

Predictive Maintenance for Motors Based on Vibration Analysis with Compact Rio

Clarisa García Novoa, *Student Member, IEEE*, Gerardo Antonio Guzmán Berrios, *Fellow*, and Rodrigo Abrego Söderberg, *Student Member, IEEE*

Abstract— The following article outlines the design and construction of a working prototype of a vibrational analysis system, with the purpose of using it as a lower cost alternative to existing solutions. With the use of CompactRIO equipment, triaxial accelerometers, low-pass filters and a LabVIEW, it enables spectral analysis of the different frequencies present in the vibrations of a motor. This analysis can then be used to diagnose, report and recommend actions for predictive maintenance, based on the 10816-1 standard. Said prototype was tested on electric motors and was determined to be functional since its results showed similarity to the theoretical results.

Keywords—compact rio, electric motors, vibration analysis, spectral analysis, predictive maintenance

I. INTRODUCCIÓN

EL presente documento indaga acerca del mantenimiento predictivo de motores mediante el análisis de vibraciones utilizando el equipo Compact RIO. Con el apoyo de información adquirida en manuales sobre el comportamiento vibratorio de los motores ante fallas específicas, se han comparado los resultados obtenidos para determinar la causa de falla de los mismos.

Compact RIO pertenece a la familia de National Instruments y se comunica con el lenguaje de programación de LabVIEW, en el cual se ha creado una interfaz para el usuario. Las mediciones se realizaron con un acelerómetro y adicionalmente se utilizó un termopar para conocer el nivel de elevación de la temperatura de estos motores al someterse ante estas fallas.

II. MARCO TEÓRICO

A. Mantenimiento Predictivo

El principio del mantenimiento predictivo es que la mayoría de partes de la máquina dan algún tipo de aviso antes de fallar, por lo que se determina a través de mediciones periódicas o

tiempo real el estado o condición del equipo. Se conoce el estado de la condición por medio de los síntomas que el equipo presenta al entrar dentro de una condición de mal funcionamiento y permite monitorear la evolución de la falla de forma segura para evitar paros de producción y planificar las labores de mantenimiento de forma idónea.

A partir del mantenimiento predictivo se puede determinar la confiabilidad del equipo, es decir, la capacidad de un activo para realizar su función en condiciones y rendimiento especificados durante un período de tiempo determinado.

Los tres pasos en los que consiste el mantenimiento predictivo son:

- Detección: Esta se refiere al reconocimiento del problema. En este paso se consideran las necesidades de la empresa y la selección prioritaria de las máquinas más propensas a generar pérdidas.
- Análisis: Una vez detectados los problemas se procede a desarrollar un programa de medición que incluya los datos para comparar para conocer el tipo de mantenimiento. Para analizar la condición de la máquina se debe obtener un histórico de datos, del cual se obtiene un valor medio que se analiza de acuerdo a experiencia, instrucciones del fabricante y gráficas de severidad.
- Corrección: Encontrar el momento y forma de solucionar el problema. (Torres, 2000)

El mantenimiento predictivo presenta ciertas ventajas como:

1. Permite detectar fallas en los equipos para poder tomar medidas preventivas antes de que ocurran fallas que afecten el proceso significativamente.
2. Al tratarse de una herramienta no invasiva, se puede conocer la condición sin necesidad de detener el equipo.

B. Análisis Espectral

La maquinaria rotativa genera señales deterministas, por lo que el análisis espectral de dichas señales es requerido para el estudio de motores. (White, 2010) La representación de la señal en el dominio de la frecuencia, es decir su espectro, facilita realizar el estudio de vibraciones. La frecuencia se define como la cantidad de eventos producidos en un determinado tiempo. Fig. 1 muestra la relación entre tiempo y frecuencia con respecto a la amplitud.

Esta publicación fue presentada el día 15 de junio de 2017 al comité del CONESCAPAN 2017 para ser incluida en el Congreso del año presente.

Clarisa García Novoa es estudiante egresada de la Universidad Centro Americana “José Simeón Cañas” de la Carrera de Ingeniería Eléctrica.

Gerardo Antonio Guzmán Berrios es estudiante egresado de la Universidad Centro Americana “José Simeón Cañas” de la Carrera de Ingeniería Eléctrica.

Rodrigo Abrego Söderberg es estudiante de Quinto año de Ingeniería Eléctrica en la Universidad Centro Americana “José Simeón Cañas”.

