TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE APIZACO

CONFIABILIDAD DE LOS ACTIVOS CON APLICACIÓN DE TÉCNICAS PREDICTIVAS.

TITULACIÓN INTEGRAL INFORME DE RESIDENCIA PROFESIONAL.

PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERIA ELECTROMECÁNICA

PRESENTA:

ENRIQUE CORONA LÓPEZ

NOMBRE DEL ASESOR:

ENRIQUE ACOLTZI BAUTISTA

APIZACO, TLAX., JULIO 2026

Educación
Secretaría de Educación Pública

Tecnológico Nacional de México



Instituto Tecnológico de Apizaco
Departamento de Metal Mecánica

Tzompantepec, Tlaxcala, 25/mayo/2026

Oficio No. MM-423/2026

Asunto: Liberación de Proyecto para Titulación Integral.

LIC. CECILIA YARELLY ARREGUIN LARA
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES
P R E S E N T E

Por este medio informo que ha sido liberado el siguiente proyecto para Titulación integral:

Alumno (a):	ENRIQUE CORONA LÓPEZ
Carrera:	INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA
No. De Control:	20370436
Nombre del Proyecto:	"CONFIABILIDAD DE LOS ACTIVOS CON APLICACIÓN DE TÉCNICAS PREDICTIVAS".
Producto:	TITULACIÓN INTEGRAL INFORME DE RESIDENCIA PROFESIONAL.

Agradezco de antemano su valioso apoyo en esta importante actividad para la formación profesional de nuestros egresados.

A T E N T A M E N T E
Excelencia en Educación Tecnológica®
Pensar para Servir, Servir para Triunfar®

MTRO. JORGE AGUILAR VÁZQUEZ
JEFE DEL DEPTO. METAL-MECÁNICA

ESTADOS UNIDOS MEXICANOS
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE APIZACO
DEPARTAMENTO DE METAL MECÁNICA

MTRO. ENRIQUE ACOLTZI BAUTISTA
ASESOR

c.p.- Archivo.
JAV*petry.



2026 año de Margarita Maza

100% Libre de Plástico

Educación
Secretaría de Educación Pública

Instituto Tecnológico de Apizaco
División de Estudios Profesionales

Tzompantepec, Tlaxcala, 08/junio/2026

ENRIQUE CORONA LÓPEZ
EGRESADO(A) DE LA CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA
CON NÚMERO DE CONTROL 20370436.
P R E S E N T E.

Por este medio, me permito informar a usted que por aprobación de la comisión revisora asignada para valorar el trabajo que mediante la opción **TITULACIÓN INTEGRAL INFORME DE RESIDENCIA PROFESIONAL** y cuyo tema es: **"CONFIABILIDAD DE LOS ACTIVOS CON APLICACIÓN DE TÉCNICAS PREDICTIVAS",** conforme a lo establecido en el procedimiento para la obtención del Título Profesional en el Instituto Tecnológico, la División de Estudios Profesionales a mi cargo le otorga la:

AUTORIZACIÓN DE IMPRESIÓN

Debiendo entregar **1 USB** del mismo, apropiadamente empastados, a la brevedad, para presentar su Acto de Recepción Profesional.

Sin otro particular por el momento me despido.

A T E N T A M E N T E
Excelencia en Educación Tecnológica®
Pensar para Servir, Servir para Triunfar®

EDUCACIÓN | TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE APIZACO
DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES

MTRA. CECILIA YARELLY ARREGUÍN LARA
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES

ccp. Archivo
CYAL/gvm.

2026 año de Margarita Maza

AGRADECIMIENTOS

Hace mucho tiempo que tenía pensado estudiar una ingeniería sin saber lo que el destino tenía preparado para mí, hoy en día concluyo con este proyecto que es demasiado importante para mí, ya que es algo que me enorgullece demasiado ver mi progreso en esta profesión como Ingeniero Electromecánico, por eso quiero darle las gracias a:

El Instituto Tecnológico de Apizaco y profesores ya que me brindaron la facilidad de obtener conocimientos a base de la experiencia de mis asesores que tuve a lo largo de la carrera.

Mi mama ya que fue la persona que estuvo conmigo desde un inicio incluso en los momentos difíciles ella fue la que me motivo a seguir adelante y no darme por vencido.

Mis hermanos que fueron los que me apoyaron tanto emocionalmente como económicamente para que yo pudiera concluir con mis estudios

A mis compañeros de la escuela ya que nos apoyábamos para poder llevar a cabo cada uno de los trabajos que se nos asignaban.

A mis compañeros de trabajo porque fueron aquellos que me apoyaron a desarrollar mis conocimientos y cuando no entendía algo ellos me explicaban amablemente como es que funcionaba el proceso y/o el equipo que estábamos manipulando en ese momento.

Con esto doy gracias al Instituto Tecnológico de Apizaco y a todas las personas que estuvieron conmigo desde un inicio de esta nueva etapa por que sin la ayuda de ellos no se hubieran logrado todas las experiencias y conocimientos obtenidos.

INDICE

AGRADECIMIENTOS.....4
RESUMEN.....7
1. GENERALIDADES DEL PROYECTO.....8
1.1 Introducción.....8
1.2 Descripción de la empresa.....9
1.3 Problemas a resolver.....9
1.4 Objetivos.....10
1.5 Justificación.....10
1.6 Diagrama de Gantt......12
2. MARCO TEÓRICO.....13
2.1 Tipos de mantenimiento en la industria:.....13
2.2 Técnicas predictivas de mantenimiento integral.....14
2.3 Unidades de medición de la vibración.....15
2.4 Ley de Hooke:.....17
2.5 Resonancia:.....17
2.6 Armónicos.....18
2.7 Bandas laterales......18
2.8 Ruido de piso......18
2.9 Montajes de transductores para la toma de vibraciones......19
2.10 Causas de las vibraciones en equipos rotativos......19
2.11 Normativa aplicable para la toma de vibraciones en equipos industriales......20
3. DESARROLLO.....21
3.1 Manejo de equipo usado para la medición de vibraciones "CSI2130 DE EMERSON"......21
3.2 Estrategias de Pruebas para Inspecciones de Vibración......24
3.3 Pasos previos a la medición.....25
3.4 Transductor de vibración.....25
3.4.1 Tipos de transductores a utilizar:.....26
3.5 Medición de vibraciones de equipos en campo......26
3.5.1 Puntos de medición.....26
3.6 Comparación con medidas de referencia:.....28
3.7 Gráficos de cascada:.....28

4. RESULTADOS 30
4.1 REACTOR GA-130 Y GA-140 30
4.1.1 Análisis de espectros y tendencias 32
4.2 REACTOR 140 34
4.2.1 Análisis de espectros y tendencias 35
4.3 LAVADOR GA-131 37
4.3.1 Análisis de espectros y tendencias 38
4.4 DECANTADOR SF-140A 40
4.4.1 Análisis de espectros y tendencias 41
4.5 SOPLADOR PG-141 43
4.5.1 Análisis de espectros y tendencias 44
4.6 Recomendaciones 47
5. CONCLUSIÓN 48
6. COMPETENCIAS DESARROLLADAS 49
7. BIBLIOGRAÍAS 50
ANEXO A. 52

RESUMEN

En este trabajo presentare un método muy poco utilizado pero muy útil dentro de la industria, se trata del mantenimiento predictivo con base a la toma de medición de vibraciones que afectan el comportamiento o estructura de las maquinas debido a los movimientos que estas implican. Este tipo de movimientos son representados con oscilaciones sinusoidales, dentro de ellas se toma en cuenta la velocidad, frecuencias y amplitud a las que opera una maquina rotativa, la representación de datos más importante son las RMS (Raíz Cuadrada Media – Root Mean Square), ya que es el valor real a la que una maquina opera y en dado caso que esta llegue a presentar un pico demasiado alto nos estará indicado un peligro o advertencia, las RMS se representan mediante un diagrama de cascada en donde se observan las diferencias que tienen los espectros con forme al tiempo y con ello se realiza un análisis en donde se determina el estado del equipo. Por lo tanto, es importante conocer que la frecuencia es la repetición del movimiento que tiene la maquina y la amplitud es la severidad del problema que se presenta.

Se consideró la TRF (Transformada Rápida de Fourier - Fast Fourier Transform) ya que nos ayuda a colectar varias mediciones de diferentes puntos críticos, transformándolos en una sola representación conocida como (espectro), dentro de ellos se encuentran armónicos que son el múltiplo de la frecuencia fundamental. Para llevar una mejor visualización de comportamiento de estos armónicos y puntos críticos, se utiliza la escala logarítmica de frecuencia ya que ofrece una mejor representación de los espectros y/o puntos críticos de la máquina.

1. GENERALIDADES DEL PROYECTO

1.1 Introducción

En la industria se considera que la confiabilidad de los activos son un factor crucial para garantizar una eficiencia operativa, la disminución de costos y la competitividad a largo plazo. Lo que se busca es desarrollar la capacidad de poder pronosticar fallas críticas y de esta manera poder optimizar el rendimiento de los activos no solo mejora la productividad, sino que minimiza los tiempos de inactividad no planificados y los costos a reparaciones imprevistas.

Este proyecto se centra en la implementación de técnicas predictivas para poder evaluar y mejorar la confiabilidad de diversos tipos de activos dentro de la empresa NOVIDESA S.A de C.V. La confiabilidad de los activos se refiere a la capacidad de un sistema o componente de realizar su función requerida bajo condiciones específicas durante un periodo de tiempo que se allá establecido.

La previsión precisa de posibles fallos y el mantenimiento basado en la condición permiten una gestión predictiva de los activos, esto es lo que beneficia significativamente a cada uno de los procesos que se genera dentro de la empresa.

Como prioridad de este proyecto es desarrollar e implementar un proceso predictivo que tenga la capacidad de utilizar datos anteriores y actuales para que de esta forma se puedan identificar tendencias que sean capaces de pronosticar posibles fallas. Esta técnica se generaliza en el análisis de datos, con distintos tipos de equipos de medición que permiten procesar información y lograr extraer los datos requeridos como lo es el equipo “CSI2130 de Emerson”. Gracias a los equipos de toma de vibraciones y a las variables de proceso se podrá pronosticar posibles fallas y se logrará tomar medidas preventivas o correctivas oportunas.

1.2 Descripción de la empresa

NOVIDESA, S.A. de C.V. es una empresa mexicana, fundada en 2005, producto de una alianza entre Grupo Idesa (México) y Nova Chemicals (Canadá). Se especializa en la fabricación de sistemas constructivos ligeros y termoaislantes a base de poliestireno expandido (EPS). NOVIDESA busca soluciones innovadoras para la construcción que reducen tiempos de edificación, consumo de energía y el impacto ambiental, mejorando la calidad de vida.

MISIÓN

Proporcionamos los mejores productos y servicios para el desarrollo de diversos sectores industriales en beneficio de la sociedad.

VISIÓN

Ser líderes en la producción, almacenamiento y distribución de productos y soluciones integrales que sean sustentables, vanguardistas y soportadas por el mejor talento.

1.3 Problemas a resolver

Dentro de la petroquímica NOVIDESA S.A de C.V se encuentran problemáticas en equipos del proceso de fabricación de perla ya que por su uso constante cada uno de los activos tiende a dañarse con mayor frecuencia, por lo que se busca implementar el mantenimiento predictivo para poder pronosticar posibles fallas en elementos de la maquina como lo son rodamientos, retenes, flexión de flechas, daño en engranes, etc. De esta manera ayudaremos a llevar un mejor control y planificación de mantenimientos periódicos que nos ayudaran aumentando la confiabilidad de los activos y mejorando la producción de paneles de construcción obteniendo menor índice de fallas dentro del proceso y asegurado un mayor consumo de producto y ganancias dentro de la industria.

1.4 Objetivos

General:

Garantizar la continuidad operativa de los activos para optimizar el uso de los recursos mediante la anticipación de fallos en equipos y sistemas antes de que ocurran, para poder programar intervenciones de mantenimiento que sean necesarias de manera eficiente ya que nos ayudara a evitar tiempos muertos dentro de la producción.

Específicos:

Implementar el mantenimiento programando intervenciones cuando sea requerido, basándonos en datos y análisis en tiempo real.

Mejorar la eficiencia operativa manteniendo a los equipos funcionando de manera óptima, para ofrecer una mayor productividad y eficiencia.

Tomar decisiones basadas en datos utilizando dispositivos de vibraciones y variables de equipos con respecto al proceso para poder tomar decisiones sobre el mantenimiento y la operación de los equipos.

Brindar mayor seguridad y confiabilidad monitoreando constantemente los equipos.

1.5 Justificación

En este proyecto se implementó un mantenimiento predictivo, ya que nos ayuda a reducir significativamente los costos que están asociados con el mantenimiento preventivo y correctivo. En lugar de realizar mantenimientos periódicos basados en un calendario fijo, las intervenciones

se realizan solo cuando son necesarias, esto nos ayuda a minimizar el uso de repuestos, mano de obra y tiempo de inactividad. Además, al prevenir fallos críticos, se reducirán gastos elevados derivados de reparaciones de emergencia y/o reemplazos de equipos.

Al mantener los equipos en condiciones óptimas mediante intervenciones precisas y oportunas, se reduce el desgaste innecesario y se maximiza el retorno de inversión en los activos de la empresa. Esto no solo mejora la eficiencia operativa, sino que también garantizará un rendimiento constante y confiable de los sistemas.

1.6 Diagrama de Gantt.

ACTIVIDADES	MES	ENERO				FEBRERO				MARZO				ABRIL				MAYO				JUNIO			
	SEMANA	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Introducción de seguridad	P	■																							
	R																								
Recorrido de áreas de la empresa y sus procesos para la identificación del mantenimiento predictivo aplicable a los activos	P		■		■		■		■																
	R																								
Curso de "Análisis de vibraciones 1" de Técnicas Predictivas Proactivas de Mantenimiento Integral	P			■	■																				
	R																								
Curso sobre el manejo de equipo usado para la medición de vibraciones y alineación laser de máquinas rotativas con equipo CSI2130 de Emerson	P					■	■	■	■	■															
	R																								
Gestión de mantenimiento mediante software infor-EAM	P				■		■		■		■		■		■		■		■		■		■		■
	R																								
Medición de vibraciones de equipos en campo	P				■				■				■				■				■				■
	R																								
Análisis de espectros y tendencias arrojadas por los datos medidos con el equipo CSI2130 de Emerson	P												■				■				■				■
	R																								
Recomendaciones y correcciones basadas en los hallazgos del equipo de mediciones	P												■				■				■				■
	R																								

ESTUDIANTE: Enrique Corona López

NOMBRE DEL PROYECTO: Confiabilidad de los activos con aplicación de técnicas predictivas.

EMPRESA: NOVIDESA S.A. de C.V.

