



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Estudios de Postgrado

**DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE ESPECTROS DE
FRECUENCIA CON ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE
MANTENIMIENTO PREDICTIVO A VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE
CALDERA PARA INCREMENTAR SU DISPONIBILIDAD**

Ingeniero Mecánico
Javier Quan Hidalgo

Asesorado por
Msc. Ing. Hugo Leonel Ramírez Ortíz

Guatemala, octubre de 2010.

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA

TESIS

“DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE ESPECTROS DE
FRECUENCIA CON ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE
MANTENIMIENTO PREDICTIVO A VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE
CALDERA PARA INCREMENTAR SU DISPONIBILIDAD”

PRESENTADO A JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERIA
POR

INGENIERO MECÁNICO
JAVIER QUAN HIDALGO

ASESORADO POR MSC. ING. HUGO LEONEL RAMÍREZ ORTIZ

AL CONFERIRSELE EL TITULO DE
MAESTRO EN CIENCIAS DE INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO

GUATEMALA, 8 DE OCTUBRE DE 2010

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



NOMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Msc. Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Inga. Glenda Patricia García Soria
VOCAL II	Ing. Alba Maritza Guerrero de López
VOCAL III	Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón
VOCAL IV	Br. Luis Pedro Ortiz de León
VOCAL V	Agr. José Alfredo Ortiz Henricx
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO/A	Msc. Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR/A	Msc. Ing. Cesar Augusto Akú Castillo
EXAMINADOR/A	Msc. Ing. Hugo Leonel Ramírez Ortiz
EXAMINADOR/A	Msc. Ing. Edwin Estuardo Rodas Arreaga
SECRETARIO/A	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE ESPECTROS DE
FRECUENCIA CON ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE
MANTENIMIENTO PREDICTIVO A VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE
CALDERA PARA INCREMENTAR SU DISPONIBILIDAD.

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Postgrado de la Facultad de Ingeniería, con fecha 15 de agosto de 2010.



Ingeniero Mecánico
Javier Quan Hidalgo

**Universidad de San Carlos
de Guatemala**



Facultad de Ingeniería
Escuela de Estudios
de Postgrado

Como Coordinador de la Maestría en Mantenimiento, y revisor del trabajo de tesis de graduación titulado **DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE ESPECTROS DE FRECUENCIA CON ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO A VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE CALDERA PARA INCREMENTAR SU DISPONIBILIDAD**, presentado por el Ingeniero Mecánico **Javier Quan Hidalgo**, apruebo y recomiendo la autorización del mismo.

“ID Y ENSEÑAD A TODOS”

Ing. Hugo Leonel Ramírez Ortiz
Coordinador
Escuela de Estudios de Postgrado

Guatemala, Octubre de 2010.

/la.

**Universidad de San Carlos
de Guatemala**



Facultad de Ingeniería
Escuela de Estudios
de Postgrado

El Director de la Escuela de Estudios de Postgrado de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen y dar el visto bueno del revisor y la aprobación del área de Lingüística del trabajo de tesis de graduación titulado **DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE ESPECTROS DE FRECUENCIA CON ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO A VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE CALDERA PARA INCREMENTAR SU DISPONIBILIDAD**, presentado por el Ingeniero Mecánico **Javier Quan Hidalgo**, apruebo el presente y recomiendo la autorización del mismo.

“ID Y ENSEÑAD A TODOS”

Msc. Ing. César Augusto Akú Castillo
Director
Escuela de Estudios de Postgrado

Guatemala, Octubre de 2010.

/la.

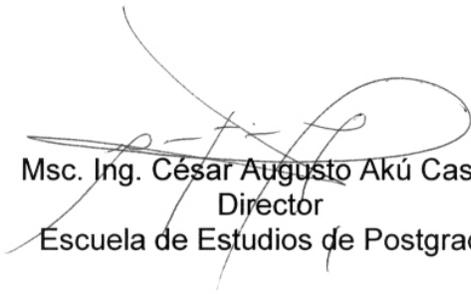
**Universidad de San Carlos
de Guatemala**



Facultad de Ingeniería
Escuela de Estudios
de Postgrado

Como Revisor de la Maestría en Mantenimiento del trabajo de tesis de graduación titulado **DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE ESPECTROS DE FRECUENCIA CON ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO A VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE CALDERA PARA INCREMENTAR SU DISPONIBILIDAD**, presentado por el Ingeniero Mecánico **Javier Quan Hidalgo**, apruebo el presente y recomiendo la autorización del mismo.

“ID Y ENSEÑAD A TODOS”



Msc. Ing. César Augusto Akú Castillo
Director
Escuela de Estudios de Postgrado

Guatemala, Octubre de 2010.

/la.



El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Postgrado, al trabajo de graduación de la Maestría en Mantenimiento titulado: **DIAGNÓSTICO DE FALLAS POR MEDIO DE ESPECTROS DE FRECUENCIA CON ANÁLISIS DE VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO A VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DE CALDERA PARA INCREMENTAR SU DISPONIBILIDAD**, presentado por el Ingeniero Mecánico **Javier Quan Hidalgo** procede a la autorización para la impresión del mismo.

IMPRÍMASE.

Ing. Murphy Olimpo Paiz Recinos
DECANO



Guatemala, octubre de 2010

AGRADECIMIENTO A

DIOS Y LA SANTÍSIMA VIRGEN MARÍA

MIS PADRES Y HERMANOS

MI ESPOSA Y MIS HIJAS

**LA ESCUELA DE ESTUDIOS DE POSTGRADO DE LA FACULTAD DE
INGENIERÍA DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**

ACTO QUE DEDICO A

MI ESPOSA Y MIS HIJAS

**Karen Nathalie
Siyi Isabel
Shixiang Marcela**

MIS PADRES

Mario y Lily

MIS HERMANOS

Jacobo y David

MIS AMIGOS

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
TABLAS	VII
GLOSARIO	IX
RESUMEN	XIII
INTRODUCCIÓN	XV
OBJETIVOS	XVII
HIPÓTESIS	XIX
1. GENERALIDADES, VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO E ÍNDICES DE MANTENIMIENTO	1
1.1. Generalidades	1
1.2. Ventilador de tiro inducido de caldera	3
1.2.1. El tiro mecánico	3
1.2.1.1. Sistemas de tiro mecánico	4
1.2.1.2. Tiro inducido	5
1.2.2. Ventiladores	5
1.2.3. Tipo de ventilador para el estudio	6
1.3. Índices de Mantenimiento	7
1.3.1. Disponibilidad del equipo	11
2. MANTENIMIENTO PREDICTIVO Y DIAGNÓSTICO DE FALLAS	13
2.1. Mantenimiento Predictivo	13
2.1.1. Principios de Análisis de Vibraciones	15
2.1.1.1. La amplitud de la vibración	17
2.1.1.2. Vibración global	18
2.1.1.3. Espectro de frecuencia	18
2.1.1.4. Fase de la Vibración	19
2.1.1.5. Sensores para toma de medidas de vibración	20
2.1.1.5.1. Tipos de sensores y sus aplicaciones	20
2.1.1.5.2. Sensor de aceleración	21

2.1.1.5.3.	Montaje del sensor	22
2.1.2.	Diagnóstico de fallas por medio de análisis de vibraciones	23
2.1.2.1.	Uso del espectro de frecuencias de vibración	24
2.1.2.2.	Desbalance	25
2.1.2.2.1.	Características	26
2.1.2.2.2.	Tipos de desbalance	27
2.1.2.2.2.1.	Estático	27
2.1.2.2.2.2.	De pareja	28
2.1.2.2.2.3.	Dinámico	28
2.1.2.3.	Diagnóstico de desalineamiento	28
2.1.2.3.1.	Características	29
2.1.2.3.2.	Desalineamiento en rodamientos y/o cojinetes	30
2.1.2.4.	Diagnóstico de pérdida mecánica o soltura	31
2.1.2.4.1.	Síntomas	31
2.1.2.4.2.	Clases de pérdida mecánica	32
2.1.2.4.2.1.	Estructural	32
2.1.2.4.2.2.	Anclaje en mal estado	33
2.1.2.4.2.3.	Tolerancias inadecuadas o desgastes	34
2.1.2.5.	Diagnóstico de rotores excéntricos y ejes torcidos	35
2.1.2.5.1.	Rotor excéntrico	35
2.1.2.5.1.1.	Características	36
2.1.2.5.2.	Eje torcido	37
2.1.2.5.2.1.	Características	37
2.1.2.6.	Diagnóstico de rodamientos en mal estado	38
2.1.2.6.1.	Las 4 etapas de falla	40
2.1.2.6.1.1.	Etapas 1	40
2.1.2.6.1.2.	Etapas 2	41
2.1.2.6.1.3.	Etapas 3	42
2.1.2.6.1.4.	Etapas 4	43

2.1.2.7. Mecanismos expuestos a fallas en el ventilador de tiro inducido	44
2.1.2.7.1. Alternativas de solución para los problemas identificados	46
3. ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y DIAGNÓSTICO DE CAMPO EFECTUADO	47
3.1. Lineamientos generales en la toma de medidas de vibración	47
3.1.1. Alcance	47
3.2. Normativa de referencia	48
3.3. Toma de medidas de vibración	49
3.3.1. Parámetros de medida	49
3.3.2. Posiciones para la toma de medidas de vibración	51
3.3.3. Instrumentos o equipos	52
3.4. Criterios de evaluación	52
3.5. Procedimiento de trabajo empleado	55
3.6. Datos obtenidos en el ventilador	56
3.7. Análisis y diagnóstico de problemas en el ventilador	59
3.7.1. Corrección de la falla	64
3.7.1.1. Datos obtenidos después de las correcciones	66
3.7.2. Análisis comparativo de condiciones iniciales y después de las correcciones	66
3.7.3. Tendencia de vibración global luego de correcciones	68
4. EVALUACIÓN DE RESULTADOS	69
4.1. Costos de mantenimiento evitados por medio de análisis de vibraciones	70

CONCLUSIONES	75
RECOMENDACIONES	77
BIBLIOGRAFÍA	79
ANEXOS	81

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1	Esquema de Caldera Acuotubular VU-50 con tiro mecánico, inducido y forzado	4
2	Ventilador centrífugo	6
3	Alertas en un sistema de monitoreo	14
4	Superposición de ondas de vibración armónicas	16
5	Tipos de amplitud	17
6	Vista tridimensional de la obtención de un espectro de frecuencia	19
7	Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión	21
8	Tipos de montaje para sensores de vibración	22
9	Tipos de desbalance	25
10	Espectro típico de problemas de vibración por desbalance	27
11	Tipos de desalineamiento en ejes acoplados	29
12	Rodamientos desalineados con respecto al eje	30
13	Elementos que permiten pérdida mecánica estructural	33
14	Espectro típico de problemas por anclaje en mal estado	34
15	Espectro típico de pérdida mecánica por holguras excesivas	35
16	Espectro de frecuencia típico de engranajes y poleas excéntricas	36
17	Eje torcido. Espectro típico y esquema con lecturas de fase	37
18	Etapas 1 de falla en los rodamientos	40
19	Etapas 2 de falla en los rodamientos	41
20	Etapas 3 de falla en los rodamientos	42
21	Etapas 4 de falla en los rodamientos	43
22	Puntos de medición en chumaceras	51

23 Puntos de medición en el ventilador de tiro inducido de caldera	56
24 Espectro de frecuencia del punto 2, 02 de enero de 2009	59
25 Espectro de frecuencia del punto 5, 02 de enero de 2009	60
26 Espectro de frecuencia del punto 2, 20 de marzo de 2009	60
27 Espectro de frecuencia del punto 5, 20 de marzo de 2009	61
28 Espectro de frecuencia del punto 2, 12 de mayo de 2009	61
29 Espectro de frecuencia del punto 5, 12 de mayo de 2009	62
30 Espectro de frecuencia del punto 2, 04 de septiembre de 2009	62
31 Espectro de frecuencia del punto 5, 04 de septiembre de 2009	63
32 Tendencia del promedio de vibración global en un período de 14 meses en el ventilador de tiro inducido de caldera	68

TABLAS

I	Guía de severidad de vibración en equipos; ISO 2372	55
II	Datos obtenidos 20 de junio 2008	57
III	Datos obtenidos 22 de septiembre 2008	57
IV	Datos obtenidos 02 de enero 2009	57
V	Datos obtenidos 20 de marzo 2009	58
VI	Datos obtenidos 12 de mayo 2009	58
VII	Datos obtenidos 04 de septiembre 2009	58
VIII	Resumen de diagnóstico de espectros de frecuencia	63
IX	Resumen de datos OBV, después del balanceo	66
X	Porcentaje de reducción de niveles de vibración luego de los respectivos balanceos.	67
XI	Tendencia de vibración global en período de 14 meses en el ventilador de tiro inducido de caldera.	68
XII	Costo promedio total aproximado de dos fallas por ruptura para el ventilador de tiro inducido de caldera.	73
XIII	Costo promedio total aproximado de 7 análisis de vibraciones y balanceo en campo, para el ventilador de tiro inducido de caldera.	73

GLOSARIO

Azufre Es un elemento no metal que en la combustión se convierte en dióxido de azufre, el cual, puede causar corrosión en las paredes del ventilador de tiro inducido, al volverse un ácido corrosivo.

Caldera Acuotubular

Es una máquina diseñada para generar vapor saturado, el cual se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, y el fluido se desplaza a través de tubos durante su calentamiento.

Calor Energía que se produce debido a un cambio de temperatura.

Corrosión Desgaste lento de los sólidos, especialmente en los metales, por ataque químico.

Cpm Ciclos por minuto, en ciclos de un mecanismo en rotación, es equivalente a las rpm (revoluciones por minuto).

Eficiencia Es la relación entre la cantidad de recursos consumidos para un fin y los productos o servicios finales obtenidos.

Energía Capacidad para producir un efecto.

Espectro de Frecuencia

Es una medida de la distribución de amplitudes de cada frecuencia. También se llama espectro de frecuencia al

gráfico de intensidad frente a frecuencia de una onda particular.

FMEA	Failure Mode and Effects Analysis, en español, Análisis de Modos y Efectos de Falla (AMEF). Es un procedimiento de análisis de fallos potenciales en un sistema de clasificación determinado por la gravedad o por el efecto de los fallos en el sistema
ISO	Organización internacional, compuesta por representantes de los organismos de normalización nacionales, que produce estándares internacionales y comerciales.
OBV	Vibración Global, es el promedio de las múltiples vibraciones en un punto específico en mm/s rms.
Potencia (HP)	Velocidad con la cual se hace un trabajo.
Presión	Fuerza ejercida en un área determinada. Si la presión atmosférica es mayor que la absoluta hay vacío.
Rodamiento	Es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.
ROI	Retorno de la inversión. Es un porcentaje que se calcula en función de los beneficios obtenidos para cuantificar la viabilidad de un proyecto.
Rms	Root mean square, es una medida cuadrática o valor cuadrático medio, es una estadística de la magnitud de

una cantidad variable. Raíz cuadrada de la media aritmética de los cuadrados de los valores.

Sensor Un sensor es un dispositivo capaz de medir magnitudes físicas o químicas, llamadas variables de instrumentación, y transformarlas en variables eléctricas.

Temperatura Índice de energía interna relativa a la masa.

Trapiches Es un molino utilizado a fin de extraer el jugo de determinados frutos de la tierra, como la aceituna o la caña de azúcar. Se utiliza como fuerza motriz el vapor de agua, que se genera en grandes calderas.

Vibración Es la propagación de ondas elásticas produciendo deformaciones y tensiones sobre un medio continuo (o posición de equilibrio).

RESUMEN

En el trabajo de graduación que a continuación se presenta, se hace un diagnóstico por medio de análisis de vibraciones, a un ventilador de tiro inducido de caldera en un período de 14 meses con el objetivo de determinar cuál es el aumento de la disponibilidad y la reducción de costos de mantenimiento al utilizar ésta herramienta de mantenimiento predictivo.

En el primer capítulo se realiza una breve explicación acerca de la utilización del ventilador de tiro inducido en la industria y los índices de mantenimiento utilizados, entre los que se encuentra la importancia de la disponibilidad como herramienta a considerar en la administración del área de mantenimiento dentro de una empresa.

En el segundo capítulo, se hace referencia al mantenimiento predictivo con énfasis al análisis de vibraciones, como una herramienta capaz de poder predecir fallas futuras en maquinaria, así como una explicación acerca de cómo poder realizarlas. También se determinan las posibles fallas en el ventilador de tiro inducido que se puedan presentar.

El tercer capítulo consiste en la aplicación propia del análisis de vibraciones y el respectivo diagnóstico de fallas en el ventilador, en donde se observan las mediciones realizadas y la evaluación por medio de espectros de frecuencia de los puntos críticos, obteniendo como resultado desbalance en la mayoría de los casos y realizando las correcciones pertinentes.

En el cuarto y último capítulo se realiza la evaluación de los resultados obtenidos, dando a conocer el incremento de disponibilidad obtenido en el período establecido de estudio y la reducción de costos de mantenimiento.

El trabajo cuenta al final con las conclusiones a que se llegó y las recomendaciones para la mejor construcción del proyecto.

INTRODUCCIÓN

Para tomar decisiones basadas en la estructura de costos dentro de una Planta de Producción, es importante tener presente que, una de las tareas principales de la persona encargada de mantenimiento de la misma, es la de maximizar la disponibilidad de los equipos.

Actualmente, existe una variedad de herramientas y técnicas disponibles para reducir los costos de mantenimiento, tal es el caso del mantenimiento predictivo.

El mantenimiento predictivo como complemento del mantenimiento preventivo y correctivo ha demostrado ser una herramienta eficaz para asegurar la confiabilidad, aumentar disponibilidad y reducir costos de los equipos. Este tipo de mantenimiento se basa en detectar los síntomas que producen las averías cuando se encuentran en un estado de operación.

Su avance ha sido indiscutible en los últimos años, actualmente existe una gran variedad de técnicas y equipos que permiten realizar diagnóstico de máquinas en servicio, que hace algún tiempo resultaban económicamente no factibles y solamente podían ser utilizadas como herramientas de laboratorio en la etapa de desarrollo y no como elementos destinados al mantenimiento.

En particular, las técnicas basadas en el análisis de vibraciones como mantenimiento predictivo, han tenido un desarrollo significativo como herramienta de diagnóstico en maquinaria rotativa.

El estudio explica como poder diagnosticar por medio de análisis de vibraciones las posibles fallas y las probables fallas futuras para incrementar la disponibilidad de los equipos, en este caso específicamente de un ventilador de tiro inducido de caldera.

OBJETIVOS

Objetivo General

El diagnóstico de falla por medio de espectros de frecuencia con análisis de vibraciones como técnica de Mantenimiento Predictivo a ventilador de tiro inducido de caldera para incrementar su disponibilidad.