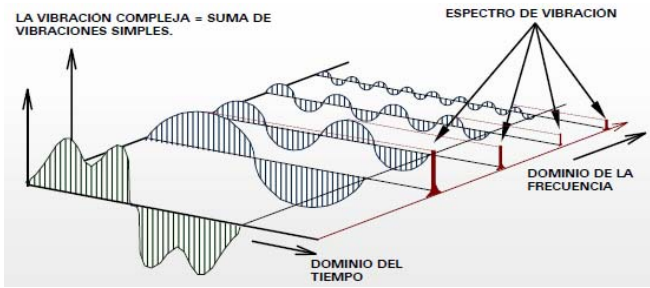


Fig. 1. Señales en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia (espectro)

La visualización en el dominio de la frecuencia se realiza con un analizador de espectros, el cual captura la señal desde una máquina, calcula las señales sinusoidales de la señal compleja y las muestra en forma individual en el eje x de la frecuencia en base a la transformada rápida de Fourier (FFT), definida más adelante.

La serie de Fourier realiza la sumatoria infinita de funciones senoidales multiplicadas por factores de ponderación. La ecuación 1 presenta el factor de ponderación mientras que la 2 es el coeficiente de la serie.

$$x(t) = \sum_{p=-\infty}^{\infty} c_n e^{-in\omega t} \quad (1)$$

$$c_n = \frac{1}{T_p} \int_{-\frac{T_p}{2}}^{\frac{T_p}{2}} x(t) e^{-in\omega t} dt \quad (2)$$

Si se desea su comportamiento en el dominio de la frecuencia se debe utilizar la transformada de Fourier:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (3)$$

En caso de desear recuperar la señal al dominio del tiempo, o de simplemente obtener la señal original en el tiempo, se define la transformada inversa de Fourier como sigue:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{-i\omega t} dt \quad (4)$$

No obstante, en la realidad este método es poco aplicable, por lo que se toman valores puntuales de la señal. Se utiliza entonces la Transformada Discreta de Fourier, para lo cual se toman N puntos tomados de la señal temporal en N/2 puntos discretos del espectro. De esta manera el espectro de frecuencias se define así:

$$X(k) = \frac{2}{N} \sum_{n=1}^N x(n) e^{-i2\pi kn/N}, k = 1, 2, \dots, N/2 \quad (5)$$

C. Análisis Vibratorio

Una vibración se define como un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud. Toda máquina presenta su señal de vibración, en la cual se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Esto significa que una señal de vibración capturada es la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes. (Glen, 2010)

El análisis de vibraciones se refiere al análisis de espectros de las vibraciones en el que se consideran sus componentes armónicos. (Torres, 2000)

Las unidades de medición más comunes para el análisis de vibración son el desplazamiento, velocidad y aceleración.

En el caso del desplazamiento, este permite reconocer patrones que están a muy baja frecuencia (debajo de 600 rpm, es decir 10 Hz), los picos de vibración que mejor se resaltan son los que se encuentran al comienzo del espectro.

Por otra parte, la medida de velocidad permite reconocer la mayoría de los patrones de fallas primarias y de otros componentes cuando están en un estado evidente, tales como desbalanceo, desalineación, holgura mecánica, fricciones abrasivas, resonancias, pulsaciones, engranajes de pocos dientes, sistema de poleas, aspas de bombas y ventiladores. Esta variable es importante para resaltar picos de bajas y medias frecuencias (desde 600 rpm hasta 60,000 rpm, es decir desde 10 Hz hasta 1000 Hz).

La variable de aceleración es la que permite reconocer patrones asociados a contactos metal-metal y fricciones abrasivas, problemas en engranajes, cavitación, entre otros. Esta variable resalta picos de vibración de medias y altas frecuencias (arriba de 60,000 rpm, es decir 1000 Hz). El esquema de estas es el que se presenta en la Fig. 2.

