



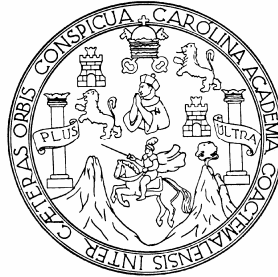
**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL**

**DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES.  
ENFOQUE EN BOMBAS CENTRÍFUGAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE  
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UNA PLANTA DE GENERACIÓN DE  
ENERGÍA ELÉCTRICA Y VENTILADORES DE TIROS MECÁNICOS DE  
CALDERAS ACUOTUBULARES EN UN INGENIO**

**LUIS ALBERTO VELÁSQUEZ AGUILAR**  
Asesorado por Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta

**Guatemala, agosto de 2004**

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**



**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES.  
ENFOQUE EN BOMBAS CENTRÍFUGAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO  
DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UNA PLANTA DE  
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y VENTILADORES DE TIROS  
MECÁNICOS DE CALDERAS ACUOTUBULARES EN UN INGENIO**

**TRABAJO DE GRADUACIÓN**

**PRESENTADO A JUNTA DIRECTIVA DE LA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
POR**

**LUIS ALBERTO VELÁSQUEZ AGUILAR  
ASESORADO POR ING. FREDY MAURICIO MONROY PERALTA**

**GUATEMALA, AGOSTO DE 2004**

# UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



## FACULTAD DE INGENIERÍA

### NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

<b>DECANO</b>	Ing. Sydney Alexander Samuels Milson
<b>VOCAL I</b>	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
<b>VOCAL II</b>	Lic. Amahán Sánchez Álvarez
<b>VOCAL III</b>	Ing. Julio David Galicia Celada
<b>VOCAL IV</b>	Br. Kenneth Issur Estrada Ruiz
<b>VOCAL V</b>	Br. Elisa Yazminda Vides Leiva
<b>SECRETARIO</b>	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco

### TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

<b>DECANO</b>	Ing. Herbert René Miranda Barrios
<b>EXAMINADOR</b>	Ing. Alfonso René Aguilar Marroquín
<b>EXAMINADOR</b>	Ing. Edwin Antonio Echeverría Marroquín
<b>EXAMINADOR</b>	Ing. José Luis Antonio Valdeavellano Ardón
<b>SECRETARIA</b>	Inga. Gilda Marina Castellanos de Illescas

## **HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR**

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

### **DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES. ENFOQUE EN BOMBAS CENTRÍFUGAS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE UNA PLANTA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y VENTILADORES DE TIROS MECÁNICOS DE CALDERAS ACUOTUBULARES EN UN INGENIO**

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica Industrial, con fecha mayo de 2003.

**LUIS ALBERTO VELÁSQUEZ AGUILAR**

## **AGRADECIMIENTO A**

**Dios**, lumbrera de sabiduría y entendimiento que ha guiado mis pasos hasta esta etapa de mi vida académica.

**Mis padres**, por su incondicional y desinteresado apoyo en todas las etapas de mi vida.

**Mis hermanos**, por su amor, comprensión y apoyo.

**Mis abuelos, tíos y familia en general**, por su apoyo moral.

**María Eugenia Soto**, por su amor, comprensión y apoyo.

**Mi asesor**, Ing. Fredy Monroy, por su amistad y apoyo académico brindados.

**Mis amigos**, por los gratos, buenos y difíciles momentos compartidos.

**Mis compañeros de trabajo**, por sus experiencias compartidas.

**Elliott Turbocharger Guatemala, S.A.**

## **ACTO QUE DEDICO A**

<b>DIOS</b>	Por iluminar mi vida.
<b>MIS PADRES</b>	Miguel Velásquez y Blanca Aguilar Con amor y gratitud a sus esfuerzos, sea esta una mínima recompensa.
<b>MIS HERMANOS</b>	Cristi, Nancy, José Miguel y Donald. Por el amor y amistad que nos une.
<b>MI SOBRINA</b>	Con cariño por fortalecer la unión familiar.
<b>MIS ABUELOS</b>	Paula Estrada, por su cariño y consejos. Alberto Velásquez (Q.E.P.D.), Luis Aguilar (Q.E.P.D.), y Felipa García (Q.E.P.D.)
<b>MIS TÍOS</b>	En especial a José Luis Aguilar, Hugo Aguilar y Concepción Velásquez, por sus consejos y apoyo.
<b>MI FAMILIA</b>	Con agradecimiento.
<b>SHENY SOTO</b>	Novia y amiga, por su gran apoyo.
<b>MIS AMIGOS</b>	Los de ayer, hoy y siempre. Gracias a cada uno de ustedes.

### **LA FACULTAD DE INGENIERÍA**

### **LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**

A todas aquellas personas que de una u otra forma apoyaron mi vida estudiantil y a las que colaboraron con la realización del presente trabajo.

# ÍNDICE GENERAL

<b>ÍNDICE DE ILUSTRACIONES</b>	VIII
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b>	XIII
<b>GLOSARIO</b>	XIV
<b>RESUMEN</b>	XVII
<b>OBJETIVOS</b>	XIX
<b>INTRODUCCIÓN</b>	XXI
<b>1. MARCO TEÓRICO</b>	
<b>1.1</b> Introducción	1
<b>1.1.1</b> Período y frecuencia de la vibración	2
<b>1.1.1.1</b> Movimiento armónico y vibración armónica	5
<b>1.1.1.2</b> Movimiento periódico y vibración periódica	5
<b>1.1.2</b> Desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración	6
<b>1.2</b> Vibraciones mecánicas	7
<b>1.2.1</b> Tipos de vibraciones en máquinas	8
<b>1.2.2</b> Suma de vibraciones	8
<b>1.2.3</b> Frecuencia natural, resonancia y velocidad crítica	10
<b>1.2.4</b> La amplitud de la vibración	11
<b>1.2.4.1</b> Expresiones de magnitudes de amplitud de la vibración	11
<b>1.3</b> Vibración global	13
<b>1.3.1</b> Las vibraciones absolutas de cojinetes como medida del estado global de una máquina	14
<b>1.3.2</b> Mediciones del estado de rodamientos	16

<b>1.4</b>	El espectro de frecuencias de vibración	18
<b>1.4.1</b>	Transformación rápida de Fourier	20
<b>1.4.2</b>	Generación del espectro de frecuencias por la transformación rápida de Fourier	20
<b>1.4.2.1</b>	Conversión del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia	23
<b>1.4.2.2</b>	Resolución del espectro de frecuencias	25
<b>1.5</b>	Fase de la vibración	25
<b>1.5.1</b>	Definición de fase	26
<b>1.5.2</b>	Toma de medidas de fase	28
<b>1.6</b>	Sensores para tomar medidas de vibración	29
<b>1.6.1</b>	Introducción	29
<b>1.6.2</b>	Tipos de sensores y sus aplicaciones	30
<b>1.6.2.1</b>	Sensor de aceleración	30
<b>1.6.2.2</b>	Sensor de velocidad	32
<b>1.6.2.3</b>	Sensor de desplazamiento de proximidad sin contacto	35
<b>1.6.3</b>	Criterios para selección del sensor de vibración	37
<b>1.6.3.1</b>	Usar desplazamiento, velocidad o aceleración	39
<b>1.6.4</b>	Montaje del sensor	40
<b>2.</b>	<b>DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS EN MÁQUINAS</b>	
<b>2.1</b>	Razones para diagnosticar problemas y métodos de diagnóstico	44
<b>2.1.1</b>	Vista general de los métodos de diagnóstico	45
<b>2.1.2</b>	Diagnósticos usando mediciones de vibraciones	46
<b>2.2</b>	Evaluación del estado de la máquina usando valores globales de vibración	47
<b>2.2.1</b>	¿Cuánto es excesiva vibración?	48
<b>2.2.1.1</b>	Evaluación usando valores límites de guías y normas	49



<b>2.2.1.2</b>	Evaluación usando valores recomendados por el fabricante	50
<b>2.2.1.3</b>	Evaluación de máquinas usando la tendencia	51
<b>2.3</b>	El uso de la fase en el diagnóstico de problemas	51
<b>2.4</b>	Identificación de problemas usando análisis de frecuencias de vibración	52
<b>2.4.1</b>	Uso del espectro de frecuencias de vibración	54
<b>2.4.2</b>	Diagnóstico de desbalance	57
<b>2.4.2.1</b>	Características	58
<b>2.4.2.2</b>	Tipos de desbalance	59
<b>2.4.2.2.1</b>	Estático	59
<b>2.4.2.2.2</b>	De pareja	60
<b>2.4.2.2.3</b>	Dinámico	61
<b>2.4.2.2.4</b>	En rotores en voladizo	62
<b>2.4.3</b>	Diagnóstico de desalineamiento	63
<b>2.4.3.1</b>	Características	64
<b>2.4.3.2</b>	Desalineamiento en ejes acoplados	64
<b>2.4.3.2.1</b>	Desalineamiento angular	65
<b>2.4.3.2.2</b>	Desalineamiento paralelo	65
<b>2.4.3.3</b>	Desalineamiento en rodamientos y/o cojinetes	66
<b>2.4.4</b>	Diagnóstico de pérdida mecánica o soltura	67
<b>2.4.4.1</b>	Síntomas	67
<b>2.4.4.2</b>	Clases de pérdida mecánica	68
<b>2.4.4.2.1</b>	Estructural	68
<b>2.4.4.2.2</b>	Anclaje en mal estado	69
<b>2.4.4.2.3</b>	Tolerancias inadecuadas o desgastes	70
<b>2.4.5</b>	Diagnóstico de problemas por fuerzas hidráulicas	71
<b>2.4.5.1</b>	Paso de álabes	72

2.4.5.2	Flujo turbulento	73
2.4.5.3	Cavitación	73
2.4.6	Diagnóstico de rotores excéntricos y ejes torcidos	74
2.4.6.1	Características del rotor excéntrico	75
2.4.6.2	Características de un eje torcido	77
2.4.7	Diagnóstico de rodamientos en mal estado	78
2.4.7.1	Requerimientos de diagnóstico	79
2.4.7.2	Las cuatro etapas de una falla	81
2.4.8	Diagnóstico de problemas en fajas y poleas	85
2.4.8.1	Desalineamiento de poleas y fajas	86
2.4.8.2	Poleas excéntricas	87
2.4.8.3	Resonancia en fajas y fajas agrietadas	87
2.4.9	Frecuencias naturales y resonancia	88
2.4.9.1	Definición e identificación de frecuencia natural	89
2.4.9.2	Resonancia	90
2.4.9.2.1	Características	90
<b>3.</b>	<b>LAS MÁQUINAS EN ESTUDIO</b>	
3.1	Las bombas centrífugas y el sistema de enfriamiento	93
3.1.1	Descripción del sistema de enfriamiento de los motores de combustión interna de una planta de generación eléctrica	94
3.1.1.1	El circuito HT	95
3.1.1.2	El circuito LT	95
3.1.2	Las bombas centrífugas	96
3.1.2.1	Descripción	96
3.1.2.2	Nomenclatura y diseño mecánico	98
3.1.2.3	Influencia de la vibración en componentes de la bomba	100

<b>3.2 Ventiladores en tiros forzados e inducidos de calderas</b>	
acuotubulares	103
<b>3.2.1 El tiro mecánico</b>	103
<b>3.2.1.1 Definición</b>	104
<b>3.2.1.2 Sistemas de tiro mecánico</b>	104
<b>3.2.1.2.1 Tiro inducido</b>	105
<b>3.2.1.2.2 Tiro forzado</b>	105
<b>3.2.2 Ventiladores</b>	106
<b>3.2.2.1 Tipos de ventiladores encontrados en el estudio</b>	106
<b>3.2.2.2 Nomenclatura</b>	108
<b>3.2.3 Mecanismos expuestos a fallas por exposición a vibraciones</b>	110
<b>3.3 Enfoque de los problemas a estudiar</b>	112
<b>3.4 Alternativas de solución para los problemas identificados</b>	113
<b>4. ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y DIAGNÓSTICOS EFECTUADOS EN LAS MAQUINAS</b>	
<b>4.1 Lineamientos generales en la toma de medidas de vibración</b>	117
<b>4.1.1 Alcance</b>	118
<b>4.1.2 Normativa de referencia</b>	118
<b>4.1.3 Toma de medidas de vibración</b>	120
<b>4.1.3.1 Parámetros de medida</b>	120
<b>4.1.3.2 Posiciones para la toma de medidas de vibración</b>	122
<b>4.1.3.3 Instrumentos o equipos</b>	123
<b>4.1.3.4 Criterios de evaluación</b>	124
<b>4.2 Procedimiento de trabajo empleado</b>	127
<b>4.2.1 Establecimiento de un formato para registrar los datos</b>	127
<b>4.2.2 Medir la vibración global y obtener espectros de frecuencias</b>	128
<b>4.2.3 Tomar la fase de la vibración</b>	128
<b>4.3 Las medidas de vibración obtenidas</b>	129

4.3.1	Datos obtenidos de la rutina en las bombas centrífugas	129
4.3.2	Datos obtenidos en los ventiladores	131
4.3.3	Selección de las máquinas con condiciones inaceptables de operación	137
4.4	Análisis y diagnóstico de problemas de las máquinas seleccionadas	138
4.4.1	Cuadro resumen	145
4.5	Análisis de los resultados de los diagnósticos	147
<b>5.</b>	<b>CORRECCIONES EFECTUADAS, RESULTADOS Y SUGERENCIAS PARA UN PROGRAMA DE MONITOREO NO PERMANENTE</b>	
5.1	Recapitulación de los problemas encontrados	151
5.2	Correcciones realizadas en las bombas centrífugas	152
5.2.1	Desbalance	152
5.2.2	Desalineamiento	154
5.2.3	Daños en rodamientos	154
5.2.4	Fuerzas hidráulicas	155
5.2.5	Pérdidas mecánicas por soldadura y/o estructura	155
5.3	Correcciones en los ventiladores de tiros mecánicos estudiados	156
5.3.1	Desbalance	156
5.3.2	Desalineamiento en ejes acoplados	159
5.3.3	Daños en rodamientos	159
5.3.4	Pérdidas mecánicas por soldadura y/o estructura	160
5.3.5	Problemas en la transmisión por fajas y poleas	161
5.3.6	Resonancia	162
5.4	Las medidas de vibración posteriores a las correcciones	162
5.4.1	Datos obtenidos en las bombas centrífugas	163
5.4.2	Datos obtenidos en los ventiladores	164
5.5	Análisis comparativo entre las condiciones iniciales y después de las correcciones	165

<b>5.5.1</b>	Cuadro comparativo de las bombas	166
<b>5.5.2</b>	Cuadro comparativo de los ventiladores	167
<b>5.6</b>	Sugerencias para ejecutar un programa de monitoreo de condiciones de operación	169
<b>5.6.1</b>	Introducción	169
<b>5.6.2</b>	La parte financiera	170
<b>5.6.3</b>	La parte física	171
<b>5.6.3.1</b>	Conocer las máquinas	172
<b>5.6.3.2</b>	Cuántas máquinas medir	173
<b>5.6.3.3</b>	Determinando los niveles de alarma	174
<b>5.6.4</b>	Determinando las rutinas	175
<b>5.6.4.1</b>	La fase de detección	176
<b>5.6.4.2</b>	La fase de análisis	176
<b>5.6.4.3</b>	Correcciones	177
<b>5.6.4.4</b>	La fase de verificación	178
<b>5.6.4.5</b>	Conclusión	178
<b>CONCLUSIONES</b>		181
<b>RECOMENDACIONES</b>		183
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>		184
<b>ANEXOS</b>		187

# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

## FIGURAS

<b>1</b>	Masa en posición neutral sin ninguna fuerza aplicada	2
<b>2</b>	Masa siendo estimulada por la aplicación de una fuerza	3
<b>3</b>	Masa liberada de la fuerza aplicada moviéndose hacia abajo	3
<b>4</b>	Trazo descrito por la masa sobre el papel	4
<b>5</b>	Desplazamiento y frecuencia de la onda de vibración	4
<b>6</b>	Movimiento periódico de período T	6
<b>7</b>	Gráfica senoidal de velocidad y aceleración de la vibración	7
<b>8</b>	Superposición de ondas de vibración armónicas	9
<b>9</b>	Onda de vibración real	9
<b>10</b>	Onda de vibración armónica indicando amplitud pico a pico	11
<b>11</b>	Tipos de amplitud	12
<b>12</b>	Puntos de medida para la medida de vibración absoluta en los rodamientos	15
<b>13</b>	Áreas dañadas en contacto produciendo impulsos de choque	16
<b>14</b>	Tendencia en las medidas de estado BCU de un rodamiento	17
<b>15</b>	Unidades en los ejes del gráfico espectro de frecuencias	19
<b>16</b>	Separación de la mezcla de frecuencias presentes en el ventilador	21
<b>17</b>	Vista tridimensional de la obtención de un espectro de frecuencias	23
<b>18</b>	Dos masas en movimiento con fase $0^\circ$	26
<b>19</b>	Masas en movimiento con diferencias de fase	27
<b>20</b>	La fase empleada en el análisis de vibración	27

<b>21</b>	Montaje del equipo para toma de medidas de fase	28
<b>22</b>	Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión	31
<b>23</b>	Diagrama de un sensor de velocidad	33
<b>24</b>	Sensor de desplazamiento de no contacto montado en la carcaza de un cojinete	35
<b>25</b>	Sensor de desplazamiento con método a corrientes Eddy	36
<b>26</b>	Tipos de montaje para sensores de vibración	41
<b>27</b>	Métodos de diagnóstico generalmente usados	46
<b>28</b>	Métodos basados en análisis de vibraciones	47
<b>29</b>	Guías y normas que definen valores límites para evaluar el estado de máquinas, basado en la medida de vibración absoluta de cojinetes	50
<b>30</b>	Localización de puntos para toma de lecturas de fase axial en un rodamiento	52
<b>31</b>	Localización de puntos para toma de lecturas de fase radial	53
<b>32</b>	Tipos de desbalance	57
<b>33</b>	Espectro típico de problemas de vibración por desbalance	59
<b>34</b>	Ventilador en voladizo con vibración axial en fase	62
<b>35</b>	Tipos de desalineamiento en ejes acoplados	63
<b>36</b>	Rodamientos desalineados con respecto al eje	66
<b>37</b>	Elementos que permiten pérdida mecánica estructural	69
<b>38</b>	Espectro típico de problemas por anclaje en mal estado	70
<b>39</b>	Espectro típico de pérdida mecánica por holguras excesivas	71
<b>40</b>	Espectro típico de la frecuencia de paso de los álabes	72
<b>41</b>	Espectro típico de problemas por flujo turbulento en bombas	73
<b>42</b>	Espectro típico de cavitación en bomba centrífuga	74
<b>43</b>	Excentricidades más comunes y espectro típico de frecuencias	75
<b>44</b>	Eje torcido. Espectro típico y esquema con lecturas de fase	77

<b>45</b>	Nomenclatura básica de rodamientos	80
<b>46</b>	Etapa 1 de falla en los rodamientos	81
<b>47</b>	Etapa 2 de falla en los rodamientos	82
<b>48</b>	Etapa 3 de falla en los rodamientos	83
<b>49</b>	Etapa 4 de falla en los rodamientos	84
<b>50</b>	Tipos de desalineamiento en poleas y espectro de frecuencias típico	86
<b>51</b>	Faja en resonancia y espectro de frecuencias típico	88
<b>52</b>	Formas que adopta el eje bajo el efecto de resonancia a diferentes frecuencias naturales	91
<b>53</b>	Bomba centrífuga en espiral	97
<b>54</b>	Bomba centrífuga de una entrada, con difusor	97
<b>55</b>	Partes de una bomba centrífuga con difusor	98
<b>56</b>	Caldera acuotubular, con tiro mecánico, inducido y forzado	105
<b>57</b>	Principales clases de ventiladores	107
<b>58</b>	Rodete de ventilador de disco	107
<b>59</b>	Rodetes de ventiladores con paletas múltiples	108
<b>60</b>	Nomenclatura básica para ventiladores centrífugos	109
<b>61</b>	Direcciones o posiciones para medir la vibración	122
<b>62</b>	Diagrama de bombas HT y LT, para localización de puntos de medida de vibración	131
<b>63</b>	Espectro de frecuencias, punto 5, bomba LT # 6	139
<b>64</b>	Espectro de frecuencias, punto 2, ventilador tiro forzado, caldera # 1	140
<b>65</b>	Espectro de frecuencias, punto 7, tiro inducido, caldera # 1	141
<b>66</b>	Espectro de frecuencias, punto 2, tiro forzado, caldera # 2	142
<b>67</b>	Espectro de frecuencias, punto 4, tiro forzado, caldera # 3	144



## TABLAS

<b>I</b>	Relación del tipo de montaje y frecuencia aceptables y naturales	40
<b>II</b>	Valores de vibración obtenidos en las bombas centrífugas HT	130
<b>III</b>	Valores de vibración obtenidos en las bombas centrífugas LT	130
<b>IV</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 1	132
<b>V</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 2	133
<b>VI</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 3	133
<b>VII</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 4	134
<b>VIII</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 5	134
<b>IX</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 1	135
<b>X</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 2	135
<b>XI</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 3	136
<b>XII</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 4	136
<b>XIII</b>	Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 1	136
<b>XIV</b>	Condiciones de operación de bombas centrífugas HT y LT	137
<b>XV</b>	Condiciones de operación de ventiladores de tiros mecánicos	138
<b>XVI</b>	Diagnóstico de las máquinas en condición no aceptable	145
<b>XVII</b>	Diagnóstico para bombas centrífugas HT y LT con condición de operación apenas aceptable	146
<b>XVIII</b>	Diagnóstico para ventiladores de tiros mecánicos con condición de operación apenas aceptable	147
<b>XIX</b>	Resumen de problemas encontrados en las bombas centrífugas	151
<b>XX</b>	Resumen de problemas encontrados en los ventiladores	152
<b>XXI</b>	Valores de vibración obtenidos en bombas centrífugas HT y LT, luego de las correcciones efectuadas	163

<b>XXII</b>	Valores de vibración (en mm/s rms) obtenidos en tiros forzados corregidos	164
<b>XXIII</b>	Valores de vibración (en mm/s rms) obtenidos en tiros inducidos corregidos	165
<b>XXIV</b>	Comparación de datos de vibración en bombas HT y LT	166
<b>XXV</b>	Comparación de datos de vibración en los ventiladores de tiro mecánico	167

## LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
<b>A</b>	Amplitud de la onda senoidal; amplitud de vibración
<b>BCU</b>	Unidad de condición de rodamientos
<b>BPF</b>	Frecuencia del paso de los álabes en una bomba o ventilador
<b>cpm</b>	Ciclos por minuto (unidad de medida para frecuencia de vibración)
<b>cps</b>	Ciclos por segundo ( <i>hertz</i> )
<b>d</b>	Diámetro del elemento rodante
<b>D</b>	Diámetro primitivo o efectivo (diámetro <i>pitch</i> )
<b>FFJ</b>	Frecuencia de falla en la jaula de un rodamiento
<b>FFT</b>	Espectro de frecuencias
<b>FFPE</b>	Frecuencia de falla de pista externa
<b>FFPI</b>	Frecuencia de falla de pista interna
<b>FFR</b>	Frecuencia de falla del elemento rodante
<b>G</b>	Gravedad, unidad de medida para aceleración de la vibración
<b>Hz</b>	<i>Hertz</i> , unidad de medida equivalente a 1 ciclo por segundo
<b>mm/s</b>	Milímetro por segundo (unidad de medida para velocidad de vibración)
<b>n</b>	Número de elementos rodantes en un rodamiento
<b>N</b>	Velocidad de operación
<b>rms</b>	Raíz media cuadrada

## GLOSARIO

<b>Aceleración</b>	Magnitud utilizada para medir el aumento de la velocidad de la vibración mecánica.
<b>Acelerómetro</b>	Sensor de vibración que detecta la aceleración con que una superficie se mueve.
<b>Acople</b>	Mecanismo utilizado para transmisión de potencia.
<b>Alineamiento</b>	Proceso en el cual dos ejes son alineados, es decir, los ejes de rotación de ambos ejes formarán una sola línea.
<b>Amplitud</b>	Distancia que existe entre el pico más positivo y el fondo más negativo de una onda de vibración.
<b>Análisis de fase</b>	Procedimiento que determina la forma del movimiento de un objeto. Se utiliza para comparaciones de movimiento entre dos o más puntos.
<b>Análisis de frecuencia</b>	Proceso para determinar las características propias de cada fuente de vibración, utilizando el espectro de frecuencias.
<b>Armónica</b>	Vibración cuya frecuencia es múltiplo de la frecuencia fundamental.
<b>Desbalance</b>	Distribución desigual de peso en un cuerpo, con respecto a su eje de rotación. Los ejes de inercia y rotación no coinciden.

<b>Espectro de frecuencias</b>	Gráfica que resulta de transformar la onda de vibración periódica, mediante el proceso de la transformada rápida de Fourier (FFT).
<b>Excentricidad</b>	Situación que ocurre cuando el centro geométrico de un cuerpo no coincide con el eje de rotación.
<b>Frecuencia</b>	Término empleado para indicar el número de veces que se repite el ciclo de una onda de vibración por unidad de tiempo.
<b>Frecuencia natural</b>	Es la frecuencia de oscilación libre de un sistema con un grado de libertad.
<b>Frecuencia resonante</b>	Frecuencia de vibración en la que ocurre un crecimiento acelerado de la amplitud de vibración debido a la coincidencia de la frecuencia natural y la frecuencia de excitación.
<b>Masa</b>	Propiedad intrínseca de un cuerpo que mide su inercia y que representa la resistencia del cuerpo a cambiar su estado de reposo o movimiento.
<b>Período</b>	Cantidad de tiempo que transcurre para completar un ciclo de vibración armónica o periódica.
<b>Resonancia</b>	Condición en la cual una fuerza aplicada a un objeto con una frecuencia particular, genera vibración cuya frecuencia es igual a la frecuencia natural del objeto que resonará.
<b>RMS</b>	Procedimiento para obtener la raíz media cuadrada de las amplitudes máximas a las diferentes frecuencias de la onda.

<b>Sensor de vibración</b>	Mecanismo mediante el cual se convierte una señal de movimiento a una señal eléctrica que luego es interpretada por un equipo analizador de vibraciones.
<b>Severidad de vibración</b>	Nivel máximo de la vibración global de una máquina que determina su condición de operación, de acuerdo con la norma ISO 2372.
<b>Sub-armónica</b>	Onda de vibración cuya frecuencia es una fracción de la frecuencia fundamental.
<b>Tolerancia</b>	Vibración máxima permitida según fabricante o cualquier norma o guía.
<b>Velocidad crítica</b>	Velocidad de operación a la cual un cuerpo entra en situación de resonancia.
<b>Velocímetro</b>	Sensor de vibración que convierte la velocidad de un movimiento vibratorio en una señal eléctrica que puede analizar el equipo de vibraciones.
<b>Vibración absoluta</b>	Vibración tomada por el sensor de vibración desde un punto que no está en movimiento.
<b>Vibración mecánica</b>	Oscilación perceptible y medible en la superficie de las máquinas que ocurre como consecuencia de fuerzas dinámicas que excitan el movimiento oscilatorio.
<b>Vibración relativa</b>	Vibración tomada por un sensor de vibración que se encuentra apoyado en un punto que también vibra.

## RESUMEN

Las máquinas en general son unidades complejas que se componen de elementos rotativos, reciprocantes y estacionarios. Cuando una máquina está en operación, las partes en movimiento crean fuerzas dinámicas que se traducen en vibraciones mecánicas.

Esto significa que la vibración mecánica es un problema común en las máquinas, sin embargo, en la industria guatemalteca, los departamentos de mantenimiento en su mayoría ven a la vibración mecánica excesiva, como un tema complicado de resolver que consideran que es mejor aprender a vivir con él que solucionarlo.

El propósito fundamental en este trabajo radica en fomentar la idea de que la vibración mecánica y su análisis, si bien parece un tema bastante complicado, existen formas factibles para encontrar soluciones prácticas a los problemas de vibración excesiva.

La investigación parte dando a conocer la teoría básica de vibraciones e información necesaria y relacionada con el análisis de vibraciones, para una mejor comprensión del tema. Además, mediante el uso y análisis de las gráficas de espectros de frecuencias y los análisis de fase, se ilustran los tipos de fallas o problemas mecánicos que se pueden identificar para adelantarnos a corregir y evitar una falla severa en la máquina.

Se ha tomado un grupo de bombas centrífugas y ventiladores de tiros mecánicos de calderas, se describe su función y condiciones de operación real para realizar una aplicación de la técnica de análisis de vibraciones y demostrar la mejora en su condición de operación, resultado de las correcciones que se determinan en el análisis de vibraciones.



# OBJETIVOS

- **General**

Desarrollar un estudio de análisis de vibraciones, enfocando su aplicación en el diagnóstico de máquinas y prevención de fallas, en un grupo de bombas centrífugas y ventiladores, empleados en el sistema de refrigeración de motores de combustión interna y en los tiros mecánicos de calderas, respectivamente.

- **Específicos**

1. Investigar si las vibraciones mecánicas en una máquina son producto del azar o provocadas por situaciones corregibles.
2. Determinar si las vibraciones mecánicas que se producen en una máquina pueden llegar a provocarle fallas.
3. Demostrar que mediante el estudio de las vibraciones de una máquina se puede determinar fallas o condiciones que pueden provocar fallas.
4. Reducir la vibración en general de las máquinas investigadas, a través de las recomendaciones que se formulan.

5. Analizar si se obtienen beneficios de la aplicación de estudios de análisis de vibraciones.
6. Orientar hacia la idea de cambiar la filosofía de reparar cuando se necesite por buscar la fuente del problema.
7. Proporcionar material de consulta y/o referencia para aquellas personas que busquen soluciones prácticas a problemas de vibración en máquinas.

# INTRODUCCIÓN

Hoy en día, toda empresa está constantemente enfrentándose al desarrollo de una economía globalizada, con nuevos retos competitivos, lo que obliga a que todo gire en torno a cómo alcanzar el siguiente nivel de productividad, ahorrando costos, mejorando eficiencias y calidad.

En muchas empresas se consume gran cantidad de recursos, especialmente económicos, en la reparación de máquinas. Uno de los campos en el cual existe oportunidad para disminuir costos, ayudar a mejorar la eficiencia y la calidad, es el área de mantenimiento. Esto implica la búsqueda de alternativas y/o nuevas técnicas que ofrece la tecnología moderna, para mejorar la eficiencia, durabilidad y confiabilidad de las máquinas.

El enfoque actual del mantenimiento en las empresas debería ser la maximización del tiempo entre reparaciones y minimización o eliminación de las reparaciones no programadas, y con ello, minimizar el inventario de repuestos. Sin embargo, se mantiene la idea de reparar un equipo cada vez que falle, sin proyectarse más allá y analizar ¿por qué falla? ¿qué características tiene la falla? ¿qué comportamiento mantiene la máquina cuando está operando bien y cuando empieza a presentar síntomas de falla, hasta la falla misma?

Es posible entender los comportamientos de las máquinas a reparar, puesto que las máquinas exteriorizan las condiciones en las que se encuentran operando mediante ruidos, temperaturas, movimientos, vibraciones, etc.

Por lo tanto, es posible analizar los desperfectos y encontrar una solución para que no se vuelva a repetir, y para ello es importante corregir aspectos que a simple vista no se pueden observar y detectar.

El análisis de vibraciones refleja la manera en que una máquina se está moviendo y su forma es característica de la fuente del movimiento (desbalance, desalineamiento, holguras, etc.). El análisis de vibraciones se proyecta como una herramienta en el campo del mantenimiento predictivo/preventivo, que permite alcanzar altos grados de confiabilidad en las condiciones de operación de las máquinas.

El enfoque en este trabajo es el tema análisis de vibraciones, presentado en cinco capítulos a través de los cuales se trata todo lo relativo al estudio de las vibraciones en máquinas, partiendo del fundamento teórico que le da vida, para luego enfocarse en la práctica de medición, análisis y utilización como herramienta para el diagnóstico de máquinas en tiempo real. Lo anterior es una base para enfocarse en las condiciones de operación, búsqueda de síntomas y/o posibles fallas en progreso, correcciones que se necesitan efectuar, con descripciones comparativas de los resultados que se obtienen al realizar esta práctica.



# 1. MARCO TEÓRICO

Todas las máquinas vibran. La forma en que éstas vibran depende del tipo de máquina, cómo está operando y los problemas que pueda tener. Una vibración excesiva significa que la máquina tiene problemas que, si los dejamos sin corregir, finalmente causarán que algunas partes de la máquina fallen. Una buena operación normalmente hará que la máquina dure mucho tiempo.

Pero ¿qué causa vibración? La vibración no sucede espontáneamente, ésta es causada por algunas fuerzas tales como: impactos, fuerzas reciprocantes, fuerzas hidráulicas y aerodinámicas, fuerzas centrífugas, etc. Durante el desarrollo de este trabajo, trataremos todo lo relativo a la vibración, las fuerzas que pueden provocarla, su corrección para minimizar o eliminar sus efectos, etc.

## 1.1 Introducción

En los diccionarios de la lengua castellana encontramos que vibración se define como “movimiento oscilatorio rápido de un cuerpo”. Para personas vinculadas con la industria de la vibración, ésta es un movimiento pulsante que obliga a la máquina o partes de una máquina a moverse de su posición original de reposo y puede ser representada por la fórmula:

$$\text{Amplitud de Vibración} \propto \frac{\text{Fuerza Dinámica}}{\text{Resistencia Dinámica}}$$

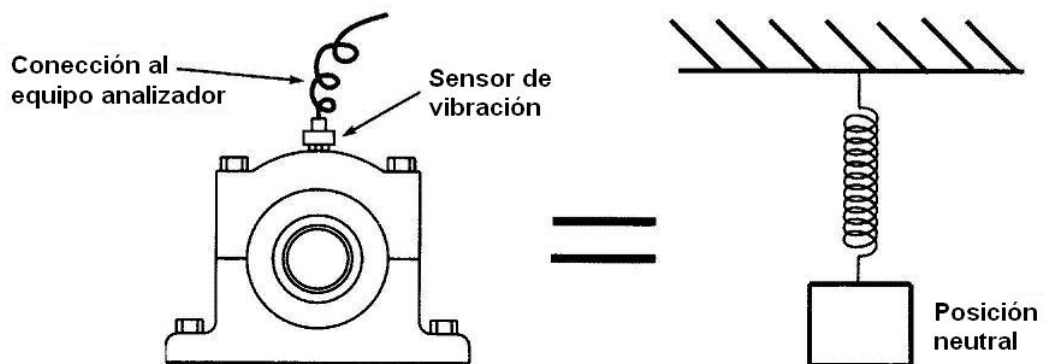
La ecuación anterior nos indica que la amplitud de la vibración varía proporcionalmente al cociente de la fuerza dinámica dividido por la resistencia dinámica, dicho de otra forma, una máquina con vibración aceptable puede tener un nivel alto si se le da una estructura de soporte o cimiento insuficiente.

Fundamentalmente, la vibración es la respuesta de un sistema a ciertas fuerzas internas o fuerzas externas aplicadas que estimulan al sistema. La vibración tiene 3 parámetros importantes que deben ser medidos: amplitud, frecuencia y fase. Cada uno de estos parámetros se irán discutiendo más adelante.

### 1.1.1 Período y frecuencia de la vibración

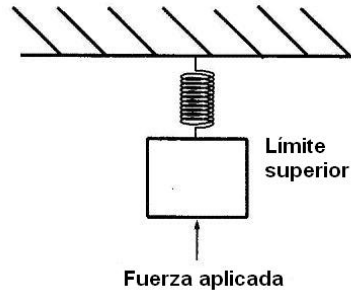
La vibración en una máquina puede ser representada por una masa suspendida de un resorte en espiral, como se muestra en la siguiente figura:

**Figura 1. Masa en posición neutral sin ninguna fuerza aplicada**



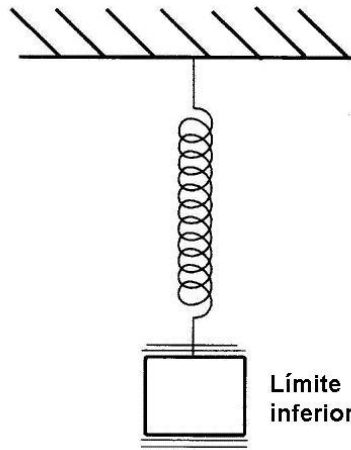
Mientras no exista una fuerza aplicada a la masa, ésta permanecerá suspendida en una posición neutral. Cuando una fuerza es aplicada a la masa (en dirección hacia arriba, como se muestra en la figura 2), ésta se mueve hacia arriba y el resorte es comprimado por la fuerza.

**Figura 2. Masa siendo estimulada por la aplicación de una fuerza**



Una vez que la masa alcanza el límite superior, la fuerza es removida y la masa empezará a caer. En su movimiento hacia abajo, la masa pasará a través de la posición neutral y continuará cayendo hasta llegar a su límite inferior, como se muestra en la figura 3.

**Figura 3. Masa liberada de la fuerza aplicada moviéndose hacia abajo**

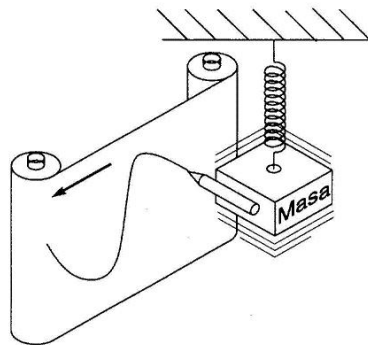


Una vez que el límite inferior es alcanzado, la masa se detendrá y su movimiento cambiará de dirección, luego pasa nuevamente por la posición neutral alcanzando el límite superior, se detiene y volverá a caer en dirección al límite inferior. La masa se mantendrá oscilando hacia arriba y hacia abajo hasta que exista una fuerza externa que detenga su movimiento.



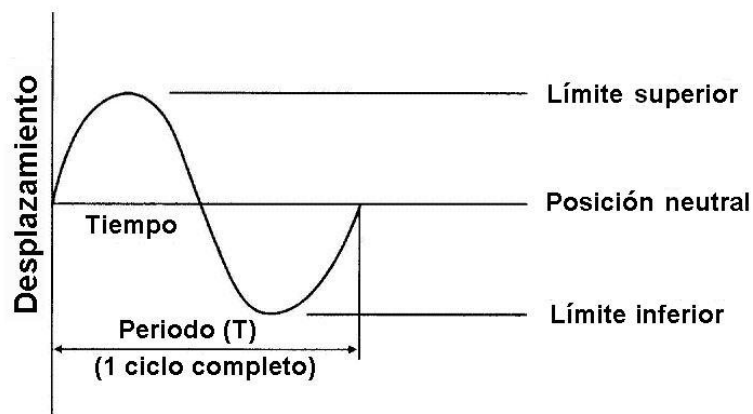
Si colocáramos un lápiz en la masa, su movimiento puede ser registrado en una tira de papel que esté moviéndose a velocidad constante. El movimiento que se origina de la vibración de la masa registrado en el papel se muestra en la figura 4.

**Figura 4. Trazo descrito por la masa sobre el papel**



Cuando examinamos el trazo descrito por la masa suspendida del resorte en la figura 4, vemos que este trazo describe una gráfica senoidal. La figura 5 muestra esta onda senoidal y su nomenclatura.

**Figura 5. Desplazamiento y frecuencia de la onda de vibración**



$$\text{Frecuencia} = 1 / \text{Periodo} = \frac{1}{T} = \frac{\text{Ciclos}}{\text{Segundo}} \left( \text{o } \frac{\text{Ciclos}}{\text{Minuto}} \right)$$

El **período** es la cantidad de tiempo que le toma a la masa realizar un ciclo completo, en tanto que la **frecuencia** se refiere a la cantidad de ciclos que la masa puede realizar en una unidad de tiempo. Normalmente la frecuencia está expresada en unidades ciclos por minuto (cpm) o ciclos por segundo (cps) conocido también como Hertz, abreviado como Hz ( $1 \text{ Hz} = 60 \text{ cpm}$ ).

#### 1.1.1.1 Movimiento armónico y vibración armónica

El movimiento oscilatorio puede repetirse a sí mismo regularmente, como el de la masa que se mencionó anteriormente, o tener una considerable irregularidad, como un movimiento sísmico. Cuando el movimiento se repite a intervalos de tiempo  $T$ , se le llama periódico. El movimiento periódico más simple es el **movimiento armónico**. Las figuras 4 y 5 muestran un movimiento armónico descrito por la masa suspendida del resorte.

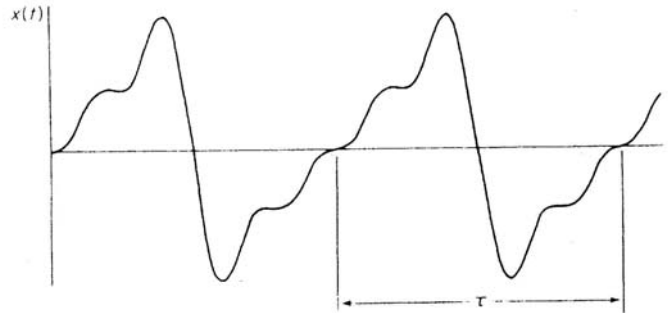
La **vibración armónica** es también denominada vibración senoidal, y tiene una única frecuencia. Una vibración de esta clase puede ser originada por el desbalance en un rotor. Una vibración armónica puede ser completamente descrita o caracterizada por su amplitud, frecuencia y ángulo de fase.

#### 1.1.1.2 Movimiento periódico y vibración periódica

Es frecuente que se presenten vibraciones de diferentes frecuencias simultáneamente. Tales vibraciones se manifiestan en una forma de onda compleja que se repite **periódicamente**, como el caso de la figura 6.

De modo que la característica básica de la vibración periódica es que se repite a sí misma luego de un intervalo de tiempo específico o período  $T$ .

**Figura 6. Movimiento periódico de período T**

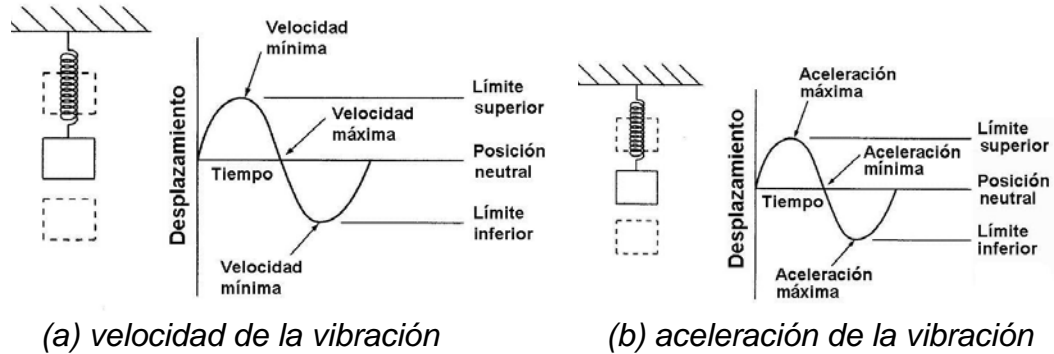


### 1.1.2 Desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración

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

- **Desplazamiento:** el desplazamiento es una medida del movimiento total de la masa, esto es, que tanto se desplaza la masa en su movimiento hacia arriba y hacia abajo cuando está vibrando, desde su posición de reposo. El desplazamiento de la masa es expresada en micras (1 micra = 0.001 mm).
- **Velocidad:** la velocidad de la vibración es la velocidad a la cual la masa se está moviendo o vibrando durante sus oscilaciones. La velocidad de la masa es cero en el límite superior e inferior del movimiento de la masa. Luego de pasar por estos puntos, la velocidad empieza a incrementarse hasta alcanzar su máximo valor en el punto que corresponde a la posición neutral y luego comienza a decrecer hasta volverse cero en el límite opuesto (ver figura 7a). La velocidad es expresada en milímetros por segundo (mm/s).