Objetivos Específicos

- a) Describir la importancia del ventilador de tiro inducido de caldera en el sistema de generación de vapor de una empresa, en qué tipo de condiciones de severidad e encuentra y qué tipos de falla se pueden encontrar en el mismo.
- b) Determinar la aplicación adecuada de los índices de mantenimiento para el ventilador de tiro inducido de caldera.
- c) Realizar un diagnóstico de falla por medio de la aplicación de técnicas de análisis de señales vibratorias en el ventilador de tiro inducido de caldera como máquina rotativa, dentro del mantenimiento predictivo.
- d) Realizar el estudio de disponibilidad del equipo 14 meses antes y 14 meses después de la aplicación de los análisis de vibraciones.
- e) Obtener el retorno de inversión al implementar el mantenimiento predictivo en el ventilador de tiro inducido de caldera, con valores de costos aproximados promedio para el cálculo, dependientes del tipo

de máquina, tipo de cambio monetario, condiciones de operación y mantenimiento, y sin tomar en cuenta los costos de oportunidad y de improducción.

HIPÓTESIS

¿Es posible que por medio del análisis a los espectros de frecuencia determinados por las vibraciones en un ventilador inducido de caldera, se pueda incrementar la disponibilidad del mismo?

Variable independiente:

1. Posibles fallas en el ventilador de tiro inducido (desbalance, sistema eléctrico, rodamientos en mal estado, etcétera.)
2. Velocidad de operación (rpm)

Variables dependientes:

1. Tiempo de mantenimiento programado y no programado.
2. Tiempo disponible para realizar una reparación.
3. Frecuencia con la que sea analizado el ventilador de tiro inducido.
4. Capacidad de interpretación de los espectros adquiridos.
5. Calibración del equipo para el análisis.

Hipótesis direccional principal: “Establecer procesos de diagnósticos de fallas por medio de análisis de espectros de frecuencia obtenidos a partir de análisis de vibraciones del ventilador de tiro inducido de caldera con los cuales se puedan tomar medidas para aumentar la disponibilidad del mismo”.

Hipótesis direccional principal subordinada: “Concluir que las vibraciones en un equipo no sólo da la pauta a detectar problemas tempranos sino que también determinan parámetros para maximizar la disponibilidad del equipo”

1. GENERALIDADES, VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO E ÍNDICES DE MANTENIMIENTO

1.1. Generalidades

La industria azucarera en Guatemala continúa creciendo y mejorando su producción, rendimientos, capacidad, exportaciones así como tecnología. Para la producción del azúcar y la generación de energía, existen varios procesos, entre los que se encuentra la generación de vapor.

Para poder realizar la generación de vapor, se operan calderas acuatubulares, que utilizan el bagazo como combustible principal, las cuales accionan turbo reductores de trapiches y turbos generadores para generar energía eléctrica, que junto con el vapor de escape de las turbinas es utilizado en los procesos de calentamiento y evaporación del jugo.

En la operación de la caldera, uno de los aspectos más importantes para la eficiencia de la misma es la combustión, que incluye: combustible, oxígeno y una fuente de calor.

En la combustión, se encuentran elementos del combustible de mayor interés, los cuales son: el carbono, el hidrógeno y en menor proporción el azufre; no obstante el azufre es el causante de los procesos de corrosión para diferentes equipos, entre éstos se encuentra el ventilador de tiro inducido.

El ventilador de tiro inducido de caldera, extrae los gases de la cámara de combustión y los expulsa hacia la chimenea.

El inconveniente que tiene, es que, el ventilador extrae el aire de la combustión y se encuentra trabajando en una zona conflictiva por la elevada

temperatura, trabaja en una zona donde hay gases corrosivos y hay sólidos como cenizas, que pueden llegar a estropear las paletas de los ventiladores.

Es por ésta razón que el ventilador se encuentra propenso a sufrir fallas mecánicas sobre la marcha, que no se pueden diagnosticar tan fácilmente, e incluso la mayoría de fallas son correctivas.

Se debe mencionar que el sistema cuenta también con un ventilador de tiro forzado, para mantener un equilibrio en el tiro, con esto, se consigue no presurizar la cámara de combustión, ya que si solo existiera tiro forzado, aumentaríamos la presión de la cámara, y si, solo existiera ventilador de tiro inducido, provocaría deformaciones a la cámara de combustión.

Para poder mantener un tiro equilibrado y que la presión del hogar se mantenga en torno 0, se actúa sobre el elemento de control en el ventilador de tiro inducido para que provoque más o menos succión, utilizando la presión del hogar como variable de proceso, siendo la consigna el valor deseado.

Los anteriores argumentos son realmente importantes para comprender la importancia de un ventilador de tiro inducido y los problemas que pueden provocar fallas en el mismo cómo el desgaste por corrosión.

En el área de mantenimiento, es indispensable que el ventilador de tiro inducido de caldera, pueda contar con un nivel de disponibilidad alta para poder eficientar el proceso.

1.2. Ventilador de tiro inducido de caldera

El motor que transmite la potencia al ventilador de tiro inducido de caldera es de 750 HP, y opera a 3,690 revoluciones por minuto, ambas se transmiten mediante un sistema de caja reductora que traslada 700 revoluciones por minuto al ventilador.

1.2.1. El tiro mecánico

El tiro es una diferencia de presión que existe entre el interior del hogar de una caldera y el medio ambiente. El hogar de una caldera es el lugar donde se lleva a cabo la combustión del combustible.

Es necesario en una caldera para el funcionamiento del hogar, con el fin de poderle suministrar el aire necesario para la combustión y arrastrar los gases quemados hacia el exterior a través de la chimenea.

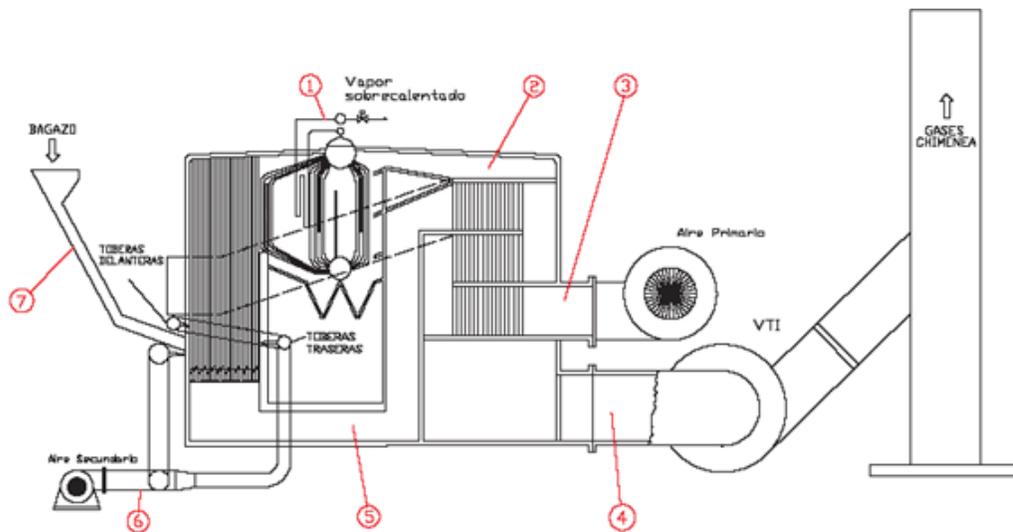
El tiro puede ser natural y mecánico. El tiro natural se produce térmicamente; el tiro mecánico se produce mediante inyectores de vapor o ventiladores.

El tiro mecánico se hace necesario a raíz de una serie de resistencias que se oponen al paso del aire y gases quemados. En éste caso, el estudio se realizará en el sistema de tiro mecánico por ventiladores.

Entre las resistencias que se oponen al paso del aire y gases quemados tenemos: pantallas deflectoras que obligan a los gases calientes provenientes de la combustión a pasar entre los tubos de la caldera, precalentadores de aire, recalentadores de vapor, la chimenea, la acumulación de hollín y cenizas, y la velocidad de combustión requerida.

1.2.1.1. Sistemas de tiro mecánico

Es usual escuchar la existencia de dos sistemas de tiro mecánico: forzado e inducido. Cada uno de estos sistemas de tiro, puede emplearse sólo, o en combinación, tal como puede verse en la figura 1.



fuelle: Rev. ind. agríc. Tucumán v.82 n.1-2 Las Talitas ene./dic. 2005

Figura 1

Esquema de Caldera Acuotubular VU-50 con tiro mecánico, inducido y forzado.

En la figura 1, se muestra un esquema de una caldera acuotubular, donde se encuentra la señalización de las diferentes partes de la misma, las cuales son:

- 1) Salida de vapor de caldera.
- 2) Entrada de los gases al precalentador de aire.
- 3) Entrada del aire primario para la combustión.
- 4) Salida de los gases del precalentador de aire (Ventilador de tiro inducido).

- 5) Salida del aire primario para la combustión.
- 6) Entrada del aire secundario.
- 7) Entrada de bagazo.

1.2.1.2. Tiro inducido

El tiro inducido se consigue con un ventilador centrífugo, colocado entre la caldera y la chimenea, o en la base de la chimenea, que hace la función de aspirado de los humerales, siendo su efecto, la reducción de la presión de los gases en la cámara de la caldera por debajo de la presión atmosférica y descargar los gases a la chimenea con una presión mayor a la atmosférica.

1.2.2. Ventiladores

Cuando es preciso mover los gases venciendo presiones comprendidas entre 0 y 38 centímetros de agua, se recurre a los ventiladores. En esencia, un ventilador consiste en una rueda o impulsor giratorio, rodeado de una envolvente estática o carcasa.

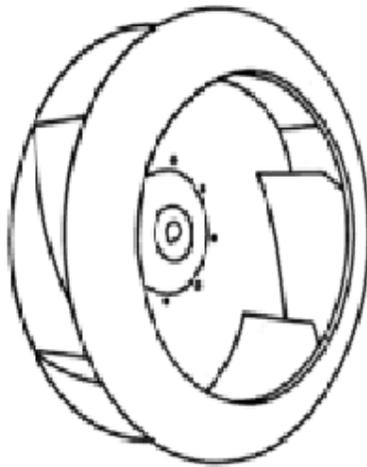
En los ventiladores se comunica energía al gas trasegado mediante el impulsor o rodete, con lo cual se crea una diferencia de presión y se produce la corriente de gas. La palabra ventilador se suele aplicar a aquellos aparatos los cuales no aumentan la densidad del gas trasegado por ellos más del 7%.

Los ventiladores también se conocen como extractores. La diferencia entre un ventilador y un extractor consiste en que el ventilador descarga los gases venciendo una cierta presión en su salida, y el extractor, saca los gases de un recinto por aspiración y los descarga con una ligera presión. Las clases principales de ventilador son: axiales y centrífugos.

1.2.3. Tipo de ventilador para el estudio

Los ventiladores en las instalaciones de tiro mecánico, están constituidos normalmente por ventiladores centrífugos de disco y de paletas.

En el estudio de análisis de vibraciones, se tomará en cuenta, un ventilador centrífugo de disco de 2 estructuras con 10 brazos tal como el de la figura 2.



fuelle: Ventiladores centrífugos Noviembre 7, 2008 por Dani R.P.

Figura 2

Ventilador centrífugo

Las paletas del rodete pueden ser rectas, o bien curvadas hacia adelante o hacia atrás, según las características de funcionamiento deseadas.

Todos los ventiladores centrífugos están constituidos por un rodete o impulsor que gira dentro de una carcasa o envolvente, construida generalmente de plancha metálica. Dicha envolvente tiene la forma de espiral, la cual permite que el aire sea lanzado de la periferia del rodete con pérdidas reducidas.

El rodete gira por el movimiento que le transmite un eje que se encuentra montado sobre rodamientos o cojinetes de deslizamiento. Los ventiladores con rodete de disco y los de paletas múltiples se clasifican según:

- a. El número de bocas o entradas: simples y dobles.
- b. La anchura del rodete: simples y dobles.
- c. La boca de salida: alta, baja, vertical, horizontal y angular.
- d. La carcasa o envolvente: completa, siete octavos y tres cuartos.
- e. El sentido de giro: a la derecha y a la izquierda, visto desde la cara del accionamiento.

Finalmente, el accionamiento de los ventiladores puede darse por acoplamiento directo con una caja reductora hacia eje o por transmisión de potencia al eje por poleas y fajas. En el ventilador que forma parte del estudio de análisis se encontró que es de acoplamiento directo con caja reductora, siendo la máquina motriz, un motor eléctrico.

1.3. Índices de Mantenimiento

La Gestión de Mantenimiento se orienta a crear valor para la empresa, teniendo así la responsabilidad de conservar los requerimientos funcionales de las instalaciones, sistemas y equipos, considerando y coordinando todos los factores que inciden en el producto final.

Eventualmente se hace necesario modernizar la actividad de mantenimiento, como paso obligado de la evolución del proceso, es por esto, que en la industria, es el momento adecuado para la utilización de estrategias, métodos y tecnologías modernas de mantenimiento.

El mantenimiento actúa como elemento regulador del proceso productivo, donde los índices de productividad envían señales que requerirán ajustes al sistema a fin de cumplir con las exigencias de producción. Se logra de esta manera un equilibrio dinámico de todas las variables de influencia.

Los índices consideran las variables económicas del proceso y dan seguimiento a los objetivos y resultados, constituyéndose en una herramienta efectiva para medir la gestión del proceso productivo. Estos índices permiten al evaluar la actividad de producción, en función de valores objetivos y predeterminados de disponibilidad de máquinas y de costos, indicando las medidas que se deberán tomar para lograr los objetivos de manera integral.

En la actualidad existen diferentes índices de mantenimiento entre los cuales se nombrarán los siguientes:

- **TMEF:** tiempo medio entre fallas; es la relación entre el producto del número de ítems por sus tiempos de operación y el número total de fallas detectadas en esos ítems, en el período observado.
- **TMPR:** tiempo medio para reparación; es la relación entre el tiempo total de intervención en un conjunto de ítems con falla y el número total de fallas detectadas en esos ítems, en el período observado.
- **TMPF:** tiempo medio para la falla; relación entre el tiempo total de operación de un conjunto de ítems no reparables y el número total de fallas detectadas en esos ítems, en el período observado.
- **CMPT:** costo de mantenimiento por facturación; es la relación entre el costo total de mantenimiento y la facturación de la empresa en el período considerado.

- **CMRP:** costo de mantenimiento por valor de reposición; es la relación entre el costo total de mantenimiento acumulado de un determinado equipo y el valor de compra de un equipo nuevo (valor de reposición).
- **Confiabilidad:** es la probabilidad de que un equipo pueda operar sin fallar durante un período estimado.
- **Disponibilidad:** es la cantidad de tiempo que se encuentra disponible un equipo para formar parte de un proceso productivo. Resulta de dividir el tiempo en que la máquina ha estado produciendo (Tiempo de Operación: TO) por el tiempo en que la máquina podría haber estado produciendo (Tiempo Planificado de Producción: TPO); que es el tiempo total menos los períodos en los que no estaba planificado producir por razones legales, festivos, almuerzos, mantenimientos programados, etc., lo que se denomina paradas planificadas.

La verdadera importancia no es la cantidad de indicadores que tengamos acerca de los equipos, realmente el interés debe ser enfocado en obtener tantos indicadores como objetivos se puedan mantener bajo control para cumplir con una meta y lograr tomar decisiones acertadas.

Existen ciertos elementos de gran importancia para contribuir a que los indicadores reúnan los requisitos para su aceptación, entre los cuales se encuentran:

- **Diagnóstico de la actividad de mantenimiento.** Es usual que haya indicaciones de comportamiento reactivo, o sea que el mantenimiento se efectúa cuando ocurre una rotura o daño. Este comportamiento de respuesta a emergencias frecuentemente es producto de deficiencias más conceptuales que económicas y sugiere la necesidad de nuevos conceptos como alternativas a la improvisación, y que produzcan mejores resultados.

- **Proceso de información, capacitación y adiestramiento.** Se debe revisar las descripciones de las funciones del personal de mantenimiento acorde a los nuevos conceptos y se establece un perfil de necesidades de capacitación y adiestramiento. Se diseña un plan piloto de adiestramiento, información y capacitación.
- **Proceso de innovación.** El siguiente paso es la de establecer una estrategia para lograr resultados medibles a corto plazo.
- **Documentación de los procesos de mantenimiento.** Finalmente, se establece un sistema de documentación que permita conocer en cada instante el comportamiento de los procesos que afectan el Mantenimiento, y evaluar los resultados reales de cada iniciativa.
- **Índices de gestión y productividad en mantenimiento.** Para lograr un control realista de una maquinaria o equipo, se debe considerar su desgaste y el de sus componentes. En una planta industrial, los principales parámetros que se miden son: la disponibilidad de los equipos y los costos de operación y mantenimiento.

Para determinar el estado técnico de un proceso de mantenimiento, se analizan los registros de daños y fallas. No sólo se diagnostica el desgaste de elementos específicos, sino también el proceso en sí.

Cada índice involucra una serie de factores que son muy predecibles y observables. Es importante interpretar los índices de gestión tomando en cuenta la evolución histórica del proceso. Al tener una mejor comprensión y dominio de la actividad, se pueden detectar las diferencias que existan entre la realidad y la planificación.

La evaluación del mantenimiento mediante índices de mantenimiento, favorece el análisis del comportamiento de falla de los equipos en determinados periodos de tiempo.

El control de los índices de mantenimiento favorece a que la toma de decisiones sea exitosa y efectiva, al permitir que se visualice un aspecto amplio de valores de las variables en cada momento de la actividad de mantenimiento.

En consecuencia, se reducen la improvisación y la incertidumbre de las decisiones.

1.3.1. Disponibilidad del equipo

En el presente estudio se utilizará el indicador de la disponibilidad del equipo, para observar el impacto que se pueda desarrollar por medio del análisis de vibraciones.

La fórmula para el cálculo de la Disponibilidad en éste caso será la siguiente:

$$\text{DISPONIBILIDAD \%} = \frac{\text{T.O.}}{\text{T.P.O.}} \times 100$$

Dónde:

T.P.O. = Tiempo total de trabajo – Tiempo de paradas planificadas

T.O.= T.P.O. – Paradas y/o Averías

El cálculo de la disponibilidad antes y después de los análisis de vibraciones al tiro inducido de caldera, se observa en el capítulo 4, en éste caso se comparará la disponibilidad en un período de 14 meses.

La disponibilidad de los equipos se incrementa, cuando en un período de tiempo determinado, el tiempo total de trabajo es mayor, el tiempo total de paradas planificadas se reduce y el tiempo total de paros por fallas o averías es menor.

2. MANTENIMIENTO PREDICTIVO Y DIAGNÓSTICO DE FALLAS

El servicio y mantenimiento de las máquinas tienen un rol protagónico para alcanzar metas de producción.

Empleando en forma consistente los métodos modernos de diagnóstico de máquinas, se pueden evitar daños severos y elevados costos de reparación. Además, y aún más decisivo es, que la incidencia de máquinas fuera de servicio puede ser reducida, y se pueden minimizar las pérdidas por improducción.

