de entrar al rotor. Esto se logra en una tobera, la cual sirve además para controlar la potencia de la turbina regulando el caudal del agua. El rotor de una turbina Pelton está constituido por un disco con álabes en su periferia. El agua entra al rotor en dirección tangencial, por lo que algunos autores designan a la turbina Pelton como una turbina de flujo tangencial, pero el recorrido del agua a través de los álabes sigue una trayectoria más o menos axial, por lo que es necesario considerar una máquina axial. El álabe tiene la forma de una doble cuchara, con una arista diametral sobre la cual incide el agua. El chorro se divide en dos porciones iguales, de manera que no hay empuje axial sobre los cojinetes que soportan al rotor. El número de álabes varía desde 17 hasta 26, y los álabes pueden fundirse por separado y sujetarse al disco del rotor mediante pernos, o bien, puede fabricarse el rotor completo de una sola pieza. El material más usual es el acero al carbono o acero aleado. Las turbinas Pelton tienen muy bajas velocidades específicas, por lo que son más eficientes al utilizarse con cargas muy elevadas y caudales pequeños.

La turbina Francis es una turbina hidráulica de reacción de flujo radial o mixto, desde el exterior del rotor hacia el centro. Debido a la evolución que ha sufrido a lo largo del presente siglo ha encontrado aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variadas de carga y caudal. El rotor de una turbina Francis se parece al de una bomba centrífuga de flujo mixto cerrado, con la diferencia de que los

álabes son mucho más cortos para reducir pérdidas por fricción. Los rotores se construyen casi exclusivamente de acero al carbono o aleado. El rotor se encuentra encerrado en una carcasa espiral con álabes directrices fijos. Alrededor del rotor se encuentra el distribuidor, formado por una serie de álabes móviles, cuyo paso se puede modificar con la ayuda de un servomecanismo y que sirve para regular la potencia de la turbina modificando el gasto volumétrico. A la descarga del rotor se coloca un tubo de desfogue o difusor que da salida al agua y al mismo tiempo ayuda a recuperar parte de la energía cinética del agua.

La turbina Kaplan es una máquina de reacción de flujo axial. El rotor tiene la forma de hélica con álabes ajustables, de manera que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabes puede producirse en las condiciones de máximo impulso, independientemente de las condiciones de carga y caudal. La velocidad específica de una turbina Kaplan es elevada, por lo que se utilizan en aprovechamientos hidráulicos donde la carga es pequeña en relación al caudal. El número de álabes varía desde 4 hasta 9. El rotor está constituido por un robusto cubo en cuyo interior se aloja el servomecanismo que controla el ángulo de los álabes. Los demás elementos de la instalación se asemejan a los de una turbina Francis.

#### 4.- Turbinas de vapor:

Las turbinas de vapor pueden tener muchas formas, pero básicamente son un rotor encerrado en una carcasa, donde la transferencia de energía se debe a la expansión de vapor que le permite alcanzar una alta velocidad, cediendo su energía a los álabes del rotor. Las turbinas de vapor pueden ser tanto de impulso como de reacción. Muchas veces en una sola turbina se combinan ambos sistemas, siendo las primeras etapas de alta presión de tipo de impulso, y las etapas de baja presión de reacción. En la turbina de impulso hay una serie de toberas estacionarias en las que el vapor se expande hasta alcanzar una alta velocidad que es aprovechada para imprimir movimiento a los álabes del rotor. Si la presión es muy alta, la velocidad será demasiado alta para aprovecharse eficientemente en una sola etapa, por lo que deben colocarse varios escalonamientos. En una turbina de reacción la transformación de energía de presión en energía cinética tiene lugar tanto en las toberas como en los álabes

mismos. Las turbinas modernas se construyen de tal manera que tengan un grado de reacción de aproximadamente 50%.

La gran mayoría de las turbinas es de flujo axial. Los rotores puede fabricarse de una sola pieza o se ensamblan a partir de una flecha y discos. En ambos casos los álabes se colocan por separado sobre la periferia de los discos del rotor. El material más utilizado es el acero forjado. Las carcasas se construyen de acero fundido. En los extremos de la turbina se colocan sellos laberínticos para evitar fugas de vapor o entrada de aire al interior de la turbina. En las turbinas de reacción es necesario también colocar un sello alrededor de cada etapa de la turbina para evitar fugas de vapor alrededor de los álabes. Para sostener el rotor se utilizan cojinetes de deslizamiento lubricados a presión. Existe una enorme variedad de turbinas de vapor con potencias que van desde unos cuantos kW hasta 500 MW.

#### 5.- Turbinas de gas:

En su apariencia, las turbinas de gas se asemejan a las turbinas de vapor. Sin embargo, debido a que las presiones manejadas son más pequeñas, es también menor el número de etapas. Las turbinas de gas son por lo general máquinas de reacción. Los rotores se ensamblan de una flecha, discos y álabes separados. Debido a que los álabes de una turbina de gas se someten a temperaturas extremadamente elevadas, es necesario recurrir a materiales altamente especializados para su fabricación, siendo los principales aceros aleados y aleaciones de níquel. Para alargar la vida útil de los álabes y alcanzar temperaturas más elevadas, lo que se refleja en la eficiencia de la turbina, se utilizan técnicas especiales para su refrigeración. Cada hilera de álabes móviles del rotor está precedida por una hilera de álabes estacionarios sujetos a la carcasa. Para reducir las pérdidas debido al escape de los gases alrededor de las puntas de los álabes, en algunos diseños los extremos de los álabes se unen entre sí para formar un anillo continuo, equipado además con un sello laberíntico. Por lo general, las turbinas de gas se colocan sobre la misma flecha que el compresor necesario para comprimir el gas antes de someterlo al calentamiento en una cámara de combustión. Debido a esta construcción se suele utilizar el nombre de turbina de gas a todo el conjunto de compresor, cámara de combustión y la turbina propiamente dicha.

### CAPITULO III

\*\*\*\*\*

### FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECANICAS

Se dice que un movimiento es vibratorio cuando el movimiento desarrollado por el sistema se repite en función del tiempo, es decir, cuando el sistema se desplaza de manera oscilatoria. Cualquier sistema que tenga masa y elasticidad puede entrar en movimiento vibratorio. La vibración es, por lo general, un fenómeno indeseable en la maquinaria y las estructuras ya que induce esfuerzos adicionales a los de trabajo normal sobre los diferentes elementos de la máquina o la estructura. Además, debido a que se trata de esfuerzos repetitivos, la vibración es una importante fuente de fatiga. En consecuencia, es un aspecto muy importante de la ingeniería el controlar las vibraciones y reducir al mínimo sus efectos perjudiciales.

Cuando una vibración se repite después de un intervalo constante de tiempo se le denomina vibración periódica, y se puede representar mediante ecuaciones matemáticas. El tiempo mínimo después del cual la vibración se repite se denomina periodo y el movimiento realizado durante este tiempo se denomina ciclo. La frecuencia es el número de ciclos completos que se llevan a cabo durante una unidad de tiempo, y se puede calcular como el recíproco del periodo. La frecuencia angular es la frecuencia del movimiento vibratorio expresada en radianes por segundo, donde un ciclo completo equivale a  $2\pi$  radianes.

Existen dos tipos generales de movimiento vibratorio: vibraciones libres y vibraciones forzadas. En el caso de vibraciones libres no existen fuerzas externas aplicadas al sistema que sostengan el movimiento, sino que éste se debe a una fuerza, desplazamiento y/o velocidad iniciales aplicadas momentáneamente al sistema. Cuando la perturbación externa haya sido retirada, el sistema entra en movimiento vibratorio debido a las fuerzas elásticas y de inercia propias de los elementos del sistema. La frecuencia con la que vibra el sistema en estas condiciones y en ausencia de fricción se denomina frecuencia natural y es una propiedad del sistema únicamente, que no depende de los factores externos que hayan provocado el movimiento. En cambio, las vibraciones forzadas son provocadas por una o varias fuerzas pe-

ridículas aplicadas al sistema en forma externa. Por fin, los grados de libertad de un sistema es el número mínimo de coordenadas independientes necesarias para definir matemáticamente el comportamiento del sistema.

Cuando un sistema físico se representa matemáticamente, es necesario hacer siempre algunas simplificaciones relativas a los diversos elementos que lo integran. Debido a que los cuerpos reales tienen tanto masa como elasticidad distribuidas, al modelar matemáticamente un sistema físico tomando sus propiedades de inercia y elasticidad tal como ocurren en la realidad, el modelo matemático resultante involucraría ecuaciones diferenciales parciales, lo que dificulta grandemente la búsqueda de soluciones. Para evitar esta dificultad en el análisis de vibraciones, las masas de los elementos que conforman el sistema se consideran concentradas en forma puntual y los cuerpos se consideran totalmente rígidos, mientras que los elementos elásticos que los unen (resortes) se consideran carentes de masa. Esto permite representar cualquier sistema, por más complicado que sea mediante un número finito de ecuaciones diferenciales ordinarias. Cuando se trata de sistemas donde el efecto de masas y elasticidades distribuidas es importante, es una práctica común dividir el cuerpo que nos interesa en un número finito de masas discretas puntuales conectadas entre sí por elementos elásticos carentes de masa. Para realizar esta clase de simplificación es necesario aplicar un criterio basado en la lógica y en una comprensión del fenómeno de vibraciones mecánicas, ya que la exactitud de los resultados depende en forma primordial de que tanto el comportamiento del sistema simplificado se acerque al comportamiento del sistema real. Por lo general, mientras mayor sea el número de los elementos discretos utilizados para representar el sistema distribuido, mejor será la exactitud, pero también debe tomarse en cuenta la configuración geométrica del elemento. Por otro lado, al utilizar un número elevado de elementos discretos, el modelo matemático se complica. Aquí es donde el ingeniero debe aplicar sus conocimientos para decidir hasta que grado es posible simplificar un sistema real, pero sin que los resultados obtenidos a partir del modelo dejen de ser confiables. Es necesario recordar que al modelar un sistema físico cualquiera no siempre es posible tomar en cuenta todas las variables que intervienen en su comportamiento, por lo que

siempre los resultados obtenidos a partir de un modelo son necesariamente aproximados. En consecuencia, un modelo excesivamente complicado no nos asegura resultados más confiables que otro, más sencillo pero suficientemente completo, pero sí implica una pérdida de tiempo al buscar una solución más compleja.

## 1.- VIBRACIONES LIBRES CON UN GRADO DE LIBERTAD

El caso más sencillo del movimiento vibratorio que, sin embargo, sirve de ayuda para familiarizarse con los conceptos fundamentales que involucra esta clase de movimiento e incluso a veces es suficiente para modelar un sistema real simple, son las vibraciones libres de un solo grado de libertad. Para construir el modelo matemático de este movimiento, considérese el sistema físico mostrado en la Fig.3.1. Para la construcción de las ecuaciones que gobiernan al sistema se establece la siguiente convención de signos: los desplazamientos, fuerzas, velocidades y aceleraciones se consideran positivos en el sentido hacia abajo y negativos hacia arriba. El movimiento de la masa "m" está limitado a la dirección vertical, el resorte carece de masa y no existe ninguna clase de fricción entre la masa en movimiento y el medio circundante.

Aplicando la segunda Ley de Movimiento de Newton (suma de fuerzas es igual a la suma de los productos de masa por aceleración), se puede escribir la ecuación siguiente:

$$mg - kx_T = m \frac{d^2 x_T}{dt^2}$$

donde  $x_T$  es el desplazamiento total del resorte,  $k$  es la constante elástica del resorte,  $m$  es la masa y  $t$  es el tiempo.

Ahora bien, considerando que  $x_T = x + x_{est}$ , donde  $x_{est}$  es la deformación estática del resorte bajo los efectos del peso  $W=mg$ , se tienen las ecuaciones siguientes:

$$kx_T = kx + kx_{est} = kx + mg \quad ; \quad \frac{d^2 x_T}{dt^2} = \frac{d^2 x}{dt^2}$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación de movimiento, se tiene:

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

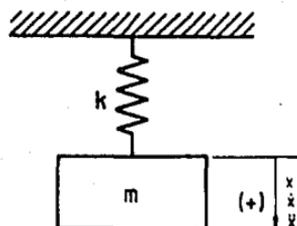


FIG.3.1.- SISTEMA TRASLACIONAL DE UN GRADO DE LIBERTAD SIN AMORTIGUAMIENTO.

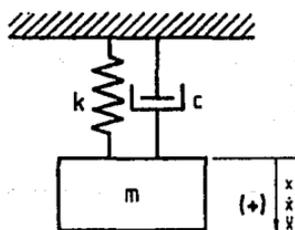


FIG.3.2.- SISTEMA TRASLACIONAL DE UN GRADO DE LIBERTAD CON AMORTIGUAMIENTO.

ecuación que suele escribirse en la forma siguiente:

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad ; \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.1)$$

La solución general de esta ecuación puede escribirse como

$$x(t) = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t$$

El término  $\omega_n = \sqrt{k/m}$  es la frecuencia natural del sistema estudiado expresada en radianes por segundo.

Para evaluar las dos constantes arbitrarias A y B, se consideran las condiciones iniciales de desplazamiento  $x_0$  y velocidad  $v_0$ , cuando  $t=0$ . Sustituyendo las condiciones iniciales se llega a la solución final:

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{v_0}{\omega_n} \sin \omega_n t \quad (3.2)$$

La ecuación 3.2 se puede escribir también como:

$$x(t) = M \sin(\omega_n t + \alpha) \quad (3.3)$$

donde  $M = (A^2 + B^2)^{1/2}$  y  $\alpha = \text{tg}^{-1}(A/B)$ . Se puede observar que el movimiento tiene forma sinusoidal, con amplitud M y ángulo de fase  $\alpha$ . La frecuencia de la vibración natural es:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.4)$$

y el periodo  $T = \frac{1}{f_n} = 2\pi \sqrt{m/k}$

con 
$$M = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2} \quad \text{y} \quad \alpha = \text{tg}^{-1}\left(\frac{\omega_n x_0}{v_0}\right)$$

La ecuación 3.1 puede obtenerse también aplicando el principio de conservación de energía. Debido a que en el sistema considerado no hay disipación de energía, la suma de la energía cinética  $E_c$  y la energía potencial  $E_p$  es constante:

$$\frac{d}{dt} (E_c + E_p) = 0 \quad (3.5)$$

Aplicando las definiciones de energía cinética y potencial se tiene

$$E_c = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 \quad E_p = \frac{1}{2} k x^2$$

y sustituyéndolas en la ecuación 3.5 se llega a:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} k x^2 \right) = 0$$

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

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

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad ; \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

El método de energía es especialmente útil cuando las fuerzas elásticas son aparentemente difíciles de determinar, como en caso de péndulos, cuerpos sobre superficies cóncavas, etc. En estos casos, el método de energía es una alternativa que ayuda a encontrar la frecuencia natural del sistema en forma rápida y sencilla.

Hasta ahora se ha discutido un tipo de movimiento vibratorio en el cual no existe ninguna disipación de energía hacia los alrededores del sistema. Sin embargo, en todos los sistemas reales siempre está presente la fricción la cual ocasiona que la energía inicial del sistema sea disipada en forma de calor haciendo que cese el movimiento. A esta clase de fuerzas que se oponen al movimiento se les denomina amortiguamiento. Existen diversas clases de amortiguamiento, algunas de las cuales no siguen un comportamiento lineal, pero su característica general, común a todos los tipos de amortiguamiento, es que se oponen al sentido de movimiento. El caso más sencillo del amortiguamiento es la fricción seca, la cual se caracteriza por que su valor de fuerza es constante e independiente de la velocidad del movimiento. Sin embargo, el caso más importante del amortiguamiento, desde el punto de vista de ingeniería, es el llamado amortiguamiento viscoso, el cual se aproxima al amortiguamiento real observado en los dispositivos destinados a controlar las vibraciones (amortiguadores), disipación de energía en el interior del material y otros casos comunes. Además, el amortiguamiento viscoso es el más sencillo de manejarse matemática-

mente. Debido a estas características, el amortiguamiento viscoso es el único que se considera al establecer los modelos matemáticos de los sistemas reales. El amortiguamiento viscoso se caracteriza por que la fuerza que se opone al movimiento es directamente proporcional a la velocidad de dicho movimiento. Esta relación se expresa matemáticamente como  $F_a = -c\dot{x}$ , donde  $c$  se denomina coeficiente de amortiguamiento. Debido a que el amortiguamiento viscoso es una condición un tanto ideal, para los sistemas reales puede utilizarse el llamado coeficiente de amortiguamiento viscoso equivalente, el cual permite aproximar cualquier clase de amortiguamiento a un sistema ideal mediante la ecuación

$$c_{eq} = \frac{AE}{\pi\omega A^2} \quad (3.6)$$

donde  $A$  es la amplitud,  $\omega$  la frecuencia angular del movimiento sinusoidal y  $E$  es la energía disipada durante un ciclo por el amortiguamiento no viscoso.

Para deducir el modelo matemático de las vibraciones libres amortiguadas considérese el sistema representado en la Fig. 3.2. Aplicando las Leyes de Movimiento de Newton y el concepto de amortiguamiento viscoso se tiene

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.7)$$

La ecuación homogénea resultante tiene una solución de forma

$$x(t) = C_1 e^{n_1 t} + C_2 t e^{n_2 t} \quad (3.8a)$$

donde

$$n_{1,2} = \frac{1}{2m} (-c \pm \sqrt{c^2 - 4km}) \quad (3.8b)$$

y  $C_1$  y  $C_2$  se evalúan a partir de las condiciones iniciales del problema.

Se define como coeficiente de amortiguamiento crítico

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

Sea  $\zeta = c/c_c$ . Entonces la ecuación 3.8b se puede reescribir como

$$n_{1,2} = (-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n \quad (3.9)$$

Como puede observarse de la ecuación, en un sistema físico real pueden darse tres casos, los cuales son  $\zeta > 1$ ,  $\zeta = 1$  y  $\zeta < 1$ .

Si  $\zeta > 1$  el sistema se denomina sobreamortiguado y ambas raíces de la ecuación 3.9 son reales y negativas. La ecuación 3.8 será una suma de dos componentes exponenciales decrecientes. El desplazamiento inicial será  $C_1 + C_2$  y la masa regresará al reposo en posición de equilibrio si presentar movimiento oscilatorio.

Cuando  $\zeta = 1$  el sistema es críticamente amortiguado y las dos raíces  $n_1 = n_2 = \omega_n$ . La solución de la ecuación 3.7 conduce a

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

y el movimiento será similar al caso anterior, con la diferencia de que la masa regresará a la posición de equilibrio más rápido. El caso de amortiguamiento crítico tiene importancia ya que permite que la masa regrese al reposo en el tiempo más corto posible.

Por fin, si  $\zeta < 1$  el sistema es subamortiguado y las raíces de la ecuación 3.9 son números complejos conjugados. La solución de la ecuación 3.7 tiene la forma de:

$$x(t) = e^{-\zeta \omega_n t} (A \cos \omega_d t + B \sin \omega_d t) \quad (3.10)$$

$$\text{o bien} \quad x(t) = M e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t + \alpha) \quad (3.11)$$

donde  $\omega_d$  es la frecuencia natural amortiguada del sistema definida como

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3.12)$$

$$\text{con } M = (A^2 + B^2)^{1/2} \quad \text{y} \quad \alpha = \text{tg}^{-1}(A/B)$$

El movimiento resultante es una oscilación periódica cuya amplitud decrece gradualmente con el tiempo. El caso de un sistema subamortiguado es el más importante desde el punto de vista de ingeniería ya que la gran mayoría de los sistemas reales cae dentro de esta categoría.

En las Fig. 3.3 y 3.4 se muestran las respuestas en el tiempo (desplazamiento) de los tres casos posibles para las mismas condiciones iniciales de desplazamiento y velocidad.

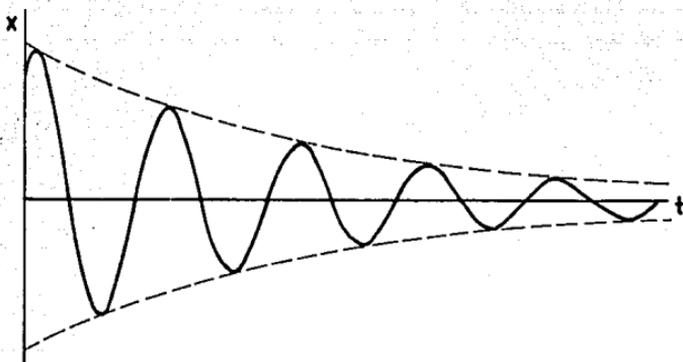


FIG.3.3.-RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN SISTEMA SUBAMORTIGUADO.

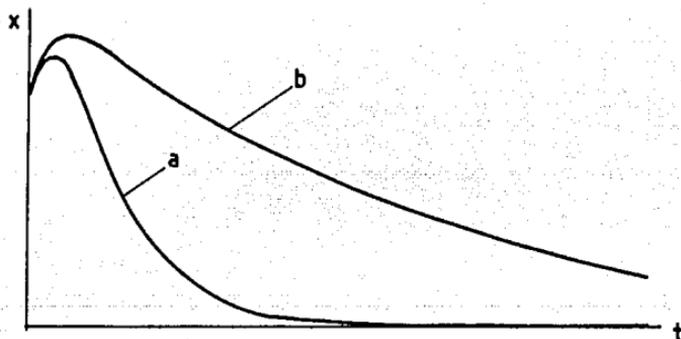


FIG.3.4.-RESPUESTA EN EL TIEMPO DE UN SISTEMA CRITICAMENTE AMORTIGUADO (a) Y UNO SOBREAMORTIGUADO (b) .

## 2.- VIBRACIONES FORZADAS, ESTACIONARIAS Y CONCEPTO DE RESONANCIA

Hasta ahora se han discutido vibraciones libres, es decir, las que se deben únicamente a las fuerzas internas del sistema inicialmente perturbado por algún agente externo. Sin embargo, en los sistemas físicos reales siempre existe un amortiguamiento que, de acuerdo a lo expuesto en la sección anterior, conduce a que las vibraciones libres desaparezcan después de algún lapso finito de tiempo. Para que un movimiento vibratorio pueda sostenerse debe existir alguna fuerza periódica que lo provoque. Las fuerzas periódicas que provocan el movimiento vibratorio pueden ser de muy diversa índole, por ejemplo, fuerzas armónicas (sinusoidales), auto-excitadas, de impacto o repetición aleatoria, etc. Cada uno de estos tipos de fuerzas requiere de un tratamiento matemático distinto y de aplicación de diversas técnicas de solución.

Desde el punto de vista matemático el caso más sencillo de vibraciones forzadas es el provocado por una fuerza armónica. Además, este tipo de fuerza es bastante frecuente en los casos prácticos de problemas de vibración. Por otro lado, si la fuerza que provoca las vibraciones es muy regular, es decir, tiene un periodo y una magnitud constantes, sin que siga un comportamiento sinusoidal, la solución arrojada mediante la utilización de un modelo con fuerza armónica es una aproximación relativamente exacta.

Para la determinación del modelo matemático considérese nuevamente el sistema de la Fig.3.1. A este sistema se le aplica una fuerza periódica de tipo  $F(t)=F_0 \text{sen}(\omega t)$ . Aplicando las Leyes de Movimiento de Newton se puede escribir la ecuación:

$$\ddot{x} + \frac{k}{m} x = \frac{F_0}{m} \text{sen} \omega t \quad (3.13)$$

La solución homogénea para esta ecuación tendrá la misma forma que para el caso de vibraciones libres. La solución completa será la suma de esta solución homogénea más una solución particular de forma:

$$x_p(t) = \frac{F/k}{1-(\frac{\omega}{\omega_n})^2} \text{sen} \omega t \quad (3.14)$$

$$x(t) = A \cos \omega_n t + B \text{sen} \omega_n t + \frac{F/k}{1-(\frac{\omega}{\omega_n})^2} \text{sen} \omega t \quad (3.15)$$

El último término de la solución indica que la amplitud de las vibraciones tiende al infinito cuando la frecuencia de la fuerza aplicada se acerca mucho a la frecuencia natural del sistema. A esta condición se le denomina resonancia. El fenómeno de la resonancia es muy importante desde el punto de vista de ingeniería. La amplitud de las vibraciones en las cercanías de la frecuencia natural se ve también afectada por el amortiguamiento, como se verá más adelante, pero en general puede decirse que en caso de sistemas débilmente amortiguados la resonancia es muy destructiva, de manera que incluso una fuerza periódica pequeña puede conducir a daños o destrucción del sistema.

La solución obtenida para el caso de un sistema no amortiguado es sólo una aproximación de los sistemas reales. En la práctica siempre existe un amortiguamiento debido a las propiedades de los materiales de los elementos del sistema y la fricción con el medio. Para el modelado matemático de un sistema amortiguado sometido a vibraciones forzadas considérese el sistema de Fig.3.2 sujeto a la acción de una fuerza armónica. Aplicando las Leyes de Movimiento de Newton se tiene la ecuación siguiente:

$$\ddot{x} + \frac{c}{m} \dot{x} + \frac{k}{m} x = \frac{F}{m} \text{sen} \omega t \quad (3.16)$$

Al igual como en el caso anterior, la solución de la ecuación planteada estará compuesta de dos partes, una solución homogénea y una solución particular. Recordando que las vibraciones libres de un sistema amortiguado desaparecen gradualmente con el tiempo, podemos asegurar que la única porción significativa de la solución después de unos cuantos ciclos iniciales de movimiento será la solución particular, por lo que es la única que reviste interés para el análisis de vibraciones desde el punto de vista de ingeniería. A esta solución particular se le denomina vibraciones estacionarias ya que sus características de frecuencia y sobre todo amplitud son independientes del tiempo, es decir, permanecen constantes. Aplicando el método de coeficientes indeterminados se llega a que la solución particular tiene la forma de

$$x_p(t) = \frac{F}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \text{sen}(\omega t + \phi) \quad (3.17)$$

donde el ángulo de fase es

$$\phi = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{c\omega}{k-m\omega^2}\right) \quad (3.18)$$

El ángulo de fase es un concepto importante en el análisis de vibraciones ya que expresa la distancia angular entre los vectores giratorios de la fuerza que provoca la vibración (o en general, cualquier otro punto fijo que sirva de referencia) y el vector del movimiento vibratorio (desplazamiento, velocidad o aceleración). El ángulo de fase puede tomar diferentes valores en diversas condiciones del movimiento vibratorio, de manera que al ser medido en un sistema real puede servir de importante fuente de información para la determinación de las demás características del movimiento estudiado.

Para un manejo matemático más conveniente se definen parámetros adimensionales

$$x_0 = \frac{F}{k} ; \quad r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\omega}{\sqrt{k/m}} ; \quad \zeta = \frac{c\omega_n}{2k}$$

de manera que el ángulo de fase puede escribirse mediante la ecuación:

$$\phi = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (3.19)$$

Además del ángulo de fase se define un parámetro adimensional llamado factor de amplificación el cual indica la razón entre el valor máximo del movimiento vibratorio (amplitud) y la deformación estática que presentaría el sistema bajo la acción de una fuerza constante de igual magnitud que la amplitud de la fuerza periódica. El factor de amplificación se calcula mediante la ecuación:

$$F.A. = \frac{x}{x_0} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.20)$$

En las Fig. 3.5 y 3.6 se muestran las gráficas del factor de amplificación y del ángulo de fase con respecto a la frecuencia de la fuerza periódica, respectivamente.

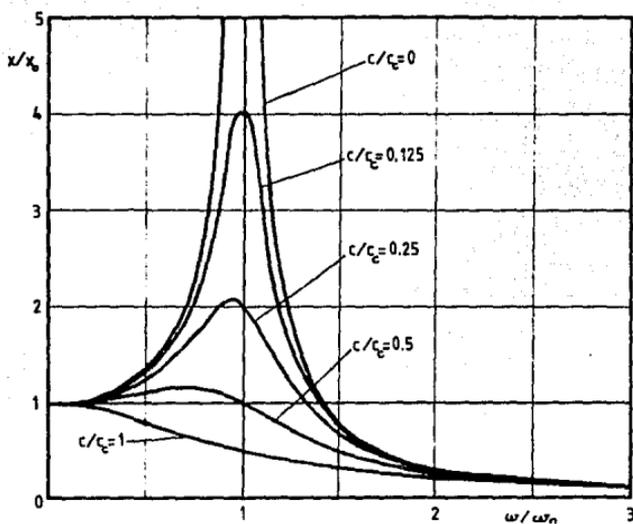


FIG.3.5.-FACTOR DE AMPLIFICACION

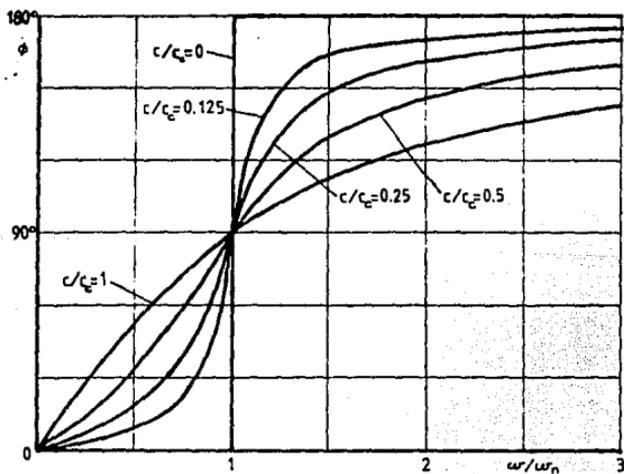


FIG.3.6.- ANGULO DE FASE

De la Fig.3.5 (Factor de amplificación) se puede observar que en un sistema amortiguado la amplitud máxima se da cuando la frecuencia de la fuerza armónica es ligeramente inferior que la frecuencia natural del sistema. A esta frecuencia que provoca el máximo valor de amplitud la denominamos también frecuencia de resonancia. Sin embargo, para sistemas cuyo amortiguamiento es pequeño, la diferencia que existe entre la frecuencia natural y la frecuencia de resonancia es prácticamente despreciable. En consecuencia, para sistemas donde el amortiguamiento es bajo se puede considerar que la frecuencia natural del sistema y la frecuencia de resonancia son iguales. Esto tiene una gran importancia práctica ya que simplifica notablemente el proceso de diseño de cualquier máquina donde es importante el análisis y control de las vibraciones. Mientras que la frecuencia natural de un sistema no amortiguado puede encontrarse por métodos matemáticos en forma relativamente sencilla, la determinación de la frecuencia de resonancia de un sistema amortiguado es un problema mucho más complicado. Aprovechando que para la mayoría de los sistemas la diferencia entre estas frecuencias es pequeña se puede encontrar la frecuencia de resonancia en forma muy aproximada calculando la frecuencia natural y despreciando el amortiguamiento. Además, debido a que los métodos para el cálculo de las frecuencias naturales de los sistemas son también aproximados, por lo que es necesario aplicar ciertos márgenes de tolerancia a los resultados calculados en lugar de proporcionar un valor único, se acostumbra indicar un rango de frecuencias alrededor de la frecuencia natural, en el cual se debe evitar la operación del sistema, de manera que la frecuencia de resonancia queda dentro de este rango.

El análisis matemático sencillo expuesto en los párrafos anteriores es aplicable solamente cuando la fuerza periódica que provoca el movimiento es de tipo armónico (sinusoidal). Sin embargo, en numerosos casos la fuerza que provoca el movimiento tiene un carácter más complejo, por lo que el análisis matemático se vuelve también más complicado. El método de análisis utilizado depende principalmente del carácter de la fuerza periódica. Cuando la fuerza aplicada al sistema tiene un comportamiento regular con respecto al tiempo, es decir, se repite en ciclos iguales, aunque con una forma de onda compleja, que no permite aproximarse a una curva senoidal, se puede aplicar el

método de series de Fourier. Este método permite descomponer cualquier fuerza periódica en una suma de varias componentes senoidales cuyas frecuencias son múltiplos enteros de la frecuencia de la fuerza original. Las componentes individuales se aplican entonces al sistema por separado y las soluciones obtenidas se suman, aprovechando la propiedad de linealidad del sistema. Cuando la fuerza periódica puede representarse mediante una función matemática, pero que no sea el seno o el coseno, es conveniente aplicar el método de la Transformada de Laplace. Por fin, cuando la fuerza que origina las vibraciones es de carácter aleatorio, la solución más sencilla es aplicar algún método numérico.

Otro método que facilita el análisis de vibraciones de sistemas sujetos a fuerzas armónicas es el método de la impedancia mecánica. Este método se basa en el principio de que para una fuerza armónica de tipo

$$F(t) = F \operatorname{sen} \omega t$$

la solución permanente de la ecuación de movimiento del sistema es de tipo

$$x(t) = x \operatorname{sen}(\omega t - \phi)$$

Las variables  $x(t)$  y  $F(t)$  pueden sustituirse por números complejos

$$F(t) = F e^{i\omega t}$$

$$x(t) = X e^{i(\omega t - \phi)}$$

Derivando la ecuación del desplazamiento se tiene que

$$\dot{x} = i\omega X e^{i(\omega t - \phi)} \quad \ddot{x} = -\omega^2 X e^{i(\omega t - \phi)}$$

Entonces, la ecuación de movimiento 3.16 se puede reescribir en la forma siguiente:

$$(-m\omega^2 + i\omega c + k)X = F$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se pueden obtener las siguientes soluciones:

$$X = \frac{F}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad \phi = \text{tg}^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right)$$

que son análogas a las obtenidas por la solución de la ecuación diferencial original. El método de impedancia mecánica es especialmente útil cuando se trata de sistemas complicados con varios grados de libertad.

