

## CAPITULO 2

### ANTECEDENTES

#### 2.1 Introducción

El desbalance es una de las fuerzas que más causan problemas en los rotores y por consecuencia en las máquinas rotativas. Si una máquina no está correctamente balanceada, generalmente presenta altos niveles de vibración, ruido y desgaste que son evidentes. También, existe una reducción en la resistencia a la fatiga de la máquina.

Un área que está sumamente relacionada al uso de rotores es el de la Turbomaquinaria (turbinas, compresores, bombas, motores de helicópteros, jets, turbojets, cohetes, etc.). En dicha área, una de las fuentes más comunes de vibraciones es el desbalance en los rotores. [13]

Debido a los hechos anteriores, los rotores son balanceados como parte de su proceso de manufactura, antes de que la máquina sea utilizada. [14]

Las fuerzas de vibración en el desbalance se deben a que el centro de masa del rotor es excéntrico al eje de rotación, por lo tanto, se generan fuerzas centrífugas que actúan sobre la masa del rotor y que deben ser contenidas por los rodamientos y su carcasa o estructura de soporte.

En el caso en que el centro de masa del rotor coincida con el eje de rotación, todavía puede darse el hecho de que se presente un desalineamiento entre el eje de rotación y el principal eje de inercia. Por lo tanto, se debe entender que un balanceo

perfecto se presenta cuando las distancias radiales entre el centro de gravedad del rotor (que coincide con uno de los ejes principales de inercia) y el eje de rotación son cero.

Para rotores simples (aquellos con sólo una masa, como el de la figura 2.1, donde la flecha se considera sin masa), su procedimiento de balanceo es sencillo porque el problema se resuelve aplicando sólo una masa (o contrapeso) en la posición angular correspondiente. En el caso de rotores largos y flexibles, el procedimiento es más complicado debido a que la distribución del desbalance cambia a lo largo del rotor al igual que los modos de vibración del rotor; estos aspectos afectan la posición en que los contrapesos tienen que ser añadidos.

Vance menciona en su libro: “En la práctica, rotores reales no pueden ser nunca perfectamente balanceados debido a errores en las mediciones y porque las masas que rotan no son rígidas, pero altos niveles de vibración sincrónica se pueden casi reducir significativamente mediante el balanceo.” [13]

## **2.2 Conceptos y principios para balancear rotores rígidos**

El hecho de balancear idealmente sería mucho más sencillo si la forma del rotor y la flecha no variaran con respecto a su rotación aunque esta fuera a altas velocidades. Bajo algunas condiciones iniciales se puede asumir que un rotor es rígido: (1) bajas velocidades de la flecha, (2) soportes de rodamientos altamente flexibles, comparados con la flecha y (3) rango pequeño de velocidades de operación. Si se asume alguno de estos incisos, entonces se puede justificar el uso de los métodos de balanceo para rotores

rígidos. Por otro lado, un rotor también es considerado rígido si su velocidad de rotación es menor a 75% de su menor frecuencia natural en flexión. [13]

Un rotor rígido se dice que está perfectamente balanceado cuando un eje principal de inercia que pasa por su centro de gravedad (c.g.) coincide con el eje de rotación del rotor. Otra definición utilizada es que un rotor se encuentra perfectamente balanceado cuando el valor medido de las vibraciones sincrónicas en la máquina es reducido a cero. [3]

Un rotor rígido puede ser balanceado mediante la adición de contrapesos o quitando material del rotor en cualquiera dos planos normales al eje de la flecha (mientras más separado mejor porque la masa de los contrapesos será menor). La mayoría de la bibliografía se dedica a tratar sobre la adición de contrapesos debido a que es un método más sencillo de verificar en cuanto a su estimación por medio de métodos teóricos. Éstos métodos son: (1) La adición de estaño, (2) adición de rondanas mediante tornillos o remaches, (3) adición de hierro fundido o contrapesos de plomo y (4) la adición de contrapesos de soldadura. Por otro lado, los métodos utilizados para balancear rotores quitando material del rotor constituyen una buena opción e incluyen: (1) Taladrado, (2) Fresado y (3) Pulido. [19]

