

BALANCEO DE ROTORES RIGIDOS UTILIZANDO REGISTROS DE VIBRACIÓN EN CARRERA DE FRENADO

Alfonso C. García Reynoso^{1,2}, Carlos Ernesto Flores Ramírez¹, Aída Guadalupe Estévez Fernández¹, Samantha Hernández Contreras¹, Enrique Ladrón de Guevara Durán^{1,2}, Alfonso García Portilla¹, Alberto Servín Martínez¹

¹Instituto Tecnológico de Veracruz, Miguel Ángel de Quevedo 2779, C.P. 91860, Veracruz, Ver. México
Tel. y Fax (229) 9385764, ²Instituto de Ingeniería de la Universidad Veracruzana, Juan Pablo II s/n Boca del Río, Veracruz, 94294 México, e-mail: garreynoso@hotmail.com

RESUMEN

Se desarrolla un método y un algoritmo para la determinación del desbalance de un rotor rígido con apoyos flexibles utilizando los datos de vibración que se registran durante la carrera de frenado del rotor. Se evalúa también el uso de acelerómetros en un rotor montado sobre una máquina de balanceo. Se parte del modelo matemático de un rotor rígido sobre apoyos flexibles, se derivan las ecuaciones para la vibración transversal del rotor en los apoyos y se determinan las ecuaciones de los pesos de balanceo. Los datos requeridos por el modelo matemático se obtienen a partir de las pruebas del decremento de la velocidad del rotor y se miden la masa del rotor y las constantes de resorte de los apoyos. Se mejora la precisión del método utilizando mediciones de vibración a velocidad constante del rotor para ajustes al método. Se valida el modelo realizando corridas de un rotor experimental montado en una máquina de balanceo. Los resultados son satisfactorios.

ABSTRACT

A method to determine the amount of unbalance in a rigid rotor with flexible supports is developed based on the rotor vibration-data obtained during the coast-down run. It is also evaluated the use of accelerometers on a balancing machine system. It begins with a mathematical model of a rigid rotor with flexible supports, from which the equations of the rotor transverse vibrations and the unbalance weights

are developed. All data required by the model are obtained during the coast-down run, and in addition, the total mass of the rotor, and the total stiffness of the supports are measured. To improve accuracy, constant speed tests are conducted, and vibration data are inputted to the algorithm for adjustments. As a way to validate the model, coast-down runs are conducted for an experimental rotor running on a balancing machine. Results are satisfactory.

NOMENCLATURA

$x_{1,2}$	Vibración en el apoyo.
X_{1c}, X_{2c}	Vibración a velocidad constante
θ	Angulo de rotación.
L	Longitud entre apoyos
L_1	Posición axial del centroide
$r_{1,2}$	Posición axial de plano de balanceo
ρ_1	Radio de giro de la masa
$K_{1,2}$	Constante de resorte en el apoyo
M	Masa total del rotor
J_g	Momento de inercia con respecto al centroide
$C_{1,2}$	Coefficiente de amortiguamiento viscoso en el apoyo
$K'_{1,2}$	Rigidez modal
$M'_{1,2}$	Masa modal
$C'_{1,2}$	Coefficiente de amortiguamiento modal
$a_{1,2}$	Forma modal
$F_{1,2}$	Fuerza de desbalance
$p_{1,2}$	Coordenada normal

r_k	Relación de rigideces
$[\Phi]$	Matriz modal
ω	Velocidad de rotación del rotor
ω_c	Velocidad de operación.

INTRODUCCIÓN

La vibración en las flechas rotatorias es un fenómeno que puede producir muchos problemas en un amplio rango de equipos de la industria, por ejemplo los motores eléctricos, turbinas, generadores, bombas, etc.. Este fenómeno genera grandes problemas en los equipos como ruidos indeseables, mal funcionamiento, desgaste prematuro de los rodamientos, fatiga y en casos extremos la destrucción de la máquina. Es por tal motivo que surge la necesidad de nuevas herramientas para entender y dar solución a este problema indeseable.