ASESOR EXTERNO: Juan Carlos Muñoz Concha

PERIODO DE REALIZACIÓN: Del 07 de enero al 07 de Julio del 2025

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Tipos de mantenimiento en la industria:

Predictivo:

Este mantenimiento informa sobre el estado y operatividad de las instalaciones mediante el conocimiento de los valores de determinadas variables, representativas de tal estado y operatividad. De igual manera este tipo de mantenimiento indica variables físicas (temperatura, vibraciones, consumo de energía etc.)

Preventivo:

Mantiene un nivel de servicio determinado en los equipos desde cambio y apriete de tornillería, recuperación de aceite en las maquinas, etc. Este mantenimiento programa la intervención de sus puntos vulnerables en el momento más oportuno.

Correctivo:

Se realiza para corregir fallas o averías en equipos, maquinas o sistemas después de que han ocurrido.

2.2 Técnicas predictivas de mantenimiento integral.

¿Qué es vibración?

Las vibraciones son consideradas como una oscilación de los componentes, causados por fuerzas dinámicas generadas durante su funcionamiento. La posición de equilibrio es la que llegara cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración es llamado "vibración de cuerpo entero", esto significa que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento. La frecuencia y la magnitud de la vibración de un objeto dado están completamente determinados por la fuerza de excitación, su dirección y frecuencia. Por esta razón un análisis de vibración es capaz de determinar las fuerzas de excitación que actúan sobre una máquina. Esas fuerzas dependen del estado de la máquina, y el conocimiento de sus características e interacciones que permite diagnosticar algún tipo de problemática que se presente en el equipo. Figura 1.

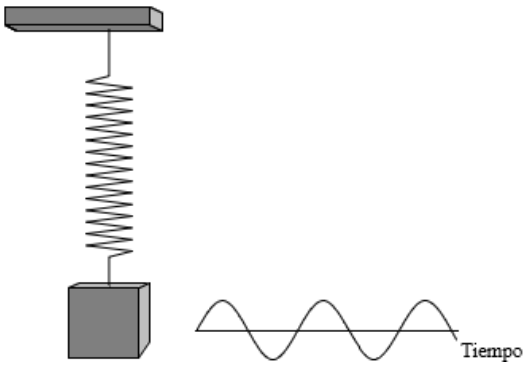


Figura 1. Movimiento armónico sencillo. White, G. (1990–2010).

¿Por qué es importante un análisis de vibraciones?

Es importante como mantenimiento predictivo ya que con ello se monitorean los componentes de las estructuras o máquinas que pueden fallar debido a la fatiga del material producida por la

vibración inducida por los esfuerzos, además, la vibración provoca un desgaste más rápido de las partes de la máquina como cojinetes y engranes que generan ruido excesivo. En las máquinas, la vibración puede aflojar las sujeciones como tuercas y separar la soldadura o los puntos de anclaje.

- La frecuencia de la vibración indica la fuente potencial del problema.
- La amplitud de la vibración indicara la severidad del problema.

2.3 Unidades de medición de la vibración

La amplitud (A) es la medida de la intensidad del movimiento, comúnmente se toma en tres escalas: pico-pico, cero-pico y RMS.

Pico-pico (pk-pk): representa la distancia desde la cresta inferior hasta la cresta superior de la onda.

Cero-pico (pk): es la distancia máxima medida desde el punto de equilibrio hasta la cresta de la onda, si la onda es sinusoidal cero-pico es la mitad de pk-pk.

RMS (Root Mean Square): Es el valor estándar en el que deben estar consideradas todas las vibraciones para cuando tengamos una falla elevada sea fácil de identificar ya que no se encuentra dentro del rango nominal. Figura 2.

Descripción de la escala RMS.

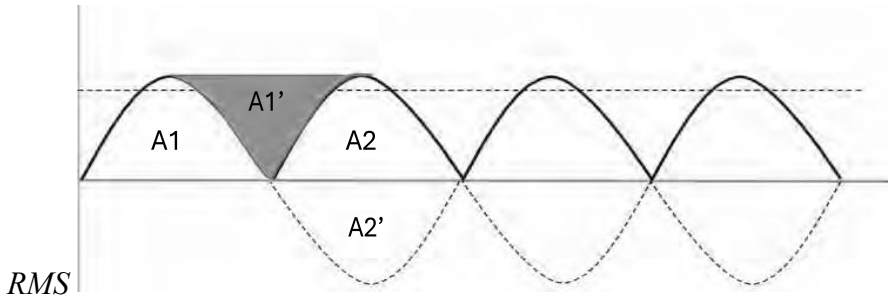


Figura 2. Comportamiento de las RMS. Espinel Blanco, E., Melgarejo Ramos, A. C., & Ramírez Galvis, H. A. (2019).

La **frecuencia (*f*):** las veces que se realiza un movimiento en un determinado tiempo. Sus unidades son:

Hz (Hertz): ciclos por segundo

CPM: ciclos por minuto

RPM: revoluciones por minuto

El **período (*t*)**: es el tiempo que tarda en completarse un movimiento. Se mide en segundos (s) o milisegundos (ms) y es el inverso de la frecuencia.

El **desplazamiento (*D*)**: representa el cambio de posición respecto a un punto de referencia, se mide en mm o mils (milésimas de pulgada) y comúnmente se utiliza la escala pk-pk para obtener la distancia total recorrida por un eje.

La **velocidad (*V*)**: acentúa las frecuencias intermedias y es la rapidez con que varía la posición de un punto a otro, se mide en pulg/s (pulgadas por segundo) o mm/s (milímetros por segundo) y se utiliza la escala 0-pk o RMS.

La **aceleración (*a*)**: es la variación de la velocidad, se utiliza la escala RMS, dado que es una medida bastante útil a grandes velocidades.

2.4 Ley de Hooke:

Calcula la frecuencia natural de vibración de un objeto. Esta frecuencia es a la que el objeto vibrara libremente después de haber sido perturbado y posteriormente liberado.

2.5 Resonancia:

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de una máquina. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

Para determinar si una maquina tiene resonancias prominentes se puede llevar a cabo:

- La prueba del Impacto. Se pega a la máquina con una masa pesada, mientras que se graban los datos. Si hay una resonancia, la vibración de la máquina ocurrirá a la frecuencia natural, mientras que ella se está extinguiendo.
- El arranque y rodamiento libre. Se prende y se apaga la máquina, mientras que se graban datos de vibración y de tacómetro. La forma de onda de tiempo indicará un máximo, cuando las RPM igualan las frecuencias naturales.
- La prueba de la velocidad variable: En una máquina cuya velocidad se puede variar en un rango ancho, se varía la velocidad, mientras que se están grabando datos de vibración y de tacómetro.

2.6 Armónicos

Los armónicos son una serie de picos espaciados equitativamente que son múltiplos del primer pico en la serie, donde el primer pico es la frecuencia fundamental.

Los armónicos más comunes son múltiplos de la velocidad de giro del eje; sin embargo, pueden ser múltiplos de cualquier frecuencia.

2.7 Bandas laterales.

Las bandas laterales son el resultado de una modulación de amplitud entre dos señales. Se presentan comúnmente al estudiar elementos giratorios del eje, la caja de engranaje y el sistema eléctrico cuando hay resonancia. En el espectro, las bandas laterales se asemejan a picos espaciados equitativamente, centrados en otro pico llamado “frecuencia central”.

La frecuencia central puede ser ocasionada por la frecuencia del engranaje, la de fallo de pista interna y las de paso de falla del rotor. Las frecuencias de bandas laterales incluyen la velocidad de giro, la de jaula y la de paso de polos.

2.8 Ruido de piso.

El ruido de piso representa la vibración del ambiente y comúnmente sus niveles están cerca del cero con picos que se levantan levemente; sin embargo, habrá casos en los que estos picos parecieran levantarse de forma pronunciada sobre el nivel de referencia de amplitud cero, sobre todo en ciertas áreas. Esto puede deberse generalmente a dos tipos de falla:

- Puede tratarse de un desgaste de rodamiento serio, lo que incrementa el levantamiento de ruido de piso y hace que el problema sea más serio.
- Puede haber resonancia, con frecuencia los picos del espectro tienen una base muy ancha y se reflejan como acumulación debido a resonancia, si no hay otras.

2.9 Montajes de transductores para la toma de vibraciones.

Para la toma de vibraciones existen distintos tipos de transductores, figura 3.

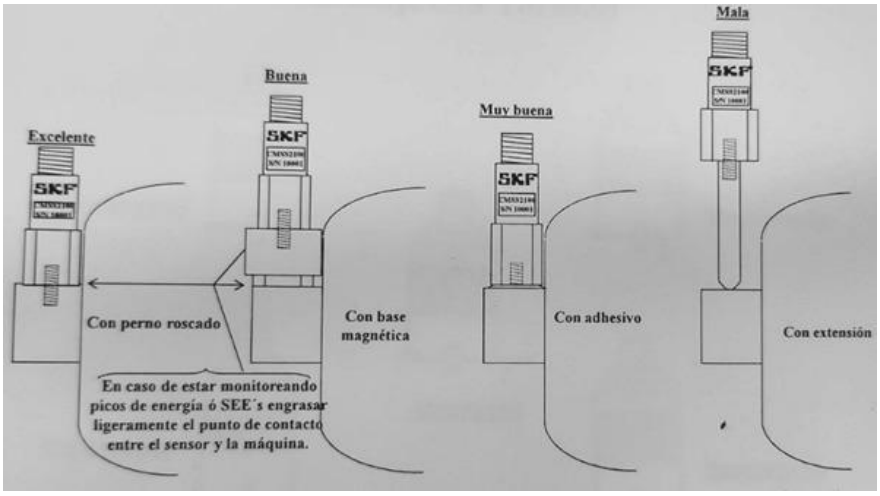


Figura 3. Métodos de montaje. Grupo IDESA petroquímica. (2011, abril 04).

Entre este tipo de transductores es más recomendable utilizar el de perno roscado ya que este ofrece una mejor sujeción entre el equipo y la máquina, como recomendación es tener una posición buena para poder extraer la mayor cantidad de información posible que el analista necesita para poder determinar el estado del equipo.

2.10 Causas de las vibraciones en equipos rotativos.

Desbalance: Se genera cuando el centro de una masa de un componente giratorio no está alineado con su eje de rotación, lo que provoca fuerzas centrifugas y vibraciones.

Desalineación: Se presenta cuando los ejes de rotación de los componentes conectados no están correctamente alineados. Figura 4.

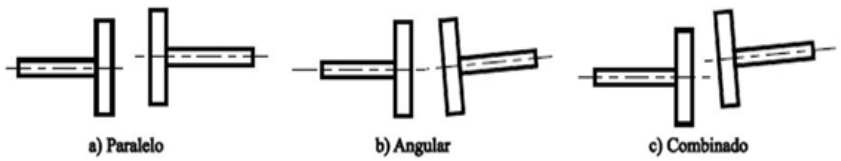


Figura 4. Tipo de desalineaciones. Prieto García, M. del R. (2017).

Piezas sueltas o desgastadas: los componentes como correas, cadenas, acoplamientos o pernos que estén sueltos o desgastados pueden causar vibraciones y ruido.

Flecha flexionada:

Una flecha flexionada, que por lo general está causada por un calentamiento desigual en el rotor, debido a una barra de rotor en mal estado, causa altos picos axiales 1x y 2x y altos picos radiales y transversales 1x en ambos rodamientos. Figura 5.



Figura 5. Flecha flexionada. White, G. (1990–2010).

Roce del rotor:

Cuando las partes que giran de una maquina entran en contacto con las partes estacionarias se produce un efecto de fricción. Cuando se produce el roce de un elemento rotativo de la máquina, predomina la frecuencia 1x ya que el mismo roce produce un desbalanceo.

2.11 Normativa aplicable para la toma de vibraciones en equipos industriales.

La norma **ISO 20816** garantiza la medición y evaluación de vibraciones mecánicas en máquinas industriales, estableciendo criterios de severidad, procedimientos de medición y límites aceptables para garantizar operación segura y confiable. Forma parte de la actualización de la serie ISO 10816 y se aplica a turbinas, generadores, compresores, motores eléctricos, ventiladores y otros equipos rotativos y reciprocantes.

3. DESARROLLO

3.1 Manejo de equipo usado para la medición de vibraciones “CSI2130 DE EMERSON”.

Este equipo que se muestra en la figura 6, nos permite hacer un análisis de espectros y formas de onda que se generan durante el funcionamiento de las maquinas. También nos permite realizar un mantenimiento predictivo ya que con la extracción de datos se puede generar un historial de los cambios que tiene los activos con respecto al tiempo, de esta manera se podrá indicar si su mantenimiento es preventivo o correctivo dependiendo al tipo de falla que se pueda presentar.



Figura 6. Equipo de vibración CSI2130 de EMERSON.

Para poder llevar a cabo el análisis tendremos que dirigirnos a la sección de ruta, ya que será la parte en donde nosotros visualizamos la colección de datos, para ello nos dirigimos a la sección de equipos críticos que será en donde tenemos guardados cada uno de los activos a los que se les va a realizar mantenimiento predictivo de forma frecuente. Figura 7.



Figura 7. Colección de datos en ruta.

Posteriormente seleccionaremos el botón ALT y la opción administración de ruta donde nos aparecerá una ventana nueva que indica las rutas existentes dentro de la empresa, en la cual se activa (CRITICOS NOVIDESA), que será en donde nosotros buscaremos nuestros activos asignados a la toma de mediciones como se logra apreciar en la figura 8.



Figura 8. Administración de ruta.

Una vez seleccionada la ruta procederemos a identificar los equipos que deseamos medir para ello seleccionamos la opción (Lista de Equipos), Figura 9.

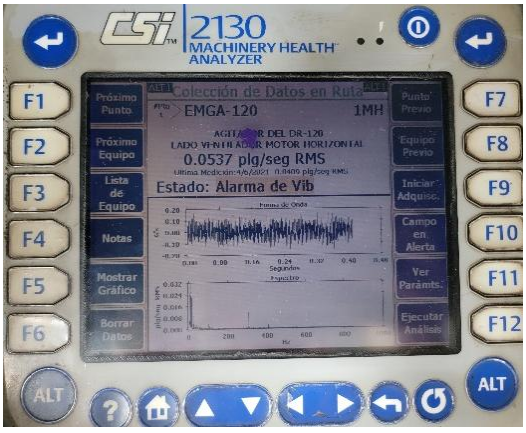


Figura 9. Representación de lista de equipos

En el listado existente de los equipos seleccionaremos los siguientes:

- Reactor 130 y 140
- lavador GA-131
- Decantador SF-140
- Soplador PG-141

Estos equipos serán medidos y analizados ya que su funcionamiento dentro del proceso es muy importante por eso son considerados como equipos críticos ya que siempre se encuentran operando y una falla no corregida podría generar grandes pérdidas dentro de la planta. En la parte baja del listado de equipos esta un recuadro que son los puntos de medición en donde nosotros debemos colocar el transductor para la colección de datos, figura 10.



Figura 10. Lista de equipos.