La función de los contrapesos (o de quitar material) es trasladar el centro de gravedad hasta que este se encuentre sobre el eje de rotación para después lograr que el eje principal de inercia que pasa a través del c.g. coincida con el eje rotación o sea paralelo a él. Cuando el eje principal de inercia es paralelo al de rotación se presenta una

fuerza neta radial que actúa sobre el rotor y que se debe a su aceleración centrífuga. La magnitud de esta fuerza es:

$$F = mr\omega^2 \quad (2.1)$$

donde  $m$  es la masa del rotor,  $r$  la distancia radial del c.g. al eje de rotación y  $\omega$  es la velocidad de rotación en rad/s. En la figura 2.1, se muestra la posición de la fuerza neta radial y de sus respectivas reacciones en los rodamientos.

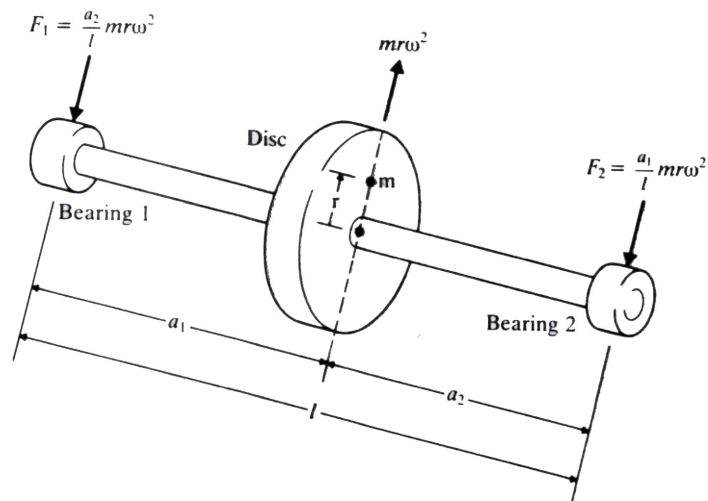


Figura 2.1 Cantidad de desbalance en un disco giratorio

A partir de la ecuación (2.1) para que no exista fuerza neta radial que actúe en el rotor, a cualquier velocidad se cumple:

$$m_1 R = (m + m_1) u \quad (2.2)$$

$m_1$  es la masa añadida,  $R$  es la distancia radial a  $m_1$  y  $u$  representa el desplazamiento del c.g. Todavía puede existir un par pero ya no más fuerza neta y por lo tanto, cero reacción en los rodamientos.

Al proceso de hacer coincidir el c.g. con el eje de rotación es llamado "*balanceo en un plano*" o balanceo estático. [3]

Ahora, cuando un rotor ya está balanceado estáticamente, el eje principal de inercia y el eje de rotación pueden no coincidir, esto significa que el procedimiento de balanceo estático solamente confirma que existirá un punto en común entre el eje principal de inercia y el eje de rotación, el cual, es el c.g.

Entonces, para lograr la coincidencia entre ejes se debe aplicar un par en el plano longitudinal del rotor. Esto se logra usualmente añadiendo o removiendo dos masas de igual magnitud de cada extremo del rotor. Se prefiere escoger los extremos del rotor debido a que entre mayor distancia entre las masas, menor será la magnitud de las masas.

Al proceso de hacer coincidir al eje principal de inercia del rotor con el eje de rotación se le llama "*balanceo en dos planos*" o balanceo dinámico. [3]

La figura 2.2 muestra dos rotores que giran libremente en el espacio. Ambos giran a una velocidad cercana a la resonancia. Aquí es importante notar como el movimiento del rotor corresponde claramente con la descripción de los procesos de balanceo estático y dinámico.

