



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**ALINEAMIENTO ENTRE ACOPLES CON EQUIPO LÁSER Y SU APLICACIÓN
EN EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN LA INDUSTRIA GUATEMALTECA**

Felipe Simeón Morales Castillo

Asesorado por el Ing. Luis Alberto Velásquez Aguilar

Guatemala, abril de 2016

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ALINEAMIENTO ENTRE ACOPLES CON EQUIPO LÁSER Y SU APLICACIÓN
EN EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN LA INDUSTRIA GUATEMALTECA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

FELIPE SIMEÓN MORALES CASTILLO

ASESORADO POR EL ING. LUIS ALBERTO VELÁSQUEZ AGUILAR

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, ABRIL DE 2016

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

| | |
|------------|--|
| DECANO | Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco |
| VOCAL I | Ing. Angel Roberto Sic García |
| VOCAL II | Ing. Pablo Christian de León Rodríguez |
| VOCAL III | Inga. Elvia Miriam Ruballos Samayoa |
| VOCAL IV | Br. Raúl Eduardo Ticún Córdova |
| VOCAL V | Br. Henry Fernando Duarte García |
| SECRETARIA | Inga. Lesbia Magalí Herrera López |

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

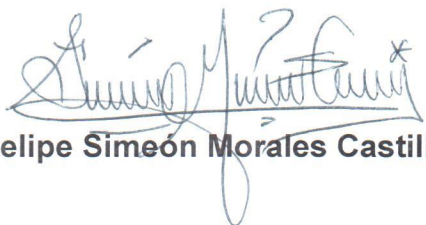
| | |
|------------|--|
| DECANO | Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos |
| EXAMINADOR | Ing. José Ismael Véliz Padilla |
| EXAMINADOR | Ing. Byron Giovanni Palacios Colindres |
| EXAMINADOR | Ing. Milton Alexander Fuentes Orozco |
| SECRETARIO | Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez |

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

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

ALINEAMIENTO ENTRE ACOPLS CON EQUIPO LÁSER Y SU APLICACIÓN EN EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN LA INDUSTRIA GUATEMALTECA

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 8 de octubre de 2010.



Felipe Simeón Morales Castillo

Guatemala 30 de julio de 2013

Ingeniero:

Julio Campos Paiz

Director Escuela de Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería

Universidad de San Carlos de Guatemala

Señor Director:

Por este medio me dirijo a usted, para informarle que he llevado a cabo la revisión del trabajo de graduación del estudiante: **Felipe Simeón Morales Castillo**, con carné **1996-16615**, trabajo que lleva el título de **"ALINEAMIENTO ENTRE ACOPLES CON EQUIPO LÁSER Y SU APLICACIÓN EN EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN LA INDUSTRIA GUATEMALTECA"**.

Después de haber realizado las correcciones necesarias considero que el trabajo cumple con los requisitos exigidos por la facultad de Ingeniería; por lo que doy mi aprobación para que pueda continuar con los trámites correspondientes.

Agradeciendo su atención me suscribo de usted

Atentamente,



Ing. Luis Alberto Velásquez Aguilar
Asesor de Trabajo de Graduación

Luis Alberto Velásquez Aguilar
Ingeniero Mecánico Industrial
Colegado No. 7358



El Coordinador del Área Complementaria, de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado **ALINEAMIENTO ENTRE ACOPLERES CON EQUIPO LÁSER Y SU APLICACIÓN EN EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN LA INDUSTRIA GUATEMALTECA**, del estudiante **Felipe Simeón Morales Castillo**, recomienda su aprobación.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Coordinador de Área



Guatemala, agosto, de 2013.

/behdei.



USAC

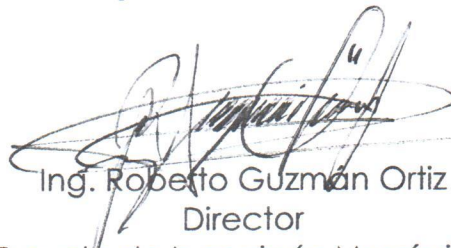
TRICENTENARIA
Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería

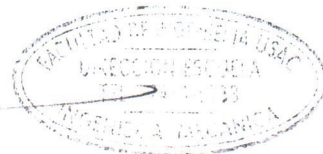
Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.E.I.M.122.2016

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor y con la aprobación del Coordinador del Área Complementaria del trabajo de graduación titulado: **ALINEAMIENTO ENTRE ACOPLS CON EQUIPO LÁSER Y SU APLICACIÓN EN EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN LA INDUSTRIA GUATEMALTECA** del estudiante **Felipe Simeón Morales Castillo**, carné No. **1996-16615** y luego de haberlo revisado en su totalidad, procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Roberto Guzmán Ortiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



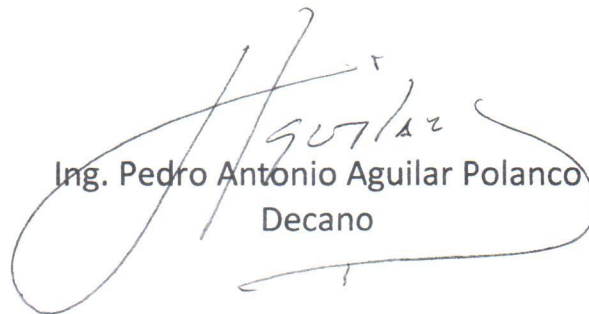
Guatemala, abril de 2016

/aej



El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **ALINEAMIENTO ENTRE ACOPLS CON EQUIPO LÁSER Y SU APLICACIÓN EN EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN LA INDUSTRIA GUATEMALTECA**, presentado por el estudiante universitario: **Felipe Simeón Morales Castillo**, y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:


Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
Decano

Guatemala, abril de 2016

/gdech



ACTO QUE DEDICO A:

| | |
|---------------------|---|
| Dios | Por su infinita misericordia y derramar sobre mí una bendición más. |
| Mis padres | Baudilio Morales y Bertha Castillo de Morales, con amor y gratitud a sus esfuerzos, sacrificios y apoyo incondicional. |
| Mi esposa | Yesselin de Morales, quién ha hecho suyos mis sufrimientos, problemas y mis logros. Gracias por su amor, paciencia y comprensión. |
| Mis hijos | Sofía y Diego Morales, lo más grande y valioso que Dios me ha regalado. |
| Mis hermanas | Doreen y Dulce Morales, con todo mi cariño. |
| Mis abuelos | Héctor Morales (q. e. p. d.) y Silvia López de Morales (q. e. p. d.), Simeón Castillo (q. e. p. d.) y Bertha Ordoñez de Castillo (q. e. p. d.). |
| Mis cuñadas | Ilsa y Linda Barillas, agradeciéndoles su apoyo y cariño. |

Mis suegros

Samuel Barillas y en especial a Olimpia de Barillas, quienes me han dado su apoyo para lograr esta meta.

Mi familia

Por su apoyo moral.

Mis amigos

Gracias a cada uno de ustedes.

AGRADECIMIENTOS A:

| | |
|--|--|
| Universidad de San Carlos de Guatemala | Casa de estudios que me brindó la oportunidad de alcanzar mis metas. "Id y enseñad a todos". |
| Facultad de Ingeniería | Por brindarme los conocimientos necesarios para desarrollarme como ingeniero mecánico. |
| Mi asesor | Ing. Luis Alberto Velásquez Aguilar, por su amistad y ejemplo profesional. |
| Mis compañeros de trabajo | Por compartir sus conocimientos y ser parte de mí desarrollo profesional. |
| Elliott Turbocharger Guatemala, S. A. e Industrias Mycenter | Por confiar en mí y brindarme la oportunidad de ejercerme como profesional. |

ÍNDICE GENERAL

| | |
|---|-------|
| ÍNDICE DE ILUSTRACIONES..... | V |
| LISTA DE SÍMBOLOS | XI |
| GLOSARIO | XIII |
| RESUMEN..... | XIX |
| OBJETIVOS..... | XXI |
| INTRODUCCIÓN..... | XXIII |
| | |
| 1. MARCO TEÓRICO..... | 1 |
| 1.1. Reseña histórica..... | 2 |
| 1.1.1. Mantenimiento | 3 |
| 1.1.2. Tipos de mantenimiento | 3 |
| 1.1.2.1. Mantenimiento correctivo..... | 4 |
| 1.1.2.2. Mantenimiento preventivo..... | 5 |
| 1.1.2.3. Mantenimiento predictivo | 8 |
| 1.1.2.4. Mantenimiento proactivo..... | 12 |
| 1.2. Problemas comunes en la industria por falta de mantenimiento predictivo y proactivo | 13 |
| 1.3. Razones para realizar un correcto mantenimiento predictivo.. | 15 |
| | |
| 2. ALINEAMIENTO..... | 17 |
| 2.1. Definición..... | 17 |
| 2.2. Factores que afectan el correcto alineamiento | 18 |
| | |
| 3. DESALINEAMIENTO | 21 |
| 3.1. Introducción..... | 21 |

| | | |
|--------|--|----|
| 3.2. | Diagnóstico de desalineamiento | 22 |
| 3.3. | Características | 22 |
| 3.4. | Desalineamiento en ejes acoplados..... | 23 |
| 3.5. | Desalineamiento angular..... | 29 |
| 3.6. | Desalineamiento paralelo..... | 30 |
| 3.7. | Desalineamiento en rodamientos..... | 32 |
| 4. | MÉTODOS DE DIAGNÓSTICO, VIBRACIONES MECÁNICAS | 35 |
| 4.1. | Términos fundamentales..... | 36 |
| 4.1.1. | Tipo de vibración en máquinas..... | 46 |
| 4.1.2. | Vibración global..... | 49 |
| 4.1.3. | Transformada rápida de Fourier y espectro de frecuencias | 49 |
| 4.1.4. | Fase de la vibración | 51 |
| 4.1.5. | Definición de fase y toma de medidas..... | 51 |
| 4.2. | Evaluación del estado de la máquina usando valores globales de vibración..... | 54 |
| 4.2.1. | ¿Cuánto es excesiva vibración?..... | 55 |
| 4.2.2. | Evaluación usando valores límites de guías y normas | 56 |
| 4.2.3. | Evaluación usando valores recomendados por el fabricante..... | 58 |
| 4.2.4. | Evaluación de máquinas usando la tendencia | 59 |
| 4.3. | Diagnóstico de problemas en máquinas | 61 |
| 4.3.1. | Razones para diagnosticar problemas y métodos de diagnóstico | 61 |
| 4.3.2. | Diagnósticos usando mediciones de vibraciones | 66 |
| 4.4. | El uso de la fase en el diagnóstico de problemas | 67 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 4.4.1. | Identificación de problemas usando análisis de frecuencias de vibración | 83 |
| 4.4.2. | Uso del espectro de frecuencias de vibración | 84 |
| 5. | MÁQUINAS DE ESTUDIO, ALINEAMIENTO LÁSER | 99 |
| 5.1. | Ventiladores de soplado y motor | 100 |
| 5.1.1. | Descripción | 100 |
| 5.2. | Compresor de aire y motor | 126 |
| 5.2.1. | Descripción | 127 |
| 5.3. | Conjunto turbina–generador | 132 |
| 5.3.1. | Descripción | 132 |
| 6. | MÁQUINAS DE ESTUDIO, MÉTODOS TRADICIONALES DE ALINEACIÓN..... | 139 |
| 6.1. | Introducción | 139 |
| 6.1.1. | Alineación por medio de relojes comparadores.... | 140 |
| 6.1.2. | Alineación por medio de la regleta..... | 165 |
| 6.2. | Caso de estudio, conjunto turbina–reductor–generador | 170 |
| 6.2.1. | Descripción | 170 |
| 6.2.2. | Correcciones realizadas | 178 |
| 6.2.3. | Análisis de resultados..... | 183 |
| 7. | ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL ALINEAMIENTO LÁSER Y LOS MÉTODOS TRADICIONALES DE MEDICIÓN | 187 |
| 7.1. | Ventajas de un alineamiento láser respecto de los métodos tradicionales | 192 |
| 7.1.1. | Reducción del tiempo del trabajo..... | 193 |
| 7.1.2. | Medición precisa y confiable..... | 193 |
| 7.1.3. | Alta precisión | 194 |

| | | |
|---------|--|-----|
| 7.1.4. | Proceso de medición simple..... | 195 |
| 7.1.5. | Medición simultánea de los errores de posición vertical, horizontal y angular, así como la posición de rotación del eje..... | 195 |
| 7.1.6. | No hace falta desmontar el acoplamiento para alinear la máquina..... | 196 |
| 7.1.7. | Almacenaje de datos para futuros alineamientos..... | 196 |
| 7.1.8. | Alineamiento entre acoples a grandes distancias..... | 196 |
| 7.1.9. | Identificación y corrección de pata floja..... | 197 |
| 7.1.10. | Recomendación de tolerancias de acuerdo a la velocidad de giro de la máquina y el tipo de acople..... | 197 |
| 8. | REVISIÓN DE OTRAS VENTAJAS DEL ALINEAMIENTO LÁSER..... | 199 |
| 8.1. | Reducción en el consumo energético..... | 199 |
| 8.2. | Reducción de las operaciones y los costes de mantenimiento..... | 201 |
| 8.3. | Mayor duración de rodamientos, cierres mecánicos y acoplamientos..... | 203 |
| 8.4. | Mayor fiabilidad de la maquinaria al disminuir el riesgo de paradas por avería..... | 205 |
| | CONCLUSIONES..... | 207 |
| | RECOMENDACIONES..... | 209 |
| | BIBLIOGRAFÍA..... | 211 |
| | ANEXOS..... | 213 |

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

| | | |
|-----|--|----|
| 1. | Curva de la bañera..... | 6 |
| 2. | Angularidad y desplazamiento | 24 |
| 3. | Relación del ángulo, <i>Gap</i> y diámetro de trabajo | 25 |
| 4. | Relación entre el ángulo y <i>Gap</i> | 26 |
| 5. | <i>Offset</i> | 27 |
| 6. | <i>Gap</i> y <i>Offset</i> | 28 |
| 7. | Acoples con desalineamiento angular..... | 29 |
| 8. | Espectro y fase en desalineamiento angular..... | 30 |
| 9. | Acople con desalineamiento paralelo..... | 31 |
| 10. | Espectro y fase en desalineamiento paralelo..... | 31 |
| 11. | Amplitud de onda | 37 |
| 12. | Objetos vibrando con una diferencia de fase de 180°..... | 38 |
| 13. | Objeto vibrando con una diferencia de fase de 180°..... | 38 |
| 14. | Frecuencia | 40 |
| 15. | Comparación entre vibración, pico, pico a pico y <i>root mean square</i> | 42 |
| 16. | Comparación de vibración en unidades de desplazamiento, velocidad y aceleración a velocidad constante | 44 |
| 17. | Vibración armónica..... | 46 |
| 18. | Vibración compuesta..... | 47 |
| 19. | Vibración por turbulencia en ventiladores y bombas..... | 48 |
| 20. | Vibración por golpeteo | 48 |
| 21. | Transformada rápida de Fourier y espectro de frecuencias..... | 50 |
| 22. | Señal en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia | 51 |

| | | |
|-----|---|-----|
| 23. | Marcaje simulado para toma de lecturas | 53 |
| 24. | Toma de vibración en maquinaria, posible desalineamiento | 53 |
| 25. | Representación de mediciones de fase | 70 |
| 26. | Desbalance estático..... | 72 |
| 27. | Desbalance tipo copla..... | 73 |
| 28. | Desbalance dinámico..... | 73 |
| 29. | Desbalance en voladizo | 74 |
| 30. | Excentricidad | 76 |
| 31. | Eje flexionado | 77 |
| 32. | Cojinete desalineado en su eje..... | 78 |
| 33. | Holgura | 79 |
| 34. | Ejemplo de pata coja | 80 |
| 35. | Ejemplo de toma de mediciones para corregir pata coja | 82 |
| 36. | Desalineamiento angular y respuesta de fase | 93 |
| 37. | Desalineamiento paralelo y respuesta de fase | 94 |
| 38. | Cojinete desalineado en su eje y respuesta de fase..... | 95 |
| 39. | Soltura de acople, indicada por la velocidad de carrera del acople. Bandas laterales alrededor de la frecuencia de paso de alabes (\pm velocidad del eje)..... | 98 |
| 40. | Conjunto motor-ventilador..... | 101 |
| 41. | Valores globales de vibración, OBV inicial..... | 103 |
| 42. | Valores límite de vibración según Norma ISO 10816-3 | 104 |
| 43. | Espectros de frecuencias, antes de alinear | 105 |
| 44. | Toma de fases | 108 |
| 45. | Medición de pata coja, antes de corregir | 113 |
| 46. | Medición de pata coja, después de corregir | 114 |
| 47. | Toma de lecturas, antes de alinear..... | 115 |
| 48. | Resultados de <i>Gap</i> y <i>Offset</i> , antes de alinear | 116 |
| 49. | Correcciones de alineamiento | 117 |

| | | |
|-----|---|-----|
| 50. | Toma de lecturas, después de alinear | 118 |
| 51. | Valores globales de vibración, OBV final | 119 |
| 52. | Espectros de frecuencias, después de alinear..... | 121 |
| 53. | Comparación OBV inicial vs. OBV final..... | 124 |
| 54. | Conjunto motor-compresor..... | 128 |
| 55. | Dimensiones conjunto motor-compresor..... | 129 |
| 56. | Reporte de alineamiento conjunto motor-compresor..... | 131 |
| 57. | Esquema turbina-reductor-generador | 133 |
| 58. | Tolerancias de alineamiento, conjunto turbina-reductor-generador ... | 134 |
| 59. | Dimensiones conjunto turbina-generador..... | 135 |
| 60. | Flexión en barras de soporte de relojes comparadores | 141 |
| 61. | Comprobando concentricidad | 144 |
| 62. | Lecturas radiales, con relojes comparadores..... | 144 |
| 63. | Comprobando angularidad..... | 145 |
| 64. | Lecturas axiales, con relojes comparadores | 146 |
| 65. | Configuración bomba-motor | 146 |
| 66. | Calculando valores "x" y "y" | 149 |
| 67. | Plano deseado vs. plano actual | 152 |
| 68. | Tornillos de posicionamiento..... | 153 |
| 69. | Configuración de tres relojes para alineamiento | 155 |
| 70. | Configuración de método inverso de comparadores..... | 156 |
| 71. | Configuración para utilizar el método de comparadores inverso..... | 157 |
| 72. | Chequeo de flexión o sag..... | 158 |
| 73. | Lecturas comparador "A", incluyendo el error por flexión..... | 159 |
| 74. | Lecturas comparador "B", incluyendo el error por flexión..... | 159 |
| 75. | Configuración método de comparadores inverso | 160 |
| 76. | Cálculo para obtener el ángulo del desalineamiento angular, plano vertical | 161 |
| 77. | Obteniendo desalineamiento angular..... | 161 |

| | | |
|-----|---|-----|
| 78. | Cálculo para obtener el ángulo del desalineamiento angular, plano horizontal..... | 162 |
| 79. | Solución gráfica para desalineamiento, plano horizontal | 163 |
| 80. | Colocación de regletas y galgas para verificar el alineamiento entre acoples | 167 |
| 81. | Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano vertical..... | 167 |
| 82. | Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano horizontal | 168 |
| 83. | Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano vertical..... | 169 |
| 84. | Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano horizontal | 170 |
| 85. | Alineamiento con relojes comparadores, conjunto turbina-reductor ... | 171 |
| 86. | Medición de pata floja con reloj comparador | 172 |
| 87. | Resultados de la medición de pata floja | 172 |
| 88. | Aditamento para alineamiento con relojes comparadores | 173 |
| 89. | Criterio de signos en el reloj comparador | 175 |
| 90. | Prealineamiento reductor-turbina..... | 175 |
| 91. | Lecturas iniciales, alineamiento con relojes, conjunto turbina-reductor..... | 177 |
| 92. | Calculo del <i>shim</i> utilizado en el alineamiento por medio de la relación de triángulos..... | 179 |
| 93. | Lecturas después de la primera corrección, alineamiento con relojes, conjunto turbina-reductor..... | 181 |
| 94. | Esquema final de <i>shims</i> , alineamiento con relojes comparadores | 182 |
| 95. | Lecturas después de la primera corrección, alineamiento con relojes, conjunto turbina-reductor..... | 183 |
| 96. | Resultado del análisis de vibraciones, conjunto turbina-reductor-generador | 185 |
| 97. | Espectro de frecuencias, conjunto turbina-reductor-generador, después de alineamiento con relojes comparadores | 186 |
| 98. | Tipos de soporte para equipo de alineamiento láser | 190 |

| | | |
|-----|--|-----|
| 99. | Termografía de acoples y cojinetes, desalineado y alineado | 204 |
|-----|--|-----|

TABLAS

| | | |
|------|---|-----|
| I. | Toma de lecturas inicial, conjunto motor-compresor | 130 |
| II. | Toma de lecturas final, conjunto motor-compresor | 131 |
| III. | Dimensiones conjunto turbina-generator..... | 136 |
| IV. | Toma de lecturas inicial, conjunto motor-compresor..... | 137 |
| V. | Lectura final, conjunto turbina-generator..... | 138 |
| VI. | Longitudes entre apoyos para comprobar la flexión de los soportes de relojes comparadores usando tubería cédula 40 | 141 |
| VII. | ¿Qué representa un punto extra en el valor de la eficiencia de un motor?..... | 200 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo | Significado |
|-------------------|---|
| S | Amplitud de la onda senoidal o amplitud de vibración |
| Speak | Amplitud de vibración, pico |
| Speak-peak | Amplitud de vibración, pico-pico |
| Srms | Amplitud de vibración, rms |
| ∅ | Ángulo entre líneas |
| A | Axial |
| cpm | Ciclos por minuto |
| D | Diámetro |
| FFT | <i>Fast Fourier Transform</i> , espectro de frecuencias |
| °C | Grados centígrados |
| G | Gravedad |
| Hz | <i>Hertz</i> |
| H | Horizontal |
| HP | <i>Horse Power</i> |
| in | <i>Inches</i> |
| ips-pk | <i>Inches per second-peak</i> , amplitud de vibración |
| kcpm | Kilociclos por minuto |
| kW | Kilovatio |
| kWh | Kilovatio-hora |
| s | Longitud de arco |
| MW | Megavatio |
| mm | Milímetro |
| mm/s | Milímetro por segundo |

| | |
|--------------------------------|---|
| mm/s² | Milímetro por segundo cuadrado |
| mm/s-pico | Milímetros por segundo pico |
| mrاد | Miliradian |
| mV/g | Milivoltio por unidad gravedad |
| T | Período de onda |
| ft | Pies |
| pies/s² | Pies por segundo cuadrado |
| ∴ | Por lo tanto |
| % | Porcentaje |
| 1X, 2X, 3X, entre otros | Primer armónico, segundo armónico, tercer armónico, entre otros |
| ” | Pulgadas |
| in/s² | Pulgadas por segundo cuadrado |
| R | Radio |
| RPM | Revoluciones por minuto |
| rms | <i>Root mean square</i> , raíz media cuadrática |
| T | Tiempo |
| mm/m | Un milímetro por metro |
| Mils | Una milésima de pulgada |
| X | Variable para especificar velocidad |
| Vs | Versus |
| V | Vertical |
| OBV | Vibración total de cojinete |

GLOSARIO

| | |
|------------------------|---|
| Acelerómetro | Se denomina acelerómetro a cualquier instrumento destinado a medir aceleraciones. |
| Acople mecánico | Son elementos de máquina que permiten unir o acoplar para comunicar el movimiento entre dos ejes en línea recta con dirección paralela inclinada o en planos diferente. |
| Amén | El término "amén" es símbolo de confirmación y de afirmación. |
| Amplitud | Distancia que existe entre el pico más positivo y el fondo más negativo de una onda de vibración. |
| Angularidad | Describe el ángulo entre dos ejes de rotación. |
| Ángulo de fase | Diferencia angular en cualquier instante dado entre dos partes con respecto a un ciclo completo de vibración y usualmente se mide en grados. |
| Arco eléctrico | Descarga eléctrica que se forma entre dos electrodos sometidos a una diferencia de potencial y colocados en el seno de una atmósfera gaseosa enrarecida, normalmente a baja presión, o al aire libre. |

| | |
|-------------------------|---|
| Armónico | Vibración cuya frecuencia es múltiplo de alguna frecuencia fundamental. |
| Bandas laterales | Las bandas laterales en vibración, son componentes espectrales; que son resultado de modulación de amplitud o de frecuencia. |
| Cadencia | Serie de sonidos, movimientos o acciones que se suceden de un modo regular o armónico. |
| Catenaria | Es la curva que describe una cadena suspendida por sus extremos, que tiene su masa distribuida uniformemente y sometida únicamente a las fuerzas de gravedad. |
| Cavitación | Es la formación de bolsas y burbujas de vapor en un medio líquido inicialmente homogéneo. |
| Ciclo Brayton | Es un ciclo termodinámico que usa como fluido de trabajo un gas, un ciclo Brayton ideal modela el comportamiento de una turbina. |
| Co-axialidad | Que comparte un mismo eje de simetría o de rotación con otro. |
| Desbalance | Distribución desigual de peso en un cuerpo, con respecto a su eje de rotación. Los ejes de inercia y rotación no coinciden. |

| | |
|--------------------------------|--|
| Dial | Superficie graduada sobre la cual se mueve un indicador, generalmente una aguja, un punto luminoso o un disco que mide o señala una determinada magnitud. |
| Elastoméricos | Son aquellos polímeros que muestran un comportamiento elástico. |
| Entre-hierro | Es el espacio de aire existente en un circuito magnético. |
| Espectro de frecuencias | Representación gráfica de diferentes frecuencias presentes en la vibración. También llamado firma de vibración. |
| Estator | Es la parte fija de una máquina rotativa y uno de los dos elementos fundamentales para la transmisión de potencia (siendo el otro su contraparte móvil, el rotor). |
| Frecuencia | Indica el número de veces que se repite el ciclo de una onda de vibración por unidad de tiempo. |
| Frecuencia natural | Es la frecuencia de oscilación libre de un sistema con un grado de libertad. |
| Gap | Distancia al borde entre las caras de un acople, lo cual se relaciona con la inclinación de sus ejes, tanto en dirección vertical como en horizontal. |

| | |
|-----------------------------|--|
| Incipiente | Que empieza a desarrollarse. |
| ISO | <i>International Organization for Standardization</i> , (Organización Internacional de Normalización, en español). |
| Mils | El <i>mil</i> es la mínima unidad de longitud en el sistema inglés de medidas. Equivale a 0,0254 milímetros. |
| Offset | Distancia entre dos ejes paralelos, pero desalineados; tanto en dirección vertical como horizontal. |
| Ordenes de vibración | En lugar de expresar los espectros de vibración en unidades de frecuencia <i>hertz</i> (Hz), muchas veces es deseable usar ordenes o múltiplos de las RPM de la máquina. La primera orden se llama 1x, el segundo 2x, entre otros. |
| Pata coja | Ocurre cuando la pata de una máquina se deflecta, cuando un perno de sujeción se afloja, causando el levantamiento de la pata. |
| Período | Tiempo que transcurre al completar un ciclo de vibración armónica o periódica. |
| Piso espectral | El conjunto de frecuencias que componen la base espectral, generalmente se le llama ruido y tienen una amplitud de vibración baja. |

| | |
|-------------------------------|--|
| Reloj comparador | Es un instrumento de medición de dimensiones que se utiliza para comparar cotas mediante la medición indirecta del desplazamiento de una punta de contacto esférica cuando el aparato está fijo en un soporte. |
| Resonancia mecánica | Es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo período de vibración coincide con el período de vibración característico de dicho cuerpo. |
| Severidad de vibración | De acuerdo a la ISO 10816; es el nivel máximo de vibración global de una máquina y determina su condición de operación. |
| <i>Shim</i> | Palabra en inglés que significa calce, cuña, se utilizan para rellenar pequeños huecos o espacios entre objetos. |
| <i>Spike energy</i> | En español, Energía Pico; es una medida de aceleración en el rango de alta frecuencia generalmente hasta los 20 kHz, para la detección de problemas de rodamientos con elementos rodantes. |
| Tolerancia | Es el intervalo de valores en el que debe encontrarse una magnitud para que se acepte como válida, o no. |

**Transformada rápida
de Fourier**

Es un método matemático para la transformación de una función del tiempo en una función de la frecuencia.

Velocidad crítica

Velocidad de operación a la cual un cuerpo entra en situación de resonancia.

RESUMEN

En diversos estudios realizados por usuarios y fabricantes de maquinaria rotativa acoplada por ejes, se ha demostrado que el desalineamiento es la principal causa de por lo menos el 50 % de las fallas en maquinaria rotativa. Para la detección de este problema, con la máquina en operación, el método más utilizado es el análisis de vibraciones.

Por otra parte, para la corrección del desalineamiento los métodos más utilizados han sido tradicionalmente la regleta, hilo de construcción o los indicadores de carátula, los cuales son inadecuados, complicados y por lo general consumen mucho tiempo. Referente a la detección del desalineamiento, el análisis de vibraciones espectral (FFT) ofrece un diagnóstico detallado de la maquinaria rotativa y los sistemas con láser óptico han demostrado ser un método más fácil, rápido y preciso de corrección.

El propósito al comparar el alineamiento láser con los métodos tradicionales de alineación, es exponer las ventajas del método en función de rapidez, precisión y confiabilidad, además de otros beneficios.

Los casos de estudio son conjuntos de máquinas que se puede encontrar en las múltiples industrias del país, turbina-reductor-generador, motor-bomba, motor-ventilador.

Se describe su función y en algunos casos la condición de operación real, antes y después del alineamiento, la técnica utilizada, los resultados de las correcciones y la mejora en su nivel de vibración mediante el análisis espectral.

OBJETIVOS

General

Proponer el procedimiento actualizado para el alineamiento entre ejes con equipo láser y su aplicación en el mantenimiento preventivo en la industria guatemalteca.

Específicos

1. Revisar si las vibraciones mecánicas producidas por desalineamiento de ejes pueden provocar algún tipo de falla en los componentes de la máquina.
2. Reducir la vibración en general, mediante la correcta alineación con equipo láser de los ejes y sus acoples.
3. Revisar los diferentes beneficios obtenidos mediante el alineamiento láser entre los ejes y sus acoples.
4. Hacer una comparación entre los métodos tradicionales, más utilizados, y la alineación láser.
5. Orientar hacia la idea de cambiar la filosofía de la utilización de métodos tradicionales hacia métodos modernos y de mayor exactitud, haciendo referencia a los beneficios obtenidos.

6. Proporcionar material de consulta o referencia para aquellas personas que busquen métodos alternativos a los que con frecuencia se utilizan.

INTRODUCCIÓN

Prácticamente todo lo que se usa o se consume de alguna manera se ha producido o manipulado por equipos rotativos; la generación de electricidad, extracción de combustibles, productos de papel, fabricación de productos de consumo diario, químicos, transporte, entre otros, requieren de millones de piezas para la maquinaria rotativa. Es de sentido común el mantener a los motores, bombas, engranajes, compresores, entre otros, funcionando durante largos períodos de tiempo y evitar pérdidas financieras debido a la disminución de la producción y costos de reparación.

La reparación o reemplazo de este equipo es costoso y la pérdida de ingresos cuando esta maquinaria no está en servicio, puede significar la diferencia entre la prosperidad continua o un desastre financiero para cualquier empresa.

Gran parte de los problemas encontrados en la maquinaria rotativa está relacionada con ejes desalineados. La carencia de procedimientos actualizados y modernos para el correcto alineamiento de la maquinaria rotativa, y que estos, no se encuentren considerados en los programas de mantenimiento preventivo periódico, es el común denominador de las plantas industriales y la principal justificación del presente proyecto.

En los primeros capítulos, 1, 2 y 3; se presenta una parte teórica, la cual tiene como finalidad preparar al lector para la comprensión del problema en cuestión, desalineamiento.

El siguiente capítulo, 4, trata del uso del análisis de vibraciones como método de diagnóstico para el desalineamiento, dando sus conceptos básicos, la evaluación del estado de la máquina usando valores globales de vibración (normas ISO), la interpretación de espectros FFT y el uso de la fase para su diagnóstico.

Los capítulos 5 y 6 dan ejemplos prácticos que muestran al lector los diferentes métodos de alineamiento; por medio de regleta, reloj comparador o alineadores láser. En el caso de alineadores láser; se hace uso de diferentes marcas y modelos de equipo. En algunos casos de estudio se muestra paso a paso la detección y el diagnóstico del desalineamiento, su condición de operación inicial, la corrección del desalineamiento y su condición de operación final; tomando como referencia las tolerancias dadas por el fabricante/empresa o la Norma ISO 10816.

Los capítulos finales, 7 y 8, hacen referencia a las ventajas del uso del alineador láser como herramienta principal para el alineamiento de ejes y sus acoples, ventajas directas como la reducción del tiempo invertido, confiabilidad, entre otros; además se revisarán otras ventajas indirectas como lo son la reducción de consumo energético y la reducción de paradas por avería.

1. MARCO TEÓRICO

En todo el mundo, la industria está perdiendo miles de millones de dólares al año debido a la desalineación de ejes acoplados en máquinas. El corazón y el alma de casi todas las operaciones industriales es mantener en buen estado el funcionamiento de la maquinaria rotativa. Innumerables procesos dependen del buen funcionamiento de las máquinas rotativas que producen energía eléctrica, combustible, papel, acero, vidrio, productos farmacéuticos, alimentos, ropa, los edificios donde se vive y trabaja, y los vehículos que sirven de transporte. Casi todo lo que está alrededor de alguna manera ha sido influenciado por una máquina rotativa de algún tipo.

El objetivo principal de la alineación precisa es aumentar la vida útil de la maquinaria rotativa. Para lograr este objetivo, los componentes de la maquinaria, tales como cojinetes, sellos, acoplamientos y los mismos ejes, que son los más probables a sufrir una falla, deben operar dentro de los límites de su diseño. La máquina correctamente alineada reduce el exceso de fuerzas axiales y radiales en los cojinetes, para asegurar una vida más larga del cojinete y la estabilidad del rotor en condiciones de funcionamiento dinámico.