La evolución de la maquinaria ha creado máquinas que les permite funcionar a velocidades mas elevadas que los equipos anteriores, lo cual ha dejado como consecuencia que el comportamiento dinámico de éstas sea más complejo cada vez, obligando a evolucionar los métodos de balanceo.

En la literatura se encuentran varios artículos relacionados con el presente trabajo, algunos de los cuales pueden agruparse de la siguiente manera:

1. Métodos de balanceo.
2. Uso combinado de modelo teórico y datos experimentales.

Métodos de balanceo

Dentro del grupo de métodos de balanceo, Roizman [1] hace una descripción de los métodos de balanceo con y sin pesos de prueba. Analiza la estabilidad de los algoritmos.

Nicholas [2] presenta un método en el que se usan datos de la función de respuesta de frecuencia de flexibilidad para una estructura de soporte de una turbina de vapor con el objeto de predecir las velocidades críticas del rotor. En las pruebas usa un martillo de impacto y se comparan los datos con los obtenidos con un

excitador. El trabajo hace una comparación entre los resultados analíticos y experimentales.

Marscher [3] desarrolla un método en el que golpea el rotor mientras gira y se toman medidas acumulativas promediadas en el tiempo y con una ventana exponencial previas a la transformada de Fourier. Se presenta un ejemplo.

Edwards, Lees y Friswell [4] analizan el trabajo experimental requerido para validar el método de balanceo usado con datos de vibración. Se requiere un buen modelo numérico del rotor y un conjunto de datos de respuesta. Se analizan las predicciones y el método práctico en casos reales. El modelo puede ser de elemento finito y el soporte se modela a partir de los datos de vibración.

Uso combinado de modelo teórico y datos experimentales.

Dentro del grupo de artículos que combinan un modelo teórico con datos experimentales se tienen de manera inicial a García-Reynoso [5] que desarrolla un modelo de análisis modal de un rotor simétrico y lo adapta para usar datos de vibración obtenidos con un analizador de vibraciones de un canal, aplicándolo a un rotor de laboratorio.

Redmond [6] incluye en su modelo la influencia de los soportes empleando datos experimentales de la función de respuesta de frecuencia, seleccionándolos adecuadamente para tomar en cuenta la dinámica del rotor. El método se aplica a un motor de inducción de 4000 hp, aunque no lo aplica al balanceo.

Brillhart, Deiters y Smith [7] buscan la correlación entre el modelo de elemento finito y datos de prueba para mejorar el modelo. Este trabajo requiere normalmente muchas iteraciones con el consiguiente retraso y costo. Se discuten los procedimientos de análisis modal experimental para facilitar la correlación.

Wittig, Maus y Reister [8] utilizan datos de pruebas modales para mejorar los parámetros de un modelo analítico aun cuando aquéllos estén incompletos tanto en número de modos como en número de grados de libertad. El trabajo

presenta un algoritmo que se ajusta a los datos disponibles. Se presenta un ejemplo con datos reales y se analizan los resultados.

MODELO MATEMÁTICO DE ROTOR RÍGIDO CON DOS APOYOS ELÁSTICOS

Ecuaciones del movimiento

En la figura 1 se muestra un sistema rotatorio el cual consta de un rotor rígido con masa m y momento de inercia J_g referido a su centro de gravedad, montado sobre dos apoyos elásticos los cuales tienen como constantes de resorte K_1 y K_2 . Si se considera el movimiento de este sistema en el plano, se tienen 2 grados de libertad (x_1, θ) como se muestra en la figura 2.