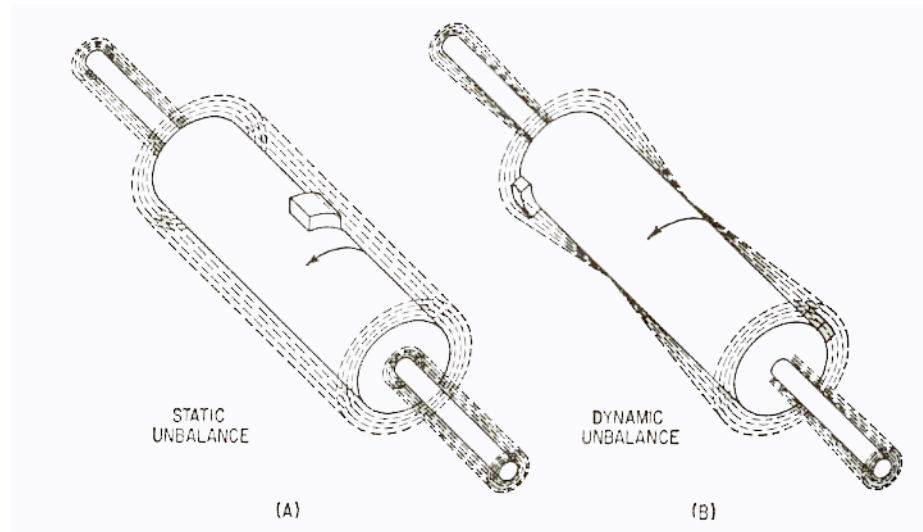


Figura 2.2 Efecto del desbalance estático y dinámico en el movimiento de un rotor libre

### 2.3 Efectos de la flexibilidad del rotor

Cuando un rotor ha sido balanceado y da la apariencia de que el método falló, porque los niveles de vibración sincrónica aceptable no fueron aceptados, usualmente, se debe a que la flexibilidad del rotor no ha sido tomada en cuenta. Si el rango de velocidad de operación se acerca o excede alguna de las velocidades críticas con modos de vibración que presentan un grado considerable de flexión. [14]

En la figura 2.3 se muestra como cambia el efecto de los contrapesos según la velocidad. La masa negra en el centro del rotor representa el desbalance inicial del rotor. En el inciso b de la figura se muestra como ese desbalance inicial actúa como una fuerza centrífuga. En el inciso c, se puede ver que el modo de vibración se acerca a su segunda velocidad crítica con lo que se produce un desbalance dinámico con reacciones en los rodamientos.