**Figura 7. Gráfica senoidal de velocidad y aceleración de la vibración**



- **Aceleración:** la aceleración es definida como la cantidad de cambio en la velocidad a la cual se está moviendo la masa vibrante. La aceleración es máxima cuando la velocidad es mínima (límites superior e inferior) y cero cuando la velocidad es máxima en la posición neutral (ver figura 7b). En el campo de las vibraciones, la aceleración es comúnmente expresada en unidades de aceleración de la gravedad, G ( $1\text{ G} = 9.81\text{ m/s}^2$ ).

## 1.2 Vibraciones mecánicas

Se entiende por vibraciones mecánicas las oscilaciones perceptibles y medibles en la superficie de las máquinas, elementos constructivos, sus fundaciones o carcasas, etc. También es llamado, ocasionalmente, ruido estructural, ya que se propaga exclusivamente en cuerpos sólidos, en contraste, el ruido aéreo se transmite por un medio gaseoso como el aire.

Las vibraciones mecánicas sólo pueden ocurrir técnicamente cuando las masas se mueven. Estas masas pueden ser partes rotativas u oscilantes de las máquinas, así como líquidos y gases en contacto con cuerpos sólidos.

### **1.2.1 Tipos de vibraciones en máquinas**

Las vibraciones generadas en máquinas son principalmente rotativas y reciprocantes. A menudo tiende a confundirse los tipos de vibraciones en las máquinas con las fuerzas que pudieran actuar como excitador de las vibraciones, como es el caso de un desbalance, que genera fuerzas centrífugas causando que el rotor y su eje vibren.

Las vibraciones rotativas son las que se generan en aquellas máquinas cuyas partes o elementos móviles rotan alrededor de un eje, tal es el caso de los ventiladores, motores eléctricos, etc.

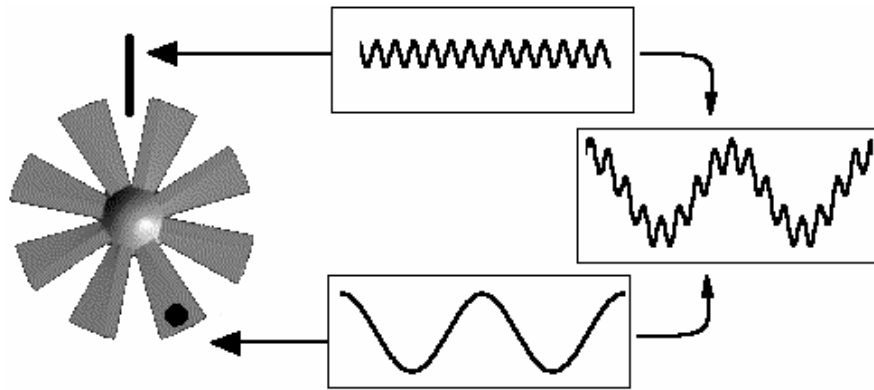
Las vibraciones reciprocantes se generan básicamente en dos tipos de máquinas: los motores de combustión interna y los compresores de émbolo.

Esas vibraciones y esfuerzos son transmitidos por los elementos rodantes de los rodamientos o película de aceite de los cojinetes de deslizamiento a las carcasas, llegando hasta las fundaciones de la máquina. En el presente trabajo de graduación se tratará lo relativo a las vibraciones rotativas.

### **1.2.2 Suma de vibraciones**

En una máquina es de esperarse que se presenten dos o más vibraciones armónicas de diferentes frecuencias ocurriendo al mismo tiempo. Cuando esto sucede, se superponen y el resultado es una suma de vibraciones, en donde la vibración resultante aún será periódica porque se repite a intervalos regulares de tiempo, como puede verse en la figura 8.

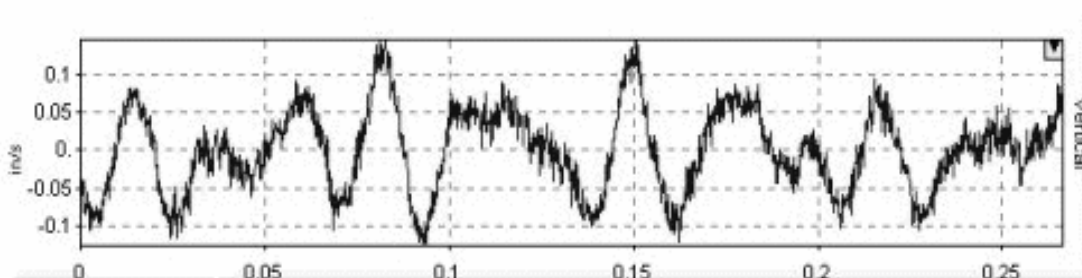
**Figura 8. Superposición de ondas de vibración armónicas**



Esta figura muestra el ejemplo de un ventilador que genera dos ondas de vibración armónica, una por el choque de cada una de las aspas con un objeto, y otra por una masa agregada a una de las aspas generando un ligero desbalance.

Al superponer las ondas, resulta en una suma de vibraciones cuya onda se muestra en el cuadro del centro que indican las flechas. En la realidad, una máquina tendrá un número bastante grande de fuentes de vibración, tales como los apoyos, rodamientos, etc., generando éstos elementos vibraciones armónicas a diferentes frecuencias, pudiendo generarse ondas de vibración tan complejas como las de la figura 9.

**Figura 9. Onda de vibración real**



### 1.2.3 Frecuencia natural, resonancia y velocidad crítica

Los términos frecuencia natural, resonancia y velocidad crítica, aunque realmente no son sinónimos, en vibraciones suelen emplearse para describir el mismo concepto. Para tratar de dar una definición básica, primero deben verse los siguientes ejemplos.

El sistema oscilatorio más simple, del cual hemos hablado anteriormente, consta de una masa suspendida de un resorte. Este sistema posee un grado de libertad, puesto que su movimiento queda descrito por una coordenada singular, como  $x$ . Cuando se le pone en movimiento, la oscilación tendrá lugar a la **frecuencia natural**, que es una propiedad del sistema.

En una máquina, usualmente la vibración ocurre debido a la presencia de una o varias fuerzas externas que actúan como excitadores, siendo la vibración resultante una vibración forzada. Cuando la excitación es oscilatoria, el sistema es obligado a vibrar a la frecuencia de excitación. Si ésta coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se produce una situación de **resonancia** y ocurren vibraciones con amplitudes peligrosamente grandes.

La expresión **velocidad crítica** se usa precisamente cuando el rotor de la máquina es el que proporciona las condiciones para que ocurra una condición de resonancia, al encontrarse éste girando a una frecuencia de giro equivalente a alguna de las frecuencias naturales. En resumen, tenemos:

- **Frecuencia natural:** se puede definir como la frecuencia de oscilación de un sistema, cuya amplitud decrece y presenta un grado de libertad.

- **Resonancia:** es un fenómeno que ocurre cuando una fuerza de frecuencia determinada es igual a la frecuencia natural. Se identifica típicamente por un substancial incremento en la amplitud y cambio en la fase de la vibración.
- **Velocidad crítica:** cualquier velocidad de rotación la cual está asociada con alta amplitud de vibración.

#### 1.2.4 La amplitud de la vibración

La amplitud de la vibración es la medida de la magnitud del movimiento dinámico o vibración que ocurre en la máquina o partes de la misma. En las figuras 5 y 6 se muestra una onda de vibración armónica y vibración periódica, respectivamente, y en ambos casos puede tomarse la amplitud como la distancia que existe de la cresta más positiva a la cresta más negativa. La amplitud se puede expresar de varias formas, como se verá a continuación.

##### 1.2.4.1 Expresiones de magnitudes de amplitud de la vibración

La amplitud de la vibración nos indica la severidad de la vibración en la máquina, dado que es la altura de los ciclos de vibración (ver figura 10). Cuando consideramos la amplitud en el mundo de la vibración, necesitaremos conocer los siguientes términos: amplitud pico a pico, amplitud cero a pico, amplitud promedio y amplitud rms.

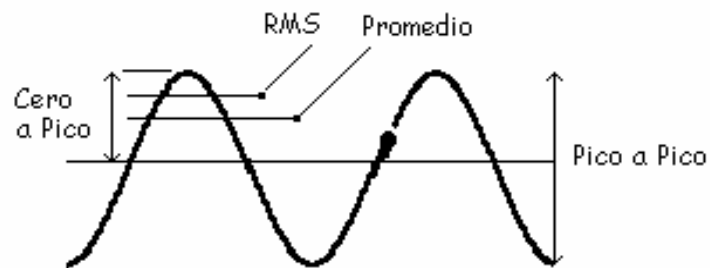
**Figura 10. Onda de vibración armónica indicando amplitud pico a pico**





La **amplitud pico a pico** es la cantidad medida entre el fondo de la onda o parte más baja y el máximo valor que alcanza el pico, tal como se puede observar en la figura 10 y 11. La **amplitud cero a pico** es la cantidad medida entre el cero y el máximo valor del pico.

**Figura 11. Tipos de amplitud**



En la onda armónica mostrada en la figura 11, el valor de la amplitud pico a pico es el doble de la amplitud cero a pico, pero esto únicamente es válido para las ondas senoidales. En una señal real como las mostradas en la figura 9, el nivel máximo positivo puede ser mayor o menor que el nivel máximo negativo, hablando en términos absolutos.

La **amplitud promedio** es el valor promedio de todos los valores absolutos de la onda. En una onda armónica, la amplitud promedio es igual a la mitad del valor pico. La amplitud promedio es un término realmente usado solo ocasionalmente.

El término faltante es la **amplitud rms**. La amplitud rms (del inglés *Root Mean Square*) es considerada como un verdadero valor eficaz y es la raíz cuadrada del promedio aritmético de los valores instantáneos al cuadrado de la onda. Para una onda estrictamente armónica, el valor rms es  $0.707 (1/\sqrt{2})$  veces el valor cero a pico. En una onda real de vibración, esto no se cumplirá.

Actualmente, la electrónica y la computación han permitido la creación de equipos y programas que permiten realizar conversiones para obtener amplitud pico a pico, cero a pico, rms o promedio, de una misma señal de vibración. Además, estos equipos permiten observar la magnitud de la amplitud de la vibración en unidades de velocidad, aceleración o desplazamiento.

A lo largo de este trabajo de graduación, los niveles de la amplitud de vibración serán tratados, en su mayoría, en unidades de velocidad con amplitud rms. Por ejemplo, diremos que una máquina tiene un nivel de vibración **7.48 mm/s rms**. Se adopta esta disposición en virtud de que la mayoría de las normas y manuales de fabricante establecen los niveles de vibración permitidos en las máquinas en estas unidades.

### **1.3 Vibración global**

La vibración global no es más que la suma total de toda la vibración medida por un sensor de vibración, dentro de un rango de frecuencias escogido. Como consecuencia tendremos un número que nos indicará el nivel de vibración que existe en cierta máquina.

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

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

Mientras tanto, la vibración global no es tan sencilla de obtener. Si tomamos la amplitud de vibración de cada frecuencia ( $A_i$ ) dentro de un rango de frecuencias seleccionado (usualmente entre 10 Hz a 1000 Hz) o dicho de otra forma, tomamos las amplitudes de las vibraciones específicas que existen en ese rango de frecuencias, elevamos estas amplitudes al cuadrado ( $A_i^2$ ), sumamos todos estos resultados ( $\Sigma(A_i^2)$ ), y finalmente aplicamos la raíz cuadrada a esa sumatoria ( $\sqrt{\Sigma(A_i^2)}$ ), este resultado será la **vibración global**. Los equipos analizadores de vibración nos ahorran hoy en día realizar todo este procedimiento al obtener directamente el valor de vibración global.

Sin embargo, al valor que se obtiene mediante el procedimiento indicado anteriormente hay que dividirlo dentro de un factor de ruido, en virtud de que al momento de tomar la vibración en una máquina el sensor puede tomar vibración de máquinas adyacentes, la cual puede ser transmitida a la máquina en estudio, mediante la estructura. Dicho factor variará según el fabricante del equipo analizador, pero usualmente se emplea un factor de ruido de 1.5.

### **1.3.1 Las vibraciones absolutas de cojinetes como medida del estado global de una máquina**

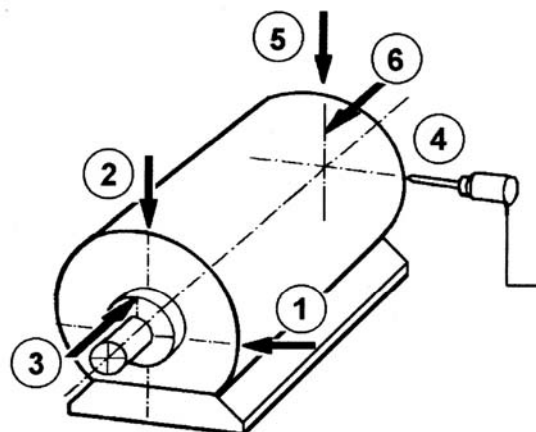
La vibración global absoluta en cojinetes es un indicador muy importante de la condición global de la máquina, a razón de que son estos elementos los que soportan todo el movimiento y vibración que genera el cuerpo o partes en movimiento de la máquina. Esta vibración puede ser medida rápida y fácilmente, y ha sido usada con éxito por décadas para la evaluación del estado de las máquinas.

Para evaluar la vibración global de una máquina se adopta la mayor amplitud de los puntos de medida, en los cuales fue colocado el sensor de vibración. Esto se conoce como **severidad de vibración**. De esta forma, si estuviésemos midiendo la vibración global en cada uno de los puntos que se muestran en la máquina de la figura 12, tomaríamos el valor máximo de estos 6 puntos para realizar la evaluación y denominar la severidad de vibración.

Las normas, códigos y guías internacionales definen varios valores límite para la evaluación, dependiendo de factores como el tipo, tamaño, diseño, y otras consideraciones sobre las máquinas.

Adicional a la medición de vibración global absoluta, ocasionalmente se hace necesario tomar medidas de las vibraciones relativas de ejes. Las vibraciones relativas del eje son los movimientos rápidos del eje del rotor con relación a las carcasas del cojinete. Esas vibraciones se miden en máquina cuyos rotores empleen cojinetes de deslizamiento. Para tales propósitos es necesario instalar en las carcasas de los cojinetes de deslizamiento, sensores de desplazamiento.

**Figura 12. Puntos de medida para la medida de vibración absoluta en los rodamientos**



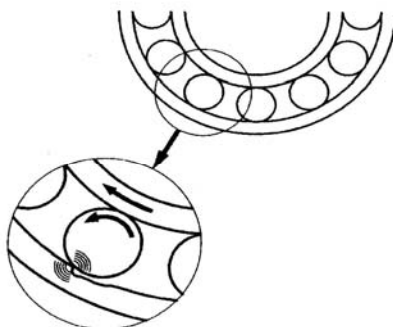
### 1.3.2 Mediciones del estado de rodamientos

Los rodamientos son componentes de máquina con una vida limitada de servicio. La extensión de la vida funcional en servicio es afectada por múltiples factores como las previsiones en el diseño, la calidad de fabricación, las condiciones de instalación, los servicios que se les brinde, y las condiciones de operación, entre otros muchos.

Con la ayuda de los métodos de diagnóstico de vibraciones, el estado de los cojinetes de rodamiento puede ser medido y evaluado. De esa forma puede elaborarse alguna predicción sobre su reserva actual de desgaste, y con ello evitar, en gran medida, daños, roturas imprevistas y pérdida de tiempo de producción.

Normalmente, los daños ocurren en los rodamientos a causa de la pérdida localizada de material, fisuras de fatiga en las pistas de rodadura, o roturas en los elementos rodantes. Los cambios en la geometría del rodamiento originan impulsos cuando se entra en contacto con las áreas dañadas. Estos impulsos periódicos resultan en vibraciones e impulsos de sonido que se propagan a través de la pista externa y la caja del rodamiento. A esta manifestación se le denomina a veces “impulsos de choque”.

**Figura 13. Áreas dañadas en contacto produciendo impulsos de choque**

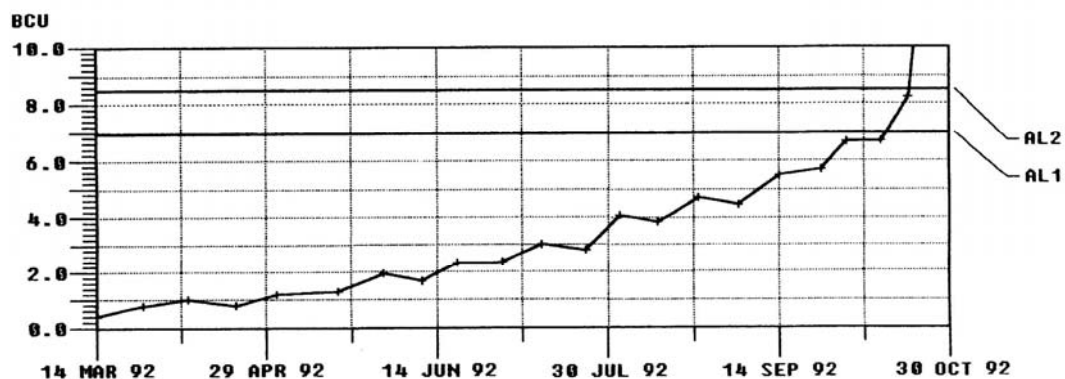


Tal como las vibraciones globales absolutas de los cojinetes reflejan el estado de la máquina y sus componentes, los impulsos de choque proporcionan información trascendente sobre el estado de los cojinetes y sus componentes.

La evaluación del estado de un cojinete sobre la base de una única medida es virtualmente imposible, ya que la amplitud y la regularidad de los impulsos de choque dependen de factores tales como las condiciones de instalación, la velocidad, las condiciones de carga, tolerancias de montaje y lubricación, así como de la posición y condiciones de propagación en el punto de medida, y del método empleado para fijar el sensor.

La certidumbre en la evaluación mejora decisivamente cuando las medidas son tomadas a intervalos regulares sobre un período de tiempo, lo que permite usar la tendencia resultante como criterio de evaluación. En la figura 14 se puede observar un ejemplo de una tendencia que ha registrado el progreso del daño en la pista interna de un rodamiento.

**Figura 14. Tendencia en las medidas de estado BCU de un rodamiento**



En condiciones ideales, la medida de la tendencia debe iniciarse al instalar un cojinete nuevo, lo que nos da una condición de partida definida; teóricamente podríamos decir con una reserva de desgaste del 100%.

Como orientación, producto de la experiencia, el cojinete alcanza una fase de daño cuando los valores de la unidad de condición del rodamiento exceden por un factor de 10 a 20 veces la medida obtenida en la condición inicial con el rodamiento nuevo.

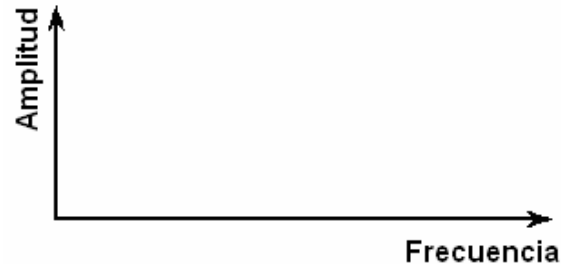
#### **1.4 El espectro de frecuencias de vibración**

Algunos incisos atrás se hicieron comentarios acerca de la onda de vibración. Esta onda en particular es muy útil para el análisis, pues permite ver exactamente como cambia la vibración de un momento a otro. Por ejemplo, si hubiese un impacto como el de un elemento rodante en un rodamiento golpeando con la pista externa del mismo, se vería un pico en la onda, o como en el caso de la figura 8, un objeto produciendo leves impactos en cada una de las aspas del ventilador.

La onda de vibración definitivamente es muy útil, pero ¿qué sucede si la onda de vibración a estudiar es como la mostrada en la figura 9? Este tipo de ondas son las que encontraremos en cualquier máquina. De esta cuenta tenemos que a medida que se va introduciendo un mayor número de señales, se hace más difícil interpretar mediante la onda de la vibración que está pasando en la máquina.

En esta parte, donde las ondas se vuelven extremadamente complejas, es que se necesita hacer uso de otra manera de estudiar la vibración, y la encontramos estudiando el espectro de frecuencias de vibración. El espectro de frecuencias es, básicamente, una gráfica que se compone de la siguiente manera: un eje horizontal o dominio, que contiene las unidades de frecuencia de la vibración, y el eje vertical o contradominio, la amplitud de la vibración.

**Figura 15. Unidades en los ejes del gráfico espectro de frecuencias**



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

Haciendo uso del tiempo en el eje x, se logra un método muy preciso para encontrar el actual movimiento de la máquina y analizar los parámetros de la vibración (frecuencia, amplitud, etc.), sin embargo, como ya se comentó, analizar la onda de vibración cuando en la onda están mezcladas varias señales de vibraciones es sumamente difícil y requiere de un intensivo trabajo determinar las frecuencias de cada vibración.

Para simplificar este proceso, los instrumentos y equipos de vibración son capaces de graficar y mostrar un espectro de frecuencias a partir de la señal de la onda de vibración que le está enviando un sensor de vibración. Este procedimiento se logra mediante el uso de la transformación rápida de Fourier o FFT por sus siglas en inglés (Fast Fourier Transformation).

Mediante el procedimiento FFT, la unidad tiempo en el eje x es convertida en unidades de frecuencia. En los siguientes incisos se verá como se logra esta conversión.



### 1.4.1 Transformación rápida de Fourier

El principio básico de la Transformación de Fourier fue establecido en el año 1822. Fourier demostró que cualquier señal periódica puede ser expresada como una serie calculada de vibraciones armónicas de amplitud y fase únicas que las componen.

La transformada de Fourier se ha convertido desde entonces en la operación de base para el análisis moderno de las series de tiempo, como es el caso de las vibraciones periódicas, derivando en la integral de Fourier que muestra los principios básicos para la transformación de señales del dominio del tiempo al de las frecuencias:

$$y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i2\pi ft} dt$$

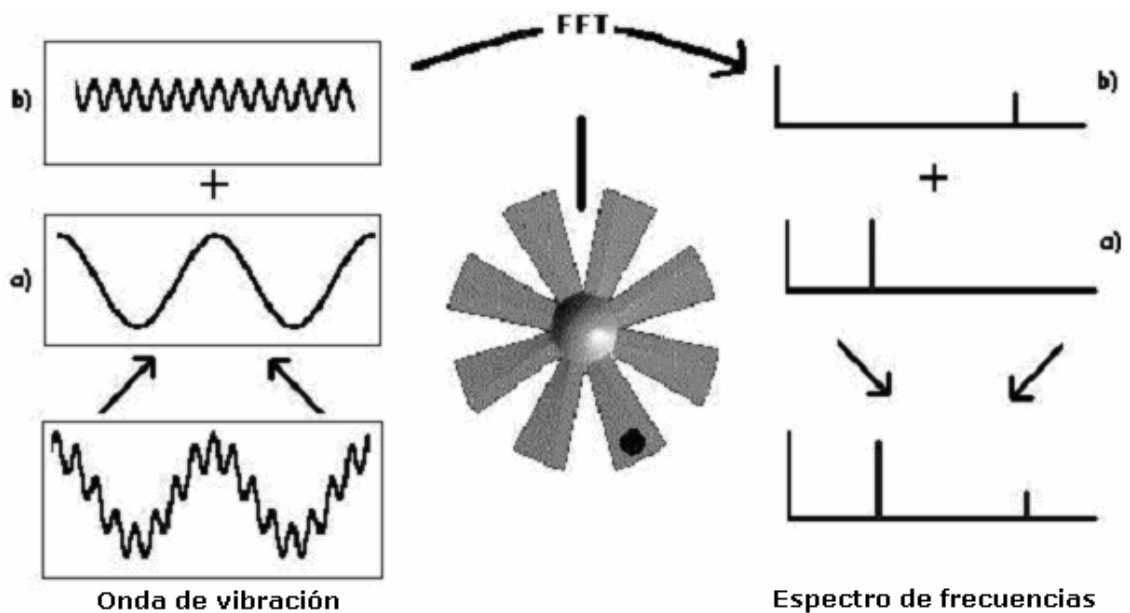
El algoritmo y la conversión técnica hoy usados son conocidos desde 1965, y dieron la base a los modernos instrumentos de análisis. Los analizadores basados en microprocesadores manejan este algoritmo a gran velocidad, lo que resultó en el nombre de analizadores de transformación rápida de Fourier.

### 1.4.2 Generación del espectro de frecuencias por la transformación rápida de Fourier

Como se irá viendo y comprendiendo más adelante, el espectro de frecuencias es preferible por claridad de presentación y simplicidad de interpretación para el enfoque analítico.

Mediante un procedimiento gráfico-descriptivo se mostrará el proceso de la generación del espectro de frecuencias por la transformación rápida de Fourier. No se demuestra el procedimiento matemático, ya que esto desviaría la atención del tema central y objetivo de la tesis. Vamos a referirnos al ejemplo de la figura 16.

**Figura 16. Separación de la mezcla de frecuencias presentes en el ventilador**



En la parte izquierda de la figura se observa que existen dos componentes en la señal u onda de vibración, de donde se desprende lo siguiente:

- La onda componente señalada con la letra a es una onda de una vibración con una frecuencia baja, pero amplitud alta. Como se describió la figura 8, esta componente se origina a raíz del peso agregado a una de las 8 aspas del ventilador.

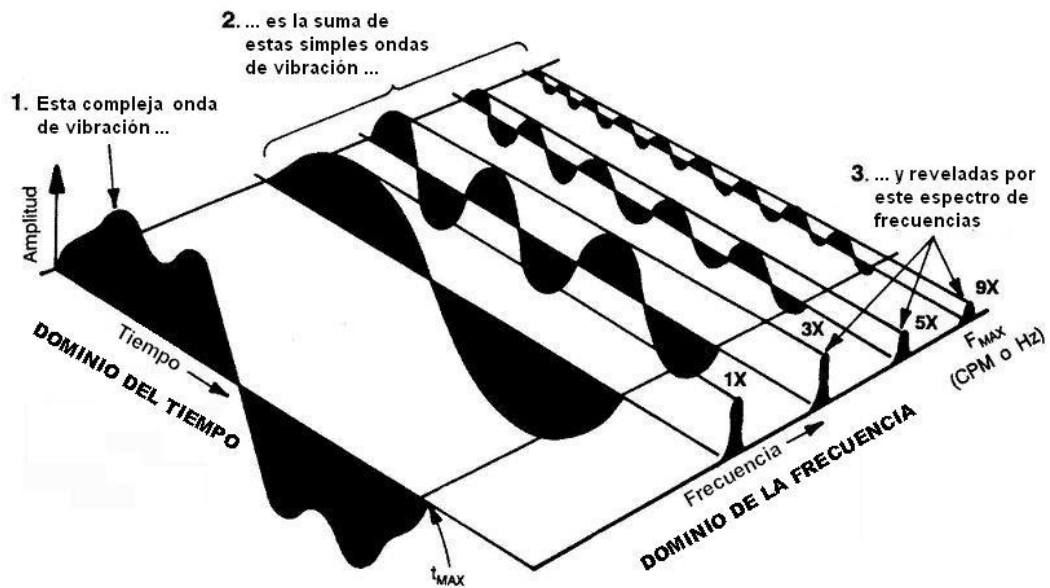
- La onda componente señalada con la letra b es de una vibración con frecuencia más alta a la de la componente a, pero de amplitud más baja. Esta onda se genera a partir de un objeto que produce impactos ligeros en cada una de las aspas del ventilador cuando éste se encuentra en rotación.
- Otro punto importante observable es que la frecuencia de la vibración, generada por el objeto chocando con las aspas, es 8 veces mayor que la onda de vibración generada por el peso agregado a una de las aspas, en virtud de la vibración producida por el peso agregado completara un ciclo durante cada revolución del ventilador, en tanto que durante una revolución del ventilador se generarán 8 impactos entre el objeto y las aspas.

La parte derecha de la figura 16 nos muestra que mediante la aplicación de la transformación rápida de Fourier obtenemos:

- La gráfica señalada con la letra a, representa la transformación del dominio tiempo al dominio de la frecuencia de la onda de vibración que se produce por el peso agregado a una de las aspas. Como puede verse, en esta etapa la onda se representa por una línea que posee la frecuencia y amplitud de la onda original.
- La gráfica señalada con la letra b muestra la transformación de la onda de vibración que se genera del choque entre un objeto y cada una de las 8 aspas del ventilador. Puede observarse que la línea que representa esta onda es de una amplitud más baja y frecuencia más alta que la del peso en una de las aspas.
- Al superponer estas dos gráficas, como ocurre en la suma de vibraciones, veremos que el resultado es un espectro de frecuencias.

La figura 17 ayuda a reforzar este concepto, al representar en 3 dimensiones el procedimiento de la transformación de Fourier.

**Figura 17. Vista tridimensional de la obtención de un espectro de frecuencias**



#### 1.4.2.1 Conversión del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia

En la transformación FFT se toma una pequeña sección de la señal en el tiempo, denominada ventana de tiempo, y se calcula en ella el espectro de frecuencias usando el algoritmo FFT.

Durante este proceso se supone que la señal en la ventana es continuamente periódica, o sea que se repite una y otra vez en el tiempo con igual distribución. El uso exitoso de los analizadores FFT en la práctica, supone el conocimiento de algunos principios básicos para poder mantener la precisión necesaria en los resultados de las medidas.

En particular deben tenerse en cuenta la relación entre el rango de frecuencias, cantidad y separación entre líneas, sin perjuicio de usar la función de ventana mas adecuada.

Para reconstruir las componentes con la máxima precisión posible han sido desarrolladas varias funciones de ventana. Las ventanas más ampliamente usadas son: uniforme, *hanning*, *flat-top* y exponencial.

- **Ventana uniforme:** proporciona resultados precisos cuando un número entero exacto de períodos de señal de vibración cabe en la ventana de tiempo. No impone factor de ponderación alguno, esto resulta útil al investigar impactos. Crea discontinuidades en los bordes de la ventana de tiempo cuando ésta no está sincronizada con la frecuencia de vibración.
- **Ventana *hanning*:** otorga la máxima resolución en el dominio de las frecuencias, por lo tanto esta ventana deberá ser usada preferentemente cuando la fineza del filtro es importante (por ejemplo, componentes girando casi a la misma velocidad). Sin embargo, la precisión en la medida de la amplitud de esta función de ventana es limitada, y puede presentar errores de hasta un 15%. Por lo tanto no es recomendable utilizarla cuando se necesita bastante exactitud en la amplitud.
- **Ventana *flat-top*:** alcanza la máxima precisión en amplitud con un error menor al 1%. Esta función de ventana se recomienda en todos los casos en que la precisión de medida de la amplitud es lo significativo.
- **Ventana exponencial:** es especialmente recomendable para excitaciones momentáneas en las máquinas. No debe usarse para analizar las vibraciones periódicas.

### 1.4.2.2 Resolución del espectro de frecuencias

La fineza de un análisis FFT, o la resolución en la frecuencia, es directamente proporcional a la cantidad de líneas en las cuales, la mezcla de vibraciones puede ser separada o resuelta dentro de un rango de frecuencias dado. Por lo tanto, la cantidad de líneas es comúnmente referida como la **resolución**.

Los instrumentos modernos de análisis permiten seleccionar diferentes resoluciones, por ejemplo: 400, 800, 1600, 3200, hasta 12,800 líneas.

$$\text{Espacio de frecuencia de líneas} = \Delta f = \frac{\text{Rango de frecuencias}}{\text{Cantidad de líneas}}$$

Es muy importante recordar la resolución con que se tomará un espectro de frecuencias, pues cuando una mezcla de vibraciones contenga componentes cuya separación sea menor que el espaciado entre líneas, el instrumento o equipo de análisis de vibraciones no podrá discriminarlas, y estos componentes pueden aparecer combinados en una sola línea. Lo que se debe hacer es aumentar el número de líneas y/o reducir el rango en uso.

## 1.5 Fase de la vibración

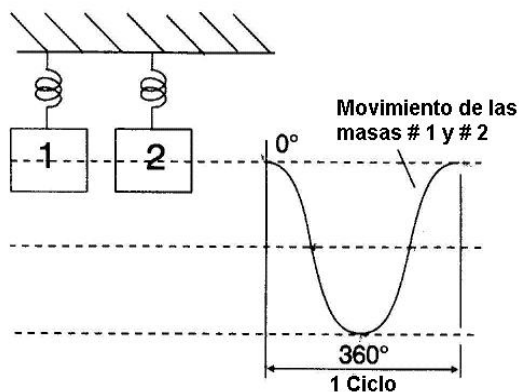
El análisis de fase de la vibración es una poderosa herramienta que puede ser empleada por el analista de vibraciones para ayudar a determinar y diagnosticar las fuentes de los problemas dominantes en una máquina, en especial aquellos problemas que generan vibración con una frecuencia igual a la velocidad de operación de la máquina.

### 1.5.1 Definición de fase

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

La fase es una herramienta muy útil, usada frecuentemente como parte de los análisis de vibraciones en máquinas. Para comprender de mejor manera el concepto de fase, se empleará nuevamente los sistemas masa resorte que se muestran en las figuras 18 y 19. En la figura 18 se puede observar dos sistemas en fase uno con respecto al otro, esto implica un cambio de ángulo de  $0^\circ$  (diferencia de fase) entre los dos sistemas, resultando esto en la misma forma de onda de vibración.

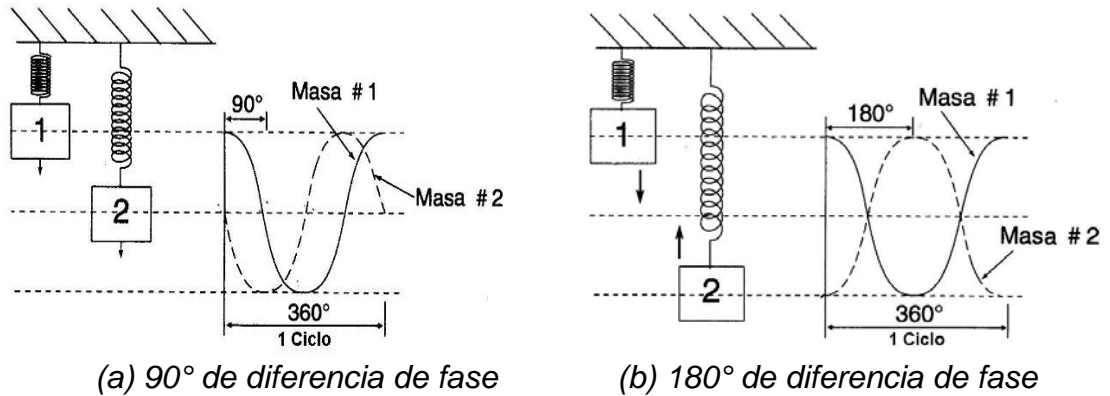
**Figura 18. Dos masas en movimiento con fase  $0^\circ$**



En la figura 19 se muestra: a) dos masas vibrando con  $90^\circ$  de diferencia de fase, es decir, la masa 2 está un cuarto de ciclo (o  $90^\circ$ ) por delante de la masa 1, esto significa que la masa 1 tiene  $90^\circ$  de retraso de fase con respecto a la masa 2, y b) las mismas dos masas vibrando con  $180^\circ$  de diferencia de fase.

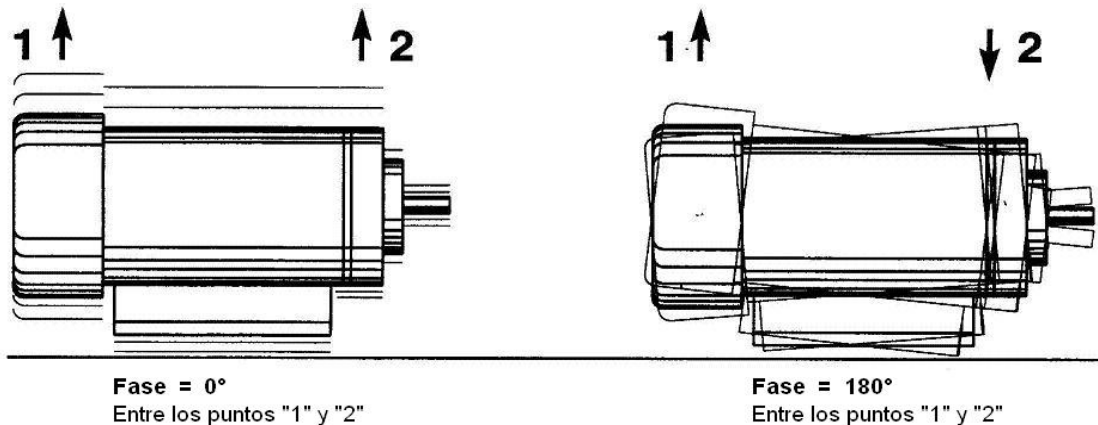
Esto indica que en cualquier instante la masa 1 se mueve hacia abajo y al mismo tiempo, la masa 2 se mueve hacia arriba, y viceversa.

**Figura 19. Masas en movimiento con diferencias de fase**



La vibración en una máquina hace que se generen movimientos pulsantes, en su mayoría causados por algún problema. Estos movimientos son soportados por los rodamientos y transmitidos como vibración a las carcasas de la máquina misma. Si se pudiera observar los movimientos que se generan en la carcasa de esa máquina, seguramente observaríamos lo que se muestra en la figura 20.

**Figura 20. La fase empleada en el análisis de vibración.**





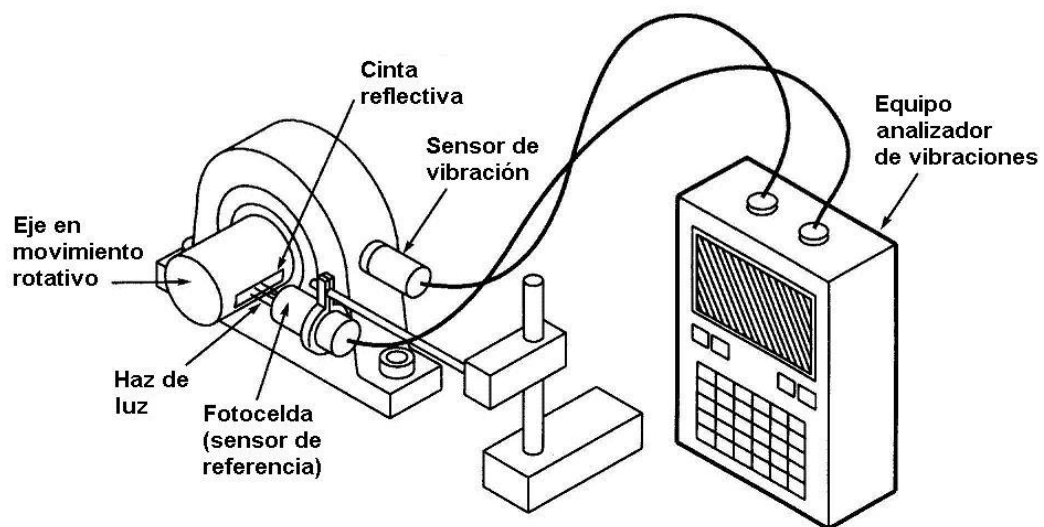
En la figura 20 se ha aumentado la escala del movimiento que se produce en la máquina para poder observar cómo ocurre el movimiento de la máquina bajo la influencia de vibraciones.

En la parte izquierda, la vibración de los dos rodamientos se encuentra en fase (diferencia  $0^\circ$ ), y en la parte derecha muestra que la vibración en los rodamientos se encuentra fuera de fase (diferencia de fase  $180^\circ$ ).

### 1.5.2 Toma de medidas de fase

Partiendo del concepto de que la fase es una medida del movimiento de la vibración respecto a una posición relativa, implica entonces que para tomar medidas de fase será necesario definir un punto estacionario que servirá de referencia para medir el movimiento relativo de un punto en rotación que se escogerá de la parte de la máquina que se encuentra en rotación y que define claramente el movimiento de la vibración.

**Figura 21. Montaje del equipo para toma de medidas de fase**



La figura 21 ilustra un montaje típico para tomar medidas de fase, compuesto por el equipo analizador de vibraciones, sensor de vibración y sensor de referencia con foto celda.

El sensor de referencia es el punto estacionario que sirve de base para definir el ángulo o fase de un punto escogido al azar y señalado mediante un trozo de cinta reflectiva colocado sobre el eje en rotación, como se ve en la figura 21. De esa forma el punto indicado con el trozo de cinta describirá una circunferencia al rotar el eje y definirá un ángulo.

El sensor de referencia emite constantemente un haz de luz el cual será reflejado cada vez que la cinta pase frente al sensor de referencia (una vez por cada revolución del eje), y el haz de luz reflejado es detectado por la foto celda.

Al mantener la máquina una velocidad de rotación uniforme, el tiempo transcurrido entre cada reflexión del haz de luz es uniforme, mientras tanto, el sensor de vibración detecta el momento en el cual la amplitud de la vibración es máxima. El ángulo es determinado mediante el tiempo transcurrido entre la última reflexión del haz de luz y el momento en que la amplitud es máxima y comparado este tiempo con el tiempo que le toma al eje completar un ciclo o tiempo transcurrido entre reflexiones del haz de luz.

## **1.6 Sensores para tomar medidas de vibración**

### **1.6.1 Introducción**

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

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

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

### **1.6.2 Tipos de sensores y sus aplicaciones**

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

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

#### **1.6.2.1 Sensor de aceleración**

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

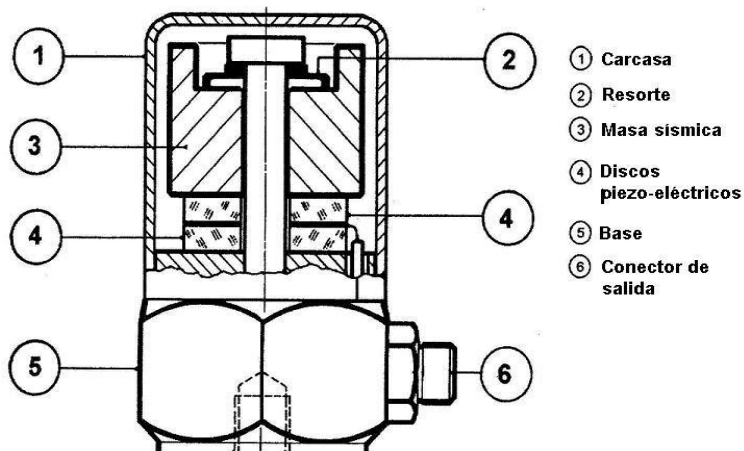
**Principio de operación:** la operación de un acelerómetro se basa en el principio masa-resorte. En este caso, la frecuencia natural del sistema masa-resorte se sintoniza muy alta, para asegurar que el acelerómetro funcione a frecuencias por debajo de su resonancia.