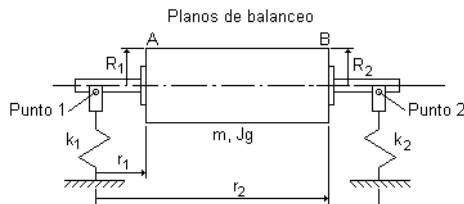


Figura .1 Rotor con dos grados de libertad

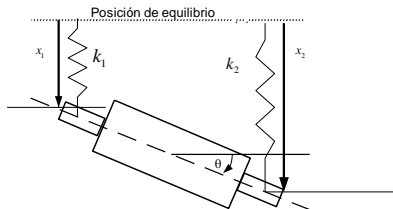


Figura 2 Coordenadas del rotor

Aplicando las ecuaciones de Lagrange a este sistema se obtiene:

$$\begin{bmatrix} M & ML_1 \\ ML_1 & (J_g + ML_1^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (C_1 + C_2) & C_2L \\ C_2L & C_2L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (K_1 + K_2) & K_2L \\ K_2L & K_2L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{\theta} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

donde L_1 es la posición axial del centro de gravedad con respecto al apoyo izquierdo y el segundo miembro contiene las fuerzas generalizadas asociadas:

$$F_{x_1} = (F_1 + F_2) \cos \omega t \quad (2)$$

$$F_{\theta} = (r_1 F_1 + r_2 F_2) \cos \omega t$$

donde $F_1 = \frac{-R_1 W c_1 \omega^2}{g}$ y $F_2 = \frac{-R_2 W c_2 \omega^2}{g}$

son las fuerzas centrífugas de desbalance que actúan en los planos de balanceo.

El desplazamiento en el segundo apoyo es:

$$x_2 = x_1 + L\theta \quad (3)$$

Si se efectúa el análisis modal a las ecuaciones homogéneas del movimiento, se obtienen las formas modales que permiten formar la matriz modal $[\Phi]$.

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ a_1 & a_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

donde :

$$a_1 = \frac{L\theta}{x_1} \text{ y } a_2 = \frac{L\theta}{x_1}$$

son las formas modales para el primero y segundo modos naturales de vibración.

Para desacoplar las ecuaciones (1) se premultiplican por $[\Phi]^T$ y se substituye la expresión en función de las coordenadas normales $\{p\}$

$$\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} = [\Phi] \{ \ddot{p} \} \quad (5)$$

es decir:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] \{ \ddot{p} \} + [\Phi]^T [C] [\Phi] \{ \dot{p} \} + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{ p \} = [\Phi]^T \{ f(t) \} \quad (6)$$

y se obtiene:

$$\begin{bmatrix} M_1' & 0 \\ 0 & M_2' \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1' & 0 \\ 0 & C_2' \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1' & 0 \\ 0 & K_2' \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix} = [\Phi]^T \{F\} \quad (7)$$

Donde se supone que el amortiguamiento es proporcional y se desacopla también. Resolviendo estas ecuaciones desacopladas y sustituyendo las fuerzas generalizadas se obtiene:

$$p_1 = \frac{F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_1) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_1)}{K_1' - M_1'\omega^2 + iC_1'\omega}$$

$$p_2 = \frac{F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_2) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_2)}{K_2' - M_2'\omega^2 + iC_2'\omega} \quad (8)$$

La vibración en los apoyos se obtiene de (3) y (5):

$$x_1 = p_1 + p_2 \quad (9)$$

$$x_2 = (1 + a_1)p_1 + (1 + a_2)p_2 \quad (10)$$

Substituyendo (8) en (9) y (10) se obtiene:

$$x_1 = \frac{F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_1) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_1)}{K_1' - M_1'\omega^2 + iC_1'\omega} + \frac{F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_2) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_2)}{K_2' - M_2'\omega^2 + iC_2'\omega} \quad (11)$$

$$x_2 = \frac{(1 + a_1) \left[F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_1) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_1) \right]}{K_1' - M_1'\omega^2 + iC_1'\omega} + \frac{(1 + a_2) \left[F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_2) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_2) \right]}{K_2' - M_2'\omega^2 + iC_2'\omega} \quad (12)$$