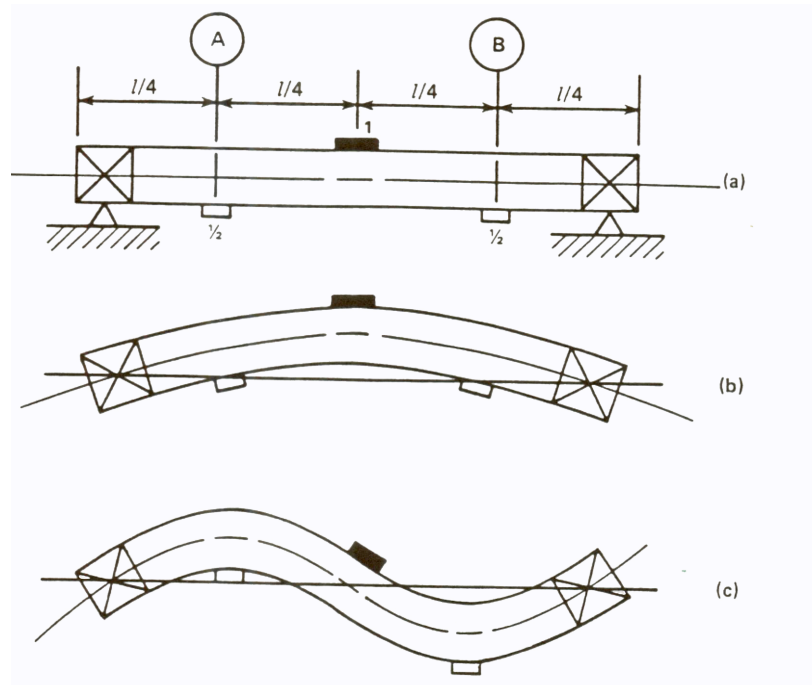


Figura 2.3 Distribuciones de masa en un rotor flexible

En este momento se puede observar que es posible balancear el rotor de la figura 2.3 para el caso del inciso b o el c mediante la adición de contrapesos, pero, no para ambos casos. Por lo tanto, la regla para balancear rotores flexibles debe decir: *"Si sólo dos planos de corrección son usados, un rotor flexible puede ser balanceado para sólo una velocidad de rotación"*. [14]

## 2.4 Fuentes de desbalanceo

Las principales fuentes de desbalanceo en los rotores [19], son ocasionadas por:

1. Falta de simetría (desplazamientos de corazones en la fundición, superficies con acabado superficial pobre)

2. Material no homogéneo (Inclusiones en materiales forjados o rolados, variaciones en la red cristalina causadas por las variaciones de densidad del material)
3. Distorsión a la velocidad de operación
4. Excentricidad
5. Desalineamiento de los rodamientos
6. Desplazamiento de las partes debido a la deformación plástica
7. Desbalance hidráulico o aerodinámico (cavitación o turbulencia)
8. Gradientes térmicos

## **2.5 Métodos de balanceo**

### **2.5.1 Balanceo en un plano mediante el método de las cuatro corridas (“The four-run method”)**

Para este método no es necesario utilizar ningún analizador de vibraciones.

Se deben hacer 3 marcas en el rotor con una distancia aproximada de  $120^\circ$  en posiciones en donde sea posible colocar contrapesos. Entonces, las posiciones quedan definidas como  $\varphi_1 = 0^\circ, \varphi_2 = 120^\circ, \varphi_3 = 240^\circ$ . El ángulo entre estas posiciones no debe ser menor de  $90^\circ$  y los ángulos  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  deben de determinarse con una exactitud de alrededor de  $10^\circ$  si es posible.

Después, un transductor es colocado para medir la amplitud de la vibración y a partir de este punto, el procedimiento sigue como:

1. Se elige una velocidad de corrida (o velocidad de operación) y se mide la amplitud  $R_o$  en esa velocidad.



2. Una contrapeso de prueba  $m'$  es colocado en la posición 1 ( $\varphi_1 = 0^\circ$ ) y el rotor es llevado a la misma velocidad de operación. Ahora, se debe medir la nueva amplitud de vibración  $R_1$ .
3. Una contrapeso de prueba  $m'$  es colocado en la posición 2 ( $\varphi = \varphi_2$ ) y el rotor es llevado a la misma velocidad de operación. Ahora, se debe medir la nueva amplitud de vibración  $R_2$ .
4. Una contrapeso de prueba  $m'$  es colocado en la posición 3 ( $\varphi = \varphi_3$ ) y el rotor es llevado a la misma velocidad de operación. Ahora, se debe medir la nueva amplitud de vibración  $R_3$ .

Las mediciones de amplitud de vibración pueden ser de desplazamiento, velocidad o aceleración.

Ahora, las amplitudes de vibración  $R_0, R_1, R_2, R_3$  pueden ser usadas para encontrar la cantidad de contrapeso, a partir de una construcción geométrica como se muestra en la figura 2.4 donde los contrapesos de prueba deben de ser de la misma magnitud.