Una alineación precisa reducirá la posibilidad de fracaso del eje por fatiga cíclica, reducirá al mínimo la cantidad de desgaste en los componentes de acoplamiento, aliviará la cantidad de flexión del eje; desde el punto de transmisión de energía en el acoplamiento hasta el cojinete de lado libre; manteniendo así las holguras internas entre las partes rotativas y las partes estáticas.

1.1. Reseña histórica

Los costes de mantenimiento, como lo definen los procedimientos contables, son normalmente una parte importante de los costes operativos totales en la mayoría de las plantas. Los costos de mantenimiento tradicional (es decir, mano de obra y materiales) han aumentado a un ritmo tremendo en los últimos 10 años. Las evaluaciones hechas indican que, en promedio, un tercio de los gastos de mantenimiento se pierden a través de métodos ineficaces en la gestión de mantenimiento. La industria americana no puede absorber el increíble nivel de ineficiencia y la esperanza de competir en el mercado mundial.

Debido a la naturaleza exorbitante de los costos de mantenimiento, que representan el mayor potencial de mejora a corto plazo. Los retrasos, productos rechazados, paradas de mantenimiento no programadas, y los costos tradicionales de mantenimiento como las horas extraordinarias, y partes de repuesto; por lo general son los principales contribuyentes a los costes de mantenimiento anormales dentro de una planta.

La razón dominante para esta gestión ineficaz es la falta de datos objetivos que cuantifican la necesidad real de reparación o mantenimiento de instalaciones, maquinaria, equipos y sistemas. El mantenimiento programado ha sido y en muchos casos todavía se basa en datos de tendencias o estadísticas sobre el fracaso real de equipos de la planta en función del tiempo. Hasta hace poco, las empresas ignoraban el impacto que causaban los procesos de mantenimiento (protocolo de operaciones de mantenimiento) en la calidad del producto, los costos de producción, y lo más importante en los beneficios finales.

La opinión general ha sido "el mantenimiento es un mal necesario" o "nada puede hacerse para mejorar los costos de mantenimiento". Tal vez estas declaraciones fueron ciertas hace 10 o 20 años. Sin embargo, la evolución de los microprocesadores y computadores utilizados en la instrumentación han proporcionado los medios para mejorar los procesos de mantenimiento. Ellos han proporcionado los medios para reducir o eliminar las reparaciones innecesarias, prevenir fallas catastróficas de la máquina, y reducir el impacto negativo del protocolo de operaciones de mantenimiento en la rentabilidad de las plantas de fabricación y producción.

1.1.1. Mantenimiento

Demasiadas gerencias de mantenimiento siguen enorgulleciéndose de la rapidez con la que pueden reaccionar a una falla catastrófica o interrupción de la producción; y no en su capacidad para evitar las interrupciones. Mientras que pocas admiten su continuo apego a esta mentalidad de fracaso, la mayoría de las plantas siguen operando de este modo. Contrariamente a la creencia popular, el papel de la Gerencia de Mantenimiento es mantener eficientes los equipos de la planta, no para repararlos después de que hayan fallado. La misión de la Gerencia de Mantenimiento en una organización de clase mundial es lograr y mantener una disponibilidad óptima.

1.1.2. Tipos de mantenimiento

Plantas industriales y de proceso suelen utilizar dos tipos de gestión de mantenimiento:

- Mantenimiento correctivo (operar hasta que la maquinaria falle) y
- Mantenimiento preventivo (mantenimiento con base en el tiempo)

1.1.2.1. Mantenimiento correctivo

La lógica de ejecución para el mantenimiento correctivo es simple y directa. Cuando una máquina falle, "arréglalo"; de lo contrario "no lo arregles". Este método de mantenimiento ha sido una parte importante de las operaciones de mantenimiento desde que la primera planta fue construida; y aunque a primera vista parece razonable. Una planta con este tipo de mantenimiento no gasta dinero hasta que una máquina o sistema deja de funcionar. Esta es una técnica de gestión reactiva que espera a que la máquina o el equipo fallen antes de tomar cualquier acción de mantenimiento. Es en verdad un enfoque de no mantenimiento. También es el método más costoso en las gestiones de mantenimiento.

Pocas plantas utilizan una filosofía de mantenimiento correctivo. En casi todos los casos, las plantas realizan tareas básicas de prevención (por ejemplo, lubricación, ajustes de la máquina, y otros ajustes), incluso en un ambiente que utiliza el mantenimiento correctivo como gestión principal. Sin embargo, en este tipo de mantenimiento, a las máquinas y equipos no se le realizan reparaciones mayores hasta que estos fallen.

Los gastos más importantes asociados con este tipo de gestión de mantenimiento son:

- Alto costo de inventario de piezas de repuesto
- Altos costos de las horas extraordinarias de trabajo
- El tiempo de inactividad de la máquina
- La disponibilidad de producción

Dado que no hay ningún intento de anticipar las necesidades de mantenimiento, una planta que utiliza el mantenimiento correctivo debe ser capaz de reaccionar a todas las fallas posibles dentro de la planta. Este método reactivo debe mantener amplias existencias de piezas de repuesto, que incluyen máquinas de repuesto, o al menos todos los componentes principales para todos los equipos críticos en la planta. La elección es confiar en que los proveedores de equipos pueden proporcionar la entrega inmediata de todas las piezas de repuesto necesarias. Incluso si esto último es posible, las primas para la entrega urgente aumentan sustancialmente los costos de repuestos y el tiempo de inactividad necesario para corregir las fallas del equipo.

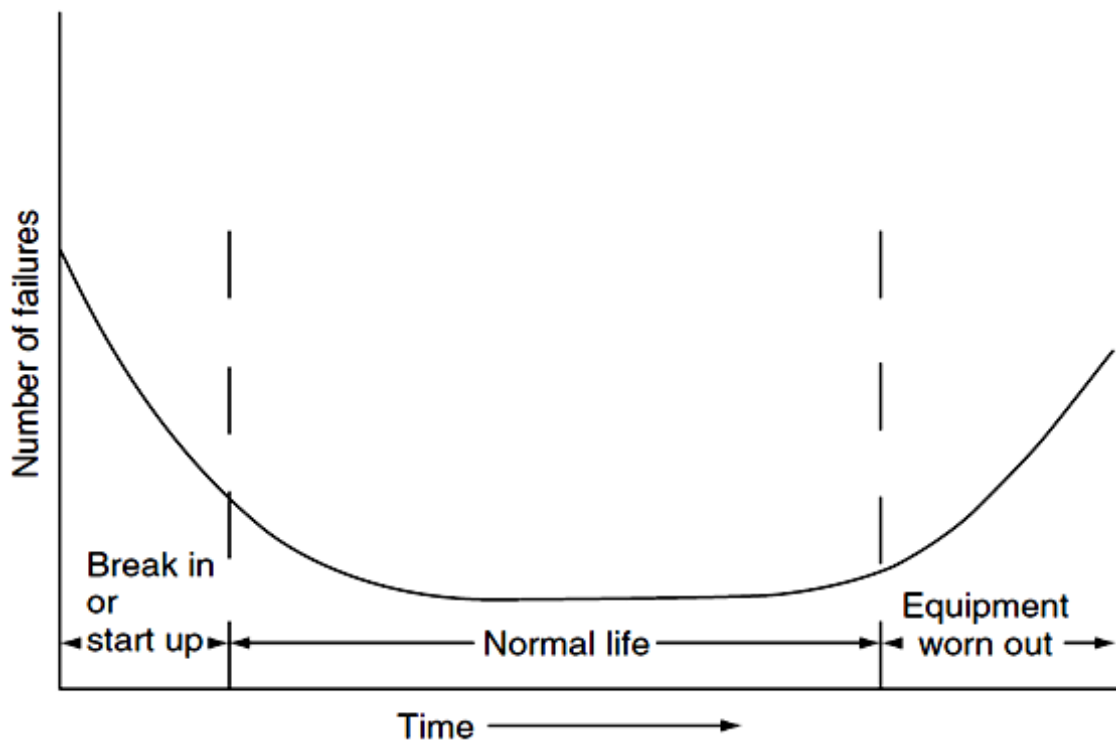
Para minimizar el impacto sobre la producción creada por las fallas inesperadas de la máquina, el personal de mantenimiento también debe ser capaz de reaccionar de inmediato a todas las fallas de los equipos. El resultado neto de este tipo de mantenimiento correctivo (reactivo) son altos costos y una menor disponibilidad de la maquinaria. La programación de las reparaciones proporciona la capacidad de minimizar el tiempo de reparación y los costos laborales. También proporciona los medios para reducir el impacto negativo de los envíos urgentes y la pérdida de producción.

1.1.2.2. Mantenimiento preventivo

Todos los programas de mantenimiento preventivo son manejados con base en el tiempo. En otras palabras, las tareas de mantenimiento se basan en el tiempo transcurrido o las horas de operación. La figura 1, ilustra un ejemplo de la vida estadística de una máquina.

El tiempo medio entre fallas o curva de la bañera indica que la máquina tiene una alta probabilidad de fracaso, debido a problemas de instalación, durante las primeras semanas de operación. Después de este período inicial, la probabilidad de una falla es relativamente baja durante un período prolongado de tiempo. Después de este período de vida normal de la máquina, aumenta la probabilidad de fracaso drásticamente con el tiempo transcurrido. En la gestión de mantenimiento preventivo, las reparaciones y reconstrucciones de las máquinas y equipos son programadas en función del tiempo medio entre fallas.

Figura 1. **Curva de la bañera**



Fuente: MOBLEY, R. Keith. *Maintenance fundamentals*. p. 3.

La aplicación efectiva de mantenimiento preventivo es muy variable. Algunos programas son extremadamente limitados y consisten en la lubricación y ajustes menores. Programas más integrales de mantenimiento preventivo incluyen reparaciones programadas, lubricación, ajustes y reconstrucción de toda la maquinaria crítica en la planta. El denominador común de todos estos programas de mantenimiento preventivo es una guía de programación.

Todos los programas de mantenimiento preventivo asumen que las máquinas se degradarán en un plazo de tiempo típico en particular de acuerdo a su clasificación. Por ejemplo, una bomba horizontal de separación centrífuga operará normalmente 18 meses antes de sacarla de línea y darle mantenimiento. Cuando se utilizan las técnicas de mantenimiento preventivo, la bomba deberá sacarse de línea y realizarle mantenimiento al cumplir 17 meses de operación.

El problema con este enfoque es que el modo de funcionamiento y el sistema o las variables específicas de la planta afecta directamente en la vida normal de la maquinaria. El tiempo medio entre fallos no será el mismo para una bomba que se encarga de agua; al de una bomba que se encarga de lodos abrasivos. El resultado normal del uso de las estadísticas de tiempo para programar el mantenimiento son; mantenimientos innecesarios o reparaciones de una falla catastrófica.

En el ejemplo, la bomba podría no necesitar mantenimiento después de los 17 meses en operación. Por lo tanto el trabajo y el material usado para hacer las reparaciones fueron desperdiciados. La segunda opción, el uso de mantenimiento preventivo, es aún más costoso. Si la bomba falla antes de los 17 meses, se ve la obligación a la reparación mediante el uso de técnicas de mantenimiento correctivo.

Análisis de los costes de mantenimiento han demostrado que una reparación hecha en un modo reactivo (es decir, después de la falla) será normalmente tres veces mayor que la reparación hecha de forma programada.

El mantenimiento correctivo y el mantenimiento preventivo son las dos principales filosofías de mantenimiento, sin embargo, en los últimos años se han tomado dos filosofías diferentes, las cuales son:

1.1.2.3. Mantenimiento predictivo

Al igual que el mantenimiento preventivo, mantenimiento predictivo tiene muchas definiciones. Para algunos, el mantenimiento predictivo es el control de la vibración de la maquinaria de rotación en un intento de detectar problemas incipientes y evitar una falla catastrófica. Para otros, es el control de la imagen infrarroja de dispositivos de distribución eléctrica, motores y otros equipos eléctricos para la detección de problemas en desarrollo.

La premisa común de mantenimiento predictivo es que el monitoreo regular de la condición mecánica de las máquinas asegurará el intervalo máximo entre la reparación y minimizará el número y el costo de las interrupciones no programadas creado por las fallas.

El mantenimiento predictivo es mucho más. Es el medio para mejorar la productividad, la calidad del producto, y la eficacia general de la fabricación y producción. El mantenimiento predictivo no es el control de vibraciones o la termografía, o el análisis del aceite lubricante o cualquiera otra de las técnicas de ensayos no destructivos que están siendo comercializadas como herramientas de mantenimiento predictivo.

El mantenimiento predictivo es una filosofía o actitud que, simplemente, utiliza las condiciones de funcionamiento real del equipo de la planta y los sistemas para optimizar la operación total de la planta. Un programa integral de gestión de mantenimiento predictivo utiliza una combinación de las herramientas más rentables, es decir, el control de vibraciones, termografía, tribología, entre otros. Para obtener la condición de funcionamiento real de los sistemas críticos de la planta, y con base en estos datos reales, se programan todas las actividades de mantenimiento según sea necesario.

Incluir el mantenimiento predictivo en un programa de mantenimiento integral proporcionará la capacidad de optimizar la disponibilidad de maquinaria de proceso y reducir considerablemente el costo de mantenimiento. También proporcionará los medios para mejorar la calidad del producto, la productividad y rentabilidad de las plantas.

El mantenimiento predictivo es una condición que maneja un programa de mantenimiento preventivo. En lugar de confiar en las estadísticas de vida media (es decir, el tiempo medio entre fallas) para programar las actividades de mantenimiento, el mantenimiento predictivo utiliza el monitoreo directo de la condición mecánica, la eficiencia del sistema, y otros indicadores para determinar el tiempo medio entre fallas real; o la pérdida de eficiencia por cada máquina en un tren de máquinas de una planta. Lo mejor, comparándolo con los métodos tradicionales, es que proporciona guías para extender la vida normal de la maquinaria.

En los programas de mantenimiento correctivo y preventivo, la decisión final para la ejecución de los mismos debe hacerse sobre la base de la intuición y la experiencia personal del jefe de mantenimiento.

La adición de un programa de mantenimiento predictivo integral puede y va a proporcionar datos concretos sobre la condición mecánica real de cada máquina o tren de máquinas y la eficiencia del funcionamiento de cada sistema de proceso. Estos datos proporcionan al gerente de mantenimiento datos reales para la programación de las actividades de mantenimiento.

Normalmente los modos de falla mecánica se degradan a una velocidad directamente proporcional a su gravedad. Si el problema se detecta en una etapa inicial, reparaciones mayores, en la mayoría de los casos, pueden ser prevenidas. Un simple análisis de vibraciones se basa en dos hechos fundamentales: todos los modos de falla comunes tienen distintos componentes en la frecuencia de vibración que puede ser aislados e identificados, y la amplitud de la vibración de cada componente se mantendrá constante a menos que haya un cambio en la dinámica de funcionamiento de la máquina.

El mantenimiento predictivo utiliza la eficiencia del proceso, la pérdida de calor, u otras técnicas no destructivas que puedan cuantificar la eficiencia de operación de los equipos. Estas técnicas se utilizan junto con el análisis de vibración para proporcionar al gerente de mantenimiento o ingeniero de planta, información objetiva que le permita alcanzar una óptima fiabilidad y disponibilidad de la planta.

Hay seis técnicas no destructivas que se utilizan normalmente para la gestión de mantenimiento predictivo:

- Monitoreo de vibración: esta es, sin duda, la técnica más eficaz para la detección de defectos mecánicos en maquinaria rotativa.

- Emisiones acústicas: esto puede ser usado para detectar, localizar y dar un seguimiento continuo de las grietas en las estructuras y tuberías.
- El análisis de aceite: una muestra de aceite se analiza, y la aparición de ciertas partículas microscópicas se pueden conectar a la condición de los rodamientos y engranajes.
- Análisis de las partículas: los desechos liberados por el roce de las partes pueden recopilarse y analizarse, estos restos proporcionan información vital sobre el deterioro de estos componentes. como cajas de cambio o los sistemas hidráulicos.
- Ultrasonido: las mediciones de espesor por ultrasonido se realizan en tuberías, estructuras marítimas y equipos de proceso para hacer un seguimiento de la aparición de un desgaste por corrosión.
- Termografía: es utilizada para analizar equipos activos eléctricos y mecánicos. El método puede detectar defectos térmicos o mecánicos en los generadores, líneas aéreas, calderas, acoplamientos desalineados y muchos otros defectos. También puede detectar el daño celular en las estructuras de fibra de carbono en los aviones.

Cada técnica tiene un conjunto de datos únicos que ayudarán al jefe de mantenimiento para determinar la necesidad real. ¿Cómo se determina qué técnica o técnicas se requieren en su planta? ¿Cómo se determina el mejor método para aplicar cada una de las tecnologías?, si usted escucha al vendedor del proveedor que suministran los sistemas de mantenimiento predictivo, la suya es la única solución a su problema.

¿Cómo separar lo bueno de lo malo?, la mayoría de los programas integrales de mantenimiento predictivo utilizan el análisis de vibración como herramienta principal. Dado que la mayoría de los equipos en una planta son mecánicos, el control de vibraciones será la mejor herramienta para el monitoreo de rutina y la identificación de los problemas incipientes. Sin embargo, el análisis de vibraciones no proporcionará los datos necesarios en el equipo eléctrico, las zonas de pérdida de calor, la condición de aceites lubricantes, u otros parámetros que se deben incluir en su programa.

1.1.2.4. Mantenimiento proactivo

Se puede definir el mantenimiento proactivo como una extensión del mantenimiento predictivo que incluye la determinación de las razones de las fallas en las máquinas. Aunque es importante y económicamente viable detectar las fallas en máquinas en sus primeros niveles y de corregirlas antes de que provoquen un paro inesperado, el hecho de solamente reemplazar la parte que presenta el defecto, como el rodamiento por ejemplo, aunque corregirá el problema del momento y permitirá a la máquina funcionar, no corrige la causa que provocó el deterioro en el rodamiento.

Se deben tomar las medidas apropiadas para eliminar la causa identificada del problema.

Un ejemplo sería:

- El llevar a cabo una alineación de precisión en una máquina propensa a fallas en rodamientos, por causa de carga radial excesiva.

- Examinar y analizar otras máquinas del mismo tipo y llevar a cabo las mismas tareas preventivas, si es necesario.
- Rediseñar la instalación de la máquina o la misma máquina, para eliminar la posibilidad de que el mismo problema vuelva a presentarse en el futuro.

En otras palabras eliminar el problema por medio del rediseño.

1.2. Problemas comunes en la industria por falta de mantenimiento predictivo y proactivo

- Disponibilidad de la maquinaria

La capacidad de producción de una planta es en parte, determinada por la disponibilidad de los sistemas de producción y sus equipos auxiliares. La función principal de la organización de mantenimiento es asegurar que toda la maquinaria, equipos y sistemas dentro de la planta están siempre en línea y en buenas condiciones de funcionamiento.

- Condiciones no óptimas de funcionamiento

La disponibilidad de la maquinaria crítica no es suficiente para garantizar niveles aceptables de rendimiento en una planta. La Gerencia de Mantenimiento tiene la responsabilidad de mantener toda la maquinaria, directa e indirecta de fabricación, equipos y sistemas de modo que estos operen en condiciones óptimas.

Los problemas menores, no importa cuán pequeños sean, pueden resultar en baja calidad del producto, reducir la velocidad de producción, o afectar a otros factores que limitan el rendimiento global de la planta.

- Pobre utilización de los recursos de mantenimiento

La Gerencia de Mantenimiento controla una parte sustancial del presupuesto de funcionamiento total en la mayoría de las plantas. Además de un porcentaje apreciable del presupuesto de la planta laboral total, el gerente de mantenimiento, en muchos casos, controla el inventario de piezas de repuesto, autoriza el uso de la subcontratación exterior, y millones de dólares en pedidos de partes para reparación o reemplazo de equipo. Por lo tanto, uno de los objetivos de la Gerencia de Mantenimiento debe ser el uso efectivo de estos recursos.

- Reducción de la vida óptima de los equipos

Una forma de reducir el costo de mantenimiento es extender la vida útil de los equipos de la planta. La Gerencia de Mantenimiento debe implementar programas que aumenten la vida útil de todos los activos de la planta.

- Inventario de repuestos muy altos

Las reducciones en el inventario de piezas de repuesto debe ser un objetivo importante de la Gerencia de Mantenimiento. Sin embargo, la reducción no puede afectar su capacidad para cumplir los objetivos anteriores.

Con las tecnologías de mantenimiento predictivo que están disponibles en la actualidad, el mantenimiento puede anticipar la necesidad de equipos específicos o partes con suficiente antelación para la compra en función de las necesidades.

- Incapacidad de reaccionar rápidamente

No todas las fallas catastróficas pueden ser evitadas. Por lo tanto la Gerencia de Mantenimiento debe mantener la capacidad de reaccionar rápidamente ante el fracaso inesperado.

1.3. Razones para realizar un correcto mantenimiento predictivo

Un programa de mantenimiento predictivo o proactivo exitoso gradualmente eliminará los problemas de la máquina a través de un período de tiempo. Esto resultará en una prolongación importante de la vida útil de la máquina, una reducción del tiempo de inmovilización y una capacidad de producción extendida. Una de las mejores características de la política en el mantenimiento proactivo es que sus técnicas son extensiones naturales de las que se usan en un programa predictivo y que se pueden agregar fácilmente a programas existentes. El día de hoy es necesaria una política de mantenimiento equilibrada que incluya el uso apropiado de métodos preventivos, predictivos y proactivos.

2. ALINEAMIENTO

2.1. Definición

La alineación de ejes es el proceso mediante el cual dos o más máquinas se colocan de tal manera que en el momento de transferir el poder de un eje a otro, los ejes de rotación de ambos equipos deben ser colineales, cuando la máquina está trabajando en condiciones normales de funcionamiento. Al igual que con todas las definiciones estándar, hay excepciones. Algunos tipos de acoplamientos entre máquinas, por ejemplo, acoplamientos entre cajas de engrane, turbinas, exigen una mala alineación "definida" para asegurar el correcto funcionamiento durante operación.

Los ejes deben estar alineados tan perfectamente como sea posible para maximizar la fiabilidad de los equipos y su tiempo de vida, especialmente para dispositivos de alta velocidad. La alineación es importante para los ejes acoplados directamente, así como para ejes acoplados en máquinas que están separadas una distancia considerable, incluso usando los acoplamientos flexibles. La desalineación puede introducir un alto nivel de vibración, alta temperatura en los rodamientos, y el resultado es la necesidad de reparaciones frecuentes. La alineación correcta reduce el consumo de energía y el nivel de ruido, contribuye a alcanzar la vida útil de los rodamientos, sellos, y acoplamientos.

2.2. Factores que afectan el correcto alineamiento

- El punto de transferencia de potencia

Todos los ejes tienen alguna forma de catenaria debido a su peso, esto significa que no son rectos, por lo tanto el lugar donde puede ser la alineación de los dos ejes en comparación, es solo en el momento de la transferencia de poder de un árbol a otro.

- Los ejes de rotación

No hay que confundir "la alineación de ejes" con "la alineación del acoplamiento". Las superficies de acoplamiento no deben ser utilizadas para medir las condiciones de la alineación, ya que no representan el eje de rotación de los ejes en comparación.

- La precisión del ajuste del acoplamiento en el eje es desconocida.

La rotación de un solo eje y el uso de relojes de comparación para medir la superficie de acoplamiento o posición, no determina el centro de rotación de ambos ejes.

- Las condiciones normales de funcionamiento

La condición de alineación puede cambiar cuando la máquina está funcionando. Esto puede ser por varias razones, entre ellas: crecimiento térmico, tensión provocada por tuberías, el par de la máquina, movimiento de las fundiciones y el juego del cojinete.

La alineación del eje se mide generalmente con las máquinas en frío, la condición de alineación como medida no es necesariamente cero. Todas estas condiciones, el crecimiento térmico, el par de la máquina, pueden ser consideradas por el equipo, y en algunos casos calculadas por los mismos, que garantizan el correcto alineamiento de la máquina cuando esta está operando en condiciones normales de funcionamiento. La condición de alineación se debe de medir en la dirección normal de rotación de los ejes en comparación.

Para comprobar la alineación es mejor hacerlo con el equipo a temperatura de funcionamiento para asegurarse que el problema no se deba al crecimiento térmico.

- La deflexión natural de los ejes

Para la gran mayoría de acoplamiento cerrado en máquinas rotativas, este arco de catenaria es insignificante, y por lo tanto, a efectos prácticos se puede ignorar. En ejes de transmisión con una longitud considerable, tales como generadores de turbinas en plantas de generación eléctrica, ventiladores de torre, la curva catenaria debe tenerse en cuenta.

- La deflexión total de los ejes

La medida de la desviación del eje de una máquina depende de varios factores tales como la rigidez de los ejes, la cantidad de peso entre los soportes, el diseño del cojinete y la distancia entre los soportes.

- Operación por encima de la velocidad crítica

Cuando un eje de transmisión muy largo y flexible comienza a girar, el arco del eje trata de enderezarse, pero nunca se convertirá en una línea perfectamente recta. Es importante entender que el eje de rotación de un eje de transmisión podría funcionar en un eje curvo de rotación. En situaciones en las que dos o más piezas de las máquinas se acoplan entre sí con uno o varios ejes de transmisión que rotan alrededor de un eje en forma de catenaria, es importante alinear los ejes a fin de mantener el centro de la línea curva de rotación.

Todos los puntos enlistados para definir la alineación de ejes, son y deberán ser proporcionados por el fabricante. Al final, la persona encargada de realizar la "alineación" de dos ejes acoplados, recibe la información como valores de tolerancia, para cada máquina en particular. Tolerancias que son tomadas en consideración al momento de "alinear" dos ejes.

3. DESALINEAMIENTO

3.1. Introducción

Junto con el desbalance, el desalineamiento es otra de las principales causas de vibración no deseada; y de mayor perjuicio para los componentes de una máquina. La desalineación puede ser interna o externa, la alineación interna se refiere a la coaxialidad de rodamientos una respecto de la otra. Esto se logra a través de la alineación de las cajas de cojinetes, cubiertas, soportes y otros componentes, y depende de la construcción del equipo. El requisito principal es que la rotación del eje debe ser lo más concéntricos como sea posible. Una buena alineación interna elimina las tensiones y así se asegura un funcionamiento suave, sin vibraciones.

Máquinas rotativas que se instalan en pares, o trenes de máquinas, por medio de acoples, son máquinas que se denominan ya sea conductoras o conducidas. Al igual que el alineamiento interno, los ejes de dos máquinas en una condición unida; también debe ser lo más alineado posible durante su funcionamiento normal. A menudo, la colinealidad de los ejes no está garantizada, ya sea por medio de acoplamientos que permiten rangos de libertad al alinear, o de cualquier otra manera. Este es especialmente el caso cuando los ejes tienen huecos considerables.

Es importante reiterar, que la alineación se realiza para condiciones de funcionamiento normal, no para condiciones estacionarias.

3.2. Diagnóstico de desalineamiento

Ya se mencionó que la firma de vibración de una máquina operando ofrece más información acerca del funcionamiento interno de la máquina que cualquier otra clase de prueba no destructiva. Un rodamiento con un pequeño defecto incipiente, provocará un cambio delator en la vibración de la máquina, de la misma manera que un desbalance, una desalineación u otra falla. El análisis de vibraciones, cuando está aplicado correctamente, permite al técnico detectar pequeños defectos mecánicos incipientes mucho antes que representen una amenaza en contra de la integridad de la máquina. Se hará uso del análisis de vibraciones para la detección de desalineamiento entre ejes de máquinas unidas por medio de acoples.

3.3. Características

No siempre es fácil detectar la desalineación de las máquinas en operación. Las fuerzas radiales que se transmiten de eje a eje son extremadamente difíciles de medir. Mediante un análisis de vibraciones es posible identificar los síntomas principales de la desalineación, tales como lecturas de alta vibración en direcciones radiales y axiales, pero sin instrumentación; también es posible identificar problemas secundarios de la máquina que pueden indicar una alineación incorrecta, estos síntomas pueden incluir:

- Tornillos de fijación flojos o rotos.
- *Shims* o pines guías sueltos o rotos.
- El exceso de fugas de aceite en los sellos del cojinete.
- Tornillos de acoplamiento flojos o rotos.

- Algunos diseños de acoplamientos flexibles se calientan cuando están desalineados. Si el acoplamiento tiene elementos elastoméricos se puede buscar polvo de caucho dentro del acoplamiento.
- Piezas similares de equipo están vibrando menos o tienen más vida útil.
- La tasa inusualmente alta de los fallos de acoplamiento o desgaste.
- Excesiva cantidad de grasa o aceite en el interior los guardas del acoplamiento.
- Los ejes se rompen o se agrietan en o cerca de los acoplamientos.

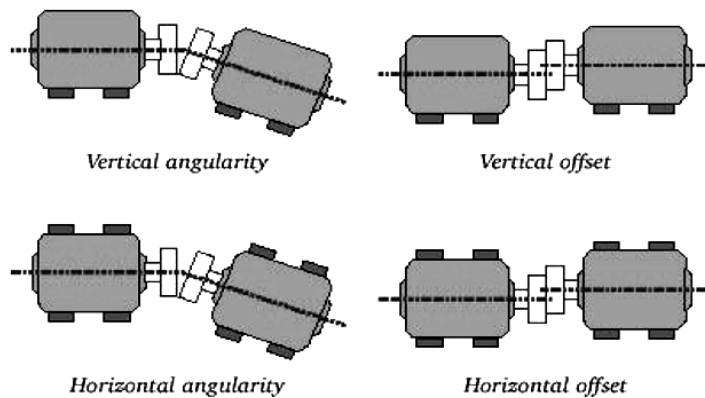
3.4. Desalineamiento en ejes acoplados

Tradicionalmente, la alineación se ha descrito en términos de las lecturas del reloj comparador (indicadores de carátula) en la cara del acoplamiento o valores de posición a los pies de la máquina. Los valores medidos en ambos métodos dependen de las dimensiones de las máquinas.

Puesto que hay muchos métodos diferentes para el montaje de relojes comparadores (método inverso, de borde y cara, por ejemplo) la comparación de las mediciones y la aplicación de las tolerancias puede ser problemático. Además, el hecho de que el comparador de borde y cara, muestre el doble de la verdadera compensación y que la reversión de signo debe ser observada; en función de si el indicador mide una superficie de acoplamiento interno o externo, a la izquierda o a la derecha de la cara o el borde del acoplamiento.

Un enfoque más moderno y de fácil comprensión es describir el estado de la alineación de una máquina en términos de la angularidad y la distancia (*offset*, en bibliografía del idioma inglés) en dirección horizontal (vista de planta) y vertical (vista lateral). El uso de este método de cuatro valores se puede utilizar para expresar la condición de alineación como se muestra en la figura 2.

Figura 2. **Angularidad y desplazamiento**



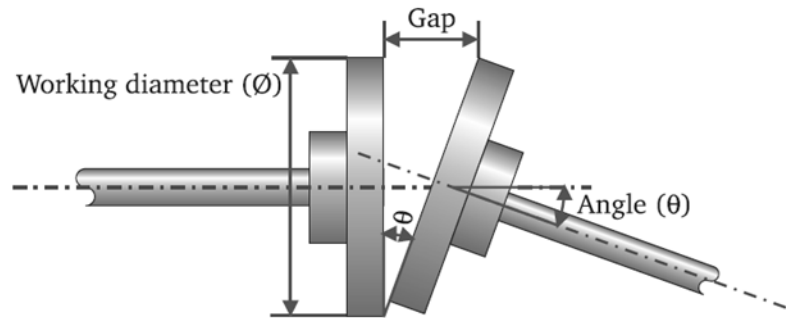
Fuente: PRÜFTECHNIK, *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. p. 14.

- Angularidad

Describe el ángulo entre dos ejes de rotación, puede ser expresada directamente como un ángulo en grados o mrad, o en términos de una pendiente en milímetro/metro o milésima de pulgada/pulgada. Este último método es útil, ya que la angularidad multiplicada por el diámetro del acoplamiento da una diferencia de distancia equivalente a la separación de los bordes del acoplamiento.

Así, el ángulo es más popular expresarlo en términos de la distancia entre las caras del acople o *Gap* (en inglés), por diámetro (ver figura 3). La misma diferencia no es significativa, debe ser dividido por el diámetro para tener sentido. El diámetro es correcto referirlo como "diámetro de trabajo", pero a menudo es llamado; diámetro de acoplamiento. El diámetro de trabajo puede ser cualquier valor conveniente. Es la relación entre el *Gap* y el diámetro lo que es importante.

Figura 3. **Relación del ángulo, Gap y diámetro de trabajo**



Fuente: PRÜFTECHNIK. *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. p. 15.

- Relación del ángulo, distancia y el diámetro de trabajo

Un acoplamiento de 6 pulgadas (152,4 mm) que está abierto en la parte superior 0,005 pulgadas (0,127 mm) ofrece un ángulo entre ejes de 0,83 mrad.

Para un diámetro de 10 pulgadas de trabajo, da como resultado un *Gap* de 0,0083 pulgadas.

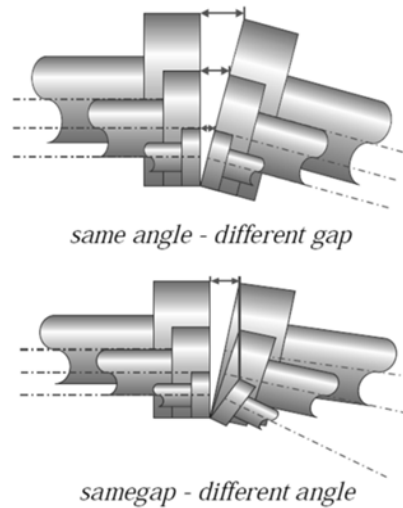
Para un diámetro de 100 mm de trabajo, da como resultado un *Gap* de 0,083 mm.