Haciendo combinaciones algebraicas se plantea el siguiente sistema de ecuaciones que permiten calcular las masas modales en función de las

formas modales, la masa total y la rigidez total del sistema:

$$\begin{bmatrix} 1 & \frac{a_1^2}{a_2} \\ -\omega_1^2 & \frac{-\omega_1^2 a_1 (2 + a_1)}{a_2 (2 + a_1)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_1' \\ M_2' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M \left(1 - \frac{a_1}{a_2} \right) \\ (K_1 + K_2) \left[\frac{a_1 (2 + a_1)}{a_2 (2 + a_1)} - 1 \right] \end{Bmatrix} \quad (13)$$

En la ecuación (11) la primera fracción parcial tiene por numerador:

$$R_1 e^{i\theta_1} = (a + ib)_1 \omega^2 = F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_1) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_1) \quad (14)$$

Mientras que la segunda fracción tiene:

$$R_2 e^{i\theta_2} = (c + id)_1 \omega^2 = F_1(1 + \frac{r_1}{L}a_2) + F_2(1 + \frac{r_2}{L}a_2) \quad (15)$$

Es posible demostrar que, para un solo modo, la gráfica de real vs imaginario para los datos de vibración arreglados en la forma:

$$X' = \frac{X}{\omega} \quad \text{y} \quad Y' = \frac{Y}{\omega} \quad (16)$$

Definen un círculo dado por la siguiente ecuación, para el modo 1:

$$\left(X' - 0.5 \frac{R_{10}}{C_1} \sin \theta_{10} \right)^2 + \left(Y' + 0.5 \frac{R_{10}}{C_1} \cos \theta_{10} \right)^2 = \frac{1}{4} \frac{R_{10}^2}{C_1^2} \quad (17)$$

Ajustando un círculo a los datos se obtiene el cociente $\frac{R_{10}}{C_1}$ para el modo 1 y el cociente

$\frac{R_{20}}{C_2}$ para el modo 2, esto es por cada registro (x_1, x_2) .

Estos cocientes son números complejos que se pueden representar como:

$$C_{01} = \frac{(a + ib)_1}{C_1}, \quad C_{02} = \frac{(c + id)_1}{C_2} \quad (18)$$

$$CC_{01} = \frac{(a + ib)_2}{C_1}, \quad CC_{02} = \frac{(c + id)_2}{C_2}$$

Por lo anterior y usando (11) y (12) se obtiene:

$$G_1 = \frac{(a + ib)_2}{(a + ib)_1} = 1 + a_1 \quad (19)$$

Similarmente:

$$G_2 = \frac{(c + id)_2}{(c + id)_1} = 1 + a_2 \quad (20)$$

De aquí se obtienen las formas modales:

$$a_1 = G_1 - 1 \quad (21)$$

$$a_2 = G_2 - 1$$

También estos cuatro fasores intervienen en las expresiones para calcular la vibración a velocidad constante, que son datos obtenidos durante las pruebas. Las ecuaciones son:

$$X_{1c} = \frac{(a + ib)_1 \omega_c^2}{K'_1 - m_1 \omega_c^2 + iC_1 \omega_c} + \frac{(c + id)_1 \omega_c^2}{K'_2 - m_2 \omega_c^2 + iC_2 \omega_c} \quad (22)$$

$$X_{2c} = \frac{(1 + a_1)(a + ib)_1 \omega_c^2}{K'_1 - m_1 \omega_c^2 + iC_1 \omega_c} + \frac{(1 + a_2)(c + id)_1 \omega_c^2}{K'_2 - m_2 \omega_c^2 + iC_2 \omega_c} \quad (23)$$

Usando los valores iniciales de coeficientes de amortiguación modal que se obtienen mediante el método de “ancho de banda a media potencia” se substituyen los datos en las ecuaciones 22 y 23 y se puede establecer un proceso de iteración que busque la convergencia de los coeficientes de amortiguación modal.

