

Instrumento virtual para diagnosticar y corregir desbalance de maquinaria rotativa

SILVA-JUÁREZ, Alejandro*†, SALAZAR-PEDRAZA, Miguel de Jesús, PONCE-MELLADO, Juan y HERRERA-SÁNCHEZ, Gustavo.

Recibido Abril 5, 2016; Aceptado Junio 13, 2016

Resumen

El análisis de vibraciones es una técnica de mantenimiento predictivo que permite diagnosticar el 80% de fallas en maquinaria rotativa como desbalanceo, desalineación, falla en rodamientos, etc. Por ello se desarrolló un instrumento virtual (VI) para hacer análisis de vibraciones, diagnosticar y corregir el desbalance mecánico de rotores rígidos en uno y dos planos, empleando el método de coeficientes de influencia, valorando la severidad vibratoria con base en la norma ISO 1940-1:2003, para ser aplicado al mantenimiento de máquinas rotativas. El programa integra funciones de registro de vectores, cálculo de los pesos y ángulo de corrección para lograr un balanceo aceptable según la norma. Las pruebas de confiabilidad realizadas en tres empresas demuestran que la aplicación tiene un 99% de precisión en calidad correctiva de desbalance de elementos rodantes. La principal contribución de este VI es que el tiempo de adquisición de la magnitud de vibración se realiza en 5 segundos, comparado con el analizador de vibraciones de la firma SKF, que lo realiza en un tiempo de 60 segundos con un rotor girando a las mismas revoluciones por minuto.

Análisis de vibraciones, balanceo dinámico, mantenimiento predictivo, instrumento virtual

Abstract

Vibration analysis is a predictive maintenance technique that can diagnose 80% of failures in rotating machinery like as unbalance, misalignment, bearing failure, etc. Thus a virtual instrument (VI) was developed for vibration analysis, diagnose and correct the mechanical imbalance of rotors rigid one and two planes, using the method of influence coefficients, valuing the vibration severity based on ISO 1940 -1: 2003, to be applied to the maintenance of rotating machinery. The program integrates vector registration functions, calculating weights and correction angle to achieve an acceptable roll according to the standard. Reliability tests conducted in three companies show that the application has a 99% accuracy in corrective unbalance quality rolling elements. The main contribution of this VI is that the acquisition time of the vibration magnitude is performed within 5 seconds, compared to the vibration analyzer signature SKF, which is performed in a time of 60 seconds with a rotor rotating at the same revolutions per minute.

Vibration analysis, dynamic balancing, predictive maintenance, virtual instrument

Citación: SILVA-JUÁREZ, Alejandro, SALAZAR-PEDRAZA, Miguel de Jesús, PONCE-MELLADO, Juan y HERRERA-SÁNCHEZ, Gustavo. Instrumento virtual para diagnosticar y corregir desbalance de maquinaria rotativa. Revista de Tecnología e Innovación 2016, 3-7: 73-81

*Correspondencia al Autor (Correo electrónico: alejandro.silva@utpuebla.edu.mx)

†Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

En cuanto a las tecnologías aplicables al mantenimiento predictivo, el análisis de vibraciones es la técnica ideal utilizada por técnicos, ingenieros y profesionales del mantenimiento, ya que esta técnica hace posible determinar gran cantidad de fallas en una extensa gama de maquinaria a un costo inicial razonable.

La vibración mecánica es un indicador claro y confiable del estado general de una máquina. Bajos niveles de vibración son cualidades de un equipo en buen estado. El desbalance es la principal causa de vibración en una maquinaria rotativa (Joshi G. , 2000) esto provoca que los rodamientos se sometan a cargas dinámicas adicionales que reducen la vida útil de los elementos rotativos.

Estudios realizados a máquinas rotatorias han reconocido que el 40% de los problemas de vibración son atribuidos al desbalance, 30% al desalineamiento y el restante 30% a fallas eléctricas en el rotor (Taylor J. L., 2003).

El desbalance mecánico

El desbalance mecánico en elementos rotatorios (rotor) se ha convertido en un tema de estudio importante para el desarrollo de maquinaria moderna, especialmente donde altas velocidades, la seguridad y confiabilidad son de extrema importancia en las industrias para garantizar la calidad de los productos.

El desbalance mecánico es la fuente de vibración más común en sistemas con elementos rotativos, todo rotor mantiene un nivel de desbalanceo residual, el hecho de que estos generen vibraciones o no, dependen básicamente de que estos operen dentro de las tolerancias de calidad establecidas en las normas para las características y velocidades del rotor en cuestión.