Para la conversión del movimiento mecánico de la vibración a una señal eléctrica se emplea el efecto piezoeléctrico del cuarzo. Ese efecto es la existencia de una carga eléctrica en una de las caras del cristal que está sometido a una tensión o compresión. Esa carga eléctrica es causada por el desplazamiento polar de moléculas en el cristal.

La figura 22 muestra el diseño de un sensor de aceleración por principio de compresión. En ese tipo de sensor se disponen discos piezoeléctricos cerámicos precargados por una masa sísmica. Con esta construcción los discos constituyen el resorte del sistema masa-resorte.

Si el sistema se somete a vibración, la masa sísmica impone una fuerza alternativa en los discos, originando una carga eléctrica alternativa como resultado del efecto piezoeléctrico. Esa carga es proporcional a la aceleración de la vibración, y se convierte en tensión mediante un amplificador de carga.

**Figura 22. Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión**



Como resultado de la técnica constructiva se pueden obtener frecuencias de resonancia muy altas. Normalmente los acelerómetros para aplicaciones industriales tienen como límite superior e inferior de frecuencias 20 kHz y 1 Hz.

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

Los acelerómetros son los sensores de mayor uso común en los programas de monitoreo de vibración, debido a las ventajas siguientes:

- Construcción robusta
- Insensibles a campos magnéticos
- No son unidireccionales
- Reducidas dimensiones
- Carcasa de material inoxidable sellada herméticamente
- Costo menor en comparación con sensores de velocidad o desplazamiento
- Amplio rango de frecuencias

Sin embargo, los acelerómetros tienen también ciertas desventajas en relación con los sensores de velocidad.

- Sensor pasivo, requiere potencia externa para operar
- Baja sensibilidad a bajas frecuencias

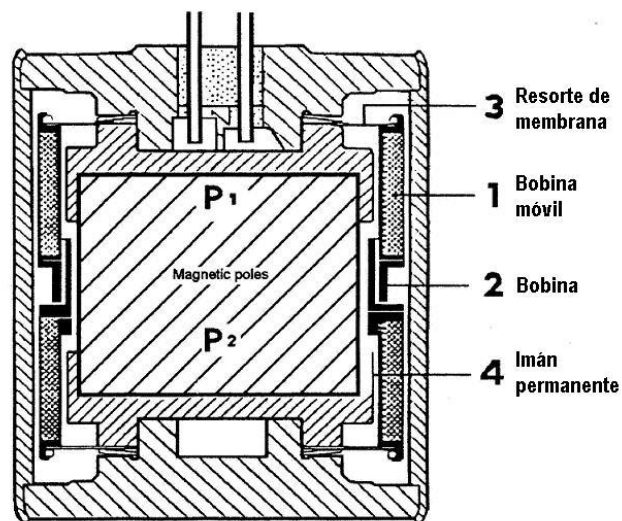
### **1.6.2.2 Sensor de velocidad**

Los sensores de velocidad o **velocímetros**, proporcionan directamente la velocidad de la vibración de la máquina que se está midiendo.

Pero los velocímetros, están siendo reemplazados por los acelerómetros debido a su amplia gama de aplicaciones, sin embargo, los velocímetros cuentan con ventajas importantes, por ejemplo, no necesitan una fuente de alimentación, además de proporcionar directamente la velocidad de la vibración, en tanto que la señal proveniente de un acelerómetro necesita ser integrada para dar una lectura de velocidad de vibración.

**Principio de operación:** los sensores de velocidad operan de acuerdo al principio electrodinámico. Se suspende una bobina, libre de fricciones, mediante dos resortes o muelles de membrana que forman, junto a la bobina, un sistema masa-resorte. Al estar suspendida en un campo magnético permanente, la tensión que se genere será proporcional a la velocidad de vibración.

**Figura 23. Diagrama de un sensor de velocidad**



Cuando el sensor es colocado o unido a la máquina vibrando, la bobina permanece estacionaria en el espacio (a cualquier frecuencia por encima de la frecuencia natural de su sistema masa-resorte), mientras que el magneto vibra al compás de la máquina.

El corte del campo magnético producido por las bobinas genera una tensión inducida, la cual es proporcional a la velocidad, sin que el sensor requiera fuente de potencia externa alguna. Por tal razón, un sensor de velocidad de vibración es conocido como un sensor activo.

**Aplicaciones:** la aplicación principal de los sensores de velocidad se da cuando existe la necesidad de medir la vibración en máquinas de baja velocidad rotacional, debido a su capacidad de elevada sensibilidad a bajas frecuencias, donde además los sensores de aceleración no son recomendados.

Por otro lado, los velocímetros normalmente se emplean para tomar medidas de vibración en máquinas con ejes soportados por rodamientos, al igual que los acelerómetros, pero se ven limitados por la velocidad de respuesta, sobre todo a altas frecuencias, y su limitado rango de frecuencias.

Entre las características que se constituyen como ventajas para los sensores de velocidad, tenemos:

- Construcción robusta
- Elevada sensibilidad aún a bajas frecuencias
- Fuerte señal de salida con baja resistencia interna
- Sensor activo, no requiere fuente de alimentación
- Impermeable, estanco al aceite y al vacío
- Resistencia a productos químicos (carcasa de acero inoxidable)

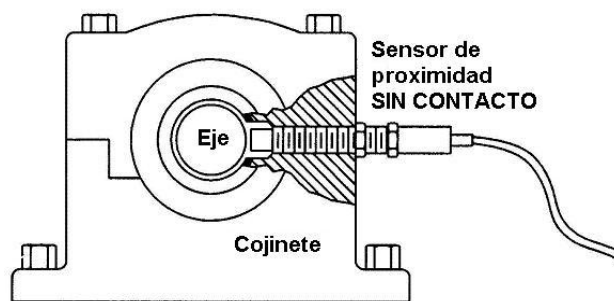
Estos sensores tienen ciertas desventajas en el campo de aplicación.

- Frecuencia superior limitada (aproximadamente 2 kHz)
- Sensible a campos magnéticos fuertes

### 1.6.2.3 Sensor de desplazamiento de proximidad sin contacto

El sensor de desplazamiento sin contacto, llamado también sensor de proximidad sin contacto, normalmente es empleado para medir la vibración relativa de los ejes de las máquinas con respecto a sus carcasas, como se ve en la figura 24, donde el sensor va unido a la carcasa del cojinete o de la máquina dejando una pequeña holgura entre el sensor y el eje de la máquina.

**Figura 24. Sensor de desplazamiento de no contacto montado en la carcasa de un cojinete**

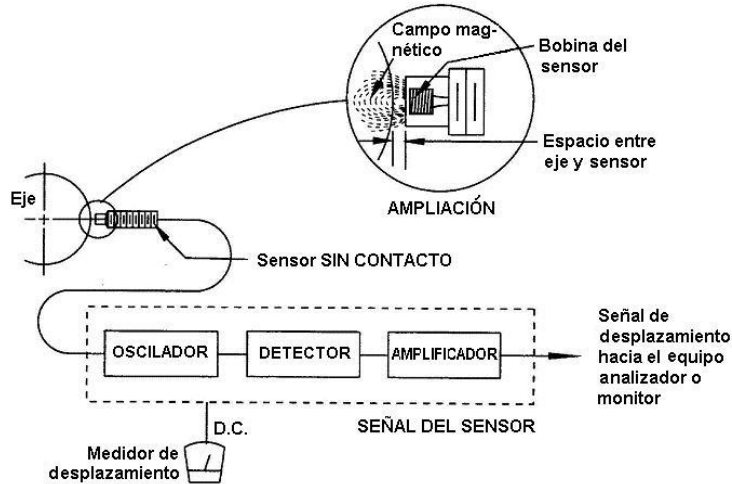


**Principio de operación:** en la figura 25 se ve un diagrama esquemático de un sensor de proximidad sin contacto con método a corrientes Eddy. Este sensor no genera un voltaje o carga eléctrica como respuesta a la vibración, que es lo que ocurre en los sensores de velocidad y aceleración, en su lugar, un sensor de desplazamiento sin contacto necesita de un circuito electrónico (externo o interno) para generar una señal de corriente alterna de alta frecuencia y detectar las oscilaciones en la señal de corriente alterna causada por la vibración del eje.

La corriente alterna de alta frecuencia es alimentada a una pequeña bobina que se encuentra en la punta del sensor, cercana al eje, generando esta bobina un campo magnético.



**Figura 25. Sensor de desplazamiento con método a corrientes Eddy**



La energía de este campo magnético será absorbida parcialmente por el eje de la máquina, y la cantidad absorbida dependerá de la cercanía al eje, resultando en una disminución de la fuerza del campo magnético medido en el oscilador, el cual además transforma la corriente alterna en una señal de corriente directa que, por consiguiente, será proporcional al espacio que existe entre el sensor y el eje de la máquina.

Los sensores de desplazamiento sin contacto para medir las vibraciones relativas de ejes en una máquina en operación, deben llenar algunos requerimientos especiales, tales como: medir el valor de vibración sin contacto; no ser influidos por aceite u otro medio entre el sensor y la superficie medida; rango de medida lineal amplio, con elevada resolución; instalación, ajuste y calibración simples.

Además del sensor con método a corrientes Eddy, existen otros tipos disponibles (capacitivos, inductivos y a corrientes de Foucault).

**Aplicaciones:** en el campo de las vibraciones, su principal aplicación es la medida de las vibraciones relativas de ejes, ya que también son empleados para medir la posición axial y radial del eje y medir el diferencial de expansión entre la carcasa y el rotor.

Las vibraciones relativas de ejes son los movimientos rápidos del eje del rotor en relación a las carcasas del cojinete. Normalmente esas vibraciones se miden en máquinas cuyos rotores empleen cojinetes de deslizamiento.

### 1.6.3 Criterios para selección del sensor de vibración

Básicamente, las consideraciones que hay que tener en cuenta al momento de seleccionar el sensor más adecuado para las tareas del analista de vibraciones son:

- **Rango de frecuencia:** establece el intervalo donde el sensor posee capacidad de lectura (frecuencia más baja y frecuencia más alta), de tal forma que cada tipo de sensor tiene su propio rango de frecuencias. La frecuencia baja del rango es controlado por la sensibilidad del sensor y la frecuencia alta por la frecuencia natural del mismo.
- **Rango de sensibilidad:** la capacidad del sensor de determinar la amplitud de la vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración) a partir de la señal de voltaje.
- **Rango de temperatura:** es la temperatura máxima y mínima a la cual el sensor puede trabajar sin afectar su capacidad de respuesta. Hay que poner atención a este criterio, sobre todo cuando el sensor será colocado permanentemente.

- **Peso:** el peso del sensor es importante por las siguientes dos razones. Primero, debe ser ligero para ser transportado con facilidad, sobre todo cuando debe realizarse una rutina de lecturas. Segundo, el peso del sensor debe ser una pequeña fracción del peso de la carcasa del cojinete o de la máquina donde se colocará para medir, pues si es muy pesado el sensor puede influir en la lectura de la vibración.
  
- **Dirección de la medida:** la mayoría de los sensores toman lectura de la vibración únicamente en la dirección del montaje (unidireccionales), por lo tanto hay que tratar de montar el sensor lo más perpendicular a la superficie de montaje. Hay que agregar que existen además sensores que son diseñados específicamente para lecturas en posición vertical u horizontal.
  
- **Tamaño:** es un aspecto no tan importante pero relevante en aquellas máquinas donde no existe un espacio amplio para el montaje del sensor al tomar lecturas.
  
- **Interferencia magnética:** aspecto importante sobre todo para los sensores de velocidad y desplazamiento, ya que su operación requiere de campos magnéticos y si existe un campo magnético ajeno y cercano al sensor, podría causar que envíe señales de lectura erróneas.
  
- **Montaje:** existen varias maneras de montar el sensor sobre la máquina al tomar lecturas de vibración, y cada una tiene un significativo efecto en la habilidad del sensor de medir la vibración, así como de obtener repetibilidad en lecturas posteriores. Los tipos de montaje se tratarán en el inciso 1.6.4.

Es importante recordar que los anteriores criterios son para definir el tipo de sensor a usar (acelerómetro, velocímetro, etc.) al tomar lectura de vibración.

### **1.6.3.1 Usar desplazamiento, velocidad o aceleración**

Al analizar la vibración de una máquina, es esencial tomar además de la amplitud de la vibración, información de la máquina tal como tipo y número de rodamiento que usa, velocidad de giro, número de dientes en los engranajes, cantidad de aspas en un ventilador o álabes en un impulsor, etc., ya que esa información ayudará a realizar un análisis más profundo de las condiciones de la máquina respecto a su nivel de vibración.

La amplitud de la vibración es proporcional a la severidad de los problemas potenciales en la máquina y es uno de los primeros indicadores de su condición. Para indicar la magnitud de la amplitud de la vibración, pueden emplearse unidades de desplazamiento, velocidad o aceleración. Sin embargo, generalmente se toma la amplitud en unidades de velocidad.

En la amplitud las unidades de desplazamiento normalmente se emplean en máquinas con rangos de frecuencias de giro muy bajos (menores a 600 cpm o 10 Hz y cercanas o casi 0 cpm) o en aquellos casos donde es importante medir la cantidad de desplazamiento de un eje o la expansión de una carcasa.

Las unidades de aceleración típicamente se recomiendan para la magnitud de la amplitud de la vibración en aquellas máquinas de alta velocidad de giro, por ejemplo, máquinas que pueden generar frecuencias de vibración de 300,000 cpm (5000 Hz), tales como cajas de engranajes (reductores de velocidad), frecuencia de paso de las barras de un rotor eléctrico, etc.

No olvidar que en algunos casos estas frecuencias pueden generar armónicos o múltiplos de esas vibraciones.

Por otro lado, las unidades de velocidad son casi de uso general a partir de frecuencias de 600 cpm hasta 120,000 cpm (10 Hz a 2000 Hz), y son generalmente la unidad escogida cuando la vibración generada en la máquina se encuentra entre los rangos de frecuencias de 300 a 300,000 cpm (5 a 5000 Hz). La experiencia ha determinado que la mayoría de las máquinas generan frecuencias de vibración entre los 600 hasta aproximadamente 100,000 cpm, de allí una de las principales razones del porqué se emplean en la mayoría de los casos las unidades de velocidad.

#### 1.6.4 Montaje del sensor

Básicamente, hay 4 formas de realizar el montaje de los sensores de vibración. Éstas se listan en la tabla I y se pueden observar en la figura 26.

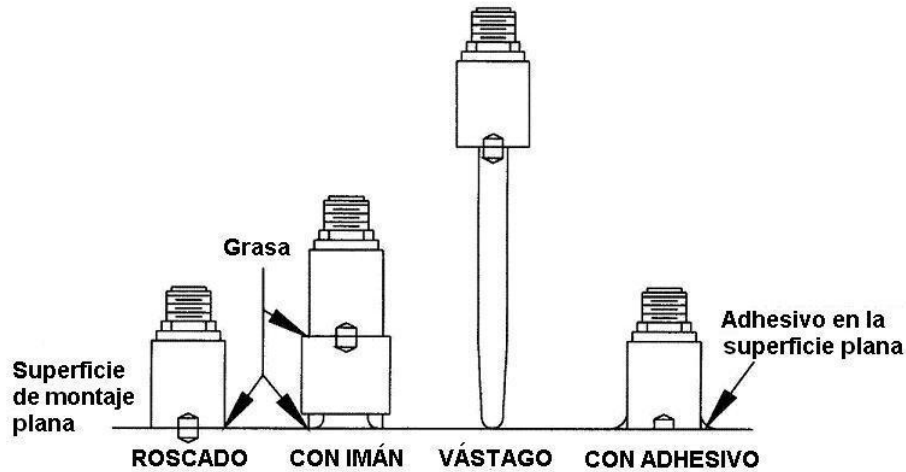
**Tabla I. Relación del tipo de montaje y frecuencia aceptables y naturales**

TIPO DE MONTAJE	FRECUENCIA MÁXIMA ACEPTABLE	FRECUENCIA NATURAL DEL MONTAJE
Roscado	975,000 cpm	1,900,000 cpm
Con adhesivos	540,000 cpm	No observado
Roscado en un magneto o imán	450,000 cpm	724,500 cpm
Vástago sujetado con la mano	48,000 cpm	88,500 cpm

Los datos indicados en la tabla I no se deben tomar como un estándar, ya que hay varios factores que pueden interferir y variar las frecuencias indicadas.

- **Roscado:** catalogado como el mejor tipo de montaje de sensores, consiste en fijar el sensor a un espárrago roscado en la máquina.

**Figura 26. Tipos de montaje para sensores de vibración**



El roscado provee muy buena repetibilidad de datos por períodos de tiempo largos y normalmente se emplea en aplicaciones donde los sensores se montan permanentemente. Este es el montaje de uso normal en los sensores de desplazamiento, y para los sensores de velocidad o aceleración que se emplean para monitoreo permanente de niveles de vibración.

- **Montaje con adhesivos:** tiene también una respuesta a la frecuencia muy buena pero inferior al roscado, y su rango depende de usar el tipo adecuado de adhesivo, sin embargo, este montaje puede ir perdiendo su respuesta a la transmisión de la vibración con el paso del tiempo. El montaje con adhesivos provee también buena repetibilidad de datos.
- **Montaje con magneto o imán:** el montar el sensor con un imán o magneto es la manera más común de montaje de los sensores. El sensor se rosca a un imán y el imán por su fuerza magnética que posee se fija a la superficie de la máquina. La respuesta que ofrece este montaje es generalmente adecuada para las necesidades de los programas de análisis de vibraciones.

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

- **Vástago sujetado con la mano:** es el método menos recomendable de los 4 mencionados, en donde el sensor se rosca al vástago y este es sujetado por el analista con la mano durante la toma del nivel de vibración. El rango de frecuencia es apenas superior a los 50,000 cpm, no importando la longitud, diámetro o material del vástago.

El montaje con vástago no provee una buena repetibilidad de datos, debido a que la frecuencia de respuesta de este tipo de montaje depende de la persona que sujete el vástago, e inclusive hay variaciones al hacerlo la misma persona. Se aconseja su uso únicamente para aquellas situaciones en las que ninguno de los tres tipos de montaje discutidos anteriormente puede realizarse.

## 2. DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS EN MÁQUINAS

Cuando se tiene la oportunidad de estar de pie frente a una máquina en operación, y el funcionamiento es óptimo, definitivamente es posible permanecer cerca de la máquina, altamente confiado en que probablemente nunca ocurrirá una falla que pudiera exponerlo a uno a lesiones.

Sin embargo, si de pronto en esa máquina se empieza a generar más calor del usual en sus rodamientos, generara más ruido al extremo de ser sumamente molesto, muestra incremento en la vibración, etc., seguramente nadie sentirá la confianza suficiente. ¿Pero, a que se debe el temor? Claro, la repuesta es sencilla, pues las máquinas con problemas pueden fallar en cualquier momento, provocar errores en operación, se volverán ineficientes e improductivas, y seguramente vibrarán.

Si medimos periódicamente la vibración, buscamos patrones y observamos los cambios, podremos detectar un problema con margen de tiempo suficiente para actuar. Al proceso anterior se le llama diagnosticar problemas.

Para diagnosticar problemas en máquinas mediante análisis de vibraciones, debemos medir con cierta frecuencia su nivel de vibración, pues nuestras medidas y la tendencia de los cambios nos avisarán de la severidad del problema y pueden servirnos de información para planificar el mantenimiento.



Los análisis de la vibración también nos dan información que nos ayuda a saber la raíz del problema de tal forma que sea posible corregirlo (desbalance, desalineamiento, etc.), y así no enfocar el mantenimiento tan sólo al reemplazo de los componentes dañados o con síntomas de desgaste o fatiga. Quizás hasta sea posible descubrir que realizando pequeños cambios en la instalación, operación, mantenimiento o incluso en el diseño, la máquina pueda requerir menos mantenimiento y ser más fiable en un futuro.

## **2.1 Razones para diagnosticar problemas y métodos de diagnóstico**

En la tendencia actual del desarrollo de una economía globalizada y tratados de libre comercio, los mercados obligan constantemente a que las compañías deban competir internacionalmente. La competitividad internacional de una compañía está determinada básicamente por los siguientes factores: calidad del producto, productividad y estructura de costos.

En realidad, estos tres factores no son los únicos, así como tampoco deben aparecer necesariamente en la definición de la competitividad de una compañía, pero probablemente estén identificados como los más comunes.

Estos tres factores dan el punto de partida para definir cómo mantener una ventaja competitiva, y para ello es usual imponer exigencias crecientes en las técnicas productivas y organizativas. Por una parte, los volúmenes de producción deben ser incrementados, pero al mismo tiempo deberán cumplirse obligaciones crecientes respecto a la calidad, seguridad operativa y protección ambiental.

El servicio y mantenimiento de las máquinas tienen un rol protagónico para alcanzar esas metas y el diagnóstico de máquinas, entendido como una herramienta de mantenimiento, proporciona información necesaria para:

- Evaluar el estado (condición actual) de la máquina
- Reconocer los síntomas de un daño en progreso
- Identificar la causa y los componentes dañados
- Pronosticar la vida útil en servicio remanente

Empleando en forma consistente los métodos modernos de diagnóstico de máquinas, se pueden evitar daños severos y elevados costos de reparación. Además, y aún más decisiva, es la incidencia de máquinas fuera de servicio, lo que puede ser reducido, en consecuencia se minimizará la improducción.

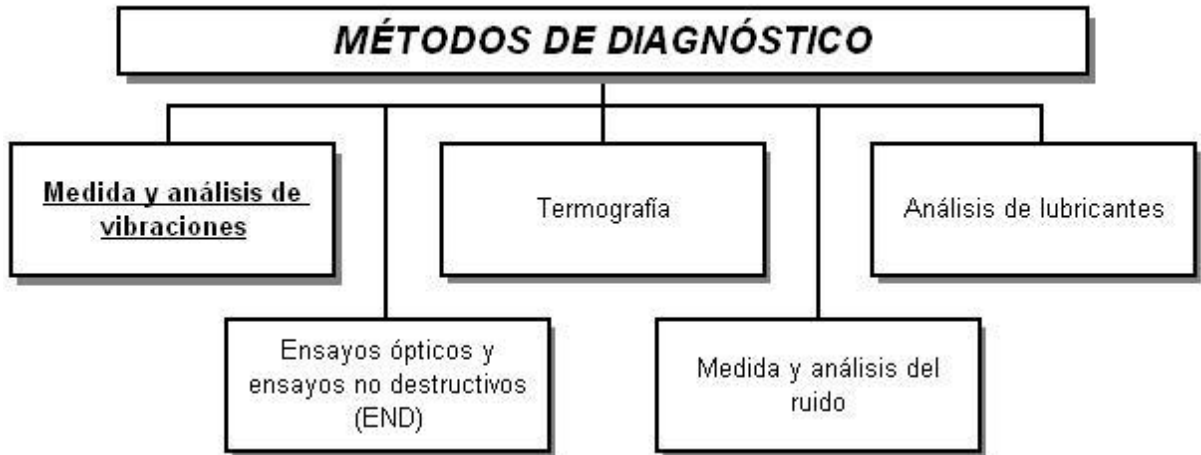
Lo descrito en los anteriores párrafos en conjunto con lo descrito al inicio de este capítulo, más que una simple discusión, se constituye en las razones para inclinarse por realizar diagnóstico de fallas en máquinas.

### **2.1.1 Vista general de los métodos de diagnóstico**

Actualmente existen varios métodos que están disponibles para poder realizar diagnósticos de problemas en máquinas, tal como se intenta mostrar en el la figura 27, donde aparece el método, medida y análisis de vibraciones.

El método de medida y análisis de vibraciones adquiere en este trabajo de graduación un significado especial, porque, como veremos más adelante, provee una gran cantidad de información cualitativa sobre la condición de operación de la máquina, además, es el tema central en estudio.

**Figura 27. Métodos de diagnóstico generalmente usados**



Es probable que haya más métodos de diagnóstico, sin embargo estos cinco están identificados como los más empleados. Cada uno de estos métodos tienen sus propias formas de uso, pero la finalidad es la misma: buscar la causa raíz de los problemas en las máquinas. Un buen mantenimiento predictivo/proactivo, se ve sumamente beneficiado con el uso de dos o más técnicas simultáneamente, debido a que los métodos son diferentes y los efectos de los vacíos o desventajas que alguno pueda tener se ven minimizados por el uso de un segundo método.

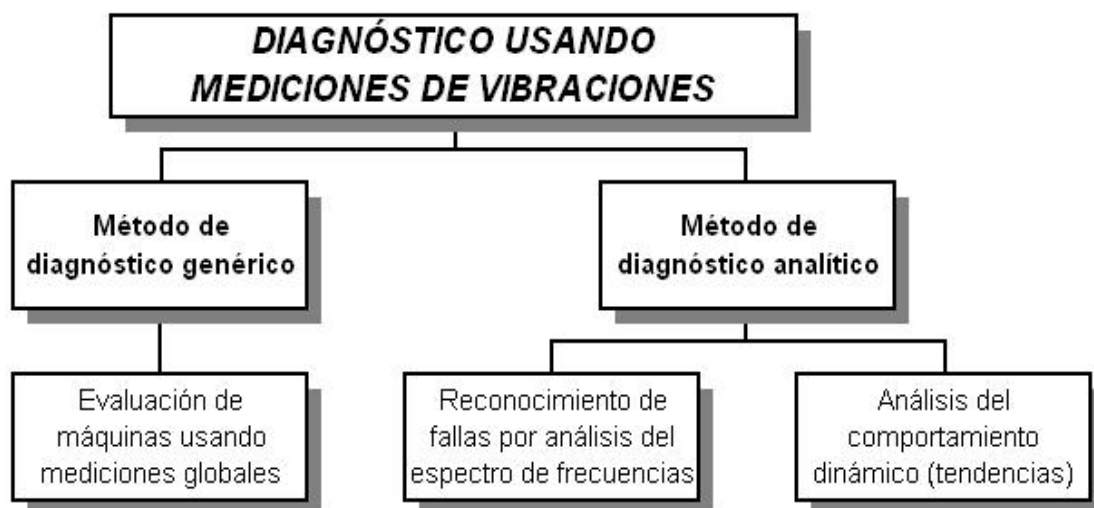
### **2.1.2 Diagnóstico usando mediciones de vibraciones**

Los diagnósticos basados en la medida de vibraciones pueden ser divididos entre métodos genéricos y analíticos.

Los métodos genéricos se emplean para evaluar rápidamente la condición general de las máquinas con una cantidad limitada de mediciones globales. Podría compararse a la práctica médica de tomar la temperatura, presión y pulso, y otros síntomas perceptibles en la superficie del organismo.

Mediante los métodos analíticos se evalúa la condición de componentes individuales de una máquina para identificar daños en proceso en forma incipiente, así como determinar sus causas y adoptar medidas correctivas. Podrían trasladarse en el sentido médico a las tomografías, ensayos radiográficos, ultrasonido, etc.

**Figura 28. Métodos basados en análisis de vibraciones**



## **2.2 Evaluación del estado de la máquina usando valores globales de vibración**

Cuando evaluamos el estado general de las máquinas, normalmente se empieza por tomar medidas de la vibración global presente en la máquina, siendo tales un parámetro que puede determinar la severidad de la vibración mediante la evaluación de los valores globales de la vibración tomados. Los resultados de esta evaluación preliminar determinarán si:

1. La máquina puede continuar en operación sin tomar acción alguna

2. Debería tomarse alguna acción de mantenimiento, y en que momento en el tiempo
3. Deberá ejecutarse un estudio analítico para definir las causas de un daño en progreso, o
4. La máquina debe ser sacada de operación de inmediato para evitar un daño inminente.

Medir la vibración es la parte más importante en los programas de análisis de vibraciones, dado que sin buenos datos no se pueden esperar buenos resultados. La incógnita ahora es ¿cómo determinar si el nivel de vibración global encontrado en la máquina está indicando vibración excesiva? En el siguiente inciso se dará respuesta a esta pregunta.

### **2.2.1 ¿Cuánto es excesiva vibración?**

Uno de los aspectos más importantes cuando se está evaluando la condición de la máquina y detectando si existen problemas, radica en saber si el nivel de vibración encontrado es o no aceptable.

De hecho, durante muchos años y aún hoy en día, se han realizado investigaciones que intentan obtener un número único que pueda ser usado de manera definitiva para decidir el estado de operación de las máquinas. Lamentablemente no existe tal número o ecuación que nos indique cuál es el nivel de vibración exacto y permitido para todas las máquinas.

Afortunadamente, lo que sí existe hoy en día son diversos métodos con el propósito de evaluar el nivel de vibración de las máquinas, ofrecidos algunos por los proveedores, otros que son tecnologías patentadas comercialmente, y otros normativa industrial que ha sido usada durante muchos años.

Fundamentalmente puede escogerse uno de los siguientes tres métodos de evaluación:

- Evaluación por comparación de los valores medidos con valores límite recomendados por una guía o norma.
- Evaluación por comparación de los valores obtenidos con valores límite recomendados por el fabricante.
- Evaluación de la variación de los valores medidos a lo largo del tiempo (tendencia).

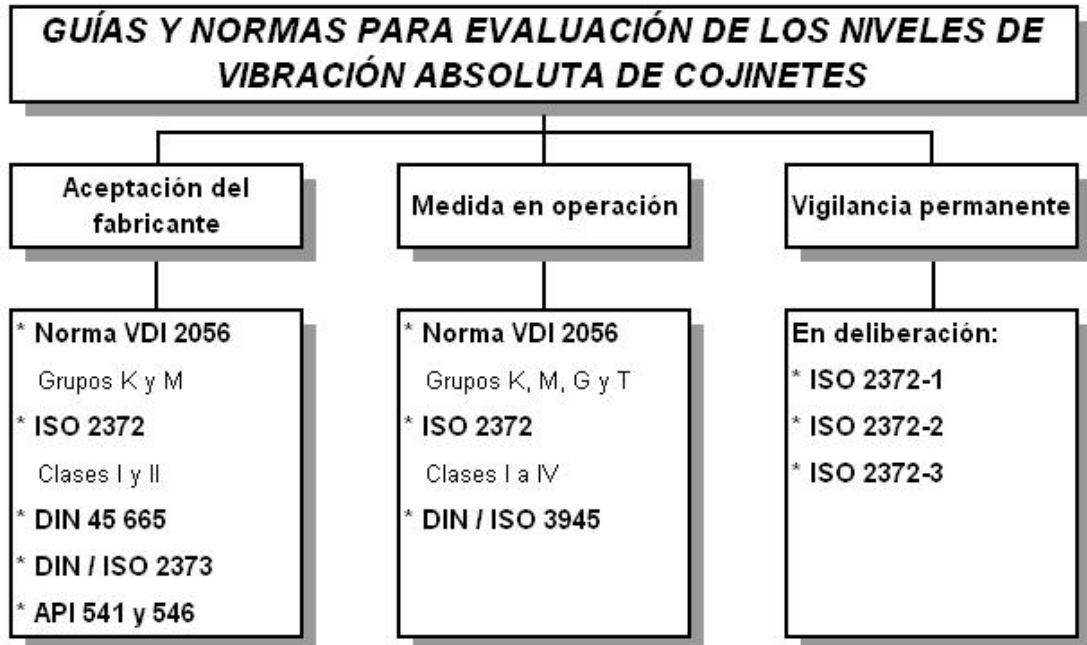
#### **2.2.1.1 Evaluación usando valores límites de guías y normas**

En la medida que el comportamiento de la máquina es desconocido, y que no existen datos o experiencia previos con dicha máquina, la evaluación del estado de la máquina puede hacerse comparando los valores obtenidos con los límites recomendados por alguna guía o norma técnica aplicable.

Este método es rápido y simple de llevar a cabo. Basta con tomar la vibración global de la máquina en unidades de velocidad o aceleración mediante el uso de un sensor de velocidad o aceleración, y trasladar el valor más alto obtenido a cualquiera de las tablas y/o diagramas de la norma o guía que se este empleando como referencia, y establecer la condición de operación de la máquina.

En la práctica, la mayoría de las máquinas tienen predominantemente masas rotativas. Para estos tipos, las principales guías y normas relevantes para la evaluación de la vibración absoluta de cojinetes se muestran en el siguiente diagrama, bajo encabezados separados para ensayos de aceptación, medida en operación y vigilancia permanente (monitoreo).

**Figura 29. Guías y normas que definen valores límites para evaluar el estado de máquinas, basado en la medida de vibración absoluta de cojinetes**



Las condiciones de operación de las máquinas en estudio, se determinan a través del uso de la norma ISO 2372, la cual podemos observar en la tabla XXVI, anexo A.

### **2.2.1.2 Evaluación usando valores recomendados por el fabricante**

Cada fabricante de máquinas define los valores máximos para vibraciones, desplazamientos, temperaturas, variables de proceso, y medida del estado de rodamientos para sus máquinas. Esos valores límite pueden ser interpretados como la carga permitida en función de su diseño y construcción, y están basados en cálculo o en ensayos de larga duración conducidos por el fabricante.

Estos valores límite recomendados por el fabricante son los preferidos para la evaluación de máquinas, y basta con realizar una comparación de los niveles de vibración obtenidos con los valores de referencia del fabricante para establecer en qué condición de operación se encuentra la máquina.

### **2.2.1.3 Evaluación de máquinas usando la tendencia**

Para evitar el daño a una máquina, los niveles de vibración medidos que describen el estado de la máquina no deben exceder valores límites preestablecidos.

Por otra parte, aún cambios en los niveles de vibración medidos (debajo de esos límites) pueden indicar algún daño en progreso o irregularidades en la máquina.

Este tipo de control ha nacido a raíz de las necesidades de mantener un control en las condiciones de operación ante la ausencia de valores establecidos por el fabricante y/o las normas.

## **2.3 El uso de la fase en el diagnóstico de problemas**

Normalmente usamos la fase como complemento de los análisis de vibraciones para diagnosticar fallos tales como desbalance, desalineamiento, ejes doblados o torcidos y muchos más. Es posible, además, detectar resonancias y problemas de flexibilidad en la base. Cabe resaltar que para balancear se usan lecturas de fase que ubiquen el punto exacto donde será necesario agregar o remover peso del cuerpo o parte de la máquina que se esté balanceando.

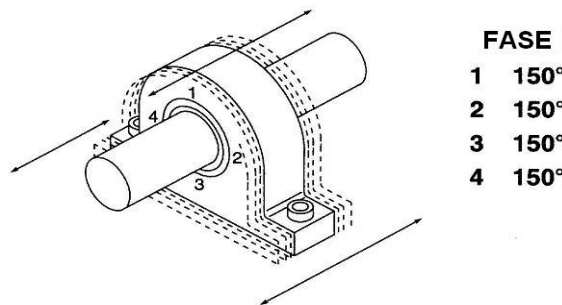


Además, en el monitoreo no permanente de máquinas, que es nuestro caso, normalmente estaremos interesados en saber si algo está en fase o con un desfase de  $180^\circ$ , con el fin de diagnosticar desbalance, desalineamiento, eje doblado u holguras.

Ahora bien, para la tarea de tomar medidas de fase, necesitaremos montar nuestro sensor de referencia y sensor de vibración, tal como se indicara en el capítulo anterior, inciso 1.5.2. Cabe recordar que el equipo nos dará la medida del ángulo de la fase cuando el sensor de vibración detecte la máxima amplitud de la vibración. Por lo tanto, una vez haya sido colocado el sensor de referencia, el sensor de vibración debe montarse y ser colocado en diferentes puntos.

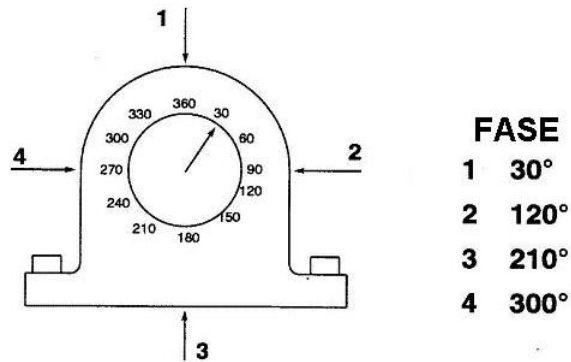
Estos puntos pueden localizarse en cualquier punto de las carcasas de los cojinetes o máquinas, pero debe mantenerse cierta relación entre los puntos. Para ello puede emplearse cierta convención de puntos donde deba colocarse el sensor de vibración, tal como lo muestran las figuras 30 y 31.

**Figura 30. Localización de puntos para toma de lecturas de fase axial en un rodamiento**



La figura 30 muestra los puntos en donde debe colocarse el sensor de vibración, cuando se debe tomar fase a la vibración en dirección axial al eje.

**Figura 31. Localización de puntos para toma de lecturas de fase radial**



La figura 31 indica los puntos recomendados en donde debe montarse el sensor de vibración para tomar lecturas de fase de vibración radial (horizontal y vertical).

Esta forma de tomar las lecturas de fase será de mucha importancia en la discusión del siguiente inciso.

## **2.4 Identificación de problemas usando análisis de frecuencias de vibración**

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

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

Como regla, las máquinas son unidades complejas que consisten de componentes rotativos, reciprocantes y estacionarios. Cuando están en operación, las partes en movimiento crean fuerzas dinámicas, y como resultado vibraciones mecánicas. A mayor cantidad de componentes rotativos y reciprocantes en una máquina, mayor será la complejidad de la mezcla de vibraciones resultante en la onda de vibración.

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

Luego de la toma de vibración global y haber decidido sobre el estado o condición de la máquina, se realizará el análisis de frecuencias (si así lo requiere la condición de la máquina). De esa forma es posible un examen discreto, permitiendo asociar las frecuencias componentes con los elementos de la máquina y los mecanismos de excitación que las originan (fuentes de los problemas).

#### **2.4.1 Uso del espectro de frecuencias de vibración**

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

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

Lo que ocurre es que cuando una máquina presenta síntomas de falla, ésta vibrará de una manera característica y si el nivel de vibración sobrepasa los niveles de alarma establecidos por el fabricante o mediante el uso de alguna norma o guía, el analista debe obtener información acerca de la onda de vibración, ya que en ella está contenida información valiosa acerca de los problemas que tiene.

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

Por lo tanto, el espectro de frecuencias encuentra una utilidad bastante alta cuando el analista necesita diagnosticar problemas en las máquinas, como parte del programa de mantenimiento predictivo.

Para diagnosticar problemas mediante el espectro de frecuencias, al momento de estar analizando el espectro, el analista debe formularse las siguientes preguntas:

- ¿Cuáles son las frecuencias dominantes presentes en el espectro? y ¿cómo relacionarlas con la velocidad de operación?
- ¿Cuál es la amplitud de cada pico?
- ¿Existe alguna relación entre los picos presentes en el espectro?
- Finalmente, si hay un pico con amplitud significativa, ¿podemos determinar su fuente de origen?

Existe una amplia cantidad de problemas que pueden ser detectados mediante el análisis de frecuencias, tales como desbalance, desalineamiento, excentricidades, etc., y se estarán estudiando en el presente capítulo en los incisos 2.4.2 a 2.4.9. Es necesario indicar que los problemas que se estudiarán son de índole mecánica, ya que el espectro de frecuencias permite también detectar algunos problemas de índole eléctrica, los cuales quedan fuera de los alcances del presente trabajo.

Es importante, además, indicar que en el proceso de análisis, la amplitud de la vibración global indica qué tanto está vibrando algo, la frecuencia de las vibraciones dominantes en el espectro de frecuencias se relaciona con la cantidad de ciclos que ocurren de determinada vibración por unidad de tiempo y se relaciona además con la fuente o problema que las produce, y la fase es un complemento que indica cómo está vibrando la máquina.

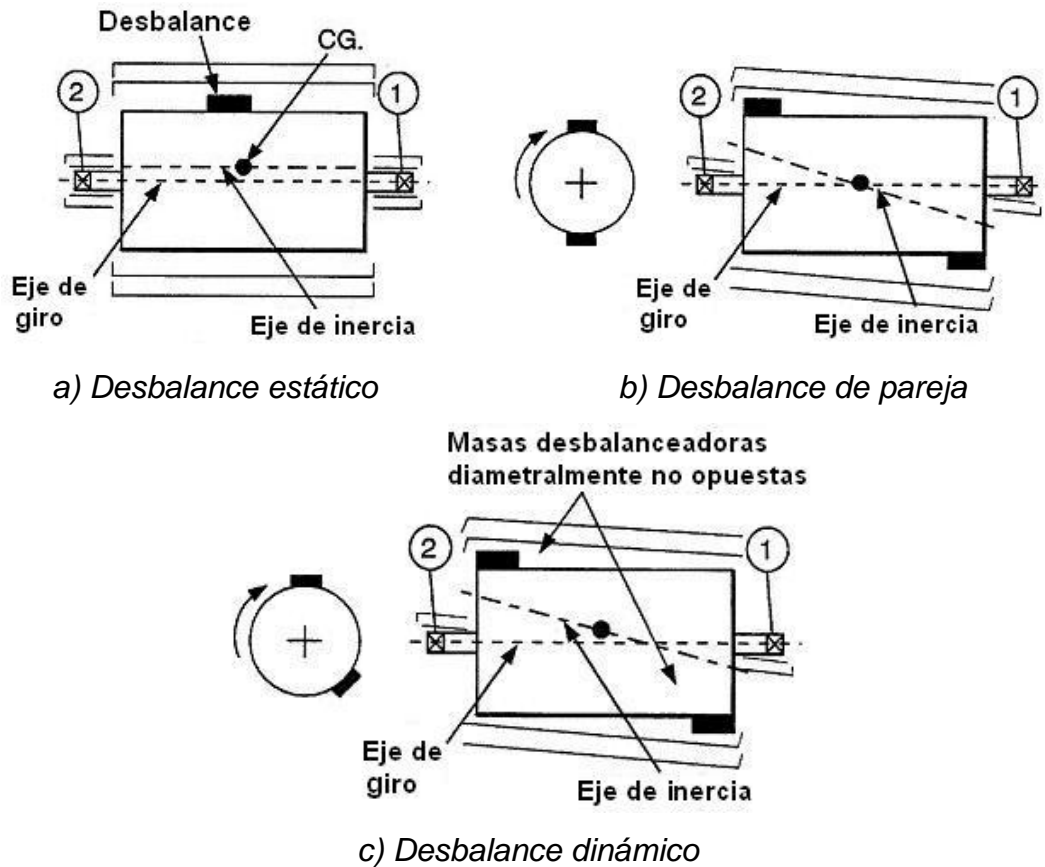
Otro punto destacable que se origina a partir de una de las preguntas que debe formularse el analista, es cómo relacionar las frecuencias de las vibraciones con la velocidad de giro. Por ello, más allá de visualizar el espectro de frecuencias con el eje x en unidades de Hz o CPM, ocasionalmente cambiaremos por múltiplos de la velocidad de giro. Para ello simplemente tomamos la frecuencia real de la vibración y la dividimos por la velocidad de la máquina.