Al terminar de iterar se procede a calcular las fuerzas de desbalance en los planos de balanceo dados por las posiciones axiales r_1 y r_2 a partir del siguiente sistema de ecuaciones correspondiente al primer registro.

$$\begin{bmatrix} 1 + \frac{r_1}{L} a_1 & 1 + \frac{r_2}{L} a_1 \\ 1 + \frac{r_1}{L} a_2 & 1 + \frac{r_2}{L} a_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -\frac{R_1}{g} W_{c1} \omega^2 \\ -\frac{R_2}{g} W_{c2} \omega^2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (a + ib)_1 \omega^2 \\ (c + id)_1 \omega^2 \end{Bmatrix} \quad (24)$$

ALGORITMO DE AJUSTE DE DATOS NUMERICOS

1. Con los datos de medición X_1/ω y X_2/ω se ajustan cuatro círculos, uno por modo y registro, encontrando, para cada uno, su centro y su radio, lo que proporciona los valores de C_{01} , C_{02} , CC_{01} y CC_{02} .
2. Se calculan las formas modales a_1 , a_2 a partir de los datos anteriores.
3. Se calculan las masas modales M'_1 , M'_2 de las fórmulas (13) empleando la masa total del rotor y la rigidez total de los apoyos.
4. Con los datos X_{1c} y X_{2c} se utilizan las fórmulas (22) y (23) para calcular $(a + ib)_1$ y $(c + id)_1$, empleando inicialmente los coeficientes de amortiguamiento modal C_1 , C_2 . Luego se itera calculando primero los coeficientes C_1 , C_2 mediante las ecuaciones (18) que emplean C_{01} , C_{02} , CC_{01} y CC_{02} y los nuevos valores de

$(a + ib)_1$ y $(c + id)_1$. Se repite esta secuencia 10 veces y se obtienen los valores definitivos.

- Se calculan las masas de balanceo W_{c1} y W_{c2} mediante las ecuaciones (24).

OBTENCIÓN DE LOS DATOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA

Para obtener los datos experimentales que requiere el modelo, se efectúan las pruebas de decremento de la velocidad del rotor con un tipo de transductor: de aceleración debido a que las pruebas en la máquina de balanceo de apoyos flexibles presentan vibraciones demasiado grandes para utilizar uno del tipo de desplazamiento.

Una vez concluidas las pruebas, se obtienen las funciones de respuesta de frecuencia (FRF). Estas funciones están graficadas, ya sea en diagramas de Nyquist o en diagramas de Bode.

Las frecuencias naturales del sistema son:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= 183.48 \text{ rpm} & \omega_2 &= 336 \text{ rpm} \\ &= 3.058 \text{ Hz} & &= 5.60 \text{ Hz} \\ &= 19.43 \text{ rad/s} & &= 35.19 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

La geometría del rotor se muestra en la figura 2.1 y las dimensiones son:

$$\begin{aligned} r_1 &= 0.041 \text{ m} & r_2 &= 0.406 \text{ m} & R_1 &= 0.095 \text{ m} \\ R_2 &= 0.095 \text{ m} & L &= 0.451 \text{ m} \end{aligned}$$

Los apoyos flexibles del rotor tienen una constante de resorte total de

$$K_1 + K_2 = 9536 \frac{N}{m}$$

La masa del rotor incluyendo los apoyos en su parte móvil es $M = 26.155 \text{ Kg}$

RESULTADOS

Para probar la efectividad del método en un ejercicio de balanceo del rotor montado en una máquina de balanceo se balanceó inicialmente y después se colocaron masas de desbalance en los dos planos A y B como muestra la Tabla No.1.

Tabla No.1 Masas de desbalance aplicadas

Plano A	Plano B
20.5 g $\angle 90^\circ$	20.5 g $\angle 0^\circ$

Luego se procedió a programar el descenso de velocidad en una rampa que tardó 3.5 minutos para disminuir la velocidad de 450 a 70 rpm.