Nota:

- 1 mrad = 1 milésimas de pulgada por pulgada
- 1 mrad = 1 mm por metro

Como se puede ver en la figura 4, para un mismo ángulo, hay diferentes valores de *Gap* y para un mismo *Gap* hay diferentes valores de ángulo, por eso la importancia de definir la angularidad en términos de pendiente, ya sea en 1 mm por metro o 1 milésima de pulgada por pulgada o simplemente *Gap*.

Figura 4. **Relación entre el ángulo y *Gap***



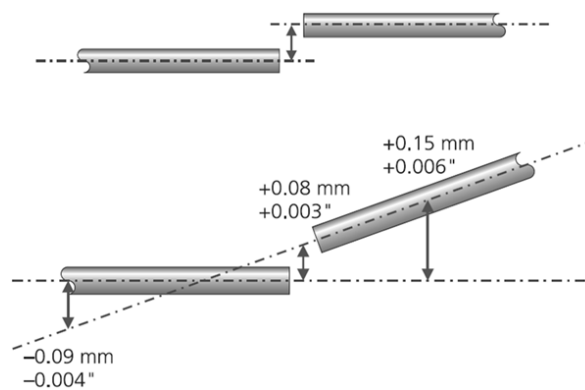
Fuente: PRÜFTECHNIK. *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. p. 15.

- Distancia, *Offset* en inglés

Describe la distancia entre los ejes de rotación en un punto dado. El *Offset*, a veces es incorrectamente definido como un *Offset* paralelo o como un desalineamiento de bordes, sin embargo; los ejes de rotación del eje, rara vez son totalmente paralelos a los bordes del acople o del mismo eje y esta relación es generalmente desconocida.

Como se muestra en la figura 5, para una misma condición de alineamiento, los valores de *Offset* varían dependiendo de la ubicación donde se mida la distancia entre dos ejes de rotación. En ausencia de cualquier otra instrucción, el *Offset* se mide en milímetros o milésimas de pulgada en el centro del acoplamiento (esta definición es referida para acoples cortos y flexibles, para acoples largos; el *Offset* podrá ser medido en los planos de transmisión de poder de los acoples).

Figura 5. **Offset**



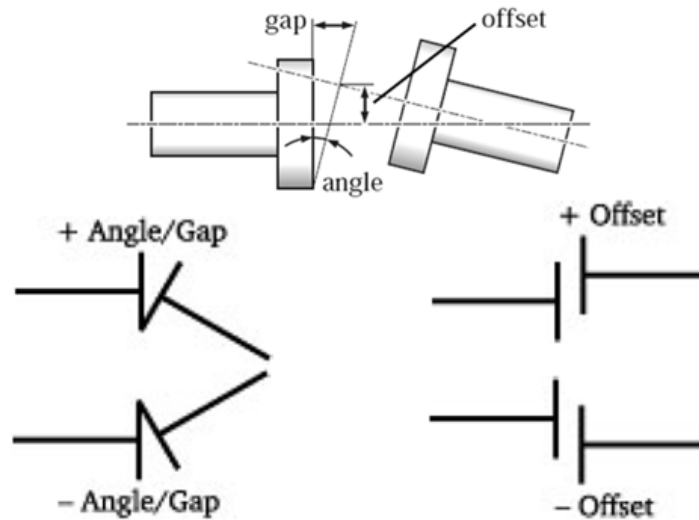
Fuente: PRÜFTECHNIK. *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. p. 16.

La maquinaria deberá ser corregida en 2 planos verticales y horizontales, estos 4 valores son requeridos para describir completamente las condiciones de desalineación.

- Angularidad vertical (o *Gap* por diámetro)
- Vertical *Offset*
- Angularidad horizontal (o *Gap* por diámetro)
- Horizontal *Offset*

A menos que existan otras especificaciones para referir la distancia entre el eje de rotación y el centro del acople. La figura 6 muestra la notación y la convención de signos para el ángulo, *Gap* y el *Offset*.

Figura 6. **Gap y Offset**



Fuente: PRÜFTECHNIK. *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. p. 17.

La desalineación es una condición en la que los ejes de rotación de los ejes acoplados no coinciden. Estas condiciones de desalineamiento son virtualmente las mismas, una combinación de angularidad y de *Offset*.

Si los ejes de rotación de los ejes acoplados están paralelos pero no coinciden, entonces se dice que la desalineación es una desalineación paralela. Si las flechas desalineadas se juntan pero no son paralelas, entonces la desalineación se llama desalineación angular. Casi todas las desalineaciones que se observen en la práctica son una combinación de estos dos tipos.

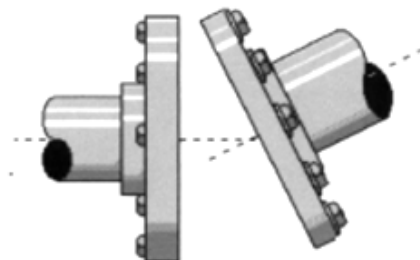
3.5. Desalineamiento angular

Este tipo de desalineación tiene lugar cuando los ejes geométricos de rotación de las máquinas acopladas, motrices y conducidas, forman un ángulo no previsto en el diseño original. Puede ser horizontal, vertical o una combinación de ambas. Para corregirlo, el motor y el rotor conducido deben alinearse. Debe emplearse un equipo de alineación adecuado.

La desalineación angular produce un momento de flexión en cada eje, caracterizado por altas vibraciones axiales. 1X RPM y 2X RPM son las más comunes, con desfase de 180 grados a través del acople. También se presenta 3X RPM. También habrá niveles relativamente fuertes en direcciones radiales y transversales 1X y 2X, pero en fase.

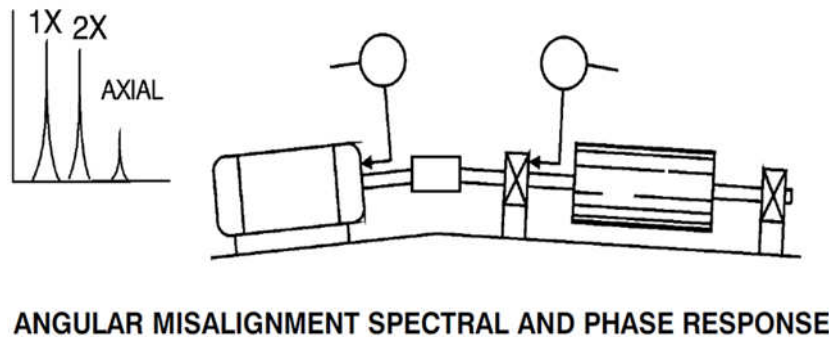
Un acoplamiento desalineado generalmente producirá niveles axiales bastante altos en 1X en los rodamientos de los otros extremos de los ejes. La figura 7 y 8 muestran un resumen de las condiciones que se pueden encontrar en un desalineamiento angular.

Figura 7. **Acoples con desalineamiento angular**



Fuente: MCMILLAN, Robert B. *Rotating machinery: practical solutions to unbalance and misalignment*. p. 99.

Figura 8. **Espectro y fase en desalineamiento angular**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

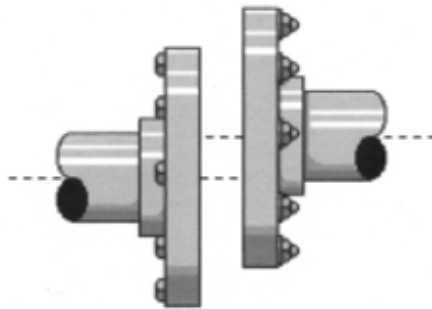
3.6. Desalineamiento paralelo

Desalineación paralela, se refiere a la distancia entre dos líneas centrales del eje y se mide generalmente en milésimas de pulgada o en milímetros. La diferencia de *Offset* puede estar presente tanto en el plano vertical u horizontal. La figura 9 ilustra un *Offset*, que muestra a dos ejes de acoplamiento que son paralelas entre sí pero no colineales. En teoría el *Offset* se mide en la línea central de acoplamiento.

La desalineación paralela produce una fuerza de cizallamiento y un momento de flexión en la extremidad acoplada de cada eje, niveles de vibración altos en 2X y en 1X se producen en las direcciones radiales o tangenciales en los rodamientos en cada lado del acoplamiento, y son de fase opuesta. En la mayoría de los casos, los componentes 2X estarán más altos que los 1X. Los niveles axiales 1X y 2X estarán bajos solamente en desalineación paralela, y su fase estará opuesta, (ver figura 9 y 10).

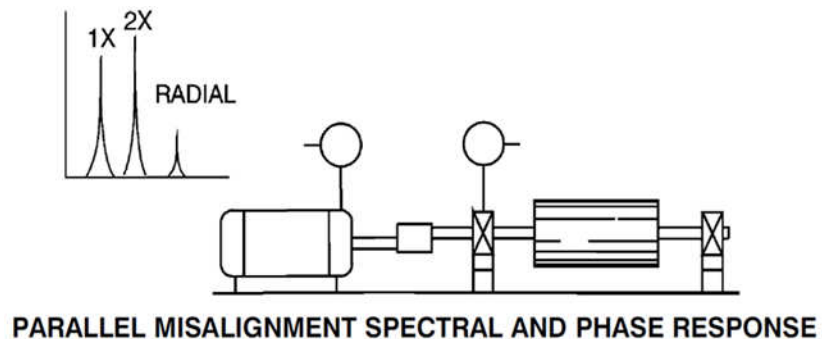
Si la velocidad de la máquina puede variar, la vibración debido al desbalance, también variará según el cuadrado de la velocidad. Si se duplica la velocidad, el nivel del componente de desbalance se incrementará por un factor de cuatro, pero la vibración debida a la desalineación no cambiará de nivel. Altos niveles radiales y tangenciales causados por desalineación pueden imitar desbalance.

Figura 9. **Acople con desalineamiento paralelo**



Fuente: MCMILLAN, Robert B. *Rotating machinery: practical solutions to unbalance and misalignment*. p. 99.

Figura 10. **Espectro y fase en desalineamiento paralelo**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

3.7. Desalineamiento en rodamientos

Esta desalineación produce una descamación prematura de las pistas o elementos rodantes, por fatiga superficial, ya que la carga sobre las pistas no queda uniformemente distribuida. Los rodamientos de empuje axial sufren fatiga prematura cuando están montados sobre soportes no perpendiculares al eje geométrico del rotor, porque la mayor parte de la carga recae sobre una pequeña zona de las pistas de rodadura.

En el caso de un rodamiento desalineado, aparecen fuerzas radiales y axiales como resultado de la descomposición, en ambas direcciones, de la fuerza de desequilibrio presente en el sistema; lo que da lugar a vibraciones axiales y radiales respectivamente. Genera armónicos a 1X, 2X y 3X RPM con 2X predominante en dirección axial. Comúnmente se observa un fenómeno de cambio de fase, en mediciones axiales, a lo largo de la circunferencia del sello, aparece también alguna frecuencia relacionada con el número de elementos rodantes. No obstante, dada la característica de autoalineación (en mayor o menor grado) de todos los rodamientos, los efectos de la desalineación sobre el espectro de frecuencias solo son perceptibles cuando ésta es muy severa.

Esta vibración de alta frecuencia viene dada por la serie de impactos que se produce al chocar un elemento rodante contra un defecto en una de las pistas, o bien el paso del desperfecto de una bola contra la pista. La cadencia de impactos así como la intensidad de ellos, dependen de la velocidad de giro, del número de elementos rodantes así como del estado de los diferentes elementos.

Como consecuencia de la disminución del juego interno del rodamiento, se produce una distribución irregular de la carga sobre las pistas, lo que puede traducirse en una disminución de la superficie de apoyo, con el consiguiente peligro de rotura de la película de lubricante. Esta situación producirá un fuerte aumento local de temperatura y la aparición de adherencias que producen un rápido deterioro de la zona afectada. Circunstancia que puede observarse, una vez desmontado el rodamiento de la máquina.

Las fricciones producidas también se transmiten como un aumento del nivel de *Spike Energy*, tanto mayor sea la desalineación existente. Para corregir el daño se recomienda reinstalar el rodamiento. Debe verificarse con cuidado, si el rodamiento aún se encuentra en buen estado, de lo contrario, debe reemplazarse. (Tratar de alinear el acople no resolverá el problema).

4. MÉTODOS DE DIAGNÓSTICO, VIBRACIONES MECÁNICAS

El análisis de vibración se utiliza para determinar las condiciones de funcionamiento mecánico de los equipos. Una ventaja importante es que el análisis de vibración puede identificar problemas en desarrollo antes de que sean demasiado graves y provoquen paradas no programadas. Esto se puede lograr mediante la realización de un seguimiento periódico de las vibraciones de la máquina, ya sea en forma continua o en intervalos programados.

Un monitoreo de vibraciones regular puede detectar el deterioro de los rodamientos defectuoso, holgura mecánica, engranajes mecánicos desgastados o rotos, desalineación y el desbalance; antes de que estas condiciones resulten dañando el cojinete o el deterioro del eje. Las tendencias de los niveles de vibración pueden identificar las malas prácticas de mantenimiento, tales como una instalación incorrecta de rodamientos o una alineación o balance incorrecto.

Todas las máquinas rotativas producen vibraciones que son una función de la dinámica de la máquina, tales como la alineación y el balance de las piezas giratorias. La medición de la amplitud de la vibración en ciertas frecuencias puede proporcionar información valiosa acerca de la exactitud de la alineación, que es el presente caso de estudio, del balanceo, la condición de los rodamientos o engranes. El análisis de vibración se utiliza principalmente en equipos rotativos como turbinas de vapor y gases, bombas, motores, compresores, máquinas de papel, laminadoras, máquinas herramientas y cajas de cambio.

Un sistema de análisis de vibraciones por lo general consta de cuatro partes básicas:

- Captación de la señal (es), también llamado transductor
- Un analizador de señales
- Software de análisis
- Un equipo para el análisis y almacenamiento de datos

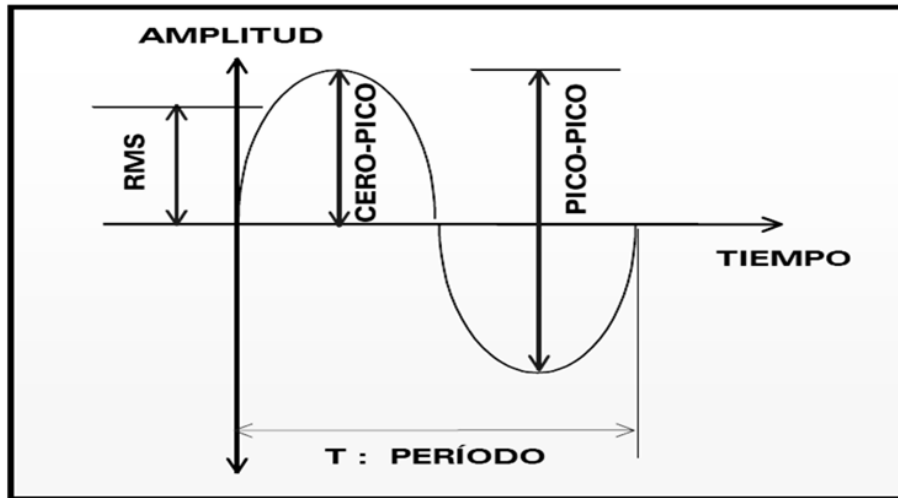
4.1. Términos fundamentales

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración característica en la cual plasman cada una de sus partes. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes.

- Amplitud

La amplitud desde el punto de vista de las vibraciones es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. La amplitud se mide generalmente en valores pico-pico para desplazamiento y valores cero-pico y *root mean square* para velocidad y aceleración (ver figura 11).

Figura 11. **Amplitud de onda**



Fuente: A-MAQ, *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. p. 11.

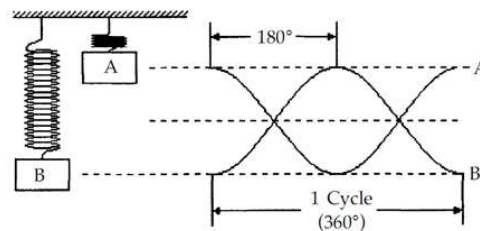
- Fase

La fase realmente es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Generalmente es encontrada en grados. En el sencillo ejemplo, se muestra en la figura 12, dos pesos están vibrando 180 grados fuera de fase uno con el otro.

Aquí, el ángulo de fase se expresa en grados, donde hay 360 grados en un ciclo. Aunque los dos pesos están vibrando en este ejemplo, es posible expresar un ángulo de fase de un solo peso vibrando con respecto a un objeto fijo. Utilizando el límite superior del movimiento como un punto de referencia, el ángulo de fase se puede expresar en grados, desde un punto de referencia fijo. En la figura 12, el peso A tiene un ángulo de fase de cero grados y el peso B tiene un ángulo de fase de 180 grados.

También hay que señalar que ambos pesos en vibración tienen la misma frecuencia, y así seguirá siendo 180 grados fuera de fase, siempre y cuando ambos estén en movimiento.

Figura 12. **Objetos vibrando con una diferencia de fase de 180°**

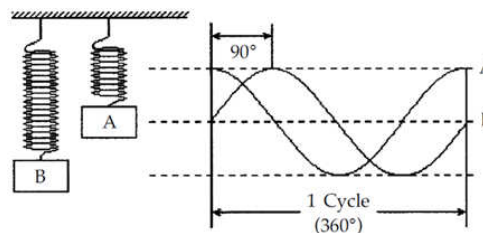


Phase Relationship 180° Out of Phase

Fuente: MCMILLAN, Robert B. *Rotating machinery: practical solutions to unbalance and misalignment*. p. 5.

En la figura 13, los dos pesos están vibrando 90 grados fuera de fase uno con el otro. Los dos pesos tienen la misma frecuencia y seguirá siendo de 90 grados fuera de fase, siempre y cuando sigan a vibrando.

Figura 13. **Objeto vibrando con una diferencia de fase de 180°**



Phase Relationship 90° Out of Phase

Fuente: MCMILLAN, Robert B. *Rotating machinery: practical solutions to unbalance and misalignment*. p. 5.

- Período

El período de la vibración, representada por la letra T, es el tiempo requerido para completar una oscilación. Ese es el tiempo total requerido para la masa pasar de la posición de reposo hasta el límite superior, de vuelta a través de la posición de reposo hasta el límite inferior y volver a la posición de reposo.

- Frecuencia

Es el recíproco del tiempo. Si un evento es periódico en el tiempo, eso es, si se repite a intervalos fijos, entonces su frecuencia es uno, dividido entre el intervalo de tiempo. Si a un elemento vibrando le toma un décimo de segundo completar un ciclo, regresando a su punto de salida, entonces se define su frecuencia como de 10 ciclos por segundo o 10 hercios (Hz). Aunque la unidad estándar en el sistema internacional de frecuencias es el Hz, muchas veces, cuando se analiza un espectro, conviene expresarla frecuencia en ciclos por minuto (RPM).

La frecuencia en RPM es sencillamente la frecuencia en Hz multiplicada por 60. Otra representación común de la frecuencia que se usa en el monitoreo de máquinas son los múltiplos de la velocidad de rotación llamados "ordenes". La frecuencia en ordenes es la frecuencia en RPM dividida entre la velocidad de rotación de la máquina. El segundo orden es el segundo armónico de la velocidad de rotación y así sucesivamente. La figura 14 muestra un ejemplo de una vibración simple y su frecuencia.

- Velocidad de vibración ("pico")

A medida que la masa vibra, se producen cambios en su velocidad de vibración. Ésta es cero en los límites superior e inferior del movimiento, que es cuando se produce un cambio en la dirección del movimiento. La velocidad es máxima cuando la masa pasa por su posición neutral. Esta velocidad máxima se denomina como la velocidad "pico" de vibración. Se mide en mm / s-pico o en pulgadas / pk-s (IPS-pk), (ver figura 14).

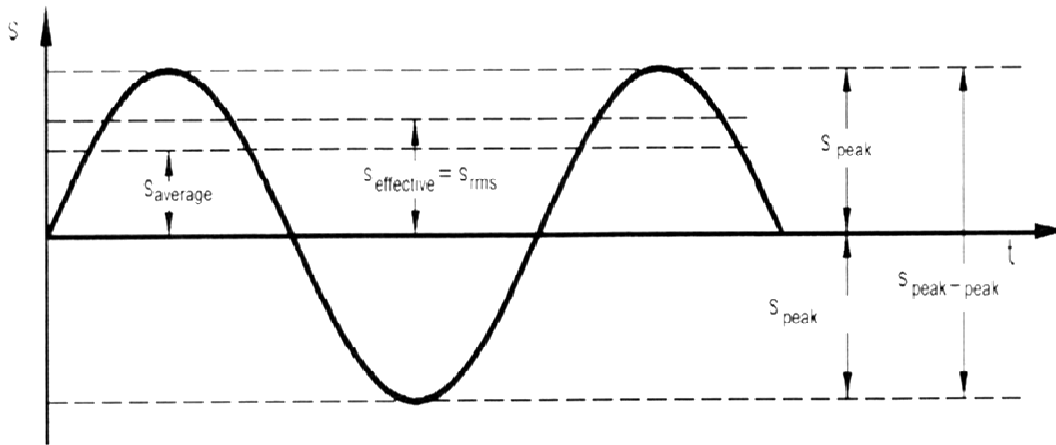
- Velocidad de vibración ("rms")

La Organización Internacional de Normalización (ISO), que establece las unidades aceptables internacionalmente para la medición de la vibración de la maquinaria. Sugirió que la velocidad media cuadrática ("rms"); como unidad de medida estándar. Esta decisión fue tomada en un intento de derivar criterios que determinan un valor efectivo de la función de la velocidad variable.

Velocidad *root mean square*: este valor tiende a proporcionar el contenido de energía de la señal de vibración, mientras que la velocidad pico correlaciona mejor con la intensidad de la vibración. Mayor velocidad rms es generalmente más dañina que una magnitud similar de máxima velocidad.

En señales de vibración, la velocidad también es la proporción de cambio en el desplazamiento y por convención popular, las mediciones de velocidad se hacen en pulgadas por segundo o milímetros por segundo *root mean square*.

Figura 15. **Comparación entre vibración, pico, pico a pico y root mean square**



Fuente: Brüel & Kjaer Vibro. *Basic vibration, measurement and assessment seminar*. p. 28.

- **Aceleración de la vibración**

Al hablar de la velocidad de vibración, se señaló que la velocidad de la masa se aproxima a cero en los límites extremos de los viajes. Cada vez que se trata de una parada en el límite del recorrido, se debe acelerar para aumentar la velocidad para viajar hasta el límite opuesto. La aceleración se define como el tipo de cambio de velocidad.

En relación con el cuerpo masa-resorte, la aceleración de la masa es máxima en los límites del movimiento, donde la velocidad de la masa es cero. Como la velocidad se aproxima a un valor máximo, la aceleración se reduce a cero una y otra vez y nuevamente continua aumentando su valor, hasta llegar a su valor máximo en el otro extremo del movimiento, límite del movimiento.

La aceleración es normalmente expresada en términos de la gravedad, que es la aceleración producida por la fuerza de la gravedad en la superficie de la tierra. El valor de g es $9,80665 \text{ m/s}^2$, $32,1739 \text{ pies/s}^2$ o $386,087 \text{ in/s}^2$.

- Desplazamiento, velocidad, aceleración - ¿Qué se debe utilizar?

Las características de desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración se miden para determinar la severidad de la vibración y estos se refieren a menudo como la "amplitud" de la vibración y/o vibración global. En términos de la operación de la máquina, la amplitud de la vibración es el primer indicador utilizado para mostrar lo bueno o malo que puede estar el estado de la máquina. Por lo general, una mayor amplitud de vibración corresponde a niveles más altos de los problemas en la maquinaria.

Dado que la amplitud de la vibración puede ser el desplazamiento, la velocidad o la aceleración, la pregunta obvia es, ¿Qué parámetro debe utilizarse para monitorear el estado de la máquina?

La relación entre la aceleración, velocidad y desplazamiento con respecto a la amplitud de la vibración y la salud de la maquinaria redefine la medición y técnicas de análisis de datos que se deben utilizar. Movimientos por debajo de 10 Hz (600 cpm) produce muy poca vibración en términos de aceleración, vibración moderada en términos de velocidad y vibraciones relativamente grandes en términos de desplazamiento (ver figura 13). Por lo tanto, medir la vibración en términos del desplazamiento es la mejor opción en este rango de frecuencias.

Como lo muestra la figura 16; en la gama de alta frecuencia, los valores de aceleración entregan valores más significantes que los ofrecidos por la velocidad o desplazamiento. Por lo tanto, para las frecuencias de más de 1 000 Hz (60 kcpm) o 1 500 Hz (90 kcpm), la unidad de medida preferida para la vibración es la aceleración.

Figura 16. **Comparación de vibración en unidades de desplazamiento, velocidad y aceleración a velocidad constante**

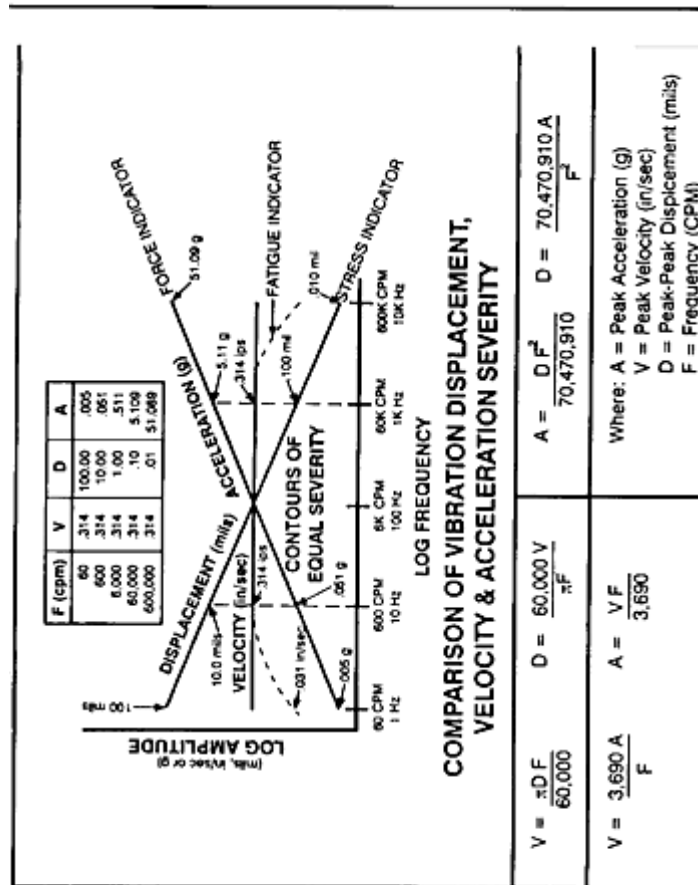


FIGURE 22
COMPARISON OF VIBRATION
DISPLACEMENT, VELOCITY & ACCELERATION

Fuente: Technical Associates of Charlotte. P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

A la hora de llevar a cabo una clasificación de la severidad de la vibración en una máquina, la variable del movimiento a considerar (desplazamiento, velocidad o aceleración de la vibración) depende del tipo de norma y del rango de frecuencias a analizar, amén de otros factores. Por ejemplo:

- El análisis del estado vibracional de una máquina en el rango de 10 a 1 000 Hz, se suele llevar a cabo a menudo en función de la velocidad de vibración, al resultar un parámetro prácticamente independiente de la frecuencia en este rango, lo que facilita el llevar a cabo una medida sencilla de la severidad de las vibraciones en una máquina.
- Cuando se trata de analizar un movimiento armónico simple, puede llevarse a cabo el estudio midiendo valores pico a pico, o valores *root mean square*, del desplazamiento en vibración. Sin embargo, para máquinas cuyo movimiento es más complejo, el uso de estos dos índices da lugar a resultados claramente diferentes debido al distinto peso aportado por los armónicos de más alta frecuencia.
- En máquinas rotativas con velocidad de giro dentro del rango de 600 a 12 000 RPM, el valor rms de las amplitudes de la velocidad de vibración suele corresponderse bastante bien con el nivel de severidad de la vibración. Así, la International Organization for Standardization (ISO) define como "severidad de la vibración" el mayor valor rms de la amplitud de velocidad de vibración obtenido en la banda de frecuencia 10 – 1 000 Hz y medido en unos puntos preestablecidos de la estructura (normalmente medidas triaxiales en la tapa de los cojinetes o en los soportes).

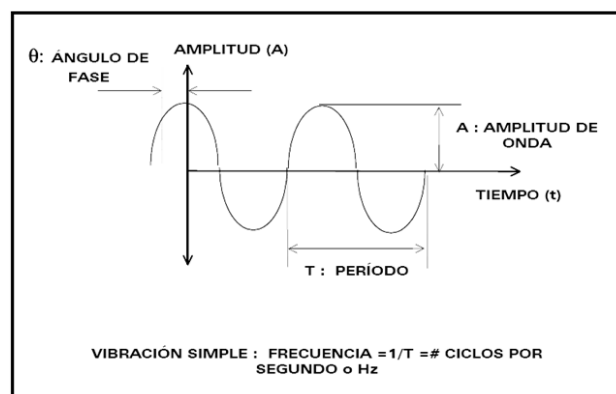
Por lo tanto, por regla general, las normas de severidad de vibraciones de maquinaria se basan en dos parámetros de la vibración: amplitud y frecuencia. A continuación, se van a comentar algunas de ellas y su aplicación a los diferentes tipos de maquinaria establecidos anteriormente.

4.1.1. Tipo de vibración en máquinas

- Vibración simple y armónica

En una vibración armónica el movimiento oscilatorio puede repetirse a sí mismo regularmente. Cuando el movimiento se repite a intervalos de tiempo T , se le llama periódico. El movimiento periódico más simple es el movimiento armónico. 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 (ver figura 17).

Figura 17. **Vibración armónica**

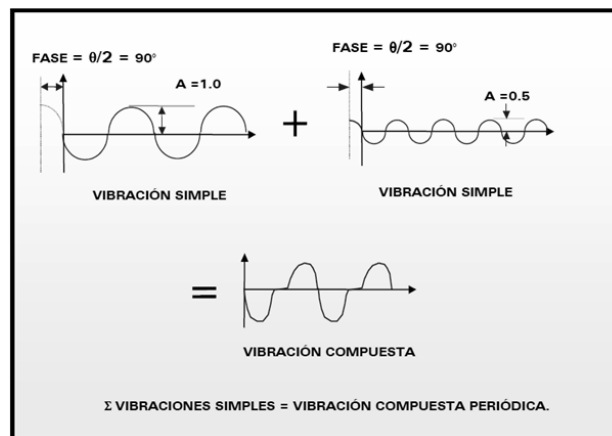


Fuente: A-MAQ. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. p. 11.

- Vibración compuesta

Una señal compuesta es una sumatoria de varias señales sinusoidales que comprenden cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias. El resultado es una señal como la ilustrada en la figura 18.

Figura 18. **Vibración compuesta**

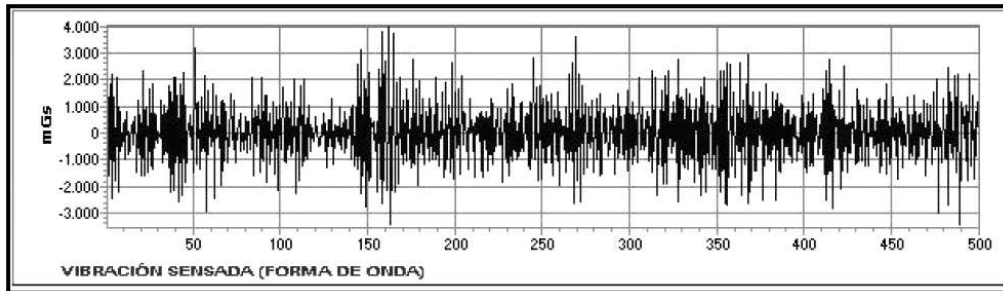


Fuente: A-MAQ. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. p. 12.

- Vibración aleatoria y golpeteos

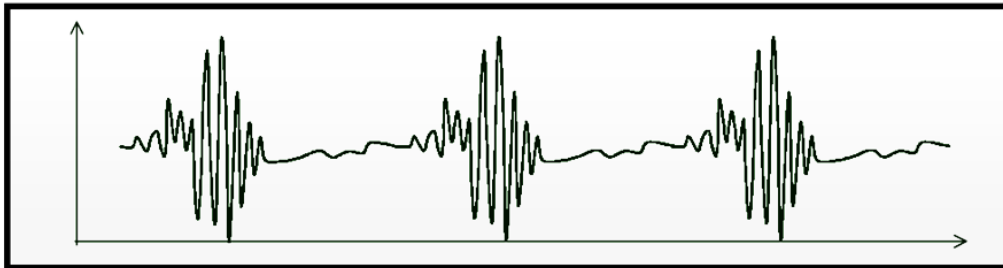
La vibración aleatoria no cumple con patrones especiales que se repiten constantemente, o es demasiado difícil detectar donde comienza el ciclo y donde termina. Estas vibraciones están asociadas generalmente a turbulencia en ventiladores y bombas, a defectos de lubricación o a cavitación en bombas (ver figura 19). Los golpeteos están asociados a golpes continuos y aunque crean una señal repetitiva, esta tiende a morir debido a la amortiguación del medio (ver figura 20).

Figura 19. **Vibración por turbulencia en ventiladores y bombas**



Fuente: A-MAQ. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. p. 13.

Figura 20. **Vibración por golpeteo**



Fuente: A-MAQ. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. p. 13.

- Frecuencia natural y resonancia

La frecuencia natural presenta un carácter muy diferente a las vibraciones anteriormente nombradas, debido a que depende de las características estructurales de la máquina, tales como su masa, su rigidez y su amortiguación, incluyendo los soportes y tuberías adjuntas a ella. Y no depende de la operación de la máquina, a no ser que la rigidez sea función de la velocidad.