2.1. Mantenimiento Predictivo

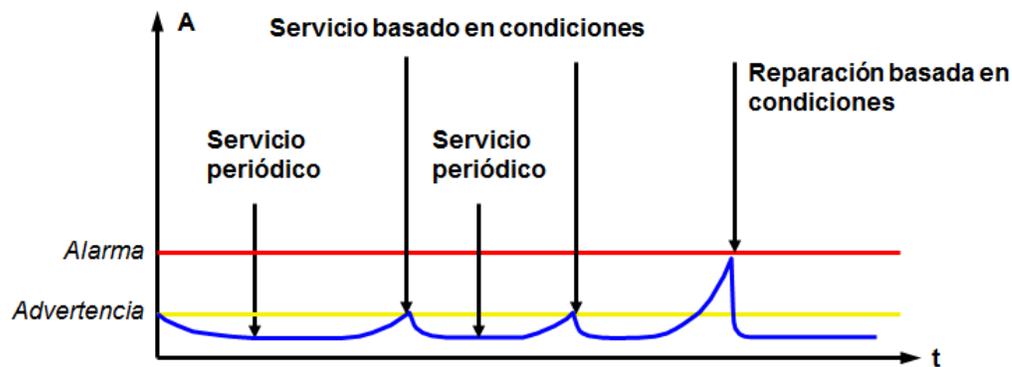
El mantenimiento predictivo es una técnica para pronosticar el punto futuro de falla de un componente de una máquina, de tal forma que dicho componente pueda reemplazarse, con base en un plan, justo antes de que falle. Así, el tiempo muerto del equipo se minimiza y el tiempo de vida del componente se maximiza.

Es importante la aplicación de ésta técnica en el ventilador de tiro inducido de caldera para pronosticar y corregir fallas mecánicas, ya que con el tiempo se reducirán los costos de mantenimiento y paros de producción.

Entre las Ventajas que se encuentran con éste tipo de mantenimiento se encuentran:

- a. Piezas de repuestos y reparaciones basadas en condiciones
- b. Aprovecha la vida útil de la maquinaria
- c. Servicio dependiendo de la condición
- d. No existen daños resultantes
- e. Paradas de maquinaria planeadas
- f. Certeza en el proceso de producción

La figura 3 muestra claramente como se puede realizar un monitoreo en función del tiempo y los límites de alerta establecidos para cada máquina o equipo en su análisis.



fuelle: supervisión de condiciones de máquina. R. Schmaus, Pruftechnik, nov. 2007.

Figura 3

Alertas en un sistema de monitoreo

Entre los mantenimientos de análisis predictivo se encuentran los siguientes:

- Análisis de vibraciones
- Análisis de lubricantes
- Análisis por ultrasonido
- Termografía
- Análisis por árbol de fallas
- Análisis por FMEA

El presente estudio se enfocará a presentar lineamientos básicos para el análisis de vibraciones.

2.1.1. Principios de Análisis de Vibraciones

Fundamentalmente, la vibración es la respuesta de un sistema a ciertas fuerzas internas o fuerzas externas aplicadas que estimulan al sistema. La vibración tiene tres parámetros importantes que deben ser medidos: amplitud, frecuencia y fase.

En el campo de las vibraciones, las magnitudes que comúnmente son usadas para medir las vibraciones mecánicas son: desplazamiento, velocidad y aceleración.

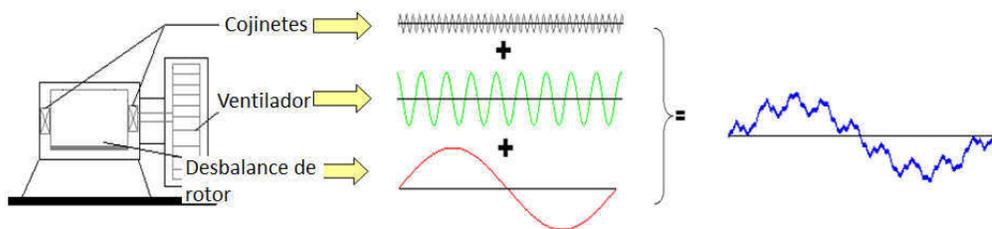
a. Desplazamiento: El desplazamiento es una medida del movimiento total de la masa, esto es, que tanto se desplaza la masa en su movimiento hacia arriba y hacia abajo cuando está vibrando, desde su posición de reposo. El desplazamiento de la masa es expresada en micras (1 micra = 0.001 mm).

b. Velocidad: Es la velocidad a la cual la masa se está moviendo o vibrando durante sus oscilaciones. La velocidad de la masa es cero en el límite superior e inferior del movimiento de la masa. Luego de pasar por estos puntos, la velocidad empieza a incrementarse hasta alcanzar su máximo valor en el punto que corresponde a la posición neutral y luego comienza a decrecer hasta volverse cero en el límite opuesto. La velocidad es expresada en milímetros por segundo (mm/s).

c. Aceleración: La aceleración es definida como la cantidad de cambio en la velocidad a la cual se está moviendo la masa vibrante. La aceleración es máxima cuando la velocidad es mínima (límites superior e inferior) y cero cuando la velocidad es máxima en la posición neutral. En el campo de las vibraciones, la aceleración es comúnmente expresada en unidades de aceleración de la gravedad, G (1 G = 9.81 m/s²).

En una máquina, es de esperarse que se presenten dos o más vibraciones armónicas de diferentes frecuencias ocurriendo al mismo tiempo.

Estas ondas al ocurrir al mismo tiempo, se superponen y el resultado es una suma de vibraciones, en donde la vibración resultante aún será periódica porque se repite a intervalos regulares de tiempo, como puede verse en la figura 4.



fuelle: supervisión de condiciones de máquina. R. Schmaus, Pruftechnik, nov. 2007.

Figura 4

Superposición de ondas de vibración armónicas.

La figura 4 muestra el ejemplo de un ventilador el cual genera dos ondas de vibración armónica, una generada por el choque de cada una de las aspas con un objeto, y una segunda generada por una masa agregada a una de las aspas generando un ligero desbalance.

Al superponer las ondas, resulta en una suma de vibraciones cuya onda se muestra en el cuadro del centro que indican las flechas. En la realidad, una máquina tendrá un número bastante grande de fuentes de vibración, tales como los apoyos, rodamientos, etc., generando éstos elementos vibraciones armónicas a diferentes frecuencias, pudiendo generarse ondas de vibración tan complejas.

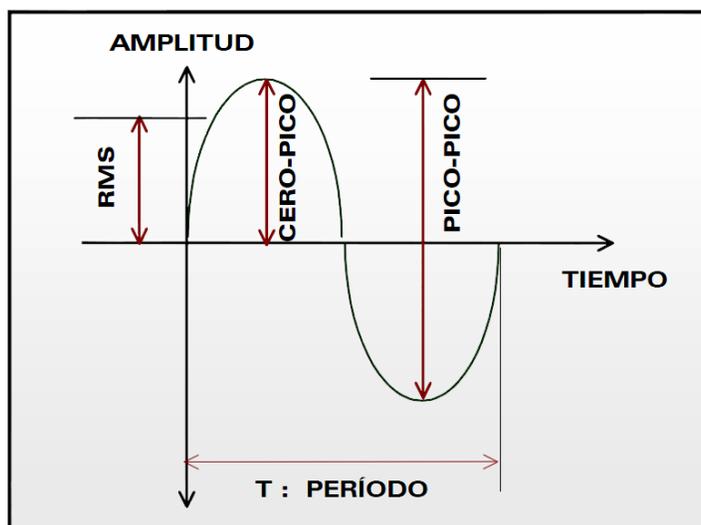
2.1.1.1. La amplitud de la vibración

La amplitud de la vibración es la medida de la magnitud del movimiento dinámico o vibración que ocurre en la máquina o partes de la misma.

Indica la severidad de la vibración en la máquina, dado que es la altura de los ciclos de vibración. Cuando consideramos la amplitud en el mundo de la vibración, necesitaremos conocer los siguientes términos que se muestran en la figura 5: amplitud pico a pico, amplitud cero a pico, amplitud promedio y amplitud rms.

La amplitud pico a pico es la cantidad medida entre el fondo de la onda o parte más baja y el máximo valor que alcanza el pico. La amplitud cero a pico es la cantidad medida entre el cero y el máximo valor del pico.

La amplitud rms (del inglés Root Mean Square) es considerada como un verdadero valor eficaz y es la raíz cuadrada del promedio aritmético de los valores instantáneos al cuadrado de la onda.



fuelle: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico; A-MAQ S.A.; ene 2005

Figura 5
Tipos de amplitud

2.1.1.2. Vibración global

La vibración global no es más que la suma total de toda la vibración medida por un sensor de vibración, dentro de un rango de frecuencias escogido. Como consecuencia tendremos un número que nos indicará el nivel de vibración que existe en cierta máquina, el término que se utilizará para nombrar el promedio de éste en múltiples lecturas será OBV.

Hoy en día es importante derivar en un único número el nivel de vibración que existe en la máquina, para poder compararlo con niveles de referencia o tendencia con el objetivo de determinar si la máquina está bien o no. Actualmente, existen normas, como ISO, y una gran mayoría de fabricantes que ofrecen una variedad de parámetros con los que se pueden realizar tendencias o permiten determinar si la máquina está operando con niveles de vibración permitidos.

La vibración global es diferente de la vibración específica. La vibración específica indica la amplitud que posee una vibración con frecuencia X.

2.1.1.3. Espectro de frecuencia

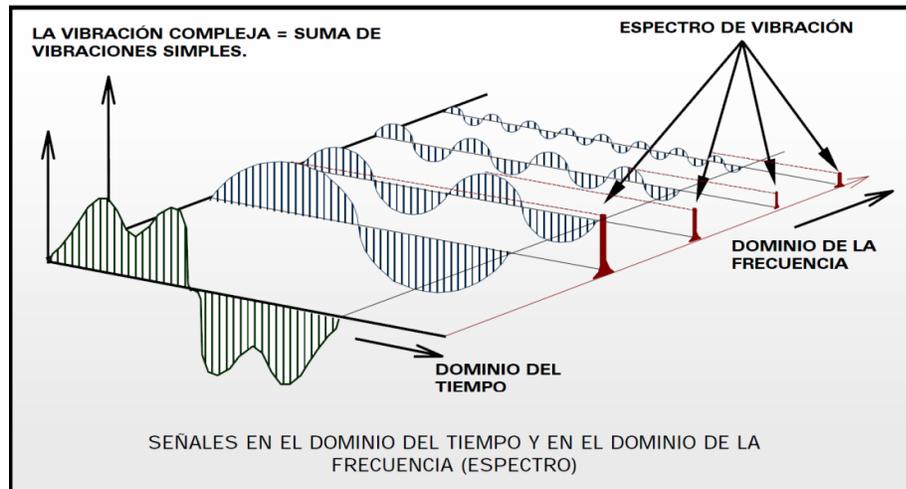
El espectro de frecuencia, es básicamente una gráfica que se compone de la siguiente manera: un eje horizontal o dominio, que contiene las unidades de frecuencia de la vibración, y el eje vertical o contra dominio, la amplitud de la vibración.

La onda de vibración es también una gráfica, cuya contra dominio o eje “y” es la amplitud, la misma que en el espectro de frecuencias, pero el dominio o eje “x” es el tiempo.

Para simplificar este proceso, los instrumentos y equipos de vibración son capaces de graficar y mostrar un espectro de frecuencias a partir de la señal de la onda de vibración que le está enviando un sensor. Este

procedimiento se logra mediante el uso de la transformación rápida de Fourier o FFT por sus siglas en inglés (Fast Fourier Transformation).

La figura 6 ayuda a reforzar este concepto, al representar en 3 dimensiones el procedimiento de la transformación de Fourier.



fuente: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico; A-MAQ S.A.; ene 2005

Figura 6

Vista tridimensional de la obtención de un espectro de frecuencia

2.1.1.4. Fase de la Vibración

La fase es el cambio relativo de una parte vibrante respecto a un punto de referencia fijo o respecto a otra parte vibrante, siendo este cambio medido en unidades angulares. Es decir, la fase es una medida del movimiento de la vibración respecto a una posición relativa, o la distribución de la vibración con relación a una parte estacionaria o móvil de la máquina.

2.1.1.5. Sensores para toma de medidas de vibración

Para medir el nivel de vibración absoluto, es necesario un elemento convertidor, que transforme la onda de vibración que se está generando en la máquina, a otro tipo o forma de señal, por ejemplo mecánica, eléctrica, etc.

Estos elementos convertidores son los sensores de vibración. La vibración será transmitida al sensor al estar este montado en la máquina para luego convertir ese movimiento en una señal eléctrica y enviarla al equipo analizador. Dicha señal eléctrica será proporcional al nivel de vibración.

Es importante hacer notar que la información sobre los sensores de vibración que se mencionan en este trabajo, es información general del diseño y funcionamiento. Las características específicas de cada uno de estos sensores pueden variar de acuerdo con su fabricante.

2.1.1.5.1. Tipos de sensores y sus aplicaciones

Usualmente, encontraremos 3 tipos de sensores para medir vibración: de aceleración, de velocidad y de desplazamiento.

Cada uno de estos sensores tienen sus propias aplicaciones, las cuales justifican su uso para el monitoreo de vibraciones. Es importante comprender las aplicaciones, ya que esto hará que el analista de vibraciones obtenga ventaja de los datos e información que con ellos puede obtener.

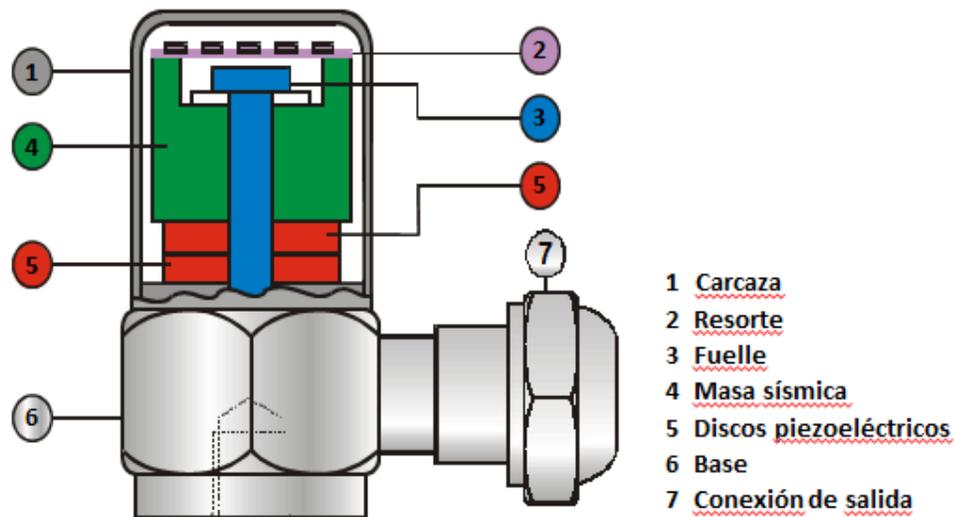
En el presente estudio las mediciones se realizarán con un sensor de aceleración.

2.1.1.5.2. Sensor de aceleración

El sensor de aceleración o acelerómetro, es un sensor que proporciona directamente la medida de la aceleración de la vibración.

Principio de Operación: La operación de un acelerómetro se basa en el principio masa-resorte. En este caso, la frecuencia natural del sistema masa-resorte se sintoniza muy alta, para asegurar que el acelerómetro funcione a frecuencias por debajo de su resonancia.

La figura 7 muestra el diseño de un sensor de aceleración por principio de compresión. En ese tipo de sensor se disponen discos piezoeléctricos cerámicos precargados por una masa sísmica. Con esta construcción los discos constituyen el resorte del sistema masa-resorte.



fuelle: The Economics of Machine Operation; Bruel & Kjaer Schenk; ene. 2000

Figura 7

Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión.

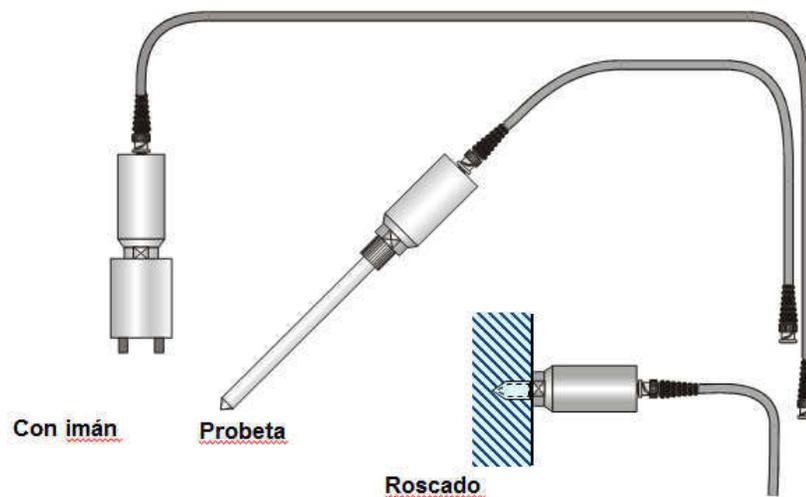
Como resultado de la técnica constructiva se pueden obtener frecuencias de resonancia muy altas. Normalmente los acelerómetros para

aplicaciones industriales tienen como límite superior e inferior de frecuencias 20 kHz y 1 Hz.

Entre las aplicaciones, los acelerómetros son usados para medir vibraciones en máquinas cuyos ejes son soportados por rodamientos. La causa de esto es que los rodamientos transfieren de buena manera la vibración del eje a la carcasa, sin embargo, los acelerómetros pueden trabajar también muy bien en máquinas cuyos ejes son soportados por cojinetes de deslizamiento debido a los avances hechos en la sensibilidad de los mismos.

2.1.1.5.3. Montaje del sensor

Básicamente, hay 3 formas de realizar el montaje de los sensores de vibración. Estas son: roscado, con imán y con probeta tal como se listan en la figura 8.



fuentes: The Economics of Machine Operation; Bruel & Kjaer Schenk; ene. 2000

Figura 8

Tipos de montaje para sensores de vibración

En el presente estudio, los análisis se realizarán con el montaje con magneto.

El montar el sensor con un imán o magneto es la manera más común de montaje de los sensores. El sensor se rosca a un imán y el imán por su fuerza magnética que posee se fija a la superficie de la máquina. La respuesta que ofrece este montaje es generalmente adecuada para las necesidades de los programas de análisis de vibraciones.

El montaje con magneto también tiende a proveer repetitividad de datos, característica deseable en los programas de análisis de vibraciones.

2.1.2. Diagnóstico de fallas por medio de análisis de vibraciones

Para diagnosticar problemas en máquinas mediante análisis de vibraciones, se debe medir con cierta frecuencia el nivel de vibración, pues las medidas y la tendencia de los cambios, avisarán de la severidad del problema y pueden servir de información para planificar el mantenimiento.