En el procesamiento de los datos de vibración, se efectúa primero el ajuste de los círculos modales por cada registro y por cada modo como se muestra en las figuras No. 3, 4, 5 y 6. Los ajustes de los círculos se hacen tomando alrededor de 60 puntos por cada modo y empleando mínimos cuadrados. Cada gráfica muestra los puntos experimentales y el círculo teórico de ajuste.

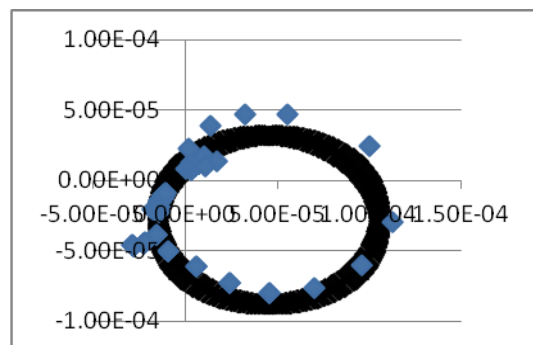


Figura No.3 Registro1, modo 1

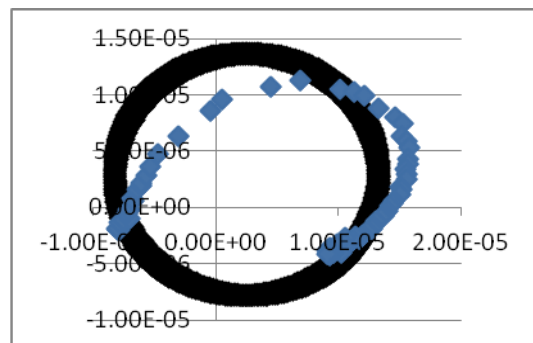


Figura No.4 Registro1, modo 2

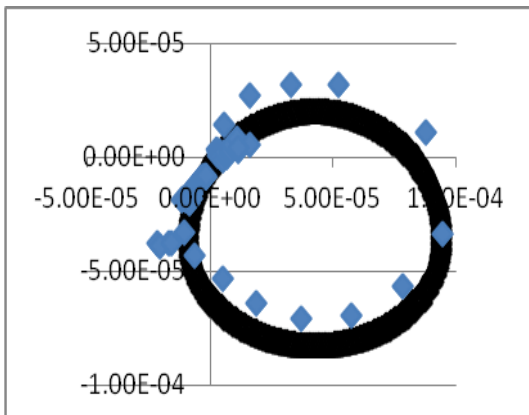


Figura No.5 Registro2, modo 1

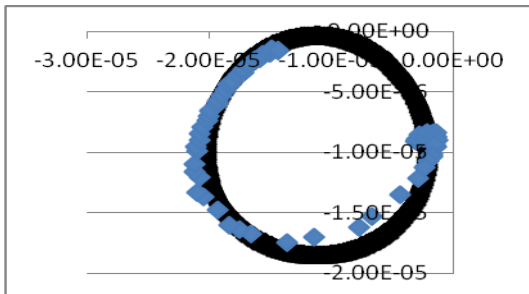


Figura No.6 Registro2, modo 2

Se continúa con el procedimiento de cálculo y al final se checa como queda el comportamiento real contra la simulación. La comparación de las dos gráficas, amplitud y fase por cada registro, como lo muestran las figuras No.7, 8, 9 y 10 permite ver el grado de aproximación de las simulaciones, lo cual indica que los parámetros modales tienen buena aproximación.