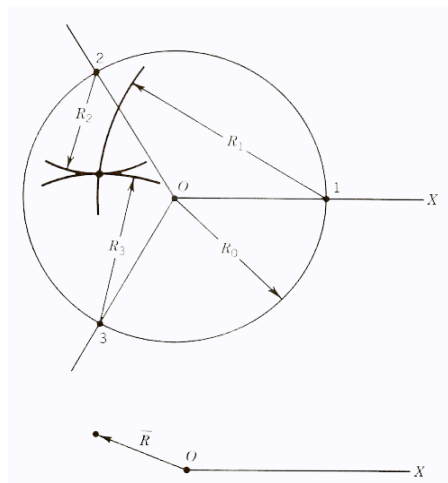


Figura 2.4 Construcción gráfica para el método “four-run”

El radio  $R$  que representa la línea del origen  $O$  al punto de intersección es usado para encontrar la magnitud de las masa de balanceo mediante la ecuación (2.3)

$$m = \frac{R_0}{R} m' \quad (2.3)$$

donde  $m'$  es la masa a remover y la masa  $m$  es colocada en la misma posición angular que el vector  $OR$ . Este método fue presentado por Blake y Mitchell en su libro “*Vibration and Acoustic Measurement*” en 1972. [13]

Este método también puede presentarse por medio de operaciones matemáticas:

$$R_x = \frac{2R_1^2 \square R_2^2 \square R_3^2}{4(1 \square \cos \square_2)R_0^2}, \quad (2.4)$$

$$R_y = \frac{R_2^2 \square R_3^2}{4R_0^2 \sin \square_2}, \quad (2.5)$$

$$m = \frac{m'}{\sqrt{R_x^2 + R_y^2}}, \quad (2.6)$$

$$\square = \tan^{-1} \left[ \frac{R_y}{R_x} \right] + 180^\circ, \quad (2.7)$$

### 2.5.2 Balanceo en un plano mediante el método de los coeficientes de influencia (“The influence coefficient method”)

Este método es ampliamente conocido como “*polar-plot method*” (método de la gráfica polar). Cabe mencionar que este método es la base para los códigos de programas que efectúan balanceo en 2 ó más planos. [13]

Es necesario contar con un transductor de vibraciones y un analizador. El procedimiento dice:

1. Con la máquina en descanso, de vuelta al rotor hasta que el excitador del transductor de señal en el transductor; ahora, haga una marca P en el rotor bajo el transductor.
2. Con el rotor girando a una velocidad S (preferiblemente no una crítica) , mida la amplitud de vibración sincrónica V y el ángulo de fase  $\phi$ . El ángulo  $\phi$  es el ángulo de la marca P alrededor del vector de vibración, tomando como positiva la dirección opuesta a la rotación del rotor. (El vector de vibración rota sincrónicamente con el rotor y por ello debe ser considerado como fijo al rotor a cualquier velocidad.)
3. Pare el rotor y añada un contrapeso de prueba  $m'$  a la distancia angular  $\phi'$  a partir de la marca P, usando la misma convención de signos que en el paso 2.
4. Ponga en operación el rotor a la velocidad S y mida la nueva amplitud de vibración  $V'$  y su ángulo de fase  $\phi'$ .
5. Use la información de los pasos 2-4 para determinar la masa de balanceo  $m$  y su ángulo . El contrapeso de prueba  $m'$  es removido cuando la masa de balanceo ya ha sido añadida.

En la figura 2.5, se puede ver un ejemplo de la construcción geométrica de este método. **A** representa el efecto del contrapeso de prueba.

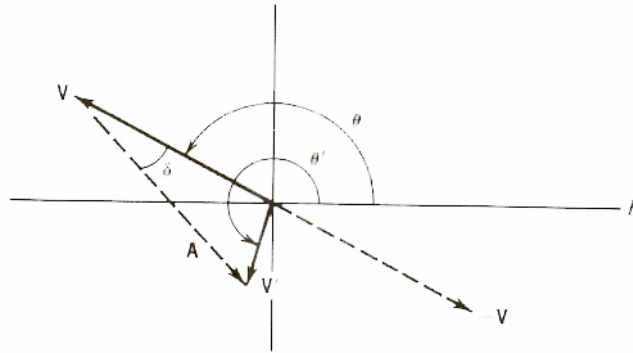


Figura 2.5. Determinación gráfica de la masa de corrección para balanceo en un plano.