### 3.- VIBRACIONES TORSIONALES

Las dos secciones anteriores se han referido a sistemas donde el movimiento vibratorio seguía una trayectoria lineal. Sin embargo, los cuerpos rígidos pueden realizar movimientos tanto lineales como rotacionales. Por esta razón, el movimiento vibratorio puede presentarse también en caso del movimiento rotativo, en forma de vibraciones torsionales. En la Fig.3.7 se muestra un sistema rotacional genérico compuesto por una flecha con una constante elástica torsional  $k_t$ , la cual se considera libre de masa, un cuerpo rígido con un momento de inercia  $I$  y un amortiguador viscoso torsional con coeficiente de amortiguamiento  $c_t$ . Si al sistema se le aplica un momento torsional de la forma  $T(t) = T \text{sen} \omega t$ , entonces la ecuación diferencial que describe el movimiento será:

$$\ddot{\theta} + \frac{c_t}{I} \dot{\theta} + \frac{k_t}{I} \theta = \frac{T}{I} \text{sen} \omega t \quad (3.21)$$

Esta ecuación es análoga a la ecuación 3.16, desarrollada para un sistema traslacional. Por lo consiguiente, su solución particular también será análoga a las ecuaciones 3.17 y 3.18, soluciones de la ecuación 3.16:

$$\theta = \frac{T}{\sqrt{(k_t - I\omega^2)^2 + (c_t\omega)^2}} \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (3.22)$$

$$\phi = \text{tg}^{-1}\left(\frac{c_t\omega}{k_t - I\omega^2}\right) \quad (3.23)$$

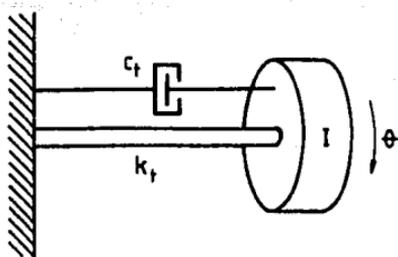


FIG.3.7.- SISTEMA TORSIONAL DE UN GRADO DE LIBERTAD.

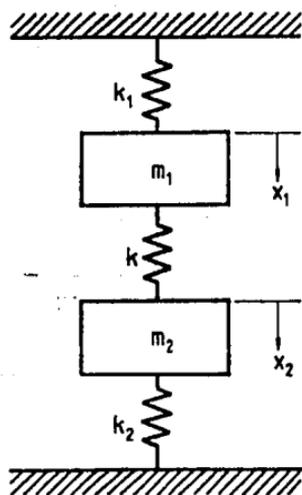


FIG.3.8.- SISTEMA DE DOS GRADOS DE LIBERTAD SIN AMORTIGUAMIENTO.

Como se puede observar, las vibraciones torsionales siguen un modelo matemático análogo al de las vibraciones lineales, por lo que es conveniente establecer una tabla de equivalencias entre los parámetros de ambas clases de sistemas, junto con sus respectivas unidades, con el fin de facilitar el análisis:

TABLA 3.1.- EQUIVALENCIAS ENTRE LAS MAGNITUDES FISICAS DE LOS SISTEMAS LINEALES Y TORSIONALES.

MAGNITUD FISICA	SISTEMA LINEAL	SISTEMA TORSIONAL
tiempo .....	t (seg) .....	t (seg)
desplazamiento .....	x (m) .....	$\phi$ (rad)
inercia .....	m (kg) .....	I (kg-m <sup>2</sup> )
fuerza o torque .....	F (N) .....	T (N-m)
constante elástica .....	k (N/m) .....	k <sub>t</sub> (Nm/rad)
coef. de amortiguamiento .....	c (Ns/m) .....	c <sub>t</sub> (Nms/rad)

Aplicando esta tabla, las soluciones encontradas para una clase de sistema pueden aplicarse inmediatamente a un sistema equivalente de otra clase.

#### 4.- VIBRACIONES CON MAS DE UN GRADO DE LIBERTAD.

En los apartados anteriores se han analizado sistemas vibratorios con sólo un grado de libertad. Aunque esta clase de sistemas es representativa de algunos sistemas físicos reales, la mayoría de las máquinas está conformada por numerosos elementos con masa y elasticidad, de manera que posee más de un grado de libertad. Para introducirse en el análisis de sistemas con múltiples grados de libertad es conveniente comenzar por un sistema sencillo que involucra sólo dos masas, es decir, dos grados de libertad. Mediante un sistema así se pueden observar las principales características y los métodos de análisis de los sistemas complejos, sin la necesidad de extender demasiado la parte de la solución matemática, y los resultados obtenidos pueden extrapolarse a sistemas más complejos.

Considérese el sistema de la Fig.3.8. Aplicando la Leyes de Movimiento de Newton se tienen las siguientes ecuaciones diferenciales de movimiento:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k)x_1 - kx_2 = 0 \quad (3.24a)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (k_2 + k)x_2 - kx_1 = 0 \quad (3.24b)$$

La solución a este sistema de ecuaciones tiene la forma:

$$x_1 = A \operatorname{sen}(\omega t + \alpha) \quad (3.25a)$$

$$x_2 = B \operatorname{sen}(\omega t + \alpha) \quad (3.25b)$$

donde  $\omega$  es la frecuencia natural del sistema. Sustituyendo las soluciones propuestas 3.25a y 3.25b en las ecuaciones de movimiento 3.24a y 3.24b, se tiene el siguiente sistema homogéneo de ecuaciones:

$$(k_1 + k - m_1 \omega^2)A - kB = 0 \quad (3.26a)$$

$$(k_2 + k - m_2 \omega^2)B - kA = 0 \quad (3.26b)$$

Las constantes A y B sólo son diferentes de cero si el siguiente determinante se iguala a cero:

$$\begin{bmatrix} k_1 + k - m_1 \omega^2 & -k \\ -k & k_2 + k - m_2 \omega^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.27)$$

La ecuación característica de este determinante es una ecuación cuadrática en  $\omega^2$ . De esto se deduce que el sistema tiene dos frecuencias naturales. Esta conclusión se puede extrapolar a sistemas más complejos, es decir, que un sistema tiene tantas frecuencias naturales cuantos grados de libertad posee.

La solución completa al sistema será:

$$x_1 = A_1 \operatorname{sen}(\omega_1 t + \alpha_1) + A_2 \operatorname{sen}(\omega_2 t + \alpha_2) \quad (3.28a)$$

$$x_2 = B_1 \operatorname{sen}(\omega_1 t + \alpha_1) + B_2 \operatorname{sen}(\omega_2 t + \alpha_2) \quad (3.28b)$$

A partir de las ecuaciones 3.26a y 3.26b se pueden encontrar las relaciones  $A_1/B_1$  y  $A_2/B_2$ . Los valores de  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $\alpha_1$ , y  $\alpha_2$  se calculan a partir de las condiciones iniciales del problema.

Ahora considérese el mismo sistemas de la Fig.3.8, pero con amortiguamiento entre las masas  $m_1$  y  $m_2$ , y bajo efectos de una fuerza periódica de tipo  $F(t) = F \sin \omega t$  aplicada a la masa número uno. Las ecuaciones de movimiento del sistema serán:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + (k_1 + k) x_1 - c \dot{x}_2 - k x_2 = F \sin \omega t \quad (3.29a)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c \dot{x}_2 + (k_2 + k) x_2 - c \dot{x}_1 - k x_1 = 0 \quad (3.29b)$$

Aplicando el método de la impedancia mecánica se sustituyen

$$x(t) = X e^{j\omega t} \quad F(t) = F e^{j\omega t}$$

de manera que las ecuaciones de movimiento pueden escribirse de manera siguiente:

$$(k_1 + k - m_1 \omega^2 + ic\omega) x_1 - (k + ic\omega) x_2 = F \quad (3.30a)$$

$$(k_2 + k - m_2 \omega^2 + ic\omega) x_2 - (k + ic\omega) x_1 = 0 \quad (3.30b)$$

La solución a este sistema de ecuaciones puede encontrarse aplicando la regla de Cramer:

$$\Delta = (k_1 + k - m_1 \omega^2 + ic\omega)(k_2 + k - m_2 \omega^2 + ic\omega) - (k + ic\omega)^2 \quad (3.31a)$$

$$\Delta x_1 = F(k_2 + k - m_2 \omega^2 + ic\omega) \quad (3.31b)$$

$$\Delta x_2 = F(k + ic\omega) \quad (3.31c)$$

$$x_1 = \frac{\Delta x_1}{\Delta} \quad x_2 = \frac{\Delta x_2}{\Delta} \quad (3.31d \text{ y } e)$$

El manejo matemático de sistemas físicos complejos se vuelve sumamente tedioso, por lo que es raro que se realice en forma manual. Para el ingeniero es importante saber plantear las ecuaciones diferenciales del movimiento, mientras que para su solución puede recurrirse a computadoras digitales. Cuando este camino no es posible, se debe analizar en forma lógica el sistema

antes de construir el modelo matemático. Algunas veces es posible simplificar notablemente el modelo sin gran perjuicio de la exactitud de la solución. Por lo general sólo la vibración de algunos de los elementos del sistema es de interés para el análisis de su comportamiento, mientras que la gran mayoría de las piezas pueden considerarse estáticas en virtud de una masa elevada o gran rigidez. También es importante tomar en cuenta la frecuencia de la fuerza periódica. Como se pudo observar en la gráfica del factor de amplificación (Fig.3.5) la amplitud de las vibraciones tiende a cero para frecuencias muy superiores que la frecuencia natural del sistema. En consecuencia, algunos elementos cuya masa es muy elevada y, por lo consiguiente, frecuencia natural es baja, pueden considerarse estáticos o con niveles de vibraciones despreciables cuando se analizan vibraciones de alta frecuencia.

#### 5.- VELOCIDAD CRITICA EN ROTORES

Uno de los problemas fundamentales del diseño de cualquier clase de maquinaria es el de evitar la resonancia entre las fuerzas periódicas presentes en la máquina y la frecuencia natural de vibraciones de alguno de los elementos de la máquina. En caso de la maquinaria rotativa, como lo es la turbomaquinaria, la fuente principal de las fuerzas armónicas es la rotación del rotor de la máquina. Debido a los defectos de maquinado y falta de homogeneidad de los materiales el centro de gravedad o eje principal de inercia del rotor nunca coincide exactamente con el eje de rotación. El efecto neto de este fenómeno equivale a la presencia de una masa colocada a cierta distancia del eje de rotación y se denomina desbalanceo. El desbalanceo da lugar a que aparezca una fuerza centrífuga cuya magnitud es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación de la máquina y cuyo vector de dirección gira junto con el rotor. El efecto neto de esta fuerza centrífuga es equivalente al de una fuerza armónica cuya frecuencia es igual a la velocidad de rotación de la máquina. Si la frecuencia de esta fuerza armónica es igual a la frecuencia natural de las vibraciones transversales del rotor, se produce la resonancia que puede incluso destruirlo debido a que generalmente se trata de un sistema ligeramente amortiguado.

Lo expuesto en el párrafo anterior conduce a la formulación del concepto de la velocidad crítica. Se define a la velocidad crítica como la velocidad de rotación cuya frecuencia angular es igual a la frecuencia natural del rotor. Cuando el rotor gira a la velocidad crítica, se produce la resonancia entre la fuerza provocada por el desbalanceo y las vibraciones transversales del rotor, provocando un fuerte incremento en la amplitud de las vibraciones que puede dañar seriamente a la máquina. Debido a que cualquier rotor es un sistema con varios grados de libertad, tiene también varias frecuencias naturales y, en consecuencia, igual número de velocidades críticas. Estrictamente hablando, al tratarse de un sistema de masa y elasticidad distribuidas, el número de velocidades críticas es infinito. Sin embargo, para fines de ingeniería se pueden hacer varias simplificaciones. En primer lugar, cualquier rotor puede considerarse un sistema de masas concentradas conectadas por segmentos de flecha libres de masa. La configuración geométrica de los rotores facilita por lo general esta división. Una vez dividido el rotor de esta manera se tiene un sistema con un número finito de grados de libertad, lo que conduce a un número finito de velocidades críticas. Los resultados obtenidos mediante esta simplificación son, por lo general, lo suficientemente exactos para los fines prácticos. Además, solo las primeras (más bajas) velocidades críticas se encuentran dentro de los rangos posibles de operación de una turbomáquina. Las velocidades críticas superiores son por lo general tan elevadas que no es necesario tomarlas en cuenta.

El concepto de velocidad crítica suele aplicarse también a las vibraciones torsionales de un rotor. Esta parte del análisis es muy importante en caso de los motores de combustión interna debido al carácter intermitente del torque producido, pero en caso de turbomaquinaria puede omitirse debido a que las turbomáquinas se caracterizan por un torque muy uniforme que casi no provoca vibraciones torsionales. También suele utilizarse el nombre de velocidad crítica para la velocidad de giro a la cual la frecuencia con la que los álabes del rotor pasan frente a los álabes estacionarios coincide con la frecuencia natural de vibración de los álabes. Al pasar un álabes del rotor frente a otro estacionario provoca una ligera pulsación de presión que ejerce un ligero empuje sobre el álabes. Si la frecuencia de

esta fuerza periódica coincide con la frecuencia natural de las vibraciones del álabé, se produce la resonancia que puede destruir al álabé. La velocidad de rotación a la cual se produce este fenómeno se calcula dividiendo la frecuencia natural del álabé entre el número de álabes del rotor.

Al hablar de las velocidades críticas es necesario referirse también al concepto de los modos de vibración. El modo de vibración es la curva geométrica que sigue la deformación del elemento al vibrar con alguna de sus frecuencias naturales. A cada frecuencia natural corresponde un modo de vibración. Los puntos nodales o simplemente nodos son los puntos en los cuales la deformación es cero. En caso de rotores de turbomáquinas es sumamente importante conocer la posición de los nodos para poder calcular las velocidades críticas. Por lo general se establece que los puntos nodales coinciden con los soportes (cojinetes) del rotor. Esto es cierto cuando las chumaceras de la máquina son rígidas. Cuando las chumaceras son relativamente flexibles el problema se complica y el modo de vibración es difícil de determinar por métodos analíticos.

Para conocer las velocidades críticas de un rotor es necesario calcular sus frecuencias naturales de vibración. Este es un problema que desde hace mucho tiempo ha atraído la atención de científicos e ingenieros, por lo que en la actualidad se cuenta con numerosos métodos para su solución. El más sencillo de ellos es el método de Rayleigh-Ritz. Este método es un método de energía, es decir, desprecia el amortiguamiento del sistema. Esta simplificación no afecta en mucho a la exactitud de los resultados ya que el amortiguamiento en los sistemas reales es por lo general muy pequeño. El método aprovecha que el primer modo de vibración de un rotor es casi igual a la curva de deformación estática del rotor bajo los efectos de su propio peso. De esta manera la velocidad crítica se puede calcular mediante la ecuación:

$$\omega^2 = \frac{g \sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i y_i^2} \quad (3.32)$$

donde  $m_i$  es la masa puntual  $i$  colocada sobre el rotor y  $y_i$  es la deformación estática en el lugar de la masa  $i$ .

El resultado arrojado por la ecuación anterior es ligeramente superior a la velocidad crítica real del rotor, pero el error no excede de 4%, siempre y cuando la división del rotor en masas puntuales se ha llevado a cabo de manera correcta. El principal defecto del método de Rayleigh-Ritz es que únicamente permite calcular la primera (fundamental) velocidad crítica. Las velocidades críticas superiores no se pueden determinar ya que no se conocen los modos de vibración que les corresponden. En consecuencia, el método de Rayleigh-Ritz es adecuado para la solución de algunos problemas. El primer caso corresponde a máquinas de baja velocidad de rotación, de manera que es poco probable que el rotor llegue a aproximarse a su segunda velocidad crítica. El segundo caso se da cuando la configuración geométrica del rotor hace que las velocidades críticas superiores tengan valores muy elevados, totalmente fuera de los rangos de operación de la máquina. Este es, por ejemplo, el caso de un rotor en forma de disco colocado sobre una flecha delgada. Este tipo de rotores tiene una primera velocidad crítica relativamente baja, mientras que las velocidades críticas superiores tienen valores decenas de veces superiores que la primera velocidad crítica.

Sin embargo, en caso de turbomáquinas de alta velocidad y con rotores de formas más complicadas es indispensable conocer por lo menos las primeras 3 o 4 velocidades críticas superiores, además de la primera o fundamental velocidad crítica. Un método alternativo para la solución de esta clase de problemas es el método de coeficientes de influencia. Se define a un coeficiente de influencia  $a_{ij}$  como la deformación que existe en el punto de la masa  $i$  debido a una fuerza unitaria aplicada en el punto de la masa  $j$ . Los coeficientes de influencia de cualquier sistema conforman una matriz cuadrada, llamada matriz de influencia y se designa por  $[a]$ . La inversa de la matriz de influencia se denomina matriz rigidez y es equivalente para un sistema de varios grados de libertad a la constante elástica del resorte de un sistema de un grado de libertad. Si la matriz de influencia se multiplica por una matriz diagonal de inercia  $[m]$ , donde los elementos diagonales corresponden a las masas puntuales y todos los demás elementos de la matriz son cero, se tiene la matriz de deformación. Para calcular las velocidades críticas es necesario sacar la inversa de esta matriz de defor-

mación. Entonces las frecuencias naturales y las velocidades críticas del rotor serán iguales a las raíces cuadradas de los eigenvalores de esta matriz, es decir, raíces del polinomio característico del determinante de la matriz.

El método de los coeficientes de influencia es un método que implica numerosos cálculos, pero que se programa con facilidad para ser aplicado mediante una computadora digital. En el Apéndice 1 de este trabajo se proporciona el listado de un programa en el lenguaje BASIC que permite calcular las velocidades críticas de rotores de hasta 5 grados de libertad mediante este método. La desventaja del método de los coeficientes de influencia estriba en que, al igual que el método de Rayleigh-Ritz, desprecia el amortiguamiento. En consecuencia, la exactitud de los resultados es muy buena para las primeras dos o tres velocidades críticas, pero empeora para las velocidades críticas superiores. Sin embargo, los resultados son por lo general suficientemente exactos para los fines de ingeniería, sobre todo tomando en cuenta que se utiliza un modelo aproximado del rotor.

Al calcular la velocidad crítica de rotores en forma de disco que giran a muy altas velocidades es necesario tomar en cuenta el efecto giroscópico de la masa en rotación. El análisis de este caso es relativamente complicado y queda fuera de los alcances de este trabajo, por lo que se remite al lector a literatura más especializada.

### 3.6.- VIBRACIONES AUTOEXCITADAS

Las vibraciones autoexcitadas es un caso especial que se presenta únicamente en sistemas no lineales, es decir, cuyas ecuaciones de movimiento no se pueden expresar mediante ecuaciones diferenciales lineales ordinarias. En este tipo de sistemas las vibraciones pueden autosostenerse a pesar de que no exista ninguna fuerza periódica exterior que las provoque. La característica fundamental de las vibraciones autoexcitadas consiste en que es el propio movimiento vibratorio el que da origen a fuerzas periódicas que sostienen el movimiento. Las vibraciones autoexcitadas no debe confundirse con las vibraciones forzadas. La diferencia estriba en que las vibraciones for-

zadas se debe a una fuerza periódica exterior al sistema en movimiento y al desaparecer esta fuerza el sistema regresaría al reposo después de algún tiempo. Por otro lado, si las vibraciones se impiden por algún medio, la fuerza periódica sigue existiendo ya que no depende de las características de la vibración. En cambio, en los sistemas autoexcitados la fuerza que sostiene el movimiento es producto del movimiento mismo y al detenerse la vibración debido a algún agente externo, automáticamente desaparece la fuerza periódica.

Las vibraciones autoexcitadas sólo pueden darse en sistemas que son inherentemente inestables. En esta clase de sistemas existe lo que se denomina un amortiguamiento negativo, lo cual significa que al producirse el movimiento aparece una fuerza que actúa en la misma dirección que el movimiento experimentado. En consecuencia, la deformación aumenta hasta llegar a un límite impuesto por las demás propiedades del sistema, en el cual las fuerzas que se oponen al movimiento (por ejemplo, fuerzas elásticas, gravedad, etc.) vencen a la fuerza provocada por el amortiguamiento negativo y el movimiento se invierte. Debido a este fenómeno la amplitud de las vibraciones aumenta hasta un valor en el cual el amortiguamiento positivo debido a la disipación de energía en el material y el ambiente es igual al amortiguamiento negativo. La fuente de energía para sostener el movimiento lo constituye una fuerza no periódica que se ejerce sobre el sistema, pero que por sí sola no provocaría un movimiento vibratorio.

Existen numerosos ejemplos de sistemas que presentan las vibraciones autoexcitadas. Algunos de ellos son: el rechinar de una puerta con bisagras oxidadas, la vibración del aire (sonido) en un silbato, la vibración en la tubería con una llave de agua parcialmente abierta y muchos más. Las vibraciones autoexcitadas forman un grupo importante dentro del estudio de vibraciones de la turbomaquinaria ya que debido a sus características especiales pueden ser fuente de vibraciones muy violentas y destructivas.

## CAPITULO IV

\*\*\*\*\*

### VIBRACIONES EN TURBOMAQUINARIA : CASOS MAS COMUNES Y SUS CAUSAS

En primer lugar es necesario subrayar que cierto nivel de vibraciones es un fenómeno totalmente normal que acompaña a cualquier clase de maquinaria en movimiento, incluyendo a la turbomaquinaria. Las vibraciones se convierten en un problema cuando alcanzan niveles excesivos provocando alguno de los siguientes efectos:

- inducen esfuerzos alternativos elevados sobre los elementos de la máquina o sus soportes, que pueden provocar su rápido deterioro debido a la fatiga;
- provocan la deformación o desplazamiento de las piezas de la máquina conduciendo a rozamiento o interferencia entre piezas en movimiento;
- provocan fenómenos que afectan el funcionamiento normal y eficiente de la máquina que es fuente de las vibraciones u otras máquinas que se encuentran en sus alrededores.

La vibración es también un problema cuando se debe a algún fenómeno específico que interfiere con la operación normal de la turbomáquina, por ejemplo, la cavitación o el "surge".

Los efectos destructivos de las vibraciones pueden afectar tanto a la máquina en donde se producen, como a sus equipos auxiliares y otras máquinas que estén colocadas lo suficientemente cerca para que exista una transferencia efectiva del movimiento vibratorio. Por fin, la vibración afecta también al ser humano, causando desde fatiga y pérdida de productividad, hasta daños al sentido de equilibrio y la columna vertebral. Los efectos perjudiciales de las vibraciones dependen de sus parámetros tales como la amplitud, la frecuencia, la localización y la dirección en la que actúan, por lo que para su análisis e interpretación se requiere de disponer de la información más completa posible acerca del carácter del movimiento vibratorio.

Los niveles excesivos de vibraciones pueden atribuirse siempre a dos grupos fundamentales de causas:

- Desgaste o falla de algún elemento de la máquina: este es el caso que con mayor frecuencia se presenta en la práctica. La vibración excede los niveles permisibles después de que la má-

quina halla alcanzado un periodo de vida en operación considerable. El incremento de los niveles de vibración puede ser gradual, si la causa es el desgaste de los elementos de la máquina, o repentino, si se debe a la rotura o falla de alguno de sus elementos.

- Diseño erróneo de la máquina o sus elementos auxiliares (tuberías, cimentaciones, etc.): en este caso los niveles excesivos de vibraciones se deben al fenómeno de resonancia entre las vibraciones normales que presenta la máquina en movimiento y la frecuencia natural de alguno de los elementos del sistema. En la actualidad es muy poco frecuente que una turbomáquina presente por sí sola esta clase de problemas debido a los procedimientos avanzados de diseño y pruebas extensivas a las que se somete. Sin embargo, el fenómeno de resonancia se presenta en numerosos casos en los equipos auxiliares debido a que no han sido diseñados con el cuidado suficiente. Otro fenómeno que cae dentro de este grupo es la transferencia de vibraciones entre un equipo y otro cuando no se han aplicado adecuadamente las técnicas de aislamiento de las vibraciones, por lo que las vibraciones inducidas por una máquina pueden provocar la resonancia en otras máquinas adyacentes.

Sea cual fuese el caso, el primer paso hacia la corrección del problema consiste en la determinación de las causas de las vibraciones excesivas. Para llevar a cabo esta tarea es necesario partir de los parámetros del movimiento vibratorio estudiado, tales como su frecuencia, amplitud, localización, ángulo de fase, comportamiento al ser variada la velocidad de rotación de la máquina, estabilidad a lo largo del tiempo y otros, los cuales pueden ser una fuente de información fundamental y en muchos casos suficiente para el diagnóstico correcto del problema.

Las frecuencias de interés en el análisis de vibraciones en la turbomaquinaria forma un espectro continuo, que va desde el rango del infrasonido, es decir, unos 10 a 15 Hz, hasta el ultrasonido, con frecuencias que alcanzan los 100 kHz. Este rango tan amplio lo integran las frecuencias subarmónicas (submúltiplos de la velocidad de rotación de la máquina), la frecuencia directa (igual a la velocidad de rotación), las frecuencias armónicas (múltiplos de la velocidad de rotación) y las vibraciones de alta frecuencia debidas a la reacción dinámica del

fluido y las transmisiones de engranes (de 2 a 30 kHz) y los cojinetes de contacto rodante (de 20 a 100 kHz). Por lo tanto, la frecuencia es el parámetro que nos puede servir de punto de partida para aislar la causa de las vibraciones. Así, las vibraciones observadas en una turbomáquina pueden clasificarse en los grupos siguientes:

- Vibraciones asociadas con la velocidad de rotación: este grupo lo conforman las vibraciones cuya frecuencia se encuentra en el rango cercano a la frecuencia que corresponde a la velocidad de rotación de la máquina, es decir, las subarmónicas, la directa y las armónicas.

- Vibraciones de alta frecuencia: son las vibraciones cuya frecuencia excede varias veces a la velocidad de rotación de la máquina.

- Vibraciones debidas a causas externas: son vibraciones cuya frecuencia puede caer dentro de cualquier rango de los dos mencionados, pero que tienen la propiedad de que fácilmente se pueden identificar y atribuir a alguna causa externa e independiente de la máquina estudiada.

La división anterior tiene además sentido en base a las técnicas de medición que tradicionalmente se han utilizado para la determinación de los niveles de vibración en las turbomáquinas. Los sensores que antiguamente se utilizaban para este propósito eran relativamente poco sensibles a las vibraciones de alta frecuencia, por lo que estas últimas se consideraban ruido y se filtraban para eliminarlas de las mediciones. Sin embargo, desde que los sensores piezoeléctricos han alcanzado un alto grado de confiabilidad, las vibraciones de alta frecuencia se han podido medir con exactitud y se les ha comenzado a dar la importancia que merecen.

En este punto es necesario subrayar que la clasificación propuesta no atiende a las causas del fenómeno vibratorio directamente, como podría parecer más apropiado desde un punto de vista analítico. Sin embargo, hay que recordar que en la práctica es necesario seguir un camino deductivo, es decir, se conocen los efectos y a partir de ellos es necesario determinar la causa que los provoca, por lo que una clasificación como la expuesta facilita esta tarea ya que permite reducir el análisis a un grupo más reducido de casos posibles.

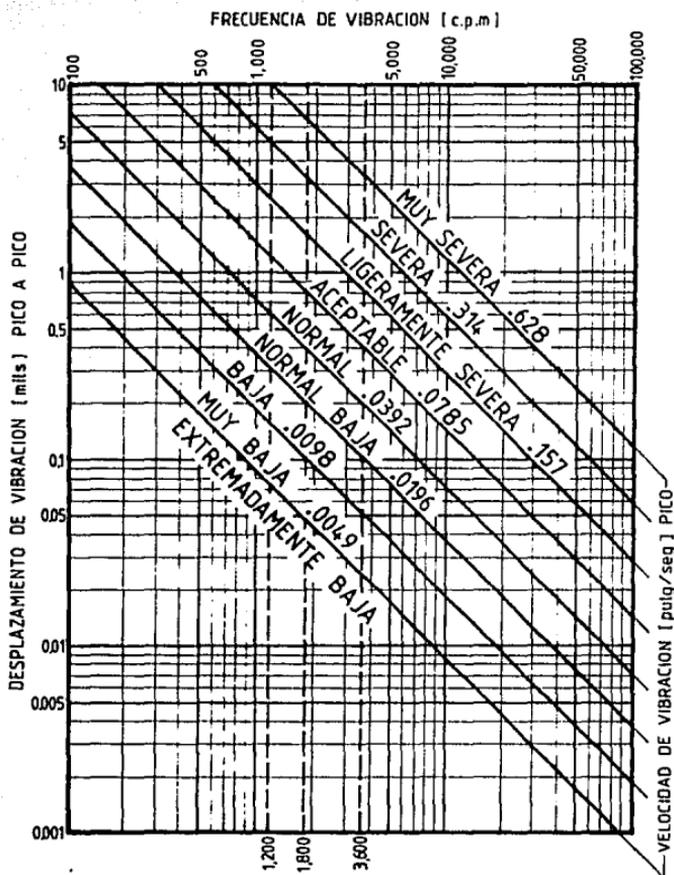


FIG.4.1.- GRÁFICA DE SEVERIDAD DE VIBRACION QUE PUEDE UTILIZARSE COMO GUIA PARA JUZGAR LAS VIBRACIONES COMO ADVERTENCIA DE UN PROBLEMA INMINENTE.  
(DYMAC- SCIENTIFIC ATLANTA)

## 1.- VIBRACIONES ASOCIADAS CON LA VELOCIDAD DE ROTACION

Las vibraciones asociadas con la velocidad de rotación son las más fácilmente identificables ya que se encuentran en un rango de frecuencias cercano a la frecuencia directa, es decir, la que corresponde a la velocidad de rotación de la turbomáquina analizada. Como ya se mencionó, esta clase de vibraciones puede dividirse a su vez en tres grupos:

- vibraciones subarmónicas: son las vibraciones cuya frecuencia corresponde a la frecuencia de la velocidad de rotación dividida entre un número entero;
- vibraciones con frecuencia directa;
- vibraciones armónicas: son las vibraciones cuya frecuencia corresponde a los múltiplos enteros de la velocidad de rotación.

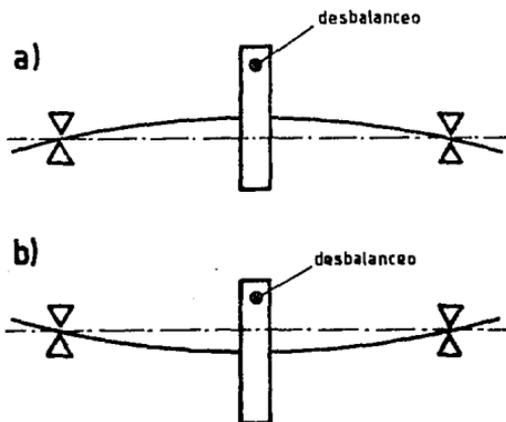
Debido a estas propiedades, las vibraciones de esta clase han sido las primeras en llamar la atención de los ingenieros y, en consecuencia, son las mejor estudiadas. Además, son las que con mayor frecuencia se presentan en la práctica.

### 1.- Desbalanceo:

El desbalanceo es la causa más obvia de vibraciones de un rotor en movimiento. Fundamentalmente, el desbalanceo consiste en una distribución desigual de la masa con respecto al eje de rotación del sistema. Como resultado, las fuerzas centrífugas que actúan sobre cada uno de los elementos infinitesimales de masa no son iguales en todas las direcciones, sino que dan lugar a una resultante que pretende flexionar a la flecha del rotor. La dirección de esta fuerza resultante apunta hacia el lugar donde se encuentra el exceso de masa y gira con la misma velocidad que el rotor, por lo que puede considerarse como una fuerza armónica cuya frecuencia es igual a la velocidad de rotación de la máquina.

El desbalanceo es una característica inherente de cualquier rotor y se debe a la falta de homogeneidad del material y los errores geométricos cometidos en el proceso de fabricación. El desbalanceo suele representarse para los fines de análisis como una masa pequeña colocada en la periferia del rotor perfectamente balanceado, de manera que la fuerza centrífuga que esta masa provoque sea igual a la fuerza que produce el desbalanceo real. Como se puede recordar del capítulo anterior, por debajo de la

frecuencia natural del sistema, el ángulo de fase es igual o muy cercano a  $0^\circ$ , lo que significa que la masa desbalanceadora y la deformación del rotor tiene aproximadamente el mismo sentido. Cuando la velocidad de rotación es superior a la frecuencia natural, el ángulo de fase tiende a  $180^\circ$ , es decir, la deformación y la posición de la masa desbalanceadora tienen sentidos opuestos (vea Fig.4.2). Este fenómeno se repite, es decir, el ángulo de fase se invierte  $180^\circ$  cada vez que la velocidad de rotación atraviesa una de las frecuencias naturales del rotor. El sentido práctico de esta observación estriba en que permite identificar las velocidades críticas del rotor mediante la observación del comportamiento del ángulo de fase.



**FIG.4.2.-DEFORMACION DE UN ROTOR DESBALANCEADO:**

- a) ABAJO DE LA VELOCIDAD CRÍTICA  
 b) ARRIBA DE LA VELOCIDAD CRÍTICA.

Debido a que la fuerza centrífuga aumenta proporcionalmente al cuadrado de la velocidad de rotación, inclusive un desbalanceo muy pequeño puede provocar niveles muy severos de vibraciones en turbomáquinas de alta velocidad, cuyo rotor es relativamente ligero. Es prácticamente imposible eliminar totalmente el desbalanceo natural de un rotor, pero para reducir al mínimo este fenómeno se siguen técnicas de balanceo que consisten en añadir masa en puntos opuestos al exceso de masa, o bien, eliminar hasta donde sea posible este exceso de masa. El balanceo se realiza por lo general en dos etapas. Primero el rotor se balancea en la fábrica mediante máquinas especiales de balanceo. Este balanceo inicial se verifica y, si es necesario, corrige mediante el llamado balanceo de campo que se realiza con el rotor totalmente ensamblado, y si es posible, instalado en la máquina en su destino final. El balanceo de campo se realiza también después de que el rotor haya sido sometido a una reparación mayor. Debido a estos procedimientos es raro que un rotor nuevo o recientemente reparado presente problemas de desbalanceo excesivo.

La primera causa de un desbalanceo excesivo puede ser la flexión del rotor. EL rotor se flexiona ligeramente bajo su propio peso, pero normalmente esta deformación no conduce a vibraciones excesivas. EL motivo principal de la deformación pronunciada de un rotor es la dilatación térmica desigual debido a un calentamiento no uniforme de los lados superior e inferior del rotor. Normalmente, esta deformación desaparece una vez que el rotor haya alcanzado su temperatura normal de funcionamiento, por lo que a este fenómeno se le denomina deformación temporal del rotor. Sin embargo, cuando la deformación llega a ser grande, el rotor puede llegar a flexionarse permanentemente, en cuyo caso el único remedio será la sustitución del mismo. Otra causa que puede conducir a una deformación permanente del rotor es la denominada choque térmico que se da cuando el rotor se somete a cambios muy bruscos de temperatura. El desbalanceo y el subsecuente incremento en la deformación del rotor pueden originar rozamiento y otros daños de consideración, por lo que debe tenerse cuidado especial durante el arranque de turbomáquinas que trabajan a altas temperaturas, como son las turbinas de vapor y de gas.