Por ejemplo, si la velocidad de una máquina es 1800 RPM y en el espectro encontramos vibración con frecuencia 1800 CPM, a esta vibración la denominaremos 1X, es decir la frecuencia de la vibración es igual a 1 vez la velocidad de giro, en tanto que si tenemos vibración con frecuencia 5400 CPM, la denominaremos vibración 3X, es decir la frecuencia de la vibración es 3 veces la velocidad de giro.

## 2.4.2 Diagnóstico de desbalance

El desbalance ocurre cuando el eje de inercia de la masa en rotación no coincide con el eje de giro de la masa en rotación, tal como se muestra en la figura 32. El desbalance causa vibración con una frecuencia exactamente igual a la velocidad de operación del cuerpo desbalanceado.

**Figura 32. Tipos de desbalance**



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

Este grado de desbalance residual o desbalance permitido en los rotores, puede obtenerse con ayuda de la tabla XXVII del anexo A.

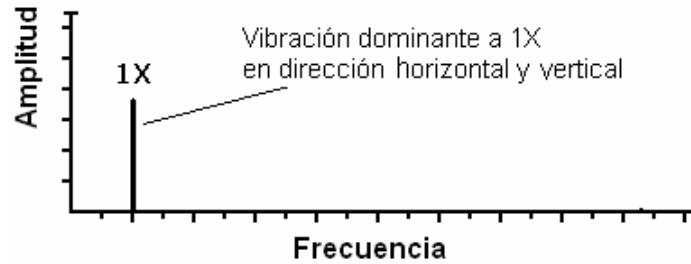
#### **2.4.2.1 Características**

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

1. El desbalance siempre causará alta vibración con frecuencia igual a la velocidad de operación de la parte desbalanceada, es decir, vibración 1X (sin embargo, no toda la vibración 1X puede ser causada por desbalance).
2. La amplitud de la vibración a 1X normalmente será la dominante en el espectro y su amplitud será mayor o igual al 80% de la amplitud de la vibración global cuando el problema es puramente desbalance. Si la amplitud se encuentra entre el 50% y 80%, el desbalance no es el único problema presente.
3. La amplitud de la vibración es proporcional a la distancia entre la línea de gravedad y el eje de giro.
4. El desbalance genera una fuerza centrífuga uniforme que cambia constantemente de dirección.
5. Cuando el desbalance es el problema dominante, normalmente existirá una diferencia de fase de  $90^\circ$  entre las lecturas vertical y horizontal del mismo rodamiento ( $\pm 30^\circ$ ).
6. Cuando el desbalance es dominante, la vibración radial (horizontal y vertical, ver figura 12, capítulo 1) normalmente será mucho más grandes que la vibración en dirección axial, excepto en rotores en voladizo o cuando existan problemas de desalineamiento.
7. Los rotores desbalanceados normalmente dan lecturas de fase estable y repetitiva en dirección radial.

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

**Figura 33. Espectro típico de problemas de vibración por desbalance**



#### **2.4.2.2 Tipos de desbalance**

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

##### **2.4.2.2.1 Estático**

Llamado también desbalance tipo fuerza. En el desbalance estático, hay una condición básica, el eje de inercia está desplazado paralelamente del eje de giro, tal como se puede ver en la figura 32 inciso a. Existe una única fuerza generada por un peso imaginario que obliga al centro de gravedad, desplazarse de centro de giro.

Al momento del análisis, los puntos importantes para identificar que se trata de un problema de desbalance tipo fuerza son:



1. En el espectro de frecuencias tomados en dirección radial sobre los rodamientos, encontraremos un pico dominante a 1X.
2. Debe existir lecturas de fase estables.
3. En las lecturas de fase horizontal de los dos rodamientos o apoyos, debe haber una diferencia aproximada de  $0^\circ \pm 30^\circ$ , misma que debe existir entre las lecturas verticales de los dos apoyos.
4. Las lecturas de fase vertical y horizontal del mismo rodamiento o apoyo deben ser  $90^\circ \pm 30^\circ$ .

Este tipo de desbalance puede ser fácilmente corregido mediante la ubicación de un peso de balanceo en un plano que pase por el centro de gravedad del rotor.

#### **2.4.2.2.2 De pareja**

El desbalance de pareja o *couple*, se caracteriza por que el eje de inercia interseca al eje de giro exactamente en el centro geométrico del rotor, como se puede observar en la figura 32 inciso b. Aquí, el *couple* es generado por dos masas de igual peso, cada una en un extremo del rotor pero su posición relativa es a  $180^\circ$  una de la otra. Estas masas provocarán un efecto giroscópico. Este desbalance genera inestabilidad en el rotor ocasionando un movimiento de ida y vuelta como si se tratara de una sierra.

Al realizar el análisis, es importante observar los siguientes puntos para su diagnóstico.

1. Siempre existirá un pico dominante de vibración a 1X en los espectros de frecuencias tomados en dirección radial sobre el rodamiento.

2. Encontraremos un movimiento fuera de fase de  $180^\circ$  entre los dos apoyos. Esto implica la existencia de  $180^\circ \pm 30^\circ$  de diferencia de fase entre las lecturas verticales de los dos apoyos y  $180^\circ \pm 30^\circ$  entre las horizontales (contrario al desbalance tipo fuerza).
3. Existirá una diferencia de fase de  $90^\circ \pm 30^\circ$  entre la lectura vertical y horizontal del mismo apoyo.
4. Puede llegar a causar vibración axial, además de la radial, pero no mayor a esta última.

Su corrección requiere la ubicación de pesos de balanceo en al menos dos planos para contrarrestar el efecto giroscópico o cruzado que se genera.

#### **2.4.2.2.3 Dinámico**

El desbalance dinámico es el tipo más común encontrado en los rotores con problemas de desbalance, en donde el eje de inercia del rotor jamás será paralelo al eje de giro, y pueden o no intersectarse (ver figura 32 inciso c). En esencia, el desbalance dinámico es una combinación del desbalance estático y de pareja.

Para corregir este tipo de desbalance se requiere la ubicación de pesos de balanceo en dos planos que sean perpendiculares al eje de giro. Las características que permiten identificarlo en el diagnóstico son:

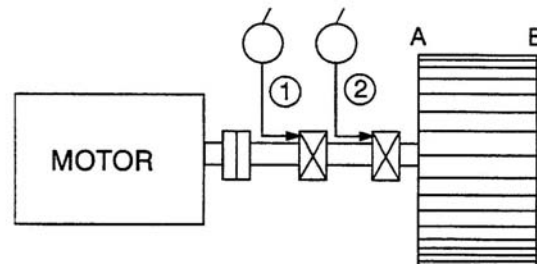
1. Siempre se generará un pico dominante a  $1X$  en los espectros de frecuencias tomados en dirección radial, pero la amplitud será diferente entre los dos apoyos.
2. Al igual que los dos casos anteriores, la fase será estable.

3. La diferencia entre las lecturas de fase horizontal de los dos apoyos será entre  $0^\circ$  y  $180^\circ$ . La diferencia de fase vertical entre apoyos debe ser similar a la horizontal (por ejemplo, si existiera  $125^\circ$  de diferencia en la fase horizontal, el valor de la fase vertical debe ser aproximadamente  $125^\circ \pm 30^\circ$ ).
4. Adicionalmente habrá una diferencia de fase aproximada de  $90^\circ \pm 40^\circ$  entre las lecturas horizontal y vertical del mismo apoyo.

#### 2.4.2.2.4 En rotores en voladizo

En la figura 34 podemos ver un rotor en voladizo. En este caso, el rotor está ubicado a un lado de los apoyos que posee (los casos anteriores se aplican a rotores apoyados en sus extremos). Los rotores en voladizo que se encuentren desbalanceados a menudo pueden presentarse como serios problemas para el analista al intentar corregir el desbalance.

**Figura 34. Ventilador en voladizo con vibración axial en fase**



Las características importantes para su detección en el diagnóstico son:

1. Esta clase de rotores genera alta vibración dominante a 1X tanto radial como axial.
2. Las lecturas de fase axial tienden a estar en fase, en tanto que las lecturas radiales pueden llegar a ser inestables.

3. La diferencia entre las lecturas horizontales debe ser similar a la diferencia entre las lecturas verticales de ambos apoyos.

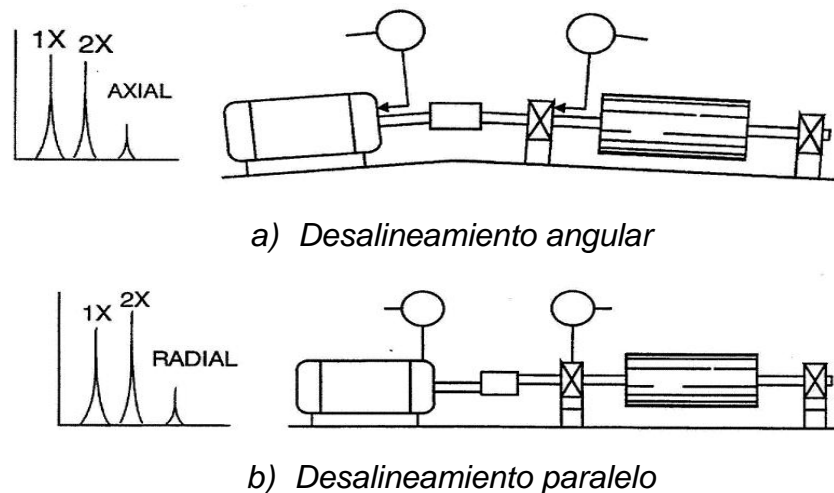
Los rotores en voladizo a menudo generan un alto grado de desbalance de pareja en combinación con desbalance estático, requiriendo cada caso una adecuada corrección. La presencia de vibración axial en este tipo de rotores obedece a la amplificación del efecto giroscópico cuando los apoyos se encuentran físicamente muy alejados del rotor.

### 2.4.3 Diagnóstico de desalineamiento

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

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

**Figura 35. Tipos de desalineamiento en ejes acoplados**



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

#### **2.4.3.1 Características**

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

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

#### **2.4.3.2 Desalineamiento en ejes acoplados**

Se han identificado dos tipos de desalineamiento puro para ejes acoplados, los cuales son: desalineamiento angular y desalineamiento paralelo.

#### **2.4.3.2.1 Desalineamiento angular**

La desalineación angular produce un momento de flexión en cada eje, generando esto una fuerte vibración a frecuencias 1X y 2X, en dirección axial en los apoyos que se encuentran a ambos lados del acople. Esta vibración axial en los apoyos estará desfasada 180°. Esta situación se ilustra mejor en la figura 35, inciso a, donde se muestra una gráfica de la posición de las máquinas ante un problema de desalineamiento angular, acompañado del espectro de frecuencias típico que se produce.

Habrán también claros y fuertes niveles de vibración radial (horizontal y vertical) a 1X y 2X en los apoyos a ambos lados del acople, pero estas vibraciones estarán en fase.

#### **2.4.3.2.2 Desalineamiento paralelo**

El desalineamiento paralelo produce fuerzas cortantes y momentos de flexión en el extremo del acoplamiento de cada eje. Esto provocará altos niveles de vibración en dirección radial en los apoyos a ambos lados del acople. Comúnmente, la amplitud de la vibración a 2X será mayor que la vibración a 1X. En el inciso b de la figura 35, se observa la posición de las máquinas ante tal problema y el espectro típico.

Otra característica importante es que la vibración en los apoyos cercanos al acople estarán desfasadas a 180°, tanto en dirección radial como axial. Además, el nivel de la vibración axial será menor que la vibración radial.

El desalineamiento que comúnmente ocurre en la mayoría de los casos es una combinación de desalineamiento paralelo y angular.

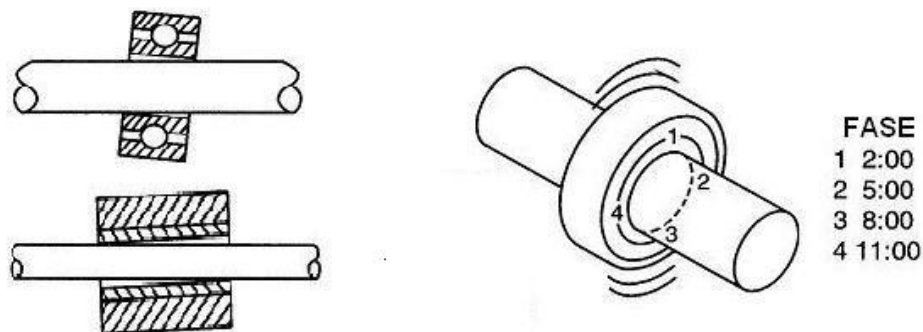
El diagnóstico como regla general, se basa en encontrar una vibración dominante 2X, actuando tanto en dirección axial, como radial (vertical y horizontal). Junto con estos dos picos de vibración suele aparecer un pico a 3X, asociado con desalineamiento.

Otro aspecto relevante para el diagnóstico es que el análisis sea efectuado a la temperatura normal de operación de la máquina, debido a que al variar puede haber una expansión o contracción en las máquinas que incide en el alineamiento.

### 2.4.3.3 Desalineamiento en rodamientos y/o cojinetes

Los rodamientos que han sido montados en alojamientos o carcasas no concéntricas entre sí, generarán una considerable vibración axial y carga inusual en los rodamientos. Si este problema es diagnosticado, debería ser resuelto lo antes posible antes de que pueda causar una falla prematura. La figura 36 ilustra un problema de este tipo e indica, además, los puntos recomendados para toma de lectura de fase.

**Figura 36. Rodamientos desalineados con respecto al eje**



Las características que permiten identificar este problema son:

1. Se generará considerable vibración axial a 1X y 2X.
2. Si la fase en dirección axial al rodamiento es medida en 4 puntos separados a 90° uno del otro, encontraremos un desfase de 180° entre las posiciones superior e inferior (puntos 1 y 3, figura 36) y entre las posiciones a cada lado del eje (puntos 2 y 4).

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

#### **2.4.4 Diagnóstico de pérdida mecánica o soltura**

Trataremos ahora el problema de la pérdida mecánica o soltura, ya que esta clase de problemas genera en algunos casos picos de vibración a 1X. Actualmente se tiene identificados 3 tipos de soltura: estructural, por anclaje en mal estado y por holguras causadas por desgaste o tolerancias inadecuadas.

##### **2.4.4.1 Síntomas**

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

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



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

Otro síntoma será revelado cuando se intente corregir otros problemas en la máquina, debido a que como la pérdida mecánica agrava los problemas existentes, de igual forma se complicará la solución, lo cual podría ocasionar que se confunda el tipo de problema que se intenta corregir.

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

#### **2.4.4.2 Clases de pérdida mecánica**

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

##### **2.4.4.2.1 Estructural**

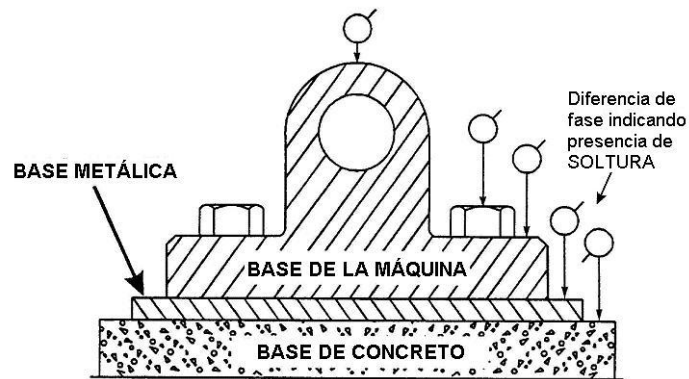
La pérdida mecánica estructural pertenece al tipo de pérdidas no rotativas, debido a que ocurre entre partes estacionarias de la máquina. Esta clase de soltura es causada por debilidad o fatiga de la estructura o base que soporta la máquina o del anclaje.

También puede ocurrir por deterioro de la base de concreto, aflojamiento de los pernos de anclaje y por distorsión en la base.

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

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

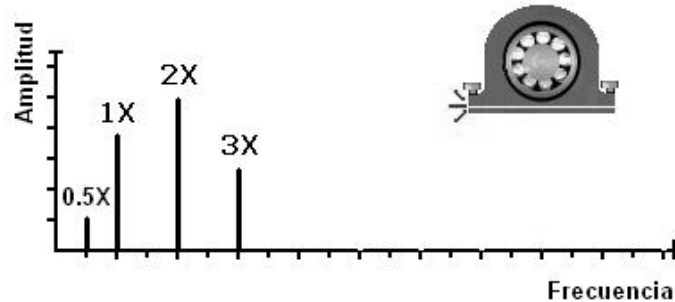
**Figura 37. Elementos que permiten pérdida mecánica estructural**



#### **2.4.4.2.2 Anclaje en mal estado**

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

**Figura 38. Espectro típico de problemas por anclaje en mal estado**



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

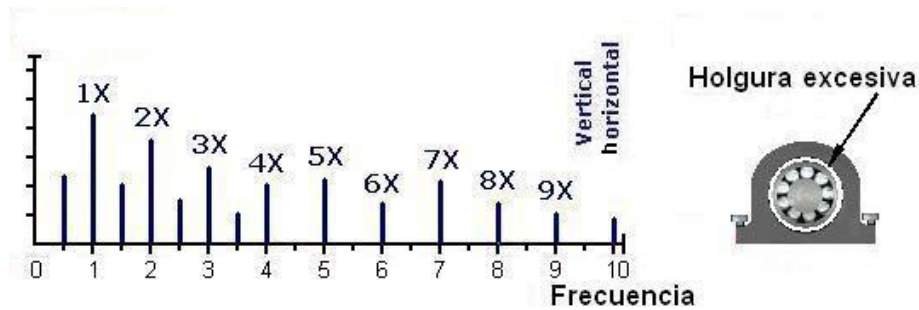
#### **2.4.4.2.3 Tolerancias inadecuadas o desgastes**

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

Esta pérdida mecánica puede ocurrir debido a un desgaste en los apoyos generado por mal montaje o fijación, o sencillamente debido a tolerancias inadecuadas. Se produce en el espectro de frecuencias un gran número de vibraciones armónicas que pueden extenderse desde 2X, 3X, hasta 10X o más si la holgura es excesiva, debido a la respuesta no lineal del sistema de fuerzas dinámicas del rotor. La holgura excesiva puede provocar además que aparezca en el espectro vibración a 0.5X e inclusive  $\frac{1}{3}X$ , producido por fricciones o impactos severos, los cuales a su vez provocan truncado en la onda de vibración y un piso espectral levantado.

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

**Figura 39. Espectro típico de pérdida mecánica por holguras excesivas**



#### 2.4.5 Diagnóstico de problemas por fuerzas hidráulicas

Los problemas de vibración ocasionados por fuerzas hidráulicas son problemas prácticamente exclusivos de las bombas.

En la industria se utilizan muchos tipos de bombas, y éstas poseen una amplia gama de ondas de vibración y en consecuencia diferentes espectros de frecuencias. Cuando se realiza un monitoreo de las condiciones de operación en bombas, es importante que las condiciones de medida se repitan entre las diferentes medidas para asegurar la fiabilidad de los datos de vibración tomados. Hay que tener en cuenta que las presiones de succión y de descarga, y especialmente la inducción de aire y la cavitación afectarán al patrón de vibración notablemente.

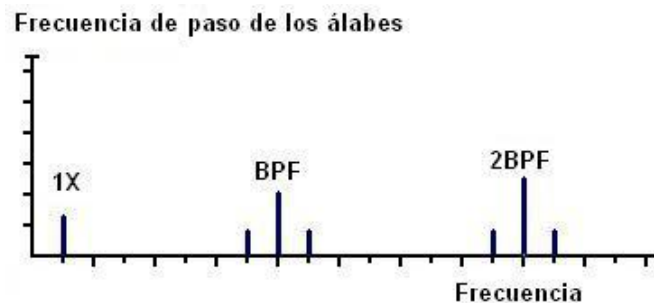
Los problemas que acá trataremos se refieren a los problemas que comúnmente se presentan en las bombas de tipo centrífugas, aunque hay que hacer notar que en otras clases de bombas pueden aparecer problemas similares pero las condiciones pueden variar.

Los principales problemas por fuerzas hidráulicas que se encuentran en las bombas centrífugas son: paso de álabes, flujo turbulento y cavitación.

#### 2.4.5.1 Paso de álabes

Las bombas centrífugas tendrán un pico característico en el espectro denominado frecuencia del paso de los álabes del impulsor o rotor de la bomba. La frecuencia del paso de álabes (abreviado como BPF, del inglés *Band Pass Frequency*) es igual al número de álabes multiplicado por la velocidad de giro de la bomba ( $BPF = \text{No. de álabes} * \text{RPM}$ ).

**Figura 40. Espectro típico de la frecuencia de paso de los álabes**



Esta vibración en las bombas es común y su presencia en sí no es un problema. Sin embargo, cuando su amplitud aumenta considerablemente (y la de sus armónicos), significa que existe un problema interno ocasionado por alguna o algunas de las siguientes condiciones:

- Espacio no uniforme entre rotor y difusor estacionario a lo largo de la circunferencia, ocasionado por desgaste no uniforme en los álabes o si el rotor está excéntrico con respecto a sus apoyos.
- Erosión en los álabes y fallas en la soldadura o medio que soporta o une los álabes al rotor.

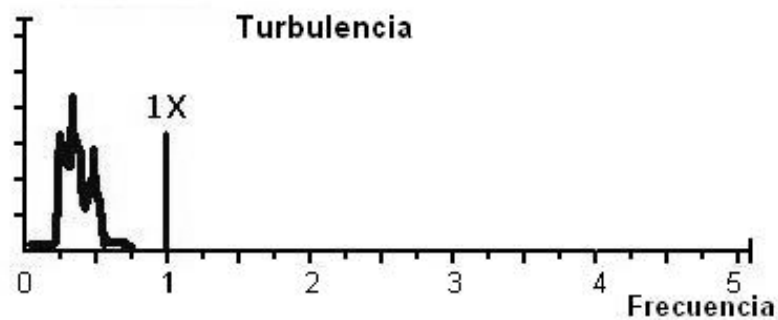
- También puede ocasionar el aumento de la vibración a la frecuencia de paso de álabes las obstrucciones al flujo y curvas abruptas en tuberías.

Ante una situación de este tipo, debería desarmarse y examinar cuidadosamente la bomba para eliminar estos problemas.

#### 2.4.5.2 Flujo turbulento

El problema de vibración en las bombas a causa de un flujo turbulento se debe a variaciones en la presión del fluido trasegado por la bomba. Produce vibración aleatoria de baja frecuencia en un rango entre 50 y 2000 CPM.

**Figura 41. Espectro típico de problemas por flujo turbulento en bombas**



Sin embargo, si la turbulencia llegara a ser excesiva puede aparecer en el espectro vibración aleatoria de banda ancha en alta frecuencia.

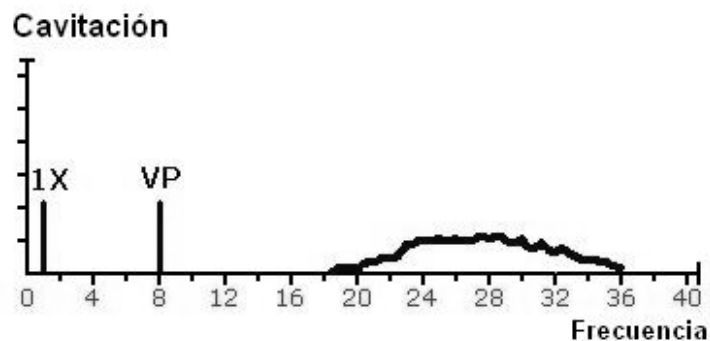
#### 2.4.5.3 Cavitación

La cavitación normalmente crea vibración aleatoria de alta frecuencia, a veces sobrepuesta en armónicas de BPF. A menudo se observa como una especie de montículo en el espectro.

La cavitación normalmente indica insuficiente presión de succión, poca alimentación o baja presión de entrada. La bomba emitirá un ruido como si existiera arena o grava en su interior.

La cavitación puede llegar a ser destructiva en el interior de la bomba si no se corrige, ya que puede erosionar los álabes. Puede ocurrir durante alguna inspección y desaparecer a la siguiente, por ejemplo, debido a cambios en la apertura de la válvula de succión.

**Figura 42. Espectro típico de cavitación en bomba centrífuga**



Los problemas de cavitación y turbulencia obedecen casi siempre a una inadecuada selección o aplicación para un proceso determinado, o por no atender normas de instalación del fabricante, en especial el diámetro forma y longitud de la tubería.

#### **2.4.6 Diagnóstico de rotores excéntricos y ejes torcidos**

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

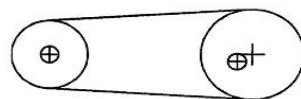
### 2.4.6.1 Características del rotor excéntrico

Un rotor excéntrico es aquel en el cual el eje de giro no coincide con el centro geométrico del cuerpo en rotación, tales como poleas, engranajes, rodamientos, rotores de motores eléctricos, etc. El resultado será que uno de los lados del rotor tenga más peso que el otro y causará que el eje tome una órbita irregular al rotar. Esta inestabilidad que se produce será la causa de una vibración inminente.

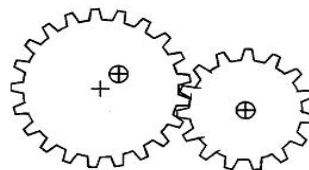
Algunas veces, al intentar balancear se puede contrarrestar parte de la vibración que se produce por el efecto de la excentricidad, pero el movimiento orbital se mantendrá irregular, pudiendo además aumentarse la vibración en otras direcciones. En otros casos, no es viable corregir excentricidad mediante balanceo. Esto es especialmente cierto en partes excéntricas que interactúan directamente con otras partes rotativas, por ejemplo, poleas, engranajes y rodamientos, en los cuales a pesar de que se logre un grado de balanceo bastante alto, se presentarán reacciones con las otras partes siendo muy fuertes en la dirección de la excentricidad, en el instante en que las partes están en contacto (ver figura 43, incisos a, b y c).

Hoy en día, cuando se encuentran máquinas con más y más altas velocidades de rotación, se hace muy importante que la excentricidad sea minimizada o de ser posible eliminada.

**Figura 43. Excentricidades más comunes y espectro típico de frecuencias**



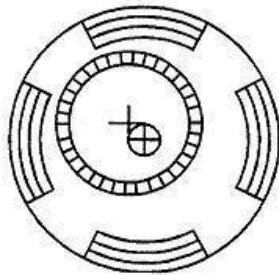
a) Polea excéntrica



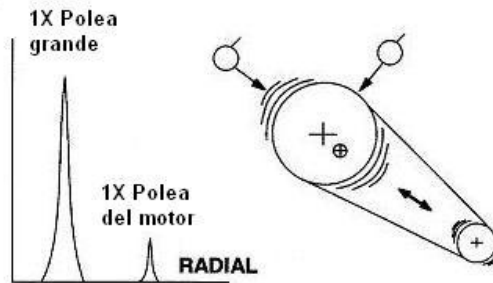
b) Engranaje excéntrico



**Figura 43 (continuación). Excentricidades más comunes y espectro típico de frecuencias**



*c) Rotor eléctrico excéntrico*



*d) Espectro típico*

### **Características**

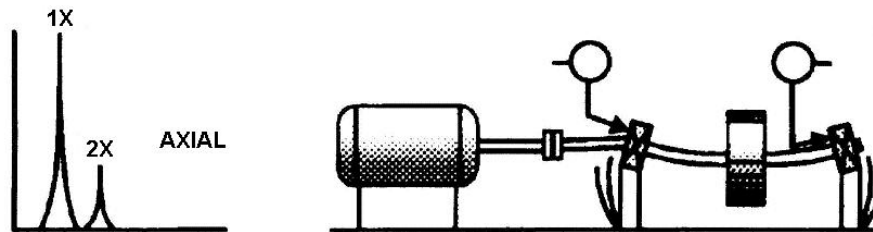
- Al igual que en el desbalance, el espectro de frecuencias de un problema de excentricidad tendrá vibración dominante con frecuencia 1X del componente excéntrico, particularmente cuando la vibración es tomada en dirección de la línea de centros entre los dos rotores, como en la figura 43 inciso d, donde se muestra un espectro clásico.
- Las lecturas comparativas de fase horizontal y vertical tomadas en un mismo apoyo o rodamiento, mostrarán una diferencia de 0° o 180°.
- En el caso de que la excentricidad ocurra en poleas, la vibración más alta ocurrirá en la dirección de la tensión de la faja y la frecuencia dominante de la vibración será 1X de la polea excéntrica.
- En bombas centrífugas, al encontrarse excéntrico el rotor o impulsor, además de causar problemas por fuerzas hidráulicas discutidas en el inciso anterior, a menudo puede resultar una distribución desigual de fuerzas hidráulicas a través de los álabes del impulsor y los álabes estacionarios del difusor.

### 2.4.6.2 Características de un eje torcido

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

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

**Figura 44. Eje torcido. Espectro típico y esquema con lecturas de fase**



#### Características

En la figura 44 se observa un espectro típico y esquema de problemas de vibración por eje torcido, de donde se desprenden las siguientes características.

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

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

#### **2.4.7 Diagnóstico de rodamientos en mal estado**

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

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

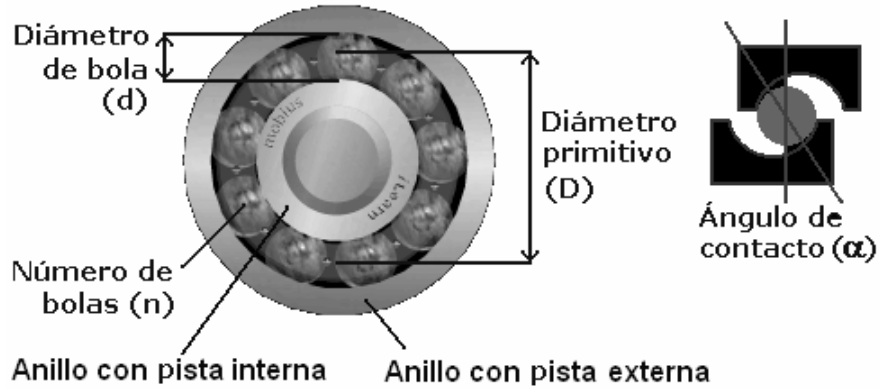
Además, otra de las causas que contribuye enormemente para que los rodamientos y sus elementos rodantes presenten fallas prematuras y no alcancen un tiempo en servicio igual a la vida útil de diseño, es la excesiva vibración y las altas cargas dinámicas que se transmiten del rotor a la carcasa de la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

#### **2.4.7.1 Requerimientos de diagnóstico**

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

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

**Figura 45. Nomenclatura básica de rodamientos**



Cuando no es posible contar con la mencionada tabla que da los multiplicadores de frecuencias de falla de un rodamiento, pueden emplearse las siguientes fórmulas:

$$FFPI = \frac{n}{2} \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

$$FFPE = \frac{n}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

$$FFJ = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

$$FFR = \frac{D}{2d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right]$$

Donde:

**FFPI** = Multiplicador de frecuencia de falla en la pista interna

**FFPE** = Multiplicador de frecuencia de falla en la pista externa

**FFJ** = Multiplicador de frecuencia de falla en la jaula

**FFR** = Multiplicador de frecuencia de falla en el elemento rodante

**d** = Diámetro del elemento rodante

**D** = Diámetro primitivo

**n** = Número de elementos rodantes o bolas

**α** = Ángulo de contacto

Los elementos rodantes pueden ser rodillos o bolas. Además es importante resaltar que en ciertas ocasiones, en el espectro puede aparecer vibración con frecuencia igual a dos veces la frecuencia de falla del elemento rodante.

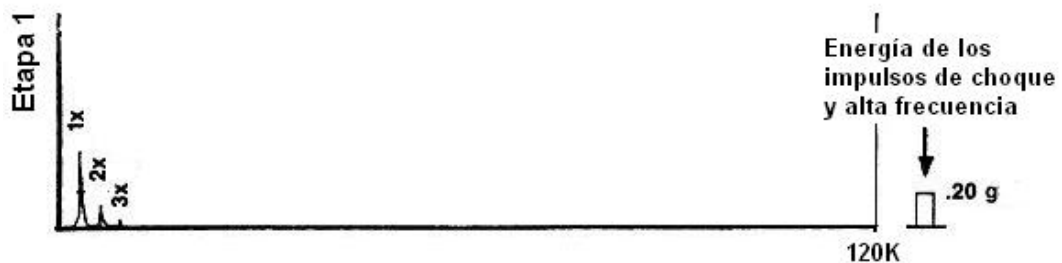
### 2.4.7.2 Las cuatro etapas de una falla

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

#### Etapa 1

La más temprana señal de problemas en rodamientos aparece en el rango de frecuencias ultrasónicas, es decir, frecuencias entre 250,000 y 300,000 Hz. Posteriormente, a medida que el desgaste aumenta cae a un rango entre 20,000 a 60,000 Hz. Estas son frecuencias evaluadas mediante la energía que generan los impulsos de choque. Tomando espectros con resolución de alta frecuencia, se puede confirmar si el rodamiento se encuentra en la etapa 1 (ver figura 46).

Figura 46. Etapa 1 de falla en los rodamientos

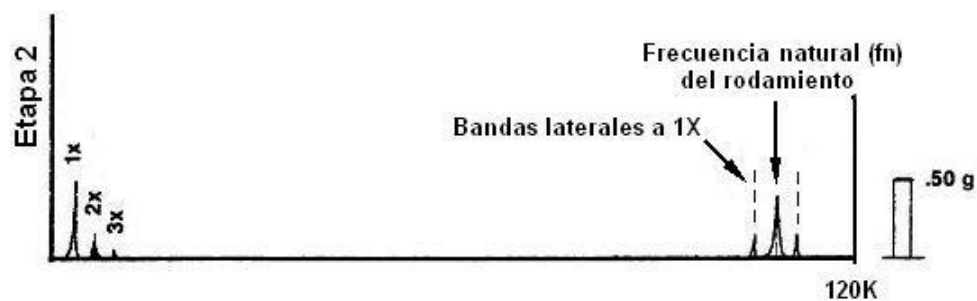


La técnica de evaluar las frecuencias mediante la energía que generan los impulsos de choque, se basa en que el elemento vibrante del sensor posee una frecuencia resonante muy alta, la cual es excitada cuando se miden frecuencias en ese rango. Es decir que se utiliza el sensor en su modo resonante, que permite obtener un valor global en ese rango de frecuencias. Aunque el concepto es el mismo, cada fabricante utiliza un nombre diferente para esta medición. En el caso del presente trabajo, se utilizará la designación Unidad de Condición de Rodamiento, la cual se abrevia como BCU (por sus siglas en inglés Bearing Condition Unit).

## Etapa 2

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

**Figura 46.** Etapa 2 de falla en los rodamientos.



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

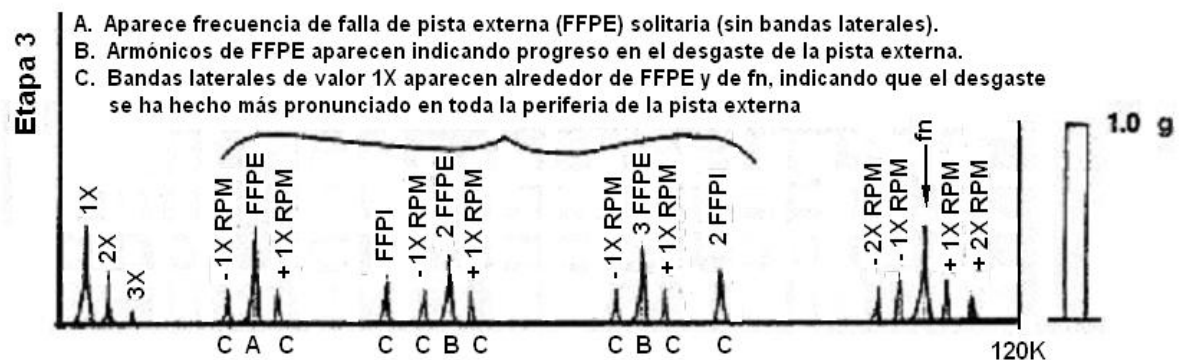
El mismo efecto de la campana se da entre los elementos que componen el rodamiento (vibrar a su frecuencia natural), cuando ocurre una falla, como una picadura, grieta, fractura, etc., que impide la rodadura normal y en cambio sucede algún nivel de impacto, ocasionando el incremento del nivel de los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

### Etapa 3

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

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

**Figura 48. Etapa 3 de falla en los rodamientos**





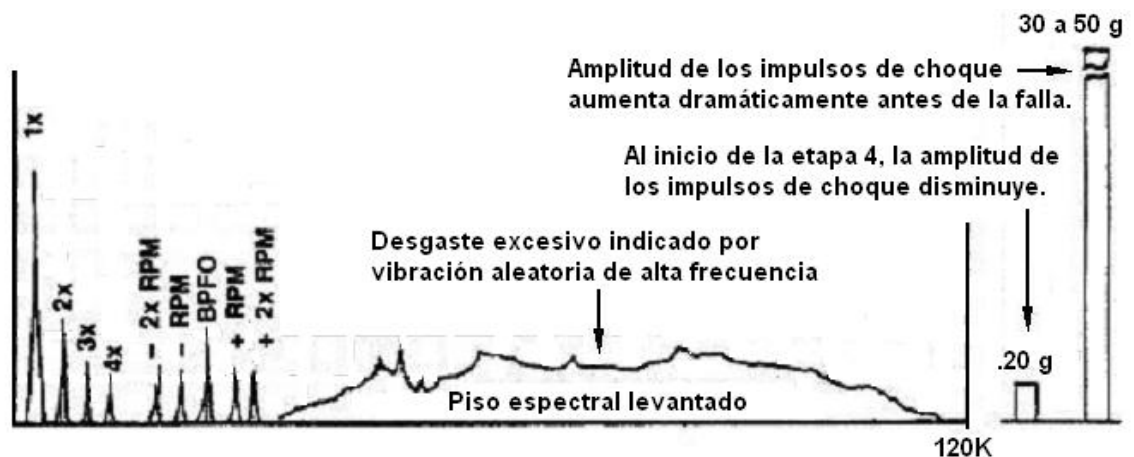
En este punto se recomienda enérgicamente reemplazar el rodamiento. La figura 48 nos muestra el progreso de falla en la pista externa del rodamiento, con el posterior aparecimiento de falla en la pista interna. Las fallas en los rodamientos pueden empezar en la pista externa, pista interna, elementos rodantes o jaula. Se debe prestar mucha atención al analizar el espectro de frecuencias, porque muy probablemente aparecerán picos en el espectro provenientes de fallas en dos o más componentes, los cuales pueden confundir.

#### Etapa 4

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

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

Figura 49. Etapa 4 de falla en los rodamientos



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

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

1. Aparece una picadura, grieta, fisura, etc., de tamaño microscópico.
2. La picadura se extiende a las bolas o rodillos, y a la pista exterior o interior que depende de en cual de los dos se pudo originar la picadura.
3. El daño se extiende y evidentemente empeora, dando lugar a un aumento en la temperatura.
4. La jaula se rompe, provocando que los rodillos o bolas se deslicen y que el cojinete se atasque.

Las figuras 46 a 49 son como un patrón que puede ayudar para determinar la etapa en la que se encuentra un rodamiento. Además, se puede hacer uso de la unidad BCU para llevar una tendencia, tal como se explicó en el inciso 1.3.2 del capítulo anterior.

#### **2.4.8 Diagnóstico de problemas en fajas y poleas**

Hay una gran variedad de máquinas que transmiten potencia y/o movimiento rotativo a otra máquina, mediante el sistema de poleas y fajas. Si el montaje de este sistema se realiza apropiadamente, las máquinas deberían tener un nivel bajo de vibración, puesto que si no existe desalineamiento de poleas y excentricidades, las fajas por si solas no serán generadoras de vibración, más bien, las fajas simplemente reaccionan a otros problemas tales como desbalance, desalineamiento, pérdida mecánica, etc.

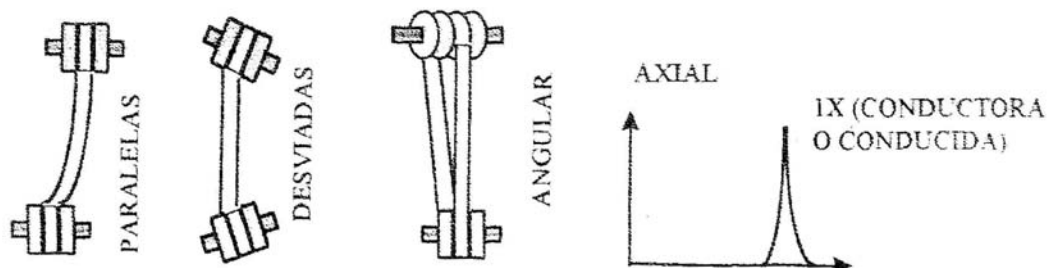
Cuando alguno de esos problemas está presente, es probable que las fajas sirvan como medio de transmisión de vibración de la máquina motriz a la máquina conducida y viceversa. A continuación se discutirá acerca de los problemas típicos que pueden ser detectados por análisis de vibraciones.

### 2.4.8.1 Desalineamiento de poleas y fajas

Probablemente, una de las causas más comunes y que produce vibración en las fajas es el desalineamiento entre las poleas motriz y conducida. Es sorprendente ver como mucha vibración puede ser reducida mediante un sencillo alineamiento entre poleas. Las características visibles que permiten diagnosticar esta situación son:

- Se produce alta vibración axial a 1X predominantemente en dirección axial.
- La relación entre las amplitudes de las poleas conductora y conducida depende de donde se tomen las lecturas de vibración como también de la proporción entre masas y rigidez del anclaje.
- A menudo con poleas desalineadas, la vibración axial dominante en la máquina motriz será a una frecuencia igual a la velocidad de la máquina conducida mientras que en la máquina conducida, la vibración axial dominante será con frecuencia igual a la velocidad de la máquina motriz.

**Figura 50. Tipos de desalineamiento en poleas y espectro de frecuencias típico**



La figura 50 muestra las formas de desalineamiento entre poleas que se pueden encontrar, al igual que el espectro típico que se genera.