Este método asume que existe una relación lineal entre el desbalance y la vibración que resulta de él. Esto significa que si el desbalance se duplica, las mediciones de vibraciones sincrónicas también lo harán.

En términos de los coeficientes de influencia,

$$\mathbf{V} = \mathbf{C}\mathbf{U} \quad (2.8)$$

donde  $\mathbf{U}$  es el vector de desbalance ( $\mathbf{U} = m_1 e^{i\varphi_1}$ ) y  $\mathbf{C}$ , un coeficiente de influencia que determina al vector  $\mathbf{V}$ . Este coeficiente cuenta con una amplitud  $C$  a un ángulo  $\varphi$ , por lo que  $\mathbf{C} = C e^{i\varphi}$ . La amplitud  $C$  es una medida de la sensibilidad del sistema rotor-

rodamientos al desbalance, y el ángulo  $\phi$ , es el ángulo por el que el desbalance genera la vibración.

Ahora, según la figura 2.5, tenemos que:

$$\mathbf{V}' = \mathbf{V} + \mathbf{A} \quad (2.9)$$

en términos del coeficiente de influencia a la velocidad seleccionada,

$$\mathbf{V}' = \mathbf{C}\mathbf{U} + \mathbf{C}\mathbf{M}' \quad (2.10)$$

$$\mathbf{C}\mathbf{M}' = \mathbf{A} = \mathbf{A}e^{i\phi} = (\mathbf{C}\mathbf{m}') e^{i(\phi+\phi')} \quad (2.11)$$

Note que el efecto deseado del contrapeso de prueba es  $\mathbf{A} = -\mathbf{V}$  ó

$$-\mathbf{V} = \mathbf{C}\mathbf{M} \quad (2.12)$$

donde  $\mathbf{M}$  es el vector de masa de balanceo.

$$\mathbf{M} = \mathcal{L}\mathbf{M}' \quad (2.13)$$

donde  $\mathcal{L}$  es un coeficiente de vector. Sustituyendo (2.13) en (2.12), se obtiene:

$$-\mathbf{V} = \mathbf{C}\mathcal{L}\mathbf{M}' = \mathcal{L}\mathbf{A} \quad (2.14)$$

por lo que

$$\underline{U} = -\mathbf{V}/A \quad (2.15)$$

La ecuación (2.13) puede ahora ser usada para calcular el vector de masa de balanceo corrector. En términos exponenciales:

$$\mathbf{M} = m e^{i\phi} = \frac{V}{A} e^{i(\phi + \theta)} m' e^{i\phi'} = \frac{V m'}{A} e^{i(\phi' + \theta)} \quad (2.16)$$

donde,

$$\theta = (\phi + \phi') \quad (2.17)$$

Todos los términos del lado derecho de la ecuación (2.16) son conocidos por medio de mediciones debido a que  $\mathbf{V} = A e^{i\phi}$

### **2.5.3 Balanceo en dos planos mediante el método de los coeficientes de influencia (“The influence coefficient method”)**

En la figura 2.6 los vectores OA y OB representan las medidas de vibración inicial en el sistema, y los vectores OA' y OB' aquellas mediciones cuando la  $m_1$  ha sido añadida en el extremo 1. [14]

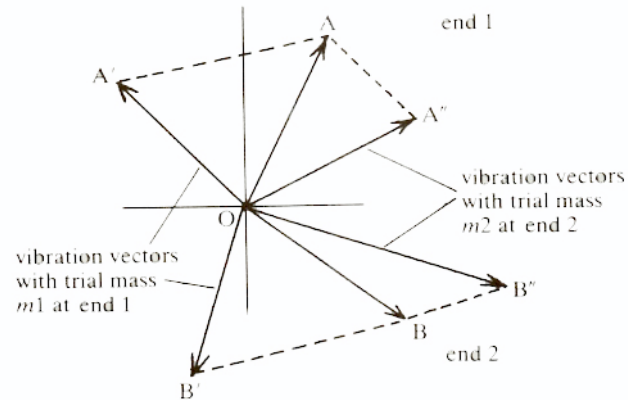


Figura 2.6. Efecto de los contrapesos añadidos en los vectores de vibración. **OA**, **OB** son los vectores iniciales de vibración sin ningún contrapeso añadido.