Otra fuente de desbalanceo excesivo consiste en una pérdida de material del rotor, debido al desgaste, erosión o la rotura de un álabe. El desgaste y la erosión conducen a un incremento gradual en los niveles de vibración, pero por lo general pueden reconocerse antes de que se produzcan daños de consideración al rotor ya que por sí solos inducen vibraciones características. En cambio la pérdida de un álabe provoca un desbalanceo muy severo que aparece repentinamente y exige el paro inmediato de la máquina. También es común que el desbalanceo y las vibraciones que este provoca no se deban a los defectos del rotor mismo, sino a acoplamientos que no han sido balanceados con suficiente cuidado.

Las vibraciones debidas al desbalanceo pueden reconocerse por presentar las siguientes características:

- la frecuencia de las vibraciones coincide exactamente con la velocidad de rotación de la máquina. Cuando el desbalanceo es severo, pueden además aparecer frecuencias armónicas, pero con amplitud mucho más baja que la frecuencia directa;
- la vibración se manifiesta principalmente como un desplazamiento del rotor con respecto a las chumaceras. Los niveles de vibración de las chumaceras y de la carcasa de la máquina se conservan por lo general bajos. En la mayoría de los casos, la vibración tiene un sentido vertical, algunas veces horizontal y raramente axial;
- la amplitud de las vibraciones alcanza su valor máximo cuando la velocidad de rotación de la máquina se acerca a las velocidades críticas del rotor. Si la máquina trabaja debajo de su primera velocidad crítica, la amplitud de la vibración aumenta proporcionalmente al cuadrado de la velocidad de rotación cuando ésta se incrementa y disminuye en la misma proporción al bajar la velocidad. Si la máquina trabaja entre dos velocidades críticas, el comportamiento de la amplitud es más errático;
- el ángulo de fase se invierte  $180^\circ$  cada vez que el rotor atraviesa una velocidad crítica.

## 2.- Desalineación:

La desalineación es probablemente la causa más frecuente de niveles excesivos de vibración en las turbomáquinas actuales. La desalineación consiste en que los ejes de rotación de flechas o rotores acoplados entre sí no coinciden exactamente. El desplazamiento relativo entre los ejes de giro provoca la aparición de fuerzas periódicas que inducen las vibraciones. Debido a las altas velocidades de rotación y las masas relativamente pequeñas de los rotores de las turbomáquinas modernas, inclusive una desalineación pequeña puede conducir a severos problemas de vibración, que se traducen a su vez en un desgaste prematuro de los cojinetes, sellos, acoplamientos y el rotor mismo debido a la fatiga.

La alineación de los ejes de una máquina impulsora y otra impulsada es uno de los problemas más difíciles que se presenta en el ensamble de turbomaquinaria y otra clase de maquinaria en general. El problema se ve acentuado debido a que la alineación precisa de los ejes de las dos máquinas en condiciones estáticas no garantiza que estos ejes se mantengan alineados durante la operación normal, dado que la dilatación térmica

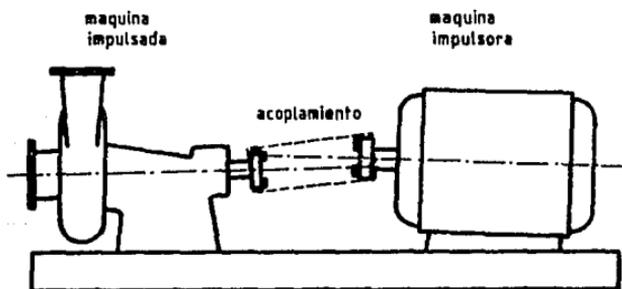


FIG.4.3.- DESALINEACION ENTRE DOS MAQUINAS ACOPLADAS.

casi siempre ocasiona importantes cambios en la posición relativa entre ambas máquinas. Para reducir al mínimo esta condición desfavorable se debe buscar la alineación dinámica, es decir, que el desplazamiento entre los ejes de rotación de las flechas acopladas sea mínimo en las condiciones normales de funcionamiento, a pesar de que implique una desalineación relativamente grande en condiciones estáticas.

Para reconocer un problema de desalineación el método más conveniente consiste en medir la posición relativa entre el muñón del rotor y la chumacera más cercana al acoplamiento a diferentes velocidades de operación y bajo condiciones diversas de la temperatura. Para llevar a cabo esta medición se deben instalar en la chumacera dos sensores de proximidad, de manera que las mediciones de cada uno se realicen en las direcciones perpendiculares entre sí. De esta manera las lecturas de ambos sensores pueden referirse a un plano coordenado y la posición del rotor puede conocerse con precisión, tomando como referencia la posición del rotor en reposo. Es normal que el rotor muestre una desviación bastante pronunciada con respecto a su posición normal durante el arranque hasta que la máquina alcance las condiciones normales de operación. Sin embargo, si la desviación persiste una vez que las temperaturas se hayan estabilizado y el rotor trabaja a su velocidad de operación normal, es probable que exista una desalineación que debe corregirse lo más pronto posible.

El procedimiento anterior es aplicable a turbomáquinas de gran tamaño, las cuales vienen por lo general equipadas con puntos de medición en las chumaceras que permiten la colocación de los sensores necesarios. Sin embargo, en máquinas pequeñas esta técnica no puede aplicarse debido a limitaciones de espacio o porque la máquina está equipada con cojinetes de contacto rodante que hacen imposible el desplazamiento relativo entre el rotor y la chumacera. Es esta clase de equipo las vibraciones debidas a la desalineación pueden confundirse con las provocadas por el desbalanceo. Una técnica que permite diferenciar ambos fenómenos consiste en comparar entre sí las vibraciones axiales que existen en los soportes de los cojinetes. En caso de desbalanceo los movimientos axiales de los soportes de los cojinetes se oponen entre sí, mientras que si la vibración se debe a la desalineación, los movimientos axiales de los soportes es-

tán en fase, es decir, tienen el mismo sentido. Esto puede observarse mediante una luz estroboscópica, la cual se utiliza para "congelar" el movimiento de una de los soportes, mientras que la luz se dispara con la señal de vibración del otro soporte.

Las principales características de las vibraciones provocadas por la desalineación son:

- las frecuencias de las vibraciones corresponden a la frecuencia directa y sus armónicas (principalmente la 2a. y 3a. armónica);

- la vibración se manifiesta principalmente en la chumacera más próxima al acoplamiento y puede ser tanto axial como radial. También puede observarse una vibración severa del rotor con respecto a la chumacera;

- por lo general, la amplitud de la vibración aumenta ligeramente al ir subiendo la velocidad de rotación y disminuye al bajarla. Debido a que la desalineación provoca una deformación del rotor, da origen a un ligero desbalanceo, por lo que la amplitud alcanza su valor máximo cuando la velocidad de rotación coincide con alguna de las velocidades críticas del rotor. En el espectro de frecuencias, la amplitud a la segunda frecuencia armónica es aproximadamente igual a la mitad de la amplitud de la vibración a frecuencia directa.

### 3.- Juego mecánico excesivo y falta de rigidez:

El juego mecánico excesivo y falta de rigidez son causas de vibraciones comunes en turbomáquinas que han alcanzado un largo periodo de operación o cuando el mantenimiento preventivo y correctivo al que se han sometido no fue realizado con el cuidado suficiente. En consecuencia, las ligeras vibraciones debidas al desbalanceo y desalineación permitidos se ven grandemente acentuadas. Debido al número de factores involucrados, el comportamiento de las vibraciones es más errático que en los dos casos anteriormente descritos lo que dificulta la determinación precisa de la causa. Además, los problemas de juego mecánico excesivo y falta de rigidez vienen por lo general acompañados por otras fuentes de vibraciones, principalmente la desalineación. Las características fundamentales de las vibraciones provocadas por estos conceptos son:

- la frecuencia de la vibración principal coincide con la se-

gunda armónica de la velocidad de rotación, pero generalmente viene acompañada de otras frecuencias, directa y armónicas superiores;

- la vibración se manifiesta principalmente en las chumaceras y la carcasa, pero en un grado mucho menor en el rotor. La dirección del movimiento puede ser tanto radial como axial, dependiendo de los factores particulares que provocan la vibración;

- la amplitud de las vibraciones aumenta por lo general al incrementarse la velocidad de rotación de la máquina o bien presenta un comportamiento errático, de manera que puede aparecer y desaparecer repentinamente al ir pasando de una velocidad a otra. En estos casos, la amplitud alcanza los valores máximos cuando la velocidad de rotación coincide con la frecuencia natural del elemento suelto, debido al fenómeno de resonancia. En este caso es fácil localizar el lugar donde se originan las vibraciones.

#### 4.- Rotación del aceite en la chumacera:

Este fenómeno se denomina comúnmente "chicoteo de aceite" y es un ejemplo de vibraciones autoexcitadas; no está provocado directamente por las fuerzas alternativas debidas al desbalanceo residual o desalineación del rotor. El fenómeno de rotación del aceite aparece únicamente en cojinetes de deslizamiento lubricados con aceite a presión o en el fluido atrapado en los sellos laberínticos. Además, únicamente se da en máquinas de alta velocidad. Para comprender el mecanismo que provoca la rotación del aceite considérese el cojinete mostrado en la Fig.4.4. Debido al movimiento del muñón que arrastra a la película de aceite se presenta una zona de alta presión que separa al muñón de la superficie interior del cojinete. Cuando la velocidad de rotación es muy elevada, la presión ejercida por la película de aceite puede ser suficiente para levantar y desplazar el muñón en el mismo sentido que el de rotación. Como resultado de este movimiento, la zona de alta presión también se desplaza en la misma dirección. Normalmente, el sistema se mantiene en equilibrio debido al peso del rotor y las fuerzas viscosas del aceite. Sin embargo, cuando la velocidad de rotación excede el doble de la primera velocidad crítica del rotor, el sistema puede volverse inestable, de manera que el muñón orbita

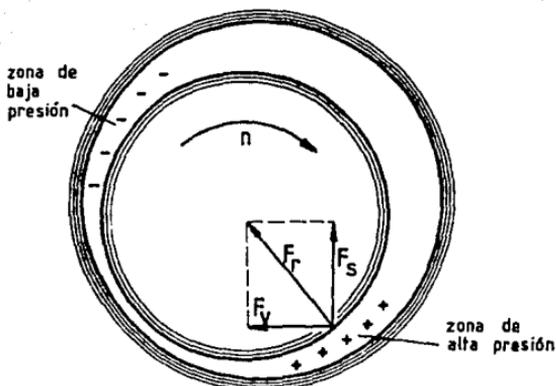


FIG.4.4.- FUERZA QUE EJERCE SOBRE EL MUÑÓN LA PELÍCULA DE ACEITE EN LA CHUMACERA.

$F_r$  = RESULTANTE DE LA PRESIÓN DE ACEITE SOBRE EL MUÑÓN.

$F_s$  = COMPONENTE QUE SOPORTA EL PESO DEL ROTOR.

$F_v$  = COMPONENTE QUE PROVOCA EL FENÓMENO DE CHICOTEO DE ACEITE.

(SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, PAG.5-18)

dentro del cojinete empujado por la película del aceite. Las vibraciones debidas al fenómeno de chicoteo de aceite se caracterizan por:

- la frecuencia de la vibración es aproximadamente igual a la mitad de la velocidad de rotación de la máquina o ligeramente inferior a este valor;
- la vibración aparece súbitamente al pasar de una velocidad a otra y su amplitud aumenta poco o se mantiene constante al ir incrementando la velocidad;
- la vibración se manifiesta principalmente como un desplazamiento relativo entre el rotor y la chumacera, pero producir niveles de vibración muy elevados en el soporte del cojinete si se induce resonancia;

- debido a que la frecuencia es casi igual a la mitad de la velocidad de rotación, el ángulo de fase entre el vector de la vibración y un punto fijo sobre la superficie del rotor varía lenta pero continuamente con el tiempo.

Un soporte de cojinete insuficientemente rígido puede ocasionar vibraciones que se asemejan grandemente a las provocadas por el chicoteo de aceite, por lo que si se observan vibraciones con las características descritas se debe verificar primero el ensamble de la chumacera. Las vibraciones debidas al chicoteo de aceite tienen una forma de onda muy característica, por lo que pueden reconocerse al observar ésta en un osciloscopio (vea la Fig.4.5).

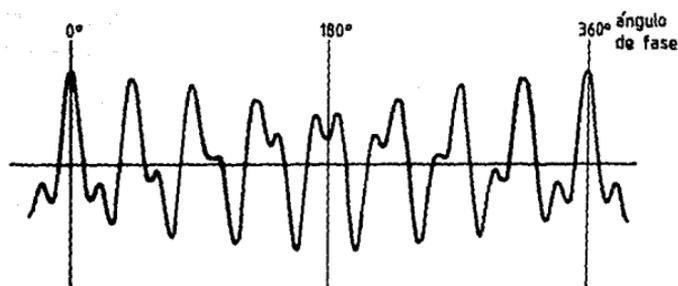


FIG.4.5.-FORMA DE ONDA TÍPICA DEBIDA AL FENOMENO DE CHICOTEO DE ACEITE. LA FRECUENCIA DE LA ONDA PRINCIPAL ES APROXIMADAMENTE IGUAL A LA MITAD DE LA VELOCIDAD DE ROTACION. (DYNAMIC - SCIENTIFIC ATLANTA)

El chicoteo de aceite puede conducir a otro fenómeno relacionado pero más violento. Si la frecuencia de la orbitación del muñón en el cojinete es cercana a la frecuencia natural del soporte del cojinete, puede inducirse resonancia que incrementa grandemente la amplitud de las vibraciones. En consecuencia, la película de aceite en el cojinete puede llegar a interrumpirse de manera que se produzca la fricción seca entre el muñón y el cojinete. Esto induce vibraciones muy violentas, pero que desaparecen en relativamente poco tiempo. El fenómeno puede repetirse periódicamente y produce un rápido desgaste del cojinete y de la superficie del muñón. Al fenómeno descrito se le denomina "latigazo de aceite".

#### 5.- Rigidez desigual vertical-horizontal del soporte del cojinete:

Esta causa no solo conduce a niveles de vibración elevados, sino que también dificulta grandemente el balanceo de campo y hace que las vibraciones en los sentidos horizontal y vertical tengan diferentes frecuencias naturales. En consecuencia, las velocidades críticas para las vibraciones verticales y horizontales tienen valores diferentes y limitan de esta manera los rangos de velocidades seguras de operación de la máquina. Las vibraciones debidas a este fenómeno se reconocen fácilmente ya que las amplitudes máximas en los sentidos vertical y horizontal se dan a diferentes velocidades de operación, de manera que al variar la velocidad de rotación de la máquina, mientras una de las vibraciones disminuye, la otra aumenta. La frecuencia de la vibración del soporte del cojinete es el doble de la velocidad de rotación.

#### 6.- Desgaste desigual entre cojinetes o lubricación deficiente de uno de ellos:

Cuando uno de los cojinetes que soportan al rotor se haya considerablemente más desgastado que el otro, o cuando el flujo de aceite a través de uno de ellos es insuficiente y se presenta el calentamiento, pueden aparecer niveles de vibración superiores a los normales. Las vibraciones debidas a esta causa se caracterizan por mostrar amplitudes muy diferentes entre ambos cojinetes; mientras que en una de las chumaceras son aceptables, en la otra se observan violentas vibraciones entre el muñón y la chumacera.

#### 7.- Deformación de la carcasa:

La deformación de la carcasa puede deberse a numerosos factores, pero los principales son la dilatación térmica, los esfuerzos impuestos por las tuberías y otras conexiones y la cimentación inapropiada. Una carcasa deformada conduce a vibraciones cuyas características son análogas a las provocadas por un desbalanceo, por lo que ambas causas pueden confundirse fácilmente. Sin embargo, es poco usual que la deformación de la carcasa no tenga otros efectos que se reconocen rápidamente, tales como una desalineación o rozamiento con el rotor.

#### 8.- Cojinete de empuje axial dañado:

Un cojinete de empuje axial desgastado excesivamente o dañado puede provocar vibraciones axiales del rotor. El problema se puede reconocer por vibraciones de las siguientes características:

- la frecuencia de las vibraciones es baja, inferior o igual a la velocidad de rotación y presenta un espectro de frecuencias relativamente amplio;
- la amplitud de las vibraciones se incrementa al elevarse la velocidad de rotación;
- las vibraciones se manifiestan en el rotor y tienen un sentido axial.

## 2.- VIBRACIONES DE ALTA FRECUENCIA

Las vibraciones de alta frecuencia son aquellas cuya frecuencia es varias veces superior a la velocidad de rotación de la máquina analizada. Su espectro va desde unos 2 kHz hasta los 100 kHz. Hasta hace pocos años a esta clase de vibraciones no se le daba la importancia que merecen y los estudios de vibraciones de las turbomáquinas se limitaban a las frecuencias cercanas a la velocidad de rotación, principalmente debido a las deficiencias de los instrumentos de medición. Actualmente se sabe que las vibraciones de alta frecuencia pueden ser una causa importante de la fatiga, además de que son un buen indicador de numerosos problemas. Las vibraciones de alta frecuencia pueden guardar una relación directa con la velocidad de rotación, de manera que puedan también considerarse como vibraciones armóni-

cas superiores, pero esta observación no es aplicable a todos los casos. La separación entre las vibraciones de alta frecuencia y las vibraciones armónicas se ha marcado principalmente en función de los técnicos de medición que tradicionalmente se han utilizado para su registro. Por otro lado, la relación que guarda la vibración con la velocidad de rotación de la máquina es un valioso indicador de la causa probable del problema.

#### 1.- Rozamiento:

El rozamiento se produce cuando alguna parte del rotor en movimiento entra en contacto directo con algún elemento estacionario de la máquina. El rozamiento puede deberse a numerosos factores tales como una deflexión del rotor, deformación de la carcasa, dilatación térmica, cimentación inapropiada, chumaceras desgastadas o mal lubricadas, ensamble con juego excesivo o poco rígido y muchos más. Por lo tanto, una vez detectado el rozamiento se debe encontrar la causa que lo provoca para poder corregir el problema.

Los lugares comunes donde puede llegar a presentarse el rozamiento son todos aquellos donde existen tolerancias sumamente estrechas, tales como los cojinetes, los sellos laberínticos, los anillos exteriores en los que van empotrados los álabes de las turbinas de vapor y de gas, los extremos de los álabes de los compresores axiales y los anillos de desgaste de las bombas centrífugas. En caso de cojinetes de deslizamiento, el rozamiento puede deberse a la interrupción de la película de aceite por lubricación insuficiente, temperatura demasiado elevada o chicoteo de aceite.

El rozamiento es un fenómeno muy destructivo que puede conducir a un desgaste prematuro de los elementos involucrados o su completa destrucción. Por lo tanto debe detectarse con rapidez y el problema que lo ocasiona debe corregirse inmediatamente. Por lo general la detección de un rozamiento severo es motivo suficiente para el paro del equipo. Sin embargo, en algunas máquinas es normal que se presente un ligero rozamiento en ciertas condiciones particulares, principalmente durante el arranque o cuando el rotor pasa por las velocidades críticas, pero esta observación no implica que un rozamiento que se detecte en condiciones normales de operación pueda justificarse y no se considere como un problema grave que exige pronta solución.

Las vibraciones debidas al rozamiento tienen las siguientes características:

- la frecuencia de la vibración muestra un espectro amplio en todo el rango de altas frecuencias, sin un poco bien definido;
- la amplitud de la vibración aumenta poco o se mantiene constante al incrementar la velocidad de rotación. Además, las amplitudes a las diferentes frecuencias observadas pueden ser muy diferentes entre sí y variar con el tiempo. En general, la vibración tiene un carácter aleatorio tanto en lo relativo a la frecuencia como la amplitud;
- si el rozamiento se debe a la dilatación térmica puede aparecer y desaparecer de manera repentina conforme cambian las condiciones de temperatura de la máquina;
- si el rozamiento es provocado por la deformación del rotor debido a un desbalanceo excesivo, el rozamiento puede aparecer y desaparecer conforme cambia la velocidad de rotación de la máquina;
- si el rozamiento está localizado en el cojinete y se debe a una laminación de la película del aceite, puede aparecer repentinamente cuando la velocidad del rotor sobrepasa cierto valor y desaparecer si la velocidad se reduce abajo de este valor;
- un rozamiento muy severo puede provocar un fenómeno similar al de chicoteo de aceite, pero con la diferencia de que el rotor orbitará en un sentido opuesto al de la rotación.

## 2.- Reacción dinámica del fluido:

El fenómeno de las vibraciones inducidas por la reacción dinámica del fluido se debe a las variaciones de presión que se originan cada vez que un álabe pasa frente a un elemento estacionario de la turbomáquina (álabe del difusor, tobera, etc.). Estas vibraciones aparecen siempre en una turbomáquina y normalmente tienen un valor muy bajo, pero se vuelven un problema cuando aparece la resonancia en el fluido mismo, en la carcasa y, el caso más común, en las tuberías, donde pueden ser bastante destructivas. Estas vibraciones se reconocen con relativa facilidad ya que su frecuencia corresponde a la velocidad de rotación de la máquina multiplicada por el número de álabes del rotor. En consecuencia, la frecuencia de las vibraciones es directamente proporcional a la velocidad de la máquina y varía en forma proporcional a los cambios de esta velocidad.

La amplitud de las vibraciones puede variar bruscamente conforme la frecuencia se acerca o se aleja de las condiciones de resonancia. Las vibraciones se presentan con mayor intensidad en los lugares donde se da la resonancia, por lo general en las tuberías.

### 3.- Resonancia aerodinámica:

Este fenómeno no debe confundirse con el punto anterior, ya que en este caso se trata de vibraciones autoexcitadas en un fluido en movimiento. Las fuerzas que aparecen en un fluido cuando éste cambia bruscamente de sección o de dirección de flujo provocan vibraciones en un rango muy amplio de frecuencias las cuales se reconocen generalmente como un ruido fuerte. Normalmente los niveles de vibración inducidos por este fenómeno son despreciables desde el punto de vista de que no representan un problema para la turbomáquina, aunque pueden ser muy molestos para los seres humanos. La situación se vuelve problemática en cuanto aparece la resonancia. Las vibraciones debidas a la resonancia aerodinámica se reconocen por:

- la frecuencia de las vibraciones no depende de la velocidad de rotación de la máquina. El espectro de frecuencias es amplio y no presenta un pico bien definido;
- la amplitud depende poco de la velocidad de rotación pero puede verse muy afectada por los cambios en las condiciones de flujo, por ejemplo, al cerrar una válvula o cambiar las propiedades del fluido (temperatura, presión, etc.).

### 4.- Vibraciones debidas a transmisiones de engranes:

Estas vibraciones se deben a las fuerzas periódicas que aparecen cuando los dientes de los engranes entran en contacto. La vibración puede alcanzar niveles superiores a los normales debido a la resonancia o cuando los engranes se encuentran desgastados, mal alineados o con lubricación insuficiente. La vibración debida a las transmisiones de engranes se reconoce fácilmente ya que su frecuencia corresponde al producto de la velocidad de rotación por el número de dientes del engranes. La vibración de esta clase se detecta por lo general sin la necesidad de equipo especial ya que se presenta como un zumbido muy característico.

### 5.- Vibraciones debidas a los cojinetes de contacto rodante:

Los cojinetes de contacto rodante (de bolas o de rodillos) se caracterizan por un funcionamiento muy silencioso y casi libre de vibraciones, por lo que cualquier incremento en estos parámetros es una clara indicación de desgaste o lubricación insuficiente. Las frecuencias de las vibraciones debidas a los cojinetes de contacto rodante son muy elevadas, ya que van desde los 20 kHz hasta los 100 kHz. Estas vibraciones son rápidamente absorbidas por el material de la máquina y el medio ambiente por lo que sólo se detectan en los lugares cercanos al cojinete.

### 6.- Cavitación:

La cavitación es un fenómeno muy destructivo que se presenta con cierta frecuencia en las turbomáquinas hidráulicas. Puede deberse a un diseño defectuoso del equipo, pero por lo general su causa estriba en hacer trabajar la máquina en condiciones fuera de los límites de operación para los cuales fue diseñada. La cavitación se presenta en la zona de baja presión de la máquina, es decir, la succión de las bombas y la descarga de las turbinas hidráulicas. Las máquinas de altas revoluciones específicas y, en general, las que trabajan a altas velocidades de rotación son las más susceptibles a presentar problemas de cavitación.

La cavitación se presenta cuando la presión del fluido cae por debajo de la presión de vapor a la temperatura a la que se encuentra. En estas condiciones se forman en el seno del fluido pequeñas burbujas de vapor, las cuales se concentran sobre la superficie de los álabes. En cuanto la presión se eleva, las burbujas se colapsan produciendo una onda de choque, fenómeno que se denomina implosión. El efecto de la onda de choque es muy destructivo y puede inclusive desprender partículas de material del rotor, lo que produce una erosión del mismo, que puede conducir a una sustancial pérdida de material y un severo desbalanceo. La cavitación es un problema serio que debe corregirse rápidamente ya que de otra manera puede destruir el rotor o la carcasa de la máquina. En las bombas la cavitación se presenta cuando se hacen trabajar con la succión parcialmente estrangulada o sin carga a la salida. En las turbinas se observa cuando el distribuidor está demasiado abierto en relación a la carga en la flecha.

Las vibraciones debidas a la cavitación se reconocen por:

- la vibración presenta un espectro amplio de frecuencias que no guarda relación con la velocidad de rotación de la máquina;
- la vibración aparece cuando el rotor haya alcanzado cierta velocidad y su amplitud crece rápidamente conforme se incrementa la velocidad hasta llegar a un punto a partir del cual se mantiene prácticamente constante. Además, la amplitud de las vibraciones depende considerablemente de las condiciones de flujo. Por lo general desaparece rápidamente si el flujo se estrangula mediante una válvula a la descarga de la bomba o el distribuidor de la turbina.

#### 7.- "Surge":

El "surge"\* es un fenómeno que aparece exclusivamente en los compresores, tanto axiales como centrifugos. Consiste en un desprendimiento de la capa límite del gas en movimiento de la superficie del álabe. Como resultado, el flujo del gas se ve perturbado y la eficiencia del compresor cae bruscamente. Aparecen pulsaciones de presión y el flujo se vuelve altamente inestable y difícil de controlar. Cuando aparece el "surge", un incremento de la velocidad del rotor que en condiciones normales provocaría un aumento en la presión y el gasto del compresor tiene poco o ningún efecto sobre estos parámetros.

La principal causa de "surge" es el estrangulamiento del flujo de gas a la descarga del compesor. La variación brusca en la velocidad del fluido provoca que el ángulo entre el vector de velocidad del gas y el borde de ataque del álabe se vuelva muy desfavorable ocasionando el desprendimiento de la corriente del gas de la superficie del álabe. El "surge" aparece con mucha frecuencia en los compresores axiales cuando se incrementa su velocidad de rotación. Es estas condiciones la presión aumenta más rápidamente que el gasto y el flujo se estrangula.

Las vibraciones provocadas por el "surge" presentan características similares a las que pueden observarse en caso de la cavitación, es decir, un rango amplio de frecuencias que no depende de la velocidad de rotación y una amplitud variable que puede cambiar bruscamente al cambiar las condiciones de flujo. Además de las vibraciones de alta frecuencia pueden aparecer pulsaciones de presión de muy baja frecuencia con efectos muy destructivos.

\* "surge" es una término técnico del idioma inglés que no tiene equivalente en el idioma español.

### 3.- VIBRACIONES CON CAUSAS EXTERNAS

Las vibraciones asociadas a causas externas son aquellas cuya fuente es ajena a la turbomáquina cuyo comportamiento se analiza. Como pueden presentar cualquier frecuencia y un comportamiento muy variable, es a veces difícil identificarlas correctamente. Debido a que pueden tener causas y características muy diversas, por lo general no se les puede aplicar un procedimiento de análisis tan simple y metódico como en los dos apartados anteriores.

#### 1.- Vibraciones debidas a la frecuencia eléctrica:

Este es sin duda el caso más fácilmente identificable de todo el grupo de vibraciones debidas a causas externas. Una gran cantidad de las turbomáquinas trabaja acoplada a diversas máquinas eléctricas. Estas últimas pueden inducir vibraciones torsionales al rotor de la turbomáquina. Normalmente este fenómeno no es problemático, pero puede agravarse si se presenta la resonancia. Las vibraciones debidas a la frecuencia eléctrica se reconocen rápidamente ya que su frecuencia es igual a la frecuencia eléctrica del lugar o un múltiplo entero de la misma. Otro método consiste en desconectar momentáneamente el suministro de energía eléctrica y ver si la vibración desaparece durante este tiempo.

#### 2.- Vibraciones debidas a la transferencia de vibraciones entre una máquina y otra:

El fenómeno de transferencia de vibraciones aparece frecuentemente cuando varias máquinas rotativas (no necesariamente turbomaquinaria) trabajan cerca una de otra, compartiendo incluso cimentaciones. Debido a la elasticidad de las estructuras soporte, las vibraciones provocadas por una máquina pueden sentirse hasta a una gran distancia de la fuente que las produce. Las estructuras de acero son especialmente susceptibles a transmitir vibraciones a grandes distancias. Por lo general, los niveles de vibraciones inducidos por la transferencia son relativamente bajos pero pueden alcanzar niveles elevados cuando se presenta alguno de estos fenómenos:

- resonancia en la estructura soporte;
- resonancia en una máquina diferente a la fuente de vibraciones;

- diseño defectuoso de las cimentaciones (falta de aislamiento contra vibraciones o aislamiento inapropiado).

La resonancia en la estructura soporte hace que las vibraciones se transmitan a gran distancia y puede provocar problemas adicionales, tales como la desalineación a causa de las deformaciones que sufren las cimentaciones de la máquina. Algunas veces es difícil reconocer este caso de vibraciones ya que no se les da la importancia suficiente, concentrando el análisis en la máquina únicamente. Si la vibración excesiva de una máquina difícilmente se ajusta a alguno de los casos descritos en los apartados anteriores o no logra controlarse mediante las medidas correctivas usuales, se debe comparar la frecuencia de las vibraciones observadas con la velocidad de rotación de las máquinas cercanas y si la frecuencia coincide con alguna de ellas o sus armónicas, la causa es la transferencia de vibraciones y se debe proceder con las técnicas adecuadas de aislamiento. Otro método para identificar la fuente del problema es ir apagando las máquinas adyacentes una por una hasta que desaparezcan las vibraciones. En general se debe evitar que máquinas con velocidades de operación similares se instalen demasiado cerca una de otra o compartan cimentaciones.

### 3.- Vibraciones en válvulas:

Las válvulas desgastadas o cerradas parcialmente pueden ser una importante fuente de vibraciones. Debido a las propiedades elásticas del fluido manejado, estas vibraciones pueden transmitirse a grandes distancias, provocando resonancia en zonas apartadas de la fuente de vibraciones. Las vibraciones producidas por las válvulas tiene alta frecuencia, un espectro amplio y cambian rápidamente de amplitud o desaparecen por completo al cambiar las condiciones de flujo o cambiar la posición de la válvula.

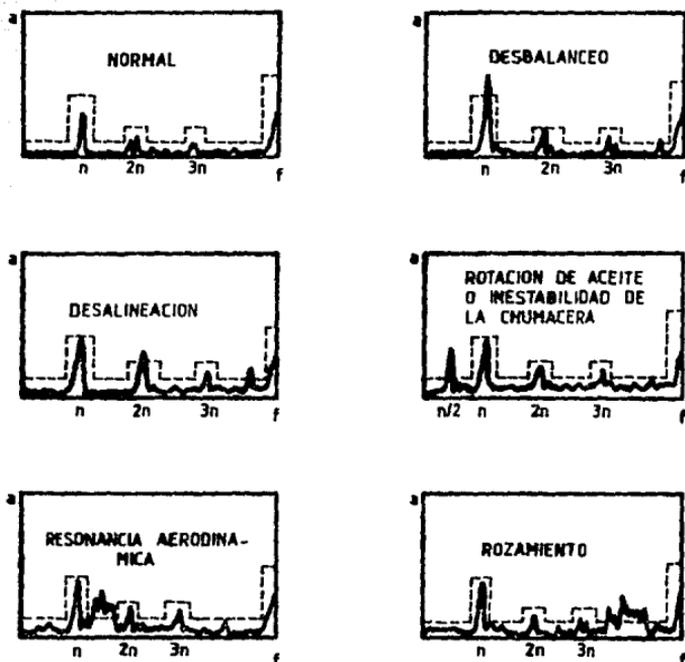


FIG.4.6.-ALGUNOS ESPECTROS DE VIBRACIONES TÍPICOS.

a=amplitud

f=frecuencia

n=frecuencia directa

LA LINEA PUNTEADA INDICA LA MÁXIMA AMPLITUD PERMITIDA  
(DYMAC - SCIENTIFIC ATLANTA)

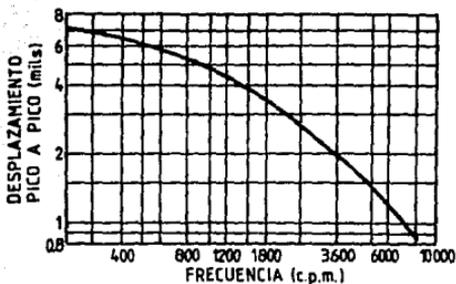


FIG.4.7.- LIMITES DE ACEPTACION DE VIBRACIONES PARA BOMBAS CENTRIFUGAS. (SEGUN HYDRAULIC INSTITUTE, APPLICATION STANDARD B-74-1)

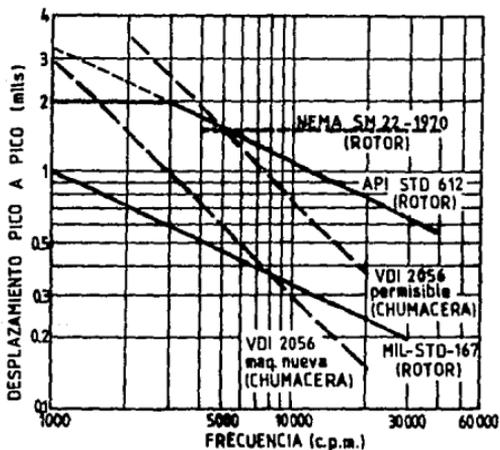


FIG.4.8.- LIMITES DE VIBRACIONES PARA TURBOMAQUINARIA.