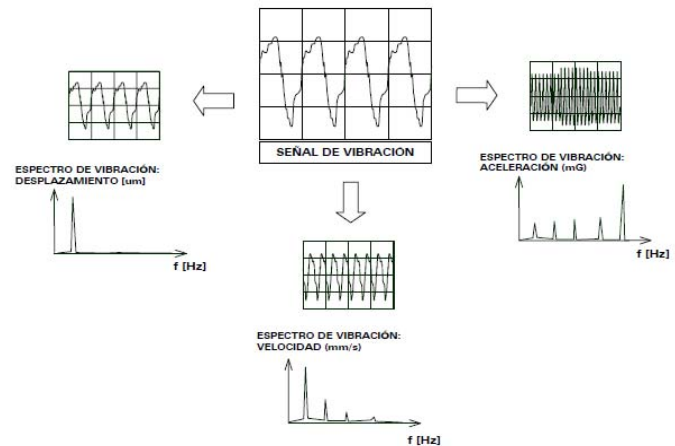


Fig. 1. Picos de vibraciones de acuerdo a variables medidas

D. Fallas Comunes

Desbalanceo

El desbalanceo se caracteriza por altos valores a la frecuencia de rotación del equipo. Ya que las fuerzas generadas por desbalanceo son radiales, la dirección de la vibración radial es predominante frente a la vibración axial. Debido a que la rigidez de un cuerpo no es la misma en todas las direcciones, la rigidez vertical es mayor que la horizontal, entonces al alcanzarse diferencias sustanciales se puede incluso dar problemas de resonancias.

Se tienen cuatro casos de desbalanceo: estático, dinámico, por rotor colgante y por par de fuerzas. Para los cuatro casos de desbalanceo el espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1 X RPM del rotor (Una vez cada revolución). En el último caso, es muy notoria en dirección axial y radial.

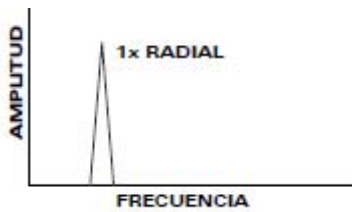


Fig. 3. Espectro para casos de desbalanceo

Desalineación

La desalineación se produce principalmente por problemas de montaje o de operación. Esta se provoca principalmente por flexión en el eje, lo que lleva a un aumento en los descansos del equipo. El desalineamiento no es posible reducirlo a cero, por lo que existen límites permisibles establecidos, por esta razón muchas veces se utilizan acoplamientos flexibles para absorber este desalineamiento. Se debe considerar que las vibraciones en el plano horizontal no suelen tener relación con las vibraciones en el plano vertical. La forma de onda que se presenta es principalmente periódica y el número de picos por revolución corresponde al número de armónicos en el espectro.

La desalineación angular ocurre cuando el eje del motor y el eje conducido unidos en el acople no son paralelos. Esta se caracteriza por altas vibraciones axiales, de las cuales 1X RPM y 2X RPM son las más comunes, con un desfase de 180 grados a través del acople. También se presenta 3X RPM. Estos síntomas también indican problemas en el acople. En la desalineación angular se presentan altas vibraciones axiales.

La desalineación paralela se refiere a que los ejes del motor y rotor conducido están paralelos, pero no son colineales. En este se pueden detectar altas vibraciones radiales a 2X RPM, predominante, y a 1X RPM, con desfase de 180 grados a través del acople. Al aumentar la severidad, se generan picos en armónicos superiores, como 4X, 8X. Se debe alinear el conjunto para corregir el daño.

El desalineamiento paralelo genera altas vibraciones radiales. En general se presentan tanto vibraciones axiales como radiales, por lo que la principal característica de la desalineación es una alta vibración axial, la cual no es común en otros tipos de falla.

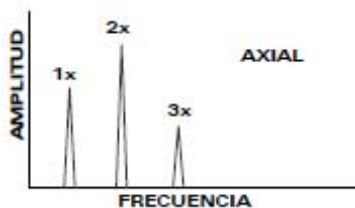


Fig. 4. Espectro para desalineación angular y paralela

En el caso de desalineación entre chumaceras, se da en una máquina con transmisión de poleas en la cual la mala posición de las chumaceras puede evitar que el eje se acomode, generando vibraciones en sentido axial y radial. Esta posee excitación del pico representativo de la velocidad, es decir a 1X RPM, especialmente en sentido axial.

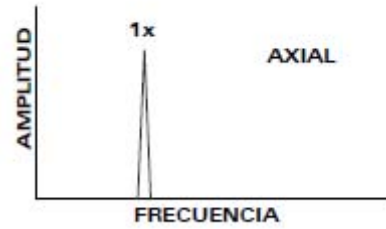


Fig. 5. Espectro para desalineación entre chumaceras

Holgura mecánica eje-agujero

La holgura eje-agujero significa el aflojamiento de manguitos, tolerancias de manufactura inadecuadas (con juego), y holgura entre el impulsor y su eje en bombas. Se produce un truncamiento en la forma en el dominio del tiempo. La dirección de la vibración se suele presentar de forma radial. Un descanso suelto generalmente tiene mayor vibración vertical que horizontal.