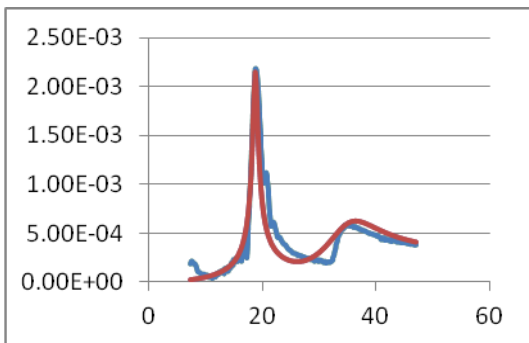


Figura No.7 Registro1, vibración original y simulación

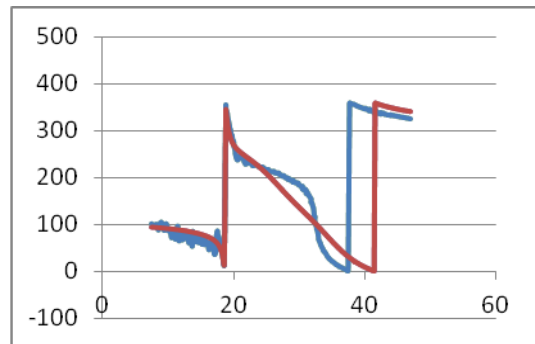


Figura No.8 Registro1, fase original y simulación

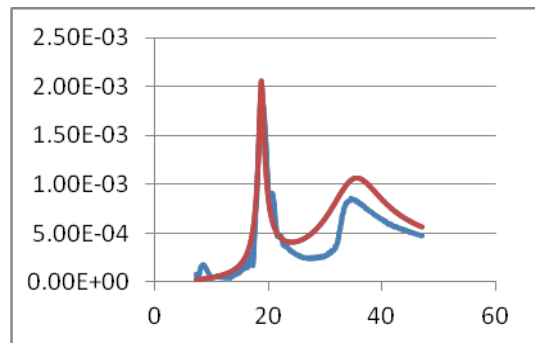


Figura No.9 Registro2, vibración original y simulación

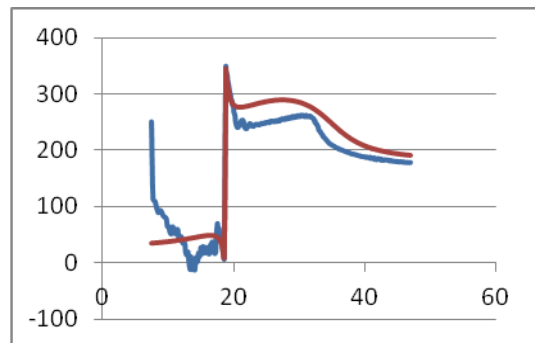


Figura No.10 Registro2, fase original y simulación

A continuación, en la tabla No.2, se presentan las masas de balanceo obtenidas por la aplicación del método propuesto que se basa en los datos de carrera de frenado del rotor y se comparan con los valores esperados.

Tabla No.2 Masas de balanceo, primera aplicación

Concepto	Masa de balanceo (gramos)	
	Plano 1	Plano 2
Calculado	18.75∠281°	17.77∠202°
Esperado	20.5∠270°	20.5∠180°

Las vibraciones obtenidas en los apoyos a la velocidad de operación de 700 rpm, antes y después de colocar las masas de balanceo se muestran en la Tabla No.3.

Tabla No.3 Vibraciones obtenidas en la primera aplicación de masas de balanceo

Concepto	Amplitud de vibración (micras)	
	Plano 1	Plano 2
Desbalanceado	281.6	326.0
Balanceado	82.5	122.1

Utilizando esta vibración residual y los mismos parámetros modales de la primera corrida se calculan las nuevas masas y se obtienen los resultados de la Tabla No.4

Tabla No.4 Masas de balanceo, segunda aplicación

Concepto	Masa de balanceo (gramos)	
	Plano 1	Plano 2
Incremento calculado	5.74∠217.5°	6.78∠152.4°
Total calculado	21.99∠267.2°	22.63∠188.8°
Esperado	20.5∠270°	20.5∠180°

Aplicando las nuevas masas se obtiene la vibración residual mostrada en la Tabla No.5.