Una vez seleccionado el equipo nos redirige a la pantalla donde nos muestra el estado de la máquina, la fecha y el espectro de la última medición que se realizó. Para medir el equipo ya solamente dejamos presionado el botón de “ENTER” ubicado en la parte superior derecha, figura 11.

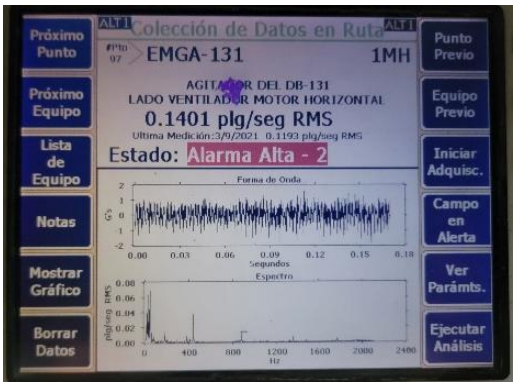


Figura 11. Colección de datos en ruta.

3.2 Estrategias de Pruebas para Inspecciones de Vibración.

- **Inspección Visual**

Principalmente antes de que lleguemos a la maquina a hacer toma de medición se debe hacer una inspección visual general de la máquina, y descartar cualquier tipo de riesgo que esté a nuestro alrededor, una vez terminada la inspección visual de la maquina procedemos a hacer su diagnóstico sobre cómo es que se encuentra el equipo en ese momento, algunos de los datos a considerar son los siguientes:

- ¿Hay algunos ruidos incitados?
- ¿El equipo se sienten más calientes de lo normal?
- ¿Se puede sentir un nivel de vibración excesivo?
- ¿Hay algo incitado en la operación de la máquina?
- ¿Hay algunas fugas de vapor o de fluidos aparentes?
- ¿Los valores que representa parecen normales?

Para realizar estas inspecciones correctamente se utiliza una regla llamada **VOSO**, en donde su significado de cada letra significa:

- **V**er
- **O**ír
- **S**entir
- **O**ler

3.3 Pasos previos a la medición

- Seleccionar el tipo correcto de transductor (100mA – 500 mA).
- Se debe considerar el tipo de máquina, la naturaleza de su superficie y la accesibilidad, todo esto para identificar la mejor posición del transductor.
- Se deben Identificar las condiciones de carga o velocidad del activo, ya que se espera que tales condiciones sean las mismas en cada medición para aumentar la confiablidad de los datos.

3.4 Transductor de vibración

El transductor nos funciona para poder captar la información de la vibración ya que está compuesto por un cristal piezoeléctrico que es muy sensible al movimiento convirtiéndolo en señales eléctricas mandándolas hacia el equipo CSI 2130 DE EMERSON como señales digitales representándolas en forma de espectro. Figura 12.



Figura 12. Transductor de base magnética.

3.4.1 Tipos de transductores a utilizar:

500mA: Se utiliza este tipo de transductor en reductores, lavadores y mezcladoras ya que este transductor tiene una mayor resolución de datos en sistemas donde se utiliza mayor torque y menor velocidad.

100mA: Este tipo de transductor lo utilizamos para la medición en motores ya que estos presentan vibraciones de menor amplitud que los equipos que manejan mayor torque dándonos una lectura completa del equipo. En los motores este tipo de transductor cumple con su función ya que nos interesa captar problemas en rodamientos, desbalance o desalineaciones.

3.5 Medición de vibraciones de equipos en campo.

3.5.1 Puntos de medición

- Los puntos de medición deben estar en sitios de acceso seguro.
- Las mediciones se realizan en diferentes puntos del activo, los mejores puntos son donde se encuentran ubicados los rodamientos y engranes.
- El sensor solo mide en una dirección y para obtener un análisis completo del movimiento se debe hacer de manera vertical, una axial y una horizontal. Figura 13.



Figura 13. Puntos de medición.

La secuencia que debe tener los puntos de medición es de lado ventilador del motor dividiendo el equipo por puntos y nombrándolos de la manera que convenga. La razón por la que la medición debe comenzar del lado ventilador es porque se tiene una medición más estable, lo que nos ayuda a tener una medición base clara para tener una mejor interpretación de los datos. Posteriormente se continua en el lado acoplamiento ya que es un lugar en donde las vibraciones son más fuertes por la transmisión de potencia, y para finalizar se mide en la maquina accionada, siguiendo una lógica que asegura la comparabilidad y coherencia en el análisis de datos extraídos por parte de los activos, y así poder determinar con mayor exactitud el estado del equipo. figura 14.

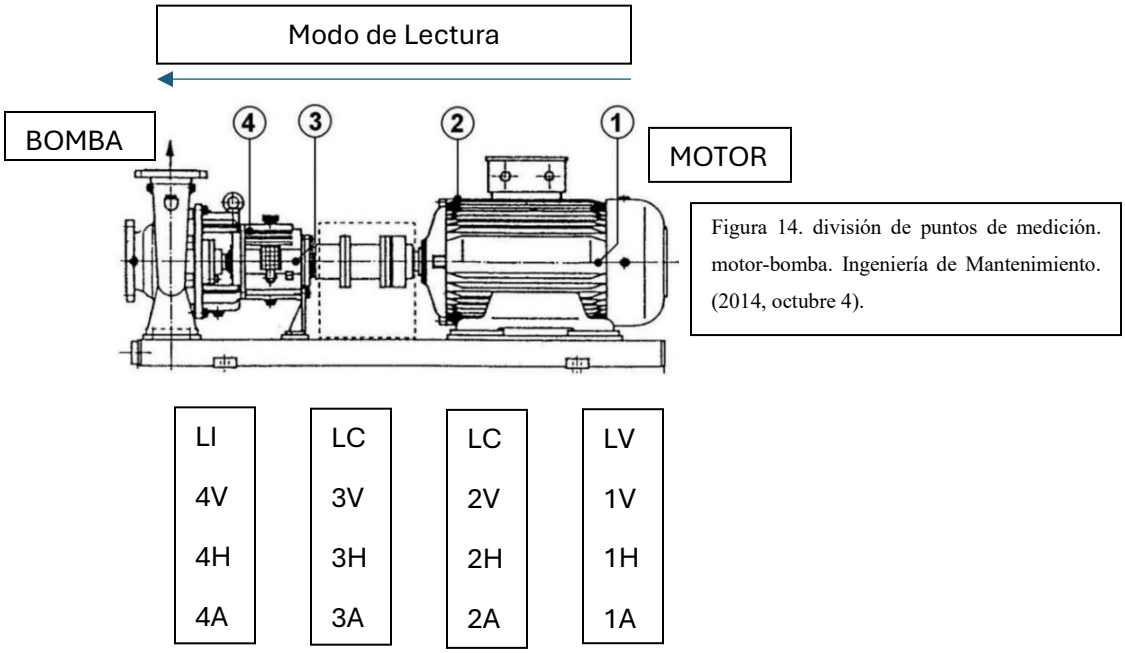


Figura 14. división de puntos de medición. motor-bomba. Ingeniería de Mantenimiento. (2014, octubre 4).

3.6 Comparación con medidas de referencia:

En cada uno de los equipos se realizará una comparación de datos que sean actuales y datos antiguos, en este caso se toman los de 4 años atrás para tener una mejor visibilidad de los cambios que se van presentando con el tiempo. Estas mediciones permiten dar sentido a los datos que se obtienen y los transforman en información confiable para la toma de decisiones. Esta metodología nos permitió identificar tendencias de deterioro, pues al observar la evolución de los valores en el tiempo se detectan incrementos progresivos que pronostican o son capaces de revelar problemas incipientes en rodamientos, engranajes o alineaciones.

Dentro del equipo “CSI 2130 DE EMERSON” nos permite clasificar el estado de la maquina en distintas categorías como aceptable, alerta o crítico, esto es lo que nos favorece a nosotros para poder priorizar acciones de mantenimiento y a poder justificar intervenciones ante auditorias o alguna revisión técnica que se presente en el momento. La comparación de medidas que realizamos convierte la medición en una herramienta estratégica en donde no solo se describe el comportamiento de la máquina, sino que a su vez se sitúa dentro de los parámetros de seguridad y eficiencia, garantizando que las decisiones a tomar se basen en datos clave.

3.7 Gráficos de cascada:

Este tipo de grafico nos favoreció porque nos muestra el cambio que tiene el espectro de un activo con base al tiempo o bajo las condiciones de operación en la que se encuentra el activo. En lugar de analizar un espectro, este tipo de grafico nos permitió observar varios espectros superpuestos, lo que nos permitió identificar tendencias, desplazamientos de frecuencia y la aparición de nuevas señales que pueden estar relacionadas con distintas fallas incipientes.

Gracias a este tipo de grafico es posible seguir la evolución de los problemas que se presentan dentro de los activos como en rodamientos, desbalance o resonancia, ya que de esta manera se logran apreciar claramente como las frecuencias tienen aumento o tienden a sufrir modificaciones con cada medición. Figura 15.

Otro de los puntos importantes dentro de las vibraciones es estudiar fenómenos transitorios, como lo es el arranque o la parada de un motor, donde las vibraciones cambian significativamente y gracias a eso nos puede revelar comportamientos que no se detectan en condiciones estables del activo.

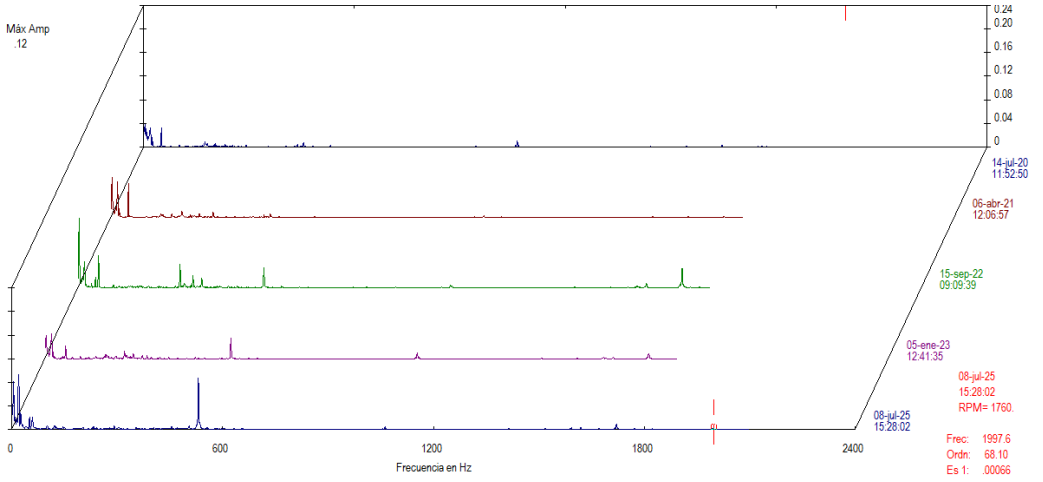


Figura 15. Representación del gráfico de cascada.

4. RESULTADOS

4.1 REACTOR GA-130 Y GA-140

Para la toma de medición de los reactores se debe tener en su capacidad máxima para la obtención de datos más representativos. En los reactores se llevan a cabo mezclas de sustancias químicas donde se genera una reacción conocida como polimerización, dando como resultado la creación de perla. Figura 16.

Se toman los datos de los activos con los transductores antes mencionados, se consideró con el mismo montaje y la maquina en las mismas condiciones de operación. Todos los equipos medidos se marcaron con plumón para que la toma de datos sea siempre en el mismo punto ya que si no es el caso las mediciones no se consideran resultados reales del activo, figura 17. Para ello también se consideran las tablas que se muestran en el anexo A, ya que con ellas tendremos un mejor estudio de cómo es que se comporta cada equipo y de esta manera se pronostican posibles fallas que presentan los activos con respecto al tiempo.



Figura 16. Puntos marcados para la colocación del transductor.

Estado del reactor GA-130

- Temperatura: 85°c
- Corriente (I): 45.83 Amp
- Revoluciones por minuto (RPM): 47.04 rpm



Figura 17. Representación del GA-130

Los puntos de medición de estos reactores se considera tomarlos en los puntos más vulnerables en donde estos tengan mayor movimiento o fricción entre componentes, como se ilustra en la figura 18.

Estos equipos son muy conocidos dentro de la mecánica de materiales ya que debemos conocer cuál es la secuencia de como operan los mecanismos internos de cada equipo con base a las relaciones de transmisión de cada sistema.

En estos reductores sus puntos más vulnerables son:

- El lado cople entre motor y reductor
- El lado cople del agitador radial
- Lado base del agitador radial



Figura 18. Toma de medición en motor del GA-130.

Se considero tomar las mediciones del reductor en puntos donde su acceso fuera seguro y cómodo para el usuario ya que en lugares como estos a veces es complicado tener puntos de libre acceso. Figura 19.



Figura 19. Toma de medición en reductor.

4.1.1 Análisis de espectros y tendencias

Una vez obtenido los datos procedimos a realizar la descarga de datos del reactor para realizar una tabla de tendencia donde especificamos la fecha y el valor del punto de medición. En la tabla se observan los puntos de medición con mayor magnitud de vibración, en las mediciones que se tomaron en el año de 2025 se observan todos los puntos en buen estado y sin ninguna anomalía. Figura 20.

REACTOR 130					
PUNTOS DE MEDICIÓN	18/DIC/2020 M1	14/JUL/2021 M2	15/FEB/2022 M3	15/MAY/2023 M4	08/JUL/2025 M5
1MH	0.1337	0.1006	0.1455	0.1305	0.0865
1PV	0.0447	0.0268	0.0401	0.0666	0.0266
1MV	0.2244	0.1976	0.1821	0.1631	0.0408
1MA	0.1946	0.2091	0.1436	0.1178	0.0912
2MH	0.1558	0.1955	0.1201	0.1381	0.0521
2PV	0.0367	0.0357	0.0261	0.0642	0.0228
2MV	0.1373	0.1295	0.1407	0.1699	0.0702
2MA	0.1552	0.1320	0.1191	0.1182	0.0903
3RH	0.1122	0.1043	0.1283	0.0896	0.0596
3PV	0.0070	0.0063	0.0103	0.0440	0.0313
3RV	0.0719	0.0379	0.0464	0.0605	0.0305
3RA	0.1001	0.1299	0.1380	0.0919	0.0589
4AR	0.0896	0.0844	0.0906	0.1222	0.0359
4PV	0.0023	0.0017	0.0022	0.0197	0.0134
4AD	0.0729	3.2800	3.6100	5.1900	0.7524
4AA	0.0457	0.0262	0.0219	1.1700	0.0348
5AR	0.0920	0.0883	0.1057	0.5330	0.0381
5PV				0.0099	0.0057
5AD	0.0629	2.7600	3.1300	2.2000	0.0473

5AA	0.0461	0.0181	0.0189	0.0314	0.0215

Figura 20. Datos de medición del reactor GA-130.

4.2 REACTOR 140

De igual manera se tomaron las mediciones del reactor GA-140 para hacer su análisis de operación del equipo, Figura 21. Se tomó en consideración los siguientes datos:

- Temperatura: 115°c
- Corriente: 53.13 Amp
- RPM: 60 RPM



Figura 21. Toma de medición en puntos específicos del GA-140.