Los análisis de la vibración también ofrecen información que ayudan a saber la raíz del problema, de tal forma, que sea posible corregir el origen de los problemas en la máquina (desbalance, desalineamiento, etc.), y así no enfocar el mantenimiento en sencillamente reemplazar los componentes dañados o con síntomas de desgaste o fatiga. Quizás hasta sea posible descubrir que realizando pequeños cambios en la instalación, operación, mantenimiento o incluso en el diseño, la máquina pueda requerir menos mantenimiento y ser más confiable en un futuro.

El análisis de frecuencias es la forma analítica más frecuentemente usada para la identificación de fallas o fuentes de problemas en las máquinas en operación, ya sea esta una operación normal, arranques o paradas, o durante ensayos y pruebas de funcionamiento, por ejemplo durante un balanceo o luego de un mantenimiento completo a la máquina.

El análisis de frecuencias proporciona las bases de juicio necesarias para realizar el diagnóstico de la máquina.

Las vibraciones mecánicas se propagan por toda la estructura de la máquina. Esas vibraciones deben ser preferiblemente medidas en los puntos de la máquina o de su estructura en que mejor se manifiesten. Estos puntos son predominantemente los cojinetes y rodamientos, y sus carcazas.

Luego de la toma de vibración global y haber decidido sobre el estado o condición de la máquina, se realizará el análisis de frecuencias (si así lo requiere la condición de la máquina). De esa forma, es posible un examen discreto, permitiendo asociar las frecuencias componentes con los elementos de la máquina y los mecanismos de excitación que las originan (fuentes de los problemas). En el presente capítulo, se presentan los espectros típicos para identificar fallas en éste caso del ventilador de tiro inducido, para ampliar la información sobre el diagnóstico de espectros de frecuencia, consultar las tablas Charlotte capítulo 6 denominado “Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems”, de Technical Associates Of Charlotte.

2.1.2.1. Uso del espectro de frecuencias de vibración

El éxito en los programas de mantenimiento predictivo radica en la habilidad de diagnosticar problemas mecánicos y eléctricos dentro de la máquina, a partir de las evidencias o condiciones de operación que la máquina exterioriza, tales como vibración, temperaturas, etc.

En el campo del análisis de vibraciones, el espectro de frecuencias es la herramienta que ayuda a desarrollar la habilidad para diagnosticar problemas en las máquinas.

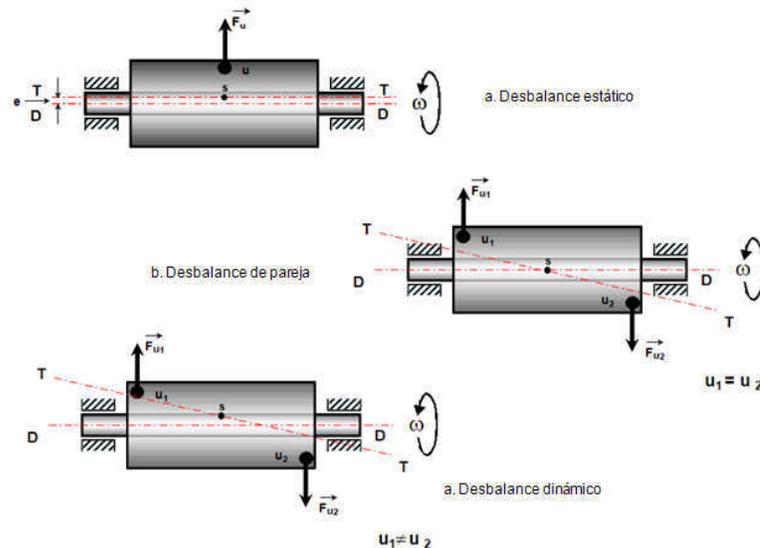
Lo que ocurre es que cuando una máquina presenta síntomas de falla, esta vibrará de una manera característica y si el nivel de vibración

sobrepasa los niveles de alarma establecidos, por el fabricante o mediante el uso de alguna norma o guía, el analista debe obtener información acerca de la onda de vibración, ya que en ella está contenida información valiosa acerca de los problemas en la máquina.

Sin embargo, intentar estudiar la onda de vibración y tratar de separar esta onda en las ondas primarias para encontrar la onda dominante y determinar la causa de la vibración excesiva en la máquina, es una tarea muy difícil. Es este punto el que le da un invaluable valor al espectro de frecuencias para el analista de vibraciones.

2.1.2.2. Desbalance

El desbalance ocurre cuando el eje de inercia de la masa en rotación, no coincide con el eje de giro de la masa en rotación, tal como se muestra en la figura 9. El desbalance causa vibración con una frecuencia exactamente igual a la velocidad de operación del cuerpo desbalanceado.



fuelle: The Economics of Machine Operation; Bruel & Kjaer Schenk; ene. 2000

Figura 9
Tipos de desbalance

En un cuerpo en rotación, siempre existirá cierto grado de desbalance. La clave es conocer cuanto desbalance es aceptable para un tipo particular de máquina y su velocidad de operación.

2.1.2.2.1. Características

Un rotor con desbalance normalmente mostrará las características o síntomas siguientes:

- a. El desbalance siempre causará alta vibración con frecuencia igual a la velocidad de operación de la parte desbalanceada, es decir vibración 1X (sin embargo, no toda la vibración 1X puede ser causada por desbalance).
- b. La amplitud de la vibración a 1X normalmente será la dominante en el espectro y su amplitud será mayor o igual al 80% de la amplitud de la vibración global cuando el problema es puramente desbalance. Si la amplitud se encuentra entre el 50% y 80%, el desbalance no es el único problema presente.
- c. La amplitud de la vibración es proporcional a la distancia entre la línea de gravedad y el eje de giro.
- d. El desbalance genera una fuerza centrífuga uniforme que cambia constantemente de dirección.
- e. Cuando el desbalance es el problema dominante, normalmente existirá una diferencia de fase de 90° entre las lecturas vertical y horizontal del mismo rodamiento ($\pm 30^\circ$).
- f. Cuando el desbalance es dominante, la vibración radial normalmente será mucho más grandes que la vibración en dirección

axial, excepto en rotores en voladizo o cuando existan problemas de desalineamiento.

g. Los rotores desbalanceados normalmente dan lecturas de fase estable y repetitiva en dirección radial.

h. El nivel de vibración vertical normalmente será menor al nivel de vibración horizontal (entre el 50 y 75%), debido a la rigidez de la estructura.



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 10

Espectro típico de problemas de vibración por desbalance

2.1.2.2.2. Tipos de desbalance

Existen 4 tipos o formas de desbalance claramente identificados, los cuales se describen a continuación. En esta descripción se darán a conocer las características que permiten su identificación durante el diagnóstico.

2.1.2.2.2.1. Estático

Llamado también desbalance tipo Fuerza. En el desbalance estático, hay una condición básica, el eje de inercia está desplazado paralelamente del eje de giro, tal como se puede ver en la figura 9 inciso a. Existe una

única fuerza generada por un peso imaginario que obliga al centro de gravedad, desplazarse de centro de giro.

2.1.2.2.2. De pareja

El desbalance de pareja o couple, se caracteriza por que el eje de inercia intercepta al eje de giro exactamente en el centro geométrico del rotor, como se puede observar en la figura 9 inciso b. Aquí, el couple es generado por dos masas de igual peso, cada una en un extremo del rotor pero su posición relativa es a 180° una de la otra. Estas masas provocarán un efecto giroscópico. Este desbalance genera inestabilidad en el rotor ocasionando un movimiento de ida y vuelta como si se tratara de una sierra.

2.1.2.2.3. Dinámico

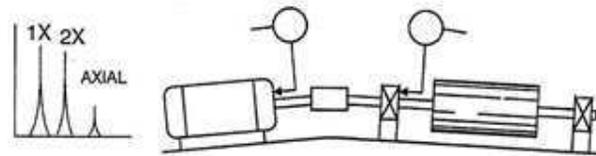
El desbalance dinámico es el tipo más común encontrado en los rotores con problemas de desbalance, en donde, el eje de inercia del rotor jamás será paralelo al eje de giro, y pueden o no intersectarse (ver figura 9 inciso c). En esencia, el desbalance dinámico es una combinación del desbalance estático y de pareja.

2.1.2.3. Diagnóstico de desalineamiento

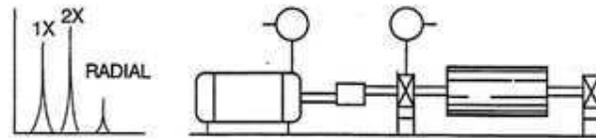
El desalineamiento se puede describir como dos ejes acoplados por sus extremos cuyos centros geométricos y/o ejes de giro no coinciden.

Si los centros geométricos de los ejes que presentan desalineamiento, son paralelos pero no coinciden, entonces se dice que la desalineación es paralela. Si los ejes de giro se encuentran o intersectan en algún punto pero no son paralelos, el desalineamiento es denominado angular (Ver figura 11).

Un tercer tipo de desalineamiento ocurre, no en ejes acoplados, sino entre los 2 rodamientos de un mismo eje, los cuales al no estar alineados provocan que sus centro geométricos no sean concéntricos y el eje no se aloja correctamente en el rodamiento produciendo elevada vibración



a. Desalineamiento angular



b. Desalineamiento paralelo

fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 11

Tipos de desalineamiento en ejes acoplados

2.1.2.3.1. Características

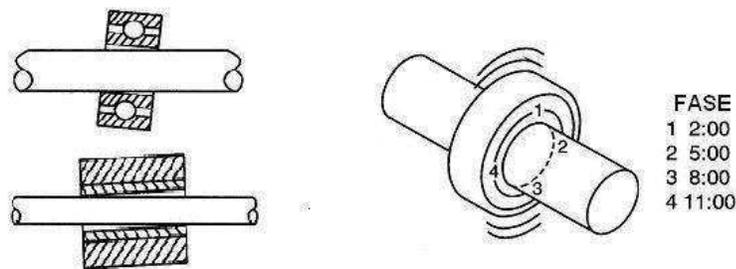
En una máquina sometida a problemas de desalineamiento, pueden ocurrir diversas fallas, tales como falla del acople, rodamientos, etc. En dicha máquina con problemas de desalineamiento, es usual que se presenten vibraciones con frecuencias 1X y 2X. La ocurrencia de altas cargas y fuerzas centrífugas a 1X y 2X, hace que aparezcan vibraciones de frecuencias superiores en los rodamientos.

Algunas características que permiten su identificación son:

- a. Ocurren simultáneamente vibraciones con frecuencia 1X y 2X, y vibraciones con frecuencias superiores de los rodamientos. Puede aparecer también vibración a 3X.
- b. Normalmente existirá alta vibración radial y axial. La vibración axial es elevada, sobre todo en el desalineamiento angular, pero hay que ser cuidadoso ya que no solo el desalineamiento puede provocar alta vibración axial.
- c. La fase es también un buen indicador para identificar problemas de desalineamiento, pero es diferente para cada caso.

2.1.2.3.2. Desalineamiento en rodamientos y/o cojinetes

Los rodamientos que han sido montados en alojamientos o carcasas no concéntricas entre sí, generarán una considerable vibración axial y carga inusual en los rodamientos. Si este problema es diagnosticado, debería ser resuelto lo antes posible antes de que pueda causar una falla prematura en los rodamientos. La figura 12 ilustra un problema de este tipo e indica además, los puntos recomendados para toma de lectura de fase.



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 12

Rodamientos desalineados con respecto al eje

Las características que permiten identificar este problema son:

- a. Se generará considerable vibración axial a 1X y 2X.
- b. Si la fase en dirección axial al rodamiento es medida en 4 puntos separados a 90° uno del otro, encontraremos un desfase de 180° entre las posiciones superior e inferior (puntos 1 y 3, figura 12) y entre las posiciones a cada lado del eje (puntos 2 y 4).

Intentar alinear los acoples o balancear el rotor no aliviará el problema. Estos rodamientos deben ser desmontados para instalarlos correctamente.

2.1.2.4. Diagnóstico de pérdida mecánica o soldura

Esta clase de problemas genera en algunos casos picos de vibración a 1X. Actualmente se tiene identificados 3 tipos de soldura: estructural, por anclaje en mal estado y por holguras causadas por desgaste o tolerancias inadecuadas.

2.1.2.4.1. Síntomas

La pérdida mecánica por sí sola no es una causa de generación de vibración, no es más que es una reacción a otros problemas presentes en la máquina tales como desbalance, desalineamiento, etc.

Un primer síntoma es que la pérdida mecánica permite de cierta manera, amplificar un poco las fuerzas que se generan por el desbalance, el desalineamiento, etc., y vibración con frecuencias que son múltiplos de la velocidad de giro (vibraciones a 1X, 2X, 3X, etc.), o también denominadas vibraciones armónicas. Además, si la pérdida mecánica es severa, pueden producirse vibraciones con frecuencia inferior a la frecuencia de giro de la máquina, denominadas también como vibraciones subarmónicas.

En algunos casos es previsible que exista pérdida mecánica si la amplitud de la vibración vertical a 1X es superior a la horizontal a 1X, aunque esto dependerá también de la forma del montaje de la máquina.

Otro síntoma será revelado cuando se intente corregir otros problemas en la máquina, debido a que como la pérdida mecánica agrava los problemas existentes, así mismo, se complicará la solución, pudiendo esto ocasionar que se confunda el tipo de problema que se intenta corregir.

Hipotéticamente se debería corregir inicialmente cualquier clase de problema existente en la máquina, y luego solventar los problemas de pérdida mecánica. A menudo lo anterior es técnicamente imposible, y se necesitarían extraordinarios niveles de precisión, en tal caso debe corregirse inicialmente la pérdida mecánica.

2.1.2.4.2. Clases de pérdida mecánica

La pérdida mecánica puede deberse a tres fuentes, estructura fatigada, un mal anclaje y desgastes, cada una de las cuales da origen a una de las siguientes clases de pérdida mecánica: pérdida mecánica estructural, anclaje en mal estado y desgastes (aunque también se incluye tolerancias inadecuadas).

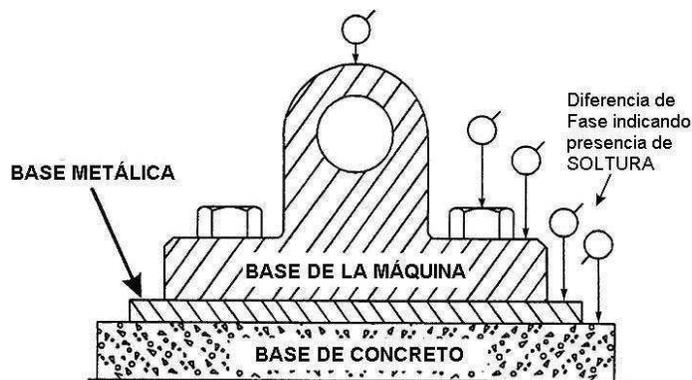
2.1.2.4.2.1. Estructural

La pérdida mecánica estructural, pertenece al tipo de pérdidas no rotativas, debido a que ocurre entre partes estacionarias de la máquina. Esta clase de soldadura es causada por debilidad o fatiga de la estructura o base que soporta la máquina o del anclaje.

También puede ocurrir por deterioro de la base de concreto, aflojamiento de los pernos de anclaje y por distorsión en la base tal como se muestra en la figura 13.

Al no tener suficiente rigidez de fijación, los apoyos de la máquina y cada parte tendrán una respuesta tan diferente que existirán movimientos relativos entre éstos. La evidencia de esta será una gran diferencia de fase (entre 90° y 180°) en las lecturas realizadas en puntos de anclaje, patas de la máquina, base metálica y de concreto.

El espectro de frecuencias que se obtiene tendrá una alta vibración dominante a 1X y puede llegar a confundirse con desbalance o desalineamiento.



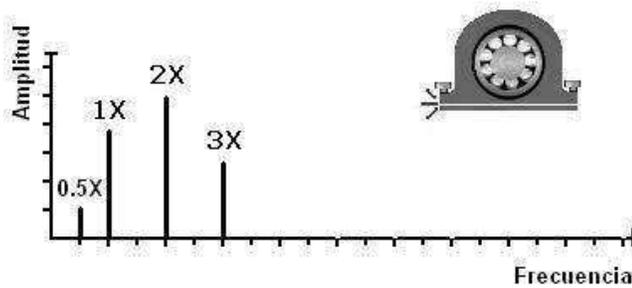
fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 13

Elementos que permiten pérdida mecánica estructural

2.1.2.4.2.2. Anclaje en mal estado

También perteneciente al tipo de pérdidas no rotativas, el anclaje en mal estado es una clase de pérdida mecánica generalmente causado por aflojamiento en los tornillos de fijación de las bases de la máquina, grietas en sus partes o en el pedestal y/o base sobre el cual se apoyan los tornillos del anclaje, el espectro típico de ésta falla se observa en la figura 14.



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 14

Espectro típico de problemas por anclaje en mal estado

Generalmente el espectro de frecuencias tendrá picos de vibración a 1X, 2X y 3X, con un pico a 0.5X en los casos más severos. La fase puede ser usada para verificar esta pérdida mecánica, y se encontrará una diferencia de 180° entre el apoyo y la base.

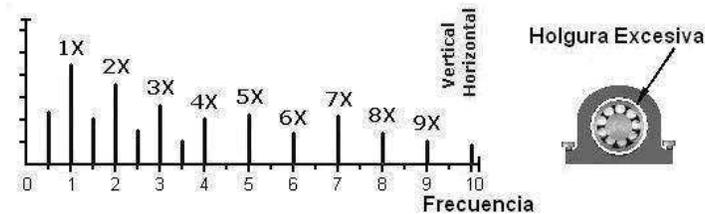
2.1.2.4.2.3. Tolerancias inadecuadas o desgastes

Esta clase de pérdida mecánica, pertenece al tipo de pérdidas rotativas, las cuales son causadas por una excesiva distancia entre los elementos rotativos y estacionarios de la máquina, por ejemplo, los rodamientos.

Esta pérdida mecánica puede ocurrir debido a un desgaste en los apoyos generado por mal montaje o fijación, o sencillamente debido a tolerancias inadecuadas. Se produce en el espectro de frecuencias, un gran número de vibraciones armónicas que pueden extenderse desde 2X, 3X, hasta 10X o más si la holgura es excesiva, debido a la respuesta no lineal del sistema de fuerzas dinámicas del rotor. La holgura excesiva puede provocar además que aparezca en el espectro vibración a 0.5X e incluso

1/3X, producido por fricciones o impactos severos, los cuales a su vez provocan truncado en la onda de vibración y un piso espectral levantado, el espectro de frecuencia típico se muestra en la figura 15.

Las lecturas de fase tienden a ser inestables y cambian de medida cuando el rotor varía su posición relativa al eje.