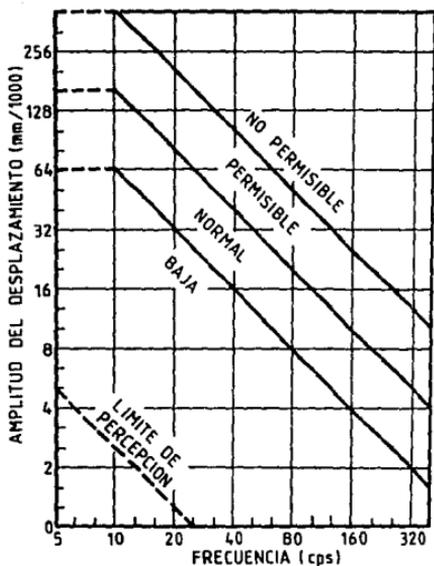


FIG.4.9.- LIMITES DE VIBRACION PARA CHUMACERAS DE TURBOMAQUINARIA (SEGUN VDI 2056, NORMA NACIONAL ALEMANA).

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

## CAPITULO V

\*\*\*\*\*

### MEDICION DE VIBRACIONES EN TURBOMAQUINARIA

La medición y cuantificación de las vibraciones que presenta una turbomáquina es la primera y la fundamental etapa del proceso de análisis que a partir del comportamiento de la máquina nos conduce a la determinación de las causas del desperfecto. El éxito del análisis depende en gran medida de la técnica de medición utilizada, ya que las lecturas obtenidas pueden variar mucho entre sí al cambiar de una técnica a otra, variar ligeramente del lugar donde se toma la lectura o la colocación del sensor. En caso de equipos de medición portátiles, donde la forma de posicionar el sensor y la selección del lugar exacto de colocación del mismo dependen del criterio del operario, se pueden tener diferencias muy notables entre las lecturas realizadas por diferentes personas, incluso cuando las instrucciones a seguir son exactamente iguales. Es por esta razón que la medición de las vibraciones es un aspecto al cual debe darse gran importancia si se quieren lograr resultados confiables.

Existen algunos conceptos fundamentales en la medición de las vibraciones que es necesario definir antes de proceder con una descripción más detallada de las técnicas y los equipos de medición. En primer lugar, considérese un movimiento vibratorio periódico, pero cuya forma de onda no es necesariamente senoidal o armónica. Inmediatamente surge la pregunta de cuál es el valor más representativo de la magnitud del movimiento. El valor máximo, llamado valor pico, sólo podrá servir como una medida de comparación entre dos niveles de vibración si las formas de onda de ambos movimientos son exactamente iguales. Sin embargo, cuando las formas de onda o las frecuencias son diferentes, un movimiento cuyo valor pico es menor puede ser más destructivo que otra de valor pico superior. Por ejemplo, una vibración de alta frecuencia puede conducir más rápido a una falla por fatiga debido al elevado número de ciclo de carga, aunque su intensidad sea aparentemente más baja, que una vibración de gran magnitud, pero cuyo número de ciclos es bajo. Una opción aparentemente correcta para solucionar el problema de la diferencia en la forma de onda podría ser tomar un valor prome-

dio de la onda desplegada, integrándola con respecto al tiempo y dividiendo el resultado entre la longitud del periodo de integración. Sin embargo, si la señal es simétrica respecto a la posición de equilibrio, lo cual se manifiesta gráficamente como una simetría con respecto al eje de las "x", el resultado de la señal promedio es cero. En vista de este inconveniente, se define el valor medio cuadrático, llamado también valor RMS o valor eficaz, de acuerdo a la ecuación:

$$f_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T f(t)^2 dt}$$

El valor RMS representa un valor que siendo constante en el tiempo implicaría una disipación de energía igual como la de la señal periódica original, para un mismo periodo de tiempo. Como resultado, el valor RMS es sin duda alguna el valor más representativo de cualquier señal periódica. El valor RMS de una señal senoidal es  $1/\sqrt{2}$  del valor pico. Existe una equivalencia similar para los tipos de onda más usuales, pero cuando la forma de onda es complicada o tiene carácter aleatorio, la determinación del valor RMS se vuelve complicada. Actualmente existen aparatos de medición que realizan en forma automática la integración y dan como resultado el valor RMS verdadero de una señal cualquiera, pero son de aparición relativamente reciente. Por estas razones, para la cuantificación de los niveles de vibración se han utilizado tradicionalmente los valores pico de las señales medidas. En consecuencia, los estándares de vibraciones hacen también referencia a los valores pico y serán estos los que se manejarán como una indicación cuantitativa del nivel de vibraciones de una máquina.

En segundo lugar, es necesario observar las relaciones que guardan entre sí los diferentes parámetros de un movimiento vibratorio, es decir, el desplazamiento, la velocidad y la aceleración. En la Fig. 5.1 se pueden observar las amplitudes relativas del desplazamiento, la velocidad y la aceleración a diferentes frecuencias. Las relaciones observadas se pueden obtener matemáticamente a partir de las ecuaciones de movimiento planteadas en el capítulo III. Integrando la velocidad se obtiene que el factor de proporcionalidad entre la velocidad y el desplazamiento es igual  $1/f$ , donde  $f$  es la frecuencia, es decir, que el valor pico del desplazamiento es proporcional al valor

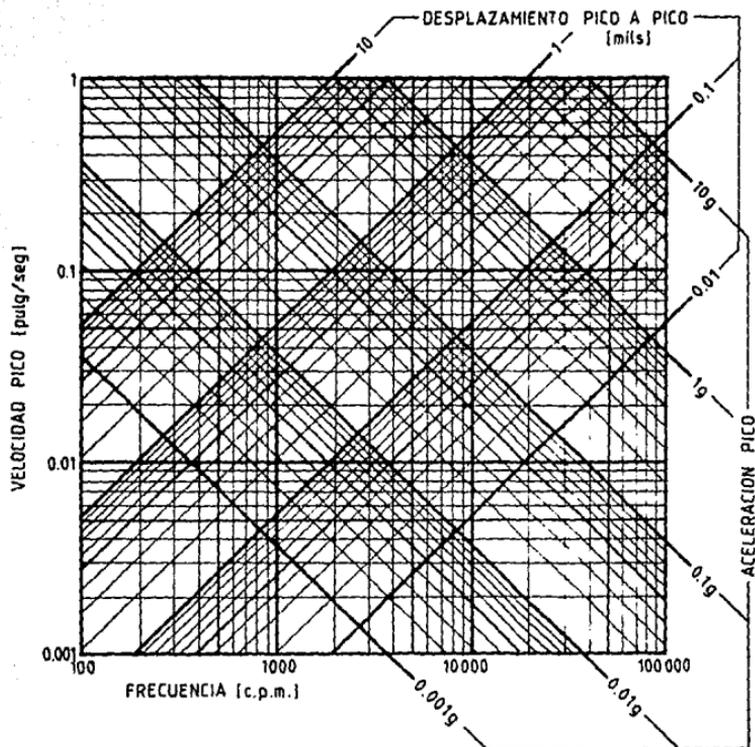


FIG.5.1.-RELACION ENTRE VELOCIDAD, DESPLAZAMIENTO Y ACELERACION A DIFERENTES FRECUENCIAS.

pico de la velocidad dividido entre la frecuencia de la vibración. De manera similar, derivando la velocidad, se llega a que el factor de proporcionalidad entre la velocidad y la aceleración es igual a  $f$  (la frecuencia), es decir, que el valor pico de la aceleración es proporcional al valor pico de la velocidad multiplicado por la frecuencia.

La observación anterior tiene gran importancia para la medición de vibraciones. Por lo general, la severidad de las vibraciones viene indicada por el valor pico de la velocidad del movimiento, y las velocidades del movimiento vibratorio conservan el mismo rango de valores para los diferentes rangos de frecuencias. De esta propiedad del movimiento vibratorio y de las relaciones de proporcionalidad mencionadas en el párrafo anterior se deduce que las vibraciones de baja frecuencia tienen amplitudes de desplazamiento relativamente grandes, mientras que en las vibraciones de alta frecuencia el desplazamiento puede ser inclusive imperceptible. Por el contrario, los valores de aceleración de las vibraciones de baja frecuencia son muy bajos, pero para vibraciones de alta frecuencia alcanzan niveles muy significativos. Ahora bien, como una regla general de cualquier medición, se puede afirmar que mientras más grande sea el valor a medir, es más fácil llevar a cabo la lectura y el resultado es más confiable. De esto se deduce que el desplazamiento es un parámetro muy apropiado para medir los niveles de vibraciones de baja frecuencia, pero que no puede utilizarse para la cuantificación de las vibraciones cuando la frecuencia es alta. Contrariamente, la aceleración es el parámetro idóneo para la medición de vibraciones de alta frecuencia, pero de poca utilidad en máquinas de baja velocidad. Por fin, la velocidad de las vibraciones es un parámetro adecuado para la determinación de los niveles de vibración a todas las frecuencias. Estas reglas básicas son la primera indicación para la selección del sistema y equipo de medición apropiado para el estudio de vibraciones de una máquina en especial. Los criterios adicionales para la selección del equipo lo dan los parámetros que se analizarán con más detalle al referirse a cada sistema en particular.

## 1.- MEDICION DE VIBRACIONES EN FUNCION DEL DESPLAZAMIENTO

Para la medición del desplazamiento como un indicador del nivel de vibraciones se utilizan sensores de proximidad o de no-contacto que miden el espesor de una pequeña capa de aire u otro medio entre la superficie en movimiento y la cara del sensor, el cual debe encontrarse fijo. Este método de medición se utiliza con frecuencia en turbomáquinas grandes, donde se debe vigilar estrechamente la posición exacta del rotor con respecto a la carcasa de la máquina. Los sensores se colocan en los soportes de los cojinetes y la vibración se mide como un desplazamiento relativo entre la flecha del rotor y las chumaceras. Este sistema puede utilizarse, además de la medición de las vibraciones, para conocer con exactitud la posición relativa del muñon en el cojinete, mediante el uso de dos sensores que realizan las mediciones en direcciones mutuamente perpendiculares, lo que permite verificar la alineación y supervisar el funcionamiento correcto del cojinete.

Existen diferentes tipos de sensores de proximidad de no-contacto, pero el más difundido en la práctica y, por lo tanto, el único que tiene importancia para el estudio de vibraciones es el sensor de proximidad de corrientes parásitas o de Eddy. El sensor consiste de un pequeño núcleo ferromagnético sobre el cual se haya enrollada una bobina. Esta bobina se energiza con una corriente alterna de alta frecuencia y como resultado se obtiene un campo electromagnético. Si dentro de este campo se coloca un material conductor, cualquier cambio de posición de este material con respecto al sensor provoca un cambio en el voltaje de la bobina. El sistema completo consta del sensor propiamente dicho y los circuitos oscilador y demodulador que lo acompañan y que por lo general vienen integrados en una sola caja conocida bajo el nombre de "driver". La salida del sistema es en forma de voltaje proporcional al desplazamiento, donde la razón de proporcionalidad estándar en la industria es 200 mV/mil.

Algunos parámetros de los sensores de proximidad de corrientes parásitas que revisten importancia para el estudio de vibraciones son:

1.- El campo electromagnético desarrollado por el sensor tiene forma cónica, por lo que el sensor debe tener suficiente espacio alrededor de su punta. Sensores de buena calidad requieren

de un claro menor que los sensores mal diseñados, por lo que este parámetro es una buena indicación de la calidad del sensor. Un sensor de buena calidad requiere un claro de un diámetro 1.5 veces el diámetro de la punta, mientras que un claro con diámetro 2 o más veces el diámetro de la punta es indicación de una calidad pobre.

2.- Debido a la forma cónica del campo electromagnético del sensor, la linealidad del mismo puede verse afectada por la curvatura de la superficie de medición. Debido a que la calibración se lleva a cabo normalmente sobre una superficie plana, pueden aparecer errores de hasta 10% para ejes de diámetros pequeños (aprox. 4 pulg.). El error disminuye cuando el claro entre la punta del sensor y la superficie de medición es menor y conforme aumenta el diámetro del eje. Como una regla general, el diámetro mínimo del eje para asegurar una buena exactitud de las mediciones debe ser como mínimo 8 veces el diámetro de la punta del sensor.

3.- El rango máximo de medición de un sensor es aproximadamente 60% del diámetro de la punta del mismo. Pueden lograrse rangos mayores si el sensor, los cables y el "driver" se seleccionan apropiadamente, pero al cambiar cualquiera de estos elementos acoplados entre sí pueden aparecer errores considerables.

4.- Las propiedades electromagnéticas del material pueden variar mucho de un rotor a otro. Un sensor correctamente calibrado en un banco de pruebas debe verificarse y re-calibrarse si es necesario una vez colocado en posición en la turbomáquina.

5.- El sensor, los cables y el "driver" constituyen un circuito oscilador sintonizado. Al recortar los cables que unen el sensor con su "driver" se puede afectar considerablemente la calibración del sistema. Solo pequeños cambios de longitud de los cables (menos de 2 pulg.) pueden llevarse a cabo sin la necesidad de calibración del sistema.

Las principales ventajas de los sensores de proximidad son:

- tamaño reducido;
- bajo costo del sensor y del sistema sensor-cables-"driver";
- el aceite lubricante y los gases no afectan la lectura;
- puede utilizarse para el control de la posición del rotor con respecto al cojinete, además de medición de vibraciones;
- rango de frecuencias desde cero hasta 5 kHz (300,000 ciclos

por minuto). Sin embargo, normalmente se utilizan para la medición de vibraciones de baja frecuencia ya que a frecuencias altas el desplazamiento es demasiado pequeño para ser medido con exactitud (esta es una limitación que deriva de las propiedades del movimiento vibratorio, no de los parámetros de operación del sensor);

- el sensor puede detectar marcas sobre la superficie del rotor, tales como cuñeros o marcas de maquinado, que pueden servir de referencia para la determinación del ángulo de fase;
- los sensores pueden montarse en la chumacera o mediante un soporte sísmico, para tomar lecturas tanto relativas como absolutas de las vibraciones;
- la señal de salida del "driver" puede transmitirse a distancias relativamente grandes (más de 300 metros).

Las desventajas presentadas por los sensores de proximidad pueden resumirse como:

- la presencia de agua entre la cara del sensor y la superficie de medición puede ocasionar problemas y afectar notablemente la exactitud de la medición;
- el sensor no genera por sí solo una señal sino que requiere de un "driver" que excite al sensor y transforme la señal de manera que pueda utilizarse en instrumentos indicadores;
- es susceptible a interferencia por parte de señales eléctricas de diverso origen si los cables del sistema de medición se encuentran próximos a otros cables eléctricos;
- su uso está limitado a máquinas de baja y mediana velocidad debido a que la señal de desplazamiento es demasiado pequeña a altas frecuencias para que sea de utilidad en un sistema de medición.

El sensor de proximidad mide únicamente el espesor del claro entre la punta del sensor y la superficie de medición. Por lo tanto, cualquier irregularidad de la superficie de la flecha del rotor, tal como falta de concentricidad, marcas de maquinado, etc., que da lugar a la variación del claro mencionado, conduce a que el sistema responda con una señal cuya frecuencia es igual a la velocidad de rotación de la máquina y que aparece en los instrumentos de medición como si se tratara de una vibración de estas características. A este fenómeno se le de-

nomina "runout" mecánico. Por otro lado, cualquier falta de homogeneidad en el material sobre la superficie de la flecha del rotor provoca variaciones en el campo electromagnético del sensor con efectos análogos al "runout" mecánica. A este segundo fenómeno se le denomina "runout" eléctrico. Ambos contribuyen a ocultar la señal verdadera de vibración haciendo difícil su medición e interpretación.

Los dos fenómenos, es decir, el "runout" mecánico y el eléctrico se deben principalmente a las técnicas de manufactura aplicadas en la elaboración del rotor. Como se trata de un fenómeno indeseable se aplican diferentes procedimientos cuyo objetivo es eliminar o reducir el "runout". Tradicionalmente estas técnicas consistían en la aplicación de procesos de manufactura especiales y, en algunos casos extremos, en la colocación de una camisa cuidadosamente manufacturada y elaborada de un material seleccionado para este propósito sobre la superficie de la flecha del rotor, para lograr de esta manera superficie de medición perfectamente circular y homogénea. Las técnicas de manufactura que contribuyen a la reducción del "runout" consisten en la utilización de una profundidad de corte muy pequeña en las últimas pasadas en el torno y en el granallado de la superficie maquinada. Ninguna de estas técnicas elimina totalmente el "runout", pero ayudan a reducirlo lo suficientemente para ajustarse a las normas pertinentes, las cuales permiten un "runout" mecánico de 0.25 mils como máximo (API). Por otro lado, estas mismas normas prohíben la filtración de la señal con el objetivo de eliminar el "runout" ya que esto puede afectar a la señal real de vibraciones (API Standard 670).

Un método más moderno y el que permite controlar mucho mejor los problemas ocasionados por el "runout" consiste en utilizar un sustractor electrónico de la señal de "runout". El sustractor es un circuito electrónico que elimina en forma muy efectiva la componente del "runout" mecánico y eléctrico de la señal eléctrica proveniente del "driver" del sensor de proximidad. El sustractor consiste de una memoria, un convertidor digital-analógico y un sumador. La memoria se programa previamente con la señal del "runout" a baja velocidad de rotación de la máquina cuando los niveles de vibración son despreciables. Una vez programada, la memoria provee al sistema con una señal digital que es fiel reflejo de la suma de los "runout's" mecánico y

eléctrico del rotor. La señal digital se convierte en señal analógica mediante el convertidor digital-analógico y se resta de la señal proveniente del sensor de proximidad mediante un sustractor. Como la señal total que viene del sensor de proximidad es una suma de la señal de vibraciones más la señal del "runout", al efectuarse las operaciones descritas, la señal que abandona al sustractor puede considerarse como una señal pura de vibraciones, totalmente libre del "runout". El funcionamiento del aparato se sincroniza mediante una señal proveniente de un tacómetro.

La señal de desplazamiento puede convertirse fácilmente en señales de velocidad y aceleración mediante un circuito electrónico denominado derivador, de manera que se puedan tener las lecturas de los tres parámetros en forma simultánea y en tiempo real.

## 2.- MEDICION DE VIBRACIONES EN FUNCION DE LA VELOCIDAD

La medición de los niveles de vibración como una función de la velocidad del movimiento observado es una de las formas más tradicionales de determinar la severidad de las vibraciones. Además, la velocidad presenta numerosas ventajas como un indicador confiable de los niveles de vibraciones experimentadas por una máquina. Como se pudo observar en la primera sección del presente capítulo, la velocidad conserva un orden de magnitud que facilita la medición en todo el rango de frecuencias, por lo que puede utilizarse como parámetro representativo tanto en máquinas de baja como de alta velocidad. Por otro lado, la severidad de las vibraciones suele expresarse en función de la velocidad pico del movimiento vibratorio, por lo que la medición de esta velocidad da una lectura que puede compararse directamente con los estándares establecidos.

En su construcción, los sensores de velocidad aprovechan el fenómeno de la inducción de corriente eléctrica en un campo magnético variable. El sensor consta de una bobina rigidamente sujeta al cuerpo del sensor rodeada por un imán sostenido mediante resortes, de manera que pueda desplazarse linealmente alrededor de la bobina. Si el sensor completo se somete a vibraciones cuya frecuencia excede varias veces la frecuencia natural

del sistema imán-resorte, puede considerarse que el imán permanece fijo en el espacio, mientras que la bobina se desliza. En consecuencia, en la bobina se induce un voltaje directamente proporcional a la velocidad relativa entre la bobina y el imán, y esta velocidad es aproximadamente igual a la velocidad del movimiento vibratorio. La señal producida es relativamente fuerte y puede utilizarse directamente sin amplificación o transportarse a distancias de hasta 300 metros. Las ventajas de los sensores de velocidad son:

- fuerte señal de salida;
- el sensor es auto-generador, es decir, no requiere fuente de poder externa;
- estable hasta aceleraciones de 30g y a temperaturas de hasta 500°F;
- construcción robusta;
- puede montarse en cualquier posición (horizontal, vertical o inclinado);
- la sensibilidad a vibraciones perpendiculares al eje del sensor es muy baja (menos de 5% de la sensibilidad en la dirección axial), de manera que la respuesta es altamente direccional;
- exactitud razonable hasta 300,000 cpm (utilizando circuitos electrónicos de compensación);
- se adapta fácilmente a cualquier indicador.

Las desventajas de los sensores de velocidad son:

- los sensores de velocidad son grandes y pesados (hasta 600 gramos), por lo que pueden presentar problemas de montaje;
- la exactitud a altas frecuencias (arriba de 1000 Hz, 60,000 cpm) es relativamente baja si no se utilizan circuitos adicionales para corregir la linealidad de la señal;
- la señal decae exponencialmente abajo de 10 Hz, aunque puede corregirse mediante circuitos electrónicos apropiados;
- los sensores de velocidad tienen un costo elevado (arriba de 500 dólares).

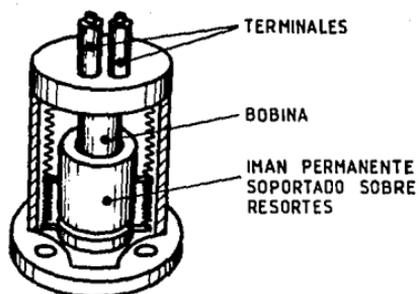


FIG.5.2.- CONSTRUCCION DE UN SENSOR DE VELOCIDAD.

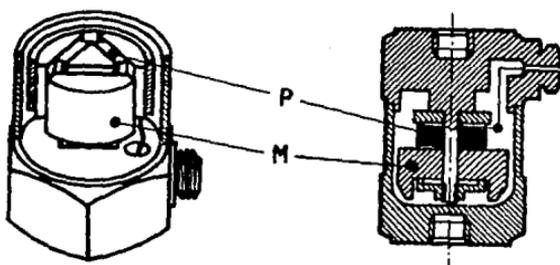


FIG.5.3.- DOS ALTERNATIVAS DE CONSTRUCCION DE ACELEROMETROS PIEZOELECTRICOS.  
 P- ELEMENTO PIEZOELECTRICO  
 M- MASA SISMICA

### 3.- MEDICION DE VIBRACIONES EN FUNCION DE LA ACELERACION

La determinación de los niveles de vibración a partir de la medición de la aceleración es un método relativamente reciente y se practica a gran escala desde el momento en que los sensores de aceleración o acelerómetros han alcanzado un alto nivel de confiabilidad. La señal de aceleración puede integrarse con respecto al tiempo para obtener de esta manera una medición de la velocidad e integrarse nuevamente para tener una medida de desplazamiento. Aunque los acelerómetros actuales son instrumentos altamente sensibles y detectan aceleraciones muy bajas, su utilización se limita principalmente a medición de vibraciones de alta frecuencia. Como se mencionó en la primera sección del presente capítulo, a bajas frecuencias de vibración la aceleración tiene valores demasiado pequeños para que sean representativos y puedan cuantificarse con exactitud. Aunque los acelerómetros modernos pueden detectar e incluso medir señales de esta naturaleza, el registro de la lectura se hace difícil. Por otro lado, la integración de señales bajas de aceleración para obtener la velocidad y el desplazamiento mediante circuitos integradores sencillos es inexacta y puede conducir a que el resultado tienda hacia un valor fijo sin mostrar carácter oscilatorio, por lo que no debe practicarse. Estas limitaciones no se deben al sensor en sí, sino al carácter de la señal medida.

En la actualidad se utilizan principalmente acelerómetros piezoeléctricos. Los acelerómetros pueden indicar la aceleración como una variación de voltaje o capacitancia. En ambos casos el instrumento necesita un circuito alimentador y otro amplificador y convertidor para reforzar la señal de salida. Esto hace que el precio de un sistema de medición basado en un acelerómetro piezoeléctrico sea bastante elevado, a pesar del bajo precio del sensor mismo. Las principales ventajas de los sensores de aceleración son:

- rango de frecuencias muy amplio;
- bajo peso y tamaño reducido;
- buena resistencia a alta temperatura (hasta 1000°F, bajo pedido especial);
- precio moderado del sensor (mas no del sistema de medición completo).

Como desventajas de los acelerómetros pueden indicarse:

- sensibilidad a los esfuerzos de montaje;
- altamente sensibles a altas frecuencias, por lo que son propicios a introducir ruido que puede oscurecer la señal de vibraciones principal;
- algunas frecuencias pueden inducir resonancia en el sensor, haciendo necesario el uso de filtros pasa-bandas.

Al hablar de los sensores de aceleración es necesario referirse con un poco de atención a los problemas que introduce la integración de las señales. La integración es una manera conveniente de convertir directamente la señal de aceleración en señal de velocidad, de manera que sea más representativa del nivel de vibraciones experimentadas por la máquina analizada. Sin embargo, al recurrir a esta técnica es necesario observar ciertas precauciones para evitar resultados erróneos y poco confiables. Los puntos principales que deben tenerse en cuenta al intentar integrar una señal de aceleración son:

- 1.- La integración introducirá un error considerable a bajas frecuencias; el grado de error debe reconocerse y el rango de frecuencias en el cual ocurre debe establecerse claramente y anotarse para futuras referencias.
- 2.- La integración puede atenuar las señales de alta frecuencia de manera que escapen a la atención de la persona que lleva a cabo el análisis; aunque la señal integrada sea correcta, la amplitud se verá tan reducida que no podrá ser detectada por muchos de los instrumentos de medición.
- 3.- Como una regla práctica, puede establecerse que la integración puede realizarse con alto grado de confiabilidad en el rango de 20 Hz a 1 kHz (1200 cpm a 60,000 cpm), pero estos límites deben utilizarse únicamente como una guía y pueden excederse en ambas direcciones si los resultados se han verificado por algún otro método y tienen un grado aceptable de exactitud.

#### 4.- SELECCION, COLOCACION Y MONTAJE DE LOS SENSORES

Para la correcta selección de un sensor para la medición y el análisis de vibraciones de una turbomáquina se debe considerar en primer lugar el tipo de máquina y la clase de información que se desea obtener. El primer parámetro que debe tomarse en cuenta es la velocidad de rotación de la turbomáquina. El sistema de medición empleado debe cubrir con una exactitud satisfactoria para los fines prácticos un rango de frecuencias que abarca desde aproximadamente el 40% de la frecuencia directa hasta las frecuencias armónicas que van desde 3 hasta 6 veces la frecuencia directa. Este rango de frecuencias no sólo debe ser manejado eficientemente por el instrumento de medición, sino que también el parámetro seleccionado como indicador del nivel de vibraciones (desplazamiento, velocidad o aceleración) debe tener un nivel de señal de salida fácilmente medible en todo el rango de frecuencias. Así, el desplazamiento es un buen parámetro para máquinas de baja velocidad (cuando la velocidad de rotación no excede de aproximadamente 3600 rpm), mientras que la aceleración es el parámetro idóneo para máquinas de alta velocidad y para la medición de vibraciones de alta frecuencia en aplicaciones especiales (cojinetes de contacto rodante, transmisiones de engranes, etc.). La velocidad es un buen parámetro de medición en toda clase de turbomaquinaria, pero deben tomarse en cuenta las limitaciones impuestas por los sensores de velocidad.

El segundo aspecto importante que debe tomarse en cuenta para la selección del sistema de medición es la construcción y el diseño de la máquina analizada. En caso de máquinas en las cuales la masa del rotor representa un porcentaje elevado de la masa total de la turbomáquina, las mediciones pueden realizarse con alto grado de confiabilidad en los soportes de las chumaceras, pero cuando la relación entre la masa del rotor y la masa total de la máquina es de 1:10 o menos, o cuando los soportes de las chumaceras no están separados de la carcasa, es necesario realizar las mediciones directamente en el rotor. Por lo tanto, en turbomáquinas de gran tamaño, equipadas con cojinetes de deslizamiento, el método más apropiado para la supervisión de las vibraciones consiste en utilizar sensores de proximidad que miden la vibración relativa entre el rotor y la chumacera.

Los sensores de proximidad pueden utilizarse para la medición de vibraciones tanto radiales como axiales y por lo general los sensores radiales se montan por pares, de manera que realizan sus mediciones en los sentidos vertical y horizontal en un mismo plano. Los sensores de proximidad montados de esta manera tienen además la ventaja de que permiten conocer con precisión la posición relativa entre el rotor y el cojinete, que junto con la medición de la posición axial del rotor ayuda a llevar un control estricto de la alineación y el funcionamiento correcto de los cojinetes de la máquina.

En caso de que la máquina esté equipada con cojinetes de contacto rodante (de bolas o rodillos), el movimiento relativo entre el rotor y la chumacera es muy limitado, pero las vibraciones se transfieren fácilmente del rotor al soporte de la chumacera. En este caso es más conveniente utilizar sensores de velocidad o acelerómetros montados sobre el soporte del cojinete. Los acelerómetros tienen las ventajas de que son más sensibles a las aceleraciones de alta frecuencia características de esta clase de cojinetes, por lo que son un medio eficaz para la supervisión del funcionamiento correcto de los rodamientos. Además, son más pequeños por lo que son mucho más fáciles de montar.

El tercer punto que debe tomarse en cuenta para la selección del sistema de medición es que clase de información y con que grado de exactitud quiere obtenerse. Esto va en función de la importancia relativa de la turbomáquina que desea supervisarse y de la frecuencia con la que se tomarán las mediciones. Cuando se trata de una máquina de gran importancia para el proceso y la operación de la planta, conviene tener un sistema de medición y control que continuamente indique el estado de la máquina y avise mediante una señal de alarma cuando los niveles de vibración exceden los límites preestablecidos. En este caso el equipo de medición estará montado en forma permanente en la máquina y se utilizará exclusivamente para la medición de las vibraciones de la máquina en cuestión, por lo que deberá adecuarse perfectamente a las características de esta máquina, para aportar la mayor cantidad de información posible y con la mejor exactitud. El equipo de medición se complementa por lo general con equipo que registra e incluso analiza continuamente y en forma automática la información. Sin embargo, la situa-

ción cambia notablemente si el equipo se utilizará para la revisión periódica de diferentes máquinas. En este caso la característica principal que se persigue es la flexibilidad y la posibilidad de montar y desmontar rápidamente el equipo para llevar a cabo las mediciones y el análisis, aunque esto implique sacrificar en parte la exactitud o el monto total de la información que puede extraerse. Así, los equipos permanentes se utilizan principalmente en máquinas de gran tamaño, por lo que los sistemas de medición de esta clase se basan por lo general en sensores de proximidad que miden la vibraciones directamente en el rotor. En cambio, los equipos portátiles están basados por lo general en sensores de velocidad y acelerómetros debido principalmente a la facilidad de montaje.

Una vez seleccionado el sistema de medición que se utilizará para la medición de las vibraciones de una máquina, se debe escoger con todo cuidado el punto de medición. Este es un aspecto de suma importancia ya que las lecturas obtenidas pueden variar notablemente de un lugar a otro. La selección del punto de medición depende principalmente del sistema de medición que se utilizará. El montaje de los sensores de proximidad está normalizado mediante las normas API Standard 670. Esta norma establece que el sensor deberá montarse dentro de las tres pulgadas (76 mm) medidas a partir del cojinete y que la localización de los sensores en cada extremo de la máquina debe ser la misma en relación a los puntos nodales de las vibraciones laterales del rotor. Esto significa que ambos sensores deben montarse bien sea adentro, o bien sea afuera de los puntos nodales. De otra manera existirá una inconsistencia entre las indicaciones de los ángulos de fase medidos por ambos sensores. Por lo general, en las turbomáquinas grandes los lugares apropiados para el montaje de los sensores de proximidad vienen indicados por el fabricante. En caso de los sensores de velocidad y los acelerómetros existe una mayor libertad en cuanto a la selección del punto de medición. Por lo general el lugar más apropiado será una superficie plana sobre las chumaceras de la máquina. Se deben escoger por lo menos dos puntos de medición por chumacera, de manera que las mediciones puedan realizarse tanto en el sentido vertical como en el horizontal. A veces pueden seguirse indicaciones del fabricante del equipo, pero generalmente la selección del lugar ideal se tiene que llevar a cabo en forma ex-

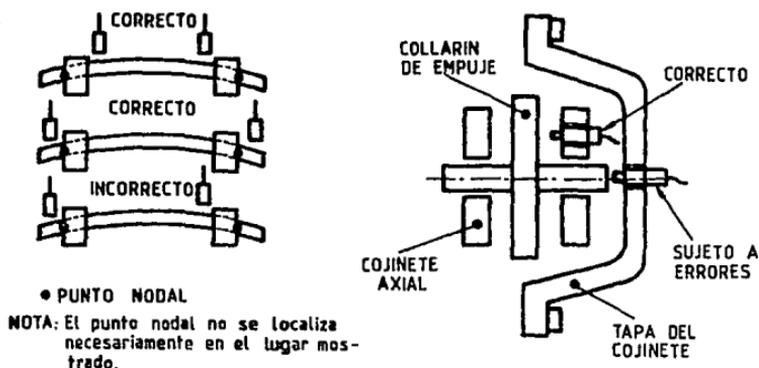


FIG.5.4.-LOCALIZACION DE LOS SENSORES DE PROXIMIDAD.

perimental mediante pruebas con un sensor manual. El lugar debe seleccionarse de tal manera que refleje fielmente las vibraciones del rotor de la máquina. Por lo tanto se deben evitar soportes poco rígidos, tales como cubiertas de protección, por ejemplo, ya que tienen la tendencia a la resonancia e inducen vibraciones propias que pueden oscurecer u ocultar la señal verdadera de vibraciones. La superficie de apoyo del sensor debe tener una orientación tal que el eje principal del instrumento de medición apunte hacia el rotor, hacia su centro de rotación, de la manera más exacta posible.