Como se mencionó anteriormente en este tipo de equipos se encontraron dificultades a la hora de hacer mediciones ya que por la alta temperatura que generan estos equipos, es incómodo para el trabajador estar apoyado en un punto fijo. Por otra parte, también se encontraron tuberías en donde nos limitaban el acceso a los puntos de medición. Figura 22.



Figura. 22. Toma de medición en reductor del GA-140

4.2.1 Análisis de espectros y tendencias

Se tomaron los datos en cada uno de los puntos de medición antes mencionados dando como resultado la siguiente tabla de datos. Figura 23.

REACTOR 140					
PUNTOS DE MEDICIÓN	14/JUL/2020 M1	06/ABR/2021 M2	15/SEP/2022 M3	05/ENE/2023 M4	08/JUL/2025 M5
1MH	0.0945	0.1250	0.1728	0.0985	0.1781
1PV	0.0592	0.0587	0.0437	0.0917	0.0888
1MV	0.1652	0.1676	0.1336	0.1182	0.1251
1MA	0.1008	0.1661	0.1509	0.1876	0.1480
2MH	0.1089	0.1429	0.1513	0.1136	0.1681
2PV	0.0274	0.0370	0.0496	0.0233	0.0233
2MV	0.0990	0.1479	0.1066	0.0946	0.1122
2MA	0.1316	0.1490	0.0831	0.1133	0.1229

3RH	0.1036	0.1373	0.1014	0.1073	0.1179
3PV	0.0139	0.0060	0.0360	0.0296	0.0178
3RV	0.0473	0.0449	0.0721	0.0803	0.0528
3RA	0.0759	0.1198	0.1294	0.0928	0.1257
4AR	0.0799	0.0935	0.1173	0.1298	0.0589
4PV	0.0023	0.0027	0.0131	0.0117	0.0152
4AD	0.0696	0.0683	5.0500	4.7200	1.8300
4AA	0.0420	0.0613	0.0416	0.0321	0.1082
5AR	0.1306	0.1360	0.0731	0.0652	0.0852
5PV			0.0118	0.0086	0.0055
5AD	0.1051	0.1332	3.1000	3.1900	3.8400
5AA	0.0407	0.0585	0.0376	0.0318	0.0340

Figura 23. Datos de medición del GA-140.

En los puntos de medición del mes de Julio del 2025 se observó que el mayor índice de movimiento existe en el lado de desplazamiento del reductor en donde se hace un análisis más a fondo con el siguiente espectro de cascada. Figura 24.

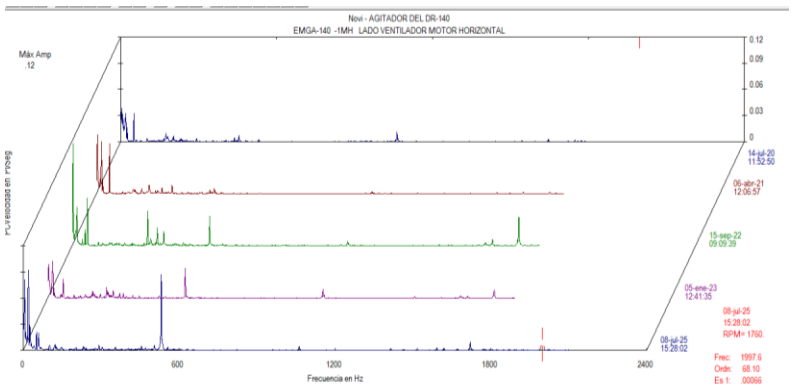


Figura 24. Diagrama de cascada DR-140.

Este espectro representa la evolución de una condición crítica en la que se encuentra el activo. El incremento que se logra apreciar en la amplitud de 1997.6Hz con amplitud creciente de 580.16 Pk-Pk sugiere que el sistema está presentando una serie de fenómenos de resonancia o está siendo excitado en ese mismo rango.

Por otra parte, se logran apreciar armónicos en donde se representan irregularidades mecánicas como la desalineación en los componentes de rotación como lo son rodamientos o engranes.

4.3 LAVADOR GA-131

El agitador que se muestra en la figura 25. Se encarga de lavar la carga de los reactores eliminando monómeros que son capaces de disminuir la calidad de la perla. Esté lavador también nos ayuda a preparar la perla para el secado, y de esta manera evitar que guarde residuos que afecten al paso del fluido.



Figura 25. Representación del lavador GA-131.

Es muy importante monitorear el lavador y ver su comportamiento del equipo para que no llegue a fallar y genere una pérdida de tiempo ya que este proceso es importante para el producto. Figura 26.



Figura 26. Monitoreo del GA-131

4.3.1 Análisis de espectros y tendencias

En este lavador se logra apreciar una gran variación en distintos puntos de medición en donde se comienza a hacer un análisis en donde hay un mayor índice de daño que se encuentra en el punto 4 y 6 en el lado desplazamiento del agitador. Estos puntos son los más importantes que se deben analizar ya que están teniendo un incremento progresivo con respecto al tiempo ya que en esos puntos se encuentran ubicados rodamientos y engranes que sufren algún tipo de daño por la carga y el movimiento que soporta el agitador. Figura 27.

LAVADOR GA-131					
PUNTOS DE MEDICIÓN	03/DIC/2020 M1	14/JUL/2021 M2	07/MAR/2022 M3	05/ENE/2023 M4	04/JUL/2025 M5
1MH	0.1170	0.1692	0.1490	0.1981	0.2147
1PV	0.0031	0.0119	0.0030	0.0100	0.0291
1MV	0.1588	0.1810	0.1769	0.1892	0.2532
1MA	0.1858	0.2682	0.2160	0.1849	0.1895
2MH	0.0915	0.1394	0.1132	0.2035	0.1666
2PV	0.0054	0.0198	0.0060	0.0070	0.1036

2MV	0.1334	0.1820	0.1500	0.1314	0.1837
2MA	0.1487	0.1825	0.1864	0.2338	0.2464
3RH	0.0997	0.1709	0.1196	0.1862	0.0865
3PV	0.0125	0.0117	0.0079	0.0124	0.0074
3RV	0.1070	0.1187	0.1223	0.1423	0.1140
3RA	0.1164	0.1620	0.1691	0.1662	0.1361
4AR	0.1192	0.1863	0.1543	0.1640	0.1190
4PV	0.0030	0.0085	0.0033	0.0044	0.0049
4AD	0.0743	1.7800	1.1900	1.3000	1.5800
4AA	0.1055	0.0851	0.1165	0.0734	0.1608
5AR	0.0745	0.1455	0.1221	0.1120	0.1219
5PV	0.0020	0.0034	0.0032	0.0023	0.0033
5AD	0.0430	1.3700	0.9303	0.9305	0.0535
5AA	0.0986	0.0781	0.1133	0.0791	0.3307
6AR	0.0299	0.0320	0.0270	0.0338	0.0976
6PV		0.0040			0.0019
6AD	0.0238	0.3779	0.3241	0.4116	0.9760
6AA	0.0982	0.0814	0.1078	0.0892	0.0813

Figura 27. Representación de datos del GA-131.

En el siguiente gráfico en cascada que se muestra en la figura 28, permite visualizar la evolución de vibraciones con respecto a las frecuencias y sus amplitudes a lo largo del funcionamiento del activo, si se compara cada una de las curvas del gráfico, se logra observar que existe un incremento progresivo en la amplitud de algunas frecuencias. Estos tipos de comportamientos que presenta el

activo significa que está sufriendo una condición degradante, como el desgaste de componentes, perdidas de lubricación o desalineaciones que pueden estar aumentando progresivamente.

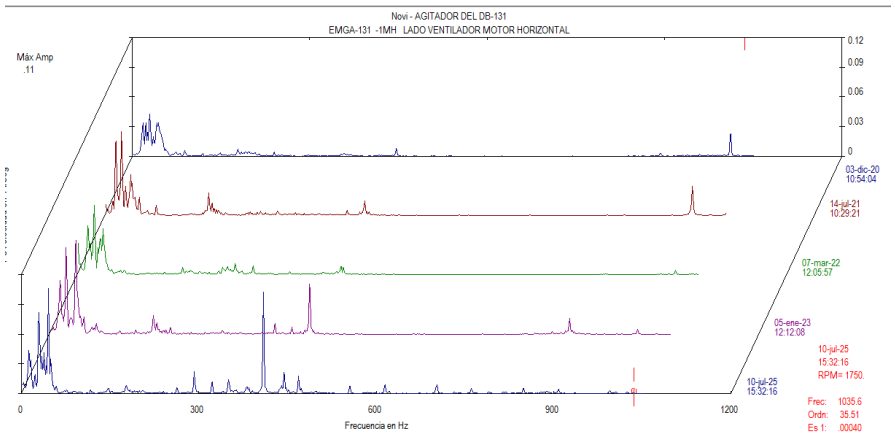


Figura 28. Diagrama de cascada del agitador GA-131.

4.4 DECANTADOR SF-140A

Se realizó un estudio de vibraciones al decantador como mantenimiento predictivo ya que es un equipo importante para el proceso, el decantador se encarga de hacer la separación de la perla y agua para después pasarla a la rotatoria de perla húmeda. Figura 29.



Figura 29. Representación del decantador de perla SF-140A

Se considero el historial de las tendencias por cada uno de los puntos de medición como el estudio espectral en cascada. Este equipo está compuesto por un motor horizontal que este acoplado al decantador mediante bandas a poleas, estas son las que se encargan de transmitir el movimiento rotativo a la flecha del decantador, figura 30. La flecha esta soportada por chumaceras por ambos extremos, lo que define a este activo propenso a sufrir desalineaciones, desbalance y desgaste por transmisión indirecta.



Figura 30. Toma de medición del SF-140A.

4.4.1 Análisis de espectros y tendencias

En la figura 31, se observar que hay un incremento en el lado 1 y 2 del motor horizontal (1MH y 2MH). En donde se observa mayor índice de daño es en el punto 3 del decantador horizontal y el punto 3 del decantador vertical (3DH y 3DV). Estos puntos están relacionados a desbalance en las poleas, tensión irregular en bandas, desgaste en componentes de transmisión o falta de lubricación. Esto se determinará con el diagrama de cascada ya que nos brinda una mejor visualización del comportamiento del activo.

DECANTADOR SF-140A						
PUNTOS DE MEDICIÓN	19/ENE/2021 M1	01/JUL/2022 M2	02/AGO/2023 M3	23/ABR/2024 M4	06/01/2025 M5	04/07/2025 M6
1MH	0.3845	0.2435	0.1473	0.1645	0.2921	1.0200
1MV	0.1669	0.1777	0.0905	0.0807	0.1484	0.2559
1PV	0.0050	0.0062	0.0042	0.0047	0.0076	0.0070
1MA	0.1452	0.1677	0.2428	0.2374	0.2221	0.1354
2MH	0.3245	0.3042	0.1332	0.1500	0.2070	1.1300
2MV	0.1591	0.1753	0.0987	0.1044	0.1719	0.3718
2PV	0.0069	0.0073	0.0127	0.0149	0.0083	0.0114
2MA	0.1871	0.1718	0.2484	0.2489	0.1998	0.1470
3DH	0.1005	0.2381	0.1869	0.1334	0.3328	0.7324
3DV	0.3005	0.4306	0.1191	0.1366	0.2984	0.8335
3PV	0.0033	0.0416	0.0028	0.0040	0.0118	0.0108
3DA	0.1396	0.1125	0.1259	0.1568	0.1208	0.2516
4DH	0.3151	0.1807	0.1734	0.1572	0.3914	0.2905
4DV	0.2731	0.2586	0.0034	0.1120	0.1792	0.2392
4PV	0.0026	0.0027	0.1162	0.0021	0.0073	0.0054
4DA	0.1039	0.1658	0.1208	0.1392	0.1305	0.2476

Figura 31. Representación de datos del SF-140A.

En este diagrama de cascada se observa que la frecuencia fundamental (1x) se mantiene constante en cada una de las fechas anteriores, pero con un incremento notable de amplitud en la medición del 4-julio-2025. Se logra apreciar que los armónicos (2x, 3x) se encuentran estables en las fechas

pasadas, pero se observa que tienen un pequeño incremento en la medición actual lo que sugiere un pequeño cambio en su condición del activo. Aunque no se identifican frecuencias de fallas críticas. Figura 32.

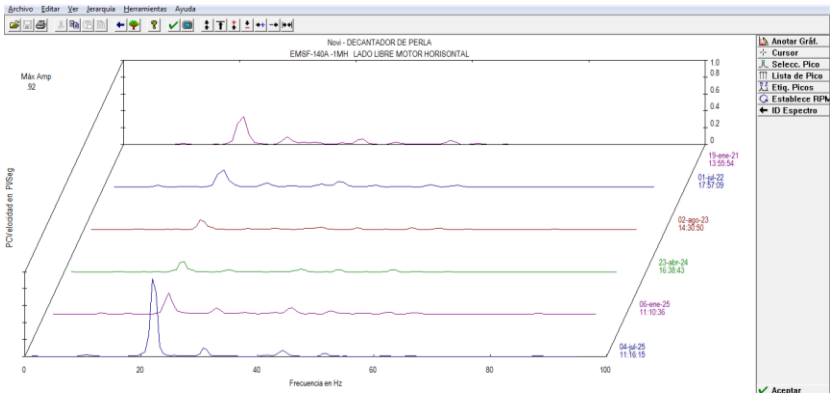


Figura 32. Diagrama de cascada del decantador SF-140.

4.5 SOPLADOR PG-141

El soplador es un activo importante para llevar a cabo el secado de perla y de esta manera mandar en condiciones óptimas el producto. Este proceso es importante ya que nos sirve para evitar que las perlas lleguen aglomerarse antes de pasar por la rotatoria de perla seca. Este equipo se compone por un motor horizontal acoplado directamente al soplador y esta soportado por chumaceras. Figura 33.



Figura 33. Representación del soplador PG-141

En este tipo de soplador se debe tener mucha precaución a la hora de sacar mediciones ya que por el difícil acceso tenemos que ingresar en donde esta soportado el motor y es en esa parte donde la flecha esta al descubierto, se debe tener en consideración no llevar partes sueltas ya que por consecuencia podría jalarnos y ocasionarnos lesiones graves. Figura 34.



Figura 34. Parte trasera del PG-141.

4.5.1 Análisis de espectros y tendencias

La consideración de los puntos más importantes en las mediciones anteriores nos ofrece tener más información para poder pronosticas cualquier anomalía en el funcionamiento del activo. En esta tabla de tendencias se logra apreciar un aumento progresivo en zonas de soporte y transmisión ya que son capaces de soportar carga y fricción entre componentes, lo que indica una evolución negativa en el equipo. Esto puede presentar posible desbalance, montaje incorrecto del equipo, desalineación entre motor y flecha o perdidas de rigidez estructural. Figura 35.