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 15

Espectro típico de pérdida mecánica por holguras excesivas

2.1.2.5. Diagnóstico de rotores excéntricos y ejes torcidos

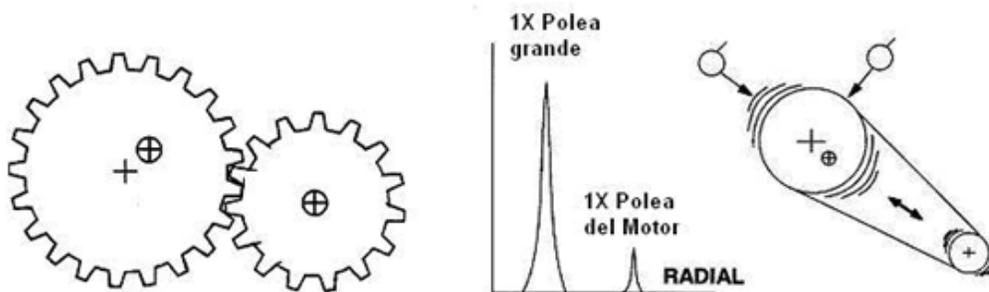
Como resultado de un montaje inadecuado o consecuencia de fallas en la máquina, se pueden producir problemas de rotores excéntricos y ejes torcidos en la máquina. Estos problemas serán tratados por separado a continuación.

2.1.2.5.1. Rotor excéntrico

Un rotor excéntrico es aquel en el cual el eje de giro no coincide con el centro geométrico del cuerpo en rotación, tales como poleas, engranajes, rodamientos, rotores de motores eléctricos, etc. El resultado será que uno de los lados del rotor tenga más peso que el otro lado y causará que el eje tome

una órbita irregular al rotar. Esta inestabilidad que se produce será la causa de una vibración inminente.

En maquinaria con altas velocidades de rotación, se hace muy importante que la excentricidad sea minimizada o de ser posible eliminada.



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 16

Espectro de frecuencia típico de engranajes y poleas excéntricas

2.1.2.5.1.1. Características

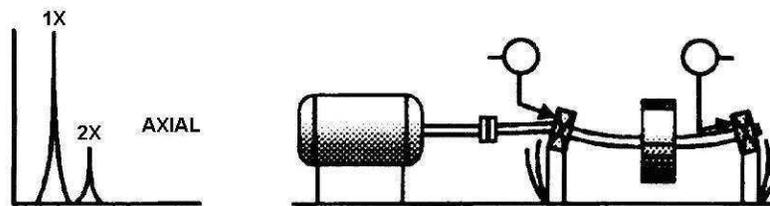
Al igual que en el desbalance, el espectro de frecuencias de un problema de excentricidad tendrá vibración dominante con frecuencia 1X del componente excéntrico, particularmente, cuando la vibración es tomada en dirección de la línea de centros entre los dos rotores, como en la figura 16, donde se muestra un espectro clásico.

Las lecturas comparativas de fase horizontal y vertical tomadas en un mismo apoyo o rodamiento, mostrarán una diferencia de 0° o 180°.

2.1.2.5.2. Eje torcido

Un eje torcido puede generar excesiva vibración en la máquina, dependiendo de que tan torcido y en que lugar se encuentre la falla. Al igual que con rotores excéntricos, el efecto puede ser reducido mediante balanceo pero no eliminándolo, y a menudo no son satisfactorios los resultados.

Algunas veces, se pueden obtener resultados exitosos corrigiendo las torceduras en los ejes, mediante técnicas de tratamientos térmicos. En estos casos, se debe tener mucho cuidado de no inducir o dejar en el eje, esfuerzos residuales, los cuales más adelante harán que el eje se fatigue.



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 17

Eje torcido. Espectro típico y esquema con lecturas de fase

2.1.2.5.2.1. Características

En la figura 17 se observa un espectro típico y esquema de problemas de vibración por eje torcido, de donde se desprenden las siguientes características.

- a. Alta vibración axial generada como consecuencia del movimiento en vaivén inducido por el eje torcido. La vibración dominante normalmente ocurre a 1X, particularmente si la torcedura se encuentra cerca al centro del eje, acompañada de una vibración a 2X.

- b. El pico a 2X puede crecer, particularmente cuando la torcedura es cercana al acople, pero raramente tendrá más amplitud que la componente de la vibración a 1X.
- c. Las lecturas de fase axial entre los dos apoyos o rodamientos del eje torcido, tendrán una diferencia de 180°.
- d. Las amplitudes de las vibraciones a 1X y 2X normalmente serán estables, salvo en aquellos casos en los cuales la frecuencia de la vibración 2X, coincide con el doble de la frecuencia de línea (7200 cpm).
- e. Cuando la torcedura se encuentra muy cercana o dentro del alojamiento del rodamiento, ocurrirá una diferencia de fase de 180° entre el punto superior y el inferior del mismo rodamiento, y entre ambos lados del rodamiento, similar a lo que ocurre cuando hay desalineamiento en rodamientos.
- f. Cuando existe demasiada excentricidad en el rotor a causa de la torcedura, la vibración puede parecerse a un desbalance. Cuando la torcedura provoca excentricidad cercano al acople o en el mismo acople, la vibración provocada puede parecerse a un desalineamiento.

2.1.2.6. Diagnóstico de rodamientos en mal estado

La evaluación del estado de los rodamientos y el análisis objetivo del daño en los elementos rodantes, ha recibido un énfasis notorio. Las razones para ello radican en que los rodamientos son partes de las máquinas que deben ser reemplazadas con mayor frecuencia, muchas veces en forma prematura para evitar que fallen, con el consiguiente desperdicio de tiempo, producción y dinero, y que están sometidos a demandas y desgaste extremos. Por otra parte, si un rodamiento llegara a fallar, acarrea además

daños graves en las máquinas, y consecuentemente, en todo el proceso de producción.

Se han hecho numerosos estudios para poder establecer la vida útil de un rodamiento, sin embargo, solamente alrededor de un 10% a 20% de éstos alcanzan un tiempo en servicio igual a la vida útil para la que fueron diseñados, todo esto debido a una serie de factores que influyen tales como, inadecuada lubricación, uso de lubricantes equivocados, contaminación del lubricante con sucio o partículas extrañas, almacenamiento inadecuado, exposición a humedad, uso en aplicaciones incorrectas, mala instalación, etc.

Además, otra de las causas que contribuyen enormemente para que los rodamientos y sus elementos rodantes presenten fallas prematuras y no alcancen un tiempo en servicio igual a la vida útil de diseño, es la excesiva vibración y las altas cargas dinámicas que se transmiten del rotor a la carcasa de la máquina por medio de los rodamientos.

Cuando se realizan análisis de vibraciones para detectar o diagnosticar problemas en rodamientos, es sumamente importante recordar de los siguientes requerimientos:

- a. Usar unidades de velocidad para todas las medidas del diagnóstico.
- b. Tomar medidas de vibración global y espectros de frecuencias en el rodamiento o su estructura de soporte.
- c. Identificar el rodamiento por medio de su fabricante y número.
- d. Buscar los multiplicadores de frecuencias de falla de tablas establecidos para estos propósitos.
- e. Determinar si en el espectro aparecen las frecuencias de falla, para ello debe encontrarse el producto de cada uno de los multiplicadores de frecuencia encontradas en la tabla por la velocidad de operación.

2.1.2.6.1. Las 4 etapas de falla

Estudios que se han realizado, han encontrado que los rodamientos normalmente siguen el mismo patrón de deterioro que los lleva a fallar. Algunos han agrupado esas características de deterioro en 4 etapas, las cuales se discutirán a continuación.

2.1.2.6.1.1. Etapa 1

La más temprana señal de problemas en rodamientos aparece en el rango de frecuencias ultrasónicas, es decir, frecuencias entre 250,000 y 300,000 Hz. Posteriormente, a medida que el desgaste aumenta cae a un rango entre 20,000 a 60,000 Hz. Estas son frecuencias evaluadas mediante la energía que generan los impulsos de choque. Tomando espectros con resolución de alta frecuencia, se puede confirmar si el rodamiento se encuentra en la etapa 1 (ver figura 18)



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 18

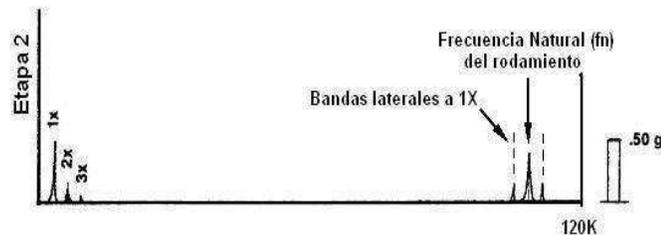
Etapa 1 de falla en los rodamientos

La técnica de evaluar las frecuencias mediante la energía que general los impulsos de choque, se basa en que el elemento vibrante del sensor de vibración posee una frecuencia resonante muy alta, la cual es excitada cuando se miden frecuencias en ese rango. Es decir que se utiliza el sensor

en su modo resonante, que permite obtener un valor global en ese rango de frecuencias.

2.1.2.6.1.2. Etapa 2

Los pequeños defectos de los rodamientos empiezan a excitar las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento, lo cual ocurre predominantemente en un rango entre 30,000 y 120,000 cpm. Tales frecuencias naturales pueden también ser resonancias de los soportes del rodamiento, y aparecerán frecuencias laterales antes y después del pico de la frecuencia natural al final de la etapa 2 (ver figura 19).



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 19
Etapa 2 de falla en los rodamientos

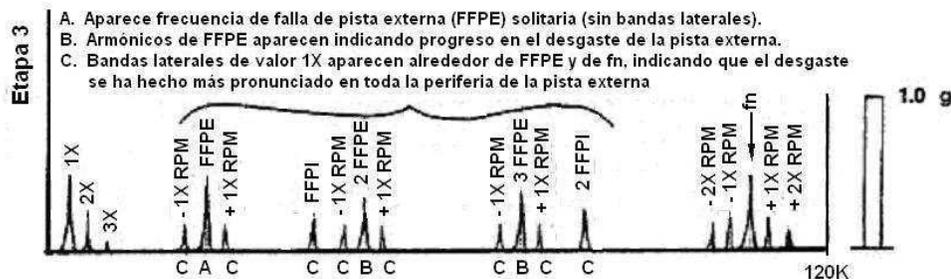
La excitación de las frecuencias naturales ocurre al impactar un elemento, similar a lo que ocurre cuando se golpea una campana.

El mismo efecto de la campana se da entre los elementos que componen el rodamiento (vibrar a su frecuencia natural), cuando ocurre una falla, como una picadura, grieta, fractura, etc., que impide la rodadura normal y en cambio sucede algún nivel de impacto, ocasionando el incremento del nivel de los impulsos de choque.

2.1.2.6.1.3. Etapa 3

Aparecen las frecuencias de falla del rodamiento y sus armónicos. Recordemos que las frecuencias de falla se pueden obtener mediante cálculo utilizando las ecuaciones dadas en el inciso anterior, o bien mediante su búsqueda en tablas.

A mayor desgaste, más frecuencias armónicas aparecerán, y el número de bandas laterales aumentará tanto alrededor de las frecuencias de falla como de las frecuencias naturales de los componentes. Continúa elevándose el nivel de los impulsos de choque y el desgaste que se ha producido podrá ser visible y se extiende a toda la superficie de rodadura, particularmente cuando los armónicos de las frecuencias de falla están acompañados de muchas bandas laterales bien definidas (ver figura 20).



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 20

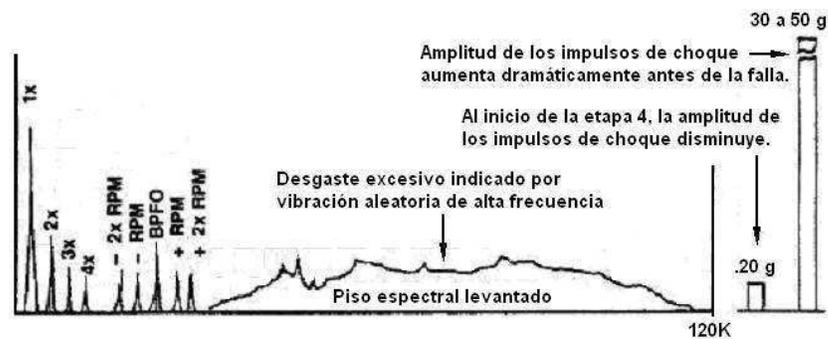
Etapa 3 de falla en los rodamientos

En este punto, se recomienda reemplazar el rodamiento. Las fallas en los rodamientos pueden empezar en la pista externa, pista interna, elementos rodantes o jaula. Se debe prestar mucha atención al analizar el espectro de frecuencia, porque muy probablemente aparecerán picos en el espectro provenientes de fallas en dos o más componentes, los cuales pueden confundir.

2.1.2.6.1.4. Etapa 4

Hacia el final, la amplitud con frecuencia 1X es también afectada, crece su amplitud y normalmente hace crecer muchos armónicos de la frecuencia de rotación. Se empiezan a transformar, las frecuencias de las vibraciones típicas de falla, en vibración aleatoria de banda ancha con piso espectral levantado.

Adicionalmente, las amplitudes tanto del piso espectral, como de los impulsos de choque pueden disminuir, pero justo antes de presentarse la falla, estas amplitudes normalmente crecerán hasta amplitudes excesivas, (ver figura 21).



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 21

Etapa 4 de falla en los rodamientos

La pérdida o cambio de las frecuencias de fallo obedece a que el desgaste irregular en el rodamiento hace que su geometría cambie y distorsione los valores de frecuencia de falla que antes estaban bien definidos.

El proceso en el cual falla un rodamiento está por lo tanto, bien definido y se puede resumir como sigue:

- a. Aparece una picadura, grieta, fisura, etc., de tamaño microscópico.
- b. La picadura se extiende a las bolas o rodillos, y a la pista exterior o interior.
- c. El daño se extiende y evidentemente empeora, dando lugar a un aumento en la temperatura.
- d. La jaula se rompe, provocando que los rodillos o bolas se deslicen y que el cojinete se atasque.

2.1.2.7. Mecanismos expuestos a fallas en el ventilador de tiro inducido

En los ventiladores, las principales fuentes que producen vibración excesiva y que pueden hacer fallar prematuramente a algunos de sus elementos, son: el desbalance, desalineamiento en acoples, pérdida mecánica, ejes torcidos y rodamientos en mal estado, principalmente.

La vibración mecánica produce fuerzas dinámicas, principalmente en el rodete y eje. Los principales efectos de la vibración que podemos encontrar en los componentes de un ventilador, se describen brevemente a continuación.

- a. Rodamientos: Las cargas dinámicas producidas en el ventilador, especialmente a causa del desbalance, son soportadas también en éste caso, por los rodamientos. Estas cargas sobre el rodamiento, producirán un desgaste prematuro en el rodamiento, reflejándose en una holgura mayor a la normal entre elementos rodantes y pista externa e interna del rodamiento, generando calentamiento, falla de la lubricación y finalmente, un rodamiento inservible.
- b. Cojinetes de deslizamiento: En los ventiladores cuyos ejes están soportados por cojinetes de deslizamiento, es muy importante el

observar la holgura entre el eje y el elemento deslizante del cojinete. Las cargas dinámicas producidas en el ventilador, en especial la del desbalance, son soportados por los cojinetes. Estas cargas cuando son excesivas, producirán un desgaste prematuro del elemento deslizante, y se agregará al ventilador una nueva fuente de vibración.

El desgaste prematuro del elemento deslizante puede ser provocado también por una lubricación inadecuada.

c. Acoples: En los ventiladores que se encuentran acoplados directamente a su máquina motriz por medio de acoples, los acoplamientos utilizados normalmente son rígidos.

Por lo tanto, la vibración provocará fatiga en los acoples, en especial si la vibración es a consecuencia de problemas de desalineamiento, generándose fatiga y calentamiento del acople hasta llegar a la rotura.

d. Rodete: Los álabes del rodete, están constantemente expuestos a desgaste, en especial los álabes de los ventiladores de tiro inducido, ya que estos están en contacto con los gases quemados, que producen corrosión en la superficie del álabe. Esta corrosión no se produce uniformemente en el rodete, no es controlable, y el resultado será un desbalance en el ventilador.

e. Eje: Las fuerzas dinámicas producidas por la vibración, si no son reducidas a niveles aceptables, pueden provocar a largo plazo, fatigas en el eje, transformándose éste en un eje torcido.

Los elementos que resultan prematuramente dañados a causa de la vibración excesiva en los ventiladores, normalmente son los rodamientos y/o cojinetes de deslizamiento. Por otra parte, debido a la magnitud del ventilador, la vibración que se genera puede llegar a causar daños a la cimentación, constituyéndose este en un problema de soldadura.

2.1.2.7.1. Alternativas de solución para los problemas identificados

Entre las posibles alternativas de solución, para los problemas de vibración que se identifiquen como resultado del estudio de análisis de vibraciones que se llevará a cabo, se listan las siguientes:

a. Balanceo: Una de las causas más probables de problemas de vibración, es el desbalance.

b. Alineamiento: El desalineamiento en ejes acoplados, es la segunda de las causas probables que genera vibración. De encontrar éste problema, se necesitará efectuar correcciones al alineamiento entre máquina motriz y ventilador, según sea el caso.

c. Rodamientos defectuosos: Si mediante el análisis de vibraciones se determina la existencia de rodamientos defectuosos, se recomendará el cambio, antes de que fallen y pueda generar una falla más severa.

d. Pérdida mecánica: Si se presenta debilidad en la cimentación o anclaje en mal estado, se buscará dar solución mediante el reemplazo de pernos de anclaje defectuosos, refuerzo de cimentaciones, e inclusive, el reemplazo de la misma, ya que la debilidad en la cimentación, puede inducir segundos problemas como una pata coja.

Con el tema de las holguras fuera de tolerancia, se buscará reemplazar las piezas que aseguren que el nuevo montaje no tendrá holguras excesivas.

e. Eje doblado: Si del análisis revela que la vibración se debe posiblemente a la existencia de un eje torcido o doblado, de deberá desmontar y comprobar. Si resulta que el eje se encuentra fuera de las tolerancias para tal caso, el eje deberá ser reemplazado.

3. ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y DIAGNOSTICOS DE CAMPO EFECTUADO

Para el análisis del ventilador de tiro inducido de caldera, se obtuvieron los niveles de vibración tanto en las chumaceras del ventilador como en la caja reductora y motor del mismo. El grado de severidad que representa la vibración en el motor y en la caja reductora no se considera en éste estudio ya que en esos puntos, la vibración global fue aceptable en todas las mediciones efectuadas.

Antes de conocer la información obtenida durante los análisis de vibraciones, es conveniente dar a conocer algunos lineamientos y/o normativa sobre el procedimiento de evaluación y análisis de la vibración en maquinaria, en especial para la estudiada. La normativa incluida, es específicamente la necesaria para el estudio de análisis de vibraciones que se realiza, y es necesario indicar que es una parte de la extensa normativa existente.