Si esta frecuencia natural es excitada por un agente externo, la amplitud de vibración de la máquina se incrementará enormemente causando perjuicios que en algún momento pueden llegar a ser fatales. A esto se le conoce con el nombre de resonancia y cuando una resonancia es detectada; se hace necesario identificar el agente externo que la está produciendo y debe aislarse estructuralmente inmediatamente o cambiar su velocidad de operación.

4.1.2. Vibración global

El nivel general de la vibración de una máquina (vibración global), es una medida de la amplitud total de la vibración en un amplio rango de frecuencias, y se puede expresar en la aceleración, la velocidad o el desplazamiento.

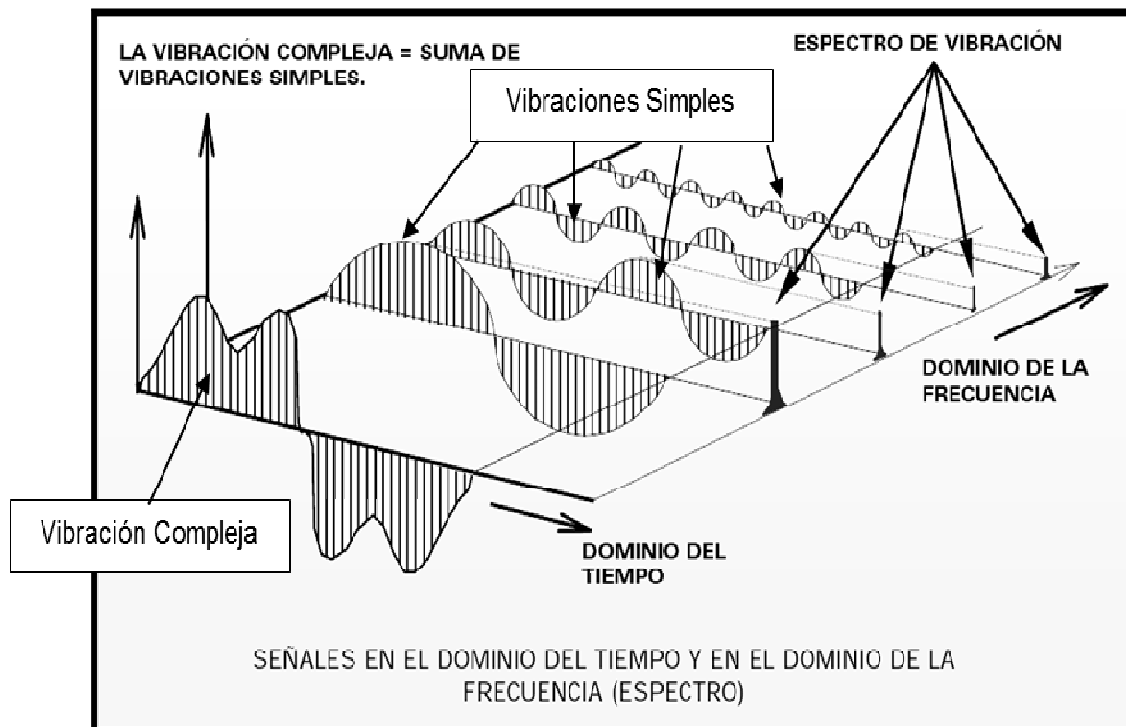
El nivel de vibraciones en general se puede medir con un medidor de vibraciones, o puede ser calculado a partir del espectro de vibración mediante la adición de todos los valores de la amplitud del espectro en un determinado rango de frecuencias. Al comparar los niveles generales de vibraciones, es importante asegurarse de que se han calculado sobre la misma gama de frecuencias.

4.1.3. Transformada rápida de Fourier y espectro de frecuencias

Lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje "x" de la frecuencia.

En la siguiente ilustración de tres dimensiones (figura 21) puede notarse claramente la señal compleja, capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vibración compleja) y por último, se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (espectro de vibración).

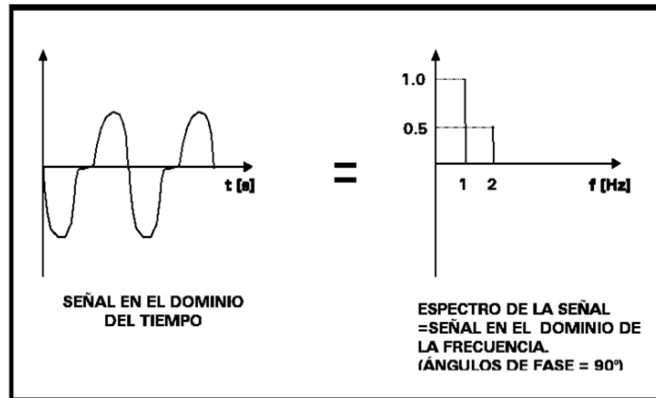
Figura 21. **Transformada rápida de Fourier y espectro de frecuencias**



Fuente: A-MAQ. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. p. 14.

La figura 22 muestra una señal en el dominio del tiempo y su correspondiente en el dominio de la frecuencia.

Figura 22. **Señal en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia**



Fuente: A-MAQ. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. p. 15.

4.1.4. Fase de la vibración

La fase o ángulo de fase es usado cuando se compara el movimiento de una parte vibrando contra un punto fijo de referencia, o comparando 2 partes de una estructura de una máquina vibrando a la misma frecuencia. Esto puede ser definido como la diferencia angular en cualquier instante dado entre dos partes con respecto a un ciclo completo de vibración y usualmente se mide en grados.

4.1.5. Definición de fase y toma de medidas

- Fase

Se puede definir la diferencia de fase entre dos vibraciones de igual frecuencia como la diferencia en tiempo o en grados con que ellas llegan a sus valores máximos, mínimos o cero.

Aunque el análisis de fase ayuda a determinar si un eje está doblado o tiene una mala alineación, y que esto es la fuente de la vibración, el análisis no es infalible. Una de las soluciones más fáciles; es comprobar la alineación, los métodos que podrían utilizarse se discuten en los capítulos siguientes.

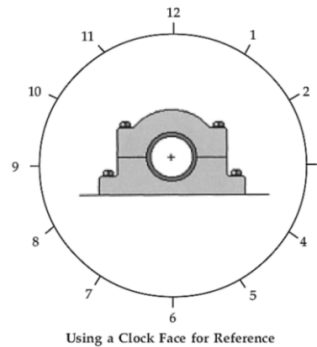
El primer paso en el uso de ángulos de fase como una herramienta de diagnóstico es localizar un punto de referencia en el eje (o el acoplamiento) que sea fácilmente visible a través de los 360 grados de rotación. A menudo, una ranura en el eje sirve para este propósito.

- Toma de medidas

Un analizador de vibraciones generalmente cuenta con un sensor de referencia que se usa predominantemente para medir la velocidad y para establecer una referencia angular con un componente rotativo de la máquina. La dirección en que se coloca el sensor de referencia, los tipos de lecturas tomadas (desplazamiento, velocidad y aceleración) y los filtros utilizados no deben de ser reajustados entre las tomas de lecturas, de lo contrario los datos obtenidos no serán comparables entre sí, o en el caso de cambiar la dirección del sensor de referencia, provocará un cambio en el ángulo de fase.

Para una prueba inicial, se deben tomar cuatro lecturas alrededor del rodamiento. Por lo general, se utiliza un marcaje simulando las manecillas de un reloj, las posiciones 12, 3, 6 y 9:00 serán las utilizadas, (ver figura 23).

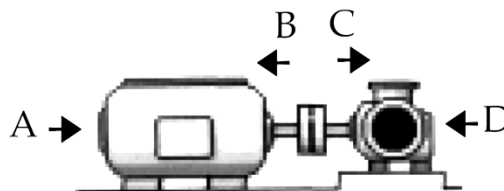
Figura 23. **Marcaje simulado para toma de lecturas**



Fuente: MCMILLAN, Robert B. *Rotating machinery: practical solutions to unbalance and misalignment*. p. 104.

En este caso particular, desalineamiento; y de acuerdo a la figura 24, si los valores recogidos en los puntos A y B están cerca de ser el mismo ángulo de fase y las lecturas de los puntos C y D están cerca uno del otro, y los puntos B y C están 180 grados fuera de fase, el problema es por lo general entre los dos rodamientos. Esto podría ser un problema de acoplamiento o una indicación fuerte, pero no concluyente, de desalineación, más adelante se discutirán los diferentes casos que se pueden encontrar.

Figura 24. **Toma de vibración en maquinaria, posible desalineamiento**



Fuente: MCMILLAN, Robert B. *Rotating machinery: practical solutions to unbalance and misalignment*. p. 104.

4.2. Evaluación del estado de la máquina usando valores globales de vibración

La forma más básica del análisis de vibraciones se llama "Medida global de vibración". Esta lectura suministra un valor escalar, que describe la cantidad de energía vibratoria total contenida en una onda emitida por una máquina. La idea que transmite este análisis, es que un mayor nivel de vibración puede indicar un serio problema, el cual debería ser examinado y/o monitorizado. Es decir, a mayor vibración mayor severidad del problema.

Los valores globales de vibración fueron y son usados hoy simplemente porque son elementos simples, los equipos que se emplean para recoger esta información son baratos y en un tiempo fueron los únicos disponibles en el mercado. Desafortunadamente todavía en la actualidad y debido a la falta de experiencia en este campo, muchos responsables del mantenimiento de las empresas tienen conceptos erróneos acerca de lo que es el análisis de vibraciones y su funcionamiento.

Para su evaluación se divide a las máquinas de acuerdo a su tamaño (potencia), de acuerdo al tipo de máquina y de acuerdo a su sistema de montaje. Califica el nivel vibratorio en cuatro calidades: A, B, C y D. El nivel vibratorio de calidad A corresponde al de una máquina en buen estado y debería ser el valor de aceptación para una máquina nueva. En el otro extremo, una calidad de vibración D se considera ser suficientemente severa como para causar daño a la máquina.

Diferentes categorizaciones y números de zona, pueden ser aplicadas para un específico tipo de máquina, de acuerdo a las partes adicionales de la Norma ISO 10816.

4.2.1. ¿Cuánto es excesiva vibración?

Como se mencionó anteriormente, la amplitud de las vibraciones (desplazamiento, velocidad o aceleración) es una medida de la gravedad del defecto o problema en una máquina. Un dilema común de los analistas de vibración es determinar si las vibraciones son aceptables o no. Para resolver este dilema, es importante tener en cuenta que el objetivo debe de ser la implementación de controles periódicos de vibración para detectar defectos en una fase temprana. El objetivo no es determinar la cantidad de vibraciones que una máquina puede soportar antes de fallar. El objetivo debería de ser; obtener una tendencia de las características de vibración que pueden advertir de los problemas inminentes, para poder reaccionar antes de que la falla se produzca.

Fijar tolerancias absolutas de vibraciones para cualquier máquina, es imposible. Es decir, es imposible fijar un límite de vibración que cuando se supere la máquina falle de inmediato. La evolución de las fallas mecánicas es demasiado compleja para establecer dichos límites. Sin embargo, puede escogerse uno de los siguientes tres métodos de evaluación de maquinaria, según los valores medidos:

- 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).

4.2.2. Evaluación usando valores límites de guías y normas

Respecto a las máquinas rotativas

La normativa actual existente da criterios de evaluación de la severidad vibratoria respecto a:

- La condición operacional de la máquina
- Ensayos de aceptación de máquinas

La Norma ISO 10816, "*Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*". En su sección 1: "*General guidelines*" establece los parámetros a medir, procedimientos, instrumentación y condiciones de operación recomendados para tomar las mediciones. Para su evaluación divide a las máquinas de acuerdo a su tamaño (potencia), de acuerdo al tipo de máquina y de acuerdo a su sistema de montaje.

Las siguientes zonas típicas de evaluación se definen en la Norma ISO 10816, para permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina determinada y proporcionar directrices sobre las posibles acciones.

- Zona A: la vibración de las máquinas de reciente puesta normalmente caen dentro de esta zona.
- Zona B: las máquinas con vibraciones dentro de esta zona normalmente se consideran aceptables para la operación a largo plazo sin restricciones.

- Zona C: las máquinas con vibraciones dentro de esta zona normalmente se consideran insatisfactorias para la operación continua a largo plazo. En general, la máquina se puede funcionar por un período limitado en esta condición hasta que surge una oportunidad adecuada de medidas correctivas.
- Zona D: los valores de vibración dentro de esta zona se consideran normalmente de suficiente gravedad como para causar daños a la máquina.

Esta normativa utiliza para evaluar la severidad de vibraciones de baja frecuencia ($f < 10$ Hz) el desplazamiento; se mide en micras o millonésimas de metro, y por convención popular, las mediciones de desplazamiento se hacen de "pico a pico".

Para vibraciones de frecuencias intermedias ($10 \leq f \leq 1\ 000$ Hz) la velocidad, midiéndolas en milímetros por segundo *root mean square*, y para vibraciones de alta frecuencia ($f > 1\ 000$ Hz) la aceleración, medida en metro por segundo cuadrado *root mean square*. Esto considerando el hecho que a bajas frecuencias el problema más serio que generan las vibraciones son los esfuerzos o la fatiga a bajos ciclos; en el rango medio de frecuencias es el efecto de la fatiga y a altas frecuencias son las fuerzas de inercia que generan las vibraciones.

Para una selección más acertada, la Norma ISO 10816 se divide en 6 partes; las cuales son:

- *Part 1: General guidelines.*
- *Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min.*
- *Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ.*
- *Part 4: Gas turbine driven sets excluding aircraft Derivatives.*
- *Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants.*
- *Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.*

4.2.3. Evaluación usando valores recomendados por el fabricante

Siempre y cuando el fabricante proporcione lineamientos precisos para la evaluación de su maquinaria, estos predominarán sobre los lineamientos que proporcionan las normas; 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.

Es importante recordar que las normas son guías para las evaluaciones de la maquinaria cuando no se tiene información alguna de la máquina o el fabricante no proporcione la información necesaria para su evaluación.

Cada fabricante 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 cálculos o en ensayos de larga duración conducidos por el fabricante.

4.2.4. Evaluación de máquinas usando la tendencia

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 o las normas. Una tendencia es una gráfica del nivel de vibración contra el tiempo transcurrido. El análisis de tendencia es realizado por la mayoría de los programas de monitoreo de vibración, a partir de datos de vibración almacenados, y por lo general está diseñado para enseñar un nivel de vibración a ciertas frecuencias importantes en un periodo de varios meses o años.

La elaboración de tendencias consiste en almacenar las firmas de vibración grabadas en tiempos específicos y de apuntar los cambios en los niveles de vibración a las frecuencias forzadas *versus* tiempo. Una tendencia creciente en el nivel, indica un problema incipiente. La manera más sencilla de utilizar las tendencias en las vibraciones es de establecer un espectro de vibración representativo de una máquina operando normalmente, como punto de referencia, y de comparar esta referencia con espectros que se grabaron más tarde en la misma máquina.

Cuando se hace la comparación hay varios puntos importantes que se deben tomar en cuenta:

- Las condiciones en las que opera la máquina, cuando se graba el nuevo espectro deben ser lo más similares a las condiciones en que operaba cuando se grabó el espectro de referencia. Si no, los espectros no son comparables y se pueden cometer errores importantes.
- Los datos de las vibraciones deben recolectarse de manera exactamente igual que los datos de referencia. El transductor debe ser montado en el mismo lugar y su calibración debe ser precisa (si es posible), se debe usar el mismo transductor para todas las mediciones sucesivas en la máquina.
- Cuando se toman datos de las vibraciones con un analizador TRF (Transformada Rápida de Fourier) o con un recopilador de datos, es importante realizar un promedio de varios espectros instantáneos, para reducir las variaciones aleatorias y los efectos de ruido extraño en la señal medida.

La cantidad de promedios espectrales que se graban para producir los espectros deben ser suficientes para producir una firma uniforme y constante. Normalmente de seis a diez promedios serán suficientes, pero en algunas máquinas con un contenido de ruido aleatorio relativamente alto en sus firmas es posible que necesite tiempos de promedio más largos.

Una regla general es grabar un espectro con varios promedios e inmediatamente después grabar otro con la doble cantidad de promedios. Si hay una diferencia significativa entre los espectros la cantidad de promedios se debe duplicar otra vez y se debe grabar otro espectro.

Si los dos últimos espectros son similares, entonces la cantidad anterior de promedios es adecuada para la máquina.

4.3. Diagnóstico de problemas en máquinas

Hoy en día, los requisitos para una mayor fiabilidad de los equipos rotativos son más críticos que nunca y las demandas siguen creciendo constantemente. Los avances tecnológicos están constantemente en esta área, en gran parte debido a la constante demanda de los hidrocarburos, la generación de energía, proceso y transporte. En maquinaria rotativa como: motores eléctricos, bombas, turbinas, ventiladores, entre otros, es posible detectar problemas; y por lo tanto prevenir paros, analizando las características de sus vibraciones, calor o cualquier otro ensayo que ayude a determinar la causa del problema.

4.3.1. Razones para diagnosticar problemas y métodos de diagnóstico

Debido a los progresos realizados en la ingeniería y la ciencia de los materiales, la maquinaria rotativa es cada vez más rápida y ligera. Estos equipos también son requeridos en funcionamiento durante largos períodos de tiempo. Todos estos factores hacen que la detección, localización y análisis de fallos desempeñen un papel vital en la búsqueda de operaciones de gran fiabilidad.

- Técnicas aplicadas al mantenimiento predictivo

Existen varias técnicas aplicadas para el mantenimiento preventivo entre las cuales destacan las siguientes:

- Análisis de vibraciones

El interés principal para el mantenimiento deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de las vibraciones detectadas en el elemento o máquina, la determinación de las causas de la vibración y la corrección del problema que ellas representan. Los efectos de las vibraciones mecánicas son el aumento de esfuerzos y tensiones, pérdidas de energía, desgaste de materiales; y las más temidas, daños por fatiga de materiales.

A continuación se detallan las razones más habituales por las que una máquina o elemento de la misma puede llegar a vibrar:

| | |
|------------------------|---------------------------------------|
| Desequilibrio | Desalineamiento |
| Excentricidad | Defectos en rodamientos y/o cojinetes |
| Defectos en engranajes | Defectos en correas |
| Holguras | Falta de lubricación |

- Análisis de lubricantes

Estos se ejecutan dependiendo de la necesidad, según:

- Análisis iniciales

Se realizan a productos de aquellos equipos que presenten dudas provenientes de los resultados del estudio de lubricación y permiten correcciones en la selección del producto, motivadas por cambios en condiciones de operación.

- Análisis rutinarios

Aplican para equipos considerados como críticos o de gran capacidad, en los cuales se define una frecuencia de muestreo, siendo el objetivo principal de los análisis la determinación del estado del aceite, nivel de desgaste y contaminación, entre otros.

- Análisis de emergencia

Se efectúan para detectar cualquier anomalía en el equipo o lubricante, según:

- ✓ Contaminación con agua.
- ✓ Presencia de partículas sólidas (filtros y sellos defectuosos).
- ✓ Uso de un producto inadecuado.

- Análisis por ultrasonido

El sonido cuya frecuencia está por encima del rango de captación del oído humano (20 -a- 20 000 Hertz), se considera ultrasonido. Este método estudia las ondas de sonido de alta frecuencia producidas por los equipos que no son perceptibles por el oído humano. Los análisis de ultrasonido permiten detectar:

- Fricción en máquinas rotativas
- Fallas o fugas en válvulas
- Fugas de fluidos

- Pérdidas de vacío
- "Arco eléctrico"
- Verificar la integridad de las juntas

La aplicación del análisis por ultrasonido se hace indispensable especialmente en la detección de defectos existentes en equipos rotantes que giran a velocidades inferiores a las 300 RPM, donde la técnica de medición de vibraciones comienza a mostrarse ineficiente. De modo que la medición de ultrasonido es, en ocasiones, complementaria con la medición de vibraciones, que se utiliza eficientemente sobre equipos rotantes que giran a velocidades superiores a las 300 RPM.

- Termografía infrarroja

Es una técnica que permite, a distancia y sin ningún contacto, medir y visualizar temperaturas de superficie con precisión. Los ojos humanos no son sensibles a la radiación infrarroja emitida por un objeto, pero las cámaras termográficas son capaces de medir la energía con sensores infrarrojos, facultados para "ver" en estas longitudes de onda. Esto permite medir la energía radiante emitida por los objetos y, por consiguiente, determinar la temperatura de la superficie a distancia, en tiempo real y sin contacto.

La gran mayoría de los problemas y averías en la industrial, ya sea mecánico, eléctrico o de fabricación, están precedidos por cambios de temperatura que pueden ser detectados por el monitoreo de temperatura con sistema de termografía por infrarrojos.

Con la implementación de programas de inspecciones termográficas, es posible minimizar el riesgo de una avería de equipos y sus consecuencias, a la vez que ofrece una herramienta para el control de calidad de las reparaciones efectuadas. El análisis mediante termografía infrarroja debe complementarse con otras técnicas y sistemas de ensayo conocidos como el análisis de lubricantes, el análisis de vibraciones, los ultrasonidos pasivos, ente otros.

El análisis mediante cámaras termográficas está recomendado para:

- Instalaciones y líneas eléctricas de alta y baja tensión.
- Cuadros, conexiones, bornes, transformadores, fusibles y empalmes eléctricos.
- Motores eléctricos, generadores, bobinados, entre otros.
- Reductores, frenos, rodamientos, acoplamientos y embragues mecánicos.
- Hornos, calderas e intercambiadores de calor.
- Instalaciones de climatización.
- Líneas de producción, corte, prensado, forja, tratamientos térmicos.

○ Análisis eléctrico

El objeto del análisis eléctrico como técnica de mantenimiento predictivo es el de realizar estudios eléctricos, sobre aquellos equipos que pueden presentar averías de origen electromecánico.

En función de la corriente de alimentación, trifásica o continua, del equipo (generalmente motores eléctricos) que se desea analizar, se pueden verificar las siguientes condiciones:

- Calidad de la alimentación
- Estado del circuito
- Estado del aislamiento
- Estado del estator
- Estado del rotor
- Excentricidades en el entre-hierro

Se han mencionado varias de las técnicas de análisis utilizadas hoy en día, entre las que se destaca el análisis de vibraciones, así como la necesidad de usar diferentes indicadores con el fin de llegar a un diagnóstico acertado. Diagnosticando y solucionando los problemas, la vida de las máquinas y su producción aumentará y por tanto, los costos de mantenimiento disminuirán.

4.3.2. Diagnósticos usando mediciones de vibraciones

Utilizando el análisis de vibraciones, la condición de una máquina puede ser constantemente monitoreada. Un análisis detallado se puede hacer para determinar la condición de una máquina e identificar los defectos que pueden ser derivados o que ya existen, y por lo tanto prevenir paros, analizando las características de sus vibraciones. Una de las ventajas de este método es que no es necesario interrumpir la operación del equipo. La primera característica a tomar en cuenta es la amplitud de la vibración, o para decirlo más coloquialmente, que tan fuerte vibra la máquina. Dependiendo de esto se determina la severidad de la falla.

Las otras características tienen que ver con las frecuencias a las cuales se presentan las vibraciones de mayor amplitud. Por medio del análisis del espectro se pueden detectar fallas tales como:

- Desbalance
- Desalineamiento
- Rodamientos dañados
- Problemas eléctricos
- Engranajes dañados, entre otros

4.4. El uso de la fase en el diagnóstico de problemas

El análisis de diferencias de fase a la velocidad de giro de la máquina entre las vibraciones horizontales y verticales o entre las vibraciones axiales de los diferentes descansos del sistema motor-máquina, permite determinar los movimientos relativos entre ellos, y diferenciar entre problemas que generan vibraciones a frecuencia 1X RPM:

- Desbalance
- Desalineamiento
- Eje deflectado o doblado
- Resonancia
- Poleas excéntricas o desalineada

Para muchos analistas de vibración, la vida gira alrededor del espectro. Si el problema no es obvio en el espectro entonces el problema no puede ser detectado. Y a veces, la condición del problema es mal diagnosticada porque varias condiciones se presentan a sí mismas en maneras muy semejantes.

- Análisis de fase

El uso de las lecturas de fase le puede ayudar a diferenciar entre estas condiciones. Si se domina el análisis de fase, la capacidad de diagnosticar defectos correctamente aumentará considerablemente. El análisis de fase trata del tiempo relativo de acontecimientos relacionados. Aquí están algunos ejemplos:

- Al balancear interesa el tiempo entre el lugar pesado en el rotor y una señal de referencia en el eje. Se necesita determinar donde está ubicado ese lugar pesado, y la cantidad de peso necesaria para contrarrestar las fuerzas giratorias.
- Cuando se miran las condiciones de defecto como desbalance, desalineación, excentricidad, y problemas de base, interesan las fuerzas dinámicas dentro de la máquina, y como resultado, el movimiento de un punto en relación con otro punto.

- Análisis de fase mediante el uso de una referencia

En vez de medir fase como una diferencia de tiempo entre dos fuentes de vibración, puede ser medida como una diferencia de tiempo entre una fuente de vibración y una "referencia". La forma más comúnmente usada es la de colocar un pedazo de cinta reflectora en el eje y por medio de un láser generar un pulso cada vez que gira el eje. El recolector de datos tiene la electrónica y el software necesarios para utilizar señales de tacómetro o señales de acelerómetros para determinar el ángulo de fase, así que estos cálculos son realizados automáticamente.

- Utilizando las lecturas de fase para diagnosticar una condición de falla

Se puede hacer esto de una manera muy sencilla, comparando las lecturas entre dos ejes o dos puntos en la máquina (utilizando un esquema de burbuja para hacerlo más fácil para dar seguimiento a las lecturas), o se puede utilizar un software más sofisticado para animar el movimiento de la máquina y la estructura.

- Vista general rápida

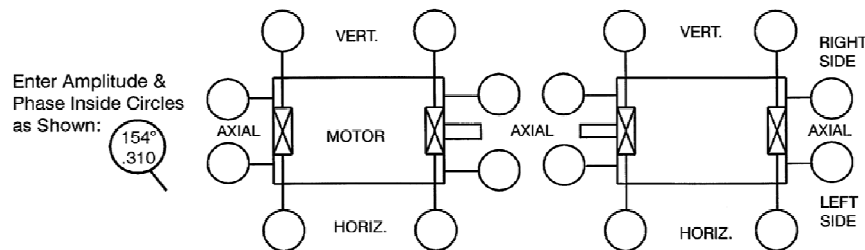
Reuniendo lecturas de fase en puntos diferentes en la máquina se puede determinar si está balanceada correctamente; si los ejes o las poleas están alineados correctamente; si los cojinetes están montados correctamente en el eje; si hay excentricidad; si un eje está doblado; si una pata está agrietada o floja; y más.

Lo que se analizará realmente es el movimiento dinámico de la máquina. Las fuerzas debido al desbalance de masa causan que la máquina se mueva de una cierta manera. Un eje desalineado causa que una máquina se mueva de una manera diferente. Lo mismo es verdad para varias otras condiciones. Así que se utilizará la fase para detectar los movimientos reveladores. (También vale la pena comentar que algunos defectos no generan fuerzas típicas. Así, las lecturas de fase no proporcionan una imagen clara del movimiento dinámico de la máquina – sin embargo esto, de por sí, también proporciona un indicio de la naturaleza de la condición).

- Representando la fase

En vez de registrar las lecturas de fase con números, se pueden registrar visualmente. Puede ser difícil mirar una serie de números e interpretar el movimiento de la máquina. Sin embargo, el utilizar símbolos gráficos lo hace más fácil. Se puede hacer esto dibujando un círculo y una línea en el ángulo deseado. Entonces es fácil determinar rápidamente el ángulo con una mirada rápida. A menudo el ángulo es escrito en la parte superior; y la amplitud en la parte inferior del círculo (ver figura 25).

Figura 25. **Representación de mediciones de fase**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-11.

- Precauciones al utilizar datos de fase

Se debe tener cuidado al comparar lecturas de fase tomadas en los extremos opuestos de una máquina, o al comparar lecturas de fase tomadas a través de un acople. Las lecturas de la fase son sensibles a la dirección. Por lo tanto, se tiene que agregar 180° a las lecturas si el acelerómetro es girado 180°. También se debe conocer la convención de fase utilizada por el recolector de datos. En sentido de las manecillas del reloj o al contrario.

Cuando se habla de las relaciones de fase entre ciertos puntos de una máquina, estos son valores aproximados. Las lecturas verdaderas pueden estar hasta 30° más alto o más bajo y la regla permanece. Por ejemplo, si la diferencia entre dos lecturas estuvo entre 150° y 210° , entonces se puede considerar que las lecturas están 180° fuera de fase. También, si la diferencia entre dos lecturas es aproximadamente 270° , entonces es equivalente a una diferencia de fase de 90° . Igualmente la diferencia de fase de -180° equivale a una diferencia de fase de 180° . Todo depende de la dirección de rotación, la configuración del recolector de datos, y de la convención utilizada por el recolector de datos.

- Diagnosticando condiciones de falla con fase

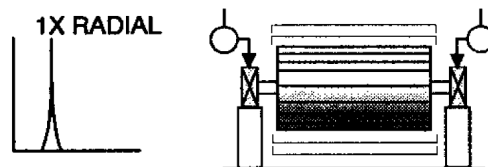
Se pueden tomar lecturas vertical y horizontalmente en cada extremo del componente. Se puede comparar la amplitud y la fase del vertical contra la horizontal; se puede comparar las lecturas verticales en ambos extremos del componente, y se puede comparar las lecturas horizontales en ambos extremos del componente. Para máquinas acopladas, también se puede tomar lecturas de fase a ambos lados del acople y comparar las lecturas.

Las lecturas axiales son también muy importantes. En vez de una sola lectura, se puede tomar lecturas a ambos lados del eje; comparar el lado izquierdo al lado derecho, y comparar las lecturas de la parte superior con la parte inferior. Comparar lecturas axiales tomadas en cualquier lado del acople (en el equipo conductor o en el equipo conducido).

- Diagnóstico de los casos más comunes a través del análisis de fase
 - Desbalance estático

Es el tipo más sencillo de desbalance; equivale a un lugar pesado en un solo punto en el rotor. Se le llama desbalance estático; porque aparecerá incluso si el rotor no gira (si se coloca en cojinetes antifricción el rotor girará; por lo que el lugar pesado estará en la posición más baja). Se esperaría que el movimiento en los dos extremos del componente estarían en-fase (eso es, las dos lecturas verticales estarían en fase y las dos lecturas horizontales estarían en fase). Debido al movimiento circular, también se esperaría que el ángulo de fase entre el eje vertical y el horizontal fuera de aproximadamente de 90° , (ver figura 26).

Figura 26. **Desbalance estático**



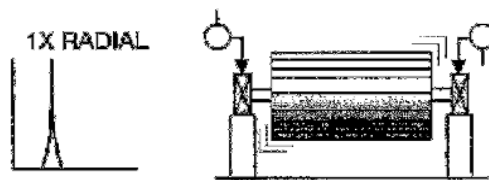
Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- Desbalance tipo copla

Un rotor con desbalance tipo copla puede estar balanceado estáticamente (puede parecer balanceado perfectamente si es colocado en cojinetes anti fricción), pero cuando gira, producirá fuerzas centrífugas en los cojinetes, y estarán opuestos en fase.

Por lo tanto el ángulo de fase entre dos lecturas verticales (tomadas de cada extremo del componente) será semejante al ángulo de la fase entre las dos lecturas horizontales; aproximadamente 180° , como es ilustrado en la figura 27.

Figura 27. **Desbalance tipo copla**

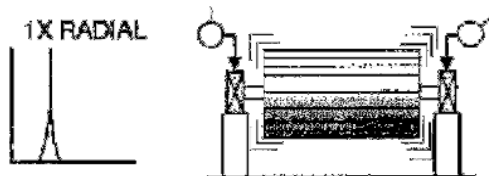


Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- o Desbalance dinámico

En este caso en particular la cantidad de desbalance no puede ser distribuido uniformemente por el rotor (a menos que sea un rotor muy estrecho o un ventilador axial, que en tal caso se aproximará a desbalance estático). Se podría tener una combinación de desbalance estático y de desbalance tipo copla, (ver figura 28). Esta combinación es llamada desbalance dinámico.

Figura 28. **Desbalance dinámico**

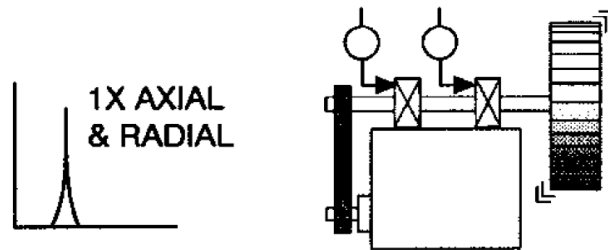


Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- Máquinas en voladizo

Las lecturas axiales tienden a estar en fase, mientras que las lecturas de fase radial pueden ser inestables. Sin embargo, las diferencias de fase horizontal por lo general coinciden con las diferencias de fase vertical en el rotor desbalanceado ($\pm 30^\circ$). La figura 29 muestra la configuración más común de un desbalance en voladizo.

Figura 29. **Desbalance en voladizo**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- Desalineación

La desalineación es muy común. Sin embargo, puede ser difícil de detectar con solo el espectro de vibración. La desalineación puede ser confundida fácilmente con otras condiciones de falla, incluyendo desbalance y holgura. El análisis de fase es de una gran ayuda para poder diagnosticar el tipo de falla en la máquina.

Cuándo una máquina está desalineada hay fuerzas típicas en juego; en proporción al grado de desviación y ángulo entre las líneas centrales giratorias de los ejes. Estas fuerzas son muy diferentes a aquellas observadas cuando una máquina está mal balanceada; por lo tanto las relaciones de fase son bastante diferentes. Si se sospecha de desbalance o desalineación, y se realizan las pruebas descritas anteriormente y se encuentra que no se cumplen las reglas (por ejemplo, el ángulo de fase entre los ejes verticales y horizontales no está entre 110° y 70°), entonces existe una gran probabilidad de que la máquina esté desalineada.