La norma que aplica para este estudio es la ISO 1940-1: 2003 en la cual se especifica los requerimientos para realizar un balanceo de calidad. Incluye definiciones y términos que se utilizan para realizar el procedimiento de balanceo.

El mantener el desbalanceo residual dentro de tolerancias permitirá:

- Evitar falla por fatiga en estructuras y elementos asociadas al elemento rotatorio
- Incrementar la vida útil del sistema rotatorio
- Ahorro de energía
- Prevenir cargas excesivas en rodamientos debido a sobrecargas.

Causas del desbalanceo mecánico

Existe una gran cantidad de fuentes del desbalanceo mecánico en maquinaria rotativa, las más comunes son:

- Falta de homogeneidad en materiales, especialmente en la fundición, en las cuales la presencia de burbujas de aire es una causa común de desbalanceo
- Flechas flexionadas
- Errores de maquinado y tolerancias en el proceso de manufactura
- Cambio de componentes del rotor durante operaciones de mantenimiento
- Desgaste irregular durante la operación de la máquina
- Depósitos de material acumulados durante la operación de la máquina

- Distorsión del rotor debida a gradientes de temperatura

Severidad del desbalanceo dinámico

Todo rotor posee un desbalanceo residual, la aplicación de una técnica matemática y de un equipo de medición para reducir al desbalanceo a sus más bajos límites de vibración, muchas veces resulta inapropiado y muy costoso, debido a eso surgen normas que satisfacen los requerimientos para asegurar el buen funcionamiento de estos elementos, en donde se conjuga el compromiso técnico y económico.

Estas normas consideran elementos esenciales que habrán de tomarse en cuenta antes de seleccionar los criterios de aceptación del desbalanceo residual, algunas de estas consideraciones son:

- Geometría propia del elemento rotatorio,
- Velocidad de giro,
- Masa inercial del elemento,
- Planos de corrección.

Tipos de desbalanceo mecánico

Existen tres tipos de desbalanceo que están presentes en un sistema dinámico rotatorio, éstos se pueden clasificar como:

a) Desbalanceo estático

Es el caso más simple de desbalanceo, sucede en un rotor uniforme de masa (**M**) montado en una flecha (rotor), cuando no coincide su eje de rotación con su eje de simetría geométrica. Si una masa pequeña (**m**) se fija al rotor a una distancia (**r**) a partir del eje de rotación, entonces el rotor estará desbalanceado.

La fuerza centrífuga generada por la masa (**m**) cuando el disco rota a una velocidad de (ω), está dada por:

$$F = m\omega^2r \quad (1)$$

Donde:

F = Fuerza equivalente a la fuerza generada por una excentricidad *e*, del centro de gravedad del rotor con respecto a su eje de rotación

M = Masa del rotor (kg)

e = Excentricidad del rotor (m, metros)

Cg = Centro de gravedad del rotor.

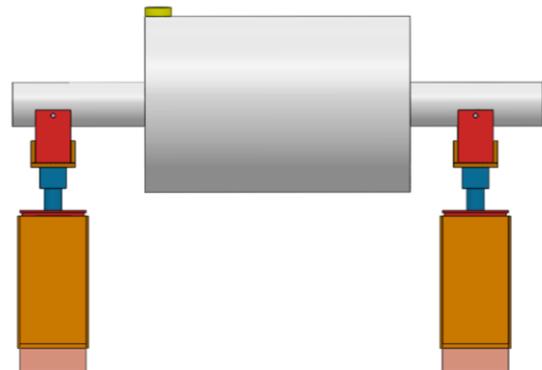


Figura 1 Desbalanceo estático.

b) Desbalanceo por par de fuerzas

En el caso de un cilindro, como se muestra (ver figura 2), es posible tener dos masas iguales, localizadas a una distancia igual del centro de gravedad, pero opuestas.

En este caso el rotor está balanceado estáticamente, sin embargo las dos masas causan un cambio de orientación de los ejes de inercia principales centroidales.

Este tipo de desbalanceo necesita ser corregido cuando el rotor esté trabajando, tomar mediciones de vibración, calcular el peso y el ángulo de corrección en dos planos.