Tabla No.5 Vibraciones obtenidas en la segunda aplicación de masas de balanceo

Concepto	Amplitud de vibración (micras)	
	Plano 1	Plano 2
Desbalanceado	281.6	326.0
Balanceado	10.7	12.2

Las pruebas realizadas demuestran que el algoritmo converge al aplicar de manera sucesiva las masas de balanceo calculadas utilizando los parámetros modales de la primera corrida. Las vibraciones residuales medidas a la velocidad de operación permiten calcular los incrementos de masa que corrigen la estimación anterior de las masas de balanceo.

La comparación de resultados esperados con los calculados muestra que hay una buena correlación del modelo con el sistema real formado por el rotor y la máquina de balanceo.

CONCLUSIONES

1. El procedimiento para la adquisición de los datos requeridos por el modelo matemático, para un rotor rígido con apoyos flexibles, durante la carrera de frenado requiere un equipo analizador de vibraciones de dos canales, y para el caso de la máquina de balanceo, se utilizan acelerómetros en los dos apoyos, dado que el rango de las vibraciones es mayor que en apoyos rígidos.
2. El método de balanceo tradicional requiere varias corridas con pesos de prueba, lo cual lo hace más lento en su aplicación.
3. Los resultados obtenidos por el método de decremento de la velocidad del rotor, son muy similares a los resultados obtenidos por el método de pesos de prueba, lo cual lo hace un método satisfactorio, confiable y puede ser más rápido.
4. El ajuste de datos de vibración, por cada modo y cada registro, cuando se arreglan en una gráfica polar tienden a formar círculos, los cuales se relacionan con cuatro fasores que permiten calcular las formas modales con mayor precisión.
5. Los coeficientes de amortiguación modal iniciales se calculan de los datos de vibración empleando la técnica de "ancho de banda a media potencia".
6. Las masas modales se calculan a partir de las formas modales y de la masa total del sistema rotor-apoyos y de la rigidez total de los apoyos, valores que deben medirse de antemano.
7. Para mejorar aun más la precisión se utilizan datos de vibración tomados a velocidad constante. Esta puede ser la velocidad de operación. Usando estos datos a velocidad constante se itera para obtener los coeficientes de

- amortiguación modal y de fuerza modal.
8. Finalmente se calculan las masas de balanceo en dos planos.
 9. La vibración residual obtenida después de colocar las primeras masas de corrección se utiliza para una segunda estimación a partir de los parámetros modales previamente calculados. Al poner estos nuevos pesos se observa una reducción aun mayor de las vibraciones del rotor.
 10. La principal ventaja de este método es que reduce el tiempo empleado en el balanceo, al no requerir corridas con pesos de prueba, lo cual se refleja en menores pérdidas económicas ocasionadas por paros.

Theoretical Data”, Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference, 1995, Orlando, Florida.

[7] Brillhart, R. Deiters, T. y Smith, K., “Improving Model Correlation Through Test Preparation and Conduct”, Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference, 1998, Orlando, Florida.

[8] Wittig, H., Maus, D. y Reister, A., “Optimisation of Model Parameters Using Incomplete Modal Test Data”, Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference, 1998, Orlando, Florida.

REFERENCIAS

[1] Roizman, V., “Theory and Practice of Flexible Rotor Balancing as a Dynamic Inverse Problem”, Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference, 1998, Orlando, Florida.

[2] Nicholas, J., “Utilizing Dynamic Support Stiffness for Improved Rotordynamic Calculations”, Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference, 1999, Orlando, Florida.

[3] Marscher, W.D., “Modal Testing of Rotating Machinery While it is Operating”, Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference, 1999, Orlando, Florida.

[4] Edwards, S., Lees, A.W. y Friswell, M.I., “The Identification of Rotor Unbalance From Measured Foundation Response Data”, Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference, 1999, Orlando, Florida.

[5] García- Reynoso, A., “Balanceo Dinámico de Rotores Mediante el Análisis Modal y el Uso de un Analizador de Vibraciones”, Primer Congreso de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas de la ESIME, 25 al 29 de Noviembre de 1991.

[6] Redmond, I., “Practical Rotordynamics Modeling Using Combined Measured and