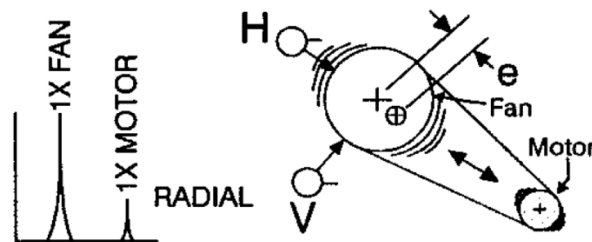
Las siguientes consideraciones deberán de ser tomadas en cuenta al hacer el análisis de fases:

- La relación de la fase entre las lecturas verticales y horizontales tomadas en el extremo de la máquina no seguirá las reglas que se describen acerca del desbalance. Debido al movimiento creado con angularidad y desviación, producto de la desalineación, además del efecto que los diferentes tipos de acoples tendrán en ese movimiento, el ángulo de fase entre los extremos de la máquina no será consecuente en las direcciones verticales y horizontales.
- Si una máquina está desalineada, no se esperaría ver 90° de diferencia entre las lecturas verticales y horizontales tomadas en el mismo cojinete. En vez de esto es probable que estén más cerca de 0° o 180° . Cuándo hay una desalineación angular fuerte se esperaría que las lecturas de fase fueran de 180° fuera de fase a través del a cople.

- Cuándo se compara las lecturas de fase axiales alrededor de la cara de un cojinete desalineado, este causará un movimiento de torsión con aproximadamente 180° de cambio de fase de arriba a abajo o de lado a lado.
- Excentricidad

La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación está desplazado de la línea central geométrica de una polea, engranaje, rotor, entre otros. En el caso de una polea; la vibración más alta estará en el eje de la banda, así que las medidas deben ser tomadas en esta dirección, como muestra la figura 30. Habrá una diferencia de fase entre la medida tomada en el eje de la banda y en los ángulos derechos a esa dirección de 0° o 180°. Note que no se toman medidas de fase en las direcciones verdaderas, verticales y horizontales. Se toma una medida de acuerdo con las bandas y al ángulo de esta dirección.

Figura 30. **Excentricidad**

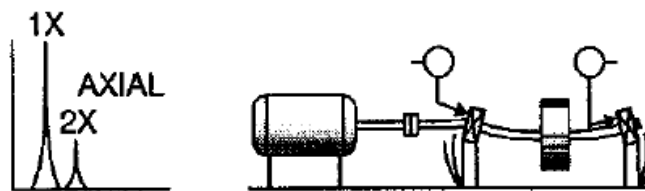


Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- Eje flexionado (doblado)

Un eje doblado causa predominantemente alta vibración axial de 1X. La vibración dominante es normalmente el 1X si la curva está cerca del centro del eje. Sin embargo, se verá vibración 2X si la curva está más cerca del acople. Las medidas verticales y horizontales también a menudo revelarán picos en 1X y 2X, sin embargo la clave es la medida axial. La fase es una buena prueba para diagnosticar un eje flexionado. La fase en 1X medida en las direcciones axiales en extremos opuestos del componente estará desfasada 180° como se muestra en la figura 31.

Figura 31. **Eje flexionado**



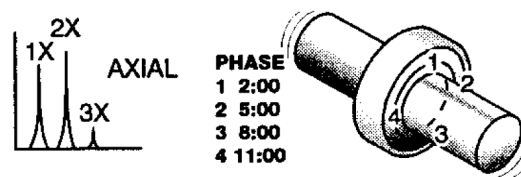
Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- Cojinete desalineado (inclinado) en su eje

Un cojinete inclinado en su eje, que es realmente una forma de desalineación, generará vibración axial considerable que puede ser confundida con desalineación entre acoples y otras condiciones. Hay realmente dos formas posibles de cojinete desalineado en su eje.

Si la pista externa del cojinete está desalineada en su alojamiento, las lecturas axiales de fase indicarán una diferencia de 180° de un lado del eje al otro. Sin embargo, todo depende de cómo está desalineada. La diferencia de 180° puede ser vista del lado izquierdo a la derecha o puede ser vista de la parte superior a la inferior, pero no ambas. Si la pista interna está desalineada en el eje, entonces el cojinete parecerá que "tambalea" cuando gira, generando una diferencia de fase de rotación de 180°. Habrá una diferencia de 90° mientras se mueve de la parte superior a la derecha, a la parte inferior, a la izquierda, (ver figura 32).

Figura 32. **Cojinete desalineado en su eje**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

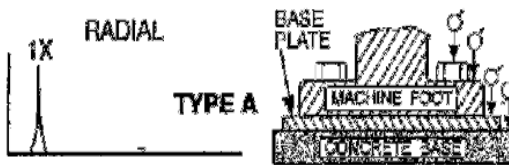
- **Holgura**

El análisis de fase también puede ser utilizado para ayudar a identificar problemas de holgura y de la base, pero en una manera ligeramente diferente. Primero, porque la holgura de rotación implica un pico 1X y los armónicos pueden, a veces, ser confundidos con desalineación e incluso con eje doblado y cojinete desalineado. Sin embargo, las lecturas de fase no seguirán las reglas que se han discutido hasta ahora; y serán de naturaleza aleatoria (errática).

Así que este comportamiento aleatorio le puede ayudar a distinguir entre las dos condiciones de defecto. En el caso de la holgura estructural, donde hay un problema con la base, la fase puede ser utilizada en dos maneras. Primero, si los niveles de vibración son lo suficientemente altos, la máquina se puede mecer de atrás hacia adelante. Las lecturas de fase tomadas en la dirección horizontal podrían estar en fase, pero a diferencia del desbalance, no habrá una diferencia de 90° de fase entre vertical y horizontal.

Si la holgura se debe a una grieta en la base o un perno flojo, se puede observar la fase mientras se mueve el acelerómetro de un punto a otro, (ver figura 33). Cuando el acelerómetro se mueve a través de la grieta o de la holgura (del pie de la base a la base de concreto), el ángulo de fase cambiará aproximadamente 180°.

Figura 33. **Holgura**



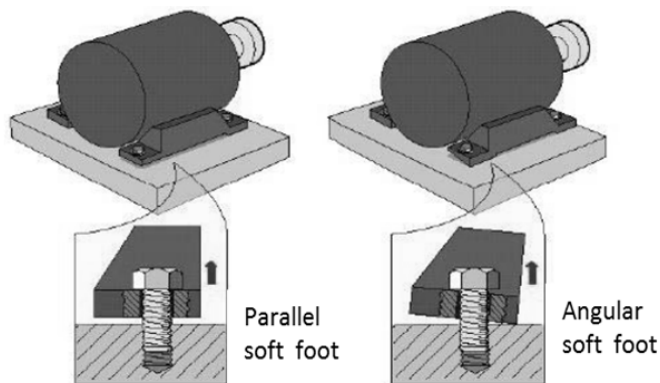
Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-5.

- Medición y corrección de la pata coja

Un componente esencial de cualquier proceso de alineación con éxito es la determinación y corrección de pata coja. Así como una silla o una mesa inestable (coja) es una molestia, un montaje tambaleante de la máquina causa molestias y errores en la alineación de la máquina.

La máquina se posiciona de manera diferente cada vez que se "corrige" su alineación; y cada vez que se comprueba la alineación, las mediciones indican que la máquina todavía está desalineada. Además, cuando la máquina se atornilla la tensión se coloca sobre la carcasa de la máquina y cajas de cojinetes, lo que puede deformar la carcasa. Hay dos tipos de pata coja, como se ilustra en la figura 34.

Figura 34. **Ejemplo de pata coja**



Fuente: PRÜFTECHNIK, *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. p. 32.

La pata coja en paralelo indica que la placa base y el pie de la máquina son paralelas entre sí y que permite la corrección añadiendo cuñas del espesor correcto. La pata coja angular es causada por las patas que forman un ángulo entre su base y la base de la pata. Esta situación es más compleja de diagnosticar y corregir, una solución es el uso de cuñas cónicas para llenar el espacio angular entre la placa base y el pie. Una solución más drástica pero con mejores resultados a largo plazo, es desmontar la máquina y maquinarse las partes necesarias, ya sea la base o las patas de la máquina, para corregir el problema.

- Medición de pata coja

Utilizando una variedad de técnicas se puede determinar una pata coja antes de comenzar la alineación.

Usando un indicador de carátula montado en una base magnética:

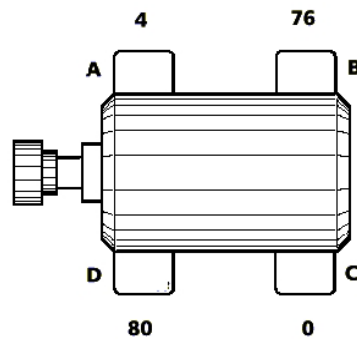
- Se posiciona el indicador por encima de una de las patas de la máquina, se pone en cero el indicador y luego se afloja la pata de la máquina.
- Registrar cualquier cambio en la lectura del indicador. Y volver a apretar la pata de la máquina. Repetir estos pasos para todas las patas de la máquina.
- Usando un conjunto de galgas, aflojar una pata a la vez y registrar (medir) la holgura que se genera entre cada pata y su base.
- Usando un sistema de alineación láser, como en todos los métodos anteriores; aflojar y apretar una pata a la vez, el equipo se encargará de recolectar los datos necesarios y dar las correcciones pertinentes. No olvidar apretar la pata de la máquina antes de proceder a la siguiente.

- Corrección de pata coja

Una vez determinada la condición de pata coja, es posible hacer ajustes a la máquina de acuerdo con el diagnóstico de pata floja. En la figura 35 se muestra un ejemplo del procedimiento indicado y las lecturas tomadas. Las medidas están dadas en centésimas de milímetro 1/100 mm.

Este ejemplo muestra una clásica situación de pata floja, Los puntos B y D están muy por encima del nivel de los puntos A y C. Es tentador poner *shims* en ambas patas para eliminar la diferencia, pero esto sería un error. La mejor solución sería un solo *shim* en una sola pata de 0,80 mm, después de corregir es necesario repetir el proceso para confirmar la eliminación del error.

Figura 35. **Ejemplo de toma de mediciones para corregir pata coja**



Fuente: PRÜFTECHNIK, *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. p. 33.

- Al eliminar los problemas de pata coja seguir los siguientes pasos.
 - Examinar todas las patas de la máquina, cualquier pata que muestre más de 0,08 mm deberá corregirse, según corresponda.
 - Examinar la más grande (o las dos más grandes, según sea el caso) medida de pata coja que haya encontrado con un calibrador de hojas para determinar el tipo de pata coja (paralela o angular). Nunca está de más examinar las otras patas también, pero concentrarse en encontrar y solucionar el problema más importante primero.

- Corregir la condición diagnosticada colocando *shims* en una sola pata, si fuese posible.
- Si después de hacer las correcciones pertinentes, las patas están dentro de la tolerancia indicada, iniciar la alineación.

4.4.1. Identificación de problemas usando análisis de frecuencias de vibración

Probablemente el problema mecánico más extendido en la industria hoy en día es una mala alineación y es posiblemente una de las principales causas de fallas en rodamientos. Muchas plantas han comenzado a resolver algunos de sus problemas de desbalance y desalineamiento a medida que más y más colectores de datos tienen esta capacidad. Los nuevos instrumentos también empiezan a disponer de programas para alineamiento. Estos incluyen dispositivos de láser, con estos nuevos instrumentos se encontró que muchas máquinas han estado operando con niveles de desalineación mucho más alto de lo que se creía. De hecho, no es raro encontrar que del 30 % al 50 % de las máquinas, en todas las plantas, tengan un alto grado de desalineación.

El problema con los altos niveles de desalineación es que induce altos niveles de vibración que conducen a un fallo prematuro de los componentes de la máquina así como a un aumento en el consumo de energía. Aunque la vibración responde al grado de desalineación; no hay una relación 1-por-1 entre la cantidad de desalineamiento (angular y desplazamiento) y la cantidad de vibración.

Por ejemplo, las características de vibración asociados con desalineamiento de acoples flexibles, no son una medida directa de la cantidad de desalineamiento, sino del sistema acoplado.

Por lo tanto, los síntomas externos de desalineación, además de ser una función de la rigidez de compensación entre los ejes, también se ven afectados por la velocidad, el par, o cualquier otra condición, como la corrosión o formación de lodos que pueden alterar el acoplamiento; y por lo tanto, "su capacidad para dar cabida a un desplazamiento dado".

La razón principal para analizar y diagnosticar el estado de una máquina es determinar las medidas necesarias, para corregir la condición de vibración y reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no deseadas y no necesarias. De manera que, al estudiar los datos, el interés principal deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas, y la corrección del problema que ellas representan. Por tal motivo, el objetivo del análisis de frecuencias es poder extraer el máximo de información relevante que ella posee, para esto se hará uso del espectro de frecuencias.

4.4.2. Uso del espectro de frecuencias de vibración

La esencia del análisis espectral es descomponer la señal vibratoria en el dominio del tiempo en sus componentes espectrales en frecuencia. Esto permite, en el caso de las máquinas, correlacionar las vibraciones medidas generalmente en sus descansos (cojinetes), con las fuerzas que actúan dentro de ella. Hay tres tipos de problemas de alineación como: desalineación angular, desalineación paralela y de cojinete desalineado o inclinado en su eje. Sin embargo, hay que considerar una serie de factores claves al respecto:

- Fallos de los componentes debido al desalineamiento: la desalineación puede, por supuesto, hacer que el acoplamiento falle, pero también los demás componentes de la máquina.

Por ejemplo, si el acoplamiento es más fuerte que el rodamiento adyacente, puede someter al cojinete a excesivas fuerzas con poco o ningún daño en el acoplamiento. Del mismo modo, tal desalineación puede afectar perjudicialmente a otros componentes como engranajes, correas, poleas, entre otros.

- Reacción en el lado libre (cojinete más alejado del acople): es posible que la mayor reacción a la falta de alineación ocurra en el lado libre, no así en el lado acople (cojinete más cercano al acople). En estos casos, las fuerzas de entrada en el acoplamiento pueden ser lo suficientemente fuerte como para estabilizar el sistema en el lado del acoplamiento y suprimir los síntomas en este extremo.
- Vibración axial: la desalineación normalmente causa alta vibración axial y radial (en comparación con el desbalance que actúa principalmente en la dirección radial, con la excepción de los rotores en voladizo).
- Otras fuentes de alta vibración axial: una vez más, mientras que la desalineación es probablemente la fuente más común de alta vibración axial, hay otras fuentes que pueden generar vibración axial, incluyendo:
 - Ejes doblados
 - Rodamientos desalineados (inclinados) en su eje
 - Resonancia de algún componente en la dirección axial
 - Cojinetes de empuje desgastados
 - Engranajes cónicos y/o helicoidales desgastados
 - Par de componentes de un desbalance dinámico, entre otros.

Por lo tanto, cuando se produce alta vibración axial, no hay que asumir rápidamente que el problema es una mala alineación. En cambio, hay que poner atención sobre todo a la fase, y luego al espectro de vibración.

- Baja vibración axial durante desalineación: a pesar de que la desalineación es clásicamente catalogada como de alta vibración axial, esto no siempre ocurre. Por ejemplo, algunos casos comprobados donde el problema fue desalineamiento, los niveles axiales eran solo alrededor de 1/4 de los de la dirección radial. Esto es muy posible en las máquinas con desplazamiento paralelo predominantemente.
- Comparando las amplitudes horizontal y vertical: como se ha señalado, es posible que una máquina tenga una buena alineación horizontal, pero una pobre alineación vertical, entonces es muy posible tener una vibración mucho más alta en una dirección radial que en otra.
- Respuesta de la vibración radial a la desalineación: se podría pensar que si los ejes conductor y conducido fueron compensados en posición horizontal, éste causaría grandes fuerzas horizontales. Según estudios, en la mayoría de los casos de alta amplitud horizontal; son principalmente el resultado de la falta de alineación vertical, y viceversa.
- Vibración a 2X: a menudo, la desalineación genera una vibración más alta de lo normal en 2X RPM la que puede actuar no solo en la dirección axial, sino también en la radial. Esta velocidad de operación del segundo armónico es causada por la rigidez asimétrica en la máquina y sus soportes, o en el acoplamiento.

Esto es porque a menudo hay una gran diferencia en la rigidez de todo el apoyo de la carcasa, del marco, la fundición y el acoplamiento puede tener un movimiento de ida y vuelta con cada revolución, lo que resulta en vibraciones a 2XRPM.

- Armónicos altos: la desalineación también puede causar un gran número de armónicos que hará que el espectro parezca como un espectro con problemas de holguras. La característica distintiva clave sigue siendo el alto nivel de 2XRPM en la dirección axial. Según estudios realizados, los armónicos múltiples a menudo comienzan a aparecer cuando el desalineamiento es cada vez más grave.
- La fase es el mejor indicador: cuando en una máquina predomina la vibración a 1X y 2X RPM, el mejor indicador de desalineación es la fase (es decir, cómo se está moviendo la máquina). El análisis de fase diferencia entre un número de otras posibles fuentes de vibración a 1X y 2X RPM. El comportamiento de las fases en respuesta a la desalineación se puede resumir de la siguiente manera:
 - Probablemente el mejor indicador de los problemas de desalineación es la evaluación de la fase a través del acoplamiento. El objetivo es comprobar la fase entre el eje conductor y el eje conducido, cuando esta diferencia de fase a través del acoplamiento es de $180^\circ (\pm 40^\circ \text{ a } 50^\circ)$, es un indicativo de desalineación, especialmente cuando otros síntomas de desalineación están presentes.

Cuanto mayor sea la gravedad de la desalineación, esta diferencia se acercará más a los 180°. Para tener un diagnóstico confiable es importante que las mediciones de fase se realicen en dirección horizontal, vertical y axial, en cada uno de los cojinetes.

- Dado que es posible que los ejes tengan una buena alineación horizontal, pero una pobre alineación vertical (o viceversa), es común en estos casos que la diferencia de fase horizontal sea muy diferente de la diferencia de fase vertical. De hecho, este es el caso la mayoría del tiempo.

En el caso especial donde los ejes tienen una buena alineación horizontal, pero una mala alineación vertical, la órbita del eje tendería a ser muy elíptica y puede hacer que el problema de alineación parezca de excentricidad, resonancia o un problema similar. Es decir, las amplitudes pueden ser muy diferentes en una dirección radial frente a otra. Sin embargo, el examen de las diferencias de fase a lo largo de la máquina indicará el problema de desalineación.

- Cuando se examina la diferencia de fase en uno de los rotores (motor, bombas, ventiladores), la diferencia de fases radiales para un desalineamiento significativo será 0° o 180° ($\pm 30^\circ$), a diferencia del desbalance. La diferencia de fase podría ser casi cualquier cosa (es decir, tanto las diferencias de fase horizontal y vertical podrían ser de 70°). La clave aquí es que la diferencia de fase en el desalineamiento se acercará a 0° o 180°.

- Al comparar las diferencias de fase horizontales y verticales en el mismo rotor, alrededor del 90 % de las máquinas mal alineadas muestran una diferencia de 180° entre la vertical y la horizontal, aproximadamente. Por ejemplo, si la diferencias de fase horizontal difieren unos 30° entre sí, la diferencia de fase vertical sería de alrededor de 210° para la mayoría de los rotores de salineados. Un rotor desbalanceado no mostrará este comportamiento de fase, ya que la diferencia de fase que se produce en la dirección horizontal será muy cercana a la de la dirección vertical.

En resumen, los datos de fase siempre se deben tomar en máquinas con altas vibraciones en 1X y 2X RPM, la fase será el indicador clave en la diferenciación del problema dominante; entre desalineamiento u otro tipo de problemas de síntomas similares. Mientras que otros síntomas tales como alta vibración axial y las vibraciones armónicas son también síntomas indicadores, estos no deben recibir tanto peso como la fase (por ejemplo, si la fase indica desalineamiento, pero la vibración axial no, se debe dar más peso a los datos proporcionados por la fase) si la vibración es muy alta.

Efecto de otras fuentes de problemas: cuando otros problemas como el desbalance, eje doblado, resonancia, entre otros, están presentes, junto con el desalineamiento, esto puede afectar no solo el espectro de vibración, sino también el comportamiento de la fase. Por ejemplo, si tanto el desbalance y el desalineamiento están presentes, puede mostrar niveles altos, tanto en 1X y 2X RPM, además que las diferencias de fase radial pueden, o no, acercarse a 150° o 180°, dependiendo de la gravedad de cada problema (en este caso, las diferencias de fase axial a través del acople siguen aproximándose a 180°).

Cuando las fuentes del problema son varias, cada una de ellas contribuirá vectorialmente y se podría tener diferentes ángulos de fase, lo cual dificulta el diagnóstico. En este caso, se tendría que resolver un problema a la vez, por ejemplo: si las fuentes del problema son: excentricidad, desbalance y desalineamiento; primero resolver el problema de excentricidad, luego el desalineamiento y finalmente el desbalance del rotor. A medida que cada dificultad se resuelva, el espectro de vibración y la fase van a ser más acorde a lo esperado.

- Monitoreo en los cambios de alineación: esto es útil en máquinas especialmente críticas, a menudo es de mucha ayuda para controlar la alineación y ver los cambios que se puedan producir. Al hacer esto, es especialmente importante monitorear la fase en las 3 direcciones en cada uno de los cojinetes de los equipos involucrados en el alineamiento. La mayoría de las máquinas tienen compensaciones térmicas, si la máquina inicia su operación a temperatura ambiente, generalmente muestra síntomas de desalineamiento al principio. Los síntomas de desalineamiento deben desaparecer a medida que la máquina se acerque a su temperatura normal de operación.

Por ejemplo, la diferencia de fase entre el acoplamiento inicial debe ser del orden de 150° a 180° , pero debería bajar a cerca a de 0° a 30° cuando la máquina alcance su temperatura de operación. Además de la fase, se debe vigilar cómo cambia el espectro de vibración, así como otras variables relacionadas como la temperatura del cojinete, temperatura de las patas de apoyo y la presión de la película de aceite. Cuando se monitorean los cambios en el alineamiento, cada uno de los siguientes puntos deben ser considerados.

- 1X RPM - En este caso, alineamiento, es mejor controlar la vibración en los armónicos de mayor amplitud; desde 2X hasta 4X RPM, más que el 1X RPM. El primer armónico se verá afectado por muchos otros factores como: desbalance, resonancia, excentricidad, eje doblado, entre otros.
- 2X RPM - El elemento 2X es un mejor indicador de la alineación, suponiendo que no se trata de un motor de 3 600 RPM nominal (si es así, 2X RPM estará probablemente muy cerca de 2 veces la frecuencia de línea, que contaminan aparentemente la amplitud de 2X a menos que sea capaz de separar dichas frecuencias.
- 3X RPM - El elemento 3X puede ser el mejor indicador de los cambios en la alineación; si la máquina en particular puede causar un aumento en 3X RPM con un cambio en la alineación, éste suele ser el caso. En tales casos, no es necesario para el componente de 3X ser más grande que el 1X o 2X, solo que sea sensible a los cambios en la alineación.
- 4X RPM - La misma analogía se aplica a las 4X RPM, como se hizo a las 3X RPM, con la excepción de que la máquina en estudio no sea de 1 800 RPM de velocidad nominal (en cuyo caso 4X RPM, podría estar muy próximo al 2X de la frecuencia de línea 7 200 CPM).
- Número de segmentos en el acople * (X RPM) - algunos tipos de acople incluyen dientes o segmentos que a menudo causan vibración en una frecuencia que es: el número de dientes de una de las mitades del acople multiplicado por las RPM de la máquina.

En estos casos, donde los dientes del acople se ven afectados y responden a la desalineación, esta frecuencia será una excelente opción para monitorear, ya que se encontrará alejada de los efectos que le puedan producir el desbalance, un eje doblado, la excentricidad o cualquier otra fuente que no sea desalineación. Especialmente cuando el desalineamiento comienza a ser severo.

Como se mencionó con anterioridad, hay tres tipos de problemas de alineación los cuales se describen a continuación:

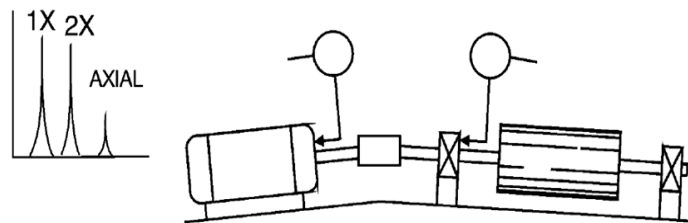
- Desalineación angular

Esta se representa en la figura 36. Cada una de las siguientes características es manifestada por la desalineación angular:

- La desalineación angular genera sobre todo alta vibración axial, particularmente en 1X y 2X RPM. Sin embargo, no es raro que uno de estos picos (1X, 2X o 3X RPM) domine el espectro.
- Sin embargo por lo general, cuando la amplitud de cualquiera de las frecuencias 2X o 3X RPM supera aproximadamente en un 30 % a 50 % de lo registrado en 1X RPM en la dirección axial, la desalineación angular es la principal causa.
- Esto asumiendo que no es de alta vibración (es decir, la desalineación puede ser motivo de preocupación si $1X = 0,30$ ips y $2X = 0,20$ ips, pero no si $1X = 0,03$ ips y $2X = 0,02$ ips).

- El desalineamiento angular se detecta mejor por el análisis de fase, un cambio de 180° a través del acople en la dirección axial como se muestra en la figura 36. Si cada uno de los rodamientos en uno de los lados se está moviendo en una dirección, mientras que en el otro lado se están moviendo en la dirección opuesta, es altamente posible que la alineación angular sea la causa.

Figura 36. **Desalineamiento angular y respuesta de fase**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

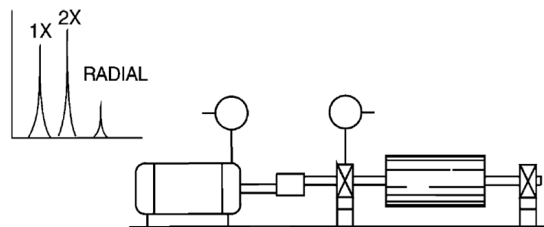
- **Desalineación paralela**

También conocida como desalineación radial, la desalineación radial se representa en la figura 37. Cada una de las siguientes características es manifestada por la desalineación paralela:

- La desalineación paralela afecta principalmente la vibración radial, caso contrario de la desalineación angular que afecta la vibración axial.
- Al igual que los problemas de alineación angular, la desalineación paralela causa fases que se acercan a 180° de diferencia entre el acople, pero en la dirección radial (horizontal o vertical).

- La desalineación radial se manifiesta a menudo en un espectro cuando el 2X RPM excede en un 50 % la amplitud del 1X RPM, pero su altura en relación a 1X RPM es a menudo dictada por el tipo de acople y de la construcción. No es raro que el 2X RPM supere al 1X RPM, sobre todo cuando la desalineación es grave.
- Cuando cualquiera de las desalineaciones, angular o paralela, se convierte en grave; pueden generar una serie de armónicos que van desde el 4to. al 8vo. armónico. En este caso, el espectro de desalineación (severa) puede parecer un espectro de holgura mecánica.

Figura 37. **Desalineamiento paralelo y respuesta de fase**



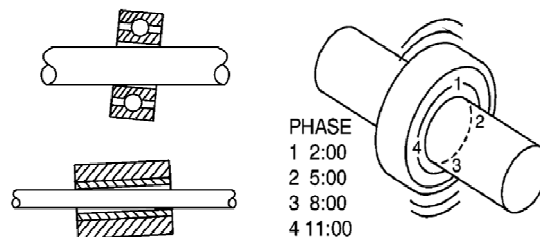
Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- Cojinete desalineado (inclinado), torcido respecto de su eje

Cuando un rodamiento se encuentra desalineado respecto de su eje puede causar fuertes vibraciones y una carga inusual. Si se detecta, se debe arreglar rápidamente antes de que cause fallas prematuras en los componentes. Este problema se representa en la figura 38. Cada una de las siguientes características es indicativa de un cojinete mal alineado en su eje:

- Un rodamiento desalineado normalmente generará vibraciones axiales considerables que pueden afectar no solo al 1X RPM, sino también al 2X RPM.
- Si la fase se mide en la dirección axial en cada uno de los 4 puntos a 90° el uno del otro, como se muestra en la figura 38, un cojinete desalineado se manifiesta mediante un cambio de fase de 180° de arriba hacia abajo o de lado a lado.
- El alinear el acople o balancear el rotor no aliviará el problema. El rodamiento afectado debe ser removido e instalado correctamente.

Figura 38. **Cojinete desalineado en su eje y respuesta de fase**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

- **Problemas de acoplamiento**

A menudo es muy difícil diferenciar las firmas de vibración o el análisis de fase, si el problema es una mala alineación o un problema en el acople. Cada uno de los muchos tipos de acoples tiene un efecto diferente en la respuesta de la máquina a la que está acoplado.

Otros factores que afectan su respuesta incluye el espaciamiento entre los ejes, diámetro del eje y tipo de rodamiento. Sin embargo, los problemas en los acoples muestran las siguientes características:

- RPM 3X a menudo responden a un problema en el acople, en particular para un acople con un separador que es demasiado largo o demasiado corto. En estos casos, el espectro radial normalmente indica una vibración notable a 3X de la velocidad nominal, y que en la dirección axial mostrará un componente mucho más alto de 3X RPM. Estos problemas se resuelven ya sea corrigiendo la distancia de separación entre acoples o reposicionando el equipo conductor o conducido.
- Los acoples tipo engranaje pueden experimentar un bloqueo (unión de acoples) cuando la fuerza de fricción desarrollada entre los dientes es mayor que la fuerza aplicada, provocando que el acople se comporte como un elemento rígido. En este momento puede ocurrir una soldadura por fricción, sobre todo si hay problemas de lubricación. Un acople "unido" puede causar graves problemas y producir la falla de los cojinetes de empuje, sobre todo cuando la carga axial de las dos máquinas se aplica a un solo cojinete de empuje. Además, si los dientes se pegan y después se desprenden, dejan marcas (picaduras) en los dientes del acople.

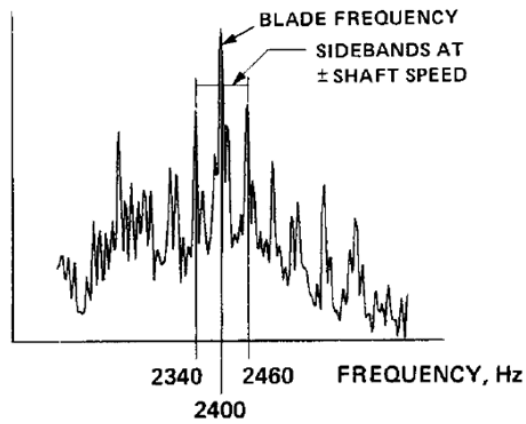
El bloqueo del acople puede arreglarse temporalmente, ya sea por un cambio en la carga o al golpear el acople con un mazo o trozo de madera. Sin embargo, esta unión debe ser examinada de cerca lo más pronto posible en busca de daño en los dientes, problemas de lubricación y de alineación, reemplazar si es necesario.

Acoples bloqueados, normalmente producirán un aumento de las vibraciones axiales y radiales con la vibración axial normalmente más alta. La mayoría de las veces, el 1X RPM es la más afectada. Sin embargo, ciertos tipos de acoples generará una distribución de frecuencias que se asemeja a un árbol de Navidad. En estos casos, muchos armónicos pueden aparecer con la vibración cayendo aproximadamente en un 25 % de un armónico al siguiente. Lo que le da al espectro el efecto de un árbol de navidad, y es que hay una disminución del 25 % bastante uniforme desde el 2do. hasta el 5to. o 6to. armónico.

- Un acople suelto (flojo) es probable que cause bandas laterales alrededor de las frecuencias de paso de alabes ($\# \text{ alabes} * \text{RPM}$) y a la frecuencia de engrane ($\# \text{ dientes} * \text{RPM}$), como se muestra en la figura 39 (sin embargo, bandas laterales en la frecuencia de alabes o la frecuencia de engrane no siempre indica un acople suelto. Esto es causado por el hecho de que un acople no maneja el equipo de rotación a una velocidad uniforme, sino más bien, múltiples pulsos a la velocidad del eje causan que la velocidad de carrera module a estas otras frecuencias.

Por lo tanto, una señal similar a la que se muestra en la figura 39 con bandas laterales equidistantes a las RPM del acople, puede significar que el acople está suelto (ya sea por un mal ajuste en el eje o por el desgaste de los componentes del acople).

Figura 39. **Soltura de acople, indicada por la velocidad de carrera del acople. Bandas laterales alrededor de la frecuencia de paso de alabes (\pm velocidad del eje)**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-4.

5. MÁQUINAS DE ESTUDIO, ALINEAMIENTO LÁSER

La carencia de procedimientos actualizados y modernos para el correcto alineamiento de la maquinaria rotativa, y que estos, no se encuentren considerados en los programas de mantenimiento preventivo periódico, es el común denominador de las plantas industriales y la principal justificación del presente proyecto.

En diversos estudios realizados por usuarios y fabricantes de maquinaria rotativa acoplada por ejes, se ha demostrado que el desalineamiento es la principal causa de por lo menos el 50 % de las fallas en maquinaria rotativa. En la actualidad, se utiliza el análisis de vibraciones para detectar el desalineamiento con la máquina en operación, aunque los valores medidos no son directamente proporcionales a las fuerzas a las que los rodamientos se encuentran sometidos. Por otra parte, para la corrección del alineamiento los métodos más utilizados han sido tradicionalmente la regleta, hilo de construcción o los indicadores de carátula, los cuales son inadecuados, complicados y por lo general consumen mucho tiempo.