Si se desea analizar dónde se ha producido la soltura se deben medir la amplitud y la fase en diversos puntos de la máquina, ya que cerca de la soltura se presentan medidas erráticas que cambian de valor y dirección de forma brusca.

La patología genera múltiples armónicos y sub-armónicos de 1X RPM, destacándose los armónicos fraccionarios $\frac{1}{2} X$, $\frac{1}{3} X$, 1.5 X, 2.5 X y así sucesivamente. Frecuentemente la fase es inestable y el nivel máximo tiende a una dirección notable realizando lecturas radiales espaciadas 30 grados entre sí.

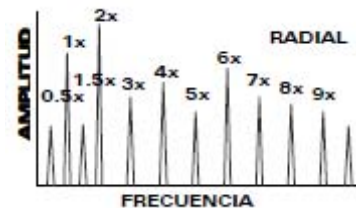


Fig. 6. Espectro de Holgura Mecánica

Soltura estructural

La soltura estructural se refiere al ablandamiento o desplazamiento del pie de la máquina por holgura en los pernos de la base o por deterioro de los componentes de la sujeción. El espectro presenta vibración a 1X RPM en la base de la máquina con desfase a 180 grados entre los elementos sujetos en el anclaje. Este es altamente direccional en la dirección de la sujeción.

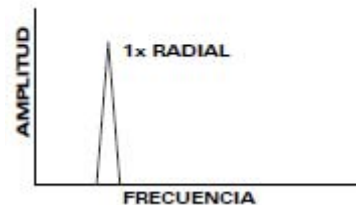


Fig. 7. Espectro de Soltura Estructural

Excentricidad

La falla de roto excéntrico se confunde fácilmente con desbalanceo. Este se da cuando el centro de rotación no

coincide con el centro geométrico en una polea o engranaje. La mayor vibración ocurre a 1 X RPM del elemento con excentricidad, en dirección de la línea que cruza por los centros de los dos rotores.

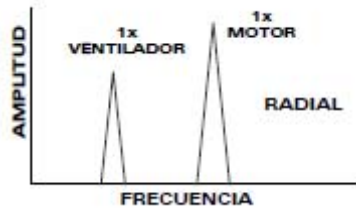


Fig. 8. Espectro de Excentricidad

Rotor o eje pandeado

El pandeo es más común en ejes largos. Se produce por esfuerzos excesivos en el eje y se genera vibración axial alta con diferencia de fase de 180 grados medida en los dos soportes del rotor. La vibración dominante es de 1X RPM si el pandeo está cercano al centro del eje, y es de 2X RPM si el pandeo está cerca del rodamiento.

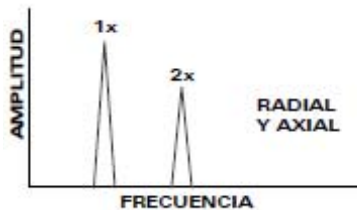


Fig. 9. Espectro de Eje Pandeado

E. Normativas

Muchas veces los espectros de vibración pueden presentar picos especiales, sin embargo, esto no necesariamente significa que haya una característica de falla, ya que la máquina puede estar operando a condiciones normales dentro de los niveles establecidos por la norma. Por esta razón, es necesario observar los niveles de vibración que presenta cada uno de los puntos de la máquina.

ISO 2372

La ISO 2372-1974: Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rpm. Bases para la especificación de estándares de evaluación se puede aplicar a máquinas rotativas con rotores rígidos y con rotores flexibles si la medida de vibración en la tapa del cojinete resulta indicativa del comportamiento vibratorio del eje.

El análisis requiere el nivel global de vibración en velocidad – valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1000 Hz. Este estudio permite incluir las causas más comunes de vibración en máquinas rotativas:

- Excitaciones de carácter asíncrono debidas a rozamientos
- Desequilibrio del rotor.
- Excitaciones de carácter eléctrico y sus armónicos.
- Armónicos de excitaciones asíncronas del rotor. (Universidad de Navarra, 2001)

La norma establece que para aplicar estos niveles

generalizados es necesario revisar características como tamaño, y cimentación, de acuerdo a esto seleccionar un factor de servicio. El valor de severidad de la vibración busca evitar la degradación por fatiga y está asociada a un rango de clasificación en particular, el cual depende del tamaño y masa del cuerpo vibrante, las características del montaje del sistema, la salida y el uso que se le da a la máquina.