3.1. Lineamientos generales en la toma de medidas de vibración

Para muchas máquinas, la medición realizada en partes estáticas de la máquina es suficiente por caracterizar adecuadamente sus condiciones de operación con respecto a problemas de operación, tal como se asume en la norma ISO 10816. En aquellos casos donde se considera la existencia de flexibilidad entre las partes móviles y estáticas, se sugiere consultar como complemento la norma ISO 7919-1.

Las medidas de vibración pueden ser usadas para varios propósitos incluyendo monitoreo de operación rutinaria, pruebas de aceptación y diagnóstico e investigaciones analíticas. La norma ISO 10816 está diseñada para proveer únicamente, lineamientos generales para monitoreo de operación y pruebas de aceptación

3.1.1. Alcance

La norma ISO 10816 parte 1, establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, usando medidas tomadas en partes estáticas de las máquinas (rotativas o reciprocantes).

El criterio de evaluación general, que se presenta en términos de la magnitud de vibración y su cambio a través del tiempo, está relacionado con el monitoreo de operación rutinaria y pruebas de aceptación. Estos criterios se han proporcionado principalmente para garantizar una operación fiable, segura, y a largo plazo, minimizando así efectos adversos en la máquina asociada con la vibración que se produce.

Esta norma presenta además, lineamientos para establecer los niveles de vibración permitidos en operación. Hay que indicar que el criterio de evaluación solo se relaciona con vibración producida por la propia máquina, y no incluye vibración transmitida del exterior a la máquina. Además, en estos criterios de evaluación no hay consideración alguna por vibración torsional.

3.2. Normativa de referencia

Las normas que sirvieron como referencia para poder establecer los criterios de evaluación y los niveles de vibración límite, son:

1 Norma ISO 10816, parte 1, edición del año 1,995.

2 Norma ISO 10816, parte 3, edición del año 1998.

3 Norma ISO 2372, edición del año 1984.

La parte 1 de la norma ISO 10816, proporciona información acerca de la toma de las medidas de vibración, en especial, la regulación sobre los parámetros de medida, las distintas posiciones o direcciones en que se debe

colocar el sensor de vibración al momento de la toma de medidas de vibración y criterios básicos para la selección del equipo o instrumento analizador de vibraciones.

De la parte 3, norma ISO 10816, se extrajo información relacionada con los criterios de evaluación aplicables a conjuntos de máquinas compuestos por máquina conducida acoplada a una máquina motriz. Dentro del grupo de máquinas conducidas al que se refiere la parte 3 de ésta norma, se encuentran los ventiladores, teniendo como máquina motriz, un motor eléctrico o una turbina de vapor, con potencias por encima de 15 kW y velocidades de operación entre 120 y 15,000 rpm.

En éste trabajo, la Norma ISO 2372 es tomada como referencia general en el estudio de análisis de vibraciones de las máquinas. La razón de esta disposición radica en la equidad de valores límites existentes entre la norma ISO 2372 y los límites de severidad de vibración de la norma ISO 10816, parte 3. La norma ISO 2372 sirvió de referencia junto con otras normas ISO, para dar origen a la norma ISO 10816 (ver anexo 2 y 3).

3.3. Toma de medidas de vibración

Esta sección describe conceptos relacionados con los parámetros de medidas, procedimientos y condiciones de operación recomendadas para la evaluación de la vibración.

3.3.1. Parámetros de medida

Los parámetros de medida que son necesarios de considerar al momento de efectuar medidas de vibración, son:

- a. Rango de frecuencia: Las medidas de vibración deberán ser de banda ancha, de tal forma que se asegure cubrir el espectro de vibración que produce la máquina en evaluación.

El rango de frecuencia a seleccionar, depende del tipo de máquina. De acuerdo con normas anteriores a la norma ISO 10816, el rango de frecuencia usual era 10 a 1000 Hz. En éste caso, el ventilador de tiro inducido, será necesario adoptar un rango de frecuencias de 10 Hz a 1000 Hz (1 kHz), coincidentemente igual al rango usual anterior a la norma ISO 10816. Cuando se trate de otros tipos de máquina, será necesario investigar el rango adecuado de frecuencias, acorde al tipo de máquina.

b. Unidad de medida y magnitud de la vibración: Las unidades de medida que pueden ser utilizadas son: desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración. La unidad de medida seleccionada para la evaluación es la velocidad, la norma ISO 10816 establece la unidad de velocidad como un criterio de evaluación completo.

Por otro lado, es práctica común basada en la experiencia, al estar evaluando vibración en maquinaria rotativa, considerar el valor rms de la velocidad de la vibración, debido a que está relacionada con la energía, la vibración y otras consideraciones, también descritas en el capítulo.

d. Severidad de la vibración: Normalmente, las medidas tomadas en varios puntos de medición y en dos o tres direcciones de medida, darán un juego de diferentes valores. El máximo de estos valores dentro del rango de frecuencias con que se tomó la medida, es definido como la severidad de la vibración.

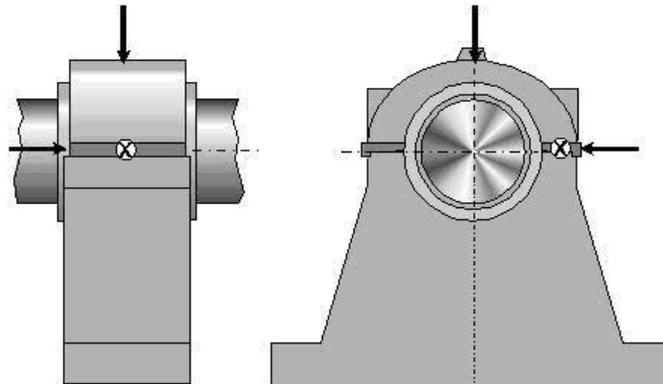
e. Condiciones de operación: Las medidas de vibración deben ser tomadas cuando el rotor y los rodamientos de la máquina, hayan alcanzado y mantengan su temperatura normal de operación y esté operando bajo condiciones específicas, tales como, velocidad de operación, voltaje, flujo, presión y carga.

Si la vibración es mayor que el nivel del criterio de aceptación y se sospecha de la existencia de vibración transmitida del exterior, deberán tomarse medidas con la máquina sin operar. Si la vibración en la máquina sin operar excede el 25% del valor medido, deberá considerarse una acción correctiva para reducir el efecto de la transmisión de vibración externa.

3.3.2. Posiciones para la toma de medidas de vibración

Las medidas de vibración deberían ser tomadas sobre los rodamientos, carcazas o alojamientos que soportan los rodamientos, o en alguna parte de la carcasa o estructura de la máquina con significativa transmisión de las fuerzas dinámicas que se genera por la vibración.

Luego, cuando ya se haya determinado o establecido esos puntos, es necesario tomar medidas en ese punto específico, en tres direcciones que sean perpendiculares entre sí (ver figura 22). Esto constituye la existencia de una dirección vertical, una horizontal y una axial.



fuelle: Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems; Technical Associates Of Charlotte, P.C. 1997

Figura 22

Puntos de medición en chumaceras

3.3.3. Instrumentos o equipos

La instrumentación usada deberá operar satisfactoriamente en las condiciones del ambiente en el cual será usado, por ejemplo, temperatura, humedad, etc. De esta manera, se asegura que no existan variaciones en las medidas del equipo. Particular atención será dada a asegurarse que los sensores estén correctamente montados y que su presencia no afecte las características de la vibración en la máquina.

Existen dos tipos de equipos comúnmente encontrados en el medio, usados para medir la vibración y que son aceptados por la norma ISO 10816, siendo estos:

- a. Instrumentos que tienen incorporado un circuito detector rms y que pueden desplegar en pantalla valores de vibración rms.
- b. Instrumentos que tiene incorporados circuitos detectores rms y promedio, y que tengan capacidad para leer valores cero a pico y pico a pico. La conversión está basada en asumir una relación sinusoidal entre los valores rms, promedio, cero a pico y pico a pico.

Si la evaluación de la vibración es basada en más de una unidad de medida (velocidad, aceleración o desplazamiento), el equipo o instrumento usado debe ser capaz de caracterizar todas las unidades necesitadas. Además, es deseable que el equipo esté provisto de un sistema de calibración en línea.

3.4. Criterios de evaluación

En general, hay dos criterios de evaluación usados para estimar la severidad de la vibración en varias clases de máquinas. El primero de estos criterios considera la magnitud observada de la vibración; el segundo criterio considera los cambios en la magnitud con respecto a una tendencia o historial, independientemente si estos valores indican incremento o decremento en la vibración.

a. Criterio I: Magnitud de vibración

Este criterio es concerniente con la definición de límites para la magnitud de la vibración global. Recordemos que la vibración máxima observada en cada rodamiento o soporte de la estructura de la máquina, se define como la severidad de la vibración, y ésta es estimada a través de 4 diferentes zonas establecidas.

Estas zonas de evaluación fueron definidas para permitir una evaluación cualitativa de la vibración obtenida de una máquina y provee lineamientos para las posibles acciones a seguir.

Para el ventilador en estudio, de acuerdo con las normas ISO 2372 y 10816 parte 3, las 4 zonas establecidas son:

Zona A o Buena: La vibración de máquinas recientemente instaladas o reparadas completamente, normalmente deberían estar en esta zona.

Zona B o Aceptable: Máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas aceptables para operación irrestricta por largo tiempo.

Zona C o Apenas Aceptable: Máquinas con vibración dentro de la zona C son consideradas como insatisfactorias para operación continua por periodos largos. La máquina puede operar por periodos de tiempo limitados en esta condición hasta que se realice una acción de mantenimiento.

Zona D o No Aceptable: Valores de vibración de máquinas dentro de ésta área son normalmente considerados como de suficiente severidad para causar daños en la máquina y no se recomienda su operación.

Numéricamente, los valores asignados a los límites de cada una de las zonas no son entendidas como especificaciones de aceptación, pero estos valores proveen lineamientos para asegurarse una operación continua (ver Tabla I).

En ciertos casos, puede ser que existan especificaciones particulares que determinen otros valores para los límites entre zonas. En esos casos, es normalmente necesario que el fabricante explique las razones particulares para esta disposición y para confirmar que no sería peligroso operar con

b. Criterio II: Cambio en la magnitud de vibración

Este criterio estima que un cambio en la magnitud de la vibración con respecto a una referencia preestablecida, debe ser tomado como un indicativo de que se necesita realizar una acción, como si se tratara de un valor de vibración situado en la zona C o apenas aceptable aunque el valor de la vibración no haya alcanzado ese nivel. Estos cambios en la magnitud de la vibración pueden ser, por un lado, espontáneos, o por otro lado, progresivos con el paso del tiempo y pueden indicar que se espera un fallo inminente o la presencia de alguna irregularidad.

Cuando este criterio es aplicado, las medidas de vibración que están siendo comparadas deben ser tomadas con el mismo sensor de vibración, posición y orientación, y bajo las mismas condiciones de operación. Cambios obvios en la magnitud normal o tendencia, deberán ser investigadas debido a que alguna situación peligrosa se avecina. Puede tomarse como referencia, que los cambios mayores al 25% sean considerados como significativos, aunque este valor puede variar de acuerdo al criterio que se maneje.

ISO 2372 – ISO Guideline for Machinery Vibration Severity					
Ranges of Vibration severity		Examples of quality judgment for separate classes of machines			
Velocity – in/s – Peak	Velocity – mm/s – rms	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.015	0.28				
0.025	0.45				
0.039	0.71				
0.062	1.12				
0.099	1.8				
0.154	2.8				
0.248	4.5				
0.392	7.1				
0.617	11.2				
0.993	18				
1.54	28				
2.48	45				
3.94	71				

A – Good 
 B – Acceptable 
 C – Still acceptable 
 D – Not acceptable 

Fuente; Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance; Cornelius Scheffer; 2004

Tabla I. Guía de severidad de vibración en equipos; ISO 2372

3.5. Procedimiento de trabajo empleado

Se establece un orden en las actividades para realizar la toma de medidas de vibración, con el objetivo de seguir un mismo proceso de análisis y acorde a la normativa indicada en los incisos anteriores.

Antes de tomar medidas de vibración global o espectros de frecuencias, se verificó que los equipos estuvieran configurados de acuerdo con los requerimientos indicados anteriormente, para que las medidas obtenidas fueran las correctas para el análisis.

Mediante la colocación del sensor de vibración en cada uno de los puntos establecidos, el equipo de vibración desplegaba los valores de vibración en pantalla, siendo estos valores anotados en el formato. Luego de tomar la vibración global, fueron tomadas gráficas de espectros de frecuencias. Estas gráficas se tomaron normalmente en el punto o en los dos puntos con los valores más altos de vibración (ver anexo 1).

3.6. Datos obtenidos en el ventilador

El motor del ventilador de tiro inducido de caldera cuenta con las siguientes características significativas para éste estudio: 750Hp y opera a 3,690rpm, así mismo el ventilador opera a 700 rpm.

En la figura 23, se presenta el diagrama del ventilador de tiro inducido y los puntos en donde fueron tomados los datos por medio de un sensor de aceleración. Así mismo se obtuvieron los datos de la caja reductora y del motor eléctrico, pero en todos los análisis realizados representaron un nivel de vibración aceptable por lo que no se tomó en cuenta para el diagnóstico del presente estudio.

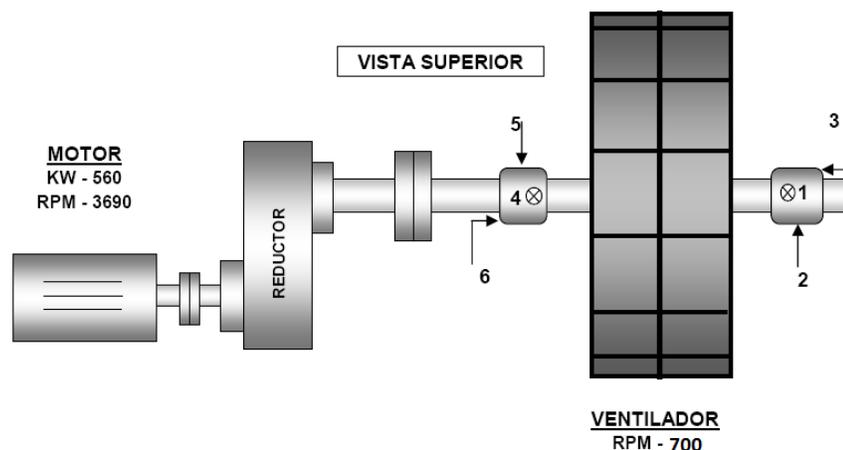


Figura 23

Puntos de medición en el ventilador de tiro inducido de caldera

A continuación se encontrarán los datos obtenidos de vibración global en el ventilador en un período de 14 meses por medio de 7 mediciones.

20 de Junio 2008

Punto de Medición	OBV	Gráfica
1	0,38	x
2	1,11	FFT
3	0,32	x
4	0,5	x
5	1,33	FFT
6	0,37	x

Condición antes de balanceo: Aceptable

Tabla II. Datos obtenidos 20 de junio 2008

22 de Septiembre 2008

Punto de Medición	OBV	Gráfica
1	0,61	x
2	1,28	FFT
3	0,6	x
4	0,67	x
5	1,05	FFT
6	0,9	x

Condición antes de balanceo: Aceptable

Tabla III. Datos obtenidos 22 de septiembre 2008

02 de Enero 2009

Punto de Medición	OBV	Gráfica
1	1,47	x
2	15,62	FFT
3	0,88	x
4	1,66	x
5	14,51	FFT
6	1,45	x

Condición antes de balanceo: No Aceptable

Tabla IV. Datos obtenidos 02 de enero 2009

20 de Marzo 2009

Punto de Medición	OBV	Gráfica
1	2,93	x
2	19,53	FFT
3	2,14	x
4	1,59	x
5	19,3	FFT
6	1,78	x

Condición antes de balanceo: No Aceptable

Tabla V. Datos obtenidos 20 de marzo 2009

12 de Mayo 2009

Punto de Medición	OBV	Gráfica
1	1,47	x
2	15,62	FFT
3	0,88	x
4	1,66	x
5	14,51	FFT
6	1,45	x

Condición antes de balanceo: No Aceptable

Tabla VI. Datos obtenidos 12 de mayo 2009

04 de Septiembre 2009

Punto de Medición	OBV	Gráfica
1	0,9	x
2	16,8	FFT
3	2,5	x
4	3,9	x
5	22,26	FFT
6	1,02	x

Condición antes de balanceo: No Aceptable

Tabla VII. Datos obtenidos 04 de septiembre 2009

En los puntos donde se encontró el nivel de vibración más alto de las tablas II a la VII, se ha tomado espectros de frecuencias (FFT) y se ha indicado en cada una de éstas.

La condición de operación del ventilador según la guía de severidad de vibración de maquinaria, otorgada por la Norma ISO 2372, es Aceptable en las primeras 2 fechas de medición, mientras que en las 4 fechas siguientes de tomas de datos es No Aceptable.

3.7. Análisis y diagnóstico de problemas en el ventilador

La condición de operación que presenta el ventilador de tiro inducido de caldera en la fecha 20 de junio y 22 de septiembre de 2008 es aceptable por lo que no hay necesidad de estudiar el espectro de frecuencia en éstos puntos, así mismo en cuanto al motor eléctrico y la caja reductora, los niveles de vibración fueron aceptables por lo que no se incluyeron en éste estudio.

A continuación se encontrarán los espectros de frecuencia obtenidos en el ventilador, de los puntos con mayor vibración global y que sean no aceptables en cuanto a la tabla de severidad de ISO 2372.