En la actualidad, los sistemas con láser óptico han demostrado ser un método más fácil, rápido y preciso. Referente a la detección del desalineamiento, el análisis de vibraciones espectral (FFT) ofrece un diagnóstico detallado de la maquinaria rotativa, para ambos casos se requiere generalmente del personal y equipo calificado. En el siguiente capítulo se desarrollarán casos de estudio sobre los principales beneficios obtenidos del alineamiento láser entre acoples.

5.1. Ventiladores de soplado y motor

- Ventiladores industriales

Son máquinas cuya función principal es proporcionar un gran flujo de aire o gas a los distintos procesos de muchas industrias. Esto se logra mediante la rotación de un número de hojas, conectado a un concentrador y el eje, e impulsado por un motor o una turbina. Los caudales de estos ventiladores van desde 5,7 a 57 000 metros cúbicos por minuto aproximadamente.

- Usos en la industria

Hay muchos usos para el flujo continuo de aire o gas que generan los ventiladores industriales, incluyendo la combustión, la ventilación, transporte de partículas, gases de escape, refrigeración, aire de limpieza y secado, para nombrar unos pocos.

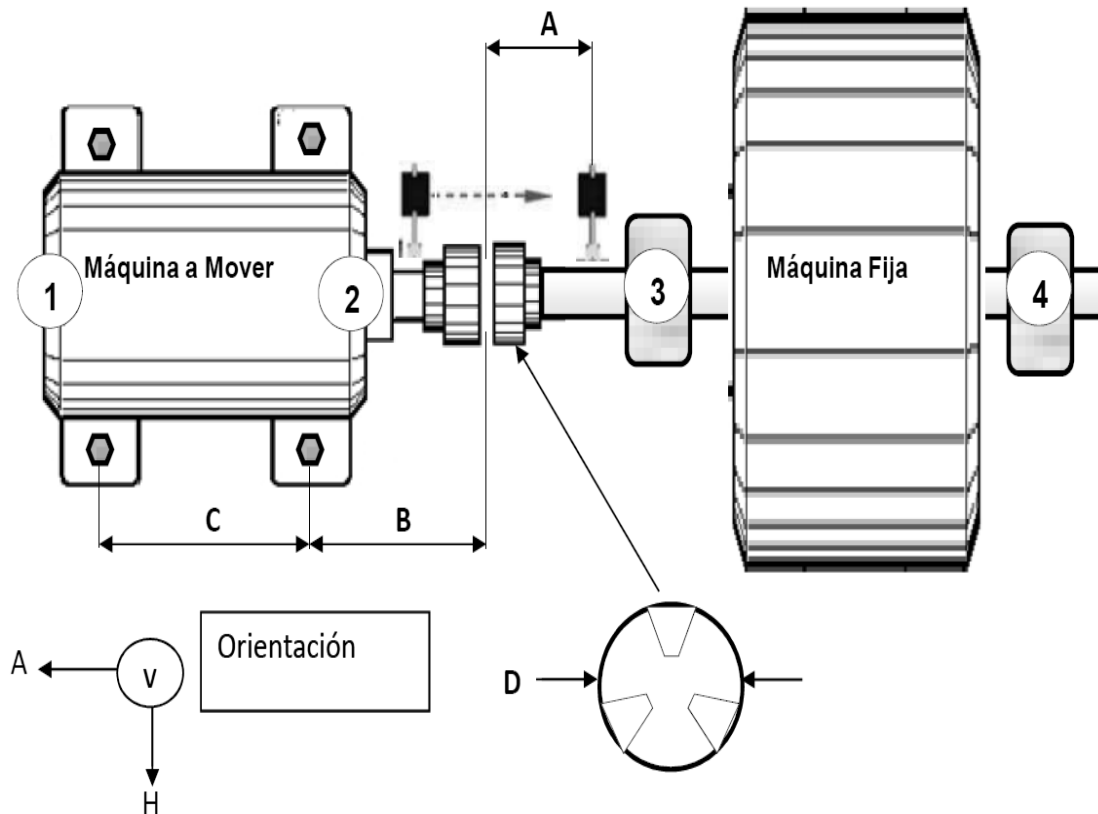
5.1.1. Descripción

La configuración del conjunto motor-ventilador se muestra en la figura 40, los datos principales de la máquina son:

- De acuerdo a las características del sistema; y en este caso en particular; se tomará como máquina fija al ventilador y como máquina a mover al motor. Esto dependerá y cambiará de acuerdo a las características propias de cada conjunto de máquinas.

- Motor: Potencia: 30 HP RPM: 1 700.
- Tipo de Instalación: flexible.
- H (altura de base al centro de eje): 300 mm.
- Dimensiones: a) 160 mm b) 986 mm
c) 446 mm d) 254 mm
- Tipo de acople: Con 3 dientes en cada mitad.
- Los puntos de medición son 4, con 3 orientaciones diferentes, vertical (V), horizontal (H) y axial (A).

Figura 40. **Conjunto motor-ventilador**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.


El ejemplo (conjunto motor-ventilador) se utiliza para ilustrar el procedimiento de un alineamiento, siempre considere que algunos pasos podrían cambiar de acuerdo a las condiciones de la máquina, del equipo utilizado y en ciertos casos del criterio del técnico ejecutor:

- A. Toma de vibración global (general), inicial
 - B. Toma de espectros de frecuencias, inicial
 - C. Toma de ángulos de fase, inicial
 - D. Análisis de vibraciones y análisis de fase inicial, de acuerdo a los datos recolectados en los incisos A, B y C
 - E. Alineamiento láser
 - a. Ingreso de datos al equipo
 - b. Ingreso de las dimensiones de la máquina, tolerancias, crecimiento térmico y ajuste del láser
 - c. Medición de pata coja, correcciones y verificación
 - d. Toma de lecturas
 - e. Correcciones de alineamiento
 - f. Verificación del alineamiento
 - F. Toma de vibración global (general), final
 - G. Toma de espectros de frecuencias, final
 - H. Toma de ángulos de fase, final
 - I. Análisis de vibraciones y análisis de fase final, de acuerdo a los datos recolectados en los incisos F, G y H
- A. Toma de vibración global, inicial

OBV por sus siglas en inglés (*Overall Bearing Vibration*). En la figura 41 se ilustra los valores globales de vibración adquiridos, para la recolección de datos se utilizó un equipo Vibrotest 60 fabricado por Schenck.

Según los resultados obtenidos, la vibración máxima se obtuvo en el punto núm. 5 o 2H según la figura 40 (puntos de medición), la figura 41 muestra estos valores, con un valor global máximo de 53,533 mm/s rms.

Figura 41. **Valores globales de vibración, OBV inicial**



Brüel & Kjaer Vibro

| Empresa XXXX Area XXXXXX Maquina XXXXX | | | Page 1 |
|--|------------|------------------|------------------|
| XXXXXX 10:04:48 OBV | | | |
| Setup | | Channel 1 | Channel 2 |
| Sensor: | | [AS-06x07x] | |
| | | 100 mV/g | |
| High-pass/Low-pass: | | 10 Hz - 1000 Hz | |
| Band-pass: | | - | - |
| Speed/Reference: | | - | |
| # | Date | Time | mm/c rms |
| 1 | 09.07.2011 | 09:59:34 | 46.6027 |
| 2 | 09.07.2011 | 10:00:27 | 41.9906 |
| 3 | 09.07.2011 | 10:00:43 | 19.5069 |
| 4 | 09.07.2011 | 10:00:56 | 34.3647 |
| 5 | 09.07.2011 | 10:01:08 | 53.5327 |
| 6 | 09.07.2011 | 10:01:29 | 9.7976 |
| 7 | 09.07.2011 | 10:02:03 | 5.3415 |
| 8 | 09.07.2011 | 10:02:14 | 20.5006 |
| 9 | 09.07.2011 | 10:02:40 | 9.7713 |
| 10 | 09.07.2011 | 10:03:02 | 3.1361 |
| 11 | 09.07.2011 | 10:03:25 | 34.0721 |
| 12 | 09.07.2011 | 10:03:48 | 6.8342 |
| XXXXXX XXXX XXXXXX XXXX XXXXXX XXXXX | | | |

Fuente: reporte generado por el software Xms, VK Vibro.

Según la Norma ISO 10816-3 (fig. 42) se encuentra en el Grupo núm. 2, con un límite de vibración máximo de 7,10 mm/s rms.

Figura 42. Valores límite de vibración según Norma ISO 10816-3

| ISO 10816-3 | | | | | | | | XXXXX | |
|--|--|------------------|----------|---|----------|--|----------|--|----------|
| | | | | | | | | Velocidad <small>10 - 1000 Hz $r > 600$ rpm 2 - 1000 Hz $r > 120$ rpm</small> | |
| | | | | | | | | | 11 |
| | | | | | | | | | 7.1 |
| | | | | | | | | | 4.5 |
| | | | | | | | | | 3.5 |
| | | | | | | | | | 2.8 |
| | | | | | | | | | 2.3 |
| | | | | | | | | | 1.4 |
| | | | | | | | | | 0.71 |
| | | | | | | | | | mm/s rms |
| Rígido | Flexible | Rígido | Flexible | Rígido | Flexible | Rígido | Flexible | Tipo de montaje | |
| bombas > 15 KW radial, axial, flujo mixto | | | | Máquinas Medianas 15 KW < P ≤ 300 KW | | Máquinas Grandes 300 KW < P ≤ 50 MW | | CLASIFICACIÓN DE LA MAQUINARIA | |
| Impulsor Integrado | | Impulsor Externo | | Motores 160 mm ≤ H < 315 mm | | Motores 315 mm ≤ H | | | |
| Grupo 4 | | Grupo 3 | | Grupo 2 | | Grupo 1 | | GRUPO | |
| Zona A | La vibración de las máquinas de reciente puesta (nuevas), normalmente caen dentro de esta zona. | | | | | | | | |
| Zona B | Las máquinas con las vibraciones dentro de esta zona, se consideran normalmente aceptable para el funcionamiento sin restricciones a largo plazo. | | | | | | | | |
| Zona C | Las máquinas con las vibraciones dentro de esta zona normalmente se consideran insatisfactorio para un funcionamiento continuo a largo plazo. En general, la máquina puede ser operada por un período limitado en esta condición hasta que surge la ocasión oportuna de medidas correctivas. | | | | | | | | |
| Zona D | Los valores de vibración dentro de esta zona normalmente se consideran de suficiente gravedad como para causar daños a la máquina. | | | | | | | | |

Fuente: elaboración propia, con programa Excel y según Norma ISO 10816-3.

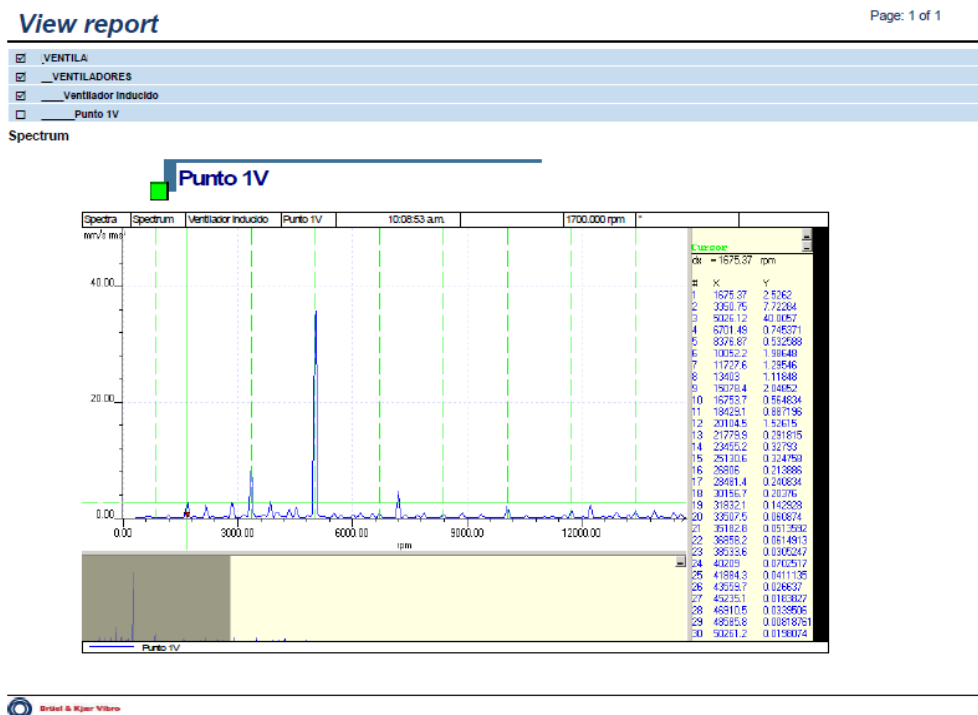
B. Toma de espectros de frecuencias, inicial

Se tomaron espectros en todos los puntos, sin embargo se ilustrarán solo los más importantes. La mayoría de los espectros muestran el mismo comportamiento, picos armónicos a la frecuencia de giro; donde los armónicos de mayor amplitud son: 1, 2, 3 y 6X, teniendo como pico dominante el 3X (5 095 RPM).

Los espectros tomados se muestran en la figura 43:

Punto 1V, 2H, 3H y 4H.

Figura 43. Espectros de frecuencias, antes de alinear



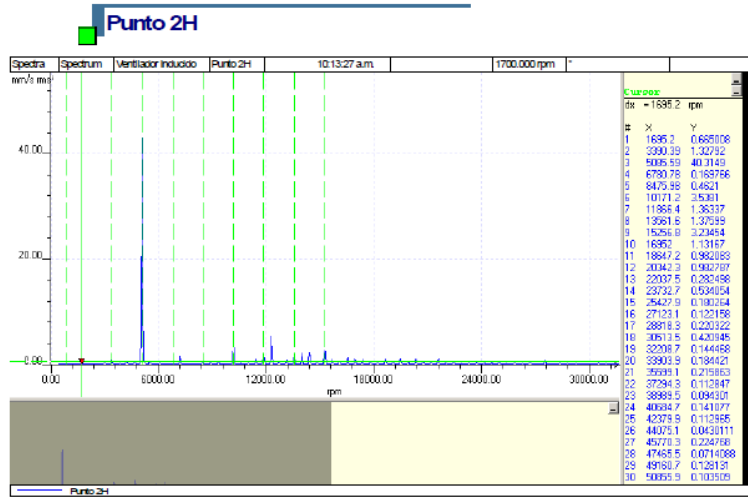
Continuación de la figura 43.

View report

Page: 1 of 1

- _ VENTILA
- _ VENTILADORES
- _ Ventilador inducido
- _ Punto 2H

Spectrum



View report

Page: 1 of 1

- _ VENTILAI
- _ VENTILADORES
- _ Ventilador inducido
- _ Punto 3H

Spectrum

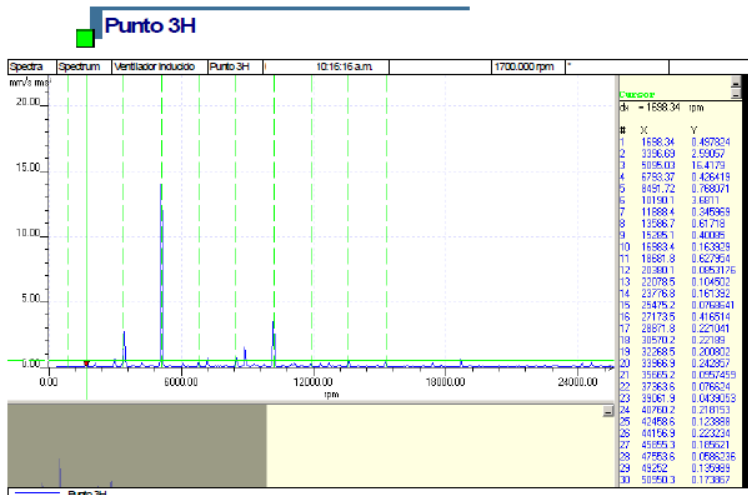
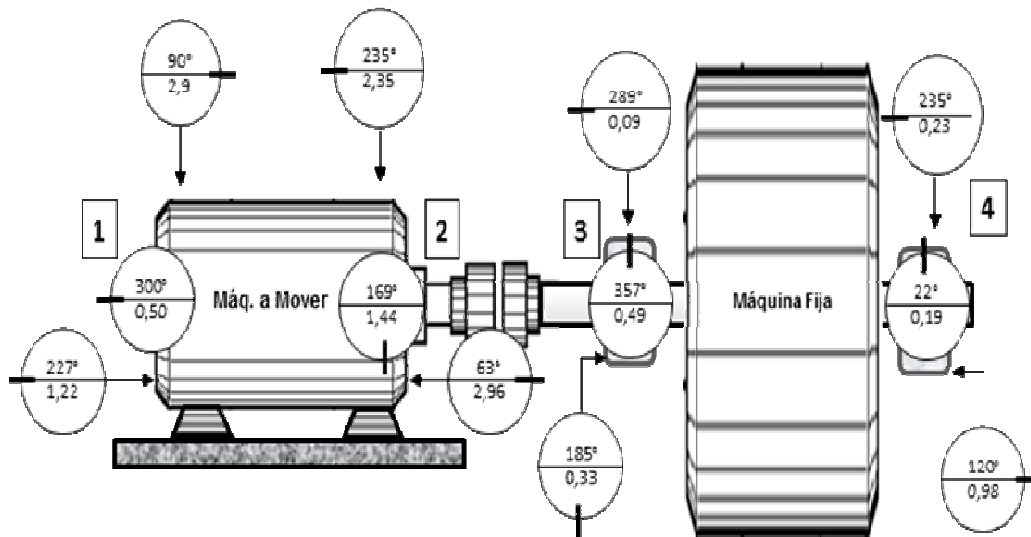


Figura 44. Toma de fases



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

D. Análisis de vibraciones y análisis de fase inicial, de acuerdo a los datos recolectados en los incisos A, B y C

- o De los resultados de OBV

Según la Norma ISO 10816-3 el valor máximo de vibración, 53,533 mm/s rms, se encuentra en la zona "D". Los valores de vibración dentro de esta zona normalmente se consideran de suficiente gravedad como para causar daños a la máquina. El valor máximo de vibración se encuentra 7,54 veces por encima del valor máximo recomendado por la norma.

- De los espectros de frecuencia
 - La desalineación genera sobre todo altas vibraciones axiales, particularmente en 1X y 2X RPM. Sin embargo, no es raro que uno de estos picos (1X, 2X o 3X RPM) domine por sí solo el espectro. Los picos a la frecuencia de 1 y 2X son de baja amplitud, sin embargo el 3X domina el espectro.
 - Si se recuerda de la sección 4.4.2. Algunos tipos de acople incluyen dientes o segmentos que a menudo causan vibración en una frecuencia que es, el número de dientes de una de las mitades del acople multiplicado por las RPM, particularmente cuando el desalineamiento comienza a ser severo. En este caso se tiene un acople con 3 dientes, si se multiplica este número por el número de revoluciones (1 699) se obtiene 5 097 RPM, pico a 3 veces la frecuencia de giro (3X) el cual domina el espectro. Esto sugiere la presencia de un desalineamiento severo.
 - La presencia de armónicos, aunque de baja amplitud (excluyendo el 1, 2, 3 y 6X), hace sospechar que también existan problemas de holguras mecánicas entre partes, cojinete-eje-cajuela.
 - La presencia de ruido y de picos a alta frecuencia en el espectro puede ser una señal de daño en uno o más cojinetes. Esto se evaluará más adelante cuando las condiciones hayan mejorado (después de corregir el desalineamiento).

- De la toma de fases y en base al diagrama
 - La toma de fases axiales a través del acople se encuentran aproximadamente 90° fuera de fase (puntos 2 y 3). Si se recuerda; el desalineamiento angular produce un cambio de fase de 180° a través del acople en la dirección axial. La diferencia obtenida no concuerda con las indicaciones dadas para el análisis de fase del desalineamiento angular.
 - La diferencia de fase en las direcciones verticales a través del acople es de 180° (puntos 2 y 3). Si se recuerdan las indicaciones para desalineación paralela: al igual que los problemas de alineación angular, la desalineación paralela causa fases que se acercan a 180° de diferencia entre el acople, pero en la dirección radial (horizontal o vertical). Esto hace suponer que el tipo de desalineación en el conjunto es una desalineación paralela, o que un gran porcentaje del desalineamiento es del tipo paralela.
 - Si se observan las fases en los puntos 3 y 4, se ve que están en fase. Por lo que se podría descartar un eje flexionado.

E. Alineamiento láser

De acuerdo al equipo utilizado, Hamar Láser S-680Stealth Series, los pasos a seguir son los siguientes.

a. Ingreso de datos al equipo

Para realizar el alineamiento se utilizó un equipo Hamar Laser S-680 Stealth Series. En la figura 40 se ilustró el montaje del equipo, donde el emisor del rayo láser siempre se coloca en la máquina fija, en este caso; el ventilador. Antes de realizar cualquier lectura, se deben de ingresar al equipo los siguientes datos:

- Seleccionar el tipo de máquina (esta selección dependerá de las opciones que tenga disponible el equipo).
 - ✓ Estándar (dos máquinas acopladas), que es este caso de estudio.
 - ✓ Tren de máquinas (cuando son más de dos máquinas unidas por medio de acoples).
 - ✓ De pernos unidos.
 - ✓ Vertical.
- Tipo de acople: flexible, rígido o espaciados. En este caso, es un acople flexible.

b. Ingreso de dimensiones de la máquina, tolerancias, crecimiento térmico y ajuste del láser

Las dimensiones se ilustran en la sección 5.1.1 y la figura 40, estas deberán de ingresarse de acuerdo a la configuración dada por el equipo, en este caso Hamar Laser S-680 Stealth Series.

Las tolerancias de alineamiento son datos dados por el fabricante. De no ser así; el equipo puede sugerir tolerancias de acuerdo al número de revoluciones de la máquina y el tipo de acople.

El crecimiento térmico, este dato generalmente viene dado por el fabricante, en este caso no se contaba con información alguna.

Al utilizar un equipo Hamar Laser S-680, es necesario ajustar el emisor láser y su receptor para verificar la conectividad entre ellos.

Al finalizar el ingreso de datos se pueden tomar las lecturas o hacer una verificación de pata floja (dependerá de las instrucciones de instalación de la máquina), el procedimiento para la captura de datos dependerá del equipo que se esté utilizando, generalmente son instrucciones dadas por el fabricante.

c. Medición de pata coja, correcciones y verificación

Como se menciona en la sección 4.4, una pata coja causa molestias y errores en la alineación de ejes de la máquina si no se corrige antes de llevar a cabo el proceso de alineamiento. Siguiendo el procedimiento indicado en la misma sección se obtuvieron los siguientes resultados, figura 45.

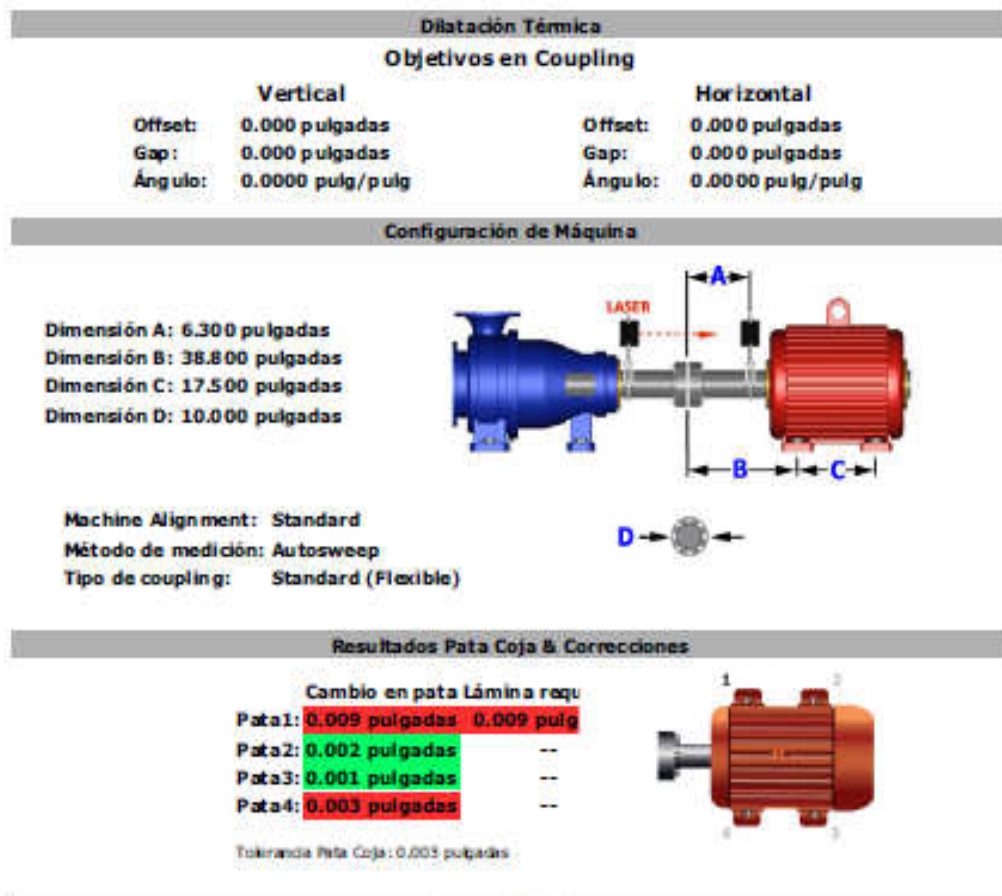
- Medición y correcciones para pata coja

Como se puede observar en los resultados resaltados en rojo (figura 45), la pata núm. 1 necesita un *shim* de 0,009" así como la núm. 4 uno de 0,003".

En la máquina se encontraron *shims* (4 en total), estos fueron reemplazados y se instalaron 2 *shims* que cumplieran con las necesidades requeridas.

Según las recomendaciones dadas por los diferentes equipos de alineación, se debe de poner un máximo de 3 *shims* de corrección en una misma pata.

Figura 45. **Medición de pata coja, antes de corregir**

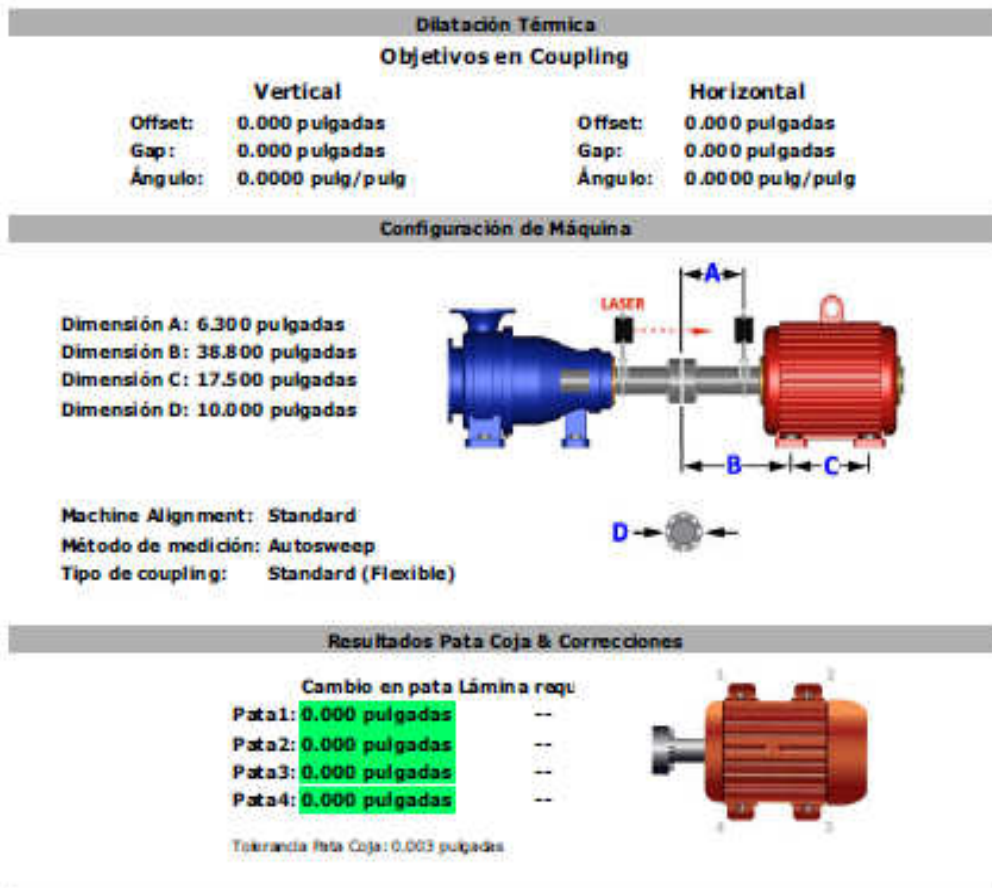


Fuente: reporte generado por el programa Couple 5 Print Software, Hamar Laser.

- Verificación de pata coja

La figura 46 muestra los resultados después de hacer los ajustes correspondientes en cada una de las patas. Como se puede observar en la figura, todas las lecturas son aceptables; por lo que se puede continuar con el proceso de alineamiento.

Figura 46. **Medición de pata coja, después de corregir**

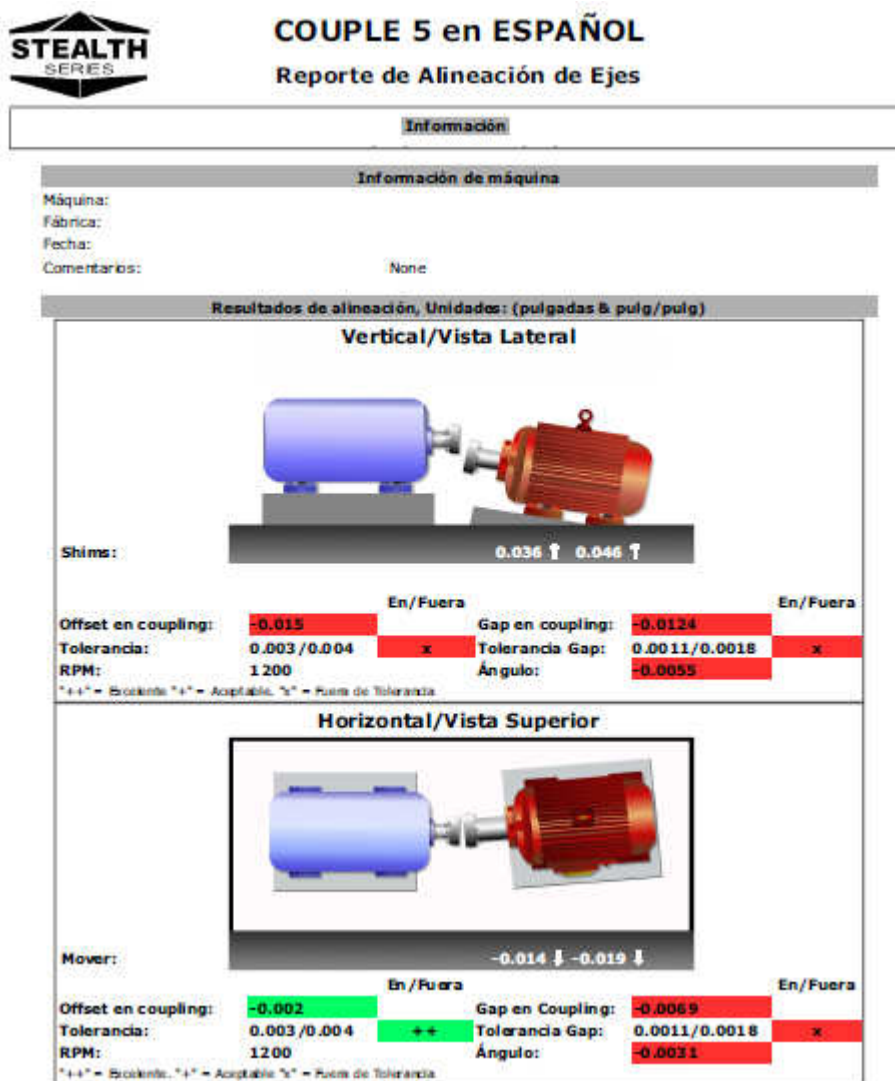


Fuente: reporte generado por el programa Couple 5 Print Software, Hamar Laser.

d. Toma de lecturas

El reporte de alineamiento proporcionado por el equipo, figura 47, muestra los resultados de las lecturas de alineamiento.

Figura 47. Toma de lecturas, antes de alinear



Fuente: reporte generado por el programa Couple 5 Print Software, Hamar Laser.

e. Correcciones de alineamiento

Si se observan los resultados obtenidos en el reporte, figura 47, y haciendo un acercamiento (figura 48), se tiene:

Figura 48. **Resultados de Gap y Offset, antes de alinear**

Vista lateral (alineamiento vertical):

| | | | | | |
|---------------------|-------------|---|------------------|---------------|---|
| Offset en coupling: | -0.015 | | Gap en coupling: | -0.0124 | |
| Tolerancia: | 0.003/0.004 | x | Tolerancia Gap: | 0.0011/0.0018 | x |
| RPM: | 1200 | | Ángulo: | -0.0055 | |

Vista superior (alineamiento horizontal)

| | | | | | |
|---------------------|-------------|----|------------------|---------------|---|
| Offset en coupling: | -0.002 | | Gap en Coupling: | -0.0069 | |
| Tolerancia: | 0.003/0.004 | ++ | Tolerancia Gap: | 0.0011/0.0018 | x |
| RPM: | 1200 | | Ángulo: | -0.0031 | |

Fuente: reporte generado por el programa Couple 5 Print Software, Hamar Laser.

Los resultados resaltados en color rojo se encuentran fuera de tolerancia. Estos resultados confirman la condición de desalineamiento en la máquina, condición que ya se había detectado con el análisis de vibraciones, y de fases realizado.

El equipo hace automáticamente los cálculos respectivos para la obtención de los *shims* adecuados para posicionar la máquina correctamente en la vista lateral. Así también calcula cuanto y como se debe mover la máquina para posicionarla correctamente en la vista superior.