Ahora, los vectores  $AA'$  y  $BB'$  (mostrados en la figura 2.6) representan las vibraciones como consecuencia del contrapeso añadido. Los coeficientes de influencia están dados por:

$$a_{11} = AA' / m_1 \quad (2.18)$$

$$a_{21} = BB' / m_1 \quad (2.19)$$

donde todos los términos son escritos en números complejos debido a que ellos representan vectores. De igual manera, con el contrapeso  $m_2$  en el otro extremo del rotor, los coeficientes de influencia son:

$$a_{12} = AA' / m_2 \quad (2.20)$$

$$a_{22} = BB' / m_2 \quad (2.21)$$

donde los términos también son complejos.

En general, la vibración medida en el extremo 1, es causada por la adición de los contrapesos en el extremo 1, además de los contrapesos en el extremo 2. Si estos vectores de vibración son  $V_1$  y  $V_2$  respectivamente, y son causados por la adición de las masas  $M_1$  y  $M_2$ , entonces, en forma matricial la orientación de los contrapesos en ambos extremos está dado por:

$$\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

(Nota: la notación de letras mayúsculas, para este método significan vectores expresados en forma exponencial)

#### 2.5.4 Balanceo modal para rotores flexibles (N-planos)

En el caso de los rotores rígidos sólo se pueden presentar dos modos o tipos de vibración, que son los que se muestran en la figura 2.2. En el caso de rotores flexibles se pueden presentar infinitos modos de vibración. Los primeros tres se muestran en la figura 2.3. Cada modo de vibración tiene una frecuencia asociada. Si una máquina va a trabajar



cerca de la velocidad de su tercer modo de vibración, entonces es necesario balancearlo para todos los modos de vibración hasta la máxima velocidad de operación.

Para este método de “N-planos” el número mínimo de planos de balanceo requeridos es igual al número de modos de vibración a la flexión para ser balanceado. En general, el método es similar al método de balanceo en dos planos por medio de los coeficientes de influencia.

Las mediciones de vibraciones se hacen cerca de cada uno de los modos a balancear. En la figura 2.7 se muestra un rotor que requiere balanceo para operar arriba de su tercera velocidad crítica. [14]

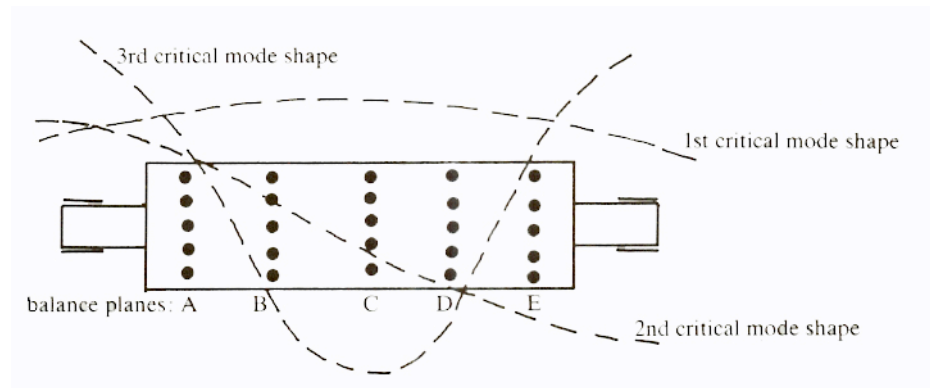


Figura 2.7. Máquina que requiere balanceo para operar arriba de su tercera velocidad crítica.