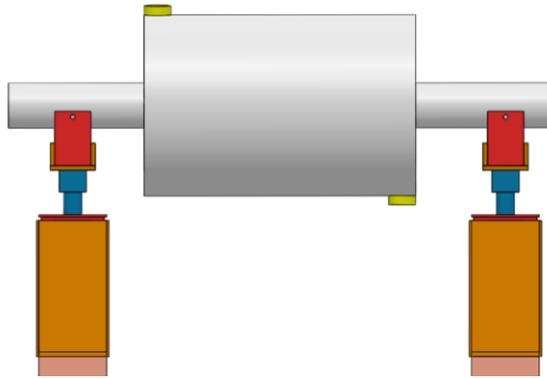


Figura 2 Desbalance por par de fuerzas.

c) Desbalanceo dinámico

Normalmente el desbalanceo en un rotor es la combinación de desbalanceo estático y desbalanceo por par de fuerzas (vea figura 3). Para corregir el desbalanceo dinámico es necesario hacer mediciones de vibración mientras el rotor está trabajando y hacer correcciones en dos planos.

Lo anterior nos muestra de manera general los tipos de desbalanceo mecánico que podemos esperar en un sistema rotatorio, desafortunadamente la solución depende de una gran variedad de elementos que afectan las características propias de los elementos mecánicos al estar operando.

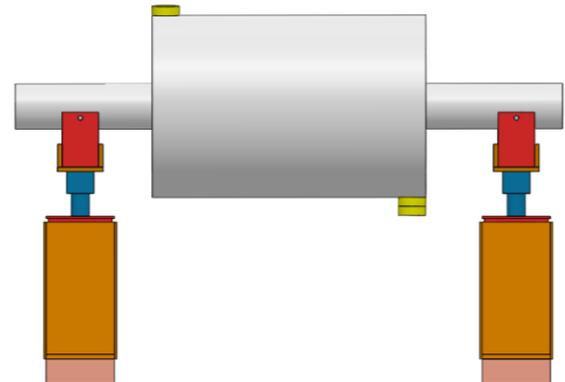


Figura 3 Esquema de desbalanceo dinámico.

Desarrollo

Haciendo uso de un sistema de adquisición de datos y herramientas de LabVIEW, se desarrolló un instrumento virtual (VI) con el objetivo de diagnosticar el desbalanceo mecánico en rotores rígidos, evaluar la severidad vibratoria mediante el análisis espectral y hacer el cálculo de los pesos de corrección. El sistema se representa en diagrama de bloques (ver figura 4) y está constituido por los siguientes elementos:

- Un sensor Láser Serie PicoDot PD
- Dos acelerómetros AC184 – 1A CTC
- Un módulo NI 9234 de cuatro canales de señal dinámica
- Chasis NI cDAQ-9191 con comunicación IEEE 802.11 Wi-Fi
- Una computadora con requerimientos básicos de sistema.



Figura 4 Diagrama de bloques de los elementos que integran el sistema.

Desde la interfaz principal de este instrumento virtual (ver figura 5) el usuario puede ejecutar rápidamente distintos subprogramas que se enlistan a continuación:

- Programa para evaluar la severidad vibratoria (análisis de vibraciones)
- Programa para Balanceo en un Plano.
- Programa para Balanceo en dos Planos.
- Programa para balanceo en Voladizo.

La interfaz principal está estructurada para un uso intuitivo y fácil, que contiene los enlaces a los demás subprogramas, destaca por sus características amigables para el usuario, puede ser manipulado por operadores que no tienen una amplia experiencia en el área, utilizando un conjunto de imágenes y objetos gráficos para representar la información y acciones disponibles.



Figura 5 Interfaz principal.

Programa para analizar la severidad vibratoria

Este programa está destinado para el análisis de vibraciones, orientado a determinar si el problema que genera vibraciones excesivas en la maquina es realmente el desbalance del rotor. Se puede realizar un análisis espectral y medir la fase de la vibración con respecto a un punto de referencia, así como las revoluciones por minutos del rotor (ver figura 6).

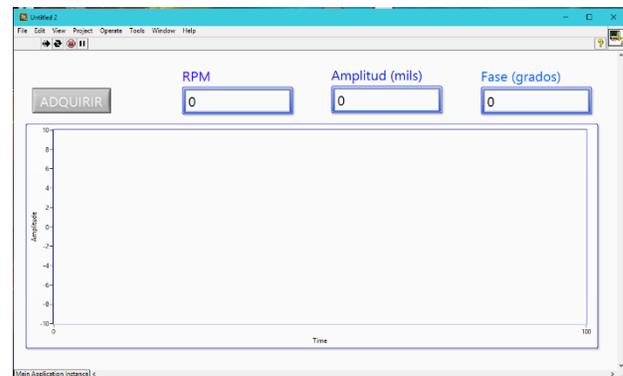


Figura 6 Interfaz del programa para evaluar la severidad de vibración.