#### **2.4.8.2 Poleas excéntricas**

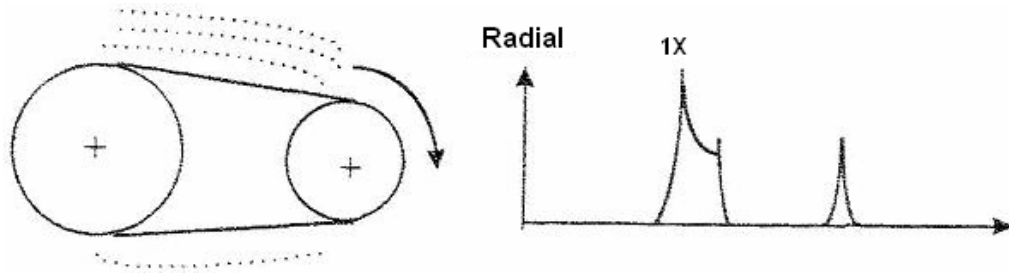
Poleas excéntricas son uno de los grandes contribuyentes para que exista alta vibración en las máquinas con transmisión de potencia con poleas y fajas. Este caso puede definirse como un caso especial de los problemas de excentricidad tratados con anterioridad. Las características que permiten su detección son:

- Alta vibración o vibración dominante a 1X de la polea excéntrica.
- La vibración con mayor amplitud normalmente ocurrirá en la dirección de la tensión de la faja y será evidente en ambas poleas (ver figura 43 inciso a).
- Las lecturas de fase mostrarán una diferencia de  $0^\circ$  o  $180^\circ$  entre las direcciones vertical y horizontal del mismo rodamiento.
- La excentricidad hasta cierto punto actúa como un elemento desbalanceado. Por tal razón puede realizarse un balanceo a la polea excéntrica, pero el efecto de la excentricidad no desaparecerá por completo y seguirá induciendo vibración y esfuerzos que fatigarán a las fajas.

#### **2.4.8.3 Resonancia en fajas y fajas agrietadas**

Justamente, como todo en la naturaleza, las fajas tienen una frecuencia natural, la cual depende de la tensión, masa y cuanta deflexión es inducida en la faja durante la operación, al igual que la presencia de grietas. La frecuencia natural de una faja puede ser determinada simplemente jalando la faja y soltándola para que vibre a su frecuencia natural, tal como se indicó al inicio del capítulo 1 con el sistema masa resorte.

**Figura 51. Faja en resonancia y espectro de frecuencias típico**



El fenómeno de resonancia en fajas ocurre cuando la frecuencia natural de la faja se acerca o coincide con la frecuencia de rotación de alguna de las dos poleas. La resonancia en fajas desplegará las siguientes características:

- La amplitud y fase de la vibración serán inestables.
- En el espectro se puede observar un pico dominante a 1X, pero este pico estará sesgado en dirección de la frecuencia natural de la faja.
- La resonancia no es inducida solamente por las poleas, también puede ser inducida por la velocidad de giro de la misma faja.
- La frecuencia natural de las fajas puede ser cambiada mediante la alteración de la tensión en la faja, longitud de la faja, agregando una tercera polea tensora o modificando la distancia entre centros de las poleas.
- Si el problema es derivado de grietas en la faja, en el espectro de frecuencias aparecerá armónicos de la velocidad de giro de la faja, siendo el dominante, el componente 2X de la velocidad de la faja.

#### **2.4.9 Frecuencias naturales y resonancia**

La resonancia ocurre cuando una frecuencia natural es excitada por una frecuencia de vibración forzada. Por ejemplo, una turbina cuya velocidad de operación es 3,600 rpm y que su rotor se encuentre ligeramente desbalanceado, generará una vibración forzada con frecuencia 3,600 cpm.

Esta turbina cuenta con un apoyo flexible que tiene una frecuencia horizontal natural a 3,000 cpm. Durante el arranque o durante el paro de dicha turbina, cuando la velocidad de giro sea 3,000 rpm está generando vibración con frecuencia 3,000 cpm a causa siempre del ligero desbalance, y es seguro que el apoyo flexible vibrará excesivamente. Esta es una situación de resonancia, aunque claro está, ocurre brevemente.

Pero ¿qué ocurriría si la frecuencia natural de ese apoyo fuese 3,600 cpm?, o ¿si la velocidad de operación fuese 3,000 rpm? Se tendría un caso en el que coinciden la frecuencia natural y la frecuencia de giro, por lo tanto, la resonancia será continua y una falla puede ocurrir en cualquier momento debido a que el apoyo se fatigará.

#### **2.4.9.1 Definición e identificación de frecuencia natural**

El tema de la frecuencia natural fue abordado en el capítulo 1, sin embargo, será tratado nuevamente.

La frecuencia natural se puede definir como la frecuencia de oscilación libre de un sistema. En otras palabras, cuando una campana está estática y es impactada por otro objeto, la campana vibrará a una serie de frecuencias que conocemos como frecuencia natural, y que a la larga es lo que produce el sonido en la campana.

Cada objeto, como las partes de una máquina, tiene varias frecuencias naturales, y cada una de esas frecuencias, tiene una forma de correspondencia física. Para identificar la frecuencia natural de un objeto existen varios métodos, desde analíticos hasta prácticos.

En una máquina, es usual tratar de identificar la frecuencia natural a través de alguno de los siguientes ensayos:

- a. Colocar un sensor de aceleración en la parte de la máquina que se desea identificar la frecuencia natural. Seguidamente se le da un impacto con un martillo u otro objeto, en dirección paralela a la posición del acelerómetro. Este impacto provocará que la máquina vibre brevemente a su frecuencia natural. Mediante el equipo analizador de vibraciones se puede tomar un espectro en el momento en que ocurre la vibración breve, y la frecuencia natural se identifica por el pico dominante que se forma en el espectro.
- b. Durante el arranque o parada de la máquina. Basta con colocar un sensor de vibración y tomar un espectro de frecuencias. En el momento en que ocurre un repunte en la vibración 1X, excitada por una vibración forzada (como un ligero desbalance) se determina que existe una frecuencia natural.

### **2.4.9.2 Resonancia**

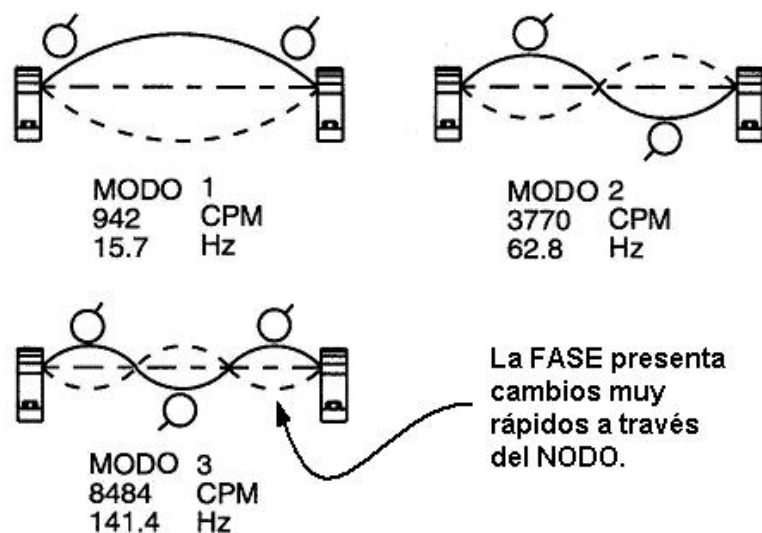
Nuevamente, la resonancia es una condición que ocurre cuando una fuerza es aplicada a un objeto con una frecuencia particular, generando vibración cuya frecuencia está cercana o es igual a la frecuencia natural del objeto que resonará.

#### **2.4.9.2.1 Características**

El resultado de una condición de resonancia es un dramático aumento en la amplitud de la vibración a la frecuencia resonante, que va desde 10 o hasta 30 veces, y que puede causar una falla prematura y a lo mejor, catastrófica.

La fuerza aplicada puede tener varias fuentes. Como hemos visto a lo largo de éste capítulo, el desbalance crea una fuerza a 1X, desalineamiento crea fuerzas a 1X, 2X y 3X, y muchos otros problemas como excentricidad, eje torcido crean problemas a 1X, etc. Si la frecuencia de algunos de esas fuerzas es igual a la frecuencia natural de la máquina, y están en direcciones iguales, una condición de resonancia será creada. El resultado será un incremento en la amplitud de la vibración que normalmente no generaría por si solo el problema existente en la máquina. Obviamente, el espectro de frecuencias mostrará un pico extremadamente dominante a la frecuencia en que está ocurriendo la resonancia.

**Figura 52. Formas que adopta el eje bajo el efecto de resonancia a diferentes frecuencias naturales**



La forma como se vería un eje apoyado en sus extremos por rodamientos, que se encuentra en resonancia a la primera, segunda y tercera frecuencias naturales, se muestra en la figura 52.



La solución a problemas de resonancia a menudo requiere realizar cambios en la máquina para modificar la frecuencia natural, o cuando esto es muy difícil puede hacerse un cambio en la velocidad de operación.

Hay que aclarar que todos los problemas discutidos en este capítulo, así como las formas de identificar problemas para el diagnóstico de la máquina, no deben ser tomados como un recetario para diagnóstico de problemas, más bien debe ser tomado como una guía de orientación que facilita la identificación de los problemas existentes en la máquina.

### **3. LAS MÁQUINAS EN ESTUDIO**

Con el propósito de realizar un estudio de análisis de vibraciones completo, en el que se pudiera ilustrar de mejor manera la facilidad y forma de identificación de problemas en las máquinas, la búsqueda de soluciones y el comportamiento de la máquina posterior a la corrección, pero sobre todo, para demostrar la utilidad de los análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas y en el mismo mantenimiento predictivo, se eligió dos grupos de máquinas.

El primero de éstos, corresponde al conjunto de bombas centrífugas, utilizadas en el sistema de enfriamiento de los motores de combustión interna, empleados para generación de energía eléctrica en una planta generadora.

El segundo grupo corresponde a los ventiladores utilizados en los tiros mecánicos (forzados e inducidos) de las calderas generadoras de vapor en un ingenio.

Estos dos grupos de máquinas fueron la base para desarrollar el análisis de vibraciones que se describirá en los capítulos 4 y 5.

#### **3.1 Las bombas centrífugas y el sistema de enfriamiento**

Como se mencionó anteriormente, este grupo de bombas centrífugas (catorce en total), son empleadas en el sistema de enfriamiento de los motores de combustión interna (siete motores, dos bombas para cada motor).

La función principal que desempeñan las bombas en el sistema de enfriamiento es la de mantener en circulación agua para la refrigeración de los motores. Este proceso se explica con más detalle a continuación.

### **3.1.1 Descripción del sistema de enfriamiento de los motores de combustión interna de una planta de generación**

El motor de combustión interna, que es empleado para mover un generador eléctrico y, en consecuencia, generar energía eléctrica, obtiene la potencia necesaria de la combustión de una mezcla de aire y combustible, dentro de los cilindros. Pero durante el proceso de combustión es liberada una considerable cantidad de calor.

Este calor se transmite a cada una de las piezas del motor, y si no existe un sistema para evacuar el calor, se producirá un crecimiento térmico excesivo en las piezas, provocando fricción entre partes móviles y estáticas del motor, y una inminente falla en éste. Por lo tanto es necesario un sistema de enfriamiento.

El motor es enfriado por un sistema cerrado de agua, dividido en un circuito de alta temperatura o circuito HT (del inglés *High Temperature*) y un circuito de baja temperatura o circuito LT (del inglés *Low Temperature*).

El agua que circula a través de los dos circuitos (HT y LT), absorbe ese calor y de esta manera se logra mantener la temperatura de operación del motor dentro de un rango de operación definido. El agua de ambos circuitos, a su vez, es enfriada en un sistema de radiadores (intercambiadores de calor) mediante la inducción de aire.

### **3.1.1.1 El circuito HT**

El circuito HT o de alta temperatura, tiene como función principal enfriar los cilindros (bloque del motor), las culatas y los turbocargadores.

Una bomba centrífuga se encarga de hacer circular agua a través del circuito HT. El agua fluye desde la bomba centrífuga hacia el ducto distribuidor y de allí se distribuye a cada uno de los cilindros del motor, constituyéndose como una especie de chaqueta de agua, continúa su recorrido pasando a través de piezas de conexión hacia las culatas para enfriar las culatas, las válvulas de admisión y escape y sus respectivos asientos, finalmente fluye por el mismo impulso de la bomba centrífuga, que en adelante se identificará como bomba centrífuga HT, hacia el tubo colector de agua y de allí a los radiadores.

Paralelamente al flujo hacia los cilindros, del ducto distribuidor parte del agua fluye a los turbocargadores. Luego de enfriar a los turbocargadores, el flujo de agua llega al tubo colector con el agua proveniente de las culatas.

En todo este proceso es la bomba centrífuga la que mantiene un flujo de agua constante y de esta manera enfría las partes del motor mencionadas.

### **3.1.1.2 El circuito LT**

El circuito LT o de baja temperatura, es empleado para enfriar el aire que fluye de los turbocargadores hacia los cilindros del motor, y para enfriar el aceite que lubrica sus piezas. En este circuito, el agua fluye impulsada por una bomba centrífuga, similar a la bomba empleada en el circuito alta temperatura, y que identificaremos en adelante como bomba centrífuga LT.

El flujo del agua, a su salida de la bomba LT, se dirige hacia el enfriador de aire (enfria el aire proveniente de los turbocargadores que se dirige hacia los cilindros del motor), y luego se dirige al radiador de aceite, donde ayuda a disminuir la temperatura del lubricante. Luego de su paso por el radiador de aceite, el flujo de agua impulsada aún por la bomba centrífuga LT, fluye hacia los radiadores de agua.

### **3.1.2 Las bombas centrífugas**

Son máquinas de velocidad relativamente elevada y generalmente van acopladas directamente a la máquina motriz, que puede ser una turbina de vapor o un motor eléctrico. Las bombas que fueron seleccionadas para el estudio de análisis de vibraciones, están acopladas cada una a un motor eléctrico.

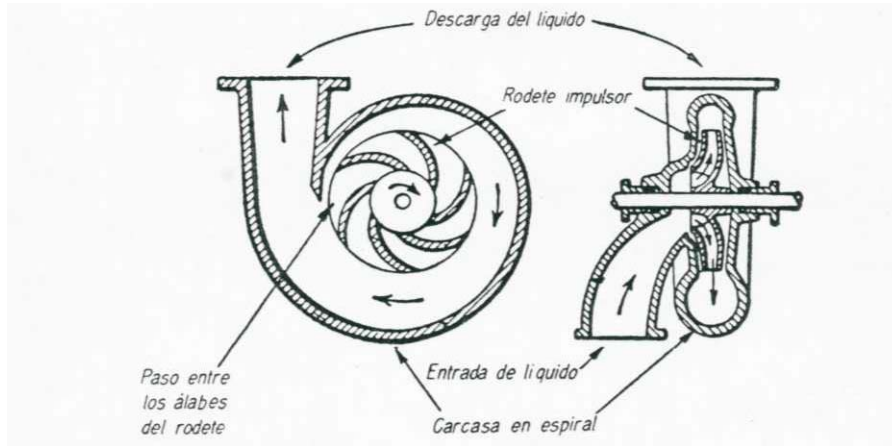
Estas máquinas están fundamentalmente destinadas a comunicar presión y velocidad a los fluidos, en otras palabras, las bombas centrífugas, como todas las bombas, son máquinas empleadas para el trasiego de líquidos.

#### **3.1.2.1 Descripción**

Las bombas centrífugas comúnmente están constituidas por un rodete impulsor que gira dentro de una carcasa o envolvente (ver figura 53).

Dicha envolvente tiene la forma de espiral, lo cual permite que el fluido sea lanzado de la periferia del rodete impulsor con pérdidas reducidas y ligera turbulencia hacia la carcasa envolvente.

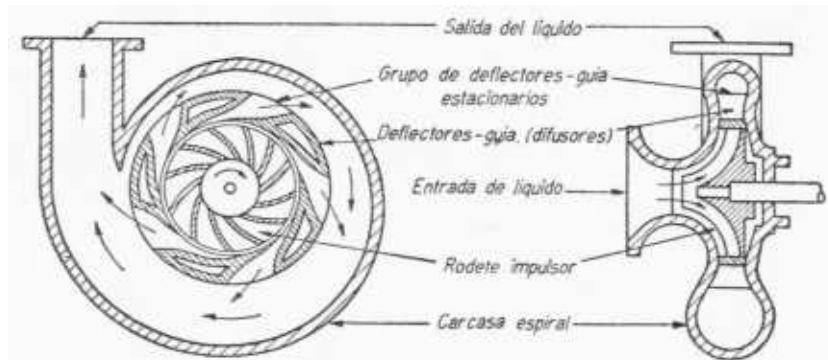
**Figura 53. Bomba centrífuga en espiral**



A las bombas centrífugas se les puede clasificar como máquinas de flujo continuo, debido a que carecen de válvulas y dispositivos de control, lo que permite una entrada y descarga continua de fluido.

En una bomba centrífuga, el fluido es forzado por la presión atmosférica u otra presión hacia el interior de la bomba. Este fluido entra en el rodete impulsor por su centro (alrededor del eje como se ve en las figuras 53 y 54), fluye radialmente hacia afuera y abandona la periferia del impulsor a una velocidad que es la resultante de la velocidad periférica del álabe del rodete impulsor.

**Figura 54. Bomba centrífuga de una entrada, con difusor**



Luego, la velocidad del fluido va decreciendo gradualmente, y la energía de movimiento se transforma en energía de presión por medio del grupo de álabes estacionarios que conforman el difusor y que rodean la periferia del rodete impulsor (ver figura 54), o a través de la carcasa o envolvente (cuando no existe difusor, ver figura 53). El líquido que se bombea queda a presión y sale de la bomba venciendo la resistencia que encuentra a su paso.

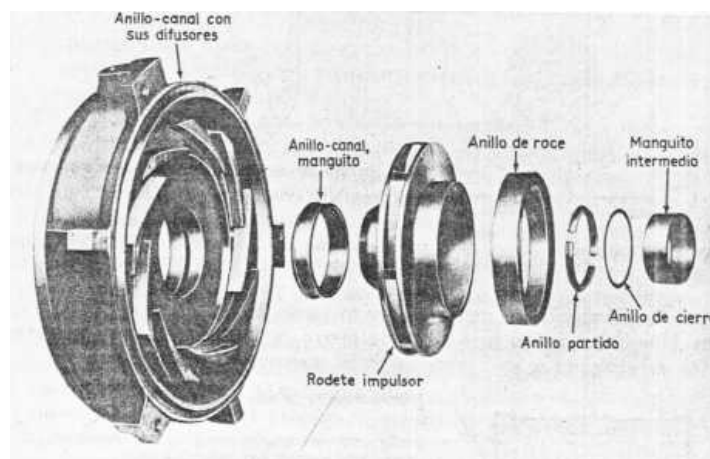
### 3.1.2.2 Nomenclatura y diseño mecánico

Los dos elementos esenciales de una bomba centrífuga son:

1. El elemento rotatorio, que consiste de un eje y el rodete impulsor.
2. El elemento estacionario, que consiste de la carcasa con o sin difusor, los prensaestopas y los cojinetes.

Otras piezas como los sellos mecánicos y camisas del eje se agregan por lo general para mejorar la operación y hacer más económicas las bombas. La nomenclatura sugerida para las piezas o componentes de una bomba centrífuga se muestran en la figura 55.

**Figura 55. Partes de una bomba centrífuga con difusor**



## Diseño mecánico

Esta sección se incluye con el propósito de indicar los tipos fundamentales de bombas centrífugas que se pueden encontrar en operación.

La primera clasificación radica en si las bombas centrífugas emplean o no un difusor. Las bombas que tienen paletas difusoras o difusor se denominan **bombas de difusor**, en tanto que si carecen de difusor se llaman **bombas de voluta**, debido a que la carcasa generalmente tiene la forma de una espiral o voluta.

Las bombas centrífugas se dividen en otras categorías, de las cuales varias están relacionadas con el rodete impulsor. En primer lugar, los impulsores se clasifican de acuerdo a la dirección principal del flujo con respecto al eje de rotación. Las bombas centrífugas pueden tener: impulsores de **flujo radial**, impulsores de **flujo axial**, e impulsores de **flujo mixto**, que combinan los principios de los flujos radial y axial.

Los impulsores se clasifican, además, de acuerdo con la disposición del flujo en: de **succión sencilla**, con una sola entrada en un lado; y de **succión doble**, en que el agua fluye en forma simétrica hacia el impulsor por ambos lados.

Si la bomba es del tipo en la cual la carga o elevación se desarrolla con un impulsor sencillo, la bomba se llama de **una etapa**; cuando se emplean dos o más impulsores que funcionan en serie, la bomba se llama de **etapas múltiples**. El diseño mecánico de la carcasa añade otra clasificación, **dividida en sentido axial** o **dividida en sentido radial**.



El eje de rotación determina si la bomba es de eje horizontal, vertical o, algunas veces, inclinado. Por lo mismo, se les llama bombas **horizontales** o **verticales**.

Las bombas centrífugas que se emplean en el sistema de enfriamiento donde se efectuó el estudio de vibraciones, son **bombas centrífugas de difusor, una etapa, flujo radial con succión sencilla y eje horizontal**.

### **3.1.2.3 Influencia de la vibración en componentes de la bomba**

La vida útil de las partes que componen una bomba centrífuga, y en general de cualquier máquina, están ligadas a muchos factores y entre éstos se encuentra la vibración excesiva. La vibración mecánica existirá siempre en todas las máquinas, producida por diversos factores, tal como se indicó en el capítulo 1 y 2, pero cuando el nivel de la vibración se eleva, debido a uno o más de esos factores, causará el deterioro prematura de algunas partes.

En una bomba centrífuga, como la de nuestro estudio, los factores que pueden provocar vibración excesiva son: desbalance del impulsor, desalineamiento en el acople de la bomba con el motor eléctrico, cavitación, frecuencia del paso de los álabes, turbulencia y rodamientos en mal estado, aunque es importante resaltar que los rodamientos pueden dañarse como consecuencia de la vibración.

La vibración excesiva, independientemente de la fuente que la provoca, hará que en el rotor de la bomba (eje e impulsor) aparezcan fuerzas dinámicas mayores a las normales. El efecto nocivo de la vibración excesiva en las principales partes de una bomba centrífuga se describe a continuación.

- **Rodamientos:** las fuerzas dinámicas que aparecen en el rotor de la bomba como consecuencia de la vibración son soportados por los rodamientos, pues son estos elementos los que permiten la rotación del impulsor y su eje.

Las cargas que tiene que soportar el rodamiento como producto de las fuerzas dinámicas de la vibración producen un desgaste prematuro en el rodamiento, permitiendo que la holgura existente entre elementos rodantes y anillos con pista externa e interna crezcan, lo que genera una elevación de la temperatura, falla de la lubricación y finalmente, un rodamiento inservible.

- **Sellos mecánicos:** los sellos mecánicos proporcionan un sello contra fugas de fluido (que es fácil y rápido de sustituir), entre el impulsor y la carcasa, realizándose el sellado por el contacto axial de sus caras.

En estos elementos, la vibración tiende a producir que las caras de contacto de los sellos, sufran un deterioro prematuro, ya que la vibración impide que el contacto entre las mismas se realice de una forma uniforme. Consecuentemente, el sello mecánico permitirá fugas de fluido que puede afectar a los rodamientos, en especial al más cercano al impulsor.

- **Acople:** las bombas centrífugas están conectadas a su máquina motriz por medio de acoples. Los acoplamientos utilizados pueden ser **rígidos** o **flexibles**.

En cualquiera de los dos tipos de acople, la vibración provocará fatiga en los acoples, en especial si la vibración es a consecuencia de problemas de desalineamiento, produciéndose desgastes, temperatura elevada y finalmente rotura del acople.

- **Impulsor:** como ya se indicó, es la parte encargada de transmitirle energía cinética al fluido, que posteriormente se transforma en presión.

Cuando ocurre vibración excesiva, las fuerzas dinámicas provocan que el impulsor por momentos se posicione excéntricamente con respecto al difusor, lo que genera un aumento de la vibración por frecuencia del paso de los álabes. Esto, en conjunto con la cavitación, puede generar erosiones en los álabes del impulsor, generándose un desbalance, debido a que la erosión en los álabes no será uniforme.

- **Eje:** se encarga de transmitir la potencia que recibe desde la máquina motriz a través del acople, hacia el impulsor, haciéndolo girar. El eje se encuentra soportado por los rodamientos.

Las fuerzas dinámicas producidas por la vibración pueden provocar fatigas en el eje, torciéndolo.

- **Difusor:** es el elemento encargado de convertir la energía cinética del fluido que sale del impulsor, en energía de presión.

Al ser un elemento estático en la bomba, las fuerzas dinámicas de la vibración tienen poco efecto sobre él, sin embargo, los problemas de cavitación en la bomba pueden provocar erosión en los álabes del difusor, turbulencia, y acrecentar el nivel de la vibración y producirse una falla mucho más temprana de alguno de los elementos de la bomba.

En resumen, los elementos más afectados por la vibración excesiva son los rodamientos, rodete impulsor y sellos mecánicos.

## **3.2 Ventiladores en tiros forzados e inducidos de calderas acuotubulares**

Este segundo grupo de máquinas seleccionadas, como ya se ha indicado, corresponde a los ventiladores empleados en los tiros mecánicos, forzados e inducidos, de las calderas de un ingenio, ubicado en la costa sur de Guatemala.

En este apartado se dará una breve introducción al tiro mecánico y los ventiladores, para una mejor comprensión de los problemas de vibración que los ventiladores pueden presentar y su efecto en la producción del tiro en las calderas.

### **3.2.1 El tiro mecánico**

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

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

El tiro puede ser **natural** y **mecánico**. El tiro natural se produce térmicamente; el tiro mecánico se produce mediante inyectores de vapor o ventiladores. El tiro mecánico se hace necesario a raíz de una serie de resistencias que se oponen al paso del aire y gases quemados. En nuestro caso, el enfoque se hará en el tiro mecánico por ventiladores.

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

### **3.2.1.1 Definición**

El tiro creado por la acción de ventiladores se conoce como **tiro mecánico**, el cual se requiere cuando deba mantenerse un determinado tiro o diferencia de presiones entre hogar y medio ambiente, con independencia de las condiciones atmosféricas, régimen de funcionamiento de la caldera y resistencias al paso del aire y gases quemados.

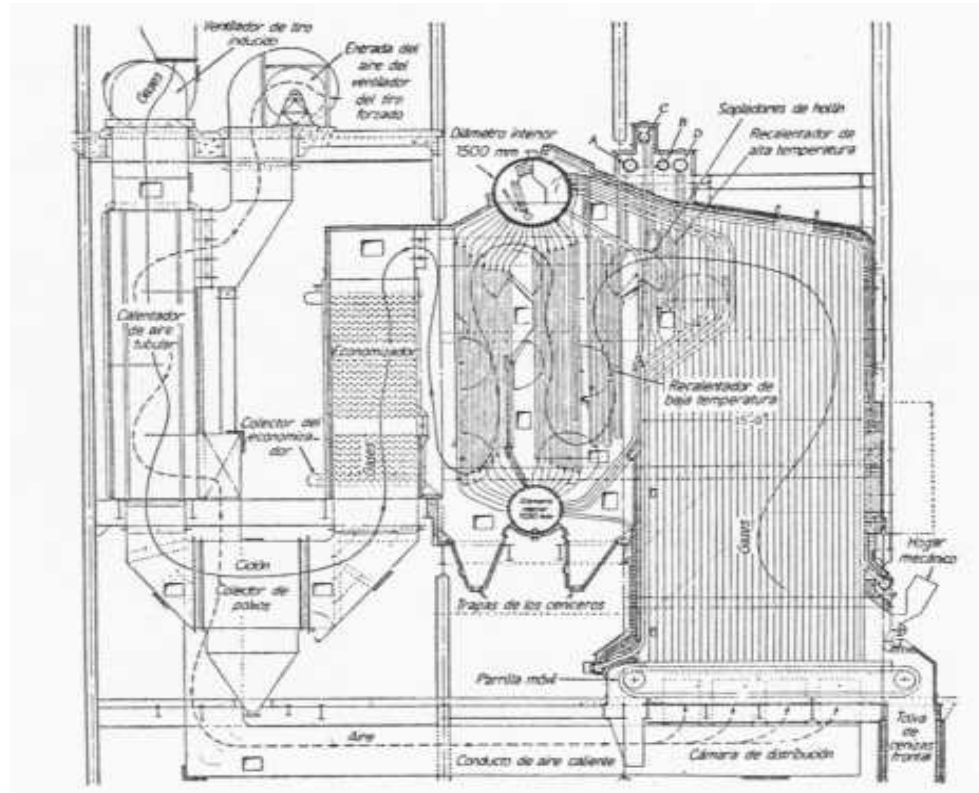
El tiro mecánico está indicado cuando las calderas tengan que trabajar a un régimen más grande del normal, o cuando tienen que abastecer rápidamente demandas de vapor repentinas.

Además, las calderas equipadas con tiro mecánico no necesitan chimeneas tan altas y costosas como las exigidas con tiro natural. Sin embargo, algunas veces se instalan chimeneas altas por cuestiones reglamentarias.

### **3.2.1.2 Sistemas de tiro mecánico**

Es usual escuchar la existencia de dos sistemas de tiro mecánico: **forzado** e **inducido**. Cada uno de estos sistemas de tiro puede emplearse solo, o en combinación, tal como puede verse en la figura 56.

**Figura 56. Caldera acuotubular, con tiro mecánico, inducido y forzado**



### **3.2.1.2.1 Tiro inducido**

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

### **3.2.1.2.2 Tiro forzado**

Se obtiene soplando aire en el interior del hogar de la caldera con un ventilador.

El aire es introducido a presión y atraviesa el lecho del combustible o al quemador para llegar hasta la cámara de combustión del hogar.

Cuando se emplea una combinación de tiro forzado y tiro inducido, de manera que sobre el fuego del hogar la presión sea prácticamente la atmosférica, se dice que el tiro mecánico es equilibrado.

### **3.2.2 Ventiladores**

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

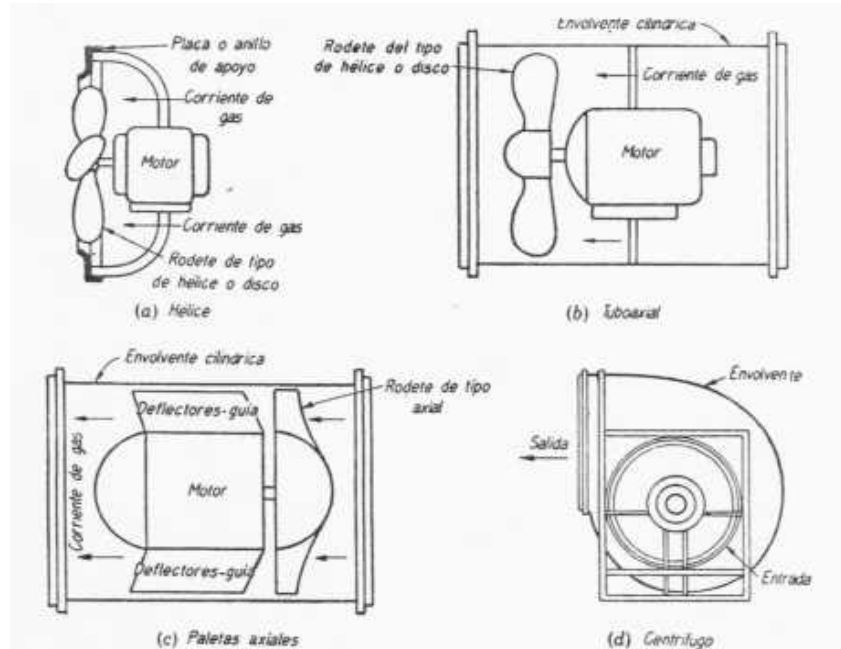
En los ventiladores se comunica energía al gas trasegado mediante el impulsor o rodete, con lo cual se crea una diferencia de presión y se produce la corriente de gas. La palabra ventilador se suele aplicar a aquellos aparatos los cuales no aumentan la densidad del gas trasegado por ellos más del 7%.

Los ventiladores también se conocen como extractores. La diferencia entre un ventilador y un extractor consiste en que el ventilador descarga los gases venciendo una cierta presión en su salida, y el extractor saca los gases de un recinto por aspiración y los descarga con una ligera presión. Las clases principales de ventilador son dos: **axiales** y **centrífugos** (ver figura 57).

#### **3.2.2.1 Tipos de ventiladores encontrados en el estudio**

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

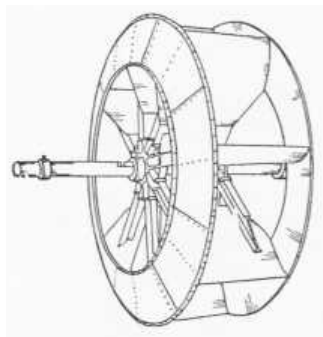
**Figura 57. Principales clases de ventiladores**



En el estudio de análisis de vibraciones fueron encontrados justamente ventiladores centrífugos de los dos tipos mencionados, pero en su mayoría eran ventiladores centrífugos de paletas o álabes múltiples.

**Ventiladores de disco:** en los de este tipo, el rodete consiste en una o dos arañas, cada una de las cuales tiene de 6 a 12 brazos. Cada par de brazos lleva una paleta de plancha plana, en parte radial (ver figura 58).

**Figura 58. Rodete de ventilador de disco**

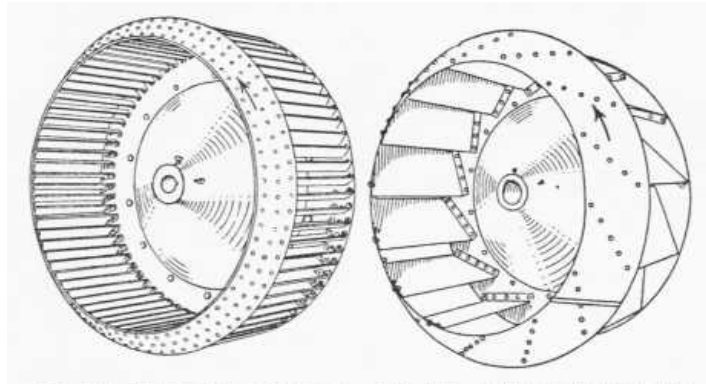




Las paletas del rodete pueden ser rectas, o bien curvadas hacia adelante o hacia atrás, según las características de funcionamiento deseadas.

**Ventiladores con paletas múltiples:** estos ventiladores pueden tener las paletas curvadas hacia adelante o hacia atrás (ver figura 59). En casi todos los de este tipo, el rodete está formado por un disco sobre el cual va montado el cubo o base para el montaje del eje, y una corona circular o anillo, unida al disco por una serie de paletas o álabes, repartidos a distancias iguales.

**Figura 59. Rodetes de ventiladores con paletas múltiples**

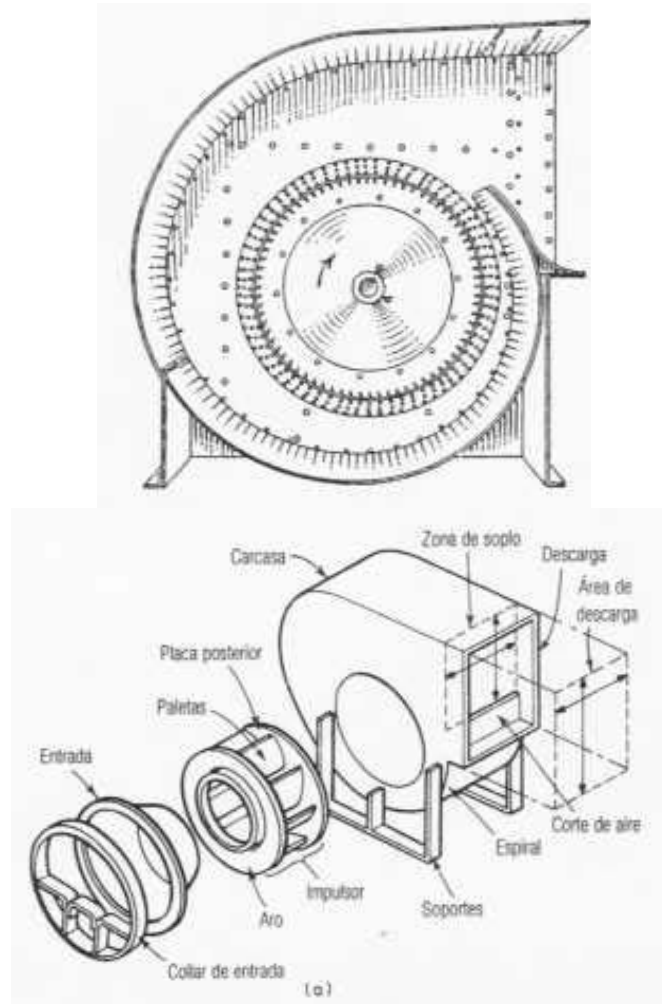


Los rodetes se construyen a veces de doble boca y de doble anchura, con anillos intermedios equidistantes del disco y del anillo para acortar las paletas y conseguir una estructura más rígida.

### **3.2.2.2 Nomenclatura**

Todos los ventiladores centrífugos están constituidos por un rodete o impulsor que gira dentro de una carcasa o envolvente, construida generalmente de plancha metálica. Dicha envolvente tiene la forma de espiral, tal como puede verse en la figura 60, la cual permite que el aire sea lanzado de la periferia del rodete con pérdidas reducidas.

**Figura 60. Nomenclatura básica para ventiladores centrífugos**



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

1. El número de bocas o entradas: simples y dobles.
2. La anchura del rodete: simples y dobles.
3. La boca de salida: alta, baja, vertical, horizontal y angular.
4. La carcasa o envolvente: completa, siete octavos y tres cuartos.

5. El sentido de giro: a la derecha y a la izquierda, visto desde la cara del accionamiento.

Finalmente, el accionamiento de los ventiladores puede darse por acoplamiento directo del eje o por transmisión de potencia al eje por poleas y fajas. En los ventiladores que formaron parte del estudio de análisis se encontraron los dos tipos de accionamiento, siendo las máquinas motrices, turbinas de vapor y motores eléctricos.

### **3.2.3 Mecanismos expuestos a fallas por exposición a vibraciones**

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

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

- **Rodamientos:** las cargas dinámicas producidas en el ventilador, especialmente a causa del desbalance, son soportados también en este caso por los rodamientos. Estas cargas sobre el rodamiento producirán un desgaste prematuro en el mismo, reflejándose en una holgura mayor a la normal entre elementos rodantes y pista externa e interna del rodamiento, generando calentamiento, falla de la lubricación y finalmente, un rodamiento inservible.

- **Cojinetes de deslizamiento:** en los ventiladores cuyos ejes están soportados por cojinetes de deslizamiento, es muy importante observar la holgura entre el eje y el elemento deslizante del cojinete. Acá también, las cargas dinámicas producidas en el ventilador, en especial la del desbalance, son soportados por los cojinetes. Estas cargas, cuando son excesivas, producirán un desgaste prematuro del elemento deslizante y se agregará al ventilador una nueva fuente de vibración.

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

- **Acople:** en los ventiladores que se encuentran acoplados directamente a su máquina motriz por medio de acoples, los acoplamientos utilizados normalmente son rígidos.

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

- **Rodete:** los álabes del rodete están constantemente expuestos a desgaste, en especial los álabes de los ventiladores de tiro inducido, ya que estos están en contacto con los gases quemados que producen corrosión en la superficie del álabe. Esta corrosión no se produce uniformemente en el rodete, no es controlable, y el resultado será un desbalance en el ventilador.
- **Eje:** las fuerzas dinámicas producidas por la vibración, si no son reducidas a niveles aceptables, pueden provocar a largo plazo fatigas en el eje, torciéndolo.

Los elementos que resultan prematuramente dañados a causa de la vibración excesiva en los ventiladores, normalmente son los rodamientos y/o cojinetes de deslizamiento. Por otra parte, debido a la magnitud de algunos de estos ventiladores, la vibración que generan puede también llegar a causar daños a la cimentación, constituyéndose este en un problema de soltura.

### **3.3 Enfoque de los problemas a estudiar**

Hoy en día, la vibración mecánica es un problema común en nuestras máquinas. En la industria guatemalteca, los departamentos de mantenimiento en su mayoría ven a la vibración mecánica excesiva como un tema tan complicado de resolver que es mejor aprender a vivir con él, que solucionarlo.

Este trabajo tiene como propósito fundamental fomentar la idea de que, si bien la vibración mecánica y su análisis es un tema complicado, existen formas para encontrar solución a esos problemas de vibración excesiva y poder reducirla y minimizarla, sin tener que profundizar en análisis matemáticos y físicos complejos.

Mediante el uso adecuado de equipos modernos que la tecnología nos ofrece y que fueron diseñados para este propósito, podemos fácilmente saber cuál es el nivel de vibración de nuestras máquinas y determinar cuál es la condición de operación de las mismas, pero más importante aún, es que mediante el análisis de vibración podemos encontrarles una solución fácil y viable a los problemas de vibración por medio del análisis de vibraciones, debido a que es posible identificar qué tipo de problema existe en la máquina o cuál es la fuente que provoca la vibración y esto nos indicará acertadamente que correcciones o reparaciones hay que realizar.

En base a lo expuesto en los anteriores párrafos, el enfoque que se dará a los problemas que se puedan encontrar, en la medida de lo posible, será la búsqueda de las soluciones que logren como resultado la reducción de los niveles de vibración, a partir del análisis de éstos. Las soluciones podrán ser desde pequeños ajustes en el modo de operación hasta procedimientos de balanceo y alineamiento precisos, reemplazo de piezas con síntomas de falla.

Además, se demostrará que se puede analizar la vibración mecánica desde un punto de vista práctico, y dejar plasmadas las ventajas y ahorros que se obtienen al reducir la vibración a parámetros aceptables.

### **3.4 Alternativas de solución para los problemas identificados**

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

- **Balanceo:** una de las causas más probables de problemas de vibración es el desbalance (estudios realizados por Schenck Trebel Corp., indican que aproximadamente 50% de las veces los problemas de vibración son a causa de desbalance).

Si se determinara la existencia de desbalance, se tratará de realizar balanceo al componente que lo requiere. En el caso de las bombas, es necesario desarmarlas y realizar el balanceo en una máquina de banco. En el caso de los ventiladores de los tiros mecánicos, en su mayoría cuentan con accesos en las carcasas para poder realizar el balanceo (agregar o remover peso).

- **Alineamiento:** el desalineamiento en ejes acoplados es la segunda de las causas probables que genera vibración (aproximadamente 40%, de acuerdo con Schenck Trebel Corp.). De encontrar este problema, se necesitará efectuar correcciones al alineamiento entre máquina motriz y ventilador o bomba, según sea el caso.
- **Rodamientos defectuosos:** si mediante el análisis de vibraciones se determina la existencia de rodamientos defectuosos, se recomendará el cambio, antes de que fallen y pueda generar una falla más severa.