Tabla 1. Rangos de severidad de vibración.

Rango de Severidad de Vibración		Clases de máquinas			
Velocidad RMS (mm/s)	Velocidad 0-PK (mm/s)	I	II	III	IV
0.28	0.3960	A	A	A	A
0.45	0.6364				
0.71	1.0041				
1.12	1.5839	B	B	B	B
1.8	2.5456				
2.8	3.9598	C	C	C	C
4.5	6.3640				
7.1	10.0409	D	D	D	D
11.2	15.8392				
18	25.4558				
28	39.5980				
45	63.6396				
71	100.4092				
FSM para las máquinas		1.57020	1	0.62608	0.39625
FSN para los niveles (1/FSM)		0.63686	1	1.59725	2.52364

II. METODOLOGÍA

A. Equipo utilizado

Se ha utilizado el chasis reconfigurable NI cRIO-9074 con controlador inteligente en tiempo real para CompactRio. Entre las características que este posee se encuentran:

- Entrada para ocho módulos
- Se comunica con el ordenador utilizando la red del puerto Ethernet RJ-45
- Requiere una fuente de alimentación externa que se conecta a la red y transforma el voltaje a 24 V



Fig. 10. Chasis de Compact Rio y Módulo 9215

El módulo utilizado ha sido el 9215, el cual es para entradas analógicas. Este posee cuatro canales y un rango de medidas de ± 10 V.

El acelerómetro utilizado es el modelo ADXL330, el cual posee 3 ejes sensibles. Este mide la aceleración con un mínimo rango de $\pm 3g$ y es capaz de medir la aceleración estática gravitatoria tanto como la dinámica.

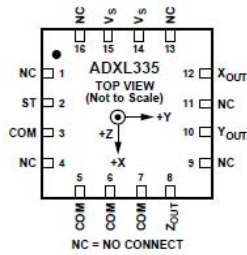


Fig. 11. Pines de conexión de acelerómetro

El DE-ACCM3D es una placa que posee integrado el acelerómetro ADXL330, el cual se encarga de regular las altas impedancias de salida de este.

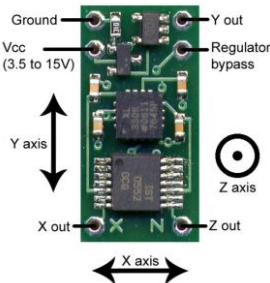


Fig. 12. DE-ACCM3D

Las mediciones de temperatura se llevaron a cabo con un termopar tipo K con terminales de banana de Klein Tools.

Las mediciones realizadas realizaron en el motor jaula de ardilla modelo 1LA70734AB10-Z SIEMENS, el cual trabaja a 0.43 kW.

B. Circuitería

Debido a que la señal de salida del termopar posee un valor muy bajo, se debió amplificar la señal. Además, con el propósito de obtener una señal más limpia de ruido, tanto para el termopar como para los acelerómetros, se utilizaron filtros Sallen Key de orden 4.

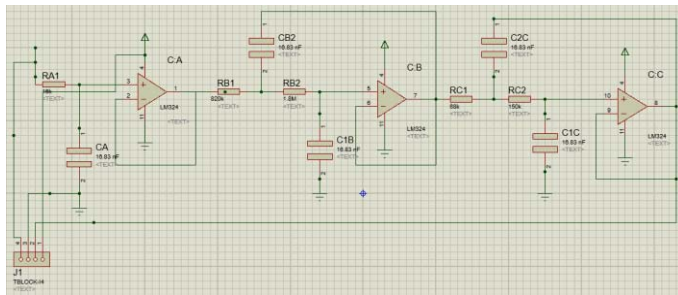


Fig. 13. Filtro

C. Programación

La programación se realizó en FPGA y se basó en la “cRIO Waveform Reference Library” para la comunicación del programa con la interfaz de FPGA.

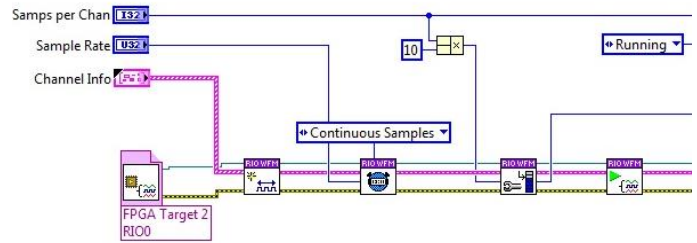


Fig. 14. Uso de cRIO Waveform Reference Library

En el caso del análisis de vibraciones, se utilizaron los subVIs del “Vibration Tool Kit”.