SOPLADOR PG-141					
PUNTOS DE MEDICIÓN	02/FEB/2021 M1	08/MAR/2022 M2	05/ENE/2023 M3	02/SEP/2024 M4	04/JUL/2025 M5
1MH	0.1669	0.2069	0.155	0.1358	0.1301
1PV	0.0039	0.0043	0.0079	0.004	0.007
1MV	0.1591	0.1694	0.1586	0.2867	0.2056
1MA	0.366	0.2783	0.1608	0.2939	0.4183
2MH	0.16	0.1803	0.1689	0.0892	0.0884
2PV	0.0142	0.0247	0.0073	0.0064	0.0069
2MV	0.3123	0.1588	0.1261	0.3287	0.2902
2MA	0.3502	0.1841	0.1165	0.528	0.6087
3SH	0.2275	0.1915	0.2512	0.2711	0.2849
3PV	0.0175	0.0227	0.0187	0.0112	0.0223
3SV	0.1638	0.1272	0.2022	0.4044	0.1946
3SA	0.4318	0.2439	0.1746	0.2687	0.6947
4SH	0.2173	0.1735	0.1908	0.4096	0.5397
4PV	0.03	0.03	0.0297	0.0124	0.0143
4SV	0.2258	0.1337	0.1822	0.5749	0.5805
4SA	0.4637	0.2409	0.1723	0.2856	0.7162

Figura 35. Representación de datos del PG-141.

Las mediciones más recientes muestran el funcionamiento que indica desgaste progresivo en alguno de los componentes clave del equipo. Figura 36. Se observa que existe un pico dominante 1x, cuya amplitud ha aumentado considerablemente indicando que tiene un desgaste progresivo en el equipo, aunque no se detectan frecuencias que provoquen daños mayores a los elementos del activo. Se identifican armónicos secundarios (2x y 3x), lo que puede indicar posible desalineación o flexión en el eje.

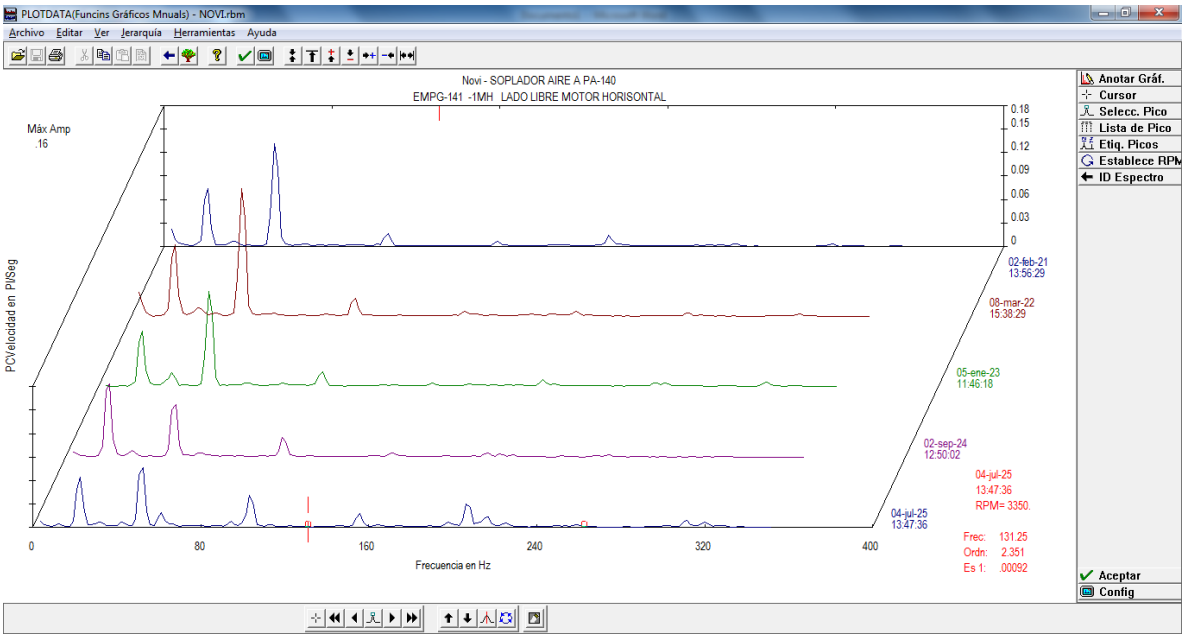


Figura 36. Representación del diagrama de cascada del soplador PG-141.

4.6 Recomendaciones

Durante el análisis que se realizó en los activos se observó que su comportamiento cambia con respecto al tiempo, lo que nos indica que en fechas anteriores no se realizaron los mantenimientos de forma adecuada. Este tipo de anomalías que logramos identificar son el inicio de posibles daños en elementos mecánicos que conforman al activo. Se considero tomar en cuenta las siguientes recomendaciones para evitar cambios estructurales que nos sigan afectando a los activos.

- Monitorear el aumento progresivo de amplitudes en los espectros medidos.
- Se recomienda verificar las condiciones del montaje del equipo.
- Verificar condiciones de lubricación para evitar desgastes en elementos mecánicos.
- Realizar inspecciones físicas de poleas y bandas.
- Siempre que se realicen mantenimientos preventivos verificar que el motor y flecha estén alineados correctamente.
- En caso de haber un aumento de vibración progresivo se debe programar un mantenimiento correctivo antes de que la vibración genere un daño estructural.
- Verificar aumentos de temperaturas.
- Realizar mantenimientos preventivos conforme a especificaciones del fabricante.
- Escuchar cualquier tipo de sonido anormal que pueda producir el activo.
- Verificar que el tipo de grasa para los activos sea la correcta.

Con cada una de estas recomendaciones se logra mantener un mayor rendimiento en los activos y se logra pronosticar fallas incipientes antes de que se conviertan en problemas graves, también nos ayuda a reducir pérdida de tiempo y pérdidas económicas dentro de la industria.

5. CONCLUSIÓN

Durante el avance del proyecto se obtuvieron datos y condiciones de los activos ya que el funcionamiento correcto y su confiabilidad depende de la planificación de mantenimientos generando un cambio en la planta NOVIDESA S.A de C.V. Con la implementación de este proyecto se lograron pronosticar fallas críticas en donde el funcionamiento de cada uno de los equipos se puede ver afectado por el desgaste de componentes. Estos parámetros se lograron observar gracias a datos anteriores que pueden ser visualizados en el software ASM Machinery.

Este proyecto concluye en la importancia del mantenimiento predictivo ya que reduce fallas en activos y logramos observar pequeñas variaciones del comportamiento de los equipos conforme al tiempo, esto nos ayudó a conocer los puntos más vulnerables de los equipos que sufren daños por el trabajo que desempeñan, como lo es, rodamientos, retenes, desalineación y desbalance. a su vez se logró identificar tipos de lubricantes y grasas que estos equipos necesitan para que el deterioro de los elementos no incremente. En el mantenimiento preventivo se realizó apriete de tornillería, recuperación de aceite cambio de bandas y aplicación de cosmético. Un punto muy importante dentro del mantenimiento predictivo es el conocer como operan los equipos, y el monitoreo constante con equipos especializados como en este caso utilizamos el equipo CSI2130 de EMERSON.

Se cumple satisfactoriamente la planificación del mantenimiento para evitar que los equipos tengan cambios en su comportamiento lo cual nos garantizó un funcionamiento confiable y preciso gracias al desarrollo de cada mantenimiento en tiempo y forma.

6. COMPETENCIAS DESARROLLADAS

Dentro de la Industria Petroquímica NOVIDESA S.A de C.V se lograron desarrollar competencias y estrategias para la resolución de problemas en un ambiente industrial donde se muestran fallas día con día y a los cuales se les generan soluciones inmediatas ya que no puede haber pérdidas de tiempo dando como resultado pérdidas económicas.

- Resolución de problemas y razonamiento

Se desarrollaron capacidades para lograr descomponer problemas complejos en tiempo real y a su vez identificar cual es la causa raíz del problema, de igual manera se desarrolló la facilidad de proponer soluciones prácticas para que sean realizadas lo más pronto posible y con eficiencia.

- Desarrollo de metodologías de mantenimiento

Se implemento el conocimiento de distintos enfoques de mantenimientos como lo es el predictivo, preventivo y correctivo para poder brindar mayor facilidad por realizar el mantenimiento correcto según sea la situación que se genere con el tiempo.

- Adaptabilidad en el entorno industrial

Durante el transcurso de actividades en donde se generaban dudas o algún tipo de problemática se implementó el interés de investigar y preguntar por cuenta propia para adaptarse al entorno industrial en donde se obtuvieron conocimientos clave para actuar de forma correcta.

- Desempeño en la comunicación clara y efectiva

El manejo de poder transmitir ideas o hallazgos durante un recorrido a colaboradores, supervisores o gerentes nos ayudó a poder tomar acciones correctivas oportunas y con mayor rapidez ante cualquier contingencia.

7. BIBLIOGRAÍAS

1.- White, G. (1990–2010). Introducción al análisis de vibraciones. Azima DLI. https://www.termogram.com/images/pdf/analisis-vibraciones/introduccion-al-analisis-de-vibraciones-azima-dli.pdf

2.- Fernández Álvarez, E. (2018). Gestión de mantenimiento: Lean Maintenance y TPM. Trabajo Fin de Máster. Escuela Superior de la Marina Civil de Gijón, Universidad de Oviedo. https://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/handle/10651/47868/Gesti%F3n%20de%20Mantenimiento.%20Lean%20Maintenance%20y%20TPM.pdf;jsessionid=79036F2CA2038940595418DF2549D2DE?sequence=1

3.- International Organization for Standardization. (2016). ISO 20816-1: Mechanical vibration - Measurement and evaluation of machine vibration — Part 1: General guidelines. ISO. https://www.iso.org/standard/71207.html

4.- Ingeniería de Mantenimiento. (2014, octubre 4). Procedimiento para filtrado de datos en bombas del sector petrolero. Ingeniería de Mantenimiento. https://www.ingenieriamantenimiento.org/procedimiento-filtrado-de-datos/

5.- Prieto García, M. del R. (2017). Vibraciones de Máquinas Rotativas; Análisis de Órdenes. Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación. https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/91421/fichero/Doc_TFG.pdf

6.- Grupo IDESA petroquímica. (2011, abril 04). Técnicas predictivas proactivas de mantenimiento integral (TPPMI) [Material de curso]. Joel Negreros Zamora.

7.- Espinel Blanco, E., Melgarejo Ramos, A. C., & Ramírez Galvis, H. A. (2019). Análisis de vibraciones en maquinaria. Bogotá: Ecoe Ediciones; Universidad Francisco de Paula Santander. ISBN 978-958-771-690-0. https://repositorioinstitucional.ufpso.edu.co/xmlui/handle/20.500.14167/4078

8.- A-MAQ S.A. (2005). Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico: [Memorias del seminario de vibraciones Manual técnico]. Medellín, Colombia. https://www.mantenimientoplanificado.com/art%C3%ADculos%20PREDICTIVOarchivos/CURSO%20A%20MAQ.COM.pdf

9.- Mejía Morales, J. E. (2009). [Análisis de vibraciones en motores eléctricos asíncronos trifásicos Tesis de licenciatura, Universidad de San Carlos de Guatemala]. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica. http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/080158ME.pdf

10.- Centro Universitario de Gestión Educativa. (s.f.). Tablas de desbalanceo y desalineación (Ingeniería Mecánica) [Material académico]. Studocu. https://www.studocu.com/es-mx/document/centro-universitario-de-gestion-educativa/mecanica-de-concepcion/tablas-de-charlotte/98686416

ANEXO A.

Tabla 1.1 Carta ilustrada de diagnóstico de vibración. Centro Universitario de Gestión Educativa. (s.f.).