La forma de montaje del sensor puede afectar de una manera muy fuerte su respuesta de frecuencia y, en consecuencia, la exactitud de las mediciones. Por lo tanto, el montaje de los sensores es otro aspecto de gran importancia para la medición de vibraciones en turbomaquinaria. La montura debe transmitir de la manera más fiel posible toda la gama de vibraciones de la máquina sin amortiguar ninguna frecuencia y tampoco inducir vibraciones propias debidas a la resonancia. Los sensores de proximidad son los más sencillos para montarse debido a su pequeña masa y tamaño reducido. Como tienen la forma de un espárrago roscado, pueden atornillarse en agujeros e inmovilizarse mediante

una o dos contratruercas. Sin embargo, esta forma de montaje es poco recomendable debido a que el sensor puede dañarse fácilmente si se aprieta demasiado la contratruerca. La forma de montaje más apropiada consiste en utilizar una abrazadera que se atornilla a la superficie de la máquina y al mismo tiempo aprieta firmemente al sensor. Este montaje permite una fácil sustitución de sensores dañados y el ajuste preciso y rápido de la separación entre la cara del sensor y la superficie de medición. Los fabricantes de los sensores de proximidad ofrecen por lo general las abrazaderas adecuadas para sus sensores.

El montaje de los sensores de velocidad y los acelerómetros ofrece mayores dificultades debido a la gran variedad de las diversas técnicas que pueden aplicarse. Los sensores de estos dos grupos requieren de que exista un contacto firme entre la superficie de la máquina y la cara del sensor para su funcionamiento correcto. Debido a su gran masa, los sensores de velocidad requieren de un montaje más cuidadoso que los acelerómetros. El método recomendable de montaje dependerá del espacio disponible, consideraciones técnicas (frecuencia de la vibración), cuestiones económicas y de que si se trata de un montaje permanente o temporal. En general, el método de montaje afectará la respuesta de frecuencia del sensor. En la mayoría de los casos, la exactitud a altas frecuencias se verá comprometida si no se utiliza el método de montaje más apropiado. La medición de altas frecuencias implica niveles más elevados de aceleración, por lo que requiere siempre de técnicas de montaje más complicadas. Tomando en cuenta estas consideraciones, las posibles técnicas de montaje, en orden de preferencia, son:

1.- Montaje con tornillos: El montaje mediante tornillos o espárragos roscados directamente a la superficie de la máquina ofrece por lo general el método más exacto para la medición de toda la gama de frecuencias. Agujeros roscados pueden realizarse fácilmente en diferentes puntos de la máquina ofreciendo diferentes puntos de medición. La superficie de apoyo del sensor debe ser plana y lisa (una superficie maquinada normal es adecuada). El agujero roscado debe ser normal (perpendicular) a la superficie con su eje orientado de alguna manera lógica, es decir, apuntando hacia el centro del cojinete, por ejemplo. El sensor debe apretarse con el torque indicado por el fabricante

del equipo de medición. Se debe evitar cualquier capa de material elástico (pintura, pegamento, sellador, etc.) entre la cara del sensor y la superficie de la máquina. La única sustancia permitida, que puede incluso mejorar la respuesta de frecuencia, es una delgada capa de aceite de silicón. Si es necesario poner un separador con el fin de aislar eléctricamente al sensor de la máquina, se debe poner una rondana de material duro, por ejemplo mica. Cualquier material blando reducirá notablemente la respuesta a altas frecuencias. En caso de utilizar un espárrago roscado, se debe evitar una longitud excesiva del mismo ya que de otra manera puede penetrar en el sensor y dañarlo o, por lo menos, evitará que haya contacto firme entre la superficie de la máquina y la cara del sensor.

2.- Montaje con pegamento: Todas las indicaciones referidas al material que separe al sensor de la superficie de la máquina mencionadas en el punto anterior son aplicables a la selección del material adhesivo. La capa del pegamento debe ser delgada y rígida (dura). Por otro lado, la fuerza ejercida debe ser suficiente para evitar que el sensor se desprenda, lo que puede ofrecer ciertas dificultades en caso de los sensores de velocidad cuya masa es elevada. Además, esta clase de montaje es por lo general de carácter semi-permanente, es decir, debe permitir que el sensor pueda desprenderse con relativa facilidad (es mejor torcer el sensor que aplicarle golpes con el martillo). Por estas razones, los pegamentos más apropiados para el montaje de sensores de vibraciones son el cemento dental y el cyanoacrilato (Cola Loca). El cemento dental requiere de mezcla de dos componentes, pero se limpia con cierta facilidad, mientras que el cyanoacrilato es fácil de aplicar y muy resistente, pero ofrece ciertas dificultades a la hora de desprender el sensor. Otra técnica que puede utilizarse consiste en utilizar una cinta adhesiva de doble lado, pero su resistencia mecánica es cuestionable y además puede atenuar vibraciones de alta frecuencia. Por fin, otra opción muy cómoda es preparar bases roscadas para los sensores (en particular los acelerómetros) y pegar estas bases en lugares apropiados de la máquina mediante un pegamento fuerte.

3.- Montaje con base magnética: El uso de una base magnética con un perno roscado puede ser una manera conveniente de montaje temporal para los sensores de vibraciones. El ensamble es rápido y el sensor puede cambiarse fácilmente de un lugar a otro permitiendo una gran flexibilidad en el proceso de medición. La superficie de la máquina debe ser muy lisa para asegurar un ensamble suficientemente fuerte. Este método limita la frecuencia máxima si se utiliza un acelerómetro a unos cuantos kilohertz (de 1 a 5 kHz), pero esta limitación varía mucho con la masa del sensor, el tipo de la base magnética y las propiedades de la superficie de la máquina. Si no existe un contacto íntimo entre la superficie de la máquina y el imán, el sensor puede "rebotar" y esto induce falsas señales de alta frecuencia, fenómeno que es más frecuente en caso de los sensores de velocidad debido a su gran masa (las señales falsas pueden aparecer a frecuencias abajo de 1 kHz).

4.- Sensores sostenidos a mano: Las mediciones realizadas con un sensor sostenido a mano son muy frecuentes. Para realizar la medición se utiliza por lo general una extensión acoplada al sensor, cuya punta se presiona firmemente contra la superficie de medición. Es un método rápido y conveniente. Sin embargo, es también una fuente de numerosos errores, los cuales deben reconocerse plenamente. En primer lugar, existe un error debido a la falta de contacto íntimo entre el sensor y la superficie de la máquina a altas frecuencia (arriba de 1 kHz). Este error es por lo general mayor que el provocado por el uso de bases magnéticas. En segundo lugar, la inclinación del sensor con respecto a la superficie de apoyo es otra fuente de error. Cualquier desviación de una posición perfectamente perpendicular a la superficie de la máquina provoca una fuerte disminución en la amplitud de las mediciones y puede ser fuente de señales falsas debido al golpeteo de la punta del instrumento contra la superficie de medición. Por fin, en caso de los acelerómetros, cualquier variación de la presión con la que se apoya el instrumento puede provocar variaciones en su sensibilidad. Además, las lecturas deben tomarse siempre en el mismo lugar ya que de otra manera la amplitud puede variar considerablemente. En consecuencia, las lecturas tomadas incluso con una separación mínima en el tiempo, pero realizadas por personas diferentes pueden mostrar variaciones significativas.

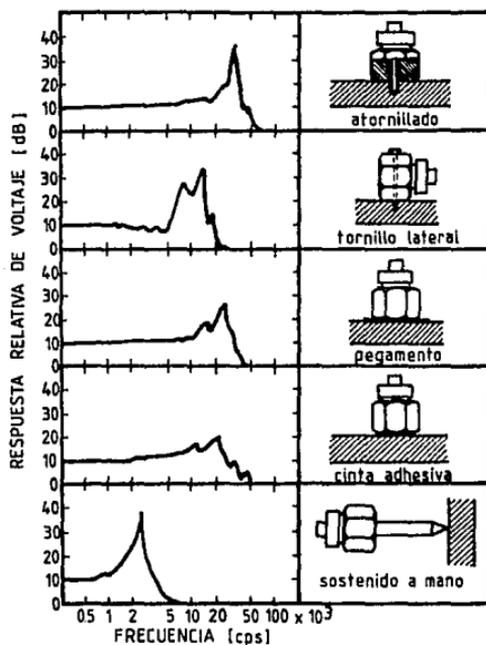


FIG.5.5.-RESPUESTA TIPICA DE FRECUENCIA DE ACELEROMETROS PIEZOELECTRICOS EN FUNCION DE LA FORMA DE MONTAJE.

En vista de los puntos mencionados, el personal encargado de la toma de mediciones de vibraciones mediante sensores sostenidos a mano debe entrenarse ampliamente y las lecturas tomadas por diferentes personas deben compararse frecuentemente entre sí. Si se observan diferencias superiores al 15% entre las lecturas de un operario y otro, debe revisarse el procedimiento que utilizan. Para asegurar que las lecturas se tomen siempre en el mismo lugar, el punto de medición debe marcarse con pintura o tinta, o mejor aún, debe hacerse una pequeña muesca cónica mediante un taladro.

Otro aspecto relacionado con el montaje de los sensores de vibraciones y que puede ser una fuente potencial de problemas es la forma de sujetar los cables. Los cables que unen al sensor con los indicadores u otro equipo electrónico no deben estar bajo tensión, pero tampoco pueden dejarse sueltos. La mejor manera de asegurar lecturas estables consiste en sujetar firmemente los cables a la máquina mediante cinta adhesiva, pegamento o abrazaderas de plástico a partir de unas 6 pulgadas de distancia del sensor. En ambientes corrosivos o húmedos puede ser recomendable sellar el enchufe al sensor mediante sellador de silicón.

## 5.- TECNICAS DE MEDICION Y ANALISIS DE DATOS

Las técnicas de medición y de análisis de los datos que se utilizarán en cada caso en particular dependen del equipo disponible y la clase de maquinaria a analizar. La medición más sencilla que puede tomarse consiste en tomar una lectura de la amplitud total de la vibración de la máquina, independientemente de la frecuencia. Esta clase de medición se lleva a cabo de manera muy sencilla mediante un simple instrumento portátil, que indica directamente en la carátula la amplitud de la vibración (velocidad pico o desplazamiento pico a pico). Este tipo de medición es una buena indicación del estado general en que se encuentra la máquina e incluso puede aportar un poco de información acerca de las causas posibles de las vibraciones, mediante la comparación de las lecturas realizadas en diferentes puntos de la máquina, lecturas verticales, horizontales y axia-

les, observación de la amplitud al ser variada la velocidad de rotación, etc. Esta clase de medición se emplea también como una medida de supervisión del funcionamiento de grandes turbomáquinas, en las cuales la lectura de la amplitud de las vibraciones se realiza en forma permanente, y el indicador se equipa por lo general con una señal de alarma que avisa al personal cuando las vibraciones exceden de cierto nivel preestablecido. Sin embargo, la medición de la amplitud de la vibración por sí sola es insuficiente para determinar con precisión las causas probables de las vibraciones, ya que no aporta ninguna información acerca de otros parámetros fundamentales del movimiento, tales como la frecuencia y el ángulo de fase.

Las vibraciones recogidas por un sensor colocado en la máquina están compuestas por un espectro muy amplio de frecuencias. Cuando se utilizan sensores de velocidad y, sobre todo, los acelerómetros, las vibraciones de alta frecuencia debidas principalmente a la reacción dinámica del fluido sobre los álabes de la máquina pueden formar una parte muy significativa del total de las señales captadas. Estas vibraciones tienen por lo general una amplitud relativamente grande y el nivel máximo permisible de vibraciones a estas frecuencias es algunas veces superior que para las vibraciones de frecuencias cercanas a la velocidad de rotación. En consecuencia, las vibraciones de alta frecuencia pueden ocultar niveles excesivos de vibración a frecuencias más bajas. Para evitar este problema, cuando la medición se realiza en función de la velocidad o la aceleración de la vibración, las lecturas acostumbran filtrarse a frecuencia de rotación de la máquina. El proceso consiste en hacer pasar la señal por un filtro que elimina o reduce las señales cuya frecuencia se aleja de la frecuencia directa (filtro pasa-bandas) o simplemente recorta las frecuencias altas, dejando intactas las frecuencias por abajo de la frecuencia directa (filtro pasa-bajos). Como resultado se obtiene una lectura clara de la amplitud de las vibraciones subarmónicas, la directa y, a veces, las primeras armónicas, sacrificando las indicaciones de las vibraciones de alta frecuencia. Las lecturas filtradas son la base para la comparación entre los niveles de vibraciones experimentados por una máquina y los estándares de vibraciones. Sin embargo, su defecto principal consiste en que ocultan información potencialmente valiosa acerca de las vibraciones de alta frecuencia.

El método más sencillo que puede utilizarse para el análisis de vibraciones de una turbomáquina consiste en observar la forma de onda de la señal captada en la pantalla de un osciloscopio. Algunos fenómenos vibratorios presentan una forma de onda muy característica que ayuda a reconocerlos con facilidad, por ejemplo, el chicoteo de aceite en un cojinete de deslizamiento. Sin embargo, en la mayoría de los casos la señal de vibración contiene demasiadas componentes de alta frecuencia para que aparezca claramente la forma de onda de las frecuencias cercanas a la velocidad de rotación. Una vez más, la señal puede filtrarse a frecuencia directa, de manera que la forma de onda pueda apreciarse claramente, pero, igual como en caso de medición de la amplitud únicamente, se sacrifica de esta manera gran parte de información valiosa. Como consecuencia de esta práctica pueden presentarse fallas debidas a la fatiga provocada por las vibraciones de alta frecuencia que al filtrar la señal escapan de la atención del ingeniero encargado del análisis.

El siguiente paso en el análisis de vibraciones consiste en la observación simultánea de las señales de vibraciones en los sentidos vertical y horizontal. Desplegando estas señales una contra otra en la pantalla de osciloscopio en las direcciones "x" y "y" respectivamente, se obtiene la forma de la órbita seguida por el rotor dentro del cojinete y puede calcularse fácilmente tanto la amplitud máxima real de la vibración como el ángulo de fase entre ambos movimientos (vertical y horizontal). Además, la señal de vibración en cualquiera de los dos sentidos puede referirse a una señal de velocidad proveniente de un punto fijo sobre la superficie del rotor (cuñero, marcas de herramientas, etc.), lo que permite la observación del ángulo de fase del movimiento vibratorio y sus variaciones a diferentes velocidades de rotación de la máquina.

La señal de forma de onda de la vibración desplegada en la pantalla de un osciloscopio raramente permanece estable en el tiempo. Debido a que numerosas vibraciones que aparecen en la turbomáquina tienen carácter aleatorio, la imagen cambia continuamente haciendo más difícil su análisis. Por lo tanto es una práctica común fotografiar la imagen del osciloscopio para su posterior análisis.

Desde el desarrollo de los acelerómetros de alta confiabilidad, que permiten medir con precisión las vibraciones de alta frecuencia, se le ha comenzado a dar la importancia que merecen a esta clase de vibraciones. Sin embargo, el análisis de una señal compleja compuesta de varias frecuencias es prácticamente imposible utilizando las técnicas tradicionales, es decir, observando la forma de onda en la pantalla de un osciloscopio. El análisis de las vibraciones con una gama amplia de frecuencias ha originado lo que se denomina el análisis espectral, es decir, el análisis de las amplitudes de la vibración en el dominio de frecuencia. Este análisis consiste en desplegar las amplitudes de las señales observadas contra la frecuencia de la señal medida. En el análisis espectral en el dominio de la frecuencia las señales de vibración son descompuestas y desplegadas como componentes espectrales de bandas angostas de frecuencia. Esta aproximación analítica a la medición de las vibraciones ha ganado popularidad en la industria debido a que ofrece numerosas ventajas sobre cualquier otra técnica de análisis mencionada.

El corazón de un sistema de análisis espectral en un analizador de frecuencias, el cual convierte la señal compleja de vibración en el dominio de tiempo al dominio de frecuencias, produciendo un desplegado de amplitud contra frecuencia. La forma más sencilla de un analizador de frecuencias lo constituye un filtro sintonizado manualmente conectado a un registrador gráfico u osciloscopio de manera que el eje "x" representa las frecuencias y el eje "y" las amplitudes. La señal proveniente del sensor se amplifica y se pasa al filtro, el cual deja pasar únicamente una banda angosta de frecuencias de acuerdo a la frecuencia seleccionada. La amplitud de la señal filtrada se mide y se registra contra la frecuencia sintonizada. El filtro se sintoniza secuencialmente a diferentes frecuencias hasta obtener un registro de todo el espectro continuo de frecuencias de interés. Este procedimiento es sencillo y requiere de equipo poco sofisticado y de costo moderado, pero tiene la desventaja de que se requiere de un tiempo considerable para obtener el espectro completo de vibraciones. Por esta razón actualmente se utilizan casi con exclusividad analizadores de espectro de tiempo real.

Un analizador de espectro de tiempo real realiza la medición de las amplitudes de las diferentes bandas de frecuencias en forma simultánea y despliega el resultado en la pantalla en forma inmediata. De esta manera los cambios dinámicos en el dominio de la frecuencia, tales como pulsaciones de vibraciones y variaciones de amplitud al ser modificada la velocidad de rotación de la máquina, pueden observarse con claridad. Además, la salida del analizador puede ser registrada en forma permanente en cualquier instante mediante un registrador gráfico o fotografiando la pantalla del instrumento.

El analizador de espectro recibe la señal de vibraciones analógica y la convierte en una señal digital. Por lo general, las señales de baja y de alta frecuencia se dividen y se analizan por separado, de manera que la señal de baja frecuencia se divide en bandas más angostas que la señal de alta frecuencia. Esto permite obtener una respuesta más rápida sin sacrificar la exactitud del sistema. Debido a que la señal varía mucho con respecto al tiempo, es común que el analizador lleve a cabo un análisis estadístico, de manera que la señal desplegada es un promedio del espectro de tiempo real captado en un periodo definido. De esta manera se logra una respuesta más representativa, ya que la señal tal como sale de los sensores de vibraciones es demasiado inestable para su análisis si se observa directamente.

La señal del sensor de vibraciones debe amplificarse apropiadamente antes de alimentarse al analizador de espectro. Debido a que el analizador de espectro es un instrumento de laboratorio costoso y, por lo tanto, es poco recomendable su transportación de un lugar a otro para el análisis de las vibraciones de máquinas diferentes, es una práctica común recurrir a una grabadora de cinta magnética para registrar los datos de campo y someterlos a un análisis posterior en el laboratorio. Para el registro de vibraciones se debe utilizar una grabadora de cinta magnética de buena calidad de varios canales. Además de la señal de vibraciones se graban parámetros adicionales, tales como la velocidad de rotación, el ángulo de fase y, alguna veces, la temperatura de la máquina o la presión de trabajo. Estos datos pueden ser necesarios para observar como afecta su variación a la señal de vibraciones de la máquina. Se pueden utilizar tanto grabadoras con modulación de frecuencia (FM), como con modulación de amplitud (AM). Las primeras tienen una rela-

ción señal-ruido más favorable, pero su rango de frecuencias es más limitado, por lo que sólo pueden utilizarse para registrar vibraciones de relativamente baja frecuencia. Otro método de registro de datos, que está adquiriendo mucha popularidad en los últimos años, es el sistema de registro digital, en el cual los parámetros mencionados se graban en un diskette de computadora. El sistema consiste en un convertidor analógico-digital y una unidad de disco en la cual los datos recogidos se graban en forma numérica. La ventaja principal de esta clase de sistemas estriba en la fidelidad con la que se graban los datos, ya que prácticamente no existe ninguna distorsión. La desventaja principal es su capacidad limitada en relación a los sistemas de cinta. La señal grabada puede transformarse nuevamente en una señal analógica mediante un convertidor digital-analógico o mejor someterse a un análisis inmediato mediante una computadora equipada con programas de análisis y diagnóstico.

Como un punto final del capítulo es necesario hablar acerca de que clase de equipo de medición y análisis es el indispensable para integrar un sistema básico de medición y control de vibraciones. La cantidad del equipo y el grado de sofisticación depende principalmente de las consideraciones económicas. Sin embargo, el equipo mínimo necesario para poder implantar un sistema de supervisión y diagnóstico de maquinaria mediante el registro periódico de vibraciones es:

1.- Un conjunto de sensores de vibración: la selección de los sensores debe hacer de acuerdo a los criterios expuestos en las secciones anteriores. Es recomendable contar con un juego de varios sensores idénticos para cada uno de los rangos de frecuencia que se analicen. Esto permite la medición simultánea de vibraciones de una máquina en varios puntos y en diferentes direcciones (vertical, horizontal y axial) sin la necesidad de desmontar los sensores y volverlos a colocar. Las mediciones simultáneas deben realizarse con sensores idénticos o, por lo menos, calibrados para trabajar en conjunto, para que las diferentes lecturas puedan compararse entre sí.

2.- Un medidor portátil de vibraciones que es de gran utilidad en la selección del punto de medición o como una herramienta para la recopilación periódica de datos de vibración de e-

quipos menos críticos de la instalación. De preferencia se debe seleccionar un medidor que pueda indicar el nivel de vibraciones como aceleración, velocidad y desplazamiento, es decir, equipado con un integrador. También es recomendable que el aparato tenga filtros de frecuencias de manera que el rango aproximado de frecuencias medidas pueda ajustarse de acuerdo a la máquina.

3.- Circuitos electrónicos que permitan la conversión de las señales medidas, es decir, filtros, amplificadores, integradores y derivadores de las señales eléctricas.

4.- Una grabadora de cinta magnética de varios canales o un registrador digital de disco.

5.- Un analizador de espectro de tiempo real.

6.- Un osciloscopio de dos canales.

7.- Un medio para el registro permanente de los espectros analizados (registrador gráfico X-Y).

El equipo listado es fundamental, pero puede ser complementado con otros equipos más sofisticados que faciliten la tarea de análisis de los datos recopilados. Para turbomáquinas de gran importancia es recomendable llevar un registro continuo de parámetros de trabajo incluyendo la vibración mediante un monitor de tendencia, que registra periódicamente los datos y muestra la tendencia de los mismos. El aparato puede además activar una señal de alarma cuando alguno de los parámetros excede un nivel preestablecido, cuando el incremento entre dos lecturas sucesivas es muy grande o cuando la tendencia indica que pronto se alcanzará el nivel máximo permitido (generalmente con 24 horas de anticipación). El monitor de tendencias puede equiparse con otros equipos que realicen en forma automática el registro histórico de vibraciones e incluso lleven a cabo un análisis preliminar de las causas probables del desperfecto. Estos sistemas están basados en computadoras digitales y los fabricantes de equipos de medición ofrecen por lo general sistemas integrados de control y diagnóstico.

## CAPITULO VI

=====

### MANTENIMIENTO DE TURBOMAQUINARIA EN BASE AL ESTUDIO DE VIBRACIONES

Tradicionalmente, las tareas de mantenimiento se dividían en dos grupos: mantenimiento preventivo y mantenimiento correctivo. El mantenimiento correctivo es, como su nombre lo indica, la reparación de las fallas de los equipos una vez que se halla presentado el desperfecto. En cambio, el mantenimiento preventivo consiste en:

- 1.- Inspección periódica de las instalaciones y equipos para descubrir situaciones que puedan originar fallas o una depreciación perjudicial del equipo.
- 2.- La corrección de estas situaciones antes de que representen un problema para la operación correcta de la instalación.
- 3.- Proveer los equipos de los elementos y servicios indispensables para su correcto funcionamiento (lubricación, sustitución de piezas desgastadas, etc.).

La organización del mantenimiento preventivo es una de las tareas fundamentales de la ingeniería industrial. El objetivo de un programa de mantenimiento preventivo es evitar hasta donde sea posible paros no programados del equipo debido a descomposuras. Cada interrupción inesperada en la operación de un equipo clave en cualquier clase de planta industrial representa un costo sumamente elevado debido a que afecta la producción de la misma, hasta llegar a suspenderla por completo en caso de algunos equipos esenciales para el proceso. Por esta razón un programa de mantenimiento preventivo bien estructurado es indispensable para asegurar un funcionamiento fluido de la planta y para mantener bajos y predecibles los costos de operación. Para el diseño de un programa de mantenimiento preventivo se utilizan principalmente dos fuentes de información:

- 1.- Las indicaciones del fabricante del equipo acerca de las revisiones periódicas de la máquina, sustitución de elementos que están sujetos a un rápido desgaste y los periodos de lubricación.
- 2.- La experiencia adquirida a lo largo del periodo de utilización del equipo. Por lo general, a lo largo de la vida útil de

una máquina se descubren "puntos débiles" de la misma que es necesario vigilar con especial atención, al igual como se observa que algunos de los periodos de revisión, lubricación o sustitución de piezas sujetas a desgaste pueden alargarse en comparación a lo indicado por el fabricante sin que se aprecien resultados perjudiciales para la máquina.

Al diseñar y poner en práctica un programa de mantenimiento preventivo es necesario buscar un equilibrio entre dos condiciones extremas:

- 1.- Ausencia total de mantenimiento preventivo, realizando únicamente trabajos correctivos.
- 2.- Un mantenimiento preventivo sumamente frecuente, de manera que se eviten totalmente fallas inesperadas.

Ambos extremos son igualmente perjudiciales para la operación correcta de una instalación. El primero, como ya se ha mencionado, se refleja en una elevación totalmente impredecible de los costos de operación debido a las interrupciones frecuentes en el funcionamiento de los equipos. El segundo, que a primera vista podría parecer una aproximación correcta a lo que debería ser un programa de mantenimiento preventivo, tampoco es el apropiado debido a que un mantenimiento preventivo exagerado es, en primer lugar, demasiado costoso. Los costos que involucra son de dos clases: los primeros se derivan de que es necesario sacar de operación a los equipos para realizar las tareas de mantenimiento con mucha frecuencia (llegando al extremo de que la máquina pase más tiempo en revisiones que produciendo) y que con frecuencia se sustituyen innecesariamente piezas en buen estado, mientras que los segundos se deben a que es necesario contar con un departamento de mantenimiento sumamente grande para poder cumplir con las numerosas tareas programadas. Además, un mantenimiento preventivo extremadamente frecuente no necesariamente se refleja en un alargamiento de la vida útil de la maquinaria (por ejemplo, los aceites lubricante alcanzan sus propiedades óptimas después de algún tiempo de operación de la máquina y su cambio demasiado frecuente puede incluso conducir a un desgaste prematuro) y tampoco es una garantía de seguridad absoluta de evitar totalmente fallas imprevistas (por ejemplo, la rotura de algún elemento debido a la fatiga).

Tomando en cuenta estas dificultades que representa el diseño y la implementación de un programa de mantenimiento preventivo realmente eficiente, ha nacido el concepto de mantenimiento predictivo. El mantenimiento predictivo consiste en el registro y análisis continuos del comportamiento de una máquina de manera que puedan predecirse con cierta anticipación las fallas que se avecinan. De esta manera se logra un doble beneficio:

1.- Se evitan interrupciones imprevistas en la operación de la máquina ya que los trabajos de mantenimiento necesarios para corregir el desperfecto se pueden programar con suficiente anticipación.

2.- Se evitan paros innecesarios y sustitución de piezas en buen estado como ocurriría en caso de un mantenimiento preventivo tradicional.

Decididamente, el mantenimiento predictivo es la forma más eficiente de llevar a cabo el mantenimiento preventivo periódico de la maquinaria, pero también presenta grandes dificultades. En primer lugar, requiere de una inversión inicial para la adquisición del equipo de medición y diagnóstico que permita el registro y el análisis de los datos indispensables para conocer el estado de la maquinaria. En segundo lugar, exige de un nivel de conocimientos más elevado por parte del ingeniero o los ingenieros encargados de la realización del programa para la selección apropiada del equipo que es necesario supervisar, la selección y el uso óptimo de los equipos de medición y diagnóstico y, por fin, la interpretación correcta de los datos recolectados.

#### 1.- REGISTRO HISTORICO DE VIBRACIONES : ELABORACION Y ANALISIS

Como ya se mencionó, el mantenimiento predictivo se basa en un registro histórico periódico del comportamiento de una máquina. Dentro de los parámetros que son fundamentales para este análisis de la salud de la maquinaria, las vibraciones juegan un papel primordial. Como se pudo observar en los capítulos anteriores, las vibraciones son el indicador de una gran variedad de problemas y no sólo avisan acerca de la existencia del problema, sino que también pueden darnos una idea bastante precisa acerca del origen y las causas del desperfecto. Por esta razón,

el registro periódico de vibraciones es la base para un programa de mantenimiento preventivo-predictivo de cualquier tipo de maquinaria, pero es en el caso de la maquinaria rotativa de alta velocidad y la turbomaquinaria en especial donde cobra una relevancia especial. Esto se debe a que las vibraciones son el parámetro más representativo del estado general de una turbomáquina. De ahí se entiende la importancia que tiene para un ingeniero la elaboración correcta de un registro histórico de vibraciones de las turbomáquinas de una instalación.

El mantenimiento preventivo de la turbomaquinaria basado en el registro y análisis de las vibraciones de una turbomáquina debe organizarse siguiendo los puntos que se exponen a continuación:

1.- Selección y listado de las máquinas que se incluirán dentro del programa: Para asegurar la operación fluida de la instalación se deben incluir en el programa todos los equipos cuyo paro imprevisto puede afectar en forma sustancial la producción. Se debe poner una atención especial en los equipos que son críticos para el proceso.

2.- Establecer los niveles máximos de vibración de cada máquina incluida en el programa: Para la realización de este punto lo más frecuente es recurrir a las indicaciones del fabricante. Por lo general, el proveedor del equipo puede aportar esta clase de información, pero en caso de que no se cuente con los datos necesarios se debe recurrir a los estándares de vibraciones de los organismos encargados del establecimiento de las normas industriales. Existen normas específicas relativas a los máximos niveles permitidos de vibraciones para cada rama industrial en particular. Algunas fuentes de información para la realización de esta tarea pueden ser las normas del American Petroleum Institute (API) para equipos de extracción y proceso del petróleo crudo y sus derivados, de la International Standards Organization (ISO) para toda clase de equipo general, de la National Electrical Manufacturers Association (NEMA) para equipos involucrados en la generación de la energía eléctrica, del Hydraulic Institute para bombas y turbinas hidráulicas, del Verlin Deutscher Ingenieure (VDI) para equipo general. Es importante subrayar que las normas establecidas por los diferentes organismos

difieren entre sí y es necesario recurrir a los estándares que se refieren a la actividad desarrollada en cada instalación (por ejemplo, para una bomba centrífuga instalada en una refinería se deben seguir las normas de la API, y no del Hydraulic Institute). Al final del capítulo IV se muestran algunos estándares de vibración con fines de indicar los rangos de valores manejados y como una comparación entre las normas propuestas por los diferentes organismos. Otra fuente de información la pueden aportar los fabricantes del equipo de medición de vibraciones (vea Fig.4.1).

3.- Determinación de los niveles normales de vibración de cada máquina (firma base): En este punto se registran los niveles de vibraciones que se consideran normales para cada máquina, es decir, reflejan un buen estado de la misma. Este dato servirá posteriormente como punto de referencia y base para comparaciones futuras, conforme se desarrolle el programa de mantenimiento predictivo. El nivel normal de las vibraciones de una máquina lo puede aportar el fabricante del equipo, o bien, puede determinarse experimentalmente a través de mediciones realizadas sobre una máquina nueva o recientemente reacondicionada.

4.- Seleccionar los puntos para la toma de lecturas de los niveles de vibración: Este es un punto sumamente importante ya que de él depende en gran medida que tan representativos serán los datos registrados. Como ya se mencionó en el capítulo anterior, los niveles de vibración de una máquina pueden variar considerablemente de un lugar a otro. Algunas veces el fabricante indica por medio de diagramas los lugares donde deben realizarse tales mediciones, pero si no se cuenta con esta información, es necesario determinarlos en forma experimental. Por lo general, las chumaceras y sus soportes son los lugares más indicados para la toma de lecturas mediante sensores de velocidad o acelerómetros. El número de los lugares de medición debe ser suficiente para tener una imagen completa del comportamiento de la máquina, pero tampoco debe ser excesivo para que una sesión de medición pueda realizarse en forma ágil. Por lo general, se deben tomar lecturas en cada una de las chumaceras principales de la máquina y en el acoplamiento. El lugar exacto donde deberá colocarse el sensor puede determinarse median-

te una sonda portátil. Debe ser un lugar plano sobre una estructura rígida (caja del cojinete, carcasa, etc.). El lugar adecuado para la colocación de los sensores de vibraciones será el punto donde se haya registrado el nivel más alto de amplitud. Sin embargo, se debe evitar la toma de lecturas sobre lugares tales como tapas o cubiertas protectoras ya que son poco rígidas y tienden a la resonancia. El lugar debe seleccionarse de tal manera que la superficie sea normal (perpendicular) a una línea imaginaria que une el punto de medición con el eje de giro del rotor. Por cada elemento seleccionado (chumacera o acoplamiento) se deben tener tres puntos de medición, de manera que puedan tomarse lecturas en los sentidos vertical, horizontal y axial. La superficie debe ser lisa (superficie maquinada) y debe quitarse cualquier capa protectora que pudiera ser elástica y amortiguar las vibraciones (aislamiento térmico, protección anticorrosiva, etc.). Una vez seleccionado el punto apropiado, debe marcarse claramente para que todas las lecturas siempre sean tomadas exactamente en el mismo lugar. Si se van a utilizar sensores con base magnética o adhesiva, se puede indicar el punto de medición mediante una marca de pintura, pero si se utilizarán sondas manuales con terminación en punta aguda, lo más apropiado es hacer una pequeña muesca cónica con la punta de un taladro.