Sin embargo, el trabajo de análisis no termina aquí. Luego de reemplazados los rodamientos defectuosos, se deberá realizar un segundo análisis para determinar las causas que generan vibración y que provocaron un daño prematuro del rodamiento.

- **Pérdida mecánica:** ya se indicó anteriormente que este problema ocurre por cualquiera de las siguientes tres causas: debilidad en la cimentación, anclaje en mal estado y holguras incorrectas, en especial en cojinetes de deslizamiento.

Si se presenta alguno de los 2 primeros casos, se buscará dar solución mediante el reemplazo de pernos de anclaje defectuosos, refuerzo de cimentaciones, e inclusive, el reemplazo de la misma, ya que la debilidad en la cimentación puede inducir segundos problemas como una pata coja.

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

- **Eje doblado:** si del análisis revela que la vibración se debe posiblemente a la existencia de un eje torcido o doblado, de deberá desmontar y comprobar. Si resulta que el eje se encuentra fuera de las tolerancias para tal caso, el eje deberá ser reemplazado, tanto en las bombas como en los ventiladores.
- **Cavitación y turbulencia:** estos problemas se perfilan como específicos para las bombas centrífugas. En este caso, se tendría que realizar un estudio hidráulico de la bomba para determinar si las dimensiones de la bomba son las correctas o si se pueden variar las condiciones en las cuales trabaja para eliminar el problema.
- **Resonancia:** de sospechar la existencia de este problema, se realizará un análisis de vibraciones exhaustivo para verificar en qué consiste, estudiar las condiciones de operación y la búsqueda de la mejor solución, que podría ser tan sencilla como reforzar estructuralmente la carcasa o base metálica de la máquina, o hasta cambiar las condiciones de operación.





## 4. ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y DIAGNÓSTICOS EFECTUADOS EN LAS MÁQUINAS

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

### 4.1 Lineamientos generales en la toma de medidas de vibración

La información incluida en el inciso 4.1 y sus subincisos, fue extraída en su mayoría y traducida al español de la norma en inglés **ISO<sup>1</sup> 10816** (***Mechanical vibration, Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts***), documento básico que establece lineamientos generales para la medición y evaluación de la vibración mecánica de maquinaria.

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

---

<sup>1</sup> Organización Internacional para la Estandarización (ISO, por sus siglas en inglés).

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

#### **4.1.1 Alcance**

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

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

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

#### **4.1.2 Normativa de referencia**

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

- Norma ISO 10816, parte 1, edición del año 1,995.
- Norma ISO 10816, parte 3, edición del año 1998.
- Norma ISO 2372, edición del año 1984.

La parte 1 de la norma ISO 10816 nos proporciona información acerca de la toma de las medidas de vibración, en especial, la regulación sobre los parámetros de medida, las distintas posiciones o direcciones en que se debe colocar el sensor de vibración al momento de la toma de medidas de vibración y criterios básicos para la selección del equipo o instrumento analizador de vibraciones.

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

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

### 4.1.3 Toma de medidas de vibración

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

#### 4.1.3.1 Parámetros de medida

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

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

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

- **Unidad de medida y magnitud de la vibración:** las unidades de medida que pueden ser utilizadas son: desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración. La unidad de medida seleccionada para la evaluación es la **velocidad**, por dos razones, primero, la norma ISO 10816 establece la unidad de velocidad como un criterio de evaluación completo, y segundo, por lo descrito en el capítulo 1 (incisos 1.1.2 y 1.6.3.1).

Por otro lado, es práctica común basada en la experiencia, al estar evaluando vibración en maquinaria rotativa, considerar el valor **rms** de la velocidad de la vibración, debido a que está relacionada con la energía, la vibración y otras consideraciones, también descritas en el capítulo 1 (inciso 1.2.4).

Sin embargo, otras unidades como el desplazamiento o aceleración y valores pico a pico, promedio o cero a pico, pueden ser preferidos dependiendo en algunos casos de las indicaciones que pueda dar el fabricante en los manuales.

- **Severidad de la vibración:** normalmente, las medidas tomadas en varios puntos de medición, y en dos o tres direcciones de medida, darán un juego de diferentes valores. El máximo de estos valores dentro del rango de frecuencias con que se tomó la medida es definido como la severidad de la vibración (capítulo 1, inciso 1.3.1).
- **Condiciones de operación:** las medidas de vibración deben ser tomadas cuando el rotor y los rodamientos de la máquina hayan alcanzado y mantengan su temperatura normal de operación y esté operando bajo condiciones específicas, tales como velocidad de operación, voltaje, flujo, presión y carga.

En máquinas con velocidades y cargas variables, las medidas deben ser tomadas bajo todas las condiciones de operación a las cuales se opera por periodos prolongados la máquina. El máximo valor encontrado bajo esas condiciones será considerado representativo de la severidad de la vibración.

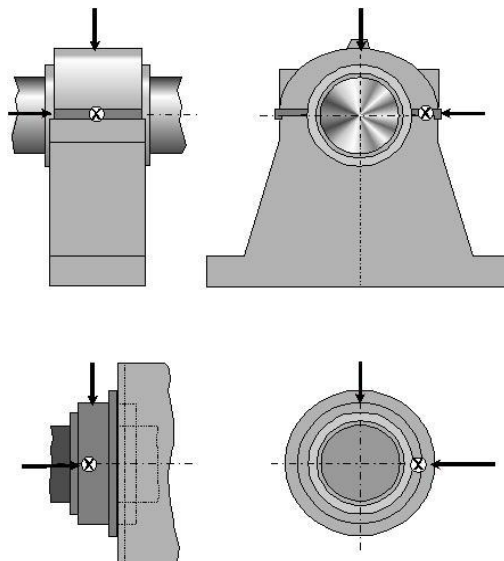
Si la vibración es mayor que el nivel del criterio de aceptación y se sospecha de la existencia de vibración transmitida del exterior, deberán tomarse medidas con la máquina sin operar. Si la vibración en la máquina sin operar excede el 25% del valor medido, deberá considerarse una acción correctiva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

#### 4.1.3.2 Posiciones para la toma de medidas de vibración

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

Luego, cuando ya se haya determinado o establecido esos puntos, es necesario tomar medidas en ese punto específico, en tres direcciones que sean perpendiculares entre sí (ver figuras 61 y 12). Esto constituye la existencia de una dirección vertical, una horizontal y una axial.

**Figura 61. Direcciones o posiciones para medir la vibración**



#### **4.1.3.3 Instrumentos o equipos**

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

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

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

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

Adicional a las anteriores características generales, hay algunas específicas necesarias de considerar para la evaluación de las bombas y ventiladores que se tratan en el presente estudio de diagnóstico de máquinas.



Entre las características específicas tenemos: el equipo debe ser capaz de medir valores de vibración rms con el uso de ventana tipo “*flat top*”, de la que se hablo en el capítulo 1, y rango de frecuencia de por lo menos 10 Hz a 1 kHz. Además, de encontrar máquinas con velocidades iguales o inferiores a 600 rpm, el valor límite inferior para el rango de frecuencia debe ser no mayor a 2 Hz. Además, se debe tener la seguridad de que las variaciones de temperatura, campos magnéticos, sonidos, variaciones en el voltaje, longitud del cable del sensor y la orientación no tengan influencia alguna en el nivel de vibración.

#### **4.1.3.4 Criterios de evaluación**

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

- **Criterio I: magnitud de vibración**

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

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

Para los ventiladores y bombas centrífugas, de acuerdo con las normas ISO 2372 y 10816 parte 3, las cuatro zonas establecidas y que pueden verse en la tabla A.1 y tabla A.3 del anexo A, son:

**Zona A o buena:** la vibración de máquinas recientemente instaladas o reparadas completamente, normalmente deberían estar en esta zona.

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

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

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

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

En ciertos casos puede que existan especificaciones particulares que determinen otros valores para los límites entre zonas. Cuando esto sucede, es normalmente necesario que el fabricante explique las razones particulares para esta disposición y para confirmar que no sería peligroso operar con valores de vibración más altos.

Para la evaluación, basta con tomar el valor máximo de vibración o vibración global máxima de los valores registrados, debe compararse este valor con los valores dados para los límites entre zonas de la tabla ISO 2372 o bien con los valores para el grupo 3 de la tabla A.3, anexo A, y determinar a qué zona corresponde y, por consiguiente, indicar cual es la condición de operación y la medida a tomar (continuar en operación, realizar ajustes, sacar de operación, etc.). Esta es válida, tanto para vibración radial como axial.

- **Criterio II: cambio en la magnitud de vibración**

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

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

## **4.2 Procedimiento de trabajo empleado**

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

Para tal efecto, en esta sección se da información de las etapas que se desarrollaron para obtener el banco de datos de medidas de vibración.

### **4.2.1 Establecimiento de un formato para registrar los datos**

El primer paso consistió en determinar que tipo de información necesitamos coleccionar, y a partir de esta necesidad, establecer un formato en el cual se pueda anotar los datos que se fueron obteniendo durante la fase de toma de medidas de vibración.

La información que necesitaremos conocer para realizar el análisis de cada una de las máquinas es: identificación de la máquina (nombre y/o número de orden establecido en planta), fecha de la toma de medidas, potencia motriz y velocidad de operación, diagrama de la máquina para señalar los puntos de medida, cuadro con 5 columnas para anotar número del punto, orientación, magnitud de la vibración, ángulo de fase, y finalmente, una columna para indicar si al punto que corresponde el dato de vibración fue tomado un gráfico de espectro de frecuencias.

Como resultado se estableció un formato para anotar la toma de medidas en el sitio de operación de la máquina. Ver formato en el anexo B, formato B.1.

#### **4.2.2 Medir la vibración global y obtener espectros de frecuencias**

Una vez establecido el formato, se llevó a cabo la toma de medidas de vibración global, tanto en las bombas como en los ventiladores.

En ambos casos se emplearon equipos portátiles marca **SCHENCK**, modelos **Vibrotest 41** y **Vibrotest 60**, con sensores de aceleración modelo **AS-065** (en el anexo D, se encuentra un folleto informativo del Vibrotest 60).

Antes de tomar medidas de vibración global o espectros de frecuencias, se verificó que los equipos estuvieran configurados de acuerdo con los requerimientos indicados en el inciso 4.1.3.3, para que las medidas obtenidas fueran las correctas para el análisis.

En primer lugar, en cada caso fue realizado el esquema de la máquina con la respectiva indicación de los puntos donde se debía colocar el sensor de vibración y tomar el valor de la amplitud de vibración. Mediante la colocación del sensor de vibración en cada uno de los puntos establecidos, el equipo de vibración desplegaba los valores en pantalla, siendo estos valores anotados en el formato. Luego de tomar la vibración global, fueron tomadas gráficas de espectros de frecuencias. Estas gráficas se tomaron normalmente en el punto o en los dos puntos con los valores más altos de vibración.

#### **4.2.3 Tomar la fase de la vibración**

En aquellos casos en donde, era necesario tener información de los ángulos de fase (especialmente cuando se sospecha la presencia de desbalance), fueron anotados en el formato cada uno de estos ángulos.

Recordemos que el ángulo de fase en algunos casos nos es de utilidad para reconfirmar la presencia de algunos problemas en la máquina que tienden a crear confusión durante el análisis de los espectros de frecuencias.

### **4.3 Las medidas de vibración obtenidas**

Siguiendo el proceso de trabajo indicado anteriormente, se obtuvo los datos de vibración de las máquinas seleccionadas. Como puede verse en el anexo B, los formatos B.2 y B.3 muestran la forma como fueron usados los diagramas para la recolección de información de vibraciones. El formato B.2 presenta los datos de una bomba centrífuga HT y el formato B.3, un ventilador de tiro mecánico de una caldera; cada caso con su respectivo diagrama y sus correspondientes datos de vibración.

#### **4.3.1 Datos obtenidos de la rutina en las bombas centrífugas**

Como recordaremos del capítulo 3, en la planta de generación eléctrica donde se realizó parte de la investigación están instalados 7 motores de combustión interna, y para el sistema de enfriamiento en cada uno de ellos funciona una bomba LT y una bomba HT. De tal manera que tenemos:

- 7 bombas centrífugas HT, numeradas del 1 al 7, correspondiente cada una al motor identificado con los números 1 al 7.
- 7 bombas centrífugas LT, numeradas del 1 al 7, correspondiente cada una al motor identificado con los números 1 al 7.

La fuerza motriz de las bombas HT es 33 Kw., por lo tanto todas clasifican como máquinas medianas. Las bombas LT tienen fuerza motriz de 75 Kw., y se clasificaron como máquinas grandes.

Las bombas HT y bombas LT, operan a una velocidad de 1770 rpm, son del mismo fabricante, tienen el mismo diseño y construcción y la transmisión de potencia es por acople directo. Los valores de vibración fueron obtenidos en unidades **mm/s rms**. Las tablas I y II muestran los datos obtenidos.

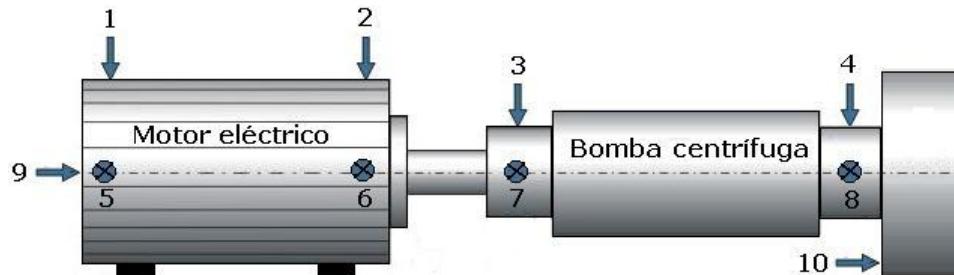
**Tabla II. Valores de vibración obtenidos en las bombas centrífugas HT**

BOMBA #	PUNTO # (Valores de vibración en mm/s rms)										VALOR MÁXIMO
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
HT # 1	<b>4.43</b>	3.40	3.75	4.06	3.69	3.29	4.01	3.53	1.53	1.95	<b>4.43</b>
HT # 2	<b>4.46</b>	3.99	4.32	3.86	3.80	3.78	4.43	4.27	1.58	1.73	<b>4.46</b>
HT # 3	<b>5.31</b>	3.72	3.22	3.11	3.74	4.04	3.80	3.28	1.78	2.26	<b>5.31</b>
HT # 4	4.38	<b>4.69</b>	4.56	4.45	4.32	4.40	4.58	4.12	2.26	2.94	<b>4.69</b>
HT # 5	<b>5.07</b>	4.96	3.78	3.19	3.46	3.51	4.11	3.24	2.08	2.89	<b>5.07</b>
HT # 6	<b>4.98</b>	4.17	4.19	3.37	4.31	3.99	3.90	3.88	2.06	2.60	<b>4.98</b>
HT # 7	1.08	1.93	1.68	1.28	2.05	<b>2.21</b>	1.49	1.59	0.71	1.04	<b>2.21</b>

**Tabla III. Valores de vibración obtenidos en las bombas centrífugas LT**

BOMBA #	PUNTO # (Valores de vibración en mm/s rms)										VALOR MÁXIMO
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
LT # 1	2.47	2.39	4.18	3.21	<b>4.38</b>	3.11	2.65	2.62	1.86	1.63	<b>4.38</b>
LT # 2	4.59	4.17	6.64	4.82	<b>8.58</b>	8.24	3.46	3.41	2.45	2.03	<b>8.58</b>
LT # 3	2.74	4.81	3.59	3.22	<b>6.98</b>	4.32	2.81	2.37	2.21	2.34	<b>6.98</b>
LT # 4	3.42	4.18	4.26	3.25	<b>4.36</b>	3.91	3.52	2.70	2.28	2.24	<b>4.36</b>
LT # 5	3.76	3.98	3.48	2.37	<b>4.28</b>	3.29	2.81	2.88	1.85	1.98	<b>4.28</b>
LT # 6	4.27	2.92	4.67	3.24	<b>11.60</b>	8.36	4.07	4.49	2.50	2.88	<b>11.60</b>
LT # 7	3.42	3.82	2.35	2.43	<b>6.65</b>	6.53	2.87	2.15	2.84	1.34	<b>6.65</b>

**Figura 62. Diagrama de bombas HT y LT, para localización de puntos de medida de vibración**



El valor máximo encontrado en cada una de las 14 bombas centrífugas se ha resaltado en la tabla y el valor ha sido colocado en la columna al final, con el propósito de evaluar de una forma más rápida las máquinas que se encuentran con niveles de vibración altos y peligrosos o fuera de valores límite.

Los datos de las tablas II y III corresponden a medidas de vibración efectuadas en la fecha 10 de abril de 2003, y la ubicación de los puntos de medida de la vibración se muestran en la figura 62.

#### **4.3.2 Datos obtenidos en los ventiladores**

Los 10 ventiladores seleccionados son los correspondientes a los tiros mecánicos forzados y tiros mecánicos inducidos, de las 5 calderas con que cuenta el ingenio donde se realizó la segunda parte del estudio. Por lo tanto, tenemos:

- Ventilador de tiro forzado, caldera # 1 (fuerza motriz: 30 HP; velocidad de operación: 1185 rpm).
- Ventilador de tiro forzado, caldera # 2 (40 HP y 462 rpm).
- Ventilador de tiro forzado, caldera # 3 (60 HP y 1050 rpm).
- Ventilador de tiro forzado, caldera # 4 (200 HP y 1400 rpm).



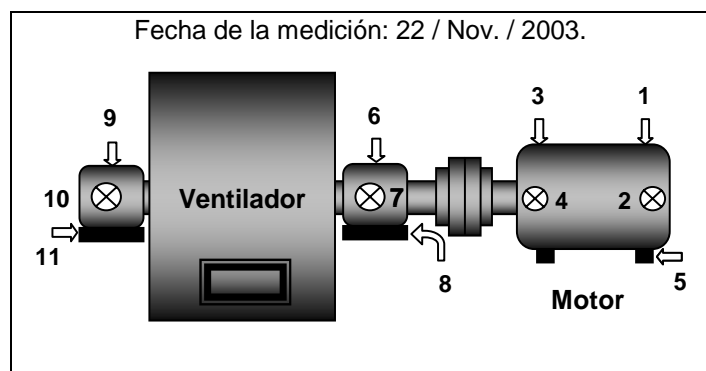
- Ventilador de tiro forzado, caldera # 5 (400 HP y 1200 rpm).
- Ventilador de tiro inducido, caldera # 1 (75 HP y 885 rpm).
- Ventilador de tiro inducido, caldera # 2 (150 HP y 525 rpm).
- Ventilador de tiro inducido, caldera # 3 (150 HP y 510 rpm).
- Ventilador de tiro inducido, caldera # 4 (350 HP y 775 rpm).
- Ventilador de tiro inducido, caldera # 5 (400 HP y 590 rpm).

En los ventiladores de tiro forzado de las 5 calderas y en los ventiladores de tiro inducido de calderas # 1, # 2 y # 3, la fuerza motriz la constituyen motores eléctricos. En el ventilador de tiro inducido, caldera # 4, la fuerza motriz es una turbina de vapor, y, en el ventilador de tiro inducido, caldera # 5, la fuerza motriz puede obtenerse de un motor eléctrico o turbina de vapor (durante el análisis la fuerza motriz fue el motor eléctrico).

En las tablas siguientes encontraremos los valores de vibración de los ventiladores, acompañado de un diagrama de la máquina para indicar los puntos de medida seleccionados y su posición, y la fecha en que se efectuó la medición.

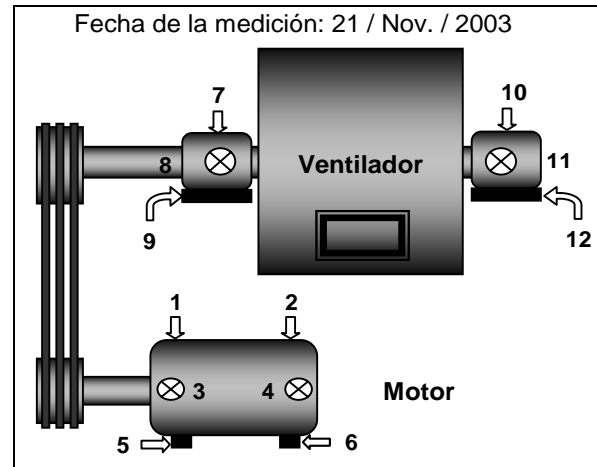
**Tabla IV. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 1**

Punto #	Vibración global	FFT
1	2.28	
2	15.70	Sí
3	1.59	
4	10.80	
5	2.37	
6	1.75	
7	1.32	
8	3.28	
9	2.81	
10	4.86	
11	1.29	



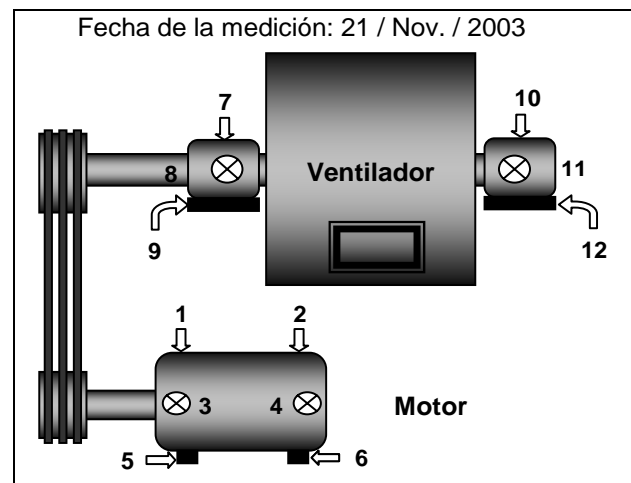
**Tabla V. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 2**

Punto #	Vibración global	FFT
1	43.90	Sí
2	47.80	Sí
3	3.70	
4	5.19	
5	2.15	
6	1.60	
7	3.80	
8	4.60	
9	1.98	
10	5.20	
11	4.10	
12	3.80	



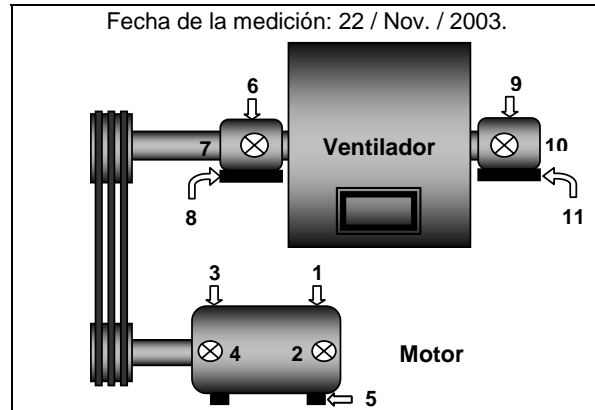
**Tabla VI. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 3**

Punto #	Vibración global	FFT
1	4.42	
2	5.87	
3	9.71	
4	10.42	Sí
5	5.10	
6	4.82	
7	3.37	
8	6.73	Sí
9	5.51	
10	1.65	
11	6.03	
12	5.44	



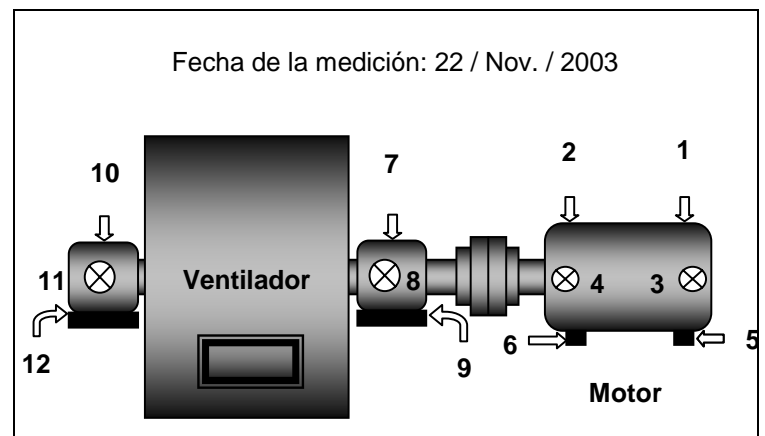
**Tabla VII. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 4**

Punto #	Vibración global	FFT
1	2.79	
2	3.04	
3	2.02	
4	2.30	
5	1.01	
6	3.11	
7	5.52	Sí
8	4.77	Sí
9	3.03	
10	2.75	
11	4.80	



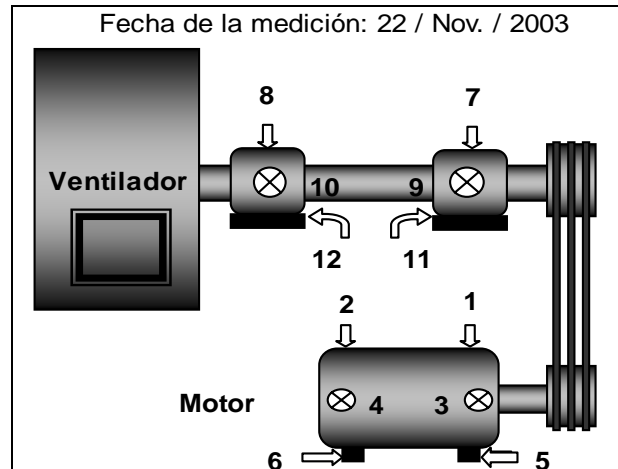
**Tabla VIII. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro forzado caldera 5**

Punto #	Vibración global	FFT
1	1.27	
2	1.29	
3	4.64	
4	5.85	
5	1.62	
6	1.65	
7	4.10	
8	10.60	
9	10.80	Sí
10	4.97	
11	10.60	
12	6.75	



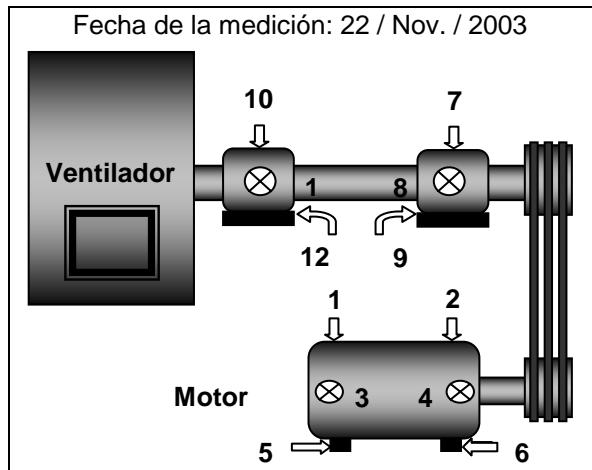
**Tabla IX. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 1**

Punto #	Vibración global	FFT
1	2.40	
2	2.24	
3	2.17	
4	1.90	
5	1.41	
6	1.32	
7	8.50	Sí
8	3.40	
9	6.91	
10	4.05	
11	5.71	
12	4.66	



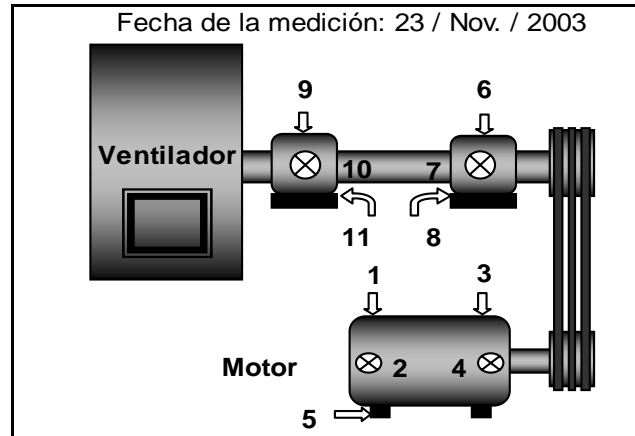
**Tabla X. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 2**

Punto #	Vibración global	FFT
1	3.14	
2	3.14	
3	4.20	
4	3.53	
5	3.09	
6	2.41	
7	1.96	
8	5.33	
9	7.30	
10	3.31	
11	6.19	Sí
12	7.90	Sí



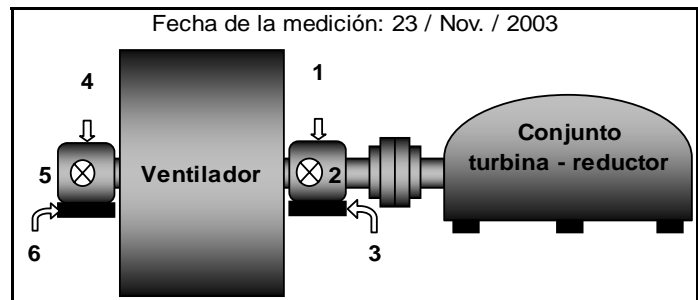
**Tabla XI. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 3**

Punto #	Vibración global	FFT
1	2.14	
2	3.27	
3	1.62	
4	2.18	
5	2.55	
6	5.60	
7	6.12	Sí
8	5.52	
9	6.21	Sí
10	7.83	Sí
11	5.44	



**Tabla XII. Medidas de vibración global (mm/s rms), tiro inducido caldera 4**

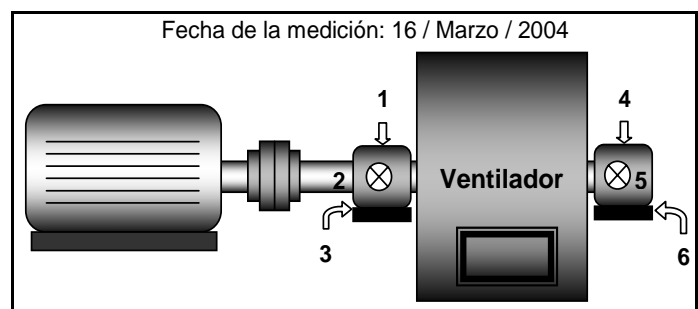
Punto #	Vibración global	FFT
1	2.16	
2	1.45	
3	2.75	Sí
4	0.39	
5	0.73	
6	0.75	



**Tabla XIII. Medidas de vibración global**

**(mm/s rms), tiro inducido caldera 1**

Punto #	Vibración global	FFT
1	0.57	
2	7.57	Sí
3	0.99	
4	0.83	
5	7.92	Sí
6	0.42	



Los datos se presentan individualmente debido a las diferentes fuerza motriz, velocidad de operación y disposición en la transmisión de potencia (acople directo o poleas y fajas).

En los puntos donde se encontró el nivel de vibración más alto, se ha tomado espectros de frecuencias (FFT) y se ha indicado en cada tabla.

#### 4.3.3 Selección de las máquinas con condiciones inaceptables de operación

Con la información de las tablas II a XIII, se realizó la evaluación de las condiciones de operación, empleando el criterio de evaluación I (inciso 4.1.3.4). El resultado de esta evaluación es el siguiente:

**Tabla XIV. Condiciones de operación de bombas centrífugas HT y LT**

<b>Máquina</b>	<b>Vibración máxima (mm/s rms)</b>	<b>Condición de operación</b>
Bomba HT # 1	<b>4.43</b>	Apenas aceptable
Bomba HT # 2	<b>4.46</b>	Apenas aceptable
Bomba HT # 3	<b>5.31</b>	Apenas aceptable
Bomba HT # 4	<b>4.69</b>	Apenas aceptable
Bomba HT # 5	<b>5.07</b>	Apenas aceptable
Bomba HT # 6	<b>4.98</b>	Apenas aceptable
Bomba HT # 7	<b>2.21</b>	Aceptable
Bomba LT # 1	<b>4.38</b>	Aceptable
Bomba LT # 2	<b>8.58</b>	Apenas aceptable
Bomba LT # 3	<b>6.98</b>	Apenas aceptable
Bomba LT # 4	<b>4.36</b>	Aceptable
Bomba LT # 5	<b>4.28</b>	Aceptable
Bomba LT # 6	<b>11.60</b>	<b>No aceptable</b>
Bomba LT # 7	<b>6.65</b>	Apenas aceptable

**Tabla XV. Condiciones de operación de ventiladores de tiros mecánicos**

<b>Caldera #</b>	<b>Ventilador correspondiente a</b>	<b>Vibración global máxima (mm/s rms)</b>	<b>Potencia motriz (HP)</b>	<b>Condición de operación</b>
<b>1</b>	Tiro forzado	<b>15.70</b>	30	<b>No aceptable</b>
	Tiro inducido	<b>8.50</b>	75	<b>No aceptable</b>
<b>2</b>	Tiro forzado	<b>47.80</b>	40	<b>No aceptable</b>
	Tiro inducido	<b>7.90</b>	150	Apenas aceptable
<b>3</b>	Tiro forzado	<b>10.42</b>	60	<b>No aceptable</b>
	Tiro inducido	<b>7.83</b>	150	Apenas aceptable
<b>4</b>	Tiro forzado	<b>5.52</b>	200	Apenas aceptable
	Tiro inducido	<b>2.75</b>	350	Aceptable
<b>5</b>	Tiro forzado	<b>10.80</b>	400	Apenas aceptable
	Tiro inducido	<b>7.92</b>	400	Apenas aceptable

Con la evaluación realizada, salta a la vista rápidamente la presencia de 5 máquinas con condición de operación no aceptable, 14 máquinas con condición apenas aceptable, y 5 máquinas con condición de operación aceptable.

Las máquinas seleccionadas para realizar el análisis minucioso y diagnóstico serán las de condición de operación no aceptable. Luego se hará una evaluación de las máquinas con condición de operación apenas aceptable y se trabajará con aquellas cuya situación requiera de intervención para mejorar su condición de operación.

#### **4.4 Análisis y diagnóstico de problemas de las máquinas seleccionadas**

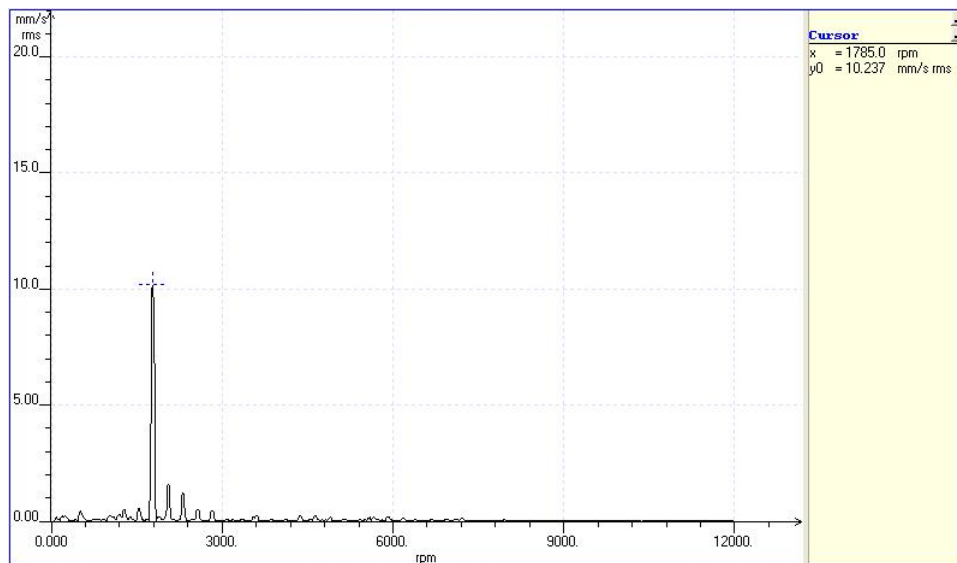
Las máquinas que se analizan y evalúan son: bomba LT # 6; ventiladores de tiro forzado de calderas 1, 2 y 3; ventilador de tiro inducido de caldera # 1.

- **Bomba centrífuga LT # 6**

La condición de operación que presenta ésta bomba es no aceptable. Se debe realizar el análisis correspondiente al espectro de frecuencias tomado en el punto con vibración máxima, siendo este el punto # 5 (ver figura 63).

El espectro de frecuencias muestra vibración dominante con frecuencia 1785 cpm; la amplitud de esta frecuencia es 10.237 mm/s rms. La frecuencia de esta vibración dominante coincide con la velocidad de giro de la bomba.

**Figura 63. Espectro de frecuencias, punto 5, bomba LT # 6**



De acuerdo a lo estudiado en el capítulo 2, el desbalance se manifiesta en el espectro de frecuencias como una vibración dominante con frecuencia igual a la velocidad de operación, justamente lo que presenta el anterior espectro de frecuencias.

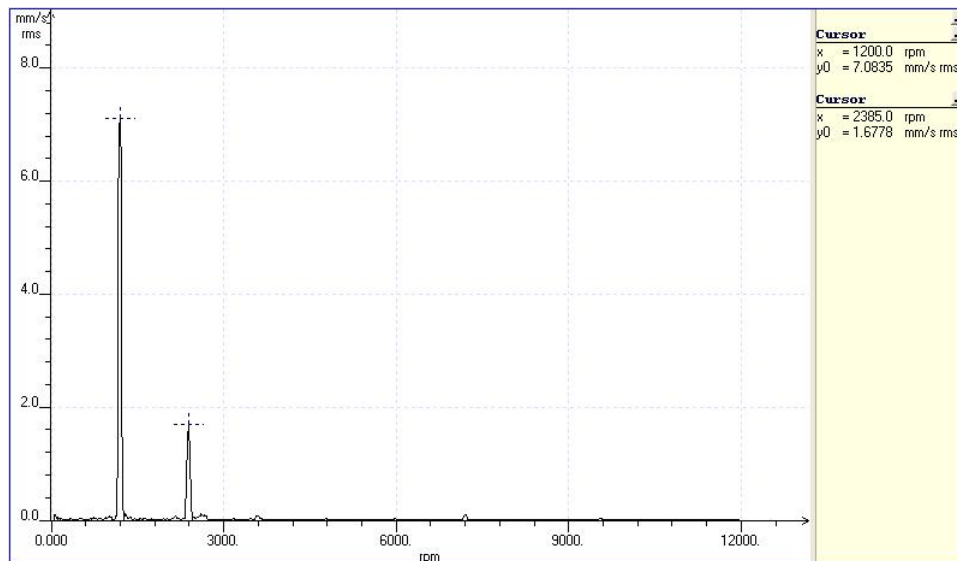
Por lo tanto, el diagnóstico indica que nos encontramos ante la presencia de vibración a causa de **desbalance**.



- **Ventilador de tiro forzado, caldera # 1**

La condición de operación que presenta ésta máquina es no aceptable. El espectro de frecuencias tomado en el punto # 2, que fue donde se encontró la vibración máxima, se muestra a continuación.

**Figura 64. Espectro de frecuencias, punto 2, ventilador tiro forzado, caldera # 1**



Del anterior espectro de frecuencias, se observa la presencia de dos vibraciones dominantes, la mayor de ellas con frecuencia 1200 cpm y la segunda con frecuencia 2385 cpm. La velocidad de operación del ventilador es 1185 rpm, por lo tanto, estas vibraciones las denominaremos vibraciones 1X y 2X.

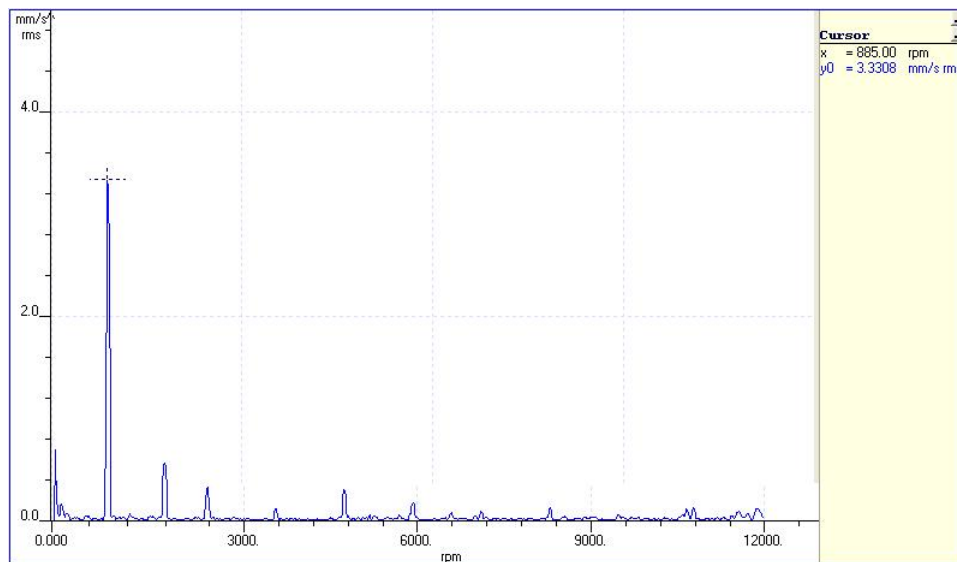
El aparecimiento de vibración 1X nos indica la presencia de desbalance, y el aparecimiento de vibración 2X, aunque de menor amplitud, nos indica la presencia de un ligero desalineamiento paralelo (transmisión de potencia por acople directo).

Por lo tanto, el diagnóstico para este ventilador es la existencia de una combinación de **desbalance** y **desalineamiento**.

- **Ventilador de tiro inducido, caldera # 1**

Analizando el espectro de frecuencias tomado en el punto # 7 (figura 65), vemos principalmente la presencia de vibración dominante a 1X del ventilador (frecuencia de vibración dominante igual a velocidad de operación del ventilador). El diagnóstico indica que estamos nuevamente ante la presencia de problemas de desbalance.

**Figura 65. Espectro de frecuencias, punto 7, tiro inducido, caldera # 1**



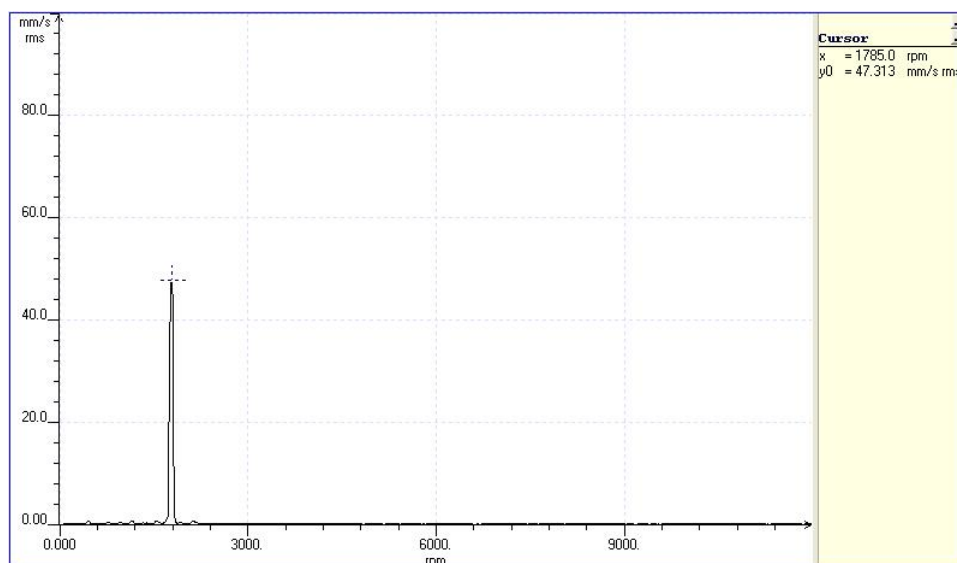
En este caso, la vibración se está generando por desbalance directamente en el ventilador, dado que la vibración dominante tiene una frecuencia igual a la velocidad de operación del ventilador, pues tanto el motor eléctrico como el ventilador operan a diferente velocidad.