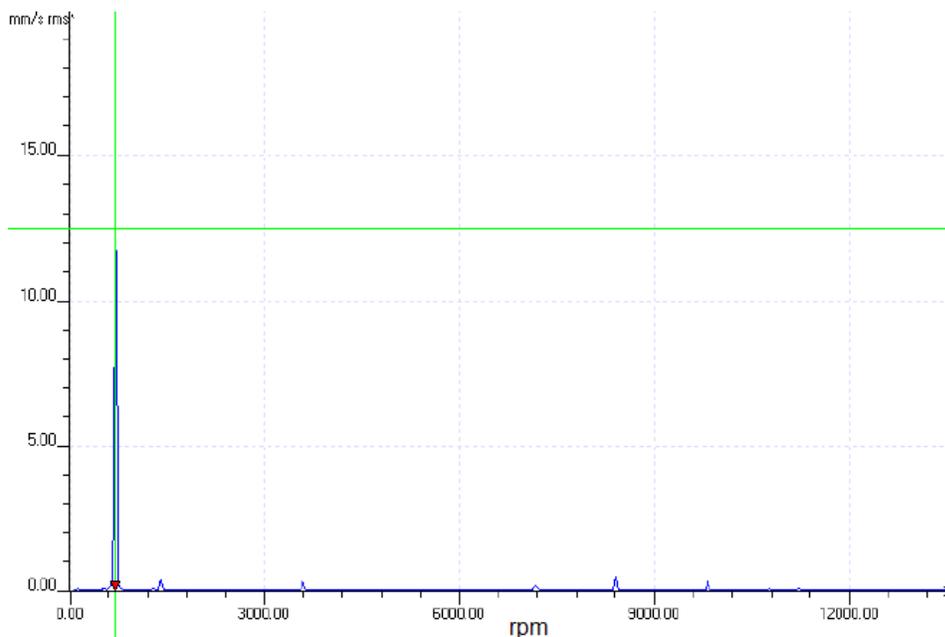


Figura 24

Espectro de frecuencia del punto 2, 02 de enero de 2009

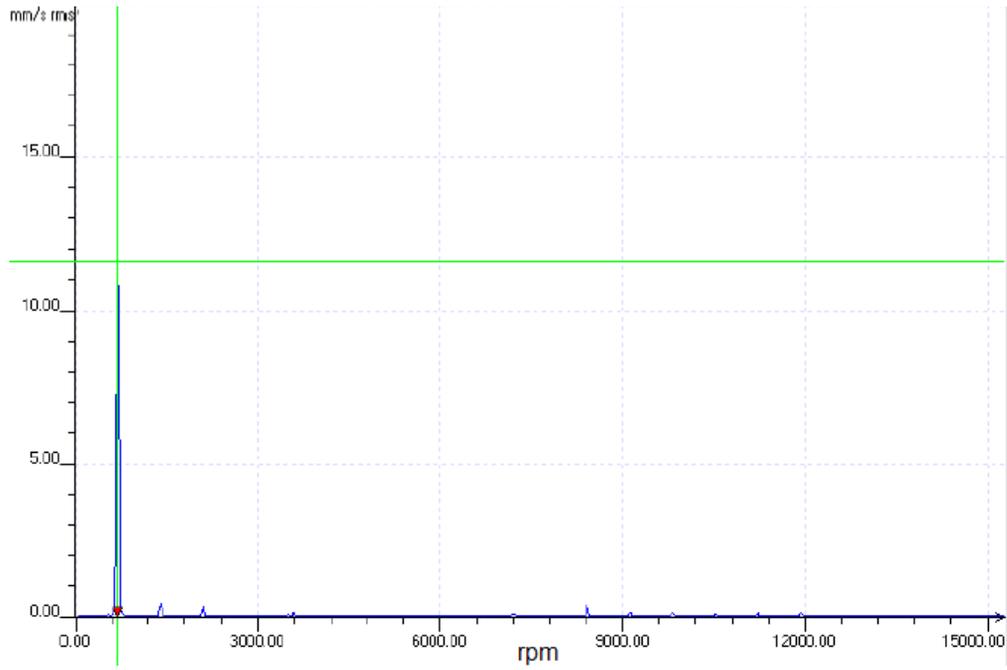


Figura 25

Espectro de frecuencia del punto 5, 02 de enero de 2009

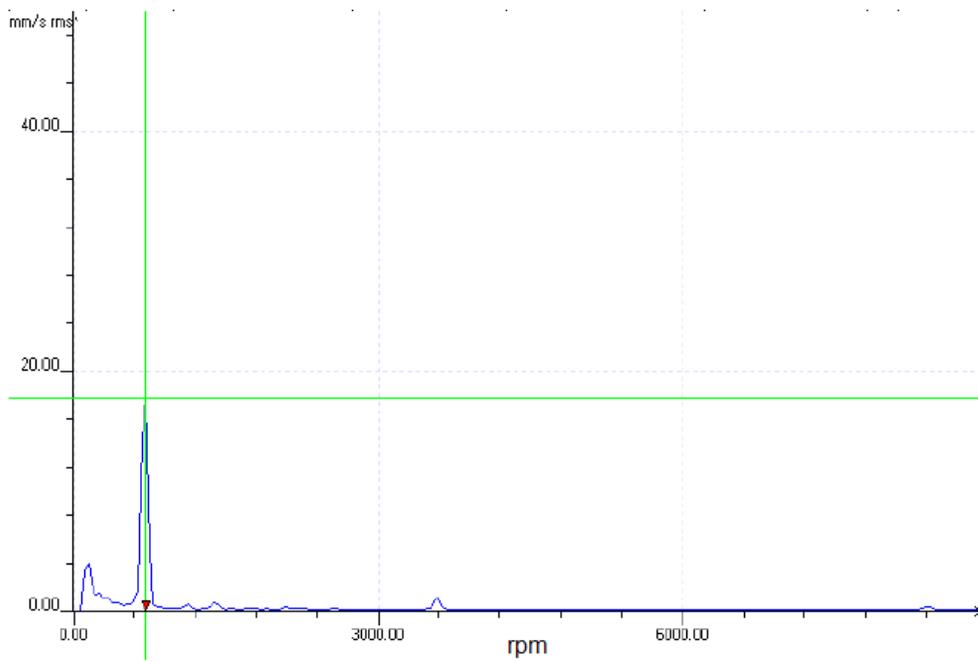


Figura 26

Espectro de frecuencia del punto 2, 20 de marzo de 2009



Figura 27

Espectro de frecuencia del punto 5, 20 de marzo de 2009

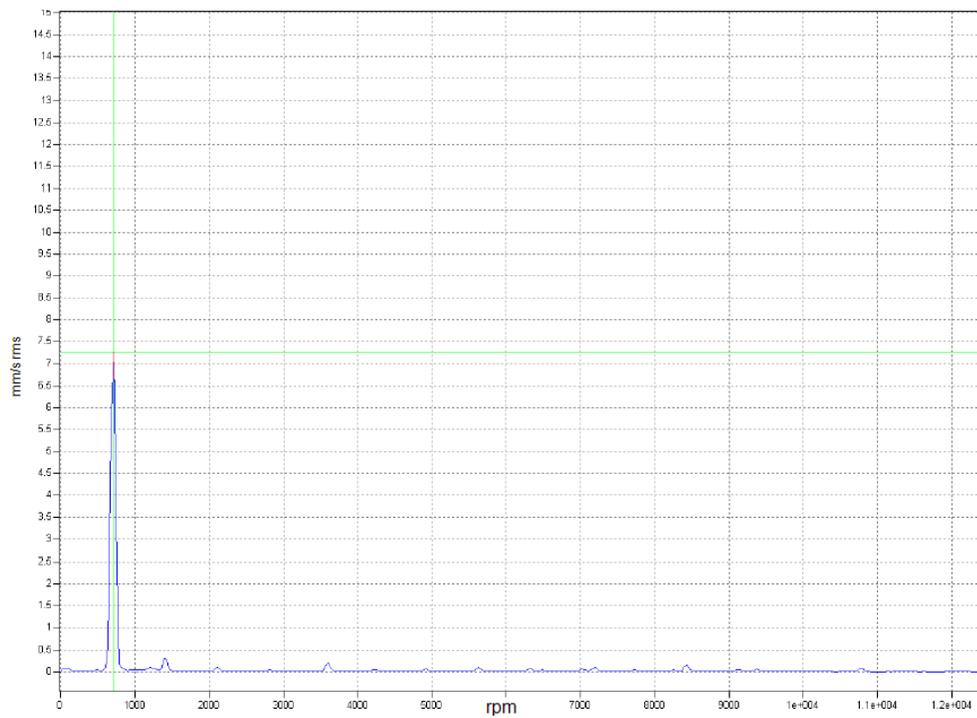


Figura 28

Espectro de frecuencia del punto 2, 12 de mayo de 2009

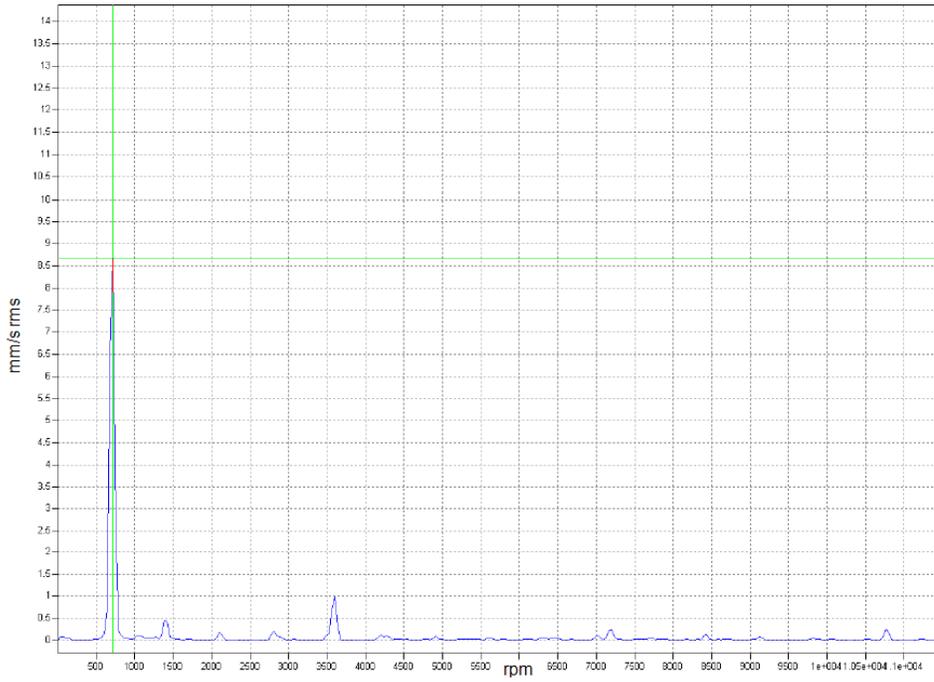


Figura 29

Espectro de frecuencia del punto 5, 12 de mayo de 2009

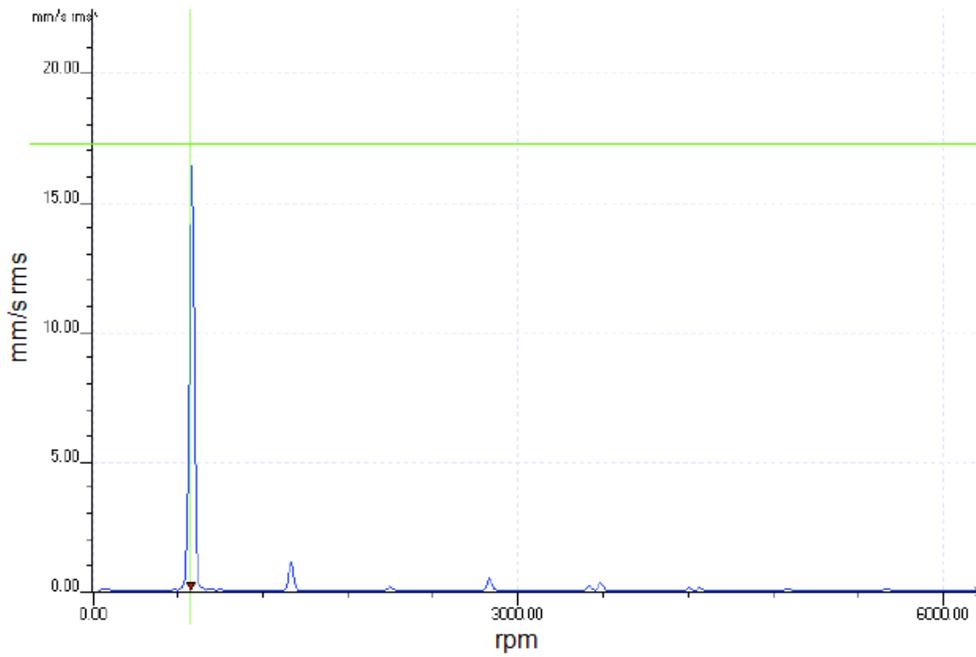


Figura 30

Espectro de frecuencia del punto 2, 04 de septiembre de 2009

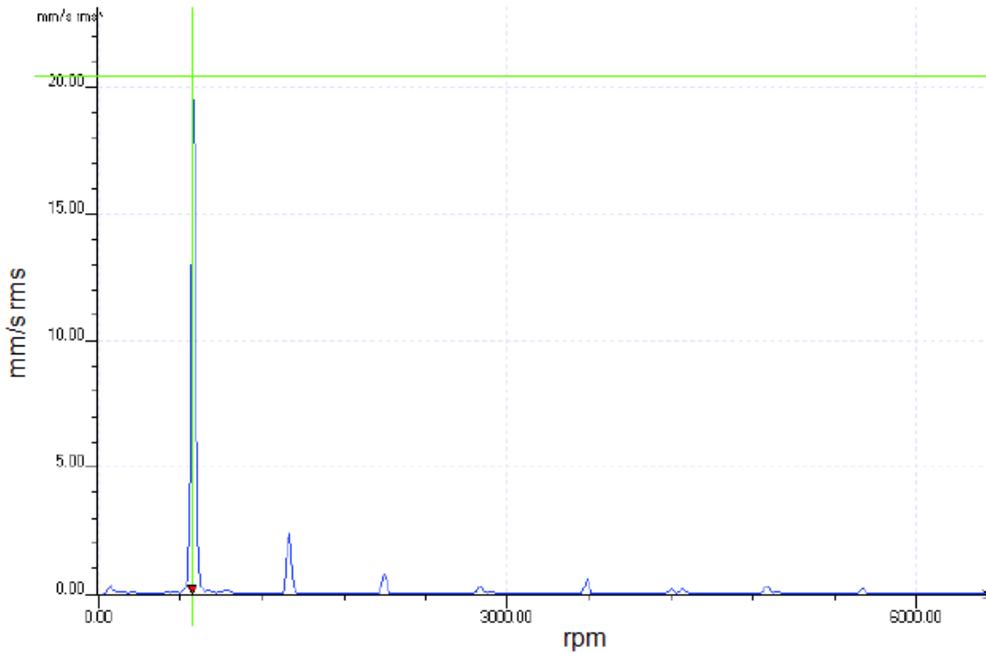


Figura 31

Espectro de frecuencia del punto 5, 04 de septiembre de 2009

Según los espectros de frecuencia de las Figuras 24 a la 31, y analizándolos detenidamente, se encontraron los resultados de la tabla VIII.

RESUMEN DE DIAGNÓSTICO DE ESPECTROS DE FRECUENCIA						
Fecha de FFT	Punto de Referencia	CPM de Pico Dominante	Amplitud mm/s rms	Condición	Diagnóstico	
02/01/2009	2	700	12.995	No Aceptable	Desbalance	
02/01/2009	5	700	11.637	No Aceptable	Desbalance	
20/03/2009	2	700	17.70	No Aceptable	Desbalance	
20/03/2009	5	700	16.053	No Aceptable	Desbalance	
12/05/2009	2	700	7.264	No Aceptable	Desbalance	
12/05/2009	5	700	8.653	No Aceptable	Desbalance	
04/09/2009	2	700	17.27	No Aceptable	Desbalance	
04/09/2009	5	700	20.44	No Aceptable	Desbalance	

Tabla VIII. Resumen de diagnóstico de espectros de frecuencia

Acorde a lo establecido en el capítulo anterior, el desbalance que se manifiesta en los espectros, presenta vibración dominante con frecuencia de 700 cpm, igual a la velocidad de operación del ventilador de tiro inducido.

Por lo tanto, el diagnóstico indica que existe en cada ocasión, la presencia de vibración a causa de desbalance en su mayoría.

Se debe dar prioridad al problema que produce mayor vibración al sistema ya que puede influir sobre los demás, por lo que se debe balancear el ventilador para ver el efecto que se obtendrá.

Se puede realizar balanceo en el sitio de operación, debido a que el ventilador de tiro inducido tiene ventanilla de acceso a las partes rotativas y es posible agregar o remover peso.

3.7.1. Corrección de la falla

La corrección consiste en realizar balanceo, mediante la modificación de la distribución de masas, que se lleva a cabo agregando o removiendo peso del ventilador. En éste caso, se agrega peso para el balanceo, y el procedimiento se lleva a cabo en el sitio de operación del equipo.

El procedimiento de balanceo en campo o en el sitio de operación consta de las siguientes etapas:

- a. Medida inicial del desbalance: se opera la máquina a su velocidad y carga normal si es posible, y se mide la vibración por desbalance inicial, es decir, se mide la amplitud de la vibración 1X y el ángulo de fase.
- b. Agregar un peso de prueba: una vez realizada la medida inicial de desbalance, y con la máquina fuera de operación, se agrega un peso de prueba en un lugar arbitrario del ventilador, de preferencia en el mayor radio de giro posible (a mayor radio, mayor efecto, por lo tanto, será necesario menor peso para corrección). A ese punto en particular, donde se coloca el peso de prueba, se considerará como la posición angular 0°.

c. Medida del desbalance con peso de prueba: una vez colocado el peso de prueba, se realiza una segunda medición del desbalance. Esta es una medida que se realiza de igual forma que la indicada en el inciso a de este proceso.

Esta medida de prueba, será diferente a la medida inicial debido a que el peso de prueba colocado modifica la distribución de la masa y por consiguiente, el desbalance.

d. Cálculo del peso de corrección: con la medida inicial y la medida de prueba, se puede calcular el peso exacto de corrección y la posición angular que se debe colocar en el ventilador para corregir el desbalance. Esta operación se realiza por cálculo de vectores o de forma gráfica.

e. Corrección del desbalance: la masa de corrección, se debe fijar al ventilador en éste caso, mediante soldadura, tornillos, remaches, o cualquier otro sistema que evite que el peso de corrección pueda caerse cuando el ventilador se encuentre funcionando.

Tanto la medida y posición angular del peso de prueba como el peso de corrección, debe operarse con mucho cuidado. La precisión del balanceo depende en buena medida de un esmerado pesaje y posicionamiento de los pesos.

f. Control del desbalance residual: el acierto de la corrección del desbalance se verifica con una nueva medida, a la cual se denomina, medida de control. El equipo de vibraciones nos indicará la cantidad de desbalance residual (amplitud y ángulo de fase de la vibración 1X), y de esta manera determinar si es necesario repetir el procedimiento para reducir aún más el desbalance.

3.7.1.1. Datos obtenidos después de las correcciones

En el ventilador de tiro mecánico de la caldera, la medida de los niveles de vibración fue posible realizarla después de haber realizado las correcciones indicadas mediante los diagnósticos.

Estos valores se presentan en la tabla IX.

Punto de Medición	02/01/2009	20/03/2009	12/05/2009	04/09/2009
	OBV	OBV	OBV	OBV
1	0,72	0,49	0,5	0,56
2	3,33	1,06	2,11	0,75
3	0,68	0,39	0,91	0,72
4	0,59	0,42	0,72	1,19
5	2,59	1,81	2,21	1,1
6	0,56	0,96	0,69	0,78

Condición después de balanceo: Aceptable

Tabla IX. Resumen de datos OBV, después del balanceo

3.7.2. Análisis comparativo de condiciones iniciales y después de las correcciones

El porcentaje de reducción en el nivel de vibración, muestra favorablemente la magnitud de cambio en la mejora de la condición de operación de las máquinas (ver tabla VIII).