Si se observa nuevamente el reporte, se necesita colocar *shims* de 0,036” en el lado de acople y 0,046” en el lado libre. Así también realizar los movimientos horizontales -0,014” en el lado acople y -0,019” en el lado libre, como se muestra en el acercamiento (figura 49). Es importante mencionar que la convención de signos viene dada por el equipo, así que es muy importante prestar atención a esta convención para poder realizar los movimientos correspondientes.

Figura 49. **Correcciones de alineamiento**

| | | |
|---------------|----------|----------|
| Shims: | 0.036 ↑ | 0.046 ↑ |
| Mover: | -0.014 ↓ | -0.019 ↓ |

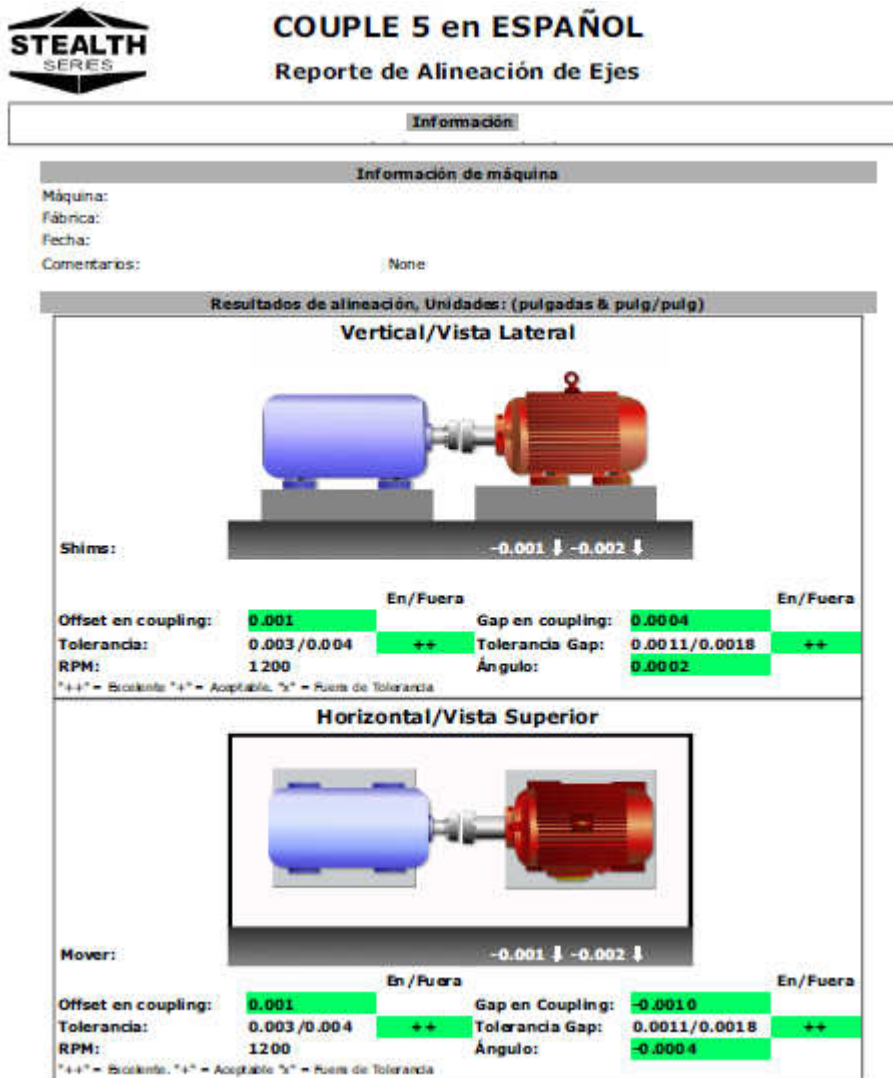
Fuente: reporte generado por el programa Couple 5 Print Software, Hamar Laser.

f. Verificación del alineamiento

Después de realizar los movimientos correspondientes, es necesario realizar una verificación del alineamiento. Generalmente, y si todos los procedimientos fueron seguidos correctamente, se realizan de dos a tres intentos (movimientos) para posicionar la máquina correctamente.

Los resultados finales de la verificación de alineamiento se muestran en el reporte de la figura 50. Como se observa, todos los resultados (resaltados en color verde) están dentro de tolerancia. Por lo que se puede dar por concluido el proceso de alineamiento.

Figura 50. Toma de lecturas, después de alinear



Fuente: reporte generado por el programa Couple 5 Print Software, Hamar Laser.

El siguiente paso es realizar un análisis de vibraciones para comparar los resultados con las lecturas obtenidas antes de alinear el conjunto motor-ventilador.

F. Toma de vibración global (general), final

En la figura 51, se muestran los valores globales de vibración obtenidos. Según estos resultados, la vibración máxima se obtuvo en el punto núm. 1A (punto 3 en la figura), con un valor global máximo de 6,68 mm/s rms.

Figura 51. **Valores globales de vibración, OBV final**

Brüel & Kjær Vibro

Empresa XXXX Area XXXXXX Maquina XXXXX Page 1

XXXXXXXX 13:34:58 DDA

| Setup | Channel 1 | Channel 2 |
|---------------------|-----------------|-----------|
| Sensor: | [AS-06x07x] | |
| | 100 mV/g | |
| High-pass/Low-pass: | 10 Hz - 1000 Hz | |
| Band-pass: | - | - |
| Speed/Reference: | - | |

| # | Date | Time | mm/s rms |
|----|------------|----------|----------|
| 1 | 09.07.2011 | 13:31:42 | 6.4817 |
| 2 | 09.07.2011 | 13:31:57 | 5.0409 |
| 3 | 09.07.2011 | 13:32:13 | 6.6801 |
| 4 | 09.07.2011 | 13:32:31 | 6.3837 |
| 5 | 09.07.2011 | 13:32:43 | 6.2046 |
| 6 | 09.07.2011 | 13:33:10 | 4.4083 |
| 7 | 09.07.2011 | 13:33:41 | 1.4853 |
| 8 | 09.07.2011 | 13:33:52 | 3.0231 |
| 9 | 09.07.2011 | 13:34:13 | 1.7985 |
| 10 | 09.07.2011 | 13:34:35 | 1.1496 |
| 11 | 09.07.2011 | 13:34:47 | 3.3280 |
| 12 | 09.07.2011 | 13:34:56 | 2.7667 |

XXXX XXXX XXXX XXXX XXXX A.

Fuente: reporte generado por el software Xms, VK Vibro.

G. Toma de espectros de frecuencias, final

Se tomaron espectros en todos los puntos, sin embargo se ilustrarán y se compararán los más importantes.

La mayoría de los espectros muestran muchos de los síntomas mostrados al inicio, con la excepción de que los picos que dominaban el espectro al inicio, disminuyeron considerablemente.

Dentro de los espectros tomados se destaca lo siguiente: armónicos de la frecuencia de giro, armónicos de la frecuencia de línea, posibles frecuencias de falla de cojinetes y ruido espectral, sin embargo las condiciones dominantes de desalineamiento; desaparecieron.

Para efectos de comparación y enfocados en el tema, desalineamiento, se compararán los espectros tomados al inicio del presente caso de estudio (ver figura 52).

Los espectros tomados son:

Punto 1V, 2H, 3H y 4H. figura 52.

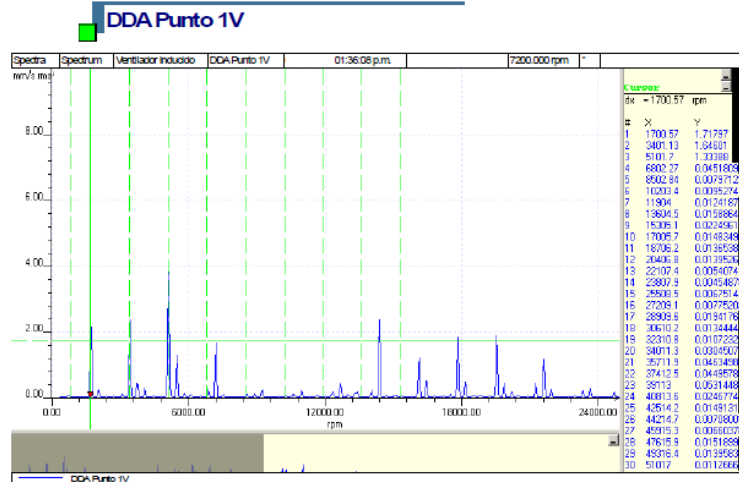
Figura 52. Espectros de frecuencias, después de alinear

View report

Page: 1 of 1

- VENTILA
- _VENTILADORES
- _Ventilador inducido
- DDA Punto 1V

Spectrum



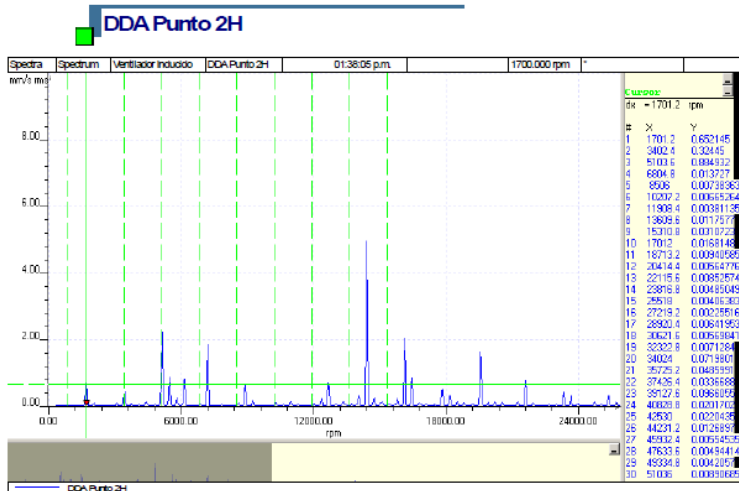
Briel & Kjaer Vibro

View report

Page: 1 of 1

- VENTILA
- _VENTILADORES
- _Ventilador inducido
- DDA Punto 2H

Spectrum



Briel & Kjaer Vibro

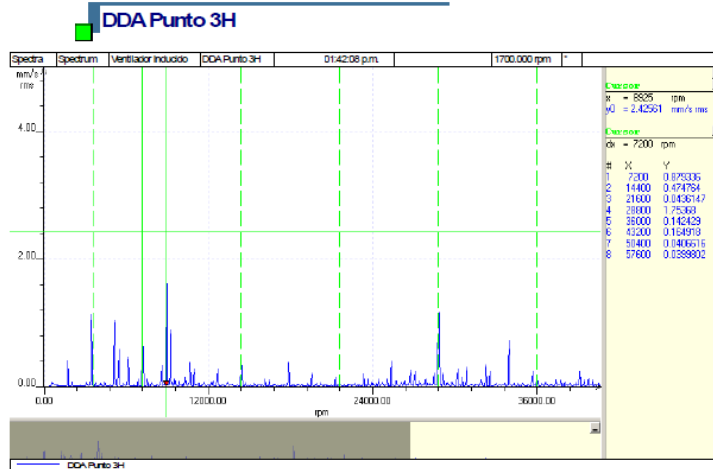
Continuación de la figura 52.

View report

Page: 1 of 1

- VENTILA
- _VENTILADORES
- Ventilador Inducido
- DDA Punto 3H

Spectrum



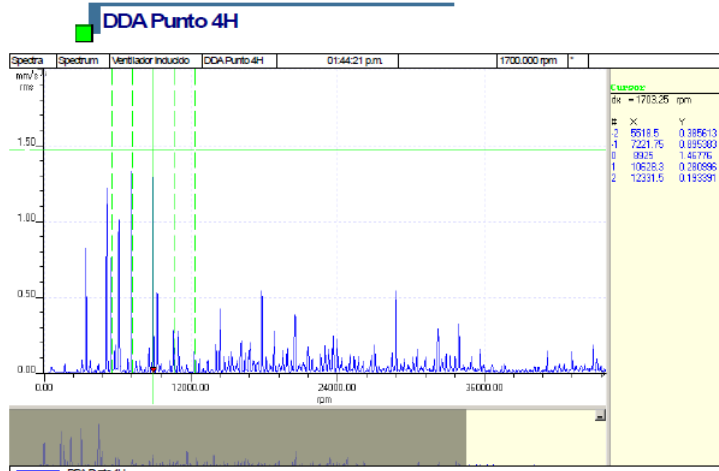
Briel & Kjaer Vibro

View report

Page: 1 of 1

- VENTILA
- _VENTILADORES
- Ventilador Inducido
- DDA Punto 4H

Spectrum



Briel & Kjaer Vibro

Fuente: reporte generado por el software Xms, VK Vibro.

H. Toma de ángulos de fase, final

Durante la toma de espectros final, ya con el desalineamiento corregido, se detectaron otros problemas; sin la necesidad de realizar un análisis de fases para su identificación. Problemas que probablemente son el resultado de la operación de la máquina en condiciones no aceptables.

I. Análisis de vibraciones y análisis de fase final, de acuerdo a los datos recolectados en los incisos F, G y H

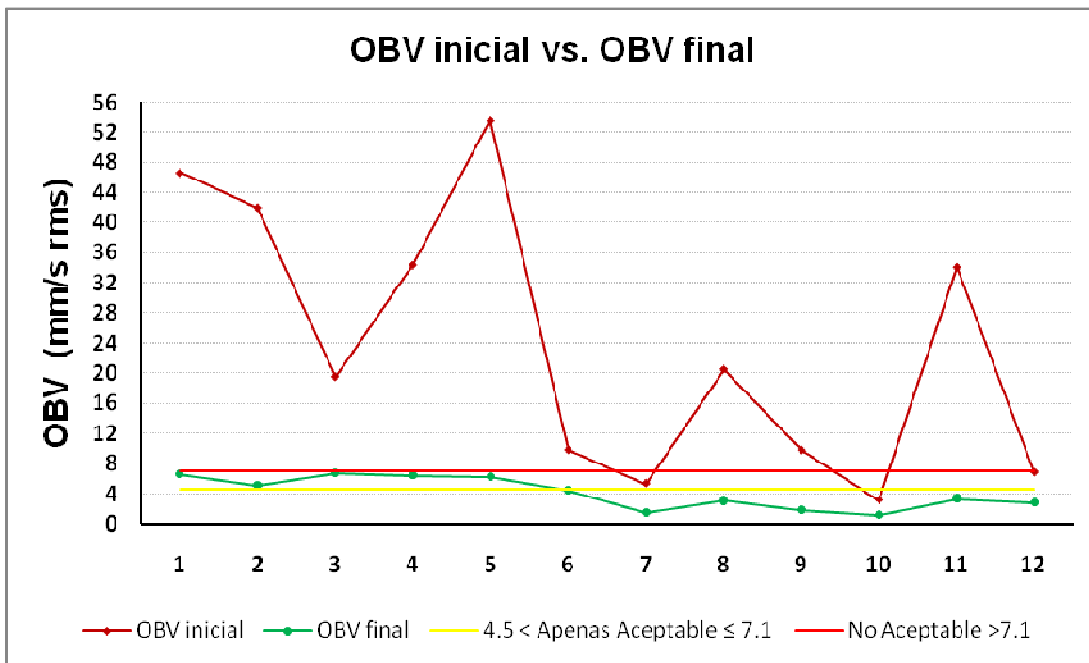
o De los resultados de OBV

Según la Norma ISO 10816-3 el valor máximo de vibración, 6,68 mm/s rms, se encuentra en la zona "C". Las máquinas con valores de vibración dentro de esta zona normalmente se consideran insatisfactorias para un funcionamiento continuo a largo plazo.

En general, la máquina puede ser operada por un período limitado en esta condición hasta que surja la ocasión oportuna para realizar las medidas correctivas. La vibración global fue reducida a casi 1/10 parte de su vibración inicial. Aunque la vibración aún no está dentro de los límites aceptables, esto le dará el tiempo suficiente a la empresa para planificar el mantenimiento requerido para una condición aceptable de operación. Como se puede observar en la figura 53, los valores más altos de vibración se encontraron en el motor, en estos casos se recomienda realizar un análisis solamente al motor desacoplado.

Es evidente la reducción en el OBV, las línea roja y amarilla representan los límites no aceptable y apenas aceptable, respectivamente.

Figura 53. **Comparación OBV inicial vs. OBV final**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

- De los espectros de frecuencia, analizando cada componente por separado:
 - Motor: los espectros tomados muestran armónicos de la velocidad de giro, 1, 2 y 3X como picos dominantes (en algunos casos), también muestran armónicos de la frecuencia de línea (60 Hz o 3 600 RPM), y posibles frecuencias de falla de cojinete además de ruido espectral.

La presencia de armónicos sugiere holgura mecánica, la presencia de armónicos de la frecuencia de línea sugiere problemas eléctricos o un rotor excéntrico, la presencia de ruido espectral y posibles frecuencias de falla de cojinete sugiere problemas con los cojinetes del motor. Sin embargo, no hay una condición dominante como la que se encontró al inicio; desalineamiento, esta condición fue reducida al mínimo. Es probable que todos estos síntomas encontrados sean producto de operar el conjunto con un severo desalineamiento.

- Ventilador: aunque los niveles de vibración son más bajos en el ventilador (ver figura 53), no se puede pasar por alto que el operar una máquina con desalineamiento severo puede causar daños en los componentes de la misma. Los espectros muestran pequeños armónicos y subarmónicos de la frecuencia de giro, frecuencia de falla de cojinetes y mucho ruido espectral.

Al igual que en el motor la presencia de armónicos sugiere holgura mecánica, la presencia de subarmónicos indican posibles roces entre las partes rotativas y estacionarias, la posible frecuencia de falla de cojinete y el ruido espectral sugiere un posible daño en los cojinetes. Lo idóneo es hacer una inspección visual del estado de cojinetes, revisar que las holguras sean las indicadas y que la grasa y la frecuencia de engrase sean las correctas.

La recomendación dada para el conjunto, y suponiendo que la máquina tuviese que seguir operando, es realizar un análisis de vibraciones al motor desacoplado, esto aísla al motor de cualquier vibración transmitida del ventilador; así como el efecto de las fuerzas del mismo. Además planificar la inspección (y cambio si fuese necesario), de cojinetes, verificación de instalación y holgura mecánica entre cojinete-cajuelas-eje, revisión de las conexiones eléctricas, revisar que las partes giratorias no presenten señales de rozamiento con las partes fijas. Lo anterior debe de realizarse a la brevedad posible.

Todo el proceso de trabajo, análisis de vibraciones inicial, alineamiento y análisis de vibraciones final; duró aproximadamente 5 horas.

5.2. Compresor de aire y motor

- **Compresor**

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como lo son los gases y los vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él; convirtiéndose en energía de flujo aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

- **Utilización**

Los compresores son ampliamente utilizados en la actualidad en campos de la ingeniería; y hacen posible este modo de vida por razones como:

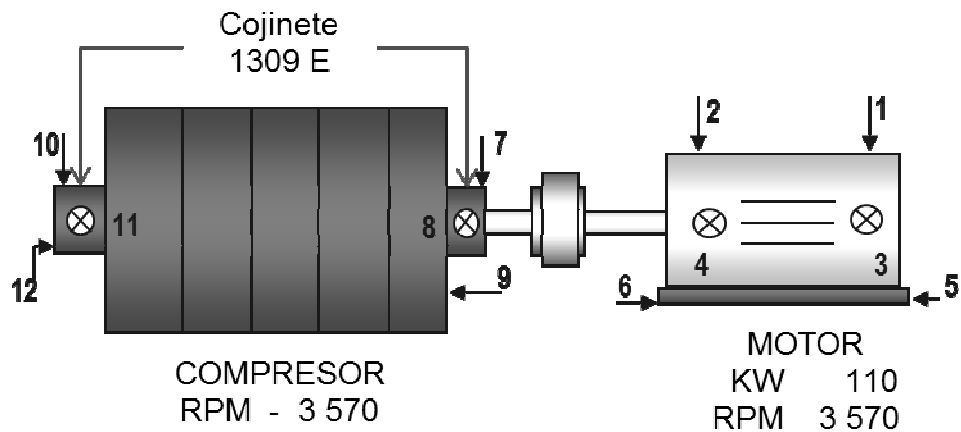
- Son parte importantísima de muchos sistemas de refrigeración y se encuentran en cada refrigerador casero, y en infinidad de sistemas de aire acondicionado.
- Se encuentran en sistemas de generación de energía eléctrica, tal como lo es el ciclo Brayton.
- Se encuentran en el interior muchos "motores de avión", como lo son los turborreactores y hacen posible su funcionamiento.
- Se pueden comprimir gases para la red de alimentación de sistemas neumáticos, los cuales mueven fábricas completas.

5.2.1. Descripción

En el siguiente caso se alineará un compresor y su motor, encargado del suministro de aire en una planta industrial. El esquema de la máquina se muestra en la figura 54. Las tolerancias utilizadas para el alineamiento fueron proporcionadas por el cliente; las cuales son: $\pm 0,038$ mm radial y $\pm 0,049$ mm angular. Por la configuración de la máquina se tomará al compresor como máquina fija y al motor como máquina a mover. Para realizar el alineamiento se utilizó un equipo Hamar Laser S-650.

Antes de realizar el alineamiento, se cambiaron los *shims* de corrección por unos nuevos y de mayor espesor, los anteriores eran aproximadamente diez por pata y estaban hechos de lámina, los cuales presentaban oxidación, lo que puede alterar los espesores de los *shims* con el paso del tiempo. Según recomendaciones de fabricantes de equipos de alineamiento y accesorios, no se recomienda utilizar más de tres *shims* por pata.

Figura 54. **Conjunto motor-compresor**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Siguiendo el procedimiento indicado en el ejemplo anterior:

a. Ingreso de datos al equipo

Seleccione el tipo de máquina, estándar, tren de máquinas, de pernos unidos, horizontal, vertical, tipo de acople y datos informativos que el equipo de alineamiento requiera.

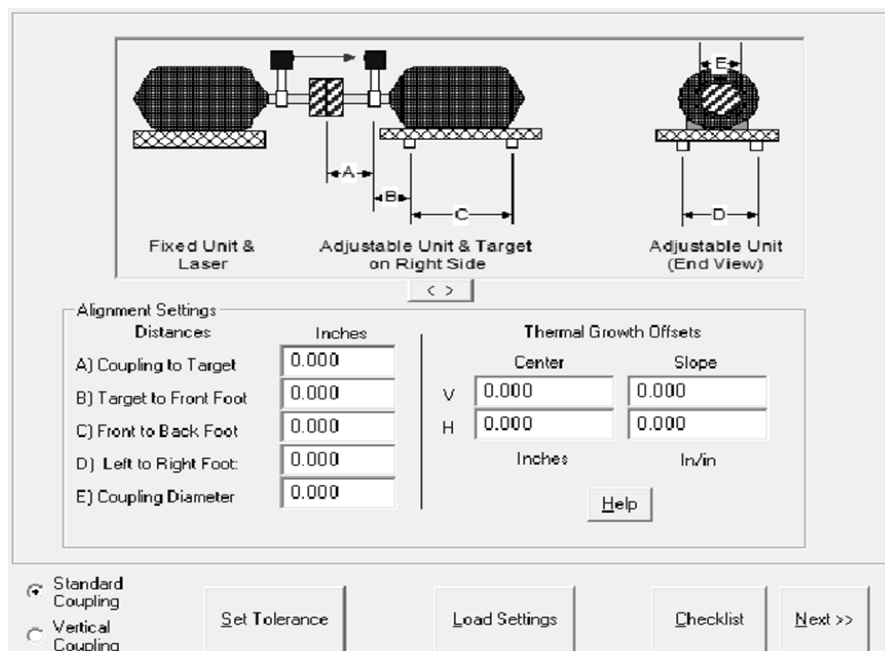
b. Ingreso de las dimensiones de la máquina, tolerancias, crecimiento térmico y ajuste del láser

Estos datos son ingresados de acuerdo a la configuración y requerimientos del fabricante del equipo utilizado. En este caso, las dimensiones del conjunto se ingresaron de acuerdo a los requerimientos del equipo Hamar Laser S-650 (ver figura 55).

Las tolerancias fueron dadas por el cliente, estas tolerancias consideran también el crecimiento térmico del conjunto, por lo tanto no se necesita ingresar ningún otro dato.

Según las indicaciones del equipo, es necesario ajustar el equipo láser (emisor-receptor), es decir establecer una conexión de lectura entre ambos.

Figura 55. Dimensiones conjunto motor-compresor



Fuente: reporte generado por el programa Couple 4, Hamar Laser.

c. Medición de pata coja, correcciones y verificación

Se realizó la medición de pata coja, obteniendo todos los resultados aceptables, no se necesitó hacer corrección alguna.

d. Toma de lecturas

Según las opciones disponibles; depende del equipo utilizado, y puede ser opcional el utilizar una u otra. Las lecturas iniciales se muestran en la tabla I.

Tabla I. **Toma de lecturas inicial, conjunto motor-compresor**

| LECTURA INICIAL | |
|------------------------------------|-----------------|
| VO (plano vertical) | 0,39 mm |
| HO (plano horizontal) | -0,18 mm |
| VA (angularidad vertical) | -0,09 mm |
| HA (angularidad horizontal) | -0,05 mm |

Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

e. Correcciones de alineamiento

El equipo proporciona las medidas de las alzas necesarias para corregir el alineamiento vertical y también mide los desplazamientos horizontales necesarios. Al finalizar el proceso de colocación de *shims* y realizar los movimientos horizontales requeridos, es necesario confirmar y verificar que el sistema (motor-compresor) esté dentro de las tolerancias especificadas.

f. Verificación del alineamiento

Como se puede observar en la tabla II, todos los valores se encuentran dentro de las tolerancias especificadas por el fabricante.

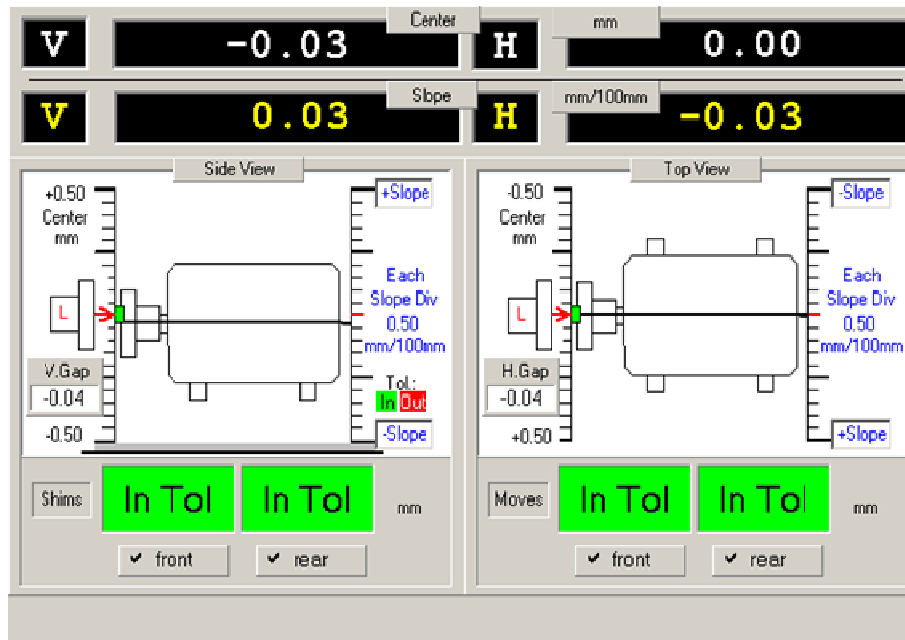
Tabla II. Toma de lecturas final, conjunto motor-compresor

| LECTURA FINAL | |
|-----------------------------|----------|
| VO (plano vertical) | -0,03 mm |
| HO (plano horizontal) | 0,00 mm |
| VA (angularidad vertical) | 0,03 mm |
| HA (angularidad horizontal) | -0,03 mm |

Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

La figura 56 muestra el reporte generado por el software del equipo de alineamiento, Hamar Laser S-650.

Figura 56. Reporte de alineamiento conjunto motor-compresor



Fuente: reporte generado por el programa Couple 4, Hamar Laser.

El alineamiento se puede dar por concluido ya que todos los valores están dentro de tolerancia. El proceso completo de alineamiento duró 4 horas, sin embargo más del 50 % del tiempo invertido fue consumido por la instalación de nuevos *shims* en el equipo.

5.3. Conjunto turbina–generador

Un turbogenerador es obtenido por la conexión de una turbina a un generador eléctrico convencional, en todo el mundo los turbogeneradores impulsados a vapor comúnmente son adoptados para la producción de energía eléctrica. Los generadores de turbina a vapor pequeños usualmente sirven como unidades de energía auxiliares. Sus aplicaciones generalmente son en industrias como petróleo, químicos, fabricación de azúcar, metalurgia, textil, entre otros. También son ampliamente usados en plantas de generación de energía que ofrecen no solo electricidad sino también calor.

5.3.1. Descripción

El siguiente caso en estudio es la alineación y puesta en marcha del conjunto turbina-reductor-generador.

Según indicaciones del cliente, los pasos para realizar el trabajo fueron los siguientes:

A. Alineamiento láser turbina-generador

Para realizar esta tarea se utilizó como herramienta un equipo Vibroling 41, fabricado por Schenck.

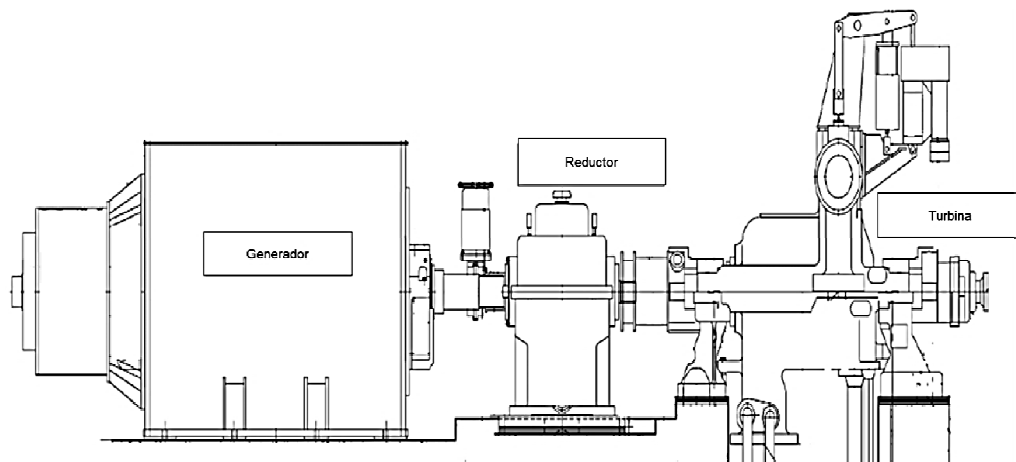
B. Alineamiento turbina-reductor

Para realizarlo se utilizaron relojes comparadores como herramientas, por las condiciones especiales del reductor, no permitía el uso de un equipo de alineamiento láser.

C. Puesta en marcha del equipo y análisis de vibraciones.

El esquema principal de la máquina se presenta en la figura 57.

Figura 57. **Esquema turbina-reductor-generator**

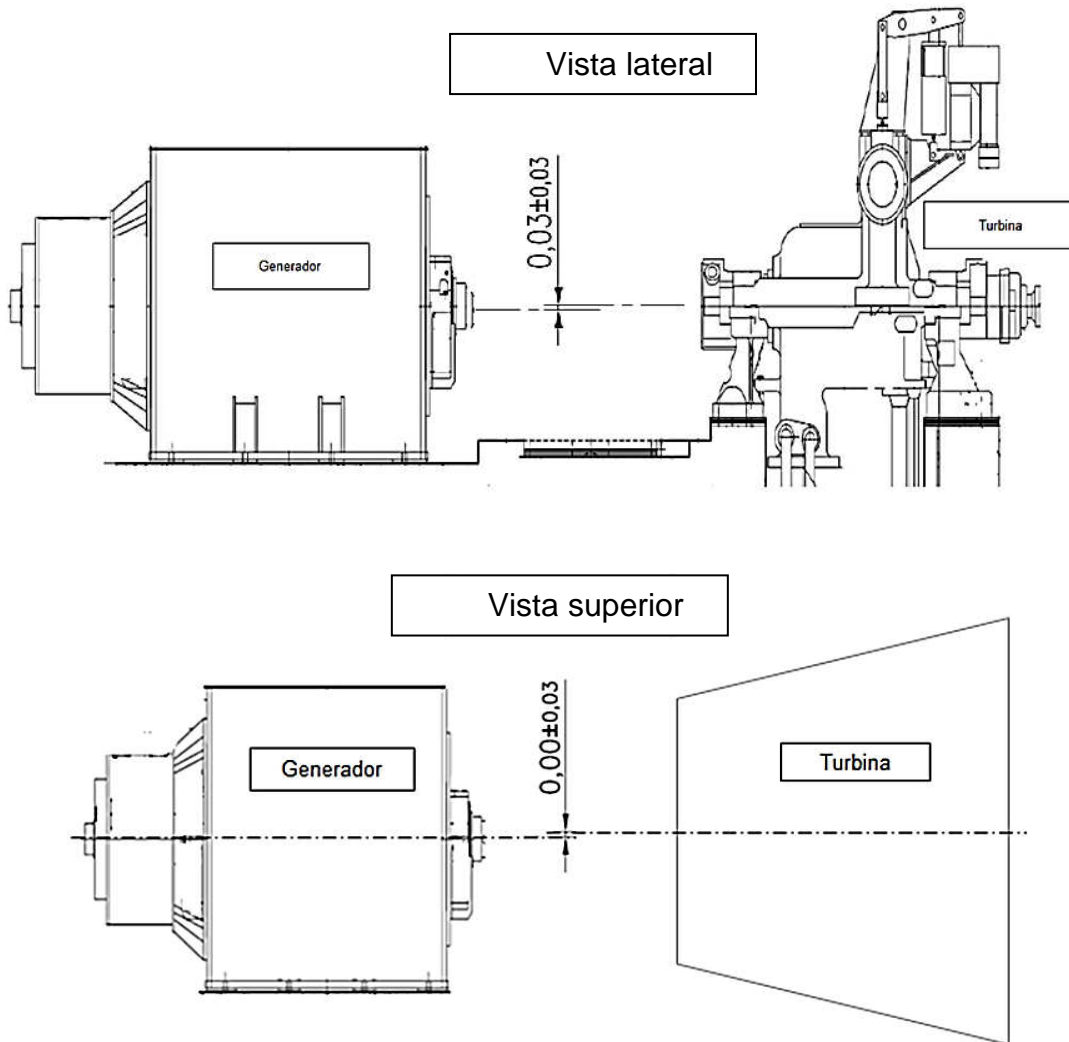


Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

A. Alineamiento láser turbina-generator

Las tolerancias para el alineamiento fueron proporcionadas por el fabricante (ver figura 58). Por la configuración del sistema, donde se condiciona a la turbina como una máquina fija, se toma como máquina fija a la turbina y como máquina a mover al generador.