Determinar que el ventilador o el motor eléctrico es el componente desbalanceado es relativamente, fácil como en el caso del ventilador de tiro inducido de caldera #1, debido a que la transmisión de potencia por fajas y poleas permite que motor eléctrico y ventilador operen a diferente velocidad. La única excepción ocurre cuando ambas poleas tienen diámetros iguales.

- **Ventilador de tiro forzado, caldera # 2**

Esta máquina en conjunto (motor y ventilador) se encontraban en una condición de operación no aceptable. El espectro de frecuencias tomado en el punto # 2 se muestra en la figura 66.

**Figura 66. Espectro de frecuencias, punto 2, tiro forzado, caldera # 2**



En el espectro de frecuencias se observa la presencia de vibración dominante con frecuencia 1785 cpm y amplitud 47.3 mm/s rms. Al ser esta una máquina clasificada como mediana, su nivel de vibración debería encontrarse al menos por debajo de 7.0 mm/s rms. Esa diferencia nos indica el peligro que se tiene al operar esta máquina con ese elevado nivel de vibración.

Otro punto interesante y visible en el espectro es que la vibración dominante corresponde a vibración 1X del motor eléctrico (velocidad de operación: 1785 rpm), lo que inicialmente conduce a pensar en la existencia de un severo desbalance en el motor eléctrico, además, porque el valor máximo de vibración registrado en los rodamientos del ventilador es 5.20 mm/s rms.

Sin embargo, al observar la gráfica de ésta máquina en la tabla V, podemos darnos cuenta de que la vibración excesiva ocurre exactamente en las posiciones verticales del motor eléctrico y es mínima en dirección horizontal y axial, y una característica del desbalance es que la vibración en dirección horizontal será mayor al nivel de vibración en dirección vertical, situación que no ocurre con éste motor eléctrico. Por consiguiente se descarta la presencia de desbalance.

Al quedar descartada la posibilidad de que exista desbalance, auxiliándose de las lecturas de fase, debemos estudiar si se trata de un caso de pérdida mecánica por fatiga estructural. Sin embargo, los ángulos se mantienen en fase, por lo tanto, queda descartada la presencia de pérdida mecánica.

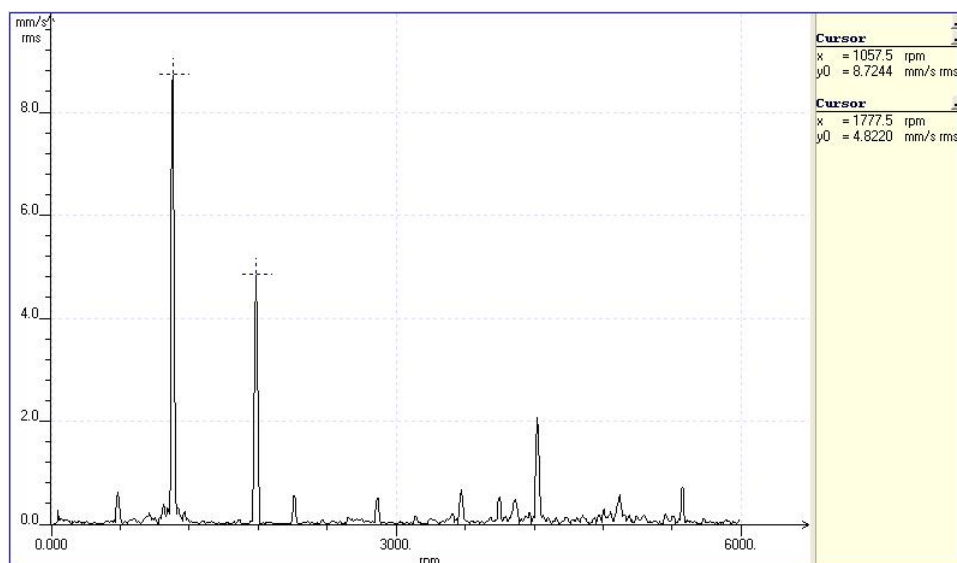
La siguiente opción constituye realizar un ensayo para identificar si se trata de un caso de resonancia. Podemos recordar estos ensayos en el inciso 2.4.9.1. En esta ocasión, aplicamos el ensayo indicado en la literal b, colocamos el sensor de vibración en la máquina sin operar y luego se puso en marcha. Con el equipo de vibraciones operando en la función de toma de espectros de frecuencias se pudo observar cómo, al llegar cerca de la velocidad normal de operación, la vibración fue aumentando rápida y excesivamente, de tal manera que nuestro diagnóstico final es **resonancia**.

Otra forma de descubrir la presencia de resonancia, es por medio de la toma de lecturas de fase en dirección vertical, y observar el comportamiento de los ángulos desde el arranque de la máquina hasta llegar a su velocidad normal de operación. La resonancia se manifestará por un abrupto cambio en el ángulo, aproximadamente 180°.

- **Ventilador de tiro forzado, caldera # 3**

Con una vibración global máxima en el punto # 4 de 10.42 mm/s rms, este ventilador se encuentra con condición de operación no aceptable. El espectro de frecuencias tomado en el punto # 4 puede verse en la figura 67.

**Figura 67. Espectro de frecuencias, punto 4, tiro forzado, caldera # 3**



Resalta la presencia de dos vibraciones dominantes. La primera de ellas con frecuencia 1057 cpm y 8.72 mm/s rms, que representa a la vibración 1X del ventilador; la segunda con frecuencia 1777 cpm y 4.82 mm/s rms, que representa la vibración 1X del motor eléctrico. Recordemos que la velocidad de operación de este ventilador es 1050 rpm y el motor eléctrico opera a 1785 rpm.

Además, el espectro muestra vibración a 0.5X del ventilador y vibración aleatoria por arriba de 4X del ventilador.

Esto nos sugiere el diagnóstico de presencia de **desbalance**, tanto en el ventilador como en el rotor del motor eléctrico, aunque claro está, el desbalance es mayor en el ventilador, acompañado de una ligera **pérdida mecánica** por desgaste u holguras inadecuadas en los cojinetes de deslizamiento del ventilador.

#### 4.4.1 Cuadro resumen

Los siguientes cuadros muestran en resumen el diagnóstico efectuado en cada una de las máquinas con condición de operación no aceptable y condición apenas aceptable, cuyos niveles de vibración son cercanos al valor límite que separa las zonas apenas aceptable y no aceptable.

**Tabla XVI. Diagnóstico de las máquinas en condición no aceptable**

Máquina	Diagnóstico
Bomba LT # 6	Desbalance actuando como agente excitador de vibración. Se observa claramente vibración dominante a 1X en el espectro de frecuencias (FFT).
Ventilador de tiro forzado, caldera # 1	Combinación de desbalance y desalineamiento, visible en el espectro de frecuencias por la presencia de vibración 1X y 2X. La suma de las amplitudes de la vibración por desbalance y desalineamiento, acrecientan el nivel de vibración global.
Ventilador de tiro inducido, caldera # 1	Vibración dominante a 1X del ventilador indica que existe desbalance en el ventilador. La vibración que se produce se transmite por medio de las fajas y poleas al motor eléctrico, pues se hace visible en el espectro de frecuencias del motor eléctrico.
Ventilador de tiro forzado, caldera # 2	La excesiva vibración en el motor eléctrico se origina como consecuencia de resonancia en la estructura del motor. No hay consecuencias en el ventilador.

**Tabla XVI (Continuación). Diagnóstico de las máquinas en condición no aceptable**

Máquina	Diagnóstico
Ventilador de tiro forzado, caldera # 3	Existe desbalance tanto en el ventilador como en el motor eléctrico, pues en el espectro de frecuencias se observa vibración 1X, tanto del motor y del ventilador. No descartar pérdida mecánica por holguras en el ventilador.

**Tabla XVII. Diagnóstico para bombas centrífugas HT y LT con condición de operación apenas aceptable**

Máquina	Diagnóstico
Bomba HT # 3	La vibración dominante en el espectro tiene frecuencia 2830, equivalente a 5.5X del motor de combustión interna y está acompañado de vibración lateral o bandas laterales. Al revisar un espectro típico de los motores de combustión interna se descubrió que una buena parte de la vibración se transmite del motor de combustión interna a la bomba por medio de la estructura.
Bomba HT # 5	En esta bomba ocurre la misma situación que en la bomba HT # 3, pues también existe transmisión de vibración de la quinta armónica del motor de combustión interna.
Bomba LT # 2	La presencia de vibración dominante 1X en el espectro indica que existe desbalance en el conjunto motor eléctrico y bomba centrífuga.
Bomba LT # 3	De acuerdo con los espectros de frecuencias, existe una combinación de desbalance (vibración 1X), desalineamiento (vibración 1X, 2X y 3X) y probable holgura por desgaste en los rodamientos (vibración aleatoria por arriba de 4X).
Bomba LT # 7	Existe en este conjunto motor eléctrico – bomba, un ligero desbalance. El espectro de frecuencias muestra vibración 1X como vibración dominante.

**Tabla XVIII. Diagnóstico para ventiladores de tiros mecánicos con condición de operación apenas aceptable**

<b>Máquina</b>	<b>Diagnóstico</b>
Ventilador de tiro inducido, caldera # 2	La vibración más alta ocurre en posición axial en los cojinetes de deslizamiento. El espectro de frecuencias muestra vibración 1X y armónicos, indicando probable desalineamiento de poleas, pérdida mecánica por holgura axial, o una combinación de ambos problemas.
Ventilador de tiro inducido, caldera # 3	El espectro presentó vibración aleatoria, indicando esto pérdida mecánica por holgura en los cojinetes de deslizamiento, a causa de desgaste. Es importante revisar que no exista rozamiento entre ventilador y carcasa.
Ventilador de tiro inducido, caldera # 5	El espectro muestra vibración dominante a 1X del ventilador, indicando desbalance. Aunque el desbalance no es excesivo, la estructura de soporte está empezando a ceder y puede llegar a fatigarse.
Ventilador de tiro forzado, caldera # 5	La vibración global más alta ocurre en los cojinetes del ventilador, en direcciones radial y axial. Al revisar el espectro de la vibración radial, observamos vibración dominante a 1X, indicando la presencia de desbalance. El espectro de frecuencias de la vibración axial refleja la posibilidad de que exista pérdida mecánica por holguras en dirección axial.

En el anexo D se encuentran espectros de frecuencias correspondientes a las máquinas con condición de operación apenas aceptable.

#### **4.5 Análisis de los resultados de los diagnósticos**

Vemos que en la mayoría de los casos la vibración en las máquinas es provocada a causa de desbalance en los componentes rotativos, justamente, una de las premisas que se manejan en el ámbito de los análisis de vibraciones, el cual indica que aproximadamente un 50% de los casos de vibración son producidas por la existencia de desbalance en las máquinas.



En los casos donde las máquinas tienen transmisión de potencia por poleas y fajas, es sencillo identificar si el desbalance se encuentra en la máquina motriz o en la máquina conducida, salvo cuando los diámetros de las poleas de la máquina motriz y conducida son iguales, y las velocidades de operación sean similares.

En los casos donde la velocidad de la máquina motriz es igual a la máquina conducida, por existir transmisión de potencia por acople directo, despierta la incógnita por conocer si el desbalance se está produciendo en la máquina motriz (motores eléctricos), o en la máquina conducida (ventilador o bomba centrífuga).

Inicialmente se puede decir que en todos los casos vistos en la presente investigación, se trata de vibración provocada por desbalance en la máquina motriz, debido a que la vibración más alta fue encontrada en puntos que se ubican sobre el motor eléctrico. Sin embargo, esta duda puede ser despejada desacoplando la máquina motriz de la conducida y poner en marcha el motor eléctrico. Este punto solo pudo ser llevado a cabo con la bomba centrífuga, donde se pudo comprobar que el rotor del motor eléctrico se encuentra con desbalance.

En los casos donde la fuente de vibración es el desbalance, se buscará realizar una corrección en la distribución de la masa en cuerpo en rotación para buscar minimizar el efecto del desbalance, en otras palabras, se realizará procedimientos de balanceo.

En los ventiladores se puede realizar balanceo en el sitio de operación, debido a que la mayoría de los ventiladores tienen ventanillas de acceso a las partes rotativas y es relativamente fácil agregar o remover peso.

Para los motores eléctricos y bombas centrífugas será necesario realizar el balanceo en una máquina balanceadora de banco, debido a que sus carcasas no permiten agregar o remover peso de sus componentes rotativos para lograr el balanceo.

Ante los casos de desalineamiento entre ejes acoplados (como en las bombas centrífugas), la solución a este problema radicará en realizar movimientos en direcciones horizontal y vertical, de la máquina motriz o conducida, para corregir la desviación angular y paralela que exista.

En el desalineamiento en poleas tendrá que hacerse un reconocimiento del tipo de desalineamiento (paralelo, angular, desviada). En cualquiera de los casos, la corrección básica será realizar movimiento en la máquina motriz. Puede ser que la posición de anclaje necesite ser corregido, e inclusive, corregir la geometría de las poleas, y si el problema persiste puede necesitarse reemplazar las poleas.

La resonancia que existe en la estructura donde se encuentra montado el motor eléctrico del tiro forzado de caldera # 2, ocurre a consecuencia de coincidir la frecuencia de operación, con la frecuencia natural de la estructura. Será necesario identificar el punto con más flexión, llamado nodo, reforzar la estructura en ese o más puntos con el propósito de modificar la frecuencia natural de la estructura y evitar la resonancia.

En general, cualquiera que sea el problema o fuente de vibración en la máquina, la corrección radicará en corregir o modificar en las máquinas y sus estructuras o carcasas, las características que propician que se genere vibración.



## 5. CORRECCIONES EFECTUADAS, RESULTADOS Y SUGERENCIAS PARA UN PROGRAMA DE MONITOREO NO PERMANENTE

### 5.1 Recapitulación de los problemas encontrados

Los problemas encontrados e identificados como generadores de vibración en las maquinas, y que fueron determinados mediante el análisis a los espectros de frecuencias y otras medidas, son básicamente desbalance y desalineamiento.

Las tablas XIX y XX muestran un resumen de la causa o causas identificadas que generan vibración para cada máquina y, a partir de ella, enfocar las correcciones necesarias.

**Tabla XIX. Resumen de problemas encontrados en las bombas centrífugas**

<b>Máquina</b>	<b>Problema(s) diagnosticado(s)</b>
Bomba HT # 3	Vibración por transmisión a la bomba.
Bomba HT # 5	Vibración por transmisión a la bomba.
Bomba LT # 2	Desbalance.
Bomba LT # 3	Desbalance, desalineamiento y posible desgaste en rodamientos.
Bomba LT # 6	Desbalance.
Bomba LT # 7	Desbalance.

**Tabla XX. Resumen de problemas encontrados en los ventiladores**

<b>Máquina</b>	<b>Problema(s) diagnosticado(s)</b>
Ventilador de tiro forzado, caldera # 1	Desbalance y desalineamiento.
Ventilador de tiro forzado, caldera # 2	Resonancia en estructura de motor eléctrico.
Ventilador de tiro forzado, caldera # 3	Desbalance en motor y ventilador. Además, posible pérdida mecánica por holgura en cojinetes del ventilador.
Ventilador de tiro forzado, caldera # 5	Desbalance y pérdida mecánica por holgura axial.
Ventilador de tiro inducido, caldera # 1	Desbalance.
Ventilador de tiro inducido, caldera # 2	Desalineamiento en poleas y posible pérdida mecánica por holguras en dirección axial.
Ventilador de tiro inducido, caldera # 3	Pérdida mecánica por holgura en cojinetes. Revisar que no exista rozamiento entre ventilador y carcasa.
Ventilador de tiro inducido, caldera # 5	Desbalance.

## **5.2 Correcciones realizadas en las bombas centrífugas**

En los incisos 5.2.1 a 5.2.5 se da una breve descripción de la forma como se corrigieron los problemas encontrados para reducir el nivel de vibración.

### **5.2.1 Desbalance**

El desbalance, como ya se indicó, ocurre debido a que el eje de inercia no coincide con el eje de rotación.

La causa de esta circunstancia radica en la distribución no uniforme de la masa del cuerpo en rotación con relación a su eje de rotación. Al agregar o remover peso del cuerpo, se modifica la distribución de masa de tal manera que el eje de inercia este lo más cercano al eje de rotación.

Este procedimiento, al que se denomina balanceo, se puede realizar en una balanceadora de banco o mediante un analizador de vibraciones en el sitio de operación de la máquina.

De los análisis realizados, las bombas LT # 2, # 3, # 6 y # 7 presentaban problemas de desbalance. La planificación de la corrección del desbalance comienza con determinar si el componente desbalanceado era el motor eléctrico o el rotor de la bomba centrífuga.

Para las bombas LT # 2, # 3 y # 7 el desbalance se originaba en el motor eléctrico, en tanto que para la bomba LT # 6, además del desbalance originado en el motor eléctrico, el rotor de la bomba tenía también desbalance.

Para el balanceo de los motores eléctricos se desmontó el motor de su lugar de operación, se extrajo el rotor y se corrigió el desbalance agregando pesos. Este procedimiento fue realizado en una balanceadora de banco, la cual indicó la cantidad de peso de corrección y su ubicación.

Similar situación ocurre con el rotor de la bomba centrífuga, el cual se extrajo de la carcasa para ser balanceado, mediante el mismo procedimiento que el motor eléctrico en una balanceadora de banco, con la diferencia de que en la bomba se puede remover peso para lograr el balanceo.

### **5.2.2 Desalineamiento**

En la bomba LT # 3 el diagnóstico indica que además de desbalance existía desalineamiento. Ante esta situación se deben realizar movimientos para que las desviaciones angular y paralela entre los ejes estén dentro de los límites especificados.

En éste caso, se designa a una de las máquinas (motriz o conducida) como máquina fija, puesto que servirá de referencia para realizar los movimientos en la otra máquina, a la cual se le denomina máquina móvil.

En la bomba LT # 3 se designó como máquina fija a la bomba, debido a que las tuberías de entrada y salida de fluido que se conectan a la carcasa de la bomba impiden modificar su posición, al ser estas tuberías rígidas. El motor eléctrico al que se encuentra acoplada la bomba, se designó en consecuencia como la maquina móvil.

Mediante un equipo de alineamiento, el cual es instalado en el área del acople entre bomba y motor, se logró que las desviaciones angulares y paralelas quedaran con magnitud inferior a la tolerancia especificada.

### **5.2.3 Daños en rodamientos**

Los daños en rodamientos, de acuerdo con el contenido del inciso 2.4.7.2, suceden en 4 etapas. En la bomba LT #3, el espectro de frecuencias muestra que los rodamientos de la máquina pueden asociarse con el inicio de la etapa 3.

La razón de ésta conclusión se basa en el hecho de encontrar en el espectro de frecuencia una vibración con frecuencia 6990 cpm, la cual se encuentra cercana a la frecuencia de falla de los elementos rodantes, la cual es 6998.09 cpm. La anterior frecuencia de falla corresponde al rodamiento modelo 6034 M, y se calcula con los datos del fabricante y las fórmulas dadas en el capítulo 2.

Aunque el estado de descompostura del rodamiento no era tan avanzado, se reemplazaron y, seguramente, el daño que muestran es a causa de la vibración que se produjo por el desbalance de la bomba.

#### **5.2.4 Fuerzas hidráulicas**

Aunque los espectros de frecuencias que se tomaron en las 14 bombas, presentan el apareamiento de la vibración por el paso de los álabes. El nivel de estas vibraciones se consideró normal, razón por la cual no fue necesario considerar la realización de correcciones para minimizarlas.

De la misma manera, los espectros de frecuencias de las bombas se analizaron detenidamente, con la intención de encontrar problemas de vibraciones causadas por cavitación o flujo turbulento. Sin embargo, ninguna de las bombas presenta vibración por estos problemas, y eso se debe en gran parte a la correcta operación de las bombas, flujo y presión del fluido.

#### **5.2.5 Pérdidas mecánicas por soldadura y/o estructura**

Problemas de vibración ocasionados por pérdidas mecánicas, no fueron encontrados durante los análisis de vibraciones realizados.



Los espectros de frecuencias fueron analizados detenidamente para verificar realmente que no existiera algún problema de esta índole. Sin embargo, en las bombas HT # 3 y HT # 5, existe cierto nivel de vibración a causa de la estructura, no precisamente a causa de fatiga, más bien, la estructura está sirviendo como un transmisor de la vibración que se produce en los motores de combustión interna hacia la bomba.

Con la bomba centrífuga fuera de operación, era perceptible cierto nivel de vibración y el espectro de frecuencias mostraba vibraciones dominantes típicas en un espectro de frecuencias del motor de combustión interna.

En este caso, más allá de una corrección misma en la bomba o estructura que la soporta, se debe tratar de aislar la estructura de montaje de la misma, para evitar que éste problema continúe y ocasione daños en las bombas o fatiga en la estructura de soporte.

### **5.3 Correcciones en los ventiladores de tiros mecánicos estudiados**

En los ventiladores de los tiros mecánicos, las correcciones efectuadas fueron en su mayoría las causadas por desbalance.

#### **5.3.1 Desbalance**

En los ventiladores de tiro forzado de calderas # 1, # 3 y # 5, y en los ventiladores de tiro inducido de las calderas # 1 y # 5, el desbalance es una de las principales causas de generación de vibración.

La corrección consiste en realizar balanceo, mediante la modificación de la distribución de masas, que se lleva a cabo agregando o removiendo peso del ventilador. Para todos los casos de desbalance en los ventiladores se agregó peso para el balanceo, y el procedimiento de balanceo se llevo a cabo en el sitio de operación de cada máquina.

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

**a. Medida inicial del desbalance**

Se hace funcionar la máquina a su velocidad normal de operación y carga si es posible, y se mide la vibración por desbalance inicial, es decir, se mide la amplitud de la vibración 1X y el ángulo de fase.

**b. Agregar un peso de prueba**

Una vez realizada la medida inicial de desbalance, y con la máquina fuera de operación, se agrega un peso de prueba en un lugar arbitrario del ventilador, de preferencia en el mayor radio de giro posible (a mayor radio, mayor efecto, por lo tanto, será necesario menor peso para corrección). A ese punto en particular, donde se coloca el peso de prueba, se considerará como la posición angular 0°.

**c. Medida del desbalance con peso de prueba**

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

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

#### **d. Cálculo del peso de corrección**

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

#### **e. Corrección del desbalance**

La masa de corrección se debe fijar al ventilador en este caso, mediante soldadura, tornillos, remaches, o cualquier otro sistema que evite que el peso de corrección pueda caerse cuando el ventilador se encuentre funcionando.

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

#### **f. Control del desbalance residual**

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

La aplicación de éste procedimiento se puede ver en el ejemplo presentado en el anexo C.

### **5.3.2 Desalineamiento en ejes acoplados**

El problema de desalineamiento en ejes acoplados, se presentó únicamente en el ventilador de tiro forzado de caldera # 1. Mediante el adecuado análisis se determinó que el desalineamiento presente era, más que todo, desalineamiento angular en dirección horizontal.

De tal manera que para corregir el desalineamiento fue necesario realizar movimientos horizontales en el motor eléctrico.

Hay que hacer notar que en los casos de conjuntos de máquinas, en los cuales aparece una combinación de desbalance con otro problema, es conveniente que antes de balancear se realicen las correcciones del otro problema. La razón es que la combinación puede generar cierta inestabilidad en la amplitud y ángulo de fase de la vibración 1X y no se tendría mucho éxito corrigiendo el desbalance.

### **5.3.3 Daños en rodamientos**

En los ventiladores de tiro forzado y tiro inducido de la caldera # 3 se encontraron ligeros problemas a causa de holgura producida en los cojinetes. En ambos casos fue solicitada una revisión para comprobar la existencia real de este problema, y fue en el ventilador de tiro inducido donde se observó la presencia de ligero desgaste. Sin embargo, ante la falta de repuestos, fueron colocados los mismos.

#### **5.3.4 Pérdidas mecánicas por soldadura y/o estructura**

En los ventiladores tiro forzado de caldera # 5 y tiro inducido de caldera # 2, se notó la presencia de problemas de vibración axial con la característica de vibración causada por pérdida mecánica a causa de holguras axiales en los cojinetes.

En el caso del ventilador de tiro inducido de caldera # 2, en uno de los cojinetes se pudo notar la presencia de desgaste. Éste pudo generarse como consecuencia de la vibración axial que se produce en ésta máquina, por el problema de poleas desalineadas.

La combinación de desgaste en dirección axial en el cojinete de deslizamiento y el problema de poleas desalineadas que existe, ponen en riesgo el buen estado del otro cojinete. Se solicitó el reemplazo de este cojinete de deslizamiento, y se logró mejorar la condición de vibración axial aleatoria en la máquina.

Mientras tanto, en el ventilador de tiro forzado de caldera # 5, se realizó revisión de los cojinetes de deslizamiento, en especial para buscar desgastes en dirección axial. Sin embargo, su aspecto físico era cojinetes en buen estado.

Debido a que el espectro de frecuencias marcaba la presencia de pérdida mecánica, se realizó una revisión para descartar la posibilidad de que la pérdida mecánica se estuviera produciendo por problemas en los tornillos de anclaje, pero, aparentemente, todos los tornillos se encontraban con su adecuada apretura y el problema de pérdida mecánica en el espectro de frecuencias continuaba apareciendo y el nivel de vibración axial no disminuyó.

El problema al final se pudo resolver cuando al estar tomando ángulos de fase, se observó que en uno de los tornillos de anclaje de los cojinetes de deslizamiento del ventilador, el ángulo marcaba una diferencia de fase aproximada de 180°, tal como ocurre en los casos de pérdida mecánica por soldadura en la estructura.

El problema radicaba en que este tornillo tenía una longitud mayor a los restantes, y los agujeros roscados de la base son ciegos. De tal manera que el tornillo largo llegaba a un punto en el cual aparentemente ofrecía la apretura necesaria a la base del cojinete, sin embargo, se producía por la llegada del tornillo al fondo del agujero roscado y no ofrecía rigidez a la base del cojinete. Se colocó un tornillo más corto y el problema de vibración axial se redujo, tal como lo indicaron las medidas de vibración.

### **5.3.5 Problemas en la transmisión por fajas y poleas**

Desalineamiento de poleas, uno de los casos de problemas en la transmisión por fajas y poleas, fue descubierto en el ventilador de tiro inducido de la caldera # 2, al encontrar en él vibración axial. La clase de desalineamiento entre estas poleas corresponde al tipo paralelo.

Para corregir este problema se debió realizar un ajuste a la posición de las poleas, con respecto al eje, principalmente la que corresponde al ventilador.

El ajuste en el alineamiento de las poleas y el cambio del cojinete de deslizamiento permitieron que se redujera el nivel de vibración axial.

### **5.3.6 Resonancia**

En el motor eléctrico del ventilador de tiro forzado de caldera # 2, fue encontrado un problema de resonancia, físicamente presente en la estructura que da soporte al motor eléctrico.

Para resolver el problema de resonancia, se debe realizar una evaluación del comportamiento de la estructura en resonancia y buscar si se trata de resonancia producida por la primera o segunda frecuencia natural de la estructura, o alguna otra frecuencia natural.

Esta evaluación consiste en observar el comportamiento de la amplitud de vibración en la estructura, siendo este caso en particular, resonancia producida a la primera frecuencia natural, pues la amplitud de vibración tenía un comportamiento similar al que se observa en la figura 52, modo 1.

Ante ésta situación, la solución factible es realizar un reforzamiento en la estructura resonante. La otra solución es cambiar la velocidad de operación del motor eléctrico, pero éste motor cuenta con una única velocidad de operación.

Entonces, se reforzó la estructura colocando un apoyo adicional, en el centro. Este apoyo adicional consiguió que la frecuencia natural de la estructura se modificara, logrando reducir el problema de vibración por resonancia.

## **5.4 Las medidas de vibración posteriores a las correcciones**

Para verificar que las correcciones realizadas en las máquinas hayan logrado reducir los niveles de vibración, es necesario medir el nivel de vibración y evaluar su nueva condición de operación.

Esta información se presenta en dos etapas, la primera de ellas, para las bombas centrífugas, y la segunda, para los ventiladores de los tiros mecánicos.

#### 5.4.1 Datos obtenidos en las bombas centrífugas

Debido a la política de medición de vibraciones en la planta de generación de energía eléctrica, los niveles de vibración son tomados a intervalos trimestrales. Por esa razón, luego de las medidas de vibración tomadas el 10 de abril de 2003, cuya información sirvió para efectuar los análisis de vibraciones y posterior diagnóstico, la evaluación de los niveles pudo realizarse en la fecha 21 de julio de 2003.

Las lecturas de vibración se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla XXI. Valores de vibración obtenidos en bombas centrífugas HT y LT, luego de las correcciones efectuadas**

BOMBA #	PUNTO # (Valores de vibración en mm/s rms)										VALOR MÁXIMO
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
HT # 3	4.63	3.93	3.33	2.72	3.34	3.37	3.43	3.27	3.28	2.52	4.63
HT # 5	3.47	4.37	2.87	2.04	3.40	3.20	3.31	2.26	3.22	2.54	4.37
LT # 2	5.21	5.04	3.84	3.63	5.39	5.47	3.35	3.37	3.86	2.26	5.47
LT # 3	2.60	2.82	2.74	2.66	4.66	3.96	2.59	2.26	2.58	2.00	4.66
LT # 6	4.42	2.67	3.44	3.33	5.84	5.29	5.52	4.82	3.51	2.48	5.84
LT # 7	3.32	4.04	3.63	2.48	3.46	4.34	2.67	2.19	3.60	2.68	4.34

En la anterior tabla se muestran únicamente los datos de vibración de las bombas en las cuales se sugirió realizar correcciones para mejorar su condición de operación.



#### 5.4.2 Datos obtenidos en los ventiladores

En los ventiladores de los tiros mecánicos de las calderas, la medida de los niveles de vibración fue posible realizarla después de haber realizado las correcciones indicadas mediante los diagnósticos.

Estos valores se presentan en los dos siguientes cuadros, el primero de ellos para los tiros mecánicos forzados, luego se darán los valores de los tiros mecánicos inducidos.

En cualquiera de los dos casos puede hacerse referencia a los diagramas de las máquinas en el capítulo 4, para recordar los puntos seleccionados donde se colocó el sensor de aceleración, y así tomar medida de la amplitud de vibración.

**Tabla XXII. Valores de vibración (en mm/s rms) obtenidos en tiros forzados corregidos**

Punto No.	Forzado Caldera 1	Forzado Caldera 2	Forzado Caldera 3	Forzado Caldera 5
1	2.17	2.87	1.82	0.65
2	<b>5.13</b>	2.47	3.22	0.64
3	1.89	3.12	<b>5.85</b>	1.17
4	4.38	3.59	5.63	1.15
5	1.27	1.78	2.70	0.69
6	1.62	1.54	2.89	0.69
7	1.77	3.24	2.05	3.37
8	2.31	<b>4.32</b>	2.87	<b>3.70</b>
9	2.69	1.89	2.86	2.21
10	3.27	2.96	1.19	2.14
11	1.38	3.98	3.80	2.64
12	--	2.04	2.42	2.93

**Tabla XXIII. Valores de vibración (en mm/s rms) obtenidos en tiros inducidos corregidos**

<b>Punto No.</b>	<b>Inducido Caldera 1</b>	<b>Inducido Caldera 2</b>	<b>Inducido Caldera 3</b>	<b>Inducido Caldera 5</b>
1	1.85	2.92	2.35	0.25
2	1.17	3.21	3.17	<b>1.26</b>
3	1.45	3.59	1.88	0.27
4	1.25	3.42	2.13	0.21
5	1.18	2.25	2.38	1.18
6	1.22	1.91	5.51	0.28
7	3.46	1.83	5.93	--
8	2.23	<b>4.28</b>	5.23	--
9	<b>3.62</b>	2.83	5.79	--
10	3.09	3.11	<b>6.64</b>	--
11	2.91	4.27	5.21	--
12	2.58	2.74	--	--

### **5.5 Análisis comparativo entre las condiciones iniciales y después de las correcciones**

El propósito de esta sección es realizar una comparación entre las condiciones iniciales y las condiciones posteriores a las correcciones, en las máquinas que se han estado estudiando.

La comparación entre datos permite visualizar la reducción que existe en los niveles de vibración de las máquinas en las cuales fue posible realizar correcciones tales como desbalance, desalineamiento, etc. Cabe mencionar que la reducción en estos niveles de vibración se hizo posible mediante las correcciones planteadas y realizadas, las cuales fueron el resultado del correcto análisis de vibraciones que se realizó en cada una de las máquinas.

En los cuadros de los siguientes incisos se mostrará únicamente los valores máximos de la vibración global obtenidos, tanto al inicio del análisis como después de haber realizado las correcciones, en virtud de que el valor máximo constituye la severidad de vibración de la máquina.

Se agrega en el cuadro dos columnas que contienen la magnitud y porcentaje de reducción alcanzado en el nivel de vibración global.

### 5.5.1 Cuadro comparativo de las bombas

**Tabla XXIV. Comparación de datos de vibración en bombas HT y LT**

<b>Máquina</b>	<b>Vibración máxima Abril 2003</b>	<b>Vibración máxima Julio 2003</b>	<b>Reducción lograda</b>	<b>% Reducción</b>
Bomba HT # 3	5.31	4.63	<b>0.68</b>	<b>12.81%</b>
Bomba HT # 5	5.07	4.37	<b>0.70</b>	<b>13.81%</b>
Bomba LT # 2	8.58	5.47	<b>3.11</b>	<b>36.25%</b>
Bomba LT # 3	6.98	4.66	<b>2.32</b>	<b>33.24%</b>
Bomba LT # 6	11.60	5.84	<b>5.76</b>	<b>49.66%</b>
Bomba LT # 7	6.65	4.34	<b>2.31</b>	<b>34.74%</b>

La tabla anterior muestra los valores máximos de vibración obtenidos durante las mediciones que se efectuaron en abril y julio de 2003.

Estos valores permiten observar un descenso en la vibración global máxima de las máquinas, esto quiere decir que el objetivo de reducir el nivel de vibración fue alcanzado, aunque claro está que en algunas máquinas el porcentaje de reducción de la vibración fue mayor.

Por ejemplo, en las bombas HT # 3 y HT # 5, donde el problema de vibración radicaba en vibración transmitida a través de la estructura, el porcentaje de reducción de vibración es bajo en relación con las restantes máquinas.

Probablemente, esta reducción baja se debe en parte a que no se logró reducir el nivel de la vibración que se transmite a la bomba a través de la estructura. Sin embargo, para las bombas LT, en especial para la bomba LT # 6, el porcentaje de reducción muestra que el nivel de vibración se redujo casi a la mitad del valor inicial, siendo este un indicativo de una mejora sustancial en la condición de operación.

### 5.5.2 Cuadro comparativo de los ventiladores

**Tabla XXV. Comparación de datos de vibración en los ventiladores de tiro mecánico**

<b>Máquina</b>	<b>Vibración máxima inicial</b>	<b>Vibración máxima final</b>	<b>Reducción lograda</b>	<b>% Reducción</b>
Tiro forzado Caldera 1	15.70	5.13	<b>10.57</b>	<b>67.32%</b>
Tiro forzado Caldera 2	47.80	4.32	<b>43.48</b>	<b>90.96%</b>
Tiro forzado Caldera 3	10.42	5.85	<b>4.57</b>	<b>43.86%</b>
Tiro forzado Caldera 5	10.80	3.70	<b>7.10</b>	<b>65.74%</b>
Tiro inducido Caldera 1	8.50	3.62	<b>4.88</b>	<b>57.41%</b>
Tiro inducido Caldera 2	7.90	4.28	<b>3.62</b>	<b>45.82%</b>
Tiro inducido Caldera 3	7.83	6.64	<b>1.19</b>	<b>15.20%</b>
Tiro inducido Caldera 5	7.92	1.26	<b>6.66</b>	<b>84.09%</b>

Al igual que en las bombas centrífugas, se presenta en la tabla anterior los valores de vibración global máxima tomados antes y después de realizar las correcciones planteadas, producto del análisis de vibraciones.

Con excepción del ventilador de tiro inducido caldera 3, el porcentaje de reducción en el nivel de vibración muestra favorablemente la magnitud de cambio en la mejora de la condición de operación de las máquinas.

En el ventilador de tiro inducido caldera 3, como se mencionó anteriormente, no se pudo realizar una corrección sustancial, a raíz de que no había cojinetes de deslizamiento nuevos o en buen estado, para reemplazar los que presentaban desgaste ligero.

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

De tal forma que el análisis de vibraciones es la herramienta que permitió identificar las fuentes de los problemas o fallas en progreso en cada una de las máquinas, que se constituían como generadores de vibración. Una vez identificadas las fuentes de vibración se plantean las correcciones, resultando en una reducción del nivel de vibración.

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

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

En el siguiente inciso, se ha pretendido dejar una idea general para ejecutar un programa de monitoreo de vibraciones.

## **5.6 Sugerencias para ejecutar un programa de monitoreo de condiciones de operación**

Ahora es el turno de considerar cómo llevar a la práctica los conceptos y experiencias del estudio de vibraciones realizado, y que se ha ido describiendo a lo largo de este trabajo.

Después de haber experimentado y visto los beneficios que da el análisis de vibraciones en la reducción de niveles de vibración y mejoras en la condición de operación, se pretende dejar plasmada en esta última parte, una serie de sugerencias para poder ejecutar un programa de monitoreo de condiciones de operación, mediante análisis de vibraciones.

El propósito es orientar tanto a profesionales como estudiantes de la ingeniería, que se desempeñan en la industria en el campo del mantenimiento y que deseen implementar un sistema de monitoreo de vibraciones. No se trata de un procedimiento rígido a seguir, más bien debe tomarse como un apoyo en la implementación de un programa de monitoreo de vibraciones, y será el mismo profesional quien sabrá encontrar la mejor dinámica en la aplicación.

### **5.6.1 Introducción**

Estamos ya en la capacidad de comprender el concepto de vibración mecánica, cómo medirla, analizarla y resolver problemas. Ahora, el trabajo consiste en dar respuesta a preguntas tales como:

- ¿Qué máquinas debemos medir?
- ¿Con qué periodicidad debo medir las máquinas seleccionadas?
- ¿Qué debemos hacer con los resultados obtenidos?
- ¿Qué podemos hacer para asegurarnos de obtener éxitos a largo plazo?

Estas preguntas quedarán respondidas con la información de los siguientes incisos, no sin antes indicar una vez más que, establecido un programa de análisis de vibraciones, habrá muchas decisiones que tomar, buscar formas para controlar la eficacia del programa, y sobre todo, habrá que hacer ajustes sobre la marcha, pues como en todo proceso, debe existir una retroalimentación que irá dando la pauta que permita realizar ajustes y determinar los avances obtenidos.

Primero, habrá que realizar un inventario o conteo de los equipos y máquinas que hay en la planta, y seguidamente habrá que considerar dos aspectos muy importantes, el económico o financiero (fiabilidad, importancia, periodicidad, etc.), y el aspecto físico (accesibilidad a la máquina, localización, etc.).

### **5.6.2 La parte financiera**

No debemos olvidar que un aspecto muy importante para que una empresa funcione, es el aspecto financiero, por tal razón, al implementar un programa de monitoreo de condiciones de operación mediante análisis de vibraciones no debemos perder de vista que lo que estamos haciendo sea económicamente justificable. Si el tiempo y esfuerzos requeridos para monitorear una máquina no son justificables, no debemos incluirla en el programa.

En primer lugar hay que tener en cuenta el historial de la máquina y posteriormente hacerse las siguientes preguntas:

- ¿Cuál ha sido o podría ser el impacto del fallo en la máquina? Pérdidas en tiempos de producción, daños a la misma máquina, repuestos, horas extras para reparaciones.
- ¿Cuáles son los costes y el tiempo de producción puestos en juego?
- ¿Qué incidencia tiene el mantener un inventario grande de repuestos?

El costo que representan los aspectos indicados en las anteriores preguntas deben ser evaluados versus los costos que representan la adquisición de equipo analizador de vibraciones, capacitación a personal, etc. En fin, todos aquellos gastos en que se incurra como resultado de implementar un programa de análisis de vibraciones. No olvidar que se debe realizar una estimación en la reducción de costos que implica este sistema, tales como reducción de tiempos de producción por paros no programados, reducción de inventarios de repuestos, etc.

Es conveniente considerar la toma de decisiones para decidir si la máquina debe ser incluida en el programa de monitoreo y la frecuencia con que deba realizarse. Deben considerarse también situaciones que pueden variar a lo largo del año, tales como el clima, temporadas de producción alta, etc.

### **5.6.3 La parte física**

Independientemente de la tecnología que se utilice para monitoreo de las condiciones de operación (análisis de vibraciones, termografía, etc.), hay que considerar aspectos prácticos y de seguridad.



Si la planta está localizada en algún lugar remoto, o las máquinas están localizadas en ambientes peligrosos o con apoyos situados en lugares inaccesibles, es probable que pueda necesitarse sensores colocados permanentemente, por ejemplo, es posible colocar sensores permanentemente en una máquina y situar puntos de conexión con el equipo de vibraciones, en un lugar adecuado y seguro.

### **5.6.3.1 Conocer las máquinas**

Está claro que la inversión que debe realizarse para desarrollar un programa de monitoreo y análisis de vibraciones, es elevada, pero más importante aún es estar claro en los beneficios que este programa nos brinda. Es por ello que debemos aprovechar al máximo los recursos con que se cuenta.

Un buen comienzo es conocer nuestras máquinas. Para esto, la información mínima que deberíamos tener de cada máquina, se lista a continuación:

- Velocidad de operación y potencia motriz
- Condiciones de operación (carga, flujo, presión, etc.)
- Si se trata de bombas o ventiladores, número de álabes o aspas
- En reductores, número de dientes en los engranajes
- Diámetros de poleas, si existen
- Detalles de los rodamientos, tales como fabricante y número de rodamiento, diámetros de pista externa e interna, cantidad de elementos rodantes, etc.

Este último punto es muy útil, sobre todo al analizar rodamientos, pues estos detalles nos permiten conocer las frecuencias típicas de falla para el rodamiento en análisis.

Alguna de la información de la lista anterior es posible obtenerla del manual del fabricante. Cuando no sea posible, alguna puede obtenerse del primer grupo de espectro de frecuencias que se tome con la rutina de monitoreo de vibraciones.

### **5.6.3.2 Cuántas máquinas medir**

Normalmente, cuando acabamos de empezar con un programa de monitoreo y análisis de vibraciones, es muy fácil entusiasmarse y querer medir todo. Aunque parezca muy buena, esa es una posición muy arriesgada.