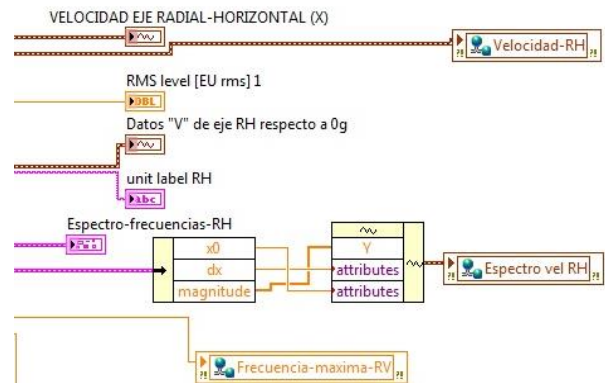


Fig. 15. Uso de Vibration Tool Kit y variables globales

Para la conversión de mV a °C se utilizó como base el VI de LabVIEW llamado “Volts to Temperature.vi”.

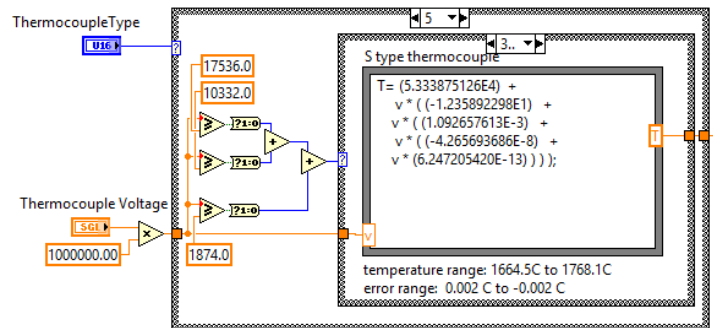


Fig. 16. Programa para conversión de temperatura

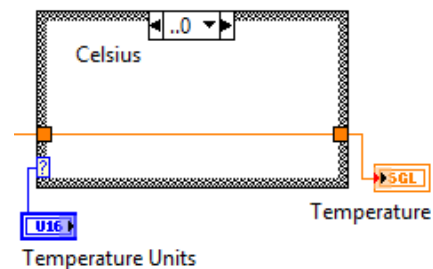


Fig. 17. Continuación de programa para conversión de temperatura

Los datos obtenidos se han registrado en Excel utilizando “File Path”.

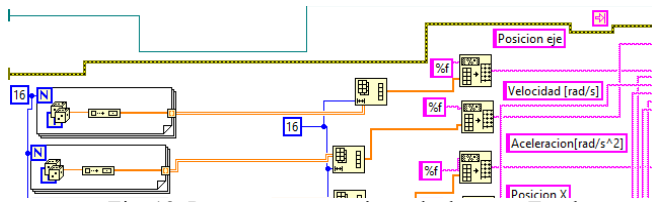


Fig. 18. Programa para registro de datos en Excel

III. RESULTADOS OBTENIDOS

Al someter a prueba el motor de inducción se obtuvieron los resultados de las imágenes mostradas a continuación.