### 2.5.5 Balanceo de rotores flexibles por medio del método de los coeficientes de influencia

Al igual que el balanceo modal, también el método de los coeficientes de influencia para rotores rígidos puede ser usado. Para este caso un mayor número de coeficientes es requerido, dependiendo del número de modos de vibración a balancear. Los valores de los coeficientes se encuentran experimentalmente midiendo el efecto que

tienen los contrapesos añadidos en diferentes posiciones. En forma matricial tenemos en esencia la misma respuesta que para el método para rotores rígidos

$$\{V\} = [A]\{M\} \quad (2.23)$$

despejando, de la ecuación (2.23) tenemos:

$$\{M\} = [A]^{-1}\{V\} \quad (2.24)$$

## 2.6 Máquinas de balanceo gravitatorias

En la figura 2.8, se pueden ver ejemplos de 3 máquinas cuya función es detectar e indicar el desbalance estático. Su manera de actuar es mediante la gravedad, y en sí, lo que hacen es ubicar el centro de gravedad e indicar mediante rotación (sea el caso de las primeras dos máquinas) o por el principio de péndulo para el caso de discos, la excentricidad del centro de gravedad.

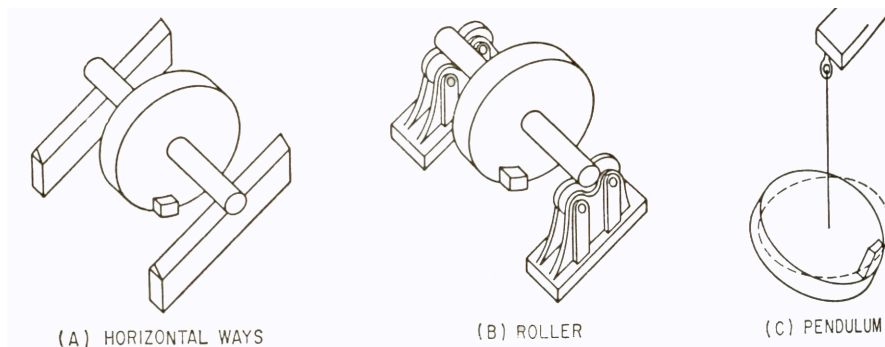


Figura 2.8. Máquinas para balanceo estático

Para el caso de las primeras dos máquinas, su principio es colocar el rotor sobre la máquina y esperar a que no se mueva. Después, es necesario hacer una pequeña marca y nuevamente girar el rotor. Si el rotor se colocó en la misma posición anterior entonces eso indica que se debe colocar un contrapeso en una dirección opuesta a la marca ( $180^\circ$ ) mediante prueba y error hasta que el rotor no se pare en la misma posición.

En el caso del péndulo el principio es el mismo, sólo que adaptado para discos giratorios.

Existen también las llamadas máquinas de balanceo centrífugas pero se puede decir hasta este momento, que con los métodos de balanceo ya mencionados, no es necesario el uso de estas máquinas. Estas máquinas fueron creadas para llevar a cabo el balanceo extrayendo el rotor pero en la realidad, esto conlleva a muchas dificultades por lo que se prefiere el balanceo “en el sitio” (*in situ*) donde el rotor no se desmonta de la máquina.

## **2.7 Otros métodos de balanceo**

Existen otros métodos de balanceo ya propuestos como lo son los casos propuestos por LeBlanc y Thearle. Ambos métodos se refieren al autobalanceo de rotores, esto quiere decir que se elimina el método de contrapesos o remoción de material y se recurre a otros medios.

El método de LeBlanc se basa en la utilización de agua como el elemento que generará la fuerza necesaria para eliminar el desbalanceo.

El método propuesto por Thearle utiliza bolas o balines, los cuales eliminan el desbalanceo generado. Su trabajo fue específicamente para balanceo en un solo plano.

[20]

Para ambos métodos se tienen claramente otros parámetros para la eliminación de las vibraciones. Además la ventaja de ellos sobre el balanceo tradicional, es que puede reducir el desbalance en algunos casos hasta 0.