5.- Selección del intervalo de los registros periódicos: El intervalo entre las tomas de lecturas para el registro de vibraciones depende de las características de cada máquina y las condiciones de operación. Los equipos que son fundamentales para el proceso, los equipos que trabajan continuamente y en condiciones extremas (elevadas temperaturas, cambios bruscos de temperatura, colocación a la intemperie, etc.) y los equipos cuyos periodos entre revisiones de mantenimiento propuestos por el fabricante son cortos, deben supervisarse con mayor frecuencia que los equipos que no reúnen estas características. También influye en este punto el tipo de equipo, por ejemplo, las turbinas de gas y de vapor requieren de una vigilancia mucho más estricta que, por ejemplo, bombas centrifugas de propósito general. Nuevamente, las indicaciones del fabricante del equipo de medición pueden servir de ayuda. Como una guía muy generalizada pueden tomarse las siguientes indicaciones:

- equipos fundamentales o críticos para la operación de una instalación, tales como turbinas de vapor de plantas termoeléctricas o turbinas de gas de aviones de pasajeros deben verificarse diariamente (de preferencia, deben contar con sistemas de monitoreo continuo);
- equipos menos críticos pero fundamentales para la operación de una instalación, como bombas de inyección a pozos petrolíferos, turbinas de vapor y de gas industriales, bombas de alimentación a calderas, deben someterse a medición de niveles de vibraciones una vez a la semana como mínimo;
- los equipos que trabajan en forma intermitente o que se caracterizan por una vida útil especialmente larga, como bombas centrífugas de baja presión por ejemplo, pueden revisarse en forma quincenal o mensual.

Estas indicaciones son de carácter general y el programa exacto debe determinarse mediante el análisis de cada instalación en particular. Es recomendable encargar esta tarea a una persona experimentada en el campo, pidiendo asesoría de alguna compañía consultora o al proveedor de equipo de medición y diagnóstico de vibraciones.

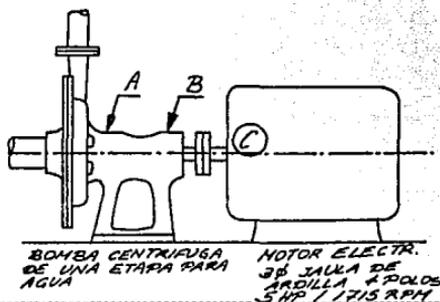
6.- Preparación de formas de registro de datos: El registro de datos se realiza en una hoja especial. Cada máquina debe tener su propia hoja de datos. En la hoja deben incluirse los datos siguientes:

- un esquema de la máquina indicando claramente los puntos de medición;
- los niveles normales y máximos de vibraciones de la máquina en las direcciones radial y axial. Si el nivel normal de vibraciones se determinó en forma experimental, se debe indicar el equipo con el cual se tomaron las lecturas y quien las realizó;
- periodicidad con la que se deben tomar las lecturas y, en caso de que la máquina es nueva, su fecha de instalación, o si fue sometida a un mantenimiento mayor, la fecha de la reparación y el carácter de la misma;
- todas las lecturas tomadas deben venir acompañadas por la fecha y el nombre de operario;
- se debe proveer un espacio para el bosquejo de la curva de tendencia de las vibraciones;

TABLA 6.1.- EJEMPLO DE UNA HOJA DE DATOS PARA EL REGISTRO PERIODICO DE VIBRACIONES

Máquina: BOMBA CENTRIFUGA - MOTOR ELECTR.  
 Ubicación: \_\_\_\_\_  
 Conf. de operación: RECONDICIONADA  
 NIVEL INICIAL DE VIBRACION: (24/VIII/87)  
 Desplazamiento: [ \_\_\_\_\_ ]  
 Velocidad: X (7416/500)  
 Aceleración: [ \_\_\_\_\_ ]  
 Lugar: | A | B | C | D | E | F | G | H |  
 Vertical | 0.05 | 0.07 | 0.08 | | | | | |  
 Horizont. | 0.05 | 0.05 | 0.09 | | | | | |  
 Axial | - | 0.08 | 0.08 | | | | | |  
 LIMITES DE VIBRACION:  
 A: 0.50 B: 0.50 C: 0.20 D: \_\_\_\_\_  
 E: \_\_\_\_\_ F: \_\_\_\_\_ G: \_\_\_\_\_ H: \_\_\_\_\_

ESQUEMA DE LA MAQUINA:



INTERVALO DE MEDICION: QUINCENAL

FECHA	MEDICION POR	Indicador entre paréntesis la dirección de la medición								CURVA DE TENDENCIA DE VIBRACION: (%)					
		(A)	(B)	(C)	(D)	(E)	(F)	(G)	(H)	10	20	40	60	80	100
7/X	S.B.	0.06	0.07	0.05											
21/X	S.B.	0.07	0.08	0.06											
5/X	S.B.	0.07	0.09	0.06											
19/X	S.B.	0.09	0.08	0.06											
2/XI	S.B.	0.11	0.09	0.07											
16/XI	S.B.	0.12	0.08	0.06											
30/XI	S.B.	0.15	0.11	0.07											
4/XII	S.B.	0.17	0.13	0.08											
28/XII	S.B.	0.35	0.19	0.09											

LA BOMBA SE SOMETIÓ A ANÁLISIS DE VIBRACIONES, SE REGISTRARON VIBRACIONES ALERATORIAS DE ALTA FREQ.  
 CAUSA PROBABLE: CAVITACION

LA REVISIÓN DEL EQUIPO REVELÓ UNA OBSTRUCCIÓN EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN.

- en algunas máquinas es recomendable llevar también un registro de los niveles de ruido de la máquina, junto con su curva de tendencia;

- en caso de máquinas que pueden trabajar bajo diferentes condiciones de velocidad, presión y/o temperatura, se indican los valores que deben tener estos parámetros durante la medición de las vibraciones.

En algunas turbomáquinas, por ejemplo, turbinas de gas, se combinan en la misma hoja de datos los registros de otros parámetros de la máquina, como pueden ser la presión de descarga del compresor o la temperatura de los gases de escape a una velocidad de operación dada. Esto se debe a que los datos adicionales pueden utilizarse junto con el nivel de vibraciones como una indicación del estado de la máquina.

7.- Entrenamiento del personal para la toma de lecturas y la elaboración de los registros: Este punto es fundamental ya que la confiabilidad de las lecturas depende en gran medida de la preparación de la persona que las tomó. El personal debe entrenarse tanto en lo relativo a como se toman correctamente las lecturas, como en lo relacionado con un análisis fundamental de los datos registrados. El personal encargado de la recopilación de los datos debe estar plenamente consciente de la importancia que tiene su labor para el éxito del programa completo.

Una vez organizado el programa de mantenimiento predictivo, se puede proceder con su implementación. El programa en operación puede reducirse a tres etapas fundamentales:

1.- Detección: La detección consiste en la medición periódica de las vibraciones de las máquinas de acuerdo al programa establecido y la anotación de estos datos en las hojas de registro. Las lecturas se pueden tomar bien con equipo instalado en forma permanente en las máquinas (cuando las máquinas están equipadas con sistemas de monitoreo continuo) o bien con medidores portátiles manuales. La ventaja del primer sistema es que las lecturas serán mucho más exactas y más confiables, pero también es mucho más costoso. El segundo método ofrece la ventaja de bajo costo pero es vulnerable a los errores del operario que toma las lecturas. Generalmente las máquinas de gran

tamaño que deben supervisarse en forma muy estricta están equipadas con sensores instalados en forma permanente, mientras que los sensores manuales se aplican en equipos de menor importancia, en los cuales los intervalos entre mediciones son más prolongados. Es importante subrayar que las lecturas siempre deben tomarse con la misma clase de equipo, de preferencia siempre con el mismo instrumento, ya que pueden aparecer variaciones considerables entre lecturas tomadas mediante sistemas diferentes (por ejemplo, al cambiar de un sistema basado en un sensor de velocidad a uno basado en un acelerómetro). También es recomendable que las lecturas realizadas por diferentes personas se comparen frecuentemente entre sí, para detectar a los operarios que no siguen una técnica de medición apropiada. Los datos deben ser recopilados siempre con la misma frecuencia y la constancia con la que se realizan las mediciones influye en forma esencial en el éxito del programa de mantenimiento.

Las hojas de datos deben revisarse por las personas encargadas del programa con la misma frecuencia con la que son tomadas las lecturas. Se establece la tendencia de las vibraciones graficando la razón porcentual que guardan las lecturas con los niveles máximos permitidos. De esta manera se detectan con facilidad las anomalías y se puede predecir en forma aproximada el tiempo que queda antes de que se llegue al nivel máximo permitido, de manera que las actividades de mantenimiento pueden programarse con suficiente anticipación.

2.- Análisis: En cuanto se detecte cualquier anomalía en el comportamiento de la turbomáquina se debe proceder con un análisis de vibraciones. El análisis debe realizarse cuando en la tendencia de las vibraciones se presenta cualquiera de estos dos casos:

- hay un incremento repentino en los niveles de vibración: Cuando existe un incremento brusco en los niveles de vibración registrados es una clara indicación de algún problema. Cuando el nivel medido excede el nivel máximo permitido, resulta obvio que es necesario resolver el problema, pero incluso cuando el incremento es pequeño, no debe descuidarse y es recomendable un análisis completo de las vibraciones. Sólo de esta manera podrá decidirse con seguridad si la máquina puede continuar en servicio (pero con una vigilancia más estricta que la normal),

o es preferible sacarla de una vez de operación y corregir el desperfecto;

- las vibraciones aumentan en forma gradual (normal) pero se acercan a los niveles máximos permitidos: Es normal que los niveles de vibración de una turbomáquina vayan aumentando en forma gradual conforme ocurre el desgaste. Sin embargo, no debe esperarse hasta que se exceda el nivel máximo permitido ya que esto puede provocar daños a la máquina y dejará muy poco tiempo para la programación del mantenimiento. Es mejor realizar el análisis con cierta anticipación para preparar de esta manera todo el equipo y las refacciones que sean necesarias para la reparación, además de que se cuenta con un mayor intervalo de tiempo para organizar el funcionamiento de la instalación durante el tiempo que la máquina en cuestión se encuentre fuera de servicio por mantenimiento.

El análisis de vibraciones debe realizarse mediante un analizador de espectro. Puede utilizarse un analizador portátil, o bien, la señal de los sensores de vibración puede grabarse en cinta magnética y someterse a un análisis extensivo en el laboratorio de vibraciones, donde por lo general se cuenta con equipo más sofisticado y exacto que el analizador portátil. El analizador de espectro es un equipo fundamental en el análisis de vibraciones y solo mediante su utilización pueden determinarse con precisión las causas de la mayoría de los desperfectos, sin hacer conjeturas. Actualmente existen incluso sistemas computerizados que realizan en forma automática tanto el registro de datos, como su análisis, pero debido a su costo elevado su aplicación se limita a instalaciones de gran tamaño. En el capítulo IV se listan las principales causas de las vibraciones en turbomaquinaria, junto con sus respectivos síntomas mediante los cuales pueden reconocerse. También pueden servir de ayuda la Tabla 6.2, en la cual aparece una lista muy completa de causas de vibraciones junto con la indicación porcentual de la frecuencia con la que se observaron las características indicadas.

3.- Corrección: Una vez identificado el problema mediante el análisis de vibraciones, se puede proceder con su corrección. Algunas de las medidas correctivas posibles se indican en la Tabla 6.2. La mayoría de las correcciones puede realizarse en el

TABLA 6.2

Casos de la vibración	Frecuencia predominante								Dirección y localización de la amplitud predominante								Respuesta de la amplitud al variar la velocidad de rotación en corridas de prueba acelerado																			
																	acelerado					desacelerado														
	0-10%	10-50%	50-100%	frec. éter.	204	408	1/204	1/408	1/816	frec. aleatorias	frec. muy altas	vert.	hor.	axial	eye	chaveta	carcasa	chavetas	huberimiento	acoplamiento	igual	numera	baja	pico	crece sustantamente	baja sustantamente	igual	numera	baja	crece sustantamente	baja sustantamente					
1. Desbalanceo inicial	-	-	-	90	5	5	-	-	-	-	48	50	10	90	10	-	-	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-					
2. Deformación permanente de rotor o periferia de partes (labios)	-	-	-	90	5	5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
3. Deformación temporal del rotor	-	-	-	90	5	5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30	40	5	-	-	-	-	-	-	-						
4. Distorsión de la carcasa (superal permasela)	10	-	-	80	5	5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30	30	5	-	-	-	-	-	-	-						
5. Distorsión de la cimentación	20	-	-	50	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	40	40	-	-	-	-	-	-	-	-						
6. Rozamiento en el sello	10	10	10	20	10	10	-	-	-	-	30	40	30	80	10	10	-	-	-	-	10	70	-	-	-	-	-	-	-	-						
7. Rozamiento del rotor (axial)	20	-	-	30	10	10	-	-	-	-	30	40	30	70	10	70	-	-	-	-	10	40	10	-	-	-	-	-	-	-						
8. Desalineación	-	-	-	40	50	10	-	-	-	-	20	30	50	80	10	18	-	-	-	-	20	30	10	-	-	-	-	-	-	-						
9. Fugas de tuberías	-	-	-	40	50	18	-	-	-	-	28	30	50	80	10	10	-	-	-	-	20	40	-	-	-	-	-	-	-	-						
10. Excenricidad del cojinete y/o sello	-	-	-	80	20	-	-	-	-	-	40	50	10	90	10	-	-	-	-	-	40	50	10	-	-	-	-	-	-	-						
11. Cojinete dañado	20	-	-	40	20	-	-	-	-	-	38	40	30	70	20	10	-	-	-	-	10	50	10	-	-	-	-	-	-	-						
12. Vibr. subsónicas en el cojinete y/o su soporte (rotación del eje)	10	70	-	-	-	-	10	10	-	-	40	50	10	50	20	20	-	-	-	10	50	10	-	-	-	-	-	-	-	-						
13. Rigidez desigual horizontal-vertical de la chaveta	-	-	-	80	20	-	-	-	-	-	40	50	10	40	30	30	-	-	-	-	40	-	-	50	10	-	-	-	-	-						
14. Cojinete de espesa axial dañado	90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	20	30	50	60	20	20	-	-	-	-	20	50	10	-	-	-	-	-	-	-						
15. Rotor	40	40	10	-	-	-	-	-	-	-	40	50	10	40	70	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
16. Metales del cojinete	90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	40	50	10	80	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
17. Chavetas	90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	40	50	10	70	20	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
18. Carcasa y soportes	90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	40	50	10	50	20	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
19. Engranajes interactivos	-	-	-	-	-	20	-	-	-	-	20	60	30	50	20	80	10	10	-	-	20	70	20	70	10	10	20	20	20	10	10					
20. Acoplamiento inexacto o dañado	10	20	10	20	30	10	-	-	-	-	30	40	30	70	20	-	-	-	-	-	10	10	20	-	-	-	-	-	-	-						
21. Sistema crítico de rotor y cojinete	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-	40	50	10	70	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
22. Acoplamiento crítico	-	-	-	100	amortiguado de que el apriete de discos es justo	-	-	-	-	-	28	40	40	10	10	-	-	-	-	-	80	-	-	80	-	-	-	-	-	-	-					
23. Estrés en soldado crítico	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-	40	50	10	70	10	-	-	-	-	-	20	-	-	30	-	-	-	-	-	-						
24. Carcasa	10	-	-	70	10	-	10	-	-	-	40	50	10	-	40	60	10	10	-	-	20	-	-	80	-	-	-	-	-	-						
Resonancia estructural: 25. Soportes	-	-	-	70	10	-	10	-	-	-	40	50	10	-	20	50	20	10	-	-	20	-	-	80	-	-	-	-	-	-						
26. Cimentación	-	-	-	40	10	-	10	-	-	-	30	40	30	-	10	40	60	10	-	-	20	-	-	80	-	-	-	-	-	-						
27. Pulsaciones de presión	nas problemático si esta acompañado de resonancia										100	-	20	40	30	40	30	40	-	90	-	-	100	-	-	-	-	-	-							
28. Vibraciones por excitación eléctrica	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30	40	30	-	60	40	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
29. Transmisión de vibraciones	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30	40	30	-	60	40	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
30. Vibración en valvulas	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100	30	40	30	-	80	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
31. Resonancia subarmónica	La sección inferior ayuda a identificar los mecanismos básicos										Rara - busque orbes aerodinámicos (sello)										100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
32. Resonancia armónica	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30	30	40	20	80	20	20	20	-	-	20	-	-	20	30	30	-	-	-	-						
33. Orbitaciones inducidas por fricción	80	10	10	-	-	-	-	-	-	-	40	50	10	80	20	-	-	-	-	-	-	-	-	90	10	-	-	-	-	-						
34. Velocidad crítica	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-	40	50	10	40	40	-	-	-	-	-	20	-	-	80	-	-	-	-	-	-						
35. Vibración de resonancia	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-	40	40	20	20	10	20	30	20	-	-	20	-	-	80	-	-	-	-	-	-						
36. Rotación del aceite	-	-	-	100	observe si hay sustentación aerodinámica del rotor	-	-	-	-	-	40	50	10	80	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-					
37. Rotación con resonancia	-	-	-	100	-	-	-	-	-	-	40	50	10	20	20	20	20	-	-	-	-	-	-	80	20	-	-	-	-	-						
38. Orbitación por fricción seca	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100	30	40	30	40	20	20	10	-	-	-	-	-	80	20	80	-	-	-	-						
39. Vibración inducida en clarón	10	80	10	-	-	-	-	-	-	-	40	50	10	70	10	10	-	-	-	-	-	-	-	80	20	20	-	-	-	-						
40. Resonancia torsional	-	-	-	40	20	20	-	-	-	-	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100	sup. lateral	-	-	10	-	-	-	-	-						
41. Torsión transitoria	-	-	-	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						

Los números indican el porcentaje de casos que muestran los síntomas listados arriba de acuerdo a las causas indicadas en la columna de la izquierda

**TABLA 6.2 (continuación) :**

1.- Desbalanceo inicial: Rotores de gran longitud de turbomaquinaria de alta velocidad rotacional requieren frecuentemente de un balanceo de campo a plena velocidad de operación para realizar los ajustes finales de deflexión así como verificación de las condiciones finales en los soportes. Las correcciones necesarias pueden realizarse mediante anillos de balanceo o en los pernos de los acoplamientos.

2.- Deformación permanente del rotor o pérdida de partes (álambes): Los rotores flexionados pueden enderezarse a veces mediante la técnica de "punto caliente" (hot-spot). Esta solución debe considerarse temporal ya que la deflexión regresará a su condición original y varias veces han ocurrido fracturas de rotores debido a esta práctica. Haga una prueba de corrosión-fatiga, corrosión-esfuerzo o resonancia en los álambes y los discos del rotor para determinar si la máquina opera fuera del punto de diseño.

3.- Deformación temporal del rotor: Enderece lentamente el rotor girándolo lentamente mediante un tornaflechas o trabajando a baja velocidad. Si existe rozamiento, detenga inmediatamente la máquina y gire manualmente el rotor cada 5 minutos hasta que desaparezca la fricción. Esta práctica puede tomar de 12 a 24 horas.

4.- Distorsión de la carcasa: A menudo requiere de una reconstrucción completa o una carcasa nueva, pero algunas veces una pequeña deformación se corrige por sí sola con el tiempo (requiriendo de una alineación frecuente). Por lo general se debe a fuerzas excesivas por parte de tuberías o impactos.

5.- Distorsión de la cimentación: Generalmente se debe a materiales de mala calidad en la construcción, esfuerzos térmicos o a un fraguado o contracción inadecuada. Puede requerir de reparaciones prolongadas y costosas.

6.- Rozamiento en el sello: Un ligero rozamiento puede corregirse solo, pero detenga inmediatamente la unidad si la fricción empeora a alta velocidad. Gire manualmente el rotor hasta que desaparezca la fricción.

7.- Rozamiento del rotor (axial): A menos que se deba a una falla del cojinete de empuje axial, es causado por cambios bruscos en la carga y temperatura. La máquina debe desmantelarse e inspeccionarse.

8.- Desalineación: Usualmente se debe a fuerzas de tuberías y/o montaje inadecuado en las cimentaciones, pero a veces se debe a un calentamiento local debido a tuberías o radiación solar sobre los soportes y cimientos.

9.- Fuerzas de tuberías: Más problemático si se debe a soportes de tubería inadecuados (deben utilizarse ganchos con muelles), juntas de expansión mal colocadas y alineación pobre de las tuberías con las uniones con la carcasa. El asentamiento de las cimentaciones también puede ocasionar fuertes esfuerzos.

10.- Excentricidad del cojinete y/o muñón: Los cojinetes pueden deformarse debido a esfuerzos térmicos. Haga una prueba de distribución de temperatura y, de ser posible, observe los puntos de contacto.

11.- Cojinete dañado: Busque si hay coloración café ocasionada por una película de aceite a una temperatura muy elevada. Verifique la vibración del rotor, el diseño de la chumacera y el juego en caliente. Verifique también las condiciones del aceite, especialmente su viscosidad.

12.- Vibración auto-excitada en el cojinete y/o su soporte (chicoteo de aceite): Verifique el juego y la circularidad del cojinete, al igual como el contacto y el ajuste adecuado del cojinete en su caja. Observe si hay transmisión de vibraciones de otra fuente y mida su frecuencia. Su solución puede requerir de cojinetes anti-chicoteo de aceite, de zapatas basculantes. Verifique también si hay resonancia a la frecuencia de rotación del aceite en las cimentaciones y tuberías.

13.- Rigidez desigual horizontal-vertical de la chumacera: Puede provocar la resonancia y velocidades críticas a dos velocidades de rotación diferentes. Además dificulta el balanceo de campo debido a que cuando mejora la vibración en el sentido vertical, empeora en el sentido horizontal y vice versa. Para la solución de este problema puede ser necesario incrementar la rigidez horizontal de la chumacera o aumentar su masa.

14.- Cojinete de empuje axial dañado: Es ocasionado frecuentemente por el golpeteo entre el fluido y la máquina, depósitos sobre la superficie del rotor u operación fuera del punto de diseño (sobre todo el "surge").

15.- Rigidez insuficiente en el ensamble (RIE) del rotor: Se caracteriza por la frecuencia crítica del soporte de la chumacera. Los discos y las mangas pueden haber perdido el ajuste debido a cambios bruscos de temperatura, pero por lo general no muestran juego excesivo cuando la máquina está parada.

16.- RIE de metales del cojinete: Se confunde frecuentemente con el chicoteo de aceite ya que los síntomas son básicamente iguales. Antes de tomar medidas correctivas para eliminar el chicoteo de aceite asegúrese de que todo el ensamble de la chumacera es suficientemente rígido con ajuste a presión.

17.- RIE de la chumacera: Similar al caso anterior; siempre debe verificarse cuando hay problemas de vibración.

18.- RIE de la carcasa y soportes: Generalmente involucra deslizamiento entre los pies de la máquina y los pedestales. Verifique si hay claros suficientes, fricción y fuerzas de tuberías.

19.- Engranajes inexactos: Se identifican fácilmente por su frecuencia característica. El ruido puede grabarse con un micrófono en una cinta magnética y someterse al análisis.

20.- Acoplamiento inexacto o dañado: Es una fuente muy frecuente de problemas cuando se utilizan espaciadores largos y pesados, los cuales llegan a producir desgaste en las bridas de los coples. Verifique el juego de los dientes mediante un indicador de carátula (debe ser máximo 2 mils). Utilice espaciadores huecos y asegúrese de que exista apriete suficiente entre las bridas de los coples y las flechas.

21.- Sistema crítico de rotor y cojinete: Intente balanceo de campo, aceite más viscoso (más frío) y cojinetes más largos con un claro mínimo; aumente la rigidez de los soportes de las chumaceras y otras estructuras entre la chumacera y los cimientos. Este es básicamente un problema de diseño que es difícil de corregir en el campo y puede requerir de un cojinete de estabilización adicional o de un acoplamiento sólido. Cuando se trata de máquinas de alta velocidad, el incrementar la masa de la caja del cojinete puede ayudar considerablemente.

22.- Acoplamiento crítico: Es un problema ocasionado por el sistema dientes-espaciadores-cubierta. Asegúrese de que el ajuste de los dientes es con un ligero apriete y utilice espaciadores ligeros (tubulares). Considere la utilización de un acoplamiento sólido o de membrana si el problema es severo y verifique el balanceo del acoplamiento.

23.- Extremo en voladizo crítico: Un extremo en voladizo largo desplaza en punto nodal de la línea de deflexión del rotor hacia el cojinete reduciendo su capacidad de amortiguamiento. Esto puede hacer las velocidades críticas tan severas que hace imposible atravesarlas. Reduzca la longitud del voladizo o utilice un cojinete adicional para estabilizarlo.

24.- Resonancia estructural (RE) de la carcasa: Es un problema persistente pero algunas veces no provoca daños. El peligro que encierra consiste en que algunas partes pueden aflojarse y caer dentro de la máquina o provocar una interacción entre el rotor y la carcasa. La vibración de los diafragmas es un problema muy serio ya que puede provocar una falla catastrófica.

25.- RE de los soportes: Una pequeña vibración local no encierra mayor problema pero se convierte en peligrosa si abarca a toda la máquina causando rozamiento y una posible falla de componentes, además de excitar otras vibraciones.

26.- RE de las cimentaciones: Similar a los puntos 24 y 25, pero con el problema adicional de grietas, fracturas de tuberías y desalineación. Es un problema muy serio que puede reducir notablemente la confiabilidad del sistema.

27.- Pulsaciones de presión: Pueden excitar otras vibraciones con serias consecuencias. Elimine esta vibración utilizando soportes flexibles para tuberías, amortiguadores de golpe de ariete, etc., además de aislar las cimentaciones de las tuberías del edificio y el piso.

28.- Vibraciones por excitación eléctrica: Ocurre principalmente con una frecuencia igual al doble de la frecuencia eléctrica (7200 c.p.m.) que se debe a los devanados de campo de los motores eléctricos y generadores. Desconecte momentáneamente el campo para aislar la causa. Por lo general son inofensivas, pero pueden ser problemáticas si provocan resonancia en cimientos y otros componentes.

29.- Transmisión de vibraciones: Puede provocar serios problemas y daños a las chumaceras. Aísle las tuberías y los cimientos y utilice amortiguadores.

30.- Vibración en válvulas: Vibraciones en válvulas son raras pero pueden ser muy violentas. Cambie la forma de la válvula para reducir la turbulencia y aumentar la rigidez de los componentes de la misma.

31.- Resonancia subarmónica: Esta vibración tiene una frecuencia exactamente igual a la mitad, un cuarto o un octavo de la velocidad de rotación (frecuencia directa). Sólo puede deberse a sistemas no-lineales (vibraciones auto-excitadas), así que busque una causa aerodinámica o hidrodinámica. Verifique los claros en los sellos, los cojinetes y entre el rotor y la carcasa.

32.- Resonancia armónica: la frecuencia es 2, 3 o 4 veces la velocidad de rotación. El tratamiento que se aplica es análogo al utilizado para controlar las vibraciones a frecuencia directa: cambie la frecuencia y aumente el amortiguamiento.

33.- Orbitación inducida por fricción: Si el problema es intermitente, busque la causa en las variaciones de la temperatura. Usualmente el rotor tiene que reconstruirse, pero primero intente incrementar el amortiguamiento, utilice cojinetes más grandes (con zapatas basculantes), aumente la masa de la carcasa y su rigidez y mejore las cimentaciones. Este problema es provocado por lo general por una operación inadecuada (cambios bruscos de carga y temperatura).

34.- Velocidad crítica: Es un problema de diseño que puede agravarse por un balanceo deficiente o cimentación inadecuada. Balancee el rotor y utilice aceite más viscoso con cojinetes más grandes.

35.- Vibración de resonancia: Agregue masa o cambie la rigidez para cambiar la frecuencia natural del sistema, mejore el aislamiento de vibraciones.

36.- Rotación de aceite: Aumente la rigidez del ensamble de la chumacera o utilice un cojinete con zapatas basculante (es la mejor solución). Primero verifique la rigidez del ensamble de la chumacera.

37.- Rotación de aceite con resonancia: Es igual al punto anterior, pero con el problema de resonancia en el rotor, carcasa, cimentación, tuberías, etc. La mejor solución es utilizar cojinetes de zapatas basculantes.

38.- Orbitación por fricción seca: Su frecuencia es por lo general ultrasónica y es un fenómeno muy destructivo. Verifique si hay álabes sueltos que golpean la carcasa y la deflexión del rotor al pasar por velocidades críticas.

39.- Vibración inducida en los claros: Se debe a fenómenos aerodinámicos. Es un problema serio si se presenta en las chumaceras. Verifique si los claros y los ajustes son los adecuados.

40.- Resonancia torsional: Es un problema muy destructivo y difícil de aislar. Los síntomas son ruido de engranes, desgaste de la cara posterior de los dientes, ruido eléctrico fuerte, pernos de acoplamiento flojos y corrosión debajo de la superficie de las bridas del acoplamiento. Provoca un desgaste de ambos lados del acoplamiento y puede conducir a fallas por fatiga de cuñas o dientes de engranes. La mejor solución consiste en utilizar un amortiguador de vibraciones torsionales.

41.- Torsión transitoria: Similar al punto anterior, pero sólo se presente durante el arranque y paro del equipo debido a pulsaciones torsionales muy fuertes. Se presenta cuando la turbomáquina está conectada a un motor de combustión interna o un motor síncrono.

campo, y el análisis de vibraciones ofrece la oportunidad única de preparar el equipo y las refacciones necesarias antes de que se produzca la falla. De esta manera la máquina permanecerá fuera de servicio por un tiempo mucho más corto que si se tratara de una inspección tradicional, donde las causas del problema se buscan una vez desarmado el equipo.

## 2.- BALANCEO DE CAMPO

El balanceo de campo es una de las tareas fundamentales en el mantenimiento de turbomaquinaria de alta velocidad. El balanceo de campo consiste en la corrección de pequeñas irregularidades en la distribución de masa del rotor que aparecen cuando éste se encuentra instalado en su destino final. El balanceo de campo debe realizarse en turbomáquinas nuevas una vez terminada su instalación en su sitio final, antes de su arranque definitivo, y siempre cuando una máquina se somete a una revisión mayor.

Existen cuatro clases de desbalanceo (de acuerdo a ISO Recommendation No.1925):

1.- Desbalanceo estático: Existe cuando el eje principal de inercia del rotor es paralelo pero desplazado con respecto al eje de rotación. El desbalanceo estático puede corregirse fácilmente mediante la adición de una sola masa de corrección exactamente opuesta al centro de gravedad, sobre una línea perpendicular al eje de rotación. Cuando el rotor está desbalanceado estáticamente, las lecturas del ángulo de fase en ambos cojinetes con aproximadamente iguales.

2.- Desbalanceo de momento: Ocurre cuando el eje principal de inercia intersecta al eje de rotación exactamente en el centro de gravedad del rotor, pero hay dos masas desbalanceadoras en los extremos del rotor, desplazadas  $180^\circ$  una con respecto a la otra. No puede corregirse mediante el balanceo en un solo plano y deben utilizarse dos masas colocadas en los extremos del rotor opuestas  $180^\circ$  entre sí. Cuando existe esta clase de desbalanceo las lecturas del ángulo de fase en ambos cojinetes están desfasadas aproximadamente  $180^\circ$  entre sí.

3.- Desbalanceo casi-estático: Resulta de que el eje principal de inercia interseca al eje de rotación en un punto diferente al centro de gravedad. Es una combinación de los dos casos anteriores y puede corregirse más fácilmente realizando el balanceo en dos etapas: primero se corrige el desbalanceo de momento y después el desbalanceo estático resultante. Se reconoce porque existe una marcada diferencia entre las amplitudes de la vibración entre los dos cojinetes, y los ángulos de fase de las vibraciones están desfasados aproximadamente  $180^\circ$  entre sí.

4.- Desbalanceo dinámico: Existe cuando el eje principal de inercia no es paralelo ni interseca al eje de rotación. Esta condición sólo puede corregirse mediante el balanceo en por lo menos dos planos perpendiculares al eje de rotación. El desbalanceo dinámico se reconoce porque los ángulos de fase medidos en ambas chumaceras presentan un desfase diferente de  $180^\circ$ .

Aunque un rotor haya sido cuidadosamente balanceado en la fábrica, puede presentar un ligero desbalanceo una vez instalado en su sitio final. También cualquier reparación de la máquina (sustitución de álabes, reparación del acoplamiento, reparaciones del rotor, etc.) afectan por lo general su balanceo. El desbalanceo resultante debe corregirse mediante un buen balanceo de campo.

En primer lugar, se discutirán dos métodos sencillos para lograr el balanceo en un sólo plano (balanceo estático). El balanceo en un sólo plano es adecuado para turbomáquinas cuyo rotor tiene un diámetro mucho mayor que su longitud (ventiladores, bombas centrífugas de un paso, compresores centrífugos de una etapa). El primer método es un método analítico y requiere de la medición de la amplitud de la vibración y el ángulo de fase. Los pasos a seguir son:

1.- Se mide la amplitud y el ángulo de fase de la vibración inicial y se representan mediante un número complejo  $Z_1$ , de manera que la magnitud del número corresponde a la amplitud de la vibración y el ángulo del número en el ángulo de fase.

2.- Se coloca en el rotor una masa de prueba y nuevamente se registran la amplitud y el ángulo de fase, representándose mediante el número complejo  $Z_2$ . La masa de prueba y su posición angular se designan por el número complejo  $U_2$ , cuya magnitud es el valor de la masa y el ángulo corresponde a la posición angular de la masa con respecto al punto de referencia utilizado para la medición del ángulo de fase.

3.- Se calcula el coeficiente de influencia mediante la ecuación

$$a = (Z_2 - Z_1) / U_2$$

4.- El desbalanceo se encuentra mediante la ecuación:

$$U_d = Z_1 / a$$

La magnitud del número complejo corresponde a la magnitud del desbalanceo y tendrá las mismas unidades que  $U_2$ , mientras que el ángulo indica la posición del desbalanceo con respecto al punto de referencia utilizado.

El método descrito permite lograr un buen balanceo en tan solo tres corridas (dos de medición y una de verificación). A continuación se describe otro método mediante el cual se puede lograr un buen balanceo de campo en un sólo plano con cinco corridas (cuatro de medición y una de verificación), pero que no requiere de la medición del ángulo de fase.

1.- A velocidad de rotación normal de la máquina mida a la amplitud de las vibraciones en la chumacera más próxima al plano de balanceo. Registre este dato y dibuje sobre una hoja de papel coordenado polar un círculo con un radio proporcional a la amplitud medida.