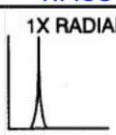
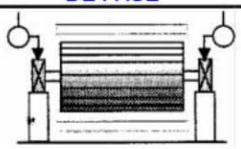
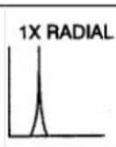
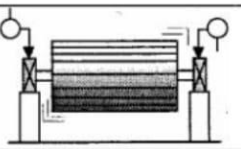
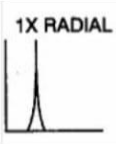
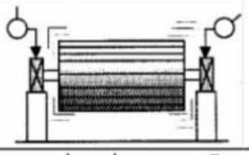
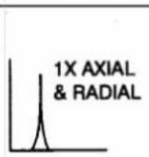
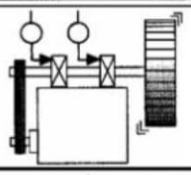
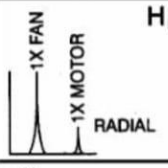
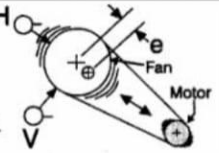
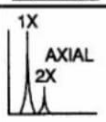
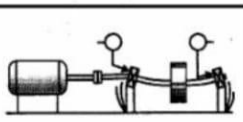
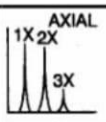
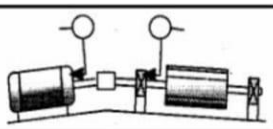
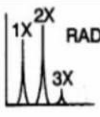
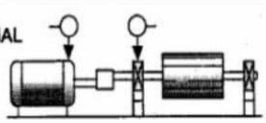
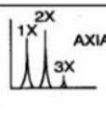
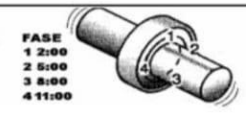
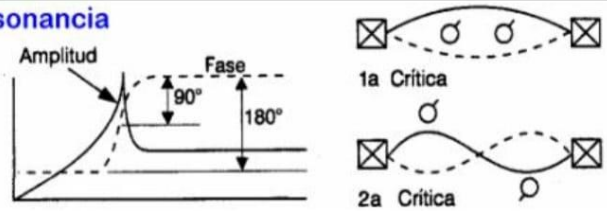
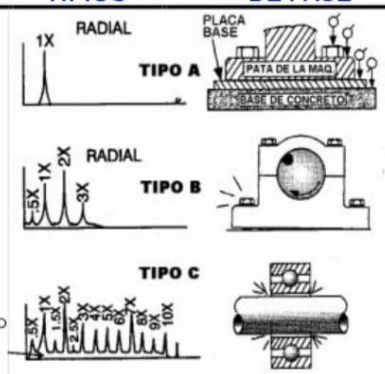
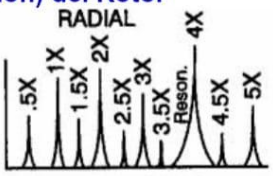
FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACIÓN DE FASE	OBSERVACIONES
Desbalanceo **A. Desbalanceo Estático**			El Desbalanceo Estático estará en fase y estable. La amplitud debido al desbalance aumentara por el cuadrado de la velocidad incrementada estando por debajo de la primera crítica del rotor (un incremento de velocidad de 3X = una vibración a 9X mayor).1XRPM siempre estará presente y por lo general domina el espectro. Puede ser corregido colocando un solo peso de corrección de balance en un plano en el Centro de Gravedad del Rotor (CG). Una diferencia de fase aproximadamente de 0° debe existir entre los Horizontales OB&IB, así como entre las Verticales OB&IB. Usualmente también ocurre una diferencia de fase aproximadamente de 90° entre las lecturas de fase Horizontal y Vertical en cada rodamiento del rotor desbalanceado (±30°).
B. Desbalanceo de Par de Fuerzas			Un Desbalanceo de Par de Fuerzas resulta en un desfase de 180° del movimiento en el mismo eje. 1XRPM siempre esta presente y normalmente domina el espectro. La amplitud varia por el cuadrado de la velocidad incrementada por debajo de la primera velocidad crítica del rotor. Puede causar una alta vibración axial así como radial. La corrección requiere la colocación de los pesos de balanceo en almenos 2 planos. Note que debe existir una diferencia aproximada de 180° entre las Horizontales OB&IB así como entre las Verticales OB&IB. También usualmente ocurre una diferencia aproximada de 90° entre las lecturas Horizontal y vertical en cada rodamiento (±30°).
C. Desbalanceo Dinámico			El Desbalanceo Dinámico es el tipo de desbalanceo que se consigue mas comúnmente y es una combinación de Desbalanceo estático y de par de fuerzas. 1XRPM domina el espectro y realmente necesita una corrección en 2 planos. Aquí la diferencia de fase Radial entre los rodamientos externos e internos puede estar en cualquier lugar del rango entre 0° y 180°. Sin embargo, la diferencia de fase Horizontal debe de cuadrar usualmente con la diferencia de fase Vertical, cuando se comparan las mediciones de los rodamientos externos e internos (±30°). Si el desbalance predomina una diferencia de fase de 90° resulta entre las lecturas Horizontal y Vertical de cada rodamiento (±40°).
D. Desbalanceo de Rotor en Voladizo			El Desbalanceo de Rotor en Voladizo causa un alto 1XRPM en las direcciones Axial y Radial. Las lecturas Axiales tienden a estar en fase mientras que las lecturas de fase Radial pueden estar inestables. Sin embargo, las diferencias de fase Horizontal usualmente cuadran con las diferencias de fase Vertical en el rotor desbalanceado (±30°). Los Rotores en Voladizo tienen desbalances Estáticos y de Par de Fuerzas, cada uno de los cuales requiere una corrección. Así, los pesos de corrección casi siempre tendrán que ser colocados en dos planos para contrarrestar ambos desbalances, el estático y el de par de fuerzas.
Rotor Excéntrico			La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación esta fuera de la línea de centro geométrico de una polea, engranaje, rodamiento, armadura del motor, etc. La vibración mayor ocurre a 1XRPM del componente excéntrico en una dirección a través de la línea que une el centro de ambos rotores. Comparativamente, las lecturas de fase Horizontales y verticales usualmente difieren 0° ó 180° (cada una de las cuales indica el movimiento en línea recta). El intentar balancear un rotor excéntrico resulta en reducir la vibración en un dirección radial pero incrementarla en la otra (dependiendo de la cantidad de excentricidad).
Eje Doblado			Los problemas de Eje Doblado causan una alta vibración axial con un diferencia de fase axial tendiendo a 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante ocurre normalmente a 1X si esta doblado cerca del centro del eje, pero ocurre a 2X si esta doblado cerca del acople. (ser cuidadoso al tomar en cuenta la orientación del transmisor para cada medición axial si usted voltea la dirección de la probeta). Use un indicador de dial para confirmar el doblez de eje.
Desalineación **A. Desalineación Angular**			La Desalineación Angular se caracteriza por una alta vibración axial, 180° fuera de fase a través del acople típicamente tendrá una vibración axial en 1XRPM y 2XRPM. Sin embargo no es inusual que tanto 1X, 2X ó 3X domine. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar muchas armónicas de 1XRPM. A diferencia de la soltura mecánica de tipo C, estas múltiples armónicas no tienen típicamente un incremento de ruido en el piso del espectro.
B. Desalineación Paralela			La desalineación paralela posee síntomas de vibración similares a la angular pero muestra una alta vibración radial que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acople. 2X es por lo regular mayor que 1X, pero su altura respecto a 1X es por lo general debida a el tipo de acople y construcción de este. Cuando cualquier desalineación, Angular o Radial, se vuelve severa, puede generar tanto picos de gran amplitud a altas armónicas (4X-8X) como también toda una serie de armónicas de alta frecuencia, similares en apariencia a la soltura mecánica. El tipo de acople y el material influyen de gran manera a todo el espectro cuando la desalineación es severa. No presenta por lo general un incremento de ruido en el piso.
C. Desalineación de Rodamiento Inclinado Sobre el Eje			Un rodamiento inclinado genera una vibración Axial considerable. Puede causar un movimiento torsional con un cambio de fase aproximado de 180° de arriba a abajo y/o de lado a lado cuando se mide en dirección Axial de la misma carcaza del rodamiento. Intentos de alinear el acople o balancear el rotor no aliviara el problema. Es necesario remover el cojinete e instalarlo correctamente.

Tabla 1.2 Carta ilustrada de diagnóstico de vibración. Centro Universitario de Gestión Educativa. (s.f.).

<table>
<tr><td colspan="3">Resonancia

</td><td>La resonancia ocurre cuando una frecuencia forzada coincide con una frecuencia natural del sistema, y puede causar una amplificación dramática de las amplitudes, lo que puede resultar en una falla prematura o incluso catastrófica. Esta puede ser una frecuencia natural del rotor, pero a menudo puede ser originada por el bastidor, la cimentación, caja de engranajes e incluso las correas de transmisión. Si un rotor esta o se aproxima a la resonancia puede ser prácticamente imposible balancearlo debido a el enorme cambio de fase que experimenta (90° en resonancia, cerca de 180° cuando la atraviesa). A menudo requiere el cambio de la frecuencia natural a una frecuencia mayor o menor. Generalmente las frecuencias naturales no cambian con un cambio en la velocidad, lo que ayuda a su identificación (exceptuando una máquina con cojinetes de gran tamaño o un rotor que tenga un voladizo significativo).</td></tr>
<tr><td>FUENTE DEL PROBLEMA</td><td>ESPECTRO TÍPICO</td><td>RELACIÓN DE FASE</td><td>OBSERVACIONES</td></tr>
<tr><td>Soltura Mecánica

NOTESE EL LEVANTAMIENTO DEL PISO INDICANDO SOLTURA</td><td colspan="2">
</td><td>La soltura mecánica esta indicada para un espectro de vibración de tipo A, B o C.
Tipo A es causada por soltura/debilitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base o cimentación, también por una sedimentación deteriorada, soltura de los pernos que sujetan a la base y distorsión del bastidor o base (Ej. pata floja). El análisis de fase puede revelar una diferencia de 90° a 180° entre la medición Vertical de los pernos, pie de máquina, placa base o la base misma.
Tipo B es generalmente causada por soltura de los pernos de la bancada, fisuras en la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete.
Tipo C es normalmente generada por un ajuste inadecuado entre las partes componentes, que puede causar numerosas armónicas debidas a respuestas no lineales de partes flojas a fuerzas dinámicas del rotor. Causa un truncamiento de la Onda de Tiempo y un ruido elevado en el suelo del espectro. La tipo C es causada con frecuencia por el aflojamiento de un cojinete en su caja, por un espacio excesivo en la camisa o los elementos rodantes del rodamiento, un impulsor o eje flojo, etc. La fase tipo C es con frecuencia inestable y puede variar ampliamente de un arranque al siguiente. La soltura mecánica es a menudo altamente direccional y puede causar lecturas notablemente diferentes si se comparan niveles en incrementos de 30° en dirección radial alrededor de la carcaza del rodamiento. También nótese que la soltura podrá causar múltiples subamónicas exactamente a 1/2 o 1/3XRPM (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</td></tr>
<tr><td colspan="2">Roce (Fricción) del Rotor
ONDA DE TIEMPO TRUNCADA DE FORMA PLANA

</td><td>El Roce del Rotor produce un espectro similar al de la soltura mecánica cuando las partes giratorias entran en contacto con los componentes fijos. La fricción puede ser parcial o en toda la revolución del rotor. Usualmente genera una serie de frecuencias, lo que por lo general excita una o mas resonancias. A menudo existen subarmónicas de fracción integra, de la velocidad de fraccionamiento (1/2, 1/3, 1/4, 1/5,...1/n). Dependiendo de la ubicación de la frecuencias naturales del rotor. La fricción del rotor puede excitar numerosas frecuencias altas (similar al ruido de banda ancha que se produce al pasar una tiza por un pizarrón) puede ser muy grave y de corta duración si es causado por el eje haciendo contacto con el Babbit del cojinete. Una fricción anular total alrededor de toda la revolución del eje puede inducir una “precesión reversa” con el rotor girando rápidamente a la velocidad crítica en dirección opuesta a la rotación del eje (inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica).</td></tr>
<tr><td colspan="2">Cojinetes
A. Problemas por Desgaste o Juego.

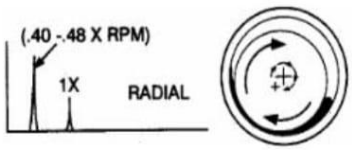
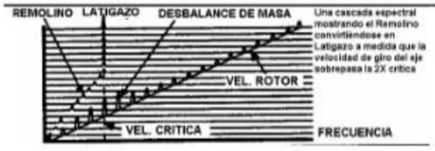
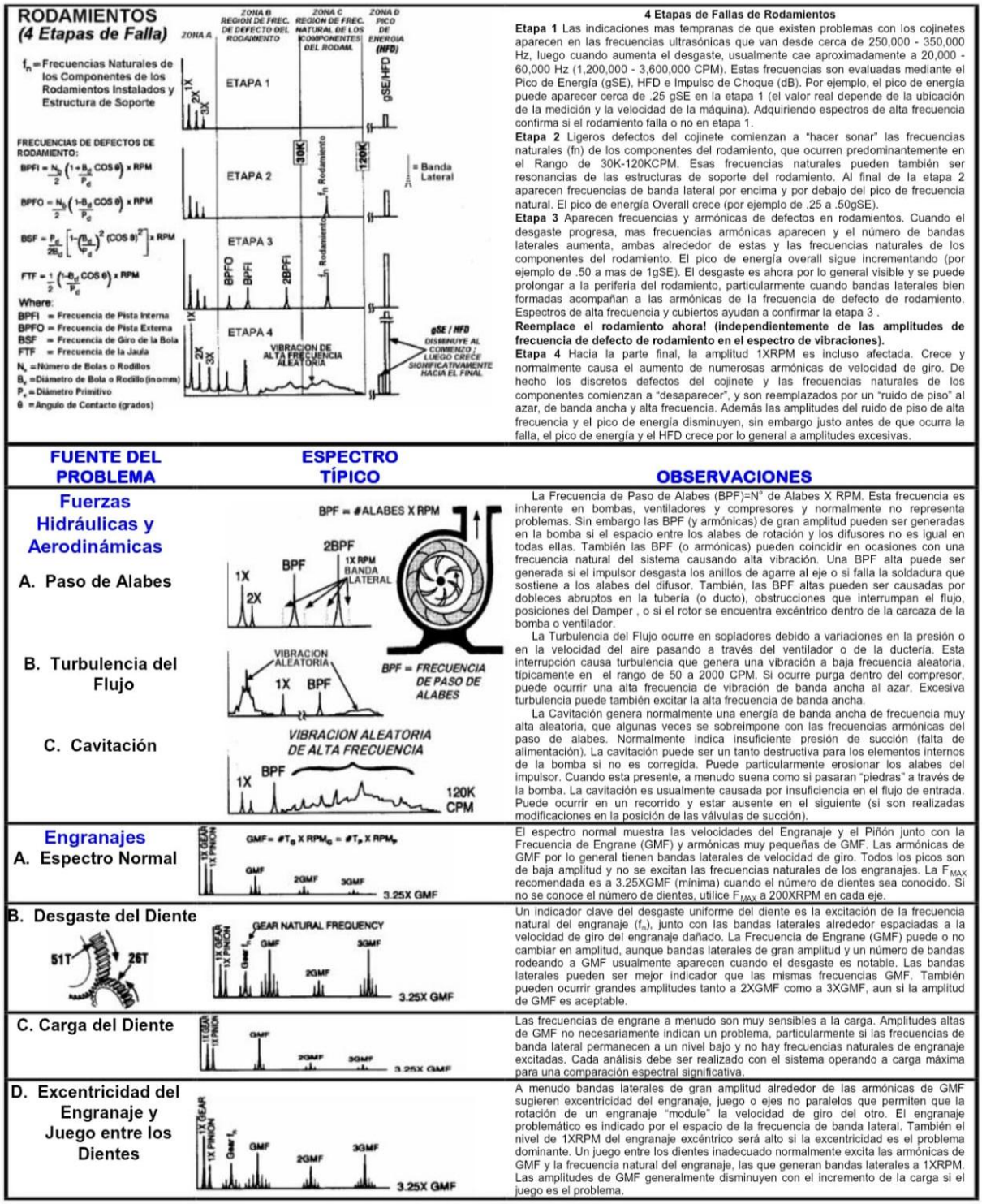

NOTESE EL LEVANTAMIENTO DEL PISO INDICANDO SOLTURA</td><td>Etapas posteriores del desgaste de cojinete son normalmente puestas en evidencia debido a la presencia de series completas de armónicas de velocidad de funcionamiento (hasta 10 o 20). Cojinetes gastados a menudo permiten altas amplitudes Verticales en comparación con las Horizontales, pero solo mostraran un pico pronunciado a 1XRPM. Los cojinetes con soltura (juego) excesivo pueden permitir que un desbalance y/o desalineación menor cause una alta vibración que seria mucho menor si el juego del cojinete se ajustara a las especificaciones.</td></tr>
<tr><td colspan="2">B. Inestabilidad por Remolino de Aceite

</td><td>La Inestabilidad por Remolino de Aceite ocurre a .40-.48XRPM y a menudo es bastante grave. Se le considera excesiva cuando la amplitud excede el 40% de la holgura del cojinete. El remolino de aceite es una vibración de la película de aceite donde las desviaciones en las condiciones normales de operación (ángulo de disposición y radio de excentricidad) causa que una cuña de aceite “empuje” al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (precesión hacia adelante). El remolino de aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrifugas que aumentan las fuerzas del remolino. Puede causar que el aceite no soporte al eje, o puede convertirse en inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con una frecuencia natural del rotor. Cambios en la viscosidad del aceite, presión de lubricación y cargas previas externas pueden afectar al remolino de aceite.</td></tr>
<tr><td colspan="2">C. Inestabilidad por Latigazo de Aceite

</td><td>El Latigazo de Aceite puede ocurrir si la máquina opera a o sobre 2X la frecuencia crítica del rotor. Cuando el motor alcanza dos veces la velocidad crítica, el remolino estará muy cercano a la crítica del rotor y podrá causar una vibración excesiva que la película de aceite no sea capaz de soportar. La velocidad del remolino se “congela” a la crítica del rotor. No rebasara este pico aun cuando se eleve mas y mas la velocidad. Produce una vibración subarmónica lateral adelantada precesional a la frecuencia crítica del rotor. Inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica.</td></tr>
</table>

Tabla 1.3 Carta ilustrada de diagnóstico de vibración. Centro Universitario de Gestión Educativa. (s.f.).