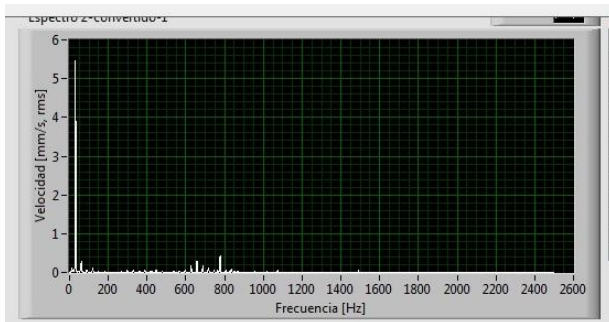


Fig. 19. Espectro de frecuencia de velocidad obtenido en el eje x

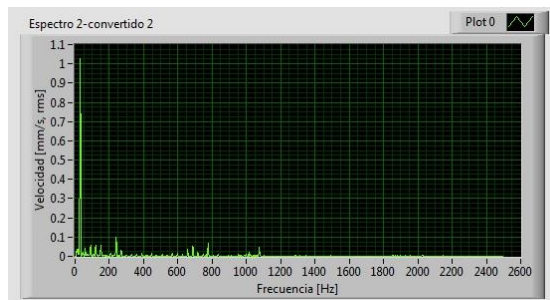


Fig. 20. Espectro de frecuencia de velocidad obtenido en el eje
y

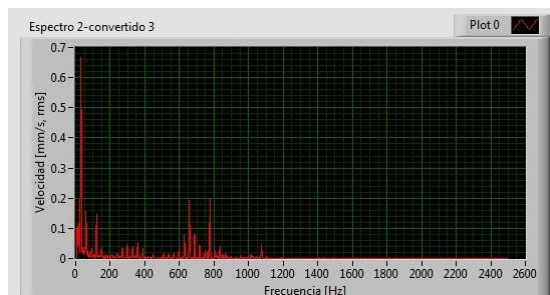


Fig. 21. Espectro de frecuencia de velocidad obtenido en el eje z

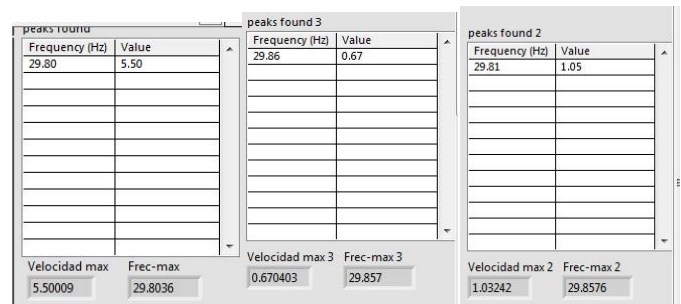


Fig. 22. Picos detectados en el eje a) x, b) y & c) z

Se observa que en todas las mediciones se obtuvo un solo pico a la misma frecuencia. De acuerdo a la teoría de fallas de vibraciones, este es un posible caso de desbalanceo.

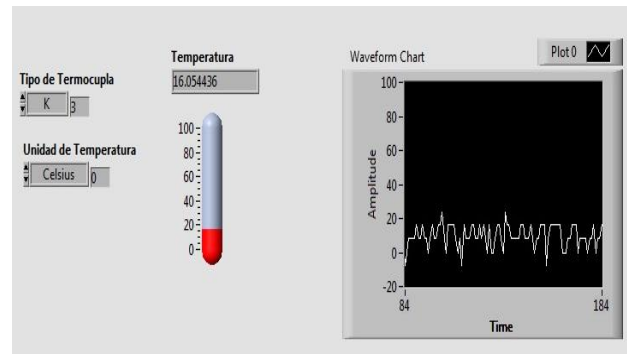


Fig. 23. Resultados de medición de temperatura

La medición de la temperatura no mostró aumento considerable.

IV. CONCLUSIONES

- Dado que los resultados arrojaron un espectro con un comportamiento similar al de un desbalanceo, la recomendación a seguir es balancear el rotor, ya sea en el centro de gravedad o en dos planos, dependiendo de si se trata de un desbalanceo estático o dinámico respectivamente. También se debe verificar que el rotor no esté doblado.
- El desbalanceo puede significar serios problemas para un motor, el detectar la falla previamente con mantenimiento predictivo permite ahorrar muchos problemas tanto técnicos como económicos.
- LabVIEW y Compact Rio han demostrado ser un sistema robusto y capaz de realizar una adquisición de datos de vibraciones con confiabilidad.

REFERENCIAS

- [1] A-MAQ S.A.A, (2005). TUTORIAL DE VIBRACIONES PARA MANTENIMIENTO MECÁNICO, ANÁLISIS DE MÁQUINA, MEDELLÍN: A-MAQ
- [2] CHAPMAN, S. (2012). MÁQUINAS ELÉCTRICAS, NUEVA YORK: MCGRAWHILL
- [3] DAZA, G. (2007). APUNTES DEL CURSO VIBRACIONES MECÁNICAS, CONCEPCIÓN: UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
- [4] TORRES, F. (2000). ANÁLISIS DE VIBRACIONES E INTERPRETACIÓN DE DATOS, ZARAGOZA: UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA
- [5] WHITE, GLEN (2010). INTRODUCCIÓN AL ANÁLISIS DE VIBRACIONES, MASSACHUSETTS: AZIMA DLI