Por el contrario, aunque no existe un número ideal de máquinas a medir, lo que sí debemos saber es comenzar con un grupo manejable de máquinas, para no sobrecargarnos al inicio del programa de tareas de análisis y poder asegurarnos de lograr éxito con este grupo inicial. Después de conseguido, ya podemos pensar en añadir más máquinas al programa.

Por otro lado, debemos asegurarnos de que la gerencia (de mantenimiento y/o general) conozca qué máquinas estamos midiendo y analizando, y sobre todo, que estén enterados y de acuerdo con nosotros en las metas que nos hemos trazado.

Esto es importante porque resulta que una vez realizada una inversión tan grande, como lo representa el adquirir equipo para análisis de vibraciones, capacitaciones, etc., es común pensar que en adelante, las máquinas serán inmunes a las fallas, y al ocurrir una falla, puede derrumbarse todo nuestro esfuerzo y credibilidad.

### **5.6.3.3 Determinando los niveles de alarma**

La tarea que sigue es fijar las diversas alarmas que se manejarán en el programa de monitoreo de vibraciones, y redefinirlas a medida que nuestro programa se vaya desarrollando.

El principio básico es empezar con alarmas básicas usando la información disponible (recomendaciones del fabricante o normas ISO). Las medidas de vibración global son útiles para determinar condiciones de operación de las máquinas y la severidad de ésta, mediante comparación con tablas de valores límites, tales como la norma ISO 2372. En primera instancia, esto nos proporcionará un indicio básico de alarma, de tal forma que los valores límite de la norma o de las recomendaciones del fabricante, y que se están adoptando como referencia, serán considerados nuestros niveles de alarma básica.

Luego, podemos ayudarnos de la estadística para incorporar nuevos niveles de alarma, cuando tengamos cinco o más grupos de datos. Se puede aprender incluso de otras máquinas idénticas. Por ejemplo, si tenemos una serie de bombas iguales, podríamos comparar todos los datos, desechar aquellos relacionados con problemas (si existieran), y entonces construir una serie de alarmas con los datos restantes.

Esta forma de definición asegura que la alarma está basada en todo aquello que es normal para la máquina, su tamaño, localización, función, producción, etc. Cuando ocurra algo anormal, el informe indicará la existencia de un problema (como un cambio en la tendencia, aunque el nivel de vibración no sobrepase los límites de vibración del fabricante o normas ISO).

#### **5.6.4 Determinando las rutinas**

Una vez configurado el programa de monitoreo, el trabajo será tomar datos de vibración de acuerdo al plan establecido. El plan, idealmente, debe ser flexible, ya que si ciertas máquinas tienen problemas, debería considerarse medirlas con mayor frecuencia, y posiblemente, si algunas máquinas prueban ser muy fiables en operación, podría considerarse medirlas con menor frecuencia.

El plan establecido para la toma de datos debe contemplar condiciones estándar y repetibles de prueba. Es importante que la máquina esté funcionando a la misma velocidad y a la misma carga, porque cuando compararemos medidas de vibración, el único cambio que queremos encontrar, es el debido al estado de la máquina. Esto constituirá nuestro plan para el monitoreo rutinario de la vibración. Información adicional para apoyarnos, la podemos encontrar en la información de los incisos 4.1 y 4.2 del capítulo anterior.

El plan del que se platica en el párrafo anterior, debe contemplar un sistema de identificación de cada máquina (con un nombre bien reconocido para cada máquina de la planta), y las localizaciones de los puntos a medir. Esta nomenclatura debe ser fácilmente reconocible y comprensible.

Finalizada la tarea de toma de medidas de vibración planificadas en la rutina, viene la etapa en la que toda la información obtenida será procesada para detectar, analizar, corregir y verificar. Justamente, estas cuatro fases se deben realizar cada vez que se tomen datos de vibración de acuerdo con la rutina planificada. En los incisos siguientes, se describe la actividad a realizar en cada una de las fases.

#### **5.6.4.1 La fase de detección**

La detección es la primera de las fases. Empezaremos haciendo un conteo de los datos de los niveles de vibración e identificar las máquinas cuyos niveles han sobrepasado los niveles de alarma establecidos en el programa de monitoreo.

Después, debemos hacer un repaso del informe, y quizás un chequeo de los datos con el propósito de desechar falsas alarmas, de tal manera que al finalizar el repaso el resultado sea una lista de máquinas que requerirá un análisis más profundo. Es acá donde empieza la segunda fase: análisis.

#### **5.6.4.2 La fase de análisis**

En esta fase, debemos repasar los datos e identificar la naturaleza y severidad de los problemas en la máquina. Estos datos son los valores de vibración global, espectros de frecuencias, valores BCU y ángulos de fase (si fueron tomados).

En algunas ocasiones, encontraremos que no ha habido cambios significativos respecto a la última medición, determinando que la máquina no requerirá intervención alguna.

Otras veces será necesario realizar pruebas adicionales para llevar a cabo el diagnóstico (ángulos de fase, espectros de frecuencias con diferentes rangos de frecuencia y resolución, medir vibración en arranque y/o parada, etc.)

Cuando sea confuso realizar el análisis, podemos apoyarnos en otro método de diagnóstico, por ejemplo, termografía, análisis de aceites, etc.

Además, cuando sea posible, comparar información de la máquina que crea confusión con máquinas que se consideran en buen estado y condiciones de operación aceptables.

Esta fase de análisis nos permitirá tener la capacidad para elaborar informes acerca del estado de la máquina y dar las recomendaciones necesarias para mejorar su operación y reducir el nivel de vibración. La acción dependerá de la naturaleza y severidad del problema, pero también de la demanda del equipo, la disponibilidad de repuestos, etc.

Básicamente es una decisión económica, por ello puede ser frustrante que todo nuestro esfuerzo para detectar y diagnosticar fallas sea ignorado. Sin embargo, debemos tener en cuenta a las personas que intervienen para tomar una decisión de esta índole. Idealmente deberíamos dar suficientes avisos acerca de un problema, para que la reparación se efectúe durante el próximo periodo planificado de parada de la máquina o planificarlo durante un periodo de producción cero. Ese será básicamente el objetivo.

#### **5.6.4.3 Correcciones**

Una vez dadas las recomendaciones basadas en el análisis efectuado, no debemos estancarnos en ese punto. Debemos continuar con la siguiente fase, la corrección.

Las correcciones no deben tratarse únicamente como las que se efectúan en la máquina para mejorar sus condiciones de operación, sino en tratar de determinar la causa que propiciara el fallo.

Si logramos determinar por qué razón ocurrió el problema, y trabajamos para lograr un correcto funcionamiento, la máquina seguramente será más fiable en el futuro.

#### **5.6.4.4 La fase de verificación**

No olvidemos que cuando se realiza una reparación en la máquina como resultado de las recomendaciones que elaboramos, tendremos que efectuar pruebas adicionales para asegurarnos de que el problema está resuelto, y que la máquina ahora trabaja correctamente. Cuando esto se lleva a cabo, nos encontraremos en la cuarta fase, la verificación.

Mediante un segundo análisis, comprobemos el estado del balanceo y alineación, comprobemos que los apoyos y rodamientos estén bien, que la estructura, tornillos de anclaje estén firmes, etc.

Es más que seguro que tendremos la oportunidad de ahorrarle dinero a nuestra empresa. Por ello hay que tratar de informar siempre a la gerencia acerca de los costos en mantenimiento que estamos evitando, pero no nos limitemos a documentar la descripción del problema encontrado y la corrección que se realizó para evitar una falla en la máquina. Cuando sea posible, debemos tener en nuestro informe términos económicos.

#### **5.6.4.5 Conclusión**

A veces resulta difícil elaborar informes con número y ganar crédito, pero debemos descubrir la causa y el efecto. Debemos vender los beneficios de una política de mantenimiento predictivo y demostrar el impacto que está haciendo.

Finalmente, se espera que la información incluida a lo largo del inciso 5.6 provea de la suficiente información para lograr establecer un programa de monitoreo de vibraciones exitoso, tanto en el diagnóstico de problemas como a mantener una aceptación dentro del grupo de trabajo dentro de la compañía, ya que es un hecho que se presentará resistencia al cambio.







## CONCLUSIONES

1. A través de la investigación realizada se ha descubierto que toda máquina en funcionamiento vibra y aunque existe cierto nivel permisible de vibración, la excesiva es producto de condiciones corregibles tales como desbalance, desalineamiento, rodamientos en mal estado, etc.
2. La vibración que ocurre en una máquina, si es excesiva, en cualquier momento puede provocar que elementos puedan dañarse debido a las grandes fuerzas dinámicas que se producen.
3. A través de las gráficas de espectros de frecuencias, que no son más que un estudio de las vibraciones separadas por frecuencia, se puede analizar y descubrir la razón o razones por las cuales una máquina se encuentra con vibración excesiva, de tal manera que se pueden formular correcciones para mejorar la condición de su operación.
4. Se ha logrado reducir ostensiblemente el nivel de vibración del grupo de máquinas estudiadas en el presente trabajo, luego de haber realizado las correcciones que se plantearon en base al análisis de frecuencias que se realizó para cada una de ellas.
5. El análisis comparativo que se realizó en el capítulo 5, demuestra que al haber realizado la aplicación de análisis de vibraciones en el grupo de máquinas estudiado, resultó en una mejora de la condición de operación de cada una de las máquinas, en especial para aquellas cuyo nivel de vibración era considerado peligroso, por lo tanto, es de gran beneficio para la maquinaria en

general realizar análisis de vibraciones periódicos para vigilar que los niveles de vibración sean aceptables.

6. Buscar la fuente del problema, debe ser en adelante la filosofía de los departamentos de mantenimiento, considerando que reparar cuando se produce la falla es contraproducente para la empresa en general, en tanto que al buscar la fuente del problema con un adecuado análisis de vibraciones, y corregir antes de que ocurra una falla mayor, se logra reducir costos por tiempos muertos de producción, costos elevados de reparación, costos por horas extras de personal de mantenimiento, costos de repuestos, etc.
7. La información contenida en este trabajo constituye una buena fuente de consulta sobre el análisis de vibraciones para diagnóstico de problemas en máquinas, que va desde el mismo fundamento teórico de las vibraciones mecánicas hasta la puesta en práctica de estos conceptos con la identificación de los beneficios de ésta aplicación.

## RECOMENDACIONES

1. La aplicación de un programa de análisis de vibraciones en las máquinas estudiadas se tradujo en una mejora tangible en las condiciones de operación y en la reducción de los niveles de vibración global, por lo tanto, es una buena medida continuar con el monitoreo y análisis periódico de vibraciones en éstas máquinas, con el objetivo de mantener la condición de operación en niveles aceptables.
2. Oportunamente, debe considerarse extender el programa de análisis de vibraciones a otras máquinas que sean fundamentales para la continuidad en operación.
3. El análisis de vibraciones es una herramienta valiosa para el diagnóstico de máquinas, sin embargo, será muy útil complementar el análisis de vibraciones con otras herramientas disponibles para el diagnóstico, tales como termografía, análisis ferrográficos y de aceites, etc.
4. Agregar sesiones prácticas de análisis de vibraciones al contenido del curso de vibraciones de la carrera de ingeniería mecánica industrial, para que los estudiantes puedan interactuar la teoría con la práctica.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Abularach, Luis. **El análisis de vibraciones mecánicas en el mantenimiento predictivo de los ventiladores de una torre de secado de detergentes.** Tesis Ing. Mecánico Industrial. Guatemala, Universidad Rafael Landívar, Facultad de Ingeniería, 1996. 55 Pág.
2. Alvarado Carío, Edwin A. **Vibraciones de máquinas y su consideración en el diseño.** Tesis Ing. Mecánico. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 1987.
3. Avallone, Eugene A. y Baumeister III, Theodore. **Manual del ingeniero mecánico.** 9ª ed. México: Mc Graw Hill, 1996.
4. Bernhard, D. L. (Pete). **Machinery vibration & balancing.** San Diego, California, USA: SKF Edition, 1994.
5. Berry, James E. **How to implement an effective condition monitoring program using vibration analysis.** Charlotte, Carolina del Norte, USA: Technical associates of Charlotte, Inc, 1994.
6. Buscarello, Ralph T. **Practical solution to machinery and maintenance vibration problems.** Denver, Colorado, USA: Update International, Inc., 1997.
7. **Manual Wärtsilä diesel vasa 32.** 10ª ed. Finlandia: Wärtsilä Diesel NSD, 1995.
8. Noriega Motta, Julio A. **Análisis de vibraciones y sus efectos en los elementos de máquinas.** Tesis Ing. Mecánico. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 1983.
9. Schenck, Carl A. **Field balancing.** New York: Schenck Trebel Corp., 1993. 114 Pág.
10. Schenck, Carl A. **Machine diagnosis. Field balancing. Alignment. Methods, benefits and solutions.** New York: Schenck Trebel Corp., 1995. 135 Pág.
11. Severns, W.H. y otros. **Energía mediante vapor, aire o gas.** 5ª ed. México: Editorial Reverté, S.A., 1996. 503 Pág.

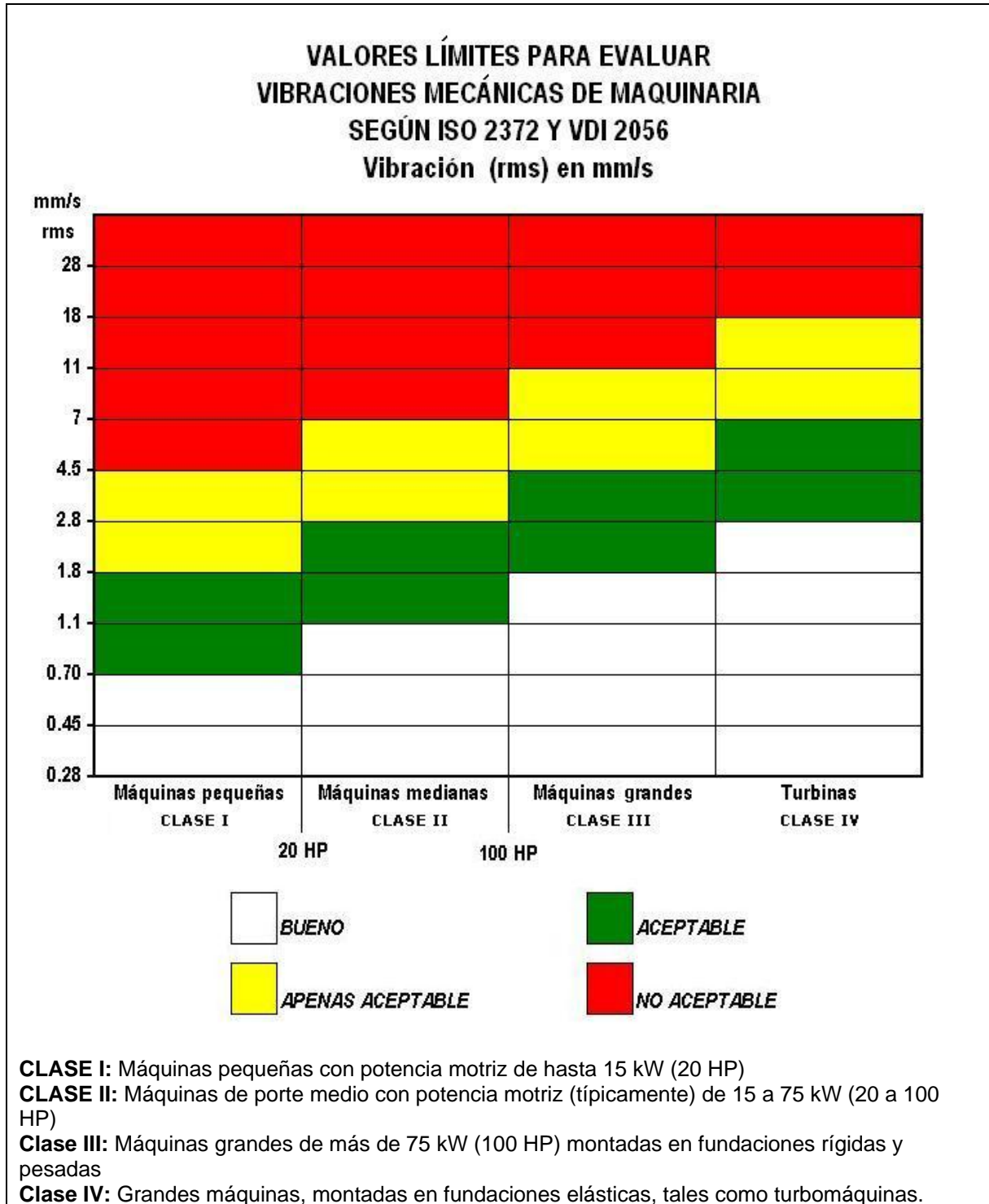
12. Thompson, William T. **Teoría de vibraciones. Aplicaciones.** México: Impresora Roma, S.A., 1982.

## **ANEXOS**



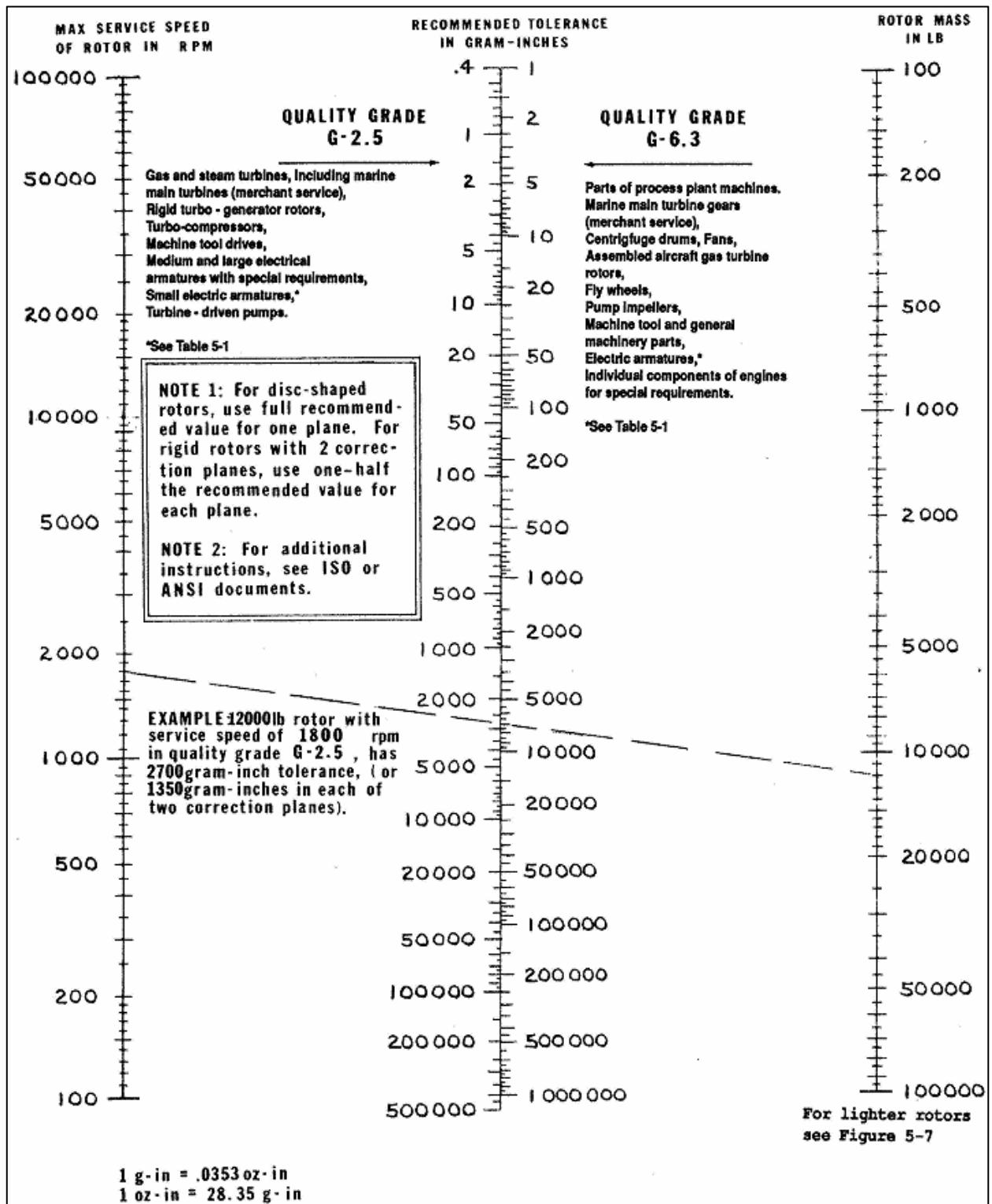
## ANEXO A

**Tabla XXVI. Valores límite para la evaluación de vibraciones mecánicas según ISO 2372**



**Fuente:** Norma ISO 2372, edición 1984.

**Tabla XXVII. Nomograma para hallar tolerancias de balanceo, grado 2.5 y 6.3, basada en la norma ISO 1940 y ANSI S2.19**



Fuente: Fundamentals of balancing, Schenck Trebel, 1999.

**Tabla XXVIII. Valores límite para vibraciones mecánicas según la norma ISO 10816-3**

**ISO 10816 - 3**  
**Grupo 1:**  
**Máquinas grandes con valores de poder por encima de 300 kW;**  
**máquinas eléctricas con ejes de altura H <sup>3</sup> 315 mm**

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la vibración en $\mu\text{m}$ (rms)	Velocidad de la vibración $\text{mm/s}$ (rms)
rígido	A	29	2,3
	B	57	4,5
	C	90	7,1
	D		
flexible		45	3,5
		90	7,1
		140	11

**ISO 10816 - 3**  
**Grupo 2:**  
**Máquinas de mediano tamaño con valores de fuerza average 15 kW a 300 kW; máquinas electricas con ejes de altura 160 mm  $\leq$  H >315 mm**

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la vibración $\mu\text{m}$ (rms)	Velocidad de la vibración $\text{mm/s}$ (rms)
rígido	A	22	1.4
	B	45	2.8
	C	71	4.5
	D		
flexible	A	37	2.3
	B	71	4.5
	C	113	7.1
	D		

**Tabla XXVIII (continuación). Valores límite para vibraciones mecánicas según la norma ISO 10816-3**

**ISO 10816 - 3**  
**Grupo 3:**  
**Bombas con impellers de multi-paletas y transmisiones separadas (con radial, semi-radial y flujo axial) y valores de poder por encima de 15 kW**

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la vibración um (rms)	Velocidad de la vibración mm/s (rms)
rígido	A	18	2.3
	B	36	4.5
	C	56	7.1
	D		
flexible		28	3.5
		56	7.1
		90	11

**ISO 10816 - 3**  
**Grupo 4:**  
**Bombas con impellers de multi-paletas y transmisiones integrales (con radial, semi-radial y flujo axial) y valores de poder por encima de 15 kW**

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la vibración um (rms)	Velocidad de la vibración mm/s (rms)
rígido	A	11	1.4
	B	22	2.8
	C	36	4.5
	D		
flexible	A	18	2.3
	B	36	4.5
	C	56	7.1
	D		

**Fuente:** Norma ISO 10816-3, edición de 1998.

## ANEXO B

### Formato B.1. Formato para coleccionar información de medidas de vibración

<b>FORMATO PARA TOMA DE MEDIDAS DE VIBRACIÓN</b>				
Máquina : _____				
Velocidad de operación: _____ rpm   Hz Potencia motriz : _____ kW   HP				
Analista : _____ Fecha : _____				
 <b>Espacio para realizar diagrama de la máquina.</b>  				
Punto No.	Orientación (H, V o A)*	Vibración global (mm/s rms)	Ángulo de fase	¿Se obtuvo gráfico FFT?**
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
Clasificación según ISO 2372: _____				
Condición de operación: _____				
Notas: _____				
_____				
* Orientación: H = horizontal, V = vertical, A = axial.      ** FFT = Espectro de frecuencias				

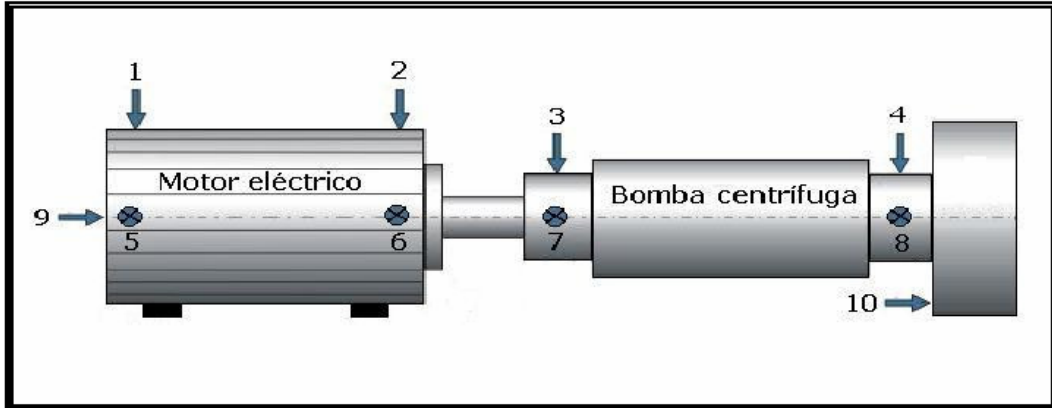
## Formato B.2. Formato con datos de bomba centrífuga HT # 1

### FORMATO PARA TOMA DE MEDIDAS DE VIBRACIÓN

Máquina : Bomba centrífuga HT # 1

Velocidad de operación: 1770  Hz Potencia motriz : 33  HP

Analista : Luis Velásquez Fecha 15-Ene-03



Punto No.	Orientación (H, V o A)*	Vibración global (mm/s rms)	Ángulo de fase	¿Se obtuvo gráfico FFT?*
1	V	3.35	--	
2	V	3.33	--	
3	V	3.49	--	
4	V	3.72	--	
5	H	4.45	--	<b>Sí</b>
6	H	4.41	--	
7	H	3.86	--	
8	H	4.14	--	
9	A	2.02	--	
10	A	2.09	--	
11				
12				

Clasificación según ISO 2372: Máquina mediana

Condición de operación: Apenas aceptable

Notas: El valor máximo de vibración no muestra variación con respecto al historial de valores máximos registrados anteriormente.

\* Orientación: H = horizontal, V = vertical, A = axial. \*\* FFT = Espectro de frecuencias

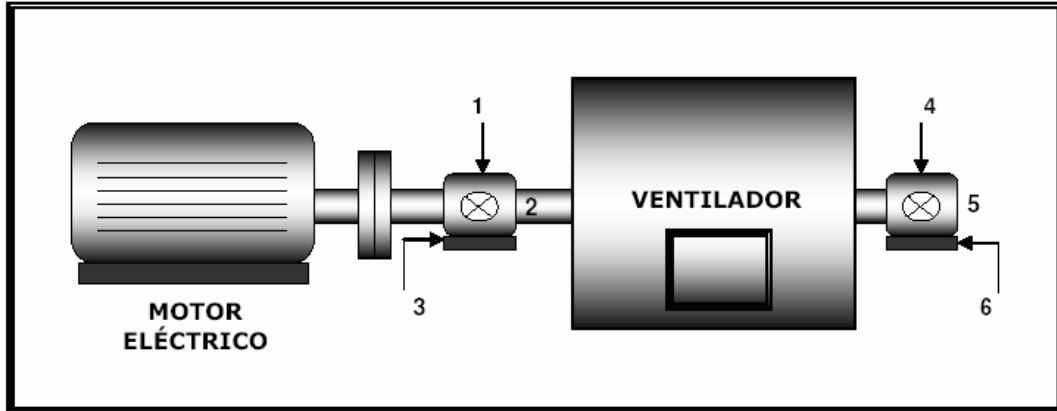
**Formato B.3. Formato con datos de ventilador de tiro inducido, caldera # 5**

**FORMATO PARA TOMA DE MEDIDAS DE VIBRACIÓN**

**Máquina :** Ventilador del tiro inducido, caldera # 5.

**Velocidad de operación:** 595  Hz **Potencia motriz :** 400  kW

**Analista :** Luis Velásquez **Fecha** 16-Mar-03



Punto No.	Orientación (H, V o A)*	Vibración global (mm/s rms)	Ángulo de fase	¿Se obtuvo gráfico FFT? **
1	V	0.57	248°	
2	H	7.57	163°	Sí
3	A	0.99		
4	V	0.83	259°	
5	H	7.92	165°	Sí
6	A	0.42		
7				
8				
9				
10				
11				
12				

**Clasificación según ISO 2372:** Máquina grande

**Condición de operación:** Apenas aceptable

**Notas:** \_\_\_\_\_

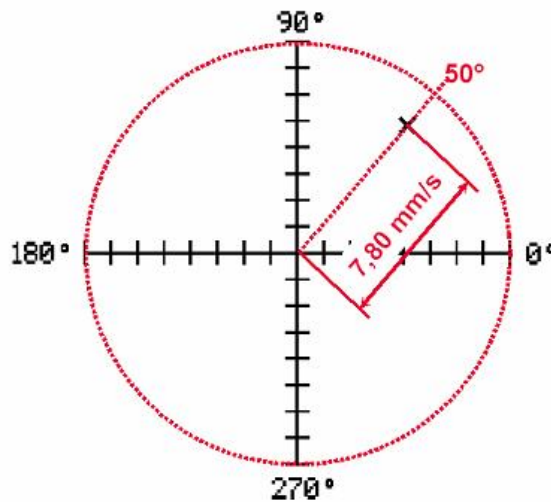
\* Orientación: H = horizontal, V = vertical, A = axial.      \*\* FFT = Espectro de frecuencias

## ANEXO C

### Ejemplo de aplicación del Procedimiento de Balanceo en el Sitio de Operación

Para realizar un ejemplo en la forma y aplicación del balanceo en el sitio de operación, se tomará como referencia, la información del balanceo en el sitio del ventilador de tiro inducido caldera # 5.

En este ventilador, la medida inicial del desbalance fue 7.80 mm/s rms con ángulo de fase 50°. Esta información es un vector, dado que posee magnitud y dirección. En un plano cartesiano, se vería de la siguiente manera:



**Figura C1. Medida inicial de desbalance**

Realizada la medida inicial se debe agregar el peso de prueba. El peso de la masa de prueba se calcula en función del tamaño y peso del ventilador, mediante la siguiente fórmula:

$$M_{prueba} = 30 * \frac{M_{rotor}}{r_{rotor}}$$

Donde:

$M_{prueba}$  = peso de la masa de prueba, en gramos.

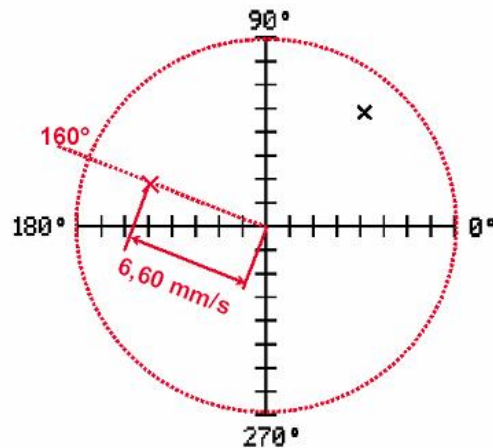
$M_{rotor}$  = peso del rotor a balancear, en kilogramos.

$r_{rotor}$  = radio del rotor, en mm.



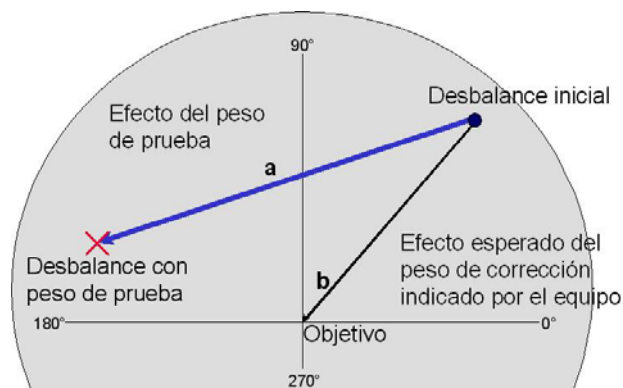
El radio debe corresponder con la distancia del centro hasta la circunferencia donde se colocarán el peso de prueba y el peso de corrección. En este caso, el peso de prueba será 400 gramos.

Colocado el peso de prueba, la medida de prueba que el equipo de vibraciones registró es 6.60 mm/s rms y ángulo 160°. Este punto puede observarse en la figura C2.



**Figura C2. Medida de desbalance con peso de prueba**

Al sobreponer las gráficas de las figuras C1 y C2, tal como puede verse en la figura C3, observaremos el efecto que se produjo como consecuencia del peso de prueba. Además se muestra el objetivo del balanceo que consiste en trasladar el punto del desbalance, lo más cercano posible al origen de la gráfica, es decir lo más cercano al cero, que teóricamente es donde existirá el balance perfecto o la correcta distribución de masas del ventilador.



**Figura C3. Efecto del peso de prueba y objetivo del balanceo**

El ángulo que se forma entre los vectores del efecto del peso de prueba (vector a) y el vector objetivo del balanceo (vector b), será el valor del ángulo al cual nosotros debemos realizar la corrección y este ángulo se medirá a partir del punto donde se colocó el peso de prueba y en dirección contraria a la dirección de rotación del ventilador.

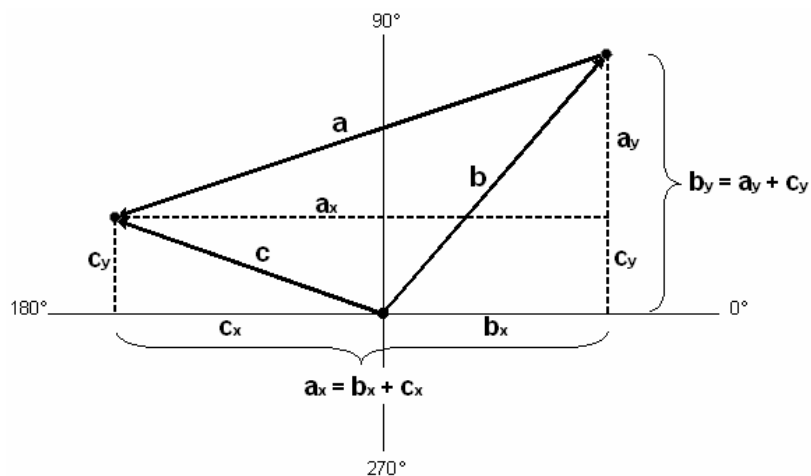
Además, debe encontrarse la longitud del vector del efecto del peso de prueba, y la longitud del vector objetivo. Luego, mediante la ecuación siguiente, se realiza una relación entre estos valores y se encontrará el peso de corrección.

$$M_{\text{corrección}} = M_{\text{prueba}} * \frac{b}{a}$$

Donde:

- $M_{\text{corrección}}$  = masa de corrección
- $M_{\text{prueba}}$  = masa de prueba
- a = longitud del vector efecto del peso de prueba
- b = longitud del vector objetivo del balanceo

Para encontrar el valor de la longitud del vector a, se debe realizar una descomposición de los vectores b y vector que corresponde a la medida del desbalance o vector c. Seguido de eso, podremos encontrar la longitud del vector a, tal como se muestra en la figura C4.



**Figura C4. Forma gráfica para encontrar la longitud del vector a**

La longitud del vector b corresponde al valor de la amplitud del desbalance inicial, en este caso, la longitud del vector b es 7.80 y la longitud del vector c es 6.60. Los vectores a y c tienen las siguientes magnitud y dirección:

$$\text{Vector b} = 7.80 \text{ mm, ángulo } 50^\circ$$

$$\text{Vector c} = 6.60 \text{ mm, ángulo } 160^\circ$$

las componentes cartesianas de los vectores a y c son:

$$c_x = c \cos 160^\circ \text{ (valor absoluto)} = 6.20 \text{ mm}$$

$$c_y = c \sin 160^\circ \text{ (valor absoluto)} = 2.257 \text{ mm}$$

$$b_x = a \cos 50^\circ = 5.01 \text{ mm}$$

$$b_y = a \sin 50^\circ = 5.975 \text{ mm}$$

de la figura 4, observamos que las componentes del vector a son:

$$a_x = b_x + c_x = 11.21$$

$$a_y = b_y - c_y = 3.72$$

finalmente, el valor del vector b es:

$$a^2 = (a_x)^2 + (a_y)^2 = 139.5$$

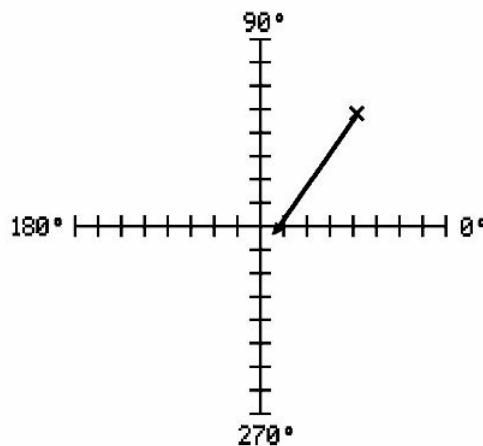
$$a = \mathbf{11.81}$$

Al aplicar la fórmula para encontrar el peso de corrección, se obtiene el valor del peso de corrección cuyo valor es 264 gramos.

Entonces, habrá que colocar 264 gramos de peso de corrección a un ángulo de  $32^\circ$  con respecto al punto donde se colocó el peso de prueba. Además, el peso de prueba debe ser removido.

Realizada esta operación, se toma la medida de chequeo. En este caso, la medida de chequeo que se observó en el equipo de vibraciones es 0.62 a un ángulo de  $334^\circ$ .

Visto de forma gráfica (ver figura C5), éste valor de vibración y fase se acercan bastante al cero, siendo esto un indicativo de un desbalance residual aceptable.



**Figura C5. Medida de chequeo del balanceo**

En aquellos casos donde la amplitud de la vibración 1X (medida de chequeo del balanceo), no sea del todo satisfactoria, se puede repetir el procedimiento hasta alcanzar un nivel aceptable o deseable.

## ANEXO D



**Briel & Kjaer Vibro**

A supplement to  
our Vibrotest 60  
brochure #BBF-0009.



The all new Vibrotest 60 offers the most advanced vibration analysis tools available in one easy to use instrument.

# VIBROTEST 60

*New!* version 4

### New features to observe machine behavior.

- **Manual Entry** to input machine process values
- **Band-pass measurement** to evaluate bearing condition on low-speed machines.
- **Overall Vibration vs. Speed**
- **Overall Vibration vs. Time**

### New features to accurately diagnose the cause of faults and damage.

- **Selective Envelope Detection (SED)** to diagnose bearing problems on low-speed machines
- **Cepstrum function**

### And a completely new module with CPB spectrum functions for maximum analysis capability.

- **Constant Percentage Bandwidth (CPB)**

Traditionally, FFT spectral analysis has been used for fault detection and signal analysis, but it can be time consuming. The CPB analysis feature guarantees maximum spectral analysis in broad-band fault detection so on-going damage can be identified earlier.

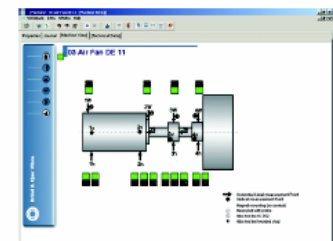
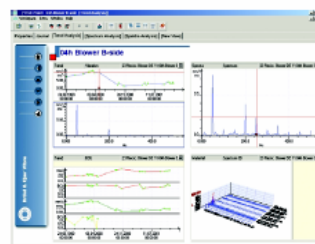
- Faster measurement results through reduced number of frequency components (bands).
- Easier interpretation of the measurement data.
- Early fault detection due to high reproducibility of the measurement. Limit values can be set closer to reference values under "normal" operating conditions.

## xms eXtended Monitoring Software

Our new XMS software is the perfect complement to our Vibrotest 60, and makes analyzing data, machine maintenance and reporting easy! This powerful software program is completely customizable so you can easily organize your machine data with your own photos, logos and reports!

- Powerful analysis functions
- Extensive rolling-element bearing database
- Automatic report creation with customizable templates.
- Graphic navigation using your machine photos, sketches, etc...
- Internet window to access real-time info via web camera.

Can also be used independently  
To create a complete machine  
maintenance library!



## VIBROTEST 60 version 4 information:

### Overview of all modules:

#### Module 1.1:

- Absolute bearing vibrations  
High pass: 1Hz to 10kHz\*  
Low pass: 10 Hz to 20 kHz\*
- Relative shaft vibrations  
High pass: 1Hz to 10kHz\*  
Low pass: 10 Hz to 20 kHz\*
- ◆ Bearing Condition Unit (BCU)
- ◆ Process values
- ◆ Speed measurement
- Manual entry
- Band-pass measurement  
High pass: 630 Hz to 16 kHz\*  
Low pass: 800 Hz to 20 kHz\*

#### Module 1.2:

- Overall vibration vs. speed  
1Hz to 10kHz
- Overall vibration vs. time  
10s – 99,999s (27 hrs)

#### Module 2.1:

- ◆ FFT Spectrum

#### Module 2.2:

- ◆ Bearcon Signature (BCS)
- Selective Envelope Detection (SED)  
Two Band Pass filters are available:  
Bearing resonance frequencies:  
High pass: 630 Hz to 16 kHz\*  
Low pass: 800 Hz to 20 kHz\*  
Bearing fault frequencies:  
High pass: 1, 2, 5, 10 Hz  
Low pass 20, 50, 100, 200, 500, 1000, 2000 Hz
- Cepstrum function

#### Module 3:

- ◆ Tracking

#### Module 5:

- ◆ Dual channel function

#### Module 7:

- ◆ Balancing expert

#### Module 8:

- Constant Percentage Bandwidth (CPB)  
Bandwidth: Steps 70%/23%/6%  
(selectable)  
High pass: 1,1/2,2/4,5/9/18/35 Hz  
(selectable)  
Low pass: 1,1/2,2/4,5/9/18 kHz  
(selectable)  
Averaging time: 3-999 seconds
- ◆ Ordering information and technical data as described in brochure *BBF 0009-US-12*
- New Version 4 specifications and/or modules.
- \* Selectable in 1/3 octave steps

## PC Software Packages

Two powerful Windows® based software packages are available for the Vibrotest 60:

### Vibro Report

Allows all measurement to be displayed in graphic form or as a measurement list, and printed for documentation purposes.

### XMS – eXtended Monitoring Software

The professional software for "condition-oriented maintenance," with an intelligent data-base function to manipulate comprehensive machine data.

### Overview of Modules:

#### Basic Module B01

SQL Data base and basic functions

#### Interface Module I01

Communication with PCMCIA-Card, Reading Reports

#### Analysis Module A10

Analysis of Overall Values, Rotational Speed and Process Parameters

#### Analysis Module A11

Analysis of Overalls vs. Time and Overalls vs. Speed

#### Analysis Module A20

Analysis of Spectrum, Cepstrum, SED-/BCS Spectrum

#### Analysis Module A21

Analysis of CPB Spectrum

#### Diagnosis Module D10

FFT-Marker and Bearing Database

### PC Requirements:

Windows 2000®, Windows NT® 4.0, or Windows XP®.

Pentium III or IV