Programa para balanceo de rotores en un plano

Este programa permite balancear rotores en un plano, para esto se utiliza el método de coeficientes de influencia el cual relaciona la vibración con la cantidad de desbalanceo (ver figura 7). Para ello se registra la vibración inicial del rotor y luego se le adiciona un peso de prueba, midiendo nuevamente la vibración del rotor, de tal manera que es posible obtener una relación \vec{A} , llamada coeficiente de influencia, entre el incremento de vibración y la cantidad de desbalanceo, de esta manera se puede calcular el peso de la masa de corrección y su ubicación, como se aprecia en la siguientes expresiones:

$$\vec{A} = \frac{\vec{v}_1 - \vec{v}_0}{\vec{u}_p} \quad (2)$$

$$\vec{U}_c = \frac{\vec{V}_0}{\vec{A}} = \frac{\vec{V}_0}{\vec{V}_1 - \vec{V}_0} \vec{U}_p \tag{3}$$

Donde:

\vec{A} =coeficientes de influencia

\vec{V}_0 =vibración inicial

\vec{V}_1 =vibración con masa de prueba

\vec{U}_p =desbalance con peso de prueba

\vec{U}_c = desbalance con peso de corrección

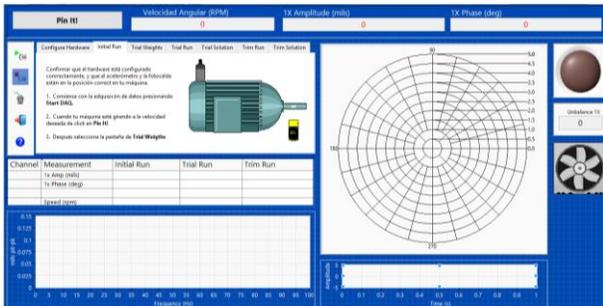


Figura 7 Interfaz del programa para mecánico en un plano.

Programa para balanceo de rotores en dos planos

Este programa permite hacer un balance de rotores rígidos, que debido a sus características como dimensión y/o velocidad de funcionamiento (ver figura 8), se requiere balancear en dos planos. El método utilizado para balanceo es coeficientes de influencia para dos planos, que permite conocer el peso y posición en que se deben colocar las masas de corrección. Los resultados son mostrados en forma numérica en la pantalla. El programa muestra los valores de desbalance inicial y la lectura después del cálculo de colocar los pesos de corrección.

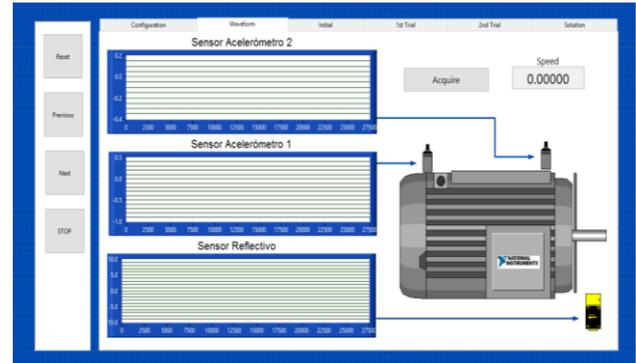


Figura 8 Interfaz del programa para balanceo en dos planos.

Transmisión de datos a dispositivo móvil a través de IEEE 802.11 Wi-Fi

La comunicación entre el cDAQ-9191 y el equipo portátil se realizó utilizando un ancho de banda de 8 Mbps, se realizó la configuración de los parámetros de la red WIFI así como la asignación de la dirección IP, mascara de subred y DNS dentro de la herramienta: *The Measurement & Automation Explorer*. La ventaja de utilizar esta norma de comunicación es la eliminación total del cableado entre la máquina balanceadora y el dispositivo móvil, estableciendo así un ambiente de trabajo más seguro para el operador.

Resultados

Pruebas de laboratorio

Las primeras pruebas del funcionamiento de la aplicación móvil se hicieron en un banco didáctico. Este fue acondicionado para que los sensores se pudieran sujetar, la tracción fue por medio de una banda elástica y un motor de CD de 24V. Los elementos que componen el sistema del banco didáctico se encuentran balanceados de fábrica, entonces se colocaban pesos para simular un desbalanceo como se aprecia en la imagen siguiente.



Figura 9 Pruebas de laboratorio.

En la clase de Mantenimiento Predictivo mecánico fue utilizada esta aplicación para que los estudiantes reforzaran sus conocimientos teóricos. Se les explicó a los estudiantes de manera breve su funcionamiento, por sus características de ser amigable al usuario, los alumnos pudieron hacer prácticas de balanceo.

Con esta herramienta se puede diagnosticar fallas en los elementos rotativos como desbalanceo, flechas flexionadas y la desalineación.