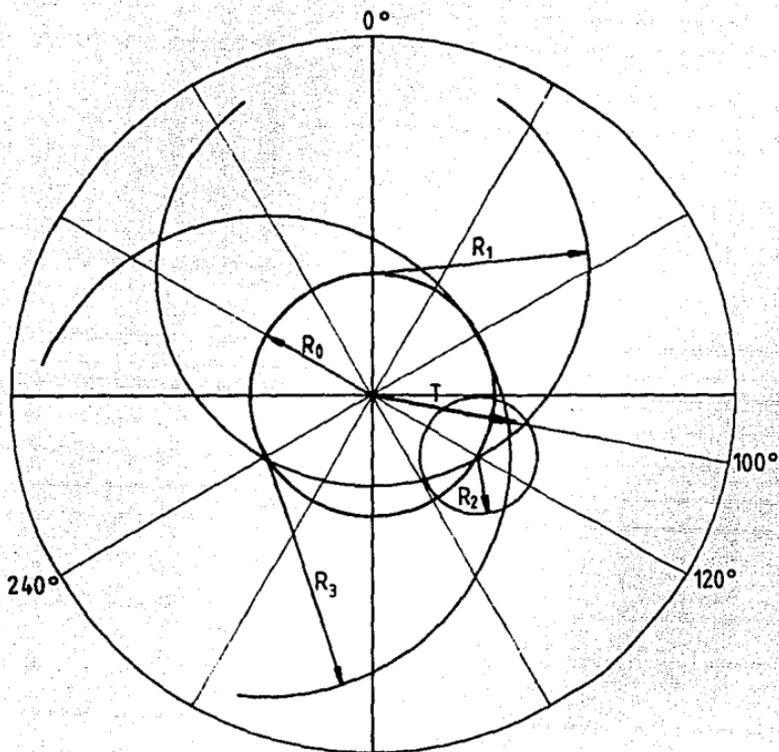
2.- Detenga la máquina y coloque a cierta distancia del centro una masa de prueba. Registre nuevamente al nivel de vibraciones y dibuje sobre la hoja coordenada un círculo de radio proporcional a la amplitud de la vibración (utilizando la misma escala que en el punto anterior), de manera que el centro de este círculo se apoye sobre la circunferencia del primer círculo, con la posición angular de la masa de prueba.

3.- Detenga la máquina y retire la masa de prueba. Colóquela en otra posición angular del rotor, pero a la misma distancia del centro que en el inciso anterior. Registre el nivel de vibraciones y dibuje el siguiente círculo, con su centro sobre la circunferencia del primer círculo y con la posición angular correspondiente a la de la masa de prueba.

4.- Repita el punto anterior para obtener un cuarto círculo.

5.- Con la intersección de los tres últimos círculos se obtiene un área aproximadamente triangular. Coloque un punto en el centro de esta área y únalo con el centro del primer círculo. El ángulo de la recta obtenida indica la posición angular donde debe colocarse el peso para corregir el desbalanceo. La masa de corrección se obtiene dividiendo la longitud de la recta obtenida entre el radio del primer círculo y multiplicando este resultado por el valor de la masa de prueba.

Mientras que el balanceo en un sólo plano es adecuado para algunas máquinas, los rotores largos de turbomaquinaria de alta velocidad es indispensable balancearlos dinámicamente en dos planos. Existen varias maneras para lograrlo. La primera, la más sencilla pero que requiere de un tiempo considerable y numerosas corridas de prueba consiste en aplicar el primer método de balanceo en un plano descrito anteriormente a cada uno de los planos de balanceo en los extremos de la máquina. Primero se balancea uno de los extremos de la máquina como si se tratara de balancear un rotor plano. Una vez conseguido un balanceo satisfactorio, se procede con el segundo extremo del rotor. Como resultado de las modificaciones realizadas en el segundo plano de balanceo, vuelve aparecer un desbalanceo en el primer extremo, pero su magnitud es por lo general menor que el desbalanceo original. El proceso se repite alternadamente hasta llegar a un balanceo dinámico satisfactorio. Debido a que es básicamente un método de ensayo y error, puede requerir de mucho tiempo y esfuerzo el lograr un balanceo dinámico satisfactorio, por lo que es poco recomendable y sólo debe aplicarse cuando los métodos más directos no pueden utilizarse por limitaciones de equipo de medición y cálculo necesario.



$R_0 = 1.26 \text{ mils}$

$R_1 = 2.2 \text{ mils}$

$R_2 = 0.6 \text{ mils}$

$R_3 = 2.5 \text{ mils}$

$T = 1.5 \text{ mils}$

FIG.6.1.- EJEMPLO DE BALANCEO EN CUATRO CORRIDAS SIN MEDICION DEL ANGULO DE FASE.

Existen varios métodos para lograr el balanceo dinámico de un rotor en forma directa. Uno de los más tradicionales es el método vectorial gráfico, basado en el concepto de los coeficientes de influencia. La desventaja de este método consiste en que se basa en un procedimiento gráfico, lo que en consecuencia conduce a resultados de relativamente baja exactitud, además de que consume un tiempo considerable elaborar todas las gráficas necesarias con la precisión requerida. Otra alternativa, la más recomendable, es el método analítico utilizando números complejos. Este método es muy sencillo y conduce directamente a resultados exactos. El único inconveniente consiste en que es necesario hacer un número relativamente grande de cálculos utilizando números complejos, pero que pueden hacerse fácilmente mediante una calculadora de ingeniería o una computadora digital. Además, en la actualidad los ingenieros están mucho más familiarizados con el álgebra de los números complejos que hace algunos años, gracias a que ahora muchos de los problemas clásicos de la mecánica (estudio de mecanismos, análisis dinámico de maquinaria, etc.) se resuelven con comodidad mediante el uso de números complejos en lugar de los tradicionales vectores.

Los pasos a seguir en el método analítico para el balanceo en dos planos son:

1.- Se miden la amplitud de la vibración y el ángulo de fase en cada plano de balanceo y las lecturas se representan mediante los números complejos  $Z_1$  y  $Z_2$  respectivamente.

2.- Se coloca un peso de prueba en el primer plano de balanceo, representado por el número complejo  $U_{11}$  y se toman nuevamente las lecturas de vibración en cada plano de balanceo, representándose mediante  $Z_{11}$  y  $Z_{12}$ .

3.- Se quita el peso de prueba del primer plano de balanceo y se coloca en el segundo plano representándose por  $U_{21}$ , y las lecturas de vibraciones se repiten para obtener  $Z_{21}$  y  $Z_{22}$ .

4.- Se calculan los coeficientes de influencia mediante las ecuaciones:

$$a_{11} = (Z_{11} - Z_1) / U_{c1}$$

$$a_{12} = (Z_{21} - Z_1) / U_{c2}$$

$$a_{21} = (Z_{12} - Z_2) / U_{c1}$$

$$a_{22} = (Z_{22} - Z_2) / U_{c2}$$

5.- Se encuentra el desbalanceo resolviendo el sistema de ecuaciones:

$$Z_1 = a_{11} * U_1 + a_{12} * U_2$$

$$Z_2 = a_{21} * U_1 + a_{22} * U_2$$

donde  $U_1$  y  $U_2$  son los desbalanceos en el primer y en el segundo plano de balanceo respectivamente.

En el Apéndice 2 se proporciona un programa de computadora que encuentra el desbalanceo de un rotor mediante el procedimiento descrito.

### 3.- ALINEACION

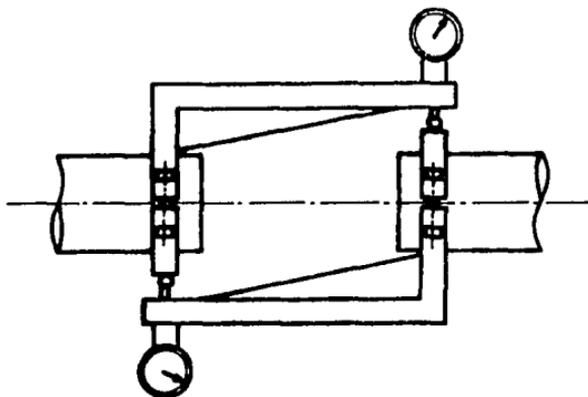
La alineación entre dos máquinas es uno de los aspectos más importantes del mantenimiento predictivo, ya que la desalineación es la causa práctica más frecuente de vibraciones excesivas del equipo y una consecuente reducción de la vida útil de las turbomáquinas de alta velocidad. Los efectos de una desalineación pueden ser:

- carga excesiva sobre los cojinetes (tanto radiales como axiales);
- fatiga y rotura del eje;
- rozamiento en los sellos;
- desgaste prematuro del acoplamiento;
- desgaste y fatiga del material del eje debajo de la superficie de las bridas del acoplamiento.

Se diferencian dos clases de alineación: alineación en frío (estática) y alineación en caliente (dinámica). La alineación en frío no asegura que las máquinas se mantengan adecuadamente alineadas una vez que alcancen las condiciones normales de operación (presión y temperatura), pero es la base para

la alineación dinámica, así que se discutirá en detalle primero.

La técnica descrita se denomina método de indicador invertido y es la más utilizada en la práctica debido a su sencillez y exactitud. Para aplicarla se necesita un indicador de carátula y un soporte rígido que puede acoplarse firmemente a cada una de las flechas de las máquinas acopladas para sostener al medidor. El medidor de carátula se coloca como se muestra en la Fig.6.2, se pone a cero, se gira el rotor junto con el soporte y el medidor y se anotan las lecturas. Terminadas las lecturas, el soporte se coloca sobre el eje de la otra máquina y el procedimiento se repite. En la Fig.6.3 se muestran las lecturas típicas que se obtienen en los diferentes casos de desalineación.



**FIG.6.2.- COLOCACION DE LOS MEDIDORES DE CARATULA PARA LA ALINEACION.**

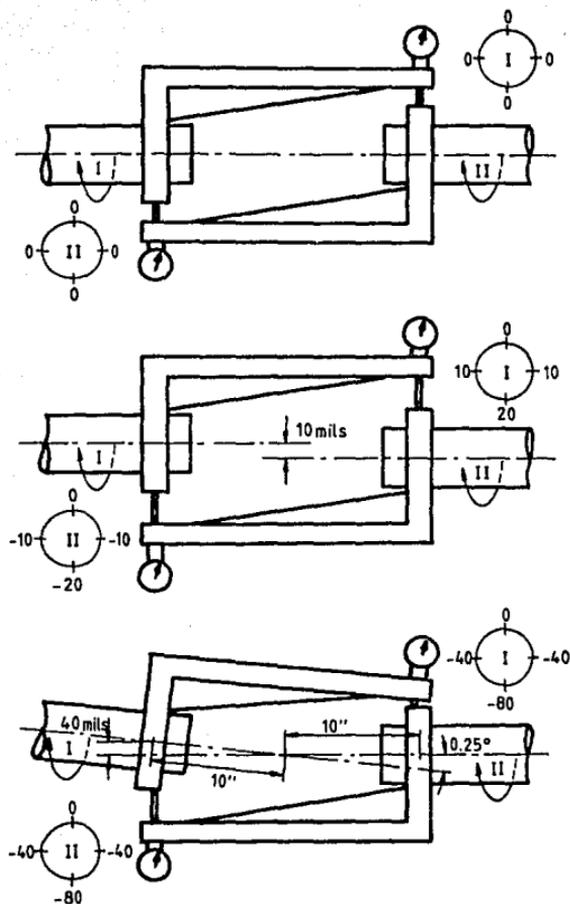


FIG.6.3.- LECTURAS TÍPICAS PARA DIFERENTES CASOS DE DESALINEACION.

Para lograr la alineación entre las dos máquinas, se sigue el procedimiento que se lista a continuación:

1.- En una hoja (de preferencia de papel milimétrico) se traza una línea horizontal que representa los ejes de las dos máquinas perfectamente alineados en condiciones de operación, la cual se designa como "línea deseada de operación". Se utilizan escalas diferentes para las distancias longitudinales y transversales (por ejemplo, 1mm en el dibujo representa a 1cm de distancia real a lo largo del eje de la máquina, pero 1mm en el sentido transversal en el dibujo equivale a 0.01mm en la máquina) para que la desalineación pueda apreciarse con mayor claridad.

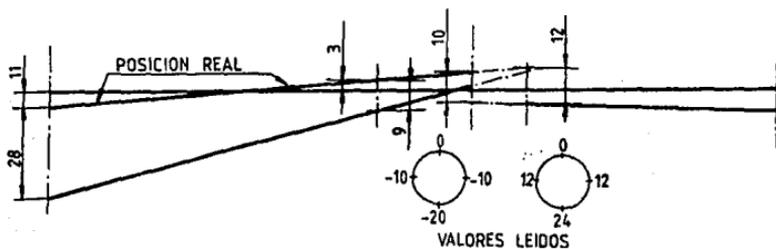
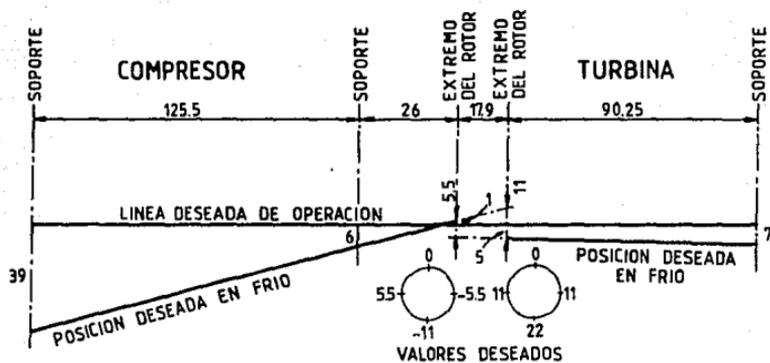
2.- A partir de los datos de fabricante o mediante una estimación aproximada en función de las temperaturas de operación se calcula la desviación que debe existir entre el eje de cada máquina cuando ésta se encuentre estática y en frío, con respecto a la línea deseada de operación. Los resultados obtenidos se trazan como "posición deseada en frío".

3.- Prolongando las líneas que representan la posición deseada en frío hasta el plano donde se realizarán las lecturas mediante el medidor de carátula, se estiman los valores que deben obtenerse en el proceso de medición si las máquinas están correctamente alineadas y estos valores se indican en el diagrama.

4.- Se toman las lecturas correspondientes y se anotan en el diagrama construido abajo de los valores teóricos calculados en el inciso anterior (también puede construirse un segundo diagrama si se quiere mayor claridad).

5.- Se selecciona la máquina que será más fácil mover y se dibuja su posición con respecto a la segunda máquina a partir de las lecturas anotadas (posición real en frío).

6.- A partir de las diferencias que existen entre la posición real y la deseada en frío se calculan las correcciones que será necesario hacer en los soportes para alinear ambas máquinas.



DISTANCIAS HORIZONTALES EN PULGADAS  
 DISTANCIAS VERTICALES EN MILS

FIG.6.4.- GRAFICAS PARA LA DETERMINACION DE LAS CORRECCIONES NECESARIAS PARA LOGRAR LA ALINEACION ENTRE DOS MAQUINAS.

7.- Se repite el procedimiento para alinear las máquinas en el sentido horizontal.

En la Fig.6.4 se ilustran los pasos anteriores.

Para lograr una buena alineación dinámica es necesario conocer con precisión los cambios en la posición relativa entre las dos máquinas desde las condiciones estáticas hasta las condiciones normales de operación. Para lograrlo el método más sencillo consiste en utilizar barras rígidamente unidas a ambas máquinas, equipadas con sensores de proximidad que miden los cambios en la posición relativa entre las barras y, en consecuencia, las máquinas en cuestión. Las barras se muestran en la Fig.6.5. Para calcular los cambios en la posición relativa entre las dos máquinas se sigue este procedimiento:

1.- Se instalan las barras y se calibran los sensores de proximidad.

2.- Se arrancan las máquinas y se espera hasta que se alcancen las condiciones normales de operación.

3.- Se leen los cambios en la posición relativa entre las barras y se construye una gráfica análoga a la utilizada en la alineación en frío para conocer con exactitud las variaciones en la posición de las máquinas (posición deseada en frío).

4.- A partir de los datos obtenidos se corrige, si es necesario, la alineación de las máquinas.

5.- Los datos de alineación se registran y se guardan para referencia futura. Las indicaciones de las barras se verifican con cierta frecuencia para detectar cualquier variación de la alineación de las máquinas debida a asentamiento de cimentaciones, fuerzas de tuberías, cambios de temperatura ambiente, etc.

El uso de las barras descritas es la mejor manera de lograr y mantener una buena alineación dinámica. Las barras se construyen de acero inoxidable utilizando tubos para bastidores de aviación, debido a su gran rigidez y estabilidad térmica. Se

deben proteger de las corrientes de aire inducidas por el acoplamiento ya que pueden provocar vibraciones que dan lecturas inestables. Los sensores de proximidad que se usan para la medición de la posición relativa de las barras son los mismos que se utilizan para la medición de vibraciones. Se colocan dos sensores por cada barra de manera que se tengan lecturas en los sentidos vertical y horizontal simultáneamente.

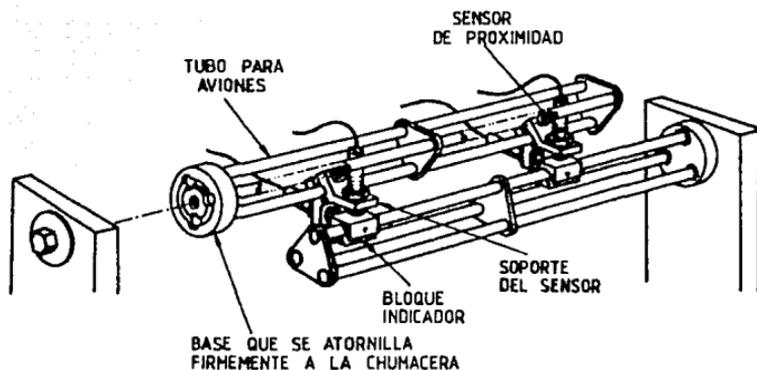


FIG.6.5.- BARRAS DYN-ALIGN PARA EL MONITOREO DE LA ALINEACION. (DYMAC-SCIENTIFIC ATLANTA)

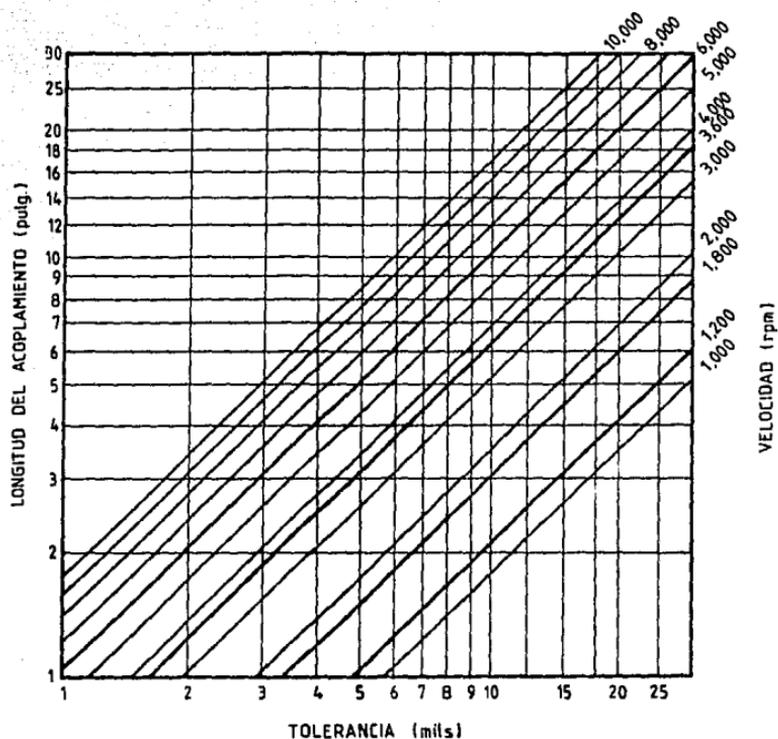


FIG.6.6.-GRAFICA DE LA TOLERANCIA DE LA ALINEACION.  
(PARA UTILIZARSE COMO GUIA SOLO SI SE CONOCE  
LA ALINEACION EN CONDICIONES DE SERVICIO.)

## CAPITULO VII

=====

### CONCLUSIONES

Tomando en cuenta la situación de intensa competencia que se presenta en los mercados actuales, es indispensable que las empresas busquen optimizar al máximo sus operaciones, incrementando la productividad mediante el uso óptimo de los recursos materiales y humanos con los que cuentan, y reduciendo al mínimo los costos de operación tanto directos como indirectos. Una empresa que no persigue estas metas y, en consecuencia, no ofrece productos o servicios de calidad aceptables y, sobre todo, a un precio atractivo, está condenada al fracaso frente a otras compañías mejor organizadas. Además, la reducción de los costos de operación permite elevar los márgenes de utilidades, condición que por sí sola es un incentivo suficientemente atractivo para dedicarle toda la atención posible.

Como es bien sabido, la organización y el funcionamiento eficiente del programa de mantenimiento de una planta tiene una influencia muy significativa sobre los costos y la productividad de la empresa. Tanto un mantenimiento insuficiente como uno excesivo afectan adversamente a los costos de operación de una instalación. El mantenimiento deficiente conduce a numerosas fallas en los equipos, lo que dificulta la planeación de las actividades productivas, causa retrasos en la producción (el no cumplir con la entrega puntual de un producto o servicio es la mejor manera de perder a un cliente), no permite alcanzar la productividad esperada y causa una depreciación prematura de la maquinaria, además de reducir su vida útil. Por otro lado, el mantenimiento excesivo contribuye a la elevación de los costos ya que incrementa los tiempos muertos de la maquinaria (períodos durante los cuales los equipos no producen), exige de numeroso personal para realizar las tareas de mantenimiento e incrementa las compras de refacciones por encima del nivel planeado.

La clave para el funcionamiento eficiente del departamento de mantenimiento es un programa de mantenimiento preventivo adecuado. Como se explicó en el capítulo anterior, una opción muy prometedora para contar con un sistema de mantenimiento pre-

ventivo realmente eficaz es mediante un programa de mantenimiento predictivo. Como también ya se ha dicho, el registro periódico y el análisis de las vibraciones es la base para la elaboración e implementación de tal programa para los equipos de turbomaquinaria. Para subrayar la importancia que tiene esta opción dentro de lo que es la organización de una instalación en general y del departamento de mantenimiento en particular, considérense las siguientes ventajas que ofrece:

1.- El mantenimiento predictivo basado en el registro y análisis de las vibraciones permite asegurar una operación fluida de la instalación, ya que evita o reduce al mínimo los paros imprevistos debidos a fallas de los equipos. Como las anomalías en el funcionamiento de los equipos de turbomaquinaria puede detectarse con anticipación mediante este método, los trabajos necesarios pueden programarse con suficiente tiempo para causar el menor impacto en la operación del conjunto. Además, debido a que solo se realizan los trabajos de mantenimiento estrictamente necesarios, se reducen los tiempos muertos y el equipo disponible puede aprovecharse al máximo.

2.- El mantenimiento predictivo permite aislar las causas probables del desperfecto antes de que se pare e inspecciones el equipo. De esta manera las refacciones necesarias pueden solicitarse con anticipación, reduciendo al mínimo el tiempo que la máquina queda fuera de operación. El inventario de refacciones se reduce y sólo se compran y sustituyen las refacciones necesarias, de manera que la productividad de cada equipo aumenta y su costo de operación se reduce.

3.- Debido a que se anticipan las fallas, el desgaste de la maquinaria es menor. Los equipos se deprecian menos y su vida útil aumenta. Además los equipos siempre se mantienen en condiciones óptimas de funcionamiento lo que incrementa su eficiencia.

4.- Debido a que el número de trabajos de mantenimiento se reduce y éstos pueden programarse con cierta anticipación, se puede disminuir el número de personas encargadas de las tareas de mantenimiento.

Para ejemplificar el impacto económico que puede tener en una industria la implementación de un programa de mantenimiento predictivo considérense los ejemplos siguientes:

1.- De acuerdo a Dymac, A Spectral Dynamics Division de Scientific Atlanta, compañía dedicada a la fabricación e implementación de sistemas de medición, análisis y diagnóstico de vibraciones, los costos de mantenimiento se reducen en aproximadamente 30% en sólo 2 años a partir de la introducción de del programa de mantenimiento predictivo de turbomaquinaria basado en el análisis de vibraciones. En casos especialmente favorables se observaron ahorros de hasta \$125,000.- dólares, en sólo un año, frente a una inversión en equipo e instrumentación de tan solo \$40,000.- dólares.

2.- En una refinería de la Standard Oil Company se implementó un programa de supervisión y diagnóstico de la turbomaquinaria a principios del año 1970. Los costos de mantenimiento de la maquinaria mayor se redujeron en 22% (de \$7 a \$5.45 dólares por hp por año). Los costos de mantenimiento de maquinaria menor se redujeron en aproximadamente 30% (de \$6.36 a \$ 4.47 dólares por hp por año, o de \$275 a \$193 dólares por unidad por año). Tomando en cuenta que el programa abarca a cerca de 4000 máquinas, con una potencia total de 165,000 hp y 340,000 hp en maquinaria mayor y maquinaria menor, respectivamente, los programa adoptado representa un ahorro anual de cerca \$900,000.- dólares. En la Fig.7.1 se muestra el comportamiento de los costos de mantenimiento de la maquinaria menor a lo largo de los primeros seis años del programa. La Fig.7.2 ilustra la reducción en el número de fallas del equipo menor a causa de problemas de vibración.

Ningún programa de mantenimiento preventivo puede ser perfecto y lo mismo se refiere a los programas de mantenimiento predictivo para equipos de turbomaquinaria, basados en el registro y análisis de vibraciones. Para evaluar en una forma justa y completa a esta clase de programas es necesario mencionar también los posibles problemas que puedan presentarse en la organización e implementación de tales programas. El listar las

posibles desventajas de este método de ninguna manera resta sus méritos ni opaca las ventajas que ofrece, sino que más bien ayuda a evitar los problemas y contribuye al éxito del programa.

1.- La principal desventaja de un programa de mantenimiento predictivo basado en el registro periódico y el análisis de las vibraciones estriba en el costo elevado de los equipos de análisis. Esto hace que sólo empresas que cuentan con numerosos equipos de turbomaquinaria opten por este método ya que los beneficios económicos que ofrece compensan el gasto que representa la compra del equipo necesario. En caso de empresas pequeñas es necesario actuar con más cautela, realizando un estudio económico para determinar si los beneficios compensan los costos. En caso de que no se justifica la compra del equipo completo de análisis (analizador de espectro) cuyo precio representa la mayor parte del costo global del total del equipo necesario, esto no quiere decir que no se debe aplicar el programa de mantenimiento predictivo. Una solución viable es comprar únicamente el equipo de medición portátil para llevar a cabo el registro periódico. Cuando se presente una situación que exija el uso de un analizador de espectro, pueden solicitarse los servicios de una compañía consultora especializada o simplemente rentar el equipo necesario bien sea al fabricante (la mayoría de las empresas que fabrican equipos para el análisis de vibraciones ofrecen esta clase de servicios), bien a una empresa grande que cuenta con el equipo indispensable.

2.- Si el programa de supervisión no se organiza adecuadamente no asegura que las metas propuestas se cumplan y pueden presentarse fallas imprevistas en los equipos. Esto puede conducir a que el programa se abandone por ineficiente, en lugar de perfeccionario.

3.- Al utilizar equipos portátiles de medición, las lecturas están sujetas a errores debido a técnicas de medición deficientes por parte de personas no calificadas. Esto hace que la capacitación del personal encargado de la realización del programa cobre una importancia especial. El registro de lecturas inconsistentes en el mejor caso dificulta el monitoreo, pero si

el problema se descuida puede conducir al fracaso del programa ya que las anomalías no se detecten con la anticipación debida.

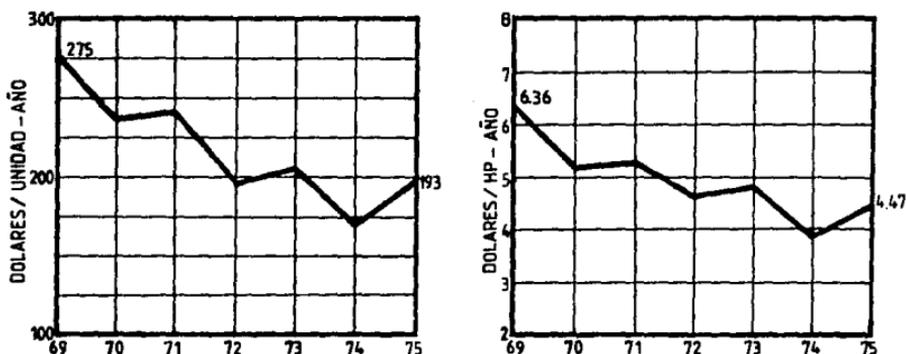


FIG.71.- COSTOS DE MANTENIMIENTO DE BOMBAS Y MAQUINAS IMPULSORAS DESPUES DE LA IMPLEMENTACION DE UN PROGRAMA DE MONITOREO DE VIBRACIONES. (STANDARD OIL CO.)

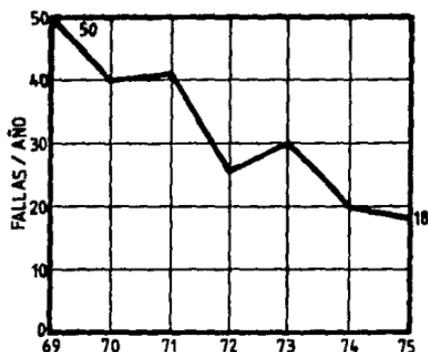


FIG.72.- NUMERO DE FALLAS RELACIONADAS CON VIBRACIONES DESPUES DE LA IMPLEMENTACION DE UN PROGRAMA DE MONITOREO DE VIBRACIONES. (STANDARD OIL CO.)

**APENDICE 1 : PROGRAMA PARA EL CALCULO DE VELOCIDADES CRITICAS DE UN ROTOR.**

**IRUN**

Este programa sirve para calcular las velocidades criticas de un rotor con hasta 5 grados de libertad, por el metodo de coeficientes de influencia. El rotor debe estar soportado por cojinetes en ambos extremos o puede tener un extremo libre. Para la entrada de datos, el rotor debe colocarse de tal manera que el extremo libre quede del lado derecho.

Una seccion del eje del rotor es la parte del rotor incluida entre dos de los siguientes elementos : masa, cambio de diametro y/o soporte.

Dame el numero de secciones que tiene el eje del rotor (minimo 3, maximo 10) : 4

Dame la distancia de terminacion de cada seccion con respecto al soporte izquierdo [mm] :

seccion numero 1 : 88

seccion numero 2 : 188

seccion numero 3 : 288

seccion numero 4 : 348

Dame el momento de inercia de cada seccion [mm<sup>4</sup>] :

seccion numero 1 : 85.9E3

seccion numero 2 : 181.1E3

seccion numero 3 : 181.1E3

seccion numero 4 : 181.1E3

Dame el modulo de elasticidad de cada seccion [N/mm<sup>2</sup>] :

seccion numero 1 : 210E3

seccion numero 2 : 210E3

seccion numero 3 : 210E3

seccion numero 4 : 210E3

Dame la distancia entre soportes : 288

Dame el numero de masas (minimo 2, maximo 5) : 3

Dame la posicion de cada masa con respecto al soporte izquierdo [mm] :

masa numero 1 : 88

masa numero 2 : 188

masa numero 3 : 348

Dame la inercia de cada masa [kg] :

masa numero 1 : 5

masa numero 2 : 2

masa numero 3 : 4

Los coeficientes de influencia del rotor son [mm/N] :

$a(1,1) = 1.26193377E-05$

$a(1,2) = 1.03268595E-05$

$a(1,3) = 6.99955383E-06$

$a(2,1) = 1.03268595E-05$

$a(2,2) = 1.15544149E-05$

$a(2,3) = 8.64908494E-06$

$a(3,1) = 6.99955383E-06$

$a(3,2) = 8.64908493E-06$

$a(3,3) = 1.12678256E-05$

El polinomio característico de las velocidades críticas del rotor es :

$1 \neq x^3$

$-371579366 \neq x^2$

$1.80751666E+16 \neq x^1$

$-1.37687419E+23$

$= 0$

Velocidades críticas del rotor [rad/seg] :

velocidad crítica = 3062.82576

velocidad crítica = 6818.39351

velocidad crítica = 17768.1731

1

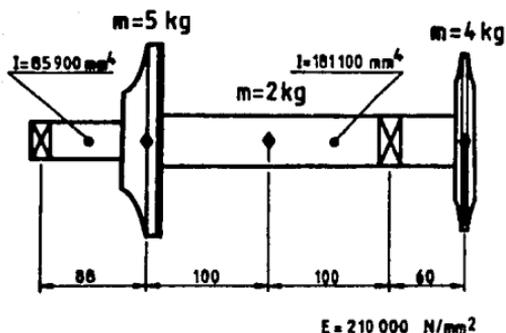


FIG.A.1.-ROTOR DE UNA PEQUEÑA TURBINA DE GAS CON ANOTACIONES PARA EL CALCULO DE LAS VELOCIDADES CRITICAS.