En general, se debe hacer énfasis en que la reducción en los niveles de vibración mejora en la condición de operación, es el resultado de haber aplicado un correcto análisis de vibraciones.

De tal forma que, el análisis de vibraciones se constituye como la herramienta que permitió identificar las fuentes de los problemas o fallas en progreso en cada uno de los análisis. Una vez identificadas las fuentes de

vibración, se plantean las correcciones, resultando en una reducción del nivel de vibración.

Porcentaje de reducción de niveles de vibración

Punto de Medición	02/01/2009	20/03/2009	12/05/2009	04/09/2009
	%	%	%	%
1	51,02	83,28	65,99	37,78
2	78,68	94,57	86,49	95,54
3	22,73	81,78	-3,41	71,20
4	64,46	73,58	56,63	69,49
5	82,15	90,62	84,77	95,06
6	61,38	46,07	52,41	23,53
Promedio	60,07%	78,32%	57,15%	65,43%

Tabla X. Porcentaje de reducción de niveles de vibración luego de los respectivos balanceos.

En esta ocasión, los porcentajes de reducción en general, se muestran sustancialmente altos. Sin embargo, con un programa de monitoreo de niveles de vibración y realizando las correcciones necesarias, se espera que a lo largo del tiempo, esos porcentajes de reducción de vibración sean cada vez más cercanos a cero.

El significado de un porcentaje de reducción cercano a cero, no significa que no se efectúen correcciones para reducir el nivel de vibración, más bien, indica que si mantenemos un correcto monitoreo de vibraciones, seremos capaces de identificar cuando se está empezando a generar un problema de la máquina y corregirlo antes de que su nivel de vibración sea elevado.

3.7.3. Tendencia de vibración global luego de correcciones

Para ofrecer un seguimiento al presente estudio, el procedimiento es determinar durante el período de 14 meses de operación la tendencia de vibración luego de haber efectuado las correcciones en campo.

La tabla IX muestra la tendencia de la vibración global en el ventilador de tiro inducido, así mismo en la figura 32 se observa su comportamiento a lo largo del período establecido.

Punto de Medición	20/06/2008	22/09/2008	02/01/2009	20/03/2009	12/05/2009	04/09/2009
	OBV	OBV	OBV	OBV	OBV	OBV
1	0,38	0,61	0,72	0,49	0,5	0,56
2	1,11	1,28	3,33	1,06	2,11	0,75
3	0,32	0,6	0,68	0,39	0,91	0,72
4	0,5	0,67	0,59	0,42	0,72	1,19
5	1,33	1,05	2,59	1,81	2,21	1,1
6	0,37	0,9	0,56	0,96	0,69	0,78
Promedio de Vibración	0,6683333	0,8516667	1,4116667	0,855	1,19	0,85

Tabla XI. Promedio de la tendencia de vibración global en período de 14 meses en el ventilador de tiro inducido de caldera.

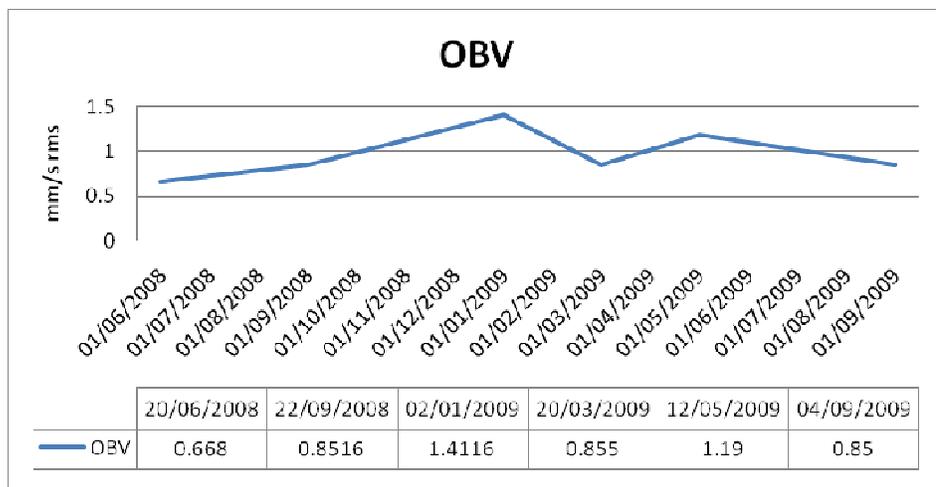


Figura 32

Tendencia del promedio de vibración global en un período de 14 meses en el ventilador de tiro inducido de caldera.

4. EVALUACIÓN DE RESULTADOS

Para cumplir con los objetivos del presente estudio, se analizan los datos de 14 meses antes y 14 meses después de la implementación del análisis de vibraciones al ventilador de tiro inducido de caldera, esto con el fin de determinar que sucede con la disponibilidad de éste equipo.

$$\text{DISPONIBILIDAD \%} = \frac{\text{T.O.}}{\text{T.P.O.}} \times 100$$

Dónde:

T.P.O. = Tiempo total de trabajo – Tiempo de paradas planificadas

T.O.= T.P.O. – Paradas y/o Averías

Realizando el cálculo para el ventilador en el período de marzo 2007 a junio 2008 para cumplir los 14 meses de estudio, el porcentaje de disponibilidad es de:

$$\text{DISPONIBILIDAD \%} = \frac{(10,080\text{hrs}-2,320\text{hrs})-907\text{hrs}}{(10,080\text{hrs} - 2,320\text{hrs})} \times 100 = 88,00\%$$

Realizando el cálculo para el ventilador en el período de junio 2008 a septiembre 2009, el porcentaje de disponibilidad es de:

$$\text{DISPONIBILIDAD \%} = \frac{(11,200\text{hrs}-2,020\text{hrs})-672\text{hrs}}{(11,200\text{hrs} - 2,020\text{hrs})} \times 100 = 92,00\%$$

De la evaluación anterior se observa un incremento en la disponibilidad del equipo de un 4 %.

4.1. Costos de mantenimiento evitados por medio de análisis de vibraciones

El análisis de vibraciones en el ventilador de tiro inducido de caldera permite el evitar o programar costos de mantenimiento.

En el análisis realizado en éste estudio, se encontró que en su mayoría el ventilador pose fallas frecuentes por desbalance, por lo cual a continuación se desarrolla los costos de emergencia, con base en costos promedio en los años 2008 y 2009 sujeto a cambios que se indican al final de éste capítulo, si no se hubiese realizado el análisis y su corrección en campo.

El total del costo evitado por cada intervención en campo es el siguiente (ver tabla XII y XIII):

- Desmontaje del rotor = \$500.00 incluyendo mano de obra con mecánicos calificados, equipo para desmontaje y herramienta adecuada. (De un promedio entre \$400.00 a \$600.00 con un trabajo efectuado entre 8 a 12 hrs.)
- Transporte del ventilador hacia el lugar de balanceo = \$300.00 (de un promedio entre \$250.00 y \$350.00 y un promedio de 130km para su traslado)
- Balanceo de Ventilador en balanceadora de banco = \$300.00 (de un promedio entre \$200.00 a \$400.00, también depende de varios factores determinantes, como el peso, el material, el tipo de ventilador, que pudiera variar el costo)
- Montaje del ventilador en sitio = \$ 500.00 con el mismo procedimiento del desmontaje a la inversa. (De un promedio entre \$400.00 a \$600.00 con un trabajo efectuado entre 8 a 12 hrs)

De no corregirse el desbalance en sitio podría concluir en una rotura con los siguientes costos:

- Rodamientos = \$450.00 costo promedio para los dos rodamientos (de un promedio de \$300.00 a \$600.00, dependiendo de la marca y la disponibilidad).
- Reparación del eje = \$500.00, (de un promedio de \$300 a \$700.00 dependiendo de la gravedad de la falla) para su reparación, no reemplazo.
- Reparación del ventilador = \$1,500.00, (de un promedio de \$500.00 a \$2,500.00 dependiendo del tipo de falla) para reparación, no reemplazo.
- Costo de mano de obra = \$100.00 aproximadamente trabajando 2 personas, un mecánico calificado y un ayudante. (De un promedio de \$75.00 a \$125.00, y trabajando entre 8 a 12 hrs).

Costo total de emergencia sin contar con las pérdidas de producción en el caso de falla de rodamientos: \$4,150.00 (Costo promedio dependiendo de varios factores como han sido mencionados en el desglose anterior).

En cuanto al costo de la operación realizada en sitio por medio de análisis de vibraciones los costos son los siguientes:

- Costo de análisis de vibraciones por analistas expertos = \$100.00 (de un promedio de \$80.00 a \$120.00 depende de las circunstancias, espera, lugar, clima y disponibilidad como otros).
- Costo de balanceo en campo por analistas expertos = \$200.00, (de un promedio de \$170.00 a \$230.00 también depende de las circunstancias, espera, lugar, clima y disponibilidad como otros).

Se efectuaron en el presente estudio 6 análisis de vibraciones en 14 meses de operación, con un promedio de monitoreo de 2 meses por análisis,

en los cuales se representó que en 4 de éstos análisis se encontró falla por desbalance.

Con la operación y el manejo de la caldera de tiro inducido y por las condiciones a las que se encuentra expuesta, puede esperarse que ocurra una falla por ruptura cada 6 meses aproximadamente si no se diagnostica y se repara en el momento adecuado.

En 14 meses de operación, el ventilador pudo haber tenido 2 fallas por ruptura con costo de: \$8,300.00 (costo aproximado promedio detallado anteriormente en el desglose de cada costo), (ver tabla XII).

En la misma cantidad de meses se han efectuado 7 análisis de vibraciones y balance en campo, con costo de: \$2,100.00 (costo aproximado promedio detallado anteriormente en el desglose de cada costo), (ver tabla XIII).

Si se determina que es desbalance		
Ejecución	Promedio	Costos aproximados
Desmontaje del rotor	\$500.00	\$400.00 a \$600.00
Transporte	\$300.00	\$250.00 a \$350.00
Balanceo en Banco	\$300.00	\$200.00 a \$400.00
Montaje en sitio	\$500.00	\$400.00 a \$600.00
	\$1,600.00	
De no corregirse éstas fallas :		
Ejecución	Promedio	
Rodamientos	\$450.00	\$300.00 a \$600.00
Reparación del eje	\$500.00	\$300.00 a \$700.00
Reparación del ventilador	\$1,500.00	\$500.00 a \$2500.00
Costo de mano de obra	\$100.00	\$75.00 a \$125.00
	\$2,550.00	

Costo Total Promedio 1 Falla	\$4,150.00
-------------------------------------	-------------------

Costo Total promedio de 2 fallas probables

en 14 meses de operación
\$8,300.00

Tabla XII. Costo promedio total aproximado de dos fallas por ruptura para el ventilador de tiro inducido de caldera.

Costo Promedio aproximado de análisis de vibraciones		
Ejecución	Promedio	Costos aproximados
Análisis de vibraciones	\$100.00	\$80.00 a \$120.00
Balanceo en campo	\$200.00	\$170.00 a \$230.00
	\$300.00	

Costo Total promedio aproximado de 7 análisis de vibraciones y balanceo en Campo
\$2,100.00

Tabla XIII. Costo promedio total aproximado de 7 análisis de vibraciones y balanceo en campo, para el ventilador de tiro inducido de caldera.

Con los datos anteriormente descritos y haciendo la relación, se realiza el cálculo del ROI (retorno de inversión) de la siguiente manera:

$$\text{ROI \%} = \frac{\text{Beneficio obtenido} - \text{Inversión}}{\text{Inversión}}$$

$$\text{ROI} = \frac{\$8,300 - \$2,100}{\$2,100} = 2.95 \%$$

Esto indica que para lo que es costos de mantenimiento, sin contar con los costos improductivos ni costos de oportunidad, por cada \$1.00 de

inversión en el análisis de vibraciones en el ventilador de tiro inducido, se obtiene \$2.95 aproximado promedio en costos. Los datos que se utilizaron quedan sujetos a cambios en determinado momento por el tipo de maquinaria, tipo de cambio con respecto a la moneda local, condiciones del tipo de mantenimiento que se efectúa y variables que afectan cada costo. Se recurrió a costos promedio para poder determinar un posible ROI.

CONCLUSIONES

1. El ventilador de tiro inducido de caldera, es una máquina rotativa, que está sometida a condiciones severas de operación debido a los gases de escape de la combustión de la caldera. Por tanto, el análisis de vibraciones es la herramienta de Mantenimiento Predictivo con la que podemos diagnosticar fallas o corregir problemas como el desbalance.
2. Los índices de mantenimiento permiten administrar y monitorear de una forma muy objetiva el desempeño del ventilador de tiro inducido de caldera, a través del tiempo, determinando las medidas para el logro de los objetivos propuestos en el área de mantenimiento.
3. Las técnicas de diagnóstico por medio del análisis de vibraciones, son muy amplias, las cuales ayudan a pronosticar o determinar fallas muy puntuales y acertadas a la maquinaria, así mismo se encontró en los espectros de frecuencia que en su mayoría y a través del tiempo, el ventilador de tiro inducido de caldera se ve afectado por desbalance del mismo, por lo cual se corrigen las fallas en campo para lograr su mayor desempeño y alargar la vida útil de sus mecanismos.
4. En el presente estudio se determinó que al aplicar el análisis de vibraciones 14 meses antes y 14 meses después de aplicar el análisis de vibraciones como mantenimiento predictivo, y la corrección de fallas en campo, existe un incremento en la Disponibilidad del ventilador de tiro inducido en un 4%.
5. El Retorno de la Inversión en costos de mantenimiento al aplicar el análisis de vibraciones en el ventilador de tiro inducido, es de un aproximado de 2.95%, lo cual indica que por cada \$1.00 de inversión en este tipo de mantenimiento predictivo, se obtienen \$2.95 en

costos. Éste análisis se realizó con valores aproximados promedio, dependientes del tipo de máquina, tipo de cambio con la moneda local en las fechas establecidas, condiciones de operación, y sin tomar en cuenta los costos de operación así como de improducción, y queda sujeto a cambios en cualquier momento.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda al Gerente de Mantenimiento, la utilización del análisis de vibraciones como técnica del Mantenimiento Predictivo, para diagnosticar fallas y corregir problemas específicos como el desbalance en el ventilador de tiro inducido de caldera, por ser una máquina que se encuentra en condiciones severas de operación debido a los gases de escape.
2. A la persona encargada de la gestión administrativa de mantenimiento, la utilización de los índices de mantenimiento para poder monitorear y administrar objetivamente el desempeño del ventilador de tiro inducido a través del tiempo ya que los mismos ofrecen un valor agregado para mantener el control de situaciones, lograr objetivos y tomar decisiones correctas en momentos clave.
3. Debido al alto grado de complejidad y lo extenso que puede ser un análisis de vibraciones, se recomienda a la gerencia de mantenimiento, la asesoría de un experto en la materia para aclarar dudas y obtener mejores resultados, y así mismo corregir fallas en campo, de ser necesarias, con una aplicación correcta en el ventilador de tiro inducido de caldera.
4. Se recomienda al Supervisor de Mantenimiento, realizar un monitoreo periódico de la disponibilidad a través del tiempo, realizando las correcciones pertinentes en el ventilador de tiro inducido de caldera.
5. A la Gerencia de Mantenimiento, realizar el cálculo del ROI, al aplicar técnicas de mantenimiento predictivo, para poder determinar el grado de recuperación que representa la implementación de éstas técnicas en los equipos de una Planta de Producción.

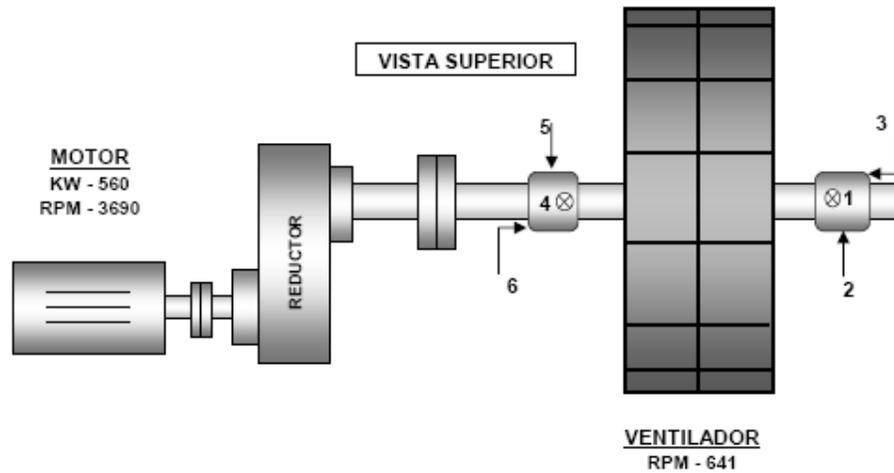
BIBLIOGRAFÍA

1. MARCOS A. Golato, Gustavo Aso, Dora Paz y Gerónimo J. Cárdenas. *Inyección de aire secundario caliente en calderas de vapor bagaceras y su influencia en el rendimiento térmico*. Rev. Industrial Agrícola Tucumán v.82 n. 1-2. Las Talitas (2005)
2. R. SCHMAUS. *Supervisión de condiciones de máquina*. Pruftechnik, nov. 2007.
3. A-MAQ S.A.. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. Ene 2005.
4. BRUEL & Kjaer Schenk. *The Economics of Machine Operation*. Enero, 2000
5. TECHNICAL Associates Of Charlotte, P.C.. *Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems*. 1997
6. BERRY, James E.. *How to implement an effective condition monitoring program using vibration analysis*. Technical Associates Of Charlotte. Inc, 1994.
7. CORNELIUS Scheffer. *Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*. 2004
8. MENDOZA Fernando; Aguilar, Carlos Alberto; Velásquez, Luis. *Plataforma de gestión de conocimiento del curso de vibraciones de la Escuela de Ingeniería Mecánica*. Universidad de San Carlos de Guatemala 2008.

ANEXOS

Anexo 1

Reporte de análisis de vibraciones del 20 de Marzo de 2009



Tipo de maquina: GRANDE (KW - 560).

Límite de vibración: 11 mm/s rms (Según tabla ISO 2372)

Fecha de Balanceo: 20 DE MARZO DE 2009

Ventilador

Antes de Balanceo	
PUNTO #	OBV
1	0.88
2	8.01
3	1.87
4	1.00
5	9.72
6	1.95

FFT

FFT

NO ACEPTABLE

Despues de Balanceo	
PUNTO #	OBV
1	0.50
2	2.11
3	0.91
4	0.72
5	2.21
6	0.69

FFT

FFT

BUENO

Las mediciones son de VELOCIDAD y sus dimensionales son mm/s rms.