4 Etapas de Fallas de Rodamientos

Etapa 1 Las indicaciones mas tempranas de que existen problemas con los cojinetes aparecen en las frecuencias ultrasónicas que van desde cerca de 250,000 - 350,000 Hz, luego cuando aumenta el desgaste, usualmente cae aproximadamente a 20,000 - 60,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). Estas frecuencias son evaluadas mediante el Pico de Energía (gSE), HFD e Impulso de Choque (dB). Por ejemplo, el pico de energía puede aparecer cerca de .25 gSE en la etapa 1 (el valor real depende de la ubicación de la medición y la velocidad de la máquina). Adquiriendo espectros de alta frecuencia confirma si el rodamiento falla o no en etapa 1.

Etapa 2 Ligeros defectos del cojinete comienzan a "hacer sonar" las frecuencias naturales (fn) de los componentes del rodamiento, que ocurren predominantemente en el Rango de 30K-120KCPM. Esas frecuencias naturales pueden también ser resonancias de las estructuras de soporte del rodamiento. Al final de la etapa 2 aparecen frecuencias de banda lateral por encima y por debajo del pico de frecuencia natural. El pico de energía Overall crece (por ejemplo de .25 a .50gSE).

Etapa 3 Aparecen frecuencias y armónicas de defectos en rodamientos. Cuando el desgaste progresa, mas frecuencias armónicas aparecen y el número de bandas laterales aumenta, ambas alrededor de estas y las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento. El pico de energía overall sigue incrementando (por ejemplo de .50 a mas de 1gSE). El desgaste es ahora por lo general visible y se puede prolongar a la periferia del rodamiento, particularmente cuando bandas laterales bien formadas acompañan a las armónicas de la frecuencia de defecto de rodamiento. Espectros de alta frecuencia y cubiertos ayudan a confirmar la etapa 3 .

Reemplace el rodamiento ahora! (independientemente de las amplitudes de frecuencia de defecto de rodamiento en el espectro de vibraciones).

Etapa 4 Hacia la parte final, la amplitud 1XRPM es incluso afectada. Crece y normalmente causa el aumento de numerosas armónicas de velocidad de giro. De hecho los discretos defectos del cojinete y las frecuencias naturales de los componentes comienzan a "desaparecer", y son reemplazados por un "ruido de piso" al azar, de banda ancha y alta frecuencia. Además las amplitudes del ruido de piso de alta frecuencia y el pico de energía disminuyen, sin embargo justo antes de que ocurra la falla, el pico de energía y el HFD crece por lo general a amplitudes excesivas.

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
Fuerzas Hidráulicas y Aerodinámicas **A. Paso de Alabes**		La Frecuencia de Paso de Alabes (BPF)=N° de Alabes X RPM. Esta frecuencia es inherente en bombas, ventiladores y compresores y normalmente no representa problemas. Sin embargo las BPF (y armónicas) de gran amplitud pueden ser generadas en la bomba si el espacio entre los alabes de rotación y los difusores no es igual en todas ellas. También las BPF (o armónicas) pueden coincidir en ocasiones con una frecuencia natural del sistema causando alta vibración. Una BPF alta puede ser generada si el impulsor desgasta los anillos de agarre al eje o si falla la soldadura que sostiene a los alabes del difusor. También, las BPF altas pueden ser causadas por dobleces abruptos en la tubería (o ducto), obstrucciones que interrumpan el flujo, posiciones del Damper , o si el rotor se encuentra excéntrico dentro de la carcaza de la bomba o ventilador.
B. Turbulencia del Flujo		La Turbulencia del Flujo ocurre en sopladores debido a variaciones en la presión o en la velocidad del aire pasando a través del ventilador o de la ductería. Esta interrupción causa turbulencia que genera una vibración a baja frecuencia aleatoria, típicamente en el rango de 50 a 2000 CPM. Si ocurre purga dentro del compresor, puede ocurrir una alta frecuencia de vibración de banda ancha al azar. Excesiva turbulencia puede también excitar la alta frecuencia de banda ancha.
C. Cavitación		La Cavitación genera normalmente una energía de banda ancha de frecuencia muy alta aleatoria, que algunas veces se sobreimpone con las frecuencias armónicas del paso de alabes. Normalmente indica insuficiente presión de succión (falta de alimentación). La cavitación puede ser un tanto destructiva para los elementos internos de la bomba si no es corregida. Puede particularmente erosionar los alabes del impulsor. Cuando esta presente, a menudo suena como si pasaran "piedras" a través de la bomba. La cavitación es usualmente causada por insuficiencia en el flujo de entrada. Puede ocurrir en un recorrido y estar ausente en el siguiente (si son realizadas modificaciones en la posición de las válvulas de succión).
Engranajes **A. Espectro Normal**		El espectro normal muestra las velocidades del Engranaje y el Piñón junto con la Frecuencia de Engrane (GMF) y armónicas muy pequeñas de GMF. Las armónicas de GMF por lo general tienen bandas laterales de velocidad de giro. Todos los picos son de baja amplitud y no se excitan las frecuencias naturales de los engranajes. La F_{MAX} recomendada es a 3.25XGMF (mínima) cuando el número de dientes sea conocido. Si no se conoce el número de dientes, utilice F_{MAX} a 200XRPM en cada eje.
B. Desgaste del Diente		Un indicador clave del desgaste uniforme del diente es la excitación de la frecuencia natural del engranaje (f_n), junto con las bandas laterales alrededor espaciadas a la velocidad de giro del engranaje dañado. La Frecuencia de Engrane (GMF) puede o no cambiar en amplitud, aunque bandas laterales de gran amplitud y un número de bandas rodeando a GMF usualmente aparecen cuando el desgaste es notable. Las bandas laterales pueden ser mejor indicador que las mismas frecuencias GMF. También pueden ocurrir grandes amplitudes tanto a 2XGMF como a 3XGMF, aun si la amplitud de GMF es aceptable.
C. Carga del Diente		Las frecuencias de engrane a menudo son muy sensibles a la carga. Amplitudes altas de GMF no necesariamente indican un problema, particularmente si las frecuencias de banda lateral permanecen a un nivel bajo y no hay frecuencias naturales de engranaje excitadas. Cada análisis debe ser realizado con el sistema operando a carga máxima para una comparación espectral significativa.
D. Excentricidad del Engranaje y Juego entre los Dientes		A menudo bandas laterales de gran amplitud alrededor de las armónicas de GMF sugieren excentricidad del engranaje, juego o ejes no paralelos que permiten que la rotación de un engranaje "module" la velocidad de giro del otro. El engranaje problemático es indicado por el espacio de la frecuencia de banda lateral. También el nivel de 1XRPM del engranaje excéntrico será alto si la excentricidad es el problema dominante. Un juego entre los dientes inadecuado normalmente excita las armónicas de GMF y la frecuencia natural del engranaje, las que generan bandas laterales a 1XRPM. Las amplitudes de GMF generalmente disminuyen con el incremento de la carga si el juego es el problema.

Tabla 1.4 Carta ilustrada de diagnóstico de vibración. Centro Universitario de Gestión Educativa. (s.f.).

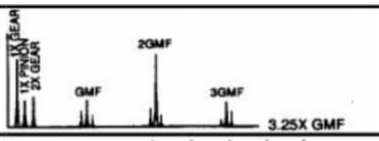
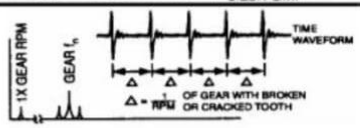
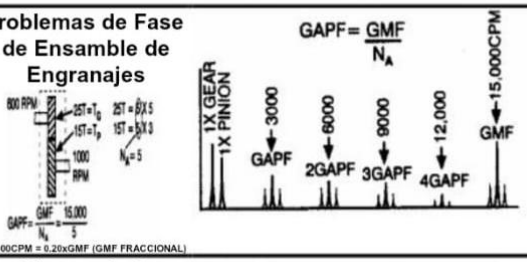
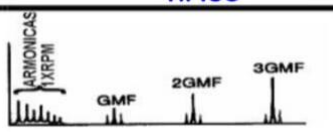
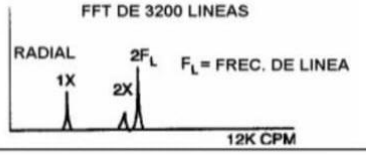
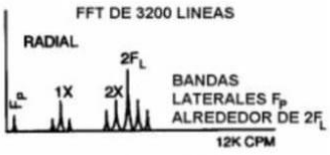
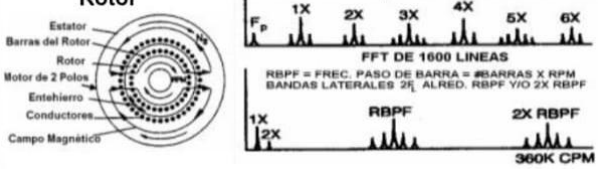
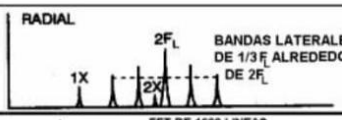
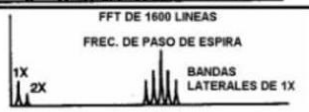
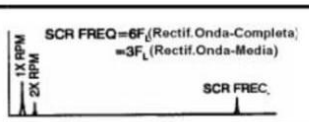
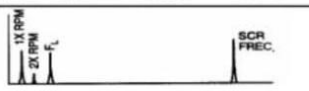
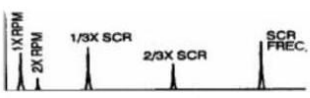
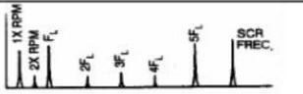
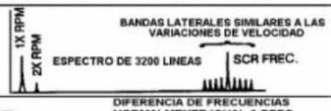
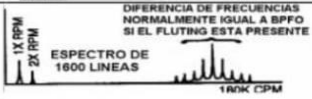
E. Desalineación del Engranaje		La Desalineación del Engranaje casi siempre excita la armónica de GMF de segundo orden o una mayor, que tendrá bandas laterales a la velocidad de funcionamiento. A menudo mostrará solo una pequeña amplitud 1XGMF, pero niveles mas altos a 2X 3XGMF. Es importante colocar F_{MAX} suficientemente alta para captar al menos 3 armónicas GMF. También bandas laterales alrededor de 2XGMF estarán espaciadas a 2XRPM. Nótese que las amplitudes de banda lateral a menudo no son iguales a la derecha e izquierda del GMF y armónicas de GMF debido a la desalineación del diente.
F. Diente Agrietado/Roto		Un Diente Agrietado o Roto podrá generar una gran amplitud a 1XRPM de este engranaje solo en la Onda de Tiempo además exitará la frecuencia natural del engranaje (f_n) con bandas laterales a su velocidad de giro. Se detecta mejor en Onda de Tiempo ya que mostrará un pico pronunciado cada vez que el diente problemático trate de engranar con los dientes del engranaje compañero. El tiempo entre los impactos (Δ) corresponde a 1XRPM del engranaje con el problema. Las amplitudes de Picos de Impacto en la Onda de Tiempo será de 10 a 20 veces mas grandes que 1XRPM en el FTT.
G. Problemas de Fase de Ensamble de Engranajes		La Frecuencia de Fase de Ensamble de Engranaje (GAPF) puede resultar en Frecuencias de Engrane Fraccionales (si N_A>1). Eso realmente significa que (T_G/N_A) dientes del engranaje harán contacto con (T_P/N_A) dientes del piñón y generaran N_A patrones de desgaste, donde N_A es una combinación de dientes dada igual al producto de los factores primos comunes al número de dientes en el engranaje y el piñón (N_A=Factor de Fase de Ensamble). GAPF (o armónicas) pueden mostrarse desde el comienzo si hubieran problemas de manufactura. También su respectiva aparición en un espectro de recorrido periódico puede indicar daños si partículas contaminantes pasaron a través el engrane, resultando en daño al diente en engrane en el momento de la ingestión, justo cuando entra y deja el engrane.
H. Problemas de Caza de Diente		La Frecuencia de Caza de Diente (f_{HT}) ocurre cuando están presentes fallas tanto en el engranaje como en el piñón que pueden haber ocurrido durante el proceso de manufactura, debido a malos tratos, o en el campo. Puede causar una vibración apreciable, pero como ocurre a bajas frecuencias predominantemente menores a 600CPM es por lo general pasada por alto. Un juego de engranajes con este problema de diente repetitivo normalmente emite un sonido de gruñido en la transmisión. El efecto máximo ocurre cuando los dientes defectuosos del piñón y el engranaje entran en engrane al mismo tiempo (en algunas transmisiones esto puede ocurrir solo 1 de cada 10 a 20 revoluciones, dependiendo de la formula de f_{HT}). Nótese que T_{GEAR} y T_{PINION} se refieren a los números de dientes en el engranaje y piñón respectivamente. N_A es el Factor de Fase de Ensamble definido arriba. Generalmente modula los picos GMF y RPM del engranaje.
FUENTE DEL PROBLEMA	**ESPECTRO TÍPICO**	**OBSERVACIONES**
I. Soltura del Rodamiento		Una holgura excesiva de los rodamientos que soportan los engranajes puede no solo excitar muchas armónicas de la velocidad de giro, si no también puede causar respuestas de gran amplitud en GMF, 2GMF y/o 3GMF. Estas altas amplitudes de GMF son actualmente respuestas a, y no la causa de, soltura de los rodamientos que soportan a los engranajes. Esta soltura excesiva puede ser causada por desgaste excesivo del rodamiento o por un montaje inadecuado del mismo durante la instalación. Si se deja sin corregir, puede causar un desgaste excesivo del engranaje y daño a otros componentes.
Motores de Inducción AC **A. Excentricidad del estator, Laminaciones en Corto o Hierro Flojo**		Los problemas del estator generan alta vibración a 2X frecuencia de línea ($2F_L$). La excentricidad del estator produce un entrehierro fijo irregular entre el rotor y el estator que produce una vibración muy direccional. El entrehierro diferencial no debe exceder el 5% en los motores de inducción y 10% en los motores sincrónicos. Una pata floja y bases dobladas pueden producir un estator excéntrico. Un hierro flojo es debido al debilitamiento o aflojamiento del soporte del estator. Los cortos circuitos en las laminas del estator pueden causar un calentamiento irregular localizado, que puede deformar al mismo estator. Esto produce vibración térmicamente inducida que puede crecer significativamente con el tiempo de operación causando deformación del estator y problemas del entrehierro.
B. Rotor Excéntrico (Entrehierro Variable) F_L=Frec. de Línea Elíctrica N_S=Veloc. de Sinc. = 120 F_L / P F_S = Frec. de Desliz. = N_S-RPM F_P = Frec. Paso de Polo = F_SxP P = # de Polos		Los Rotores Excéntricos producen un entrehierro de rotación variable entre el rotor y el estator, lo que induce una vibración pulsante (normalmente entre $2F_L$ y la armónica de velocidad de giro mas cercana). A menudo requiere de un "zoom" del espectro para separar $2F_L$ y la armónica de la velocidad de giro. Los rotores excéntricos generan una $2F_P$ rodeada de bandas laterales de frecuencia de Paso de Polo (F_P), así como bandas laterales F_P alrededor de la velocidad de giro. F_P aparece por si sola a baja frecuencia (Frecuencia de paso de Polo = Frecuencia de Deslizamiento X #Polos). los valores comunes del rango F_P va de 20 a 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Una pata floja o una desalineación a menudo inducen un entrehierro variable debido a la distorsión (realmente un problema mecánico; no eléctrico).
C. Problemas del Rotor		Unas Barras del rotor rotas o agrietadas o anillos en corto; juntas malas entre las barras del rotor y los anillos en corto o laminaciones del rotor en corto pueden producir una vibración a velocidad de giro 1X con bandas laterales a la frecuencia de paso de polo (F_P). Además estos problemas generaran a menudo bandas laterales de paso de polo F_P alrededor de las segunda, tercera, cuarta y quinta armónica de la velocidad de giro. Barras del rotor flojas o abiertas con son indicadas por bandas laterales a 2X la frecuencia de línea ($2F_L$) rodeando a la Frecuencia de Paso de Barra del Rotor (RBPF) y/o sus armónicas (RBPF = Número de barras X RPM). A menudo causaran altos niveles a 2XRBPF con solo una pequeña amplitud a 1XRBPF. Un arqueamiento inducido eléctricamente entre las barras flojas del rotor y los anillos a menudo mostraran altos niveles a 2XRBPF (con bandas laterales a $2F_L$); pero muy poco o casi ningún incremento en amplitud a 1XRBPF.