Figura 10 Banco didáctico para balanceo.

Pruebas de campo

En la empresa Embobinados Industriales y Montajes S.A. de C.V. se realizaron las pruebas de funcionamiento a nivel industrial. Se utilizó una máquina balanceadora horizontal de soportes flexibles de precisión de la firma IRD *Balancing*, la cual está diseñada para balancear desde pequeños rotores hasta ventiladores y turbinas, también se utilizó un equipo balanceador dinámico IRD 236 que es ideal para usarse en Producción como “Herramienta de Calidad” y en aplicaciones de balanceo de muy alta precisión.

En cuanto a la instrumentación, se colocaron dos acelerómetros con base magnética en los dos soportes de trabajo pendulares para adquirir la señal de vibración, para conocer la velocidad angular (RPM) la que se está girando el rotor se utilizó un sensor laser soportado mediante un brazo magnético universal (ver figura 10).

El sistema de tracción es por medio de una banda con un motor de 15HP/CA y un variador de frecuencia que nos permite regular la velocidad de giro. Todas las lecturas se realizaron a 1200 RPM (velocidad crítica), recomendó por el fabricante de la máquina en relación a la masa y geometría del rotor a balancear.



Figura 11 Máquina balanceadora con los acelerómetros instalados.

Se utilizó un ordenador de escritorio al cual se le instaló la aplicación móvil, este fue instalado a dos metros la maquina balanceadora y atrás el instrumento balanceador para que al mismo tiempo de manera fácil y rápida se fueran comparando las lecturas de los dos equipos como se muestra en la imagen siguiente.



Figura 12 Aplicación e instrumento balanceador operando bajo las mismas condiciones.

Para realizar la medición de vibración (A0) y velocidad del rotor (ω_0) del rotor de estudio, se emplea un sensor óptico que envía un pulso eléctrico por cada revolución del rotor para calcular su velocidad, un acelerómetro que genera una señal eléctrica proporcional a la aceleración del soporte del rotor, esta señal es filtrada a la frecuencia de operación del rotor para ser enviada a un medidor de vibración. Un medidor de fase (ϕ_0) compara la señal del acelerómetro y la del sensor óptico para obtener el ángulo de fase entre estas dos señales.

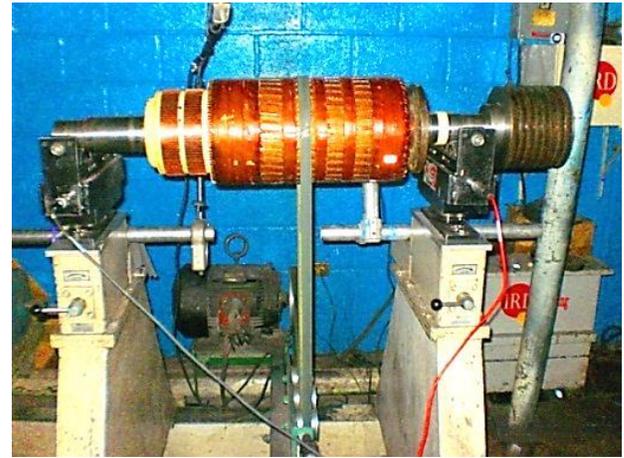


Figura 13 Balanceo de rotor de prueba.

Una vez obtenidos los datos anteriores se procede a montar las masas de prueba (mp) en el rotor y se hacen las mediciones de vibración (A1) y velocidad del rotor (ω_1) para obtener el dato de fase (ϕ_1). Conjuntando los datos, es posible calcular la magnitud y la posición de la masa que debe tener la masa de corrección para el balanceo del rotor³⁴

	Instrumento Balanceador IRD Balancing 236				Aplicación Móvil Measure Vibration UTP			
	Plano 1		Plano 2		Plano 1		Plano 2	
	Magnitud (mils)	Ángulo (grados)	Magnitud (mils)	Ángulo (grados)	Magnitud (mils)	Ángulo (grados)	Magnitud (mils)	Ángulo (grados)
Lectura inicial	0.153	236.56	0.149	83.596	0.154	236.56	0.149	84.596
Lectura con peso y ángulo de prueba	0.196	186.53	0.160	220.63	0.195	186.53	0.161	220.63
Lectura Final con pesos de corrección	0.030	45.963	0.009	186.63	0.038	45.963	0.010	186.63

Tabla 1 Registro de lecturas para balanceo.

Conclusiones

Con base en el desarrollo y los resultados obtenidos se presentan las siguientes conclusiones, así como algunas de las futuras líneas de investigación y proyecciones alrededor de este trabajo.