## LIST

```

10 REM PROGRAMA PARA EL CALCULO DE LAS VELOCIDADES CRITICAS DE UN ROTOR
20 REM AUTOR: BUCKI CICHON SLAWOMIR JAN
30 REM
40 REM SECCION DE CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE INFLUENCIA
50 REM ENTRADA DE DATOS
60 HOME
70 PRINT "Este programa sirve para calcular las velocidades criticas de un rotor con"
80 PRINT "hasta 5 grados de libertad, por el metodo de coeficientes de influencia."
90 PRINT "El rotor debe estar soportado por cojinetes en ambos extremos o puede tener un"
100 PRINT "extremo libre. Para la entrada de datos, el rotor debe colocarse de tal manera"
110 PRINT "que el extremo libre quede del lado derecho."
120 PRINT
130 DIM XS(10),I(10),E(10),F(10),MT(10),ML(10),MR(10),M(5),A(5,10),B(5,5),P(5),COLB(5)
140 PRINT "Una seccion del eje del rotor es la parte del rotor incluida entre dos de los"
150 PRINT "siguientes elementos : masa, cambio de diametro y/o soporte."
160 INPUT "Dame el numero de secciones que tiene el eje del rotor (minimo 3, maximo 10) : ";NS
170 IF NS < 3 OR NS > 10 THEN GOTO 160
180 PRINT
190 PRINT "Dame la distancia de terminacion de cada seccion con respecto al soporte"
200 PRINT "izquierdo [mm] : "
210 FOR I = 1 TO NS
220 PRINT "seccion numero ";I; " : ";
230 INPUT ";XS(I)
240 NEXT I
250 PRINT "Dame el momento de inercia de cada seccion [mm^4] : "
260 FOR I = 1 TO NS
270 PRINT "seccion numero ";I; " : ";
280 INPUT ";I(I)
290 NEXT I
300 PRINT "Dame el modulo de elasticidad de cada seccion [N/mm^2] : "
310 FOR I = 1 TO NS
320 PRINT "seccion numero ";I; " : ";
330 INPUT ";E(I)
340 NEXT I
350 PRINT
360 INPUT "Dame la distancia entre soportes : ";XS
370 IF XS(NS) > = XS THEN GOTO 400
380 PRINT "El extremo de la ultima seccion no alcanza al soporte. Verifica los datos."
390 GOTO 140
400 PRINT
410 INPUT "Dame el numero de masas (minimo 2, maximo 5) : ";N
420 IF N < 2 OR N > 5 THEN GOTO 410
430 PRINT "Dame la posicion de cada masa con respecto al soporte izquierdo [mm]

```

```

:"
440 FOR I = 1 TO N
450 PRINT "masa numero "I": ";
460 INPUT "X(I)";
470 NEXT I
480 IF XS(NS) > X(N) THEN GOTO 510
490 PRINT "La ultima masa esta fuera de la ultima seccion del eje. Verifica los
datos."
500 GOTO 430
510 PRINT "Dame la inercia de cada masa [kg] : "
520 FOR I = 1 TO N
530 PRINT "masa numero "I": ";
540 INPUT "M(I)";
550 NEXT I
560 REM CALCULO DE LOS MOMENTOS FLEXIONANTES
570 FOR I = 1 TO N
580 RR = X(I) / XS
590 RL = ABS (1 - RR)
600 IF RR > 1 THEN RR = - RR
610 IF X(I) > XS THEN GOTO 680
620 FOR J = 1 TO NS
630 F(J) = RL
640 IF XS(J) > X(I) THEN F(J) = F(J) - 1
650 IF XS(J) > XS THEN F(J) = 0
660 NEXT J
670 GOTO 730
680 FOR J = 1 TO NS
690 F(J) = RL
700 IF XS(J) > XS THEN F(J) = F(J) + RR
710 IF XS(J) > X(I) THEN F(J) = 0
720 NEXT J
730 MT(1) = F(1) * XS(1)
740 FOR J = 2 TO NS
750 MT(J) = MT(J - 1) + F(J) * (XS(J) - XS(J - 1))
760 NEXT J
770 ML(1) = 0
780 MR(1) = MT(1) / (I(1) * E(1))
790 FOR J = 2 TO NS - 1
800 ML(J) = MT(J - 1) / (I(J) * E(J))
810 MR(J) = MT(J) / (I(J) * E(J))
820 NEXT J
830 ML(NS) = MT(NS - 1) / (I(NS) * E(NS))
840 MR(NS) = 0
850 REM CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE INFLUENCIA
860 ZT = 0
870 FOR J = 1 TO NS
880 IF XS(J) > XS THEN GOTO 900
890 ZT = ZT + MR(J) * (XS(J) - XS(J - 1)) * (XS(J - 1) * (XS(J - 1) + .5 * (XS(J) - XS(J - 1))
) - .5 * (MR(J) - ML(J)) * (XS(J) - XS(J - 1)) * (XS(J - 1) + (XS(J) - XS(J - 1)
) / 3)
900 NEXT J
910 FOR J = 1 TO N
920 ZM = 0
930 IF X(J) > XS THEN GOTO 1020

```

```

940 FOR K = 1 TO NS
950 IF XS(K) = < X(J) THEN GOTO 1000
960 IF XS(K) > XS THEN GOTO 1000
970 A = MR(K) * (XS(K) - XS(K - 1)) * (XS(K - 1) + .5 * (XS(K) - XS(K - 1)) - X(
J))
980 B = .5 * (MR(K) - ML(K)) * (XS(K) - XS(K - 1)) * (XS(K - 1) + (XS(K) - XS(K
- 1)) / 3 - X(J))
990 ZM = ZM + A - B
1000 NEXT K
1010 GOTO 1090
1020 FOR K = NS TO 1 STEP - 1
1030 IF XS(K) > X(J) THEN GOTO 1080
1040 IF XS(K) = < XS THEN GOTO 1080
1050 A = ML(K) * (XS(K) - XS(K - 1)) * (X(J) - (XS(K) - .5 * (XS(K) - XS(K - 1)
))
1060 B = .5 * (ML(K) - MR(K)) * (XS(K) - XS(K - 1)) * (X(J) - (XS(K) - (XS(K) -
XS(K - 1)) / 3))
1070 ZM = ZM + A - B
1080 NEXT K
1090 A(I,J) = ABS (ZT * (XS - X(J)) / XS - ZM)
1100 NEXT J
1110 NEXT I
1120 PRINT
1130 PRINT "Los coeficientes de influencia del rotor son [mm/N] :"
1140 FOR I = 1 TO N
1150 FOR J = 1 TO N
1160 PRINT "a ("I","J") = "A(I,J)
1170 NEXT J
1180 NEXT I
1190 FOR I = 1 TO N
1200 FOR J = 1 TO N
1210 A(I,J) = A(I,J) * M(J) * 10
1220 NEXT J
1230 NEXT I
1240 REM CONVERSION DE MATRIZ DE INFLUENCIAS A MATRIZ DE RIGIDEZ
1250 FOR I = 1 TO N
1260 A(I,N + I) = 1
1270 NEXT
1280 FOR I = 1 TO N
1290 P = ABS (A(I,I))
1300 R = I
1310 IF I = N THEN GOTO 1420
1320 FOR J = I + 1 TO N
1330 IF ABS (A(J,I)) = < P THEN GOTO 1360
1340 P = ABS (A(J,I))
1350 R = J
1360 NEXT
1370 FOR J = 1 TO 2 * N
1380 A = A(I,J)
1390 A(I,J) = A(R,J)
1400 A(R,J) = A
1410 NEXT
1420 IF P = 0 THEN GOTO 3140
1430 IF R < > I THEN E = E + 1

```

```

1440 FOR J = 2 * N TO I STEP - 1
1450 A(I,J) = A(I,J) / A(I,I)
1460 NEXT
1470 FOR K = 1 TO N
1480 IF K = I THEN GOTO 1520
1490 FOR J = 2 * N TO I STEP - 1
1500 A(K,J) = A(K,J) - A(I,J) * A(K,I)
1510 NEXT J
1520 NEXT K
1530 NEXT I
1540 FOR I = 1 TO N
1550 FOR J = 1 TO N
1560 A(I,J) = A(I,J + N)
1570 NEXT J
1580 NEXT I
1590 REM RUTINA PARA LA OBTENCION DEL POLINOMIO CARACTERISTICO
1600 REM POR EL METODO DE FEDDEEV-LAVERRIER
1610 FOR I = 1 TO N
1620 FOR J = 1 TO N
1630 B(I,J) = A(I,J)
1640 NEXT J
1650 NEXT I
1660 M = N - 1
1670 FOR K = 1 TO M
1680 TR = 0
1690 FOR I = 1 TO N
1700 TR = TR + B(I,I)
1710 NEXT I
1720 AK = K
1730 P(K) = TR / AK
1740 FOR I = 1 TO N
1750 B(I,I) = B(I,I) - P(K)
1760 NEXT I
1770 FOR J = 1 TO N
1780 FOR I = 1 TO N
1790 COLB(I) = B(I,J)
1800 NEXT I
1810 FOR I = 1 TO N
1820 B(I,J) = 0
1830 FOR L = 1 TO N
1840 B(I,J) = B(I,J) + A(I,L) * COLB(L)
1850 NEXT L
1860 NEXT I
1870 NEXT J
1880 NEXT K
1890 P(N) = B(1,1)
1900 FOR K = 0 TO 10
1910 F(K) = 0
1920 NEXT K
1930 FOR K = 1 TO N
1940 F(N - K) = - P(K)
1950 NEXT K
1960 F(N) = 1
1970 PRINT

```

```

1980 PRINT "El polinomio caracteristico de las velocidades criticas del rotor e
s : "
1990 FOR K = N TO 1 STEP - 1
2000 PRINT F(K) * 1E4 ^ (N - K) * x ^ K
2010 NEXT K
2020 PRINT F(0) * 1E4 ^ N
2030 PRINT "= 0"
2040 REM BUSQUEDA DE RAICES DEL POLINOMIO CARACTERISTICO
2050 PRINT
2060 PRINT "Velocidades criticas del rotor [rad/seg] : "
2070 FOR I = 0 TO 5
2080 E(I) = F(I)
2090 NEXT I
2100 IF N = 4 THEN GOTO 2230
2110 IF N = 3 THEN GOTO 2570
2120 IF N = 2 THEN GOTO 2660
2130 GOSUB 2790
2140 W = 100 * SQR ( ABS ( R ) )
2150 PRINT "velocidad critica = "W
2160 FOR I = 4 TO 0 STEP - 1
2170 F(I) = F(I) + R * F(I + 1)
2180 NEXT I
2190 FOR I = 0 TO 4
2200 F(I) = F(I + 1)
2210 NEXT I
2220 F(5) = 0
2230 E(5) = 0
2240 E(4) = 0
2250 E(3) = 1
2260 E(2) = - F(2)
2270 E(1) = F(3) * F(1) - 4 * F(0)
2280 E(0) = F(0) * ( 4 * F(2) - F(3) ^ 2 ) - F(1) ^ 2
2290 N = 3
2300 GOSUB 2790
2310 E(2) = E(2) + R
2320 E(1) = E(1) + R * E(2)
2330 D = E(2) ^ 2 / 4 - E(1)
2340 IF D < 0 THEN GOTO 2370
2350 X = - E(2) / 2 + SQR ( D )
2360 IF R < X THEN R = X
2370 A = F(3) / 2
2380 B = R / 2
2390 P = ABS ( A ^ 2 - F(2) + R )
2400 C = SQR ( P )
2410 P = ABS ( B ^ 2 - F(0) )
2420 D = SQR ( P )
2430 P = A * B - F(1) / 2
2440 IF P < 0 THEN C = - C
2450 K = - 1
2460 E(5) = 0
2470 E(4) = 0
2480 E(3) = 0
2490 E(2) = 1
2500 E(1) = A - C

```

```

2510 E(0) = B - D
2520 GOSUB 2660
2530 E(1) = A + C
2540 E(0) = B + D
2550 GOSUB 2660
2560 GOTO 3160
2570 GOSUB 2790
2580 W = 100 * SQR ( ABS (R))
2590 PRINT "velocidad critica = "W
2600 E(2) = E(2) + R
2610 E(1) = E(1) + R * E(2)
2620 E(0) = E(1)
2630 E(1) = E(2)
2640 E(2) = 1
2650 E(3) = 0
2660 F = E(1) ^ 2 / 4 - E(0)
2670 IF F < 0 THEN GOTO 2760
2680 X1 = - E(1) / 2 - SQR (F)
2690 X2 = - E(1) / 2 + SQR (F)
2700 W1 = 100 * SQR ( ABS (X1))
2710 W2 = 100 * SQR ( ABS (X2))
2720 PRINT "velocidad critica = "W1
2730 PRINT "velocidad critica = "W2
2740 IF K = - 1 THEN RETURN
2750 GOTO 3160
2760 PRINT "Velocidad critica compleja. Verifique los calculos por otro metodo.
"
2770 IF K = - 1 THEN RETURN
2780 GOTO 3160
2790 IF E(0) < 0 THEN GOTO 2890
2800 X = - 1
2810 Y = 0
2820 FOR I = N TO 1 STEP - 1
2830 Y = (Y + E(I)) * X
2840 NEXT I
2850 Y = Y + E(0)
2860 IF Y < = 0 THEN GOTO 2980
2870 X = X * 2
2880 GOTO 2810
2890 X = 1
2900 Y = 0
2910 FOR I = N TO 1 STEP - 1
2920 Y = (Y + E(I)) * X
2930 NEXT I
2940 Y = Y + E(0)
2950 IF Y > = 0 THEN GOTO 2980
2960 X = X * 2
2970 GOTO 2910
2980 K = 1
2990 Y = 0
3000 FOR I = N TO 1 STEP - 1
3010 Y = (Y + E(I)) * X
3020 NEXT I
3030 Y = Y + E(0)

```

```
3040 IF ABS (Y) = < 1E - 18 OR K > 50 THEN R = X: RETURN
3050 Y1 = 0
3060 FOR I = N TO 2 STEP - 1
3070 Y1 = (Y1 + I * E(I)) * X
3080 NEXT I
3090 Y1 = Y1 + E(1)
3100 X = X - Y / Y1
3110 K = K + 1
3120 GOTO 2990
3130 RETURN
3140 PRINT
3150 PRINT "No hay matriz de rigidez."
3160 END
```

1

## APENDICE 2 : PROGRAMA PARA EL BALANCEO DINAMICO EN DOS PLANOS

JRUN

### INSTRUCCIONES DE USO :

- 1.- Con la maquina operando a velocidad de balanceo registre en una hoja de datos las lecturas iniciales: angulo de fase y amplitud, en ambos planos de balanceo seleccionados.
- 2.- Pare la maquina y coloque un peso de prueba en el primer plano de balanceo. Anote en la hoja de datos la masa utilizada y su posicion angular.
- 3.- Nuevamente con la maquina a velocidad de balanceo registre en la hoja de datos los valores de amplitud y angulo de fase en ambos planos de balanceo.
- 4.- Detenga la maquina y retire el peso de prueba del primer plano de balanceo. Coloque un peso de prueba en el segundo plano de balanceo y anote su masa y posicion en la hoja de datos.
- 5.- A velocidad de balanceo registre nuevamente los valores de amplitud y angulo de fase en ambos planos de balanceo.
- 6.- Pare la maquina y retire el peso de prueba del segundo plano de balanceo.
- 7.- Ingrese los datos anotados a la computadora. El resultado del programa le indicara el valor (en las mismas unidades que las de los pesos de prueba) del desbalanceo y su posicion en ambos planos de balanceo.

Apriete [RETURN] para continuar :  
INGRESE LOS DATOS :

Amplitud inicial en el primer plano de balanceo : 1.4  
Angulo de fase inicial en el primer plano de balanceo : 290  
Amplitud inicial en el segundo plano de balanceo : 1.2  
Angulo de fase inicial en el segundo plano de balanceo : 210

Masa del peso de prueba colocado en el primer plano de balanceo : 10  
Posicion del peso de prueba : 90  
Amplitud en el primer plano de balanceo con el peso colocado : .5  
Angulo de fase en el primer plano de balanceo : 342  
Amplitud en el segundo plano de balanceo : 1.2  
Angulo de fase en el segundo plano de balanceo : 192

Masa del peso de prueba colocado en el segundo plano de balanceo : 10  
Posicion del peso de prueba : 90  
Amplitud en el primer plano de balanceo con el peso colocado : 1.2  
Angulo de fase en el primer plano de balanceo : 300  
Amplitud en el segundo plano de balanceo : 1.1  
Angulo de fase en el segundo plano de balanceo : 169

Los coeficientes de influencia son :

$a(1,1) = .116106586 < .16284425$   
 $a(1,2) = .0301738214 < -23.6769407$   
 $a(2,1) = .0375442716 < 20.9999999$   
 $a(2,2) = .081090487 < 2.86698655$

El desbalanceo es :

Masa en el primer plano de balanceo : 15.5162993  
Posicion en el primer plano de balanceo : -35.2841938  
Masa en el segundo plano de balanceo : 19.0487601  
Posicion en el segundo plano de balanceo : 187.269464

Haga los ajustes necesarios y realice una corrida de prueba.

Es satisfactorio el balanceo? [S/N] : N

Ingrese los nuevos datos de vibracion :

Amplitud en el primer plano de balanceo : .8  
Angulo de fase en el primer plano de balanceo : 230  
Amplitud en el segundo plano de balanceo : 1.1  
Angulo de fase en el segundo plano de balanceo : 169

El desbalanceo residual es :

Masa en el primer plano de balanceo : 8.63744261  
Posicion en el primer plano de balanceo : 256.65124  
Masa en el segundo plano de balanceo : 15.3199837  
Posicion en el segundo plano de balanceo : 151.813604

Haga los ajustes necesarios y realice una corrida de prueba.

Es satisfactorio el balanceo? [S/N] : S

]

## LIST

```
10 REM BALANCEO EN DOS PLANOS POR MEDIO DE COEFICIENTES DE INFLUENCIA
20 DIM Z(3,2),T(3,2),A(2,2),C(2,2),U(2),B(2),UD(2),D(2)
30 HOME
40 PRINT "INSTRUCCIONES DE USO : "
50 PRINT
60 PRINT "1.- Con la maquina operando a velocidad de balanceo registre en una hoja de"
70 PRINT "datos las lecturas iniciales: angulo de fase y amplitud, en ambos planos de"
80 PRINT "balanceo seleccionados."
90 PRINT
100 PRINT "2.- Pare la maquina y coloque un peso de prueba en el primer plano de balanceo."
110 PRINT "Anote en la hoja de datos la masa utilizada y su posicion angular."
120 PRINT
130 PRINT "3.- Nuevamente con la maquina a velocidad de balanceo registre en la hoja de"
140 PRINT "datos los valores de amplitud y angulo de fase en ambos planos de balanceo."
150 PRINT
160 PRINT "4.- Detenga la maquina y retire el peso de prueba del primer plano de balanceo."
170 PRINT "Coloque un peso de prueba en el segundo plano de balanceo y anote su masa y"
180 PRINT "posicion en la hoja de datos."
190 PRINT
200 PRINT "5.- A velocidad de balanceo registre nuevamente los valores de amplitud y"
210 PRINT "angulo de fase en ambos planos de balanceo."
220 PRINT
230 PRINT "6.- Pare la maquina y retire el peso de prueba del segundo plano de balanceo."
240 PRINT
250 PRINT "7.- Ingrese los datos anotados a la computadora. El resultado del programa le"
260 PRINT "indicara el valor (en las mismas unidades que las de los pesos de prueba) del"
270 PRINT "desbalanceo y su posicion en ambos planos de balanceo."
280 PRINT
290 INPUT "Apriete [RETURN] para continuar : "IA$
300 HOME
310 PRINT "INGRESE LOS DATOS : "
320 PRINT
330 INPUT "Amplitud inicial en el primer plano de balanceo : "IZ(1,1)
340 INPUT "Angulo de fase inicial en el primer plano de balanceo : "IT(1,1)
350 T(1,1) = T(1,1) / 57.2957795
360 INPUT "Amplitud inicial en el segundo plano de balanceo : "IZ(1,2)
370 INPUT "Angulo de fase inicial en el segundo plano de balanceo : "IT(1,2)
380 T(1,2) = T(1,2) / 57.2957795
390 PRINT
400 INPUT "Masa del peso de prueba colocado en el primer plano de balanceo : "U(1)
```

```

410 INPUT "Posicion del peso de prueba : ";B(1)
420 B(1) = B(1) / 57.2957795
430 INPUT "Amplitud en el primer plano de balanceo con el peso colocado : ";Z(2,1)
440 INPUT "Angulo de fase en el primer plano de balanceo : ";T(2,1)
450 T(2,1) = T(2,1) / 57.2957795
460 INPUT "Amplitud en el segundo plano de balanceo : ";Z(2,2)
470 INPUT "Angulo de fase en el segundo plano de balanceo : ";T(2,2)
480 T(2,2) = T(2,2) / 57.2957795
490 PRINT
500 INPUT "Masa del peso de prueba colocado en el segundo plano de balanceo : "
;U(2)
510 INPUT "Posicion del peso de prueba : ";B(2)
520 B(2) = B(2) / 57.2957795
530 INPUT "Amplitud en el primer plano de balanceo con el peso colocado : ";Z(3,1)
540 INPUT "Angulo de fase en el primer plano de balanceo : ";T(3,1)
550 T(3,1) = T(3,1) / 57.2957795
560 INPUT "Amplitud en el segundo plano de balanceo : ";Z(3,2)
570 INPUT "Angulo de fase en el segundo plano de balanceo : ";T(3,2)
580 T(3,2) = T(3,2) / 57.2957795
590 PRINT
600 X1 = Z(1,1) * COS (T(1,1));X2 = Z(2,1) * COS (T(2,1))
610 Y1 = Z(1,1) * SIN (T(1,1));Y2 = Z(2,1) * SIN (T(2,1))
620 X = X2 - X1;Y = Y2 - Y1
630 R = SQR (X * X + Y * Y)
640 T = ATN (Y / X): IF X < 0 THEN T = T + 3.14159265
650 A(1,1) = R / U(1);C(1,1) = T - B(1)
660 X1 = Z(1,1) * COS (T(1,1));X2 = Z(3,1) * COS (T(3,1))
670 Y1 = Z(1,1) * SIN (T(1,1));Y2 = Z(3,1) * SIN (T(3,1))
680 X = X2 - X1;Y = Y2 - Y1
690 R = SQR (X * X + Y * Y)
700 T = ATN (Y / X): IF X < 0 THEN T = T + 3.14159265
710 A(1,2) = R / U(2);C(1,2) = T - B(2)
720 X1 = Z(1,2) * COS (T(1,2));X2 = Z(2,2) * COS (T(2,2))
730 Y1 = Z(1,2) * SIN (T(1,2));Y2 = Z(2,2) * SIN (T(2,2))
740 X = X2 - X1;Y = Y2 - Y1
750 R = SQR (X * X + Y * Y)
760 T = ATN (Y / X): IF X < 0 THEN T = T + 3.14159265
770 A(2,1) = R / U(1);C(2,1) = T - B(1)
780 X1 = Z(1,2) * COS (T(1,2));X2 = Z(3,2) * COS (T(3,2))
790 Y1 = Z(1,2) * SIN (T(1,2));Y2 = Z(3,2) * SIN (T(3,2))
800 X = X2 - X1;Y = Y2 - Y1
810 R = SQR (X * X + Y * Y)
820 T = ATN (Y / X): IF X < 0 THEN T = T + 3.14159265
830 A(2,2) = R / U(2);C(2,2) = T - B(2)
840 PRINT "Los coeficientes de influencia son : "
850 PRINT "a(1,1) = ";A(1,1);" < ";C(1,1) * 57.2957795
860 PRINT "a(1,2) = ";A(1,2);" < ";C(1,2) * 57.2957795
870 PRINT "a(2,1) = ";A(2,1);" < ";C(2,1) * 57.2957795
880 PRINT "a(2,2) = ";A(2,2);" < ";C(2,2) * 57.2957795
890 PRINT
900 PRINT "El desbalanceo es : "
910 R1 = A(1,1) * A(2,2);T1 = C(1,1) + C(2,2)

```

```

920 R2 = A(1,2) * A(2,1):T2 = C(1,2) + C(2,1)
930 X1 = R1 * COS (T1):Y1 = R1 * SIN (T1)
940 X2 = R2 * COS (T2):Y2 = R2 * SIN (T2)
950 X = X1 - X2:Y = Y1 - Y2
960 D1 = SQR (X * X + Y * Y)
970 A1 = ATN (Y / X): IF X < 0 THEN A1 = A1 + 3.14159265
980 R1 = Z(1,1) * A(2,2):T1 = T(1,1) + C(2,2)
990 R2 = Z(1,2) * A(1,2):T2 = T(1,2) + C(1,2)
1000 X1 = R1 * COS (T1):Y1 = R1 * SIN (T1)
1010 X2 = R2 * COS (T2):Y2 = R2 * SIN (T2)
1020 X = X1 - X2:Y = Y1 - Y2
1030 D2 = SQR (X * X + Y * Y)
1040 A2 = ATN (Y / X): IF X < 0 THEN A2 = A2 + 3.14159265
1050 R1 = Z(1,2) * A(1,1):T1 = T(1,2) + C(1,1)
1060 R2 = Z(1,1) * A(2,1):T2 = T(1,1) + C(2,1)
1070 X1 = R1 * COS (T1):Y1 = R1 * SIN (T1)
1080 X2 = R2 * COS (T2):Y2 = R2 * SIN (T2)
1090 X = X1 - X2:Y = Y1 - Y2
1100 D3 = SQR (X * X + Y * Y)
1110 A3 = ATN (Y / X): IF X < 0 THEN A3 = A3 + 3.14159265
1120 UD(1) = D2 / D1:D(1) = A2 - A1
1130 UD(2) = D3 / D1:D(2) = A3 - A1
1140 PRINT "Masa en el primer plano de balanceo : "UD(1)
1150 PRINT "Posicion en el primer plano de balanceo : "D(1) * 57.2957795
1160 PRINT "Masa en el segundo plano de balanceo : "UD(2)
1170 PRINT "Posicion en el segundo plano de balanceo : "D(2) * 57.2957795
1180 PRINT
1190 PRINT "Haga los ajustes necesarios y realice una corrida de prueba."
1200 INPUT "Es satisfactorio el balanceo? [S/N] : "A$
1210 IF A$ = "S" OR A$ = "s" THEN END
1220 PRINT
1230 PRINT "Ingrese los nuevos datos de vibracion :"
1240 INPUT "Amplitud en el primer plano de balanceo : "Z(1,1)
1250 INPUT "Angulo de fase en el primer plano de balanceo : "T(1,1)
1260 T(1,1) = T(1,1) / 57.2957795
1270 INPUT "Amplitud en el segundo plano de balanceo : "Z(1,2)
1280 INPUT "Angulo de fase en el segundo plano de balanceo : "T(1,2)
1290 T(1,2) = T(1,2) / 57.2957795
1300 PRINT
1310 PRINT "El desbalanceo residual es :"
1320 GOTO 910

```

]

**APENDICE 3 : BALANCEO EN UN PLANO USANDO UNA CALCULADORA PROGRAMABLE (HEWLETT-PACKARD 11C)**

Este programa realiza todos los cálculos necesarios para efectuar el balanceo de un rotor en un plano. Para realizar este trabajo siga las instrucciones siguientes:

- 1.- A velocidad de balanceo mida y anote los valores de la amplitud y el ángulo de fase de la vibración en una hoja de datos ( $Z_1$  y  $\phi_1$ ).
- 2.- Pare la máquina y coloque en el rotor un peso de prueba. Anote en la hoja de datos su valor y su posición angular ( $U$  y  $\phi_u$ ).
- 3.- Nuevamente a velocidad de balanceo mida y anote en la hoja de datos los valores de la amplitud y el ángulo de fase de la vibración ( $Z_2$  y  $\phi_2$ ).
- 4.- Ejecute el programa [A] de acuerdo a las instrucciones que se anexan con el listado.
- 5.- Haga los ajustes indicados y realice una corrida de prueba. Si el balanceo no es satisfactorio, anote en la hoja de datos los valores de amplitud y ángulo de fase. Ejecute el programa [B] para obtener el valor del desbalanceo residual. (Este paso puede repetirse cuantas veces sea necesario hasta lograr un balanceo satisfactorio.)

## PROGRAMA [A] :

PAÑO	PANTALLA	INSTRUCCIONES	DATOS	TECLADO
1		INICIO DEL PROGRAMA		[A]
2		ENTRADA DE DATOS :		
	1.0000	- AMPLITUD INICIAL	Z <sub>1</sub>	Z <sub>1</sub> , [R/S]
	2.0000	- ANGULO DE FASE INICIAL	$\phi_1$	$\phi_1$ , [R/S]
	3.0000	- VALOR DEL PESO DE PRUEBA	U	U, [R/S]
	4.0000	- POSICION DEL PESO DE PRUEBA	$\phi_u$	$\phi_u$ , [R/S]
	5.0000	- AMPLITUD CON EL PESO COLO-		
		CADO	Z <sub>2</sub>	Z <sub>2</sub> , [R/S]
	6.0000	- ANGULO DE FASE CON EL PESO	$\phi_2$	
		COLOCADO		$\phi_2$ , [R/S]
3		RESULTADOS :		
	D	- VALOR DEL DESBALANCEO		[R/S]
	$\phi_d$	- POSICION DEL DESBALANCEO		

## PROGRAMA [B] :

PAÑO	PANTALLA	INSTRUCCIONES	DATOS	TECLADO
1		INICIO DEL PROGRAMA		[B]
2		ENTRADA DE DATOS :		
	1.0000	- AMPLITUD DE LA VIBRACION	Z	Z, [R/S]
	2.0000	- ANGULO DE FASE	$\phi$	$\phi$ , [R/S]
3		RESULTADOS :		
	D <sub>r</sub>	- VALOR DEL DESBALANCEO RESI-		
		DUAL		[R/S]
	$\phi_r$	- POSICION DEL DESBALANCEO		
		RESIDUAL		

## LISTADO :

TECLADO	PANTALLA	TECLADO	PANTALLA
g P/R		g →P	028- 43 26
f PRGM	000-	RCL 3	029- 45 3
f LBL A	001-42,21,11	÷	030- 10
1	002- 1	STO 5	031- 44 5
.	003- 48	R	032- 33
0	004- 0	RCL 4	033- 45 4
0	005- 0	-	034- 30
6	006- 6	STO 6	035- 44 6
STO I	007- 44 25	f LBL 1	036-42,21, 1
f LBL 0	008-42,21, 0	RCL 1	037- 45 1
RCL I	009- 45 25	RCL 5	038- 45 5
g INT	010- 43 44	÷	039- 10
R/S	011- 31	R/S	040- 31
STO (1)	012- 44 24	RCL 2	041- 45 2
f ISG	013- 42 6	RCL 6	042- 45 6
GTO 0	014- 22 0	-	043- 30
RCL 6	015- 45 6	x>y	044- 34
RCL 5	016- 45 5	f →R	045- 42 26
f →R	017- 42 26	g →P	046- 43 26
RCL 2	018- 45 2	x>y	047- 34
RCL 1	019- 45 1	g RTN	048- 43 32
f →R	020- 42 26	f LBL B	049-42,21,12
x>y	021- 34	1	050- 1
R↓	022- 33	R/S	051- 31
-	023- 30	STO 1	052- 44 1
R↓	024- 33	2	053- 2
x>y	025- 34	R/S	054- 31
-	026- 30	STO 2	055- 44 2
g R↑	027- 43 33	GTO 1	056- 22 1

**BIBLIOGRAFIA:**

- Thomas G. Beckwith, N. Lewis Buck y Roy D. Marangoni  
MECHANICAL MEASUREMENTS  
ed. Addison-Wesley Publishing Company  
Reading, Massachusetts 1982
- Leo L. Beranek  
NOISE AND VIBRATION CONTROL  
ed. McGraw-Hill Book Company  
New York 1971
- Douglas M. Considine y S.D. Ross (editores)  
MANUAL DE INSTRUMENTACION APLICADA, TOMO II  
ed. C.E.C.S.A. México 1972
- Charles M. Haberman  
VIBRATION ANALYSIS  
ed. Charles E. Merrill Publishing Company  
Columbus, Ohio 1968
- J.P. Den Hartog  
MECANICA DE LAS VIBRACIONES  
ed. C.E.C.S.A. México 1981
- Cyril M. Harris y Charles E. Crede (editores)  
SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK  
Capitulos 2, 4, 5, 7, 12, 13, 14, 15, 16 y 19  
ed. McGraw-Hill Book Company  
New York 1976
- Hamilton H. Mabie y Fred. W. Ocvirk  
MECANISMOS Y DINAMICA DE MAQUINARIA  
ed. Limusa México 1981
- Carlos Martínez  
INTRODUCCION AL ANALISIS DE VIBRACIONES  
Instituto Mexicano del Petróleo  
Subdirección de Desarrollo Profesional

- John Chavez  
 MACHINERY VIBRATION AND PM (Predictive Maintenance or Post Mortem)  
 Scientific Atlanta - DYNAC Division  
 San Diego, California 1979
- John Chavez  
 THE ABC'S OF MACHINERY VIBRATION TRANSDUCERS  
 Scientific Atlanta - DYNAC Division  
 San Diego, California 1978
- Uri Sela  
 DESIGN A MOBILE MACHINERY ANALYSIS LABORATORY  
 Scientific Atlanta - DYNAC Division  
 San Diego, California 1978
- Mathieu Van Den Bergh  
 RUNOUT SUBSTRACTION FOR IMPROVED RESOLUTION AND ACCURACY IN  
 SHAFT VIBRATION MONITORING  
 Scientific Atlanta - DYNAC Division Application Note  
 San Diego, California
- Mathieu Van Den Bergh  
 INSTRUCTION MANUAL FOR VIBRATION MEASUREMENTS AND ANALYSIS  
 Scientific Atlanta - DYNAC Division  
 San Diego, California
- Scientific Atlanta  
 THE DYNAC APPLICATION MONITOR  
 Marzo 1982  
 Enero 1983  
 Febrero 1983
- Scientific Atlanta - DYNAC Division  
 1981 Short Form Catalog
- Scientific Atlanta - DYNAC Division  
 SD119C BALANCE ANALYZER APPLICATIONS

- V.R. Dodd  
SHAFT-ALIGNMENT MONITORING CUTS COSTS  
Oil and Gas Journal
  
- Charles Jackson  
TECHNIQUES FOR ALIGNMENT OR ROTATING EQUIPMENT  
Hydrocarbon Processing, Enero 1976
  
- Charle Jackson  
A PRACTICAL VIBRATION PRIMER  
Hydrocarbon Processing, Noviembre 1975
  
- IRD Mechanalysis  
ATALOGO RESUMIDO
  
- Bruel & Kjaer  
PRODUCT DATA - PIEZOELECTRIC ACELEROMETERS  
Naerum, Dinamarca
  
- Hudachek, R.J. & Dodd, V.R.  
PROGRESS AND PAYOUT OF MACHINERY SURVEILLANCE AND DIAG-  
NOSTIC PROGRAM  
A.S.M.E., Estados Unidos