Tabla 1.5 Carta ilustrada de diagnóstico de vibración. Centro Universitario de Gestión Educativa. (s.f.).

D. Problemas de Fase (Conector Flojo)		Los problemas de Fase debidos a conectores flojos o rotos pueden causar una excesiva vibración a 2X la frecuencia de línea ($2F_L$) que tendrá unas bandas laterales alrededor espaciadas a 1/3 de la frecuencia de línea (1/3 F_L). Los niveles a $2F_L$ pueden exceder 1.0 in/seg sino se corrige. Este es particularmente un problema si el conector defectuoso solo hace contacto esporádicamente. Los conectores flojos o rotos deben ser reparados para prevenir una falla catastrófica.
Motores AC Sincrónicos (Espiras del Estator Flojas)		Las Espiras del Estator flojas en un motor sincrónico generaran alta vibración a la frecuencia de paso de espira (CPF) que es igual al número de espiras del estator X RPM (#Espiras del Estator = #Polos X #Espiras/Polo). La Frecuencia de Paso de Espira estará rodeada por bandas laterales a 1XRPM. Los problemas de motor sincrónico también serán indicados por altos picos de amplitud a aprox. 60,000 a 90,000 CPM, acompañados de bandas laterales a $2F_L$. Tomar al menos un espectro a 90,000 CPM en cada carcaza de rodamiento del motor.
Motores y Controladores DC **A. Espectro Normal**		Numerosos problemas de Motores y Controladores DC pueden ser detectados por análisis de vibración. Los Motores con Circuito Rectificado a Onda Completa (6SCR) generan una señal a 6X la frecuencia de línea ($6F_L$ = 360 Hz = 21,600 CPM); mientras que los Motores con Circuito Rectificado a Onda Media (3SCR) la generan a 3X la frecuencia de línea ($3F_L$ = 180 Hz = 10,800 CPM). La Frecuencia de Disparo SCR está presente normalmente en el Espectro de Motor DC, pero a baja amplitud. Nótese la ausencia de otros picos múltiplos de F_L.
B. Arrollado de Armadura Roto, Problemas de Aterramiento o Falta de Entonación del Sistema		Cuando los espectros de Motor DC están dominados por altos niveles a SCR 2XSCR normalmente indica tanto un Arrollado de Armadura Roto como Falta de Entonación (Tuning) del Sistema. Solo una entonación apropiada podrá disminuir las vibraciones en SCR y 2XSCR significativamente, si el problema de control es predominante. Altas amplitudes a estas frecuencias normalmente se encontraran sobre .10 in/sec a 1XSCR y .04 in/sec a 2XSCR de Frec. de disparo.
C. Tarjeta de Disparo Defectuosa o Fusible Quemado		Cuando una Tarjeta de Disparo falla en disparar, 1/3 de la energía se pierde, y puede causar cambios momentáneos de velocidad en el motor repetidamente. Esto puede conducir a altas amplitudes a 1/3X y 2/3X de la Frecuencia SCR (1/3X SCR Frec. = 1XF_L para SCR Rectificados a Onda Media, pero 2XF_L para SCR Rectificados a Onda Completa). Precaución: La configuración de la Tarjeta/SCR debe ser conocida antes de reparar el motor (#SCR, #Tarjetas de Disparo, etc.).
D. SCR Defectuoso, Tarjeta de Control en Corto, Conexiones Flojas o Fusible Quemado		Las Fallas de SCR, Tarjetas de Control en Corto y/o Conexiones Flojas pueden generar picos de amplitud notable en numerosas combinaciones de frecuencia de línea (F_L) y frecuencia de disparo SCR. Normalmente, 1 SCR malo puede causar altos niveles a F_L y/o 5 F_L en motores 6SCR. El punto es que tanto F_L, $2F_L$, $3F_L$, $4F_L$ y $5F_L$ no deben estar presentes en el Espectro de Motor DC.
E. Tarjeta de Comparador Defectuosa		Las Tarjetas de Comparador Defectuosas causan problemas con la fluctuación de la RPM o "caza". Esto ocasiona un colapso y regeneración constante del campo magnético. Estas bandas laterales a menudo se aproximan a la RPM de fluctuación y requiere de un FFT de ala resolución para apenas ser detectadas. estas bandas laterales pueden también deberse a generación y regeneración del campo magnético.
F. Paso de Corriente a través de los Rodamientos del Motor DC		El Fluting inducido eléctricamente es detectado normalmente por una serie de diferencia de frecuencias espaciadas mas o menos a la frecuencia de defecto de pista externa (BPFO), aun si ese Fluting esta presente tanto en la pista externa como en la interna. A menudo aparecen en un rango centrado cerca de 100,000 a 150,000 CPM. Un espectro a 180K con 1600 líneas es recomendado para detectar haciendo mediciones en los rodamientos OB e IB del Motor DC.

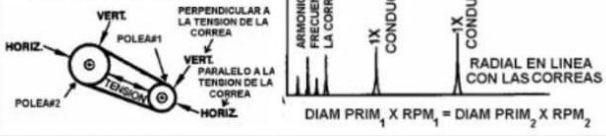
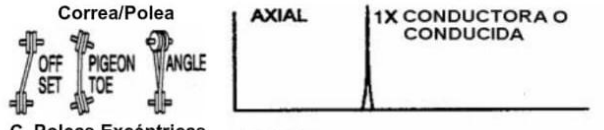
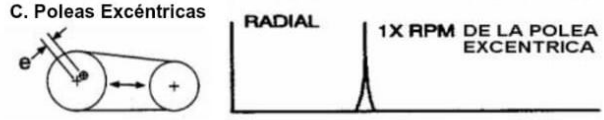
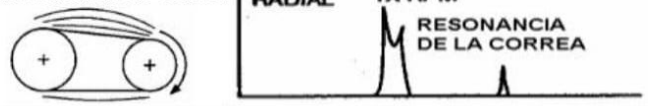
FUENTE DEL PROBLEMA	**ESPECTRO TÍPICO**	**OBSERVACIONES**
Problemas de Transmisión de Correas **A. Desgaste, Aflojamiento o Descuadre de las Correas**		FREC. DE LA CORREA = $\frac{3.142 \text{ X RPM DE LA POLEA X DIAMETRO PRIMITIVO}}{\text{LONGITUD DE LA CORREA}}$ FREC. DE LA CORREA DENTADA = FREC. DE LA CORREA X # DIENTES DE LA CORREA = RPM DE LA POLEA X #DIENTES DE LA POLEA La Frecuencia de la Correa esta por debajo de las RPM del motor o de la máquina conducida . Cuando están desgastadas, flojas o descuadradas, normalmente causan de 3 a 4 múltiplos de frecuencia de correa. A menudo la frecuencia 2X de la correa es el pico dominante. La amplitudes son normalmente inestables algunas veces pulsando tanto con la RPM del conductor o del conducido. En correas dentadas, el desgaste o desalineación de la polea es indicado por altas amplitudes a la Frecuencia de la Correa Dentada. Las transmisiones de cadena indicarán problemas a la Frecuencia de Paso de Cadena que es igual a #Dientes del Piñón X RPM.
B. Desalineación de la Correa/Polea		La desalineación de la polea produce alta vibración a 1XRPM predominantemente en la dirección axial. El radio de las amplitudes de las RPM de la polea conductora a la conducida depende de donde se toman los datos, así como de la masa relativa y la rigidez del bastidor. A menudo con la desalineación de la polea la vibración axial mas elevada se encontrara a las RPM del ventilador, o vice versa. Puede ser confirmada por mediciones de fase colocando el Filtro de Fase a las RPM de la polea con mayor amplitud axial; luego compare las fases a esta frecuencia en particular en cada rotor en la dirección axial.
C. Poleas Excéntricas		Las poleas excéntricas causan alta vibración a 1XRPM de la polea excéntrica. La amplitud es normalmente la mas alta cuando se encuentra alineada con las correas y debe aparecer tanto en los rodamientos de la polea conductora como en la conducida. En ocasiones es posible balancear las poleas excéntricas colocando arandelas el los pernos. Sin embargo, aunque se balancee, la excentricidad seguirá induciendo vibración y esfuerzo de fatiga reversible en la correa. La excentricidad de la polea puede ser confirmada por un análisis de fase que muestre la diferencia de fase horizontal y vertical cercana a 0° a 180°.

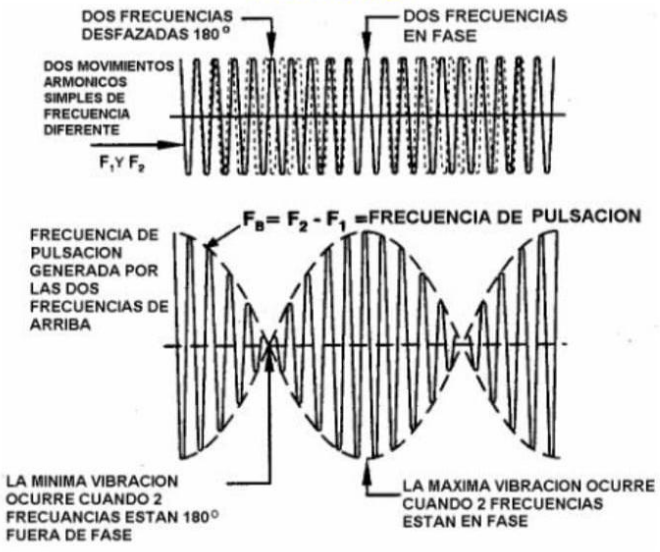
Tabla 1.6 Carta ilustrada de diagnóstico de vibración. Centro Universitario de Gestión Educativa. (s.f.).

D. Resonancia de Correa



La Resonancia de la Correa puede ocasionar amplitudes altas si la frecuencia natural de la correa llega a aproximarse, o coincidir ya sea con las RPM del motor o de la máquina. La frecuencia natural de la correa puede ser alterada cambiando la tensión, longitud o sección transversal de la correa. Puede ser detectada tensionando y luego soltando la corea mientras se mide la respuesta en las poleas y rodamientos. Sin embargo, cuando esta operando, las frecuencias naturales de la correas tenderán a ser un poco mas altas en el lado tensionado y un poco mas bajas en el lado flojo.

Pulsaciones

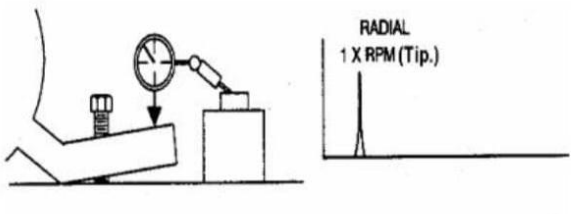


La Frecuencia de Golpeteo es el resultado de frecuencias cercanas que entran y salen de sincronización entre si. El espectro de banda ancha normalmente mostrara un pico pulsando arriba y abajo. Al hacer un acercamiento a este pico (espectro bajo), se observan dos picos muy cercanos. La diferencia entre estos dos picos (F_2 - F_1) es la frecuencia de golpeteo, que aparece por si misma en el espectro de banda ancha. La frecuencia de golpeteo no se ve comúnmente en mediciones de rango de frecuencia normales, ya que es inherentemente una frecuencia baja, fluctuando usualmente entre 5 a 100 CPM.

La vibración máxima se alcanza cuando la onda de tiempo de una frecuencia (F_1) entra en fase con la onda de tiempo de la otra frecuencia (F_2). La vibración mínima ocurre cuando la onda de tiempo de estas dos frecuencias se alinean 180° fuera de fase.



Pata Floja, Pata Resorteada y Resonacia de Pata



"Pata Floja" ocurre cuando la pata de una máquina o el bastidor se deflecta cuando un perno de sujeción se afloja, causando el levantamiento de la pata aprox. mas de .002 - .003 pulgadas. esto no siempre causa un gran incremento de la vibración. sin embargo, podría hacerlo si la pata floja afecta la alineación o el entrehierro del motor.

"Pata Resorteada" puede causar gran distorsión del bastidor, resultando en un incremento de la vibración, fuerza y esfuerzo del bastidor y carcaza del rodamiento, etc. Esto puede ocurrir cuando un perno de sujeción es ajustado excesivamente en la pata como un intento de nivelarla.

"Resonancia de la Pata" puede causar incrementos dramáticos de la amplitud de 5 a 15 veces o mas, si se compara con aquella cuando el perno (o combinación de pernos) están flojos o apretados a mano. Cuando se ajusta, este perno puede cambiar notablemente la frecuencia natural del mismo bastidor de la máquina.

La Pata Floja, Pata Resorteada o la Resonancia de la Pata afecta mas a menudo a 1XRPM, pero también puede hacerlo a 2XRPM, 3XRPM, 2XF_L, frecuencia de paso de alabe, etc. (particularmente la resonancia de pata).