Figura 58. **Tolerancias de alineamiento, conjunto turbina-reductor-generator**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Al igual que en los ejemplos anteriores, los pasos a seguir son siempre los mismos:

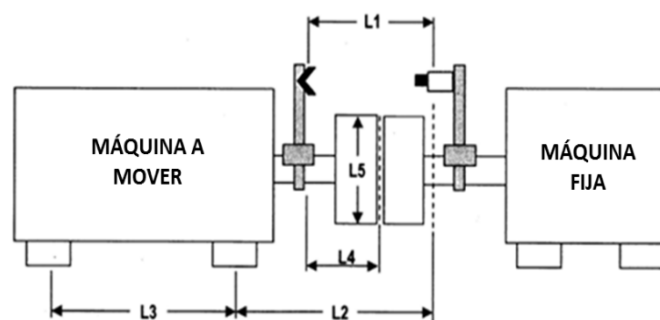
a. Ingreso de datos al equipo

Seleccione el tipo de máquina, estándar, tren de máquinas, de pernos unidos, horizontal, vertical, tipo de acople y datos informativos que el equipo de alineamiento requiera.

b. Ingreso de las dimensiones de la máquina, tolerancias, crecimiento térmico y ajuste del láser

Aunque el equipo utilizado es un modelo diferente, Vibroling 41, el esquema de las dimensiones ingresadas al equipo es muy parecido, figura 59, éstas se muestran en la tabla III. Las tolerancias fueron dadas por el fabricante, estas tolerancias consideran también el crecimiento térmico del conjunto, por lo tanto no se necesita ingresar ningún otro dato.

Figura 59. **Dimensiones conjunto turbina-generator**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Tabla III. **Dimensiones conjunto turbina-generador**

| Dimensiones | mm |
|-------------|-------|
| L1 | 1 610 |
| L2 | 2 217 |
| L3 | 2 800 |
| L4 | 720 |
| L5 | 320 |

Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Como en el ejemplo anterior, hay que verificar la conexión del emisor láser y el receptor para poder continuar con el alineamiento.

c. Medición de pata coja, correcciones y verificación

Se realizó verificación de pata coja, obteniendo todos los resultados aceptables, no se necesitó hacer corrección alguna.

d. Toma de lecturas

Según las opciones disponibles; dependen del equipo utilizado y pueden ser opcionales el utilizar una u otra. Las lecturas iniciales se muestran en la tabla IV.

Tabla IV. **Toma de lecturas inicial, conjunto motor-compresor**

| LECTURA INICIAL | |
|------------------------------------|--------------|
| VO (plano vertical) | -0,95 |
| HO (plano horizontal) | 1,67 |
| VA (angularidad vertical) | 0,02 |
| HA (angularidad horizontal) | 0,21 |

Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

e. Correcciones de alineamiento

El equipo proporciona las medidas de las alzas necesarias para corregir el alineamiento vertical y también mide los desplazamientos horizontales. Después que los *shims* se colocaron según las indicaciones del equipo, se toma otra lectura para confirmar y verificar que realmente el sistema entre dentro de las tolerancias especificadas.

f. Verificación del alineamiento

Como se puede observar en la tabla V, todos los valores se encuentran dentro de las tolerancias definidas por el fabricante.

Tabla V. **Lectura final, conjunto turbina-generador**

| LECTURA FINAL | |
|------------------------------------|--------------|
| VO (plano vertical) | -0,05 |
| HO (plano horizontal) | 0,03 |
| VA (angularidad vertical) | -0,02 |
| HA (angularidad horizontal) | 0,01 |

Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

El alineamiento se puede dar por concluido ya que todos los valores están dentro de tolerancia. El proceso completo de alineamiento duró 2 días, esto debido a la dificultad para mover y manipular el generador. El alineamiento del conjunto turbina-reductor, incisos b) y c), se harán en la sección 6.2. Al finalizar con el proceso, también se hará un análisis de vibraciones de los tres componentes del conjunto para observar su condición.

6. MÁQUINAS DE ESTUDIO, MÉTODOS TRADICIONALES DE ALINEACIÓN

Para corregir los diferentes tipos de desalineación existen diferentes métodos tradicionales; entre los que se pueden destacar, de mayor a menor precisión, los siguientes:

- Relojes comparadores
- Regletas y calibrador de espesores

6.1. Introducción

Los métodos tradicionales de alineación tienen una resolución baja para el alineamiento de la maquinaria moderna. Los métodos de regla, hilo de construcción y calibrador de hojas dependerán de la resolución limitada del ojo humano. Con una resolución resultante de 1/10 mm resulta inadecuada para la mayoría de la maquinaria.

Los relojes comparadores normalmente tienen una resolución de 1/100 mm, pero los cálculos tienden a ser complicados, requiere de técnicos con mucha experiencia y consumen demasiado tiempo. Estos métodos son propensos a la influencia humana al leer los valores del indicador o al hacer el cálculo de la condición de alineación.

6.1.1. Alineación por medio de relojes comparadores

Los relojes comparadores ofrecen el método de mayor precisión, dentro de los métodos tradicionales de alineamiento, sin embargo hay que tomar en consideración ciertos factores como:

- Flexión de los soportes de los relojes

Comúnmente llamado pandeo o "sag" en inglés, el término se utiliza para describir la flexión en los soportes de montaje de los relojes, figura 60. Cuando el reloj se gira desde el punto superior al inferior en el proceso de alineación, puede causar errores significativos en la lectura de los relojes que se utilizan para determinar la desalineación vertical. El grado de flexión depende de la longitud del soporte y de la rigidez del sistema. Esta flexión siempre se debe considerar antes de la medición, sin importar que tan rígido se vea el soporte. Un chequeo de flexión solo es necesario para la alineación de máquinas horizontales, ya que la flexión es causada por la gravedad, debido al peso del soporte.

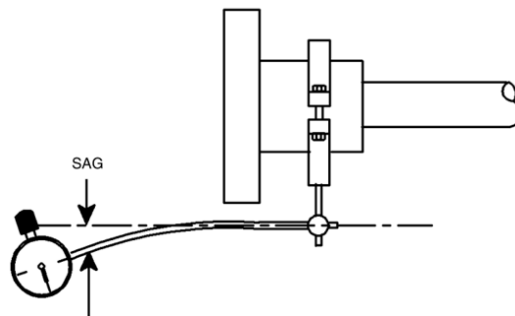
En las máquinas verticales, la flexión del soporte es uniforme para toda la rotación y por lo tanto no es necesario considerarla. Para llevar a cabo una prueba de flexión, montar una tubería rígida sobre unos prismas, poner a cero el comparador en la posición superior y girar la tubería de arriba a abajo. Ahora anotar la lectura final. La flexión total es el doble de la flexión del soporte. Es posible que la tubería utilizada para comprobar la flexión pueda ceder en sí misma. Para limitar que la tubería ceda en sí misma, las longitudes entre apoyos deben de controlarse para los diferentes tamaños de tuberías, la tabla VI muestra las longitudes sugeridas para una tubería de cédula 40.

Tabla VI. **Longitudes entre apoyos para comprobar la flexión de los soportes de relojes comparadores usando tubería cédula 40**

| Tubería (pulgadas) | Distancia entre apoyos |
|--------------------|------------------------|
| 2 | 0,76 m |
| 3 | 0,91 m |
| 4 | 1,06 m |
| 6 | 1,32 m |

Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 147.

Figura 60. **Flexión en barras de soporte de relojes comparadores**



Fuente: R. Keith Mobley, *Maintenance fundamentals*. p. 85.

- Baja resolución

Un error de hasta 0,005 mm puede originarse al redondear los datos en cada lectura. Este error podría alcanzar los 0,04 mm para una medición completa.

- Fricción interna / histéresis

Algunas veces se tiene que golpear ligeramente el reloj para que la aguja señale la posición final.

- Juego en las conexiones mecánicas

Bajos valores pueden ser pasados por alto en las conexiones mecánicas, lo que conlleva a errores considerables de medición.

- Errores de lectura

Estos pueden ocurrir con facilidad cuando el tiempo de medición es crítico y las condiciones de medición son malas, baja iluminación, errores de paralaje, entre otros.

- Relojes indicadores mal montados

Si el reloj comparador no está montado perpendicularmente a la superficie de medición, el valor de la medición será mayor.

- Juego axial en ejes

El juego axial en ejes puede afectar las lecturas tomadas al medir angularidad, a menos que se usen dos relojes montados axialmente.

Existen diferentes métodos (configuraciones) para alinear ejes haciendo uso de los relojes comparadores, entre los principales están:

- Método de dos indicadores (radial y axial)

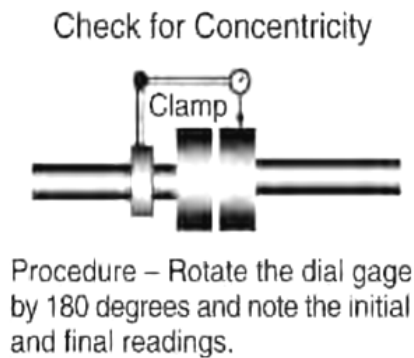
Los pasos necesarios para alinear las máquinas son:

- El primer paso es aflojar los tornillos del acoplamiento para que no haya restricción en la medida de la angularidad de la alineación existente. Es necesario verificar que la cara de los acoples no se estén tocando, para esto se puede utilizar un calibrador de hojas.
- El reloj comparador es montado como se muestra en la figura 61. Se inicia con la prueba radial para medir el desplazamiento necesario a corregir. Esto se hace en los planos vertical y horizontal. Para obtener los desplazamientos en ambos planos, serán necesarias cuatro lecturas. La convención de posición que se pueden utilizar son, (dependerá de la destreza del ejecutante):
 - Arriba, abajo, izquierda y derecha.
 - Las horas del reloj; 12:00 (0:00), 3:00, 6:00 y 9:00 horas.

Generalmente el comparador se coloca en la parte superior (12 en punto); y el cero de la escala del comparador se hace coincidir. Se verifica que el husillo esté libre y las lecturas se pueden repetir.

Colocar el comparador en la parte superior como fue indicado. La diferencia en las lecturas a cada 180° indica el ajuste (compensado) en los planos vertical u horizontal. En esta posición, los dos ejes se giran de forma manual a través de una vuelta completa y las lecturas en cada cuadrante se observan y anotan.

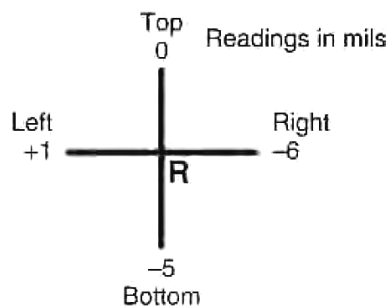
Figura 61. **Comprobando concentricidad**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 151.

Las lecturas registradas en los cuatro puntos están escritas en el formato que se muestra a continuación. La "R" en la figura 62 indica que se trata de lecturas radiales, destinados a compensar las correcciones de *offset*.

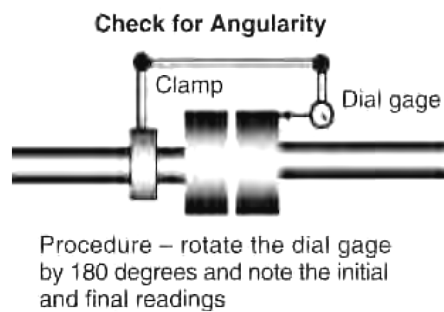
Figura 62. **Lecturas radiales, con relojes comparadores**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 151.

- El soporte se reajusta para que el comparador pueda medir ahora la angularidad, como se muestra en la figura 63. El comparador debe estar paralelo a los ejes centrales (geométricos) de los ejes. Al igual que en el paso anterior, se miden los desplazamientos en los planos horizontal y vertical. El comparador se gira una vez más a través de una vuelta completa y deteniéndose en cada cuadrante para tomar nota de las lecturas.

Figura 63. **Comprobando angularidad**



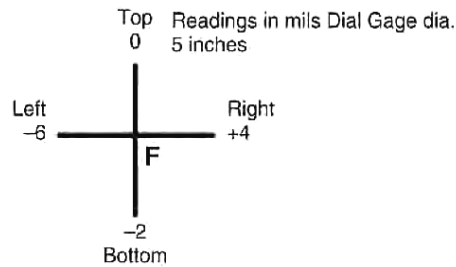
Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 152.

Colocar el comparador en la parte superior como fue indicado. La diferencia en las lecturas a cada 180° indica la angularidad en planos verticales u horizontales.

- Una vez que estas lecturas radiales y axiales se registran, el siguiente paso es convertir estos valores a los espesor de *shims* apropiados que se puedan agregar (o quitar) y corregir la desalineación, las lecturas se muestran en la figura 64.

Para proceder al siguiente paso, información adicional sobre la ubicación de las patas delanteras y las patas traseras, respecto del reloj comparador, son necesarias.

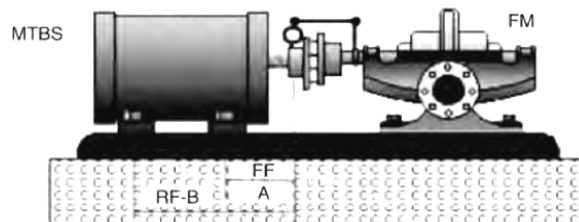
Figura 64. **Lecturas axiales, con relojes comparadores**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 152.

En la figura 65, la bomba es la máquina fija (FM) y el motor es la máquina a mover (MTBS). Las correcciones se harán mediante la adición (o eliminación) de alzas bajo las patas del motor, sin afectar la posición de la bomba.

Figura 65. **Configuración bomba-motor**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 153.

La distancia desde el husillo del reloj comparador hacia las patas delanteras (FF) del motor se le llamará 'A'. La distancia de la pata trasera (RF) para el husillo del comparador se le llamará 'B'. Esto completa el conjunto de datos requeridos para realizar los cálculos necesarios. Dos conjuntos de cálculos son necesarios; uno para el plano vertical y el otro para el plano horizontal.

- Cálculos para el plano vertical

- ✓ Corrección de *offset*

Por ejemplo, las lecturas de *offset* de las posiciones superior e inferior son 0 y -5 milésimas de pulgada, respectivamente. Si el husillo del comparador está en el motor (MTB), el signo negativo indica que el eje del motor está más alto que el eje de la bomba. El procedimiento para obtener la medida del *shim* a utilizar es el siguiente:

$$((-5) - (0)) / 2 = -2,5 \text{ mils}$$

Por lo tanto, *shims* de 2,5 *mils* deberán de ser retirados de las patas delanteras y traseras.

- ✓ Corrección de angularidad

Las lecturas de angularidad en los puntos superior e inferior fueron de 0 y -2 *mils*, respectivamente (a esta diferencia de lecturas se le llamará p1).

Si el husillo del comparador está en contacto con la cara posterior del acople del motor, el signo negativo indica que el acoplamiento tiene una diferencia (luz, espacio, holgura) menor en el fondo que en la parte superior. El comparador describe un círculo de 5 pulgadas (al cual se le llamará d_1), al hacerlo girar. El ángulo $\theta = \tan^{-1}(p_1/d_1)$. Debido a que el ángulo es muy pequeño, la función inversa puede ser tan descuidada:

$$p_1 = 0,000 - (-0,002) \text{ pulgadas}$$

(La fórmula podría revertirse si el comparador está en contacto con la cara frontal del acople, que es normalmente el caso cuando hay un espaciador entre acoplamientos).

$$d_1 = 5 \text{ pulgadas}$$

$$\therefore \theta = 0,002 / 5 = 0,4 \text{ mili-radianes } (0,023^\circ)$$

Este ángulo θ , es el ángulo de inclinación del eje del motor con respecto al eje de la bomba. El triángulo de angularidad en el acoplamiento es similar al triángulo de la inclinación del motor. La línea AB es la inclinación del eje existente del motor (figura 66). Este deberá ser levantado por "x" cantidad en FF (pata delantera) y por "y" cantidad en RF (pata trasera). Los valores "x" y "y" se calculan de la siguiente manera.

Para calcular "x" y "y" se puede asumir que las distancias "x" y "y" son iguales a los arcos producidos en el mismo lugar:

$$s = r \times \theta$$

Donde

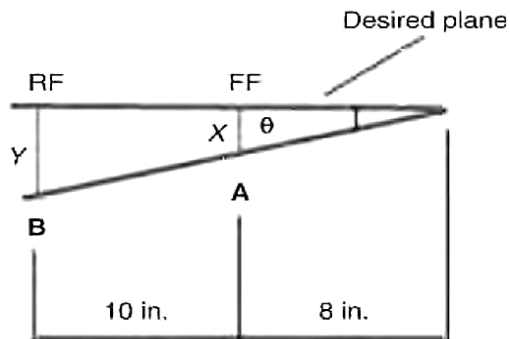
s = longitud del arco, r = radio; θ = ángulo

Por lo tanto:

$$"x" = 8 * 0,4 = 3,2 \text{ mils (shim a colocar)}$$

$$"y" = 18 * 0,4 = 7,2 \text{ mils (shim a colocar)}$$

Figura 66. **Calculando valores "x" y "y"**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 154.

Los resultados finales deben incluir correcciones, tanto para *offset* como para la angularidad.

Resultados en el punto A

Offset - quitar *shim* de 2,5 *mils*
Gap - agregar *shim* de 3,2 *mils*

Por lo tanto, se debe instalar un *shim* de 0,7 milésimas de pulgada por debajo de las patas frontales del motor (una en cada pata).

Resultados en el punto B

Offset - quitar un *shim* de 2,5 *mils*
Gap - agregar un *shim* de 7,2 *mils*

Por lo tanto, se debe instalar *shims* de 4,7 milésimas de pulgada en cada pata trasera del motor.

- Los cálculos para el plano horizontal

Al revisar el procedimiento, se repiten los cálculos para el plano horizontal. El arreglo es: desde la parte de atrás del motor, a la izquierda es la lectura inicial y la derecha es la lectura final.

- ✓ Cálculos de *offset*

Lectura a la izquierda: + 1 *mils*
Lectura a la derecha: - 6 *mils*

Debido a que el husillo del comparador se encuentra en el eje del motor, una lectura negativa indica que la línea central del eje del motor está a la izquierda de la línea central del eje de la bomba.

$$\text{Offset} = ((-6) - (+1)) / 2 = -3,5 \text{ mils},$$

Por lo tanto: mover los puntos A y B del motor a la derecha 3,5 milésimas de pulgada.

✓ Cálculos angulares

A medida que el husillo del comparador toca la cara posterior del acople del motor, el eje central del eje se asemeja a lo que se muestra en la figura 67. En este caso:

$$p1 = +4 - (-6) = +10$$

$$d1 = 5 \text{ pulgadas}$$

Por lo tanto:

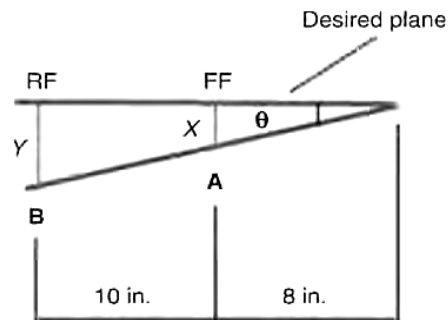
$$\Theta = 0,01 / 5 = 2 \text{ mili-radianes } (0,114 \text{ } ^\circ)$$

Por lo tanto:

$$x = 2 \times 8 = 16 \text{ mils} - \text{ mover a la izquierda}$$

$$y = 2 \times 18 = 36 \text{ mils} - \text{ mover a la izquierda}$$

Figura 67. **Plano deseado vs. plano actual**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 155.

Resultados en el punto A

Offset - mover 3,5 *mils* a la derecha.

Gap - mover 16 *mils* a la izquierda.

Por lo tanto, se debe mover a la izquierda 12,5 milésimas de pulgada.

Resultados en el punto B

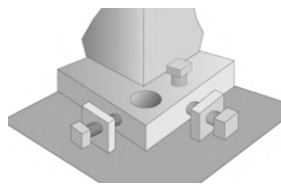
Offset - mover 3,5 *mils* a la derecha.

Gap - mover 36 *mils* a la izquierda.

Por lo tanto, se debe mover a la izquierda 32,5 milésimas de pulgada.

Las correcciones verticales con *shims*, siempre se deben hacer antes de los cambios horizontales. Una vez instalados los *shims*, los pernos deben ser apretados y una prueba rápida de la lectura del plano vertical debe ser hecha para confirmar la precisión de las correcciones. Si la precisión es satisfactoria, los tornillos se pueden aflojar y el alineamiento horizontal debe hacerse con tornillos de posicionamiento (ver figura 68), si existen.

Figura 68. **Tornillos de posicionamiento**



Fuente: John Piotrowski. *Shaft alignment handbook*. p. 307.

Las limitaciones de este método son:

- Los cálculos son necesarios y obligatorios, lo que puede ser difícil de hacer en campo.
- Es beneficioso ser capaz de visualizar la orientación del eje con base en las lecturas del comparador, pero esto requiere de práctica. Técnicos sin experiencia pueden encontrar esto confuso y fácilmente cometer errores.
- Es propenso a errores en los cálculos, flexión en los soportes, errores de lectura, errores de montaje, holgura mecánica entre partes, entre otros.
- Si el eje de una o dos máquinas flotan considerablemente en dirección axial, las lecturas de angularidad pueden ser erróneas.

- Método de alineación de tres comparadores

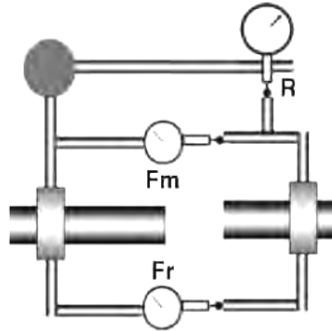
En la sección anterior solo se utilizó un comparador, pero con dos mediciones, una con el comparador en la dirección radial y otro paralelo a los ejes del eje (axial). Hay soportes disponibles donde se pueden acomodar dos comparadores al mismo tiempo, así que se puede medir el desplazamiento y la angularidad de la desalineación al mismo tiempo. Esto reduce el tiempo necesario para recoger lecturas.

En las limitaciones del método de dos-comparadores, se encuentra un caso especial de la alineación, máquinas que tienen un juego axial muy alto (si el eje de una o dos máquinas flota considerablemente). Estas pueden incluir:

- Ejes flotantes de motores de combustión interna (llegando hasta un juego axial de 10 mm).
- Las máquinas con cojinetes de empuje tipo *Kingsbury* (su juego axial es de 0,2-0,3 mm).
- Las máquinas con cojinetes antifricción gastado o rodamientos de rodillos cónicos (0,05-0,1 mm).

Si los ejes de estas máquinas se mueven axialmente mientras estos se giran al obtener lecturas angulares, se pueden obtener lecturas erróneas. Para eliminar este error se usa un comparador adicional. El husillo de este comparador es puesto a 180° del husillo del otro comparador. En consecuencia, se tienen tres comparadores en línea, (ver figura 69).

Figura 69. **Configuración de tres relojes para alineamiento**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 156.

Uno muestra la desviación radial y los otros dos indican las lecturas de la cara o angularidad. Se definen como sigue:

Fm = comparador para medir angularidad

Fr = usado como referencia para medir angularidad (puesto a 180°).

Poner los comparadores a cero y girar el eje a 180°. Registrar ambas lecturas en los comparadores. La lectura correcta de angularidad será:

$$F = Fm - Fr / 2$$

Ejemplo:

Fm y Fr se ponen en cero. Los ejes se giran a 180° y se anotan las lecturas. Si Fm = -4 y Fr = -20, la angularidad será la siguiente:

$$F = -4 - (-20) / 2 = +8$$

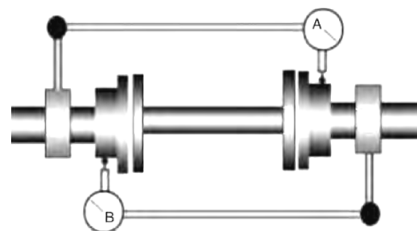
Una vez que se obtenga la angularidad, el resto del procedimiento es idéntico al del método anterior (dos comparadores).

- Método inverso de comparadores

La configuración para el método inverso se muestra en la figura 70. El método de comparadores inverso se emplea generalmente en acoplamientos que tienen espaciadores entre ellos. Este método ofrece muchas ventajas que se enumeran a continuación:

- La precisión no es afectada por el movimiento axial de los ejes.
- Cuando los dos ejes giran juntos, el descentramiento de los acoples no es medido.
- La precisión geométrica es mejor que el método de dos comparadores.
- Los acoplamientos no tiene que ser abiertos para medir la desalineación.
- Las fallas por flexión y correcciones por crecimiento térmico se pueden tomar en cuenta e incorporar.

Figura 70. **Configuración de método inverso de comparadores**

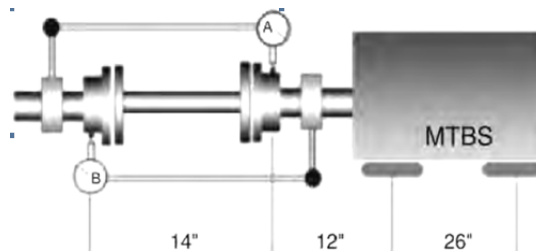


Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 157.

Considerar la configuración de la figura 71 para obtener los *shims* de corrección con el método de comparadores inverso. Las siguientes convenciones serán utilizadas:

- Comparador "B" con el husillo en el equipo fijo (no mostrado), plano B.
- Comparador "A" con el husillo en el motor (MTB), plano A.
- La pata más cercana al comparador "A" es nombrada como IB.
- La pata más lejana del motor se llama OB.
- Distancia entre el plano A y B = 14 pulgadas.
- Distancia entre el plano A e IB = 12 pulgadas.
- Distancia entre IB y OB = 26 pulgadas.

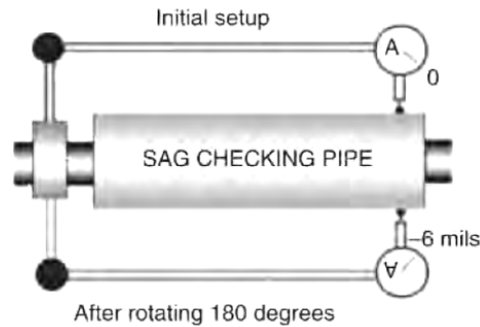
Figura 71. **Configuración para utilizar el método de comparadores inverso**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 157.

Tras la comprobación del *sag* (flexión) de los comparadores se realizaron las siguientes observaciones. El comparador fue instalado como se muestra en la figura 72, en la posición superior. El conjunto se gira 180° y la aguja del dial se mueve hacia el exterior, lo que indica un valor negativo de -6 milésimas de pulgada.

Figura 72. **Chequeo de flexión o sag**



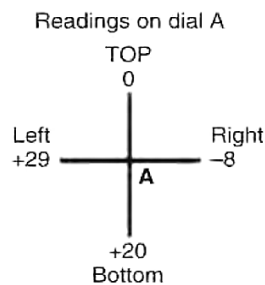
Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 158.

Los comparadores "A" y "B" se conectan a la máquina como se muestra en la figura 71. El comparador "A" tiene el husillo en el acople del motor y está en la posición superior. El comparador "B" se encuentra en la máquina fija y está en posición inferior. Los ejes se giran una vuelta completa y las lecturas de los comparadores se registran en cada cuadrante. Estas lecturas se muestran en la figura 73. Las lecturas han sido influenciadas por la flexión. La comprobación de flexión indica una lectura del comparador "B" de -6 *mils*. Esto se obtuvo después de girar el comparador de la parte superior a la parte inferior (TB) del eje.

El comparador "A" debe ser movido también de la posición superior a la inferior. Esto implica que está mostrando 6 milésimas más que el valor debido a la desalineación. Por lo tanto, este valor se debe restar para obtener la lectura correcta. Las lecturas del comparador "A" son: superior = 0; inferior = +20. Después de la corrección por flexión las lecturas deben ser: superior = 0; inferior = 14. Las lecturas horizontales, como se mencionó antes, no se ven afectadas por la flexión del sistema.

El comparador "A" se encuentra en el eje del motor. La lectura inferior es positiva, lo que indica que en el plano vertical del comparador "A" se encuentra en una posición más alta.

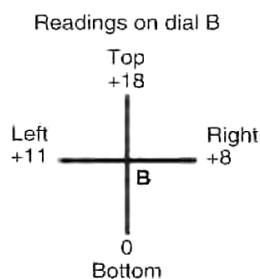
Figura 73. **Lecturas comparador "A", incluyendo el error por flexión**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 158.

Las lecturas en el plano TB, comparador "B", figura 74, también deben ser corregidas por el error de flexión. En este caso, el comprador comienza su recorrido en la parte inferior y termina en la parte superior.

Figura 74. **Lecturas comparador "B", incluyendo el error por flexión**

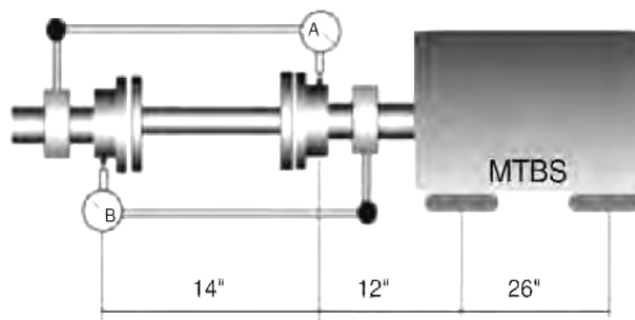


Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 158.

Corrigiendo el error por flexión, las lecturas finales son: superior = +24; inferior = 0. El comparador "B" se encuentra en la máquina fija (figura 75), mientras se mueve de arriba hacia abajo se presiona el husillo del mismo hacia el interior para obtener una lectura positiva. Esto implica que en el plano vertical de la aguja del comparador "B" (plano B), es también más alto. Por lo tanto, las lecturas del comparador que deben ser utilizadas para los cálculos son las siguientes:

Comparador "A": superior: 0 inferior: 14
 Comparador "B": superior: 24 inferior: 0

Figura 75. **Configuración método de comparadores inverso**



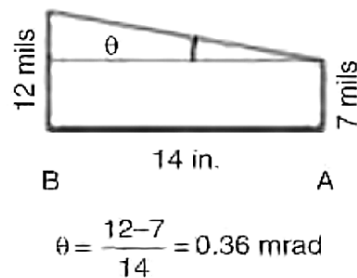
Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 159.

Las lecturas indicadas por el comparador son el doble de los valores de desalineación, por lo tanto:

Offset radial en el plano A: es de 7 milésimas de pulgada
 Offset radial en el plano B: es de 12 milésimas de pulgada

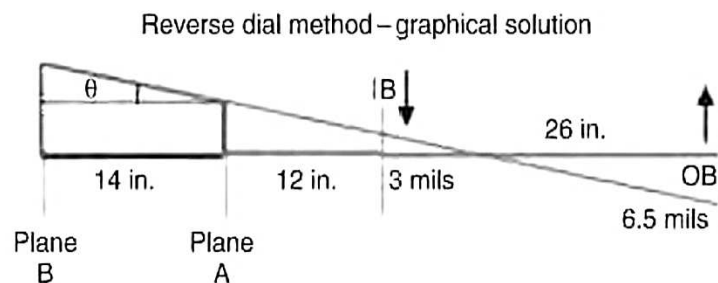
La distancia entre los planos A y B se indica como 14 pulgadas. En consecuencia, el ángulo del desalineamiento angular se obtiene como se muestra en la figura 76. Una vez que el ángulo se conoce, la línea se extiende a OB como se muestra en la figura 77. La distancias a IB y OB se puede determinar a partir de la gráfica, y estos valores indican el espesor del *shim* que debe ser eliminado o insertado.

Figura 76. **Cálculo para obtener el ángulo del desalineamiento angular, plano vertical**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 159.

Figura 77. **Obteniendo desalineamiento angular**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 159.

La gráfica muestra la línea extendida hasta OB. Los movimientos horizontales se calculan de forma similar:

Las lecturas del comparador "A" son: izquierda: + 29 derecha: - 8
 Estas pueden ser reducidas a: izquierda: + 37 derecha: - 0

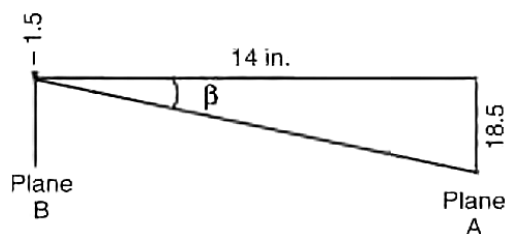
Las lecturas del comparador "B" son: izquierda: + 11 derecha: + 8
 Estas pueden ser reducidas a: izquierda: + 0 derecha: - 3

El *offset* radial (figura 78) en el plano horizontal A, comparador "A" = 18,5
 Posición del comparador en el plano: izquierda

El *offset* en el plano horizontal B, comparador "B" = - 1,5
 Posición del comparador en el plano: derecha.

Todas las medidas anteriores están expresadas en *mils*.

Figura 78. **Cálculo para obtener el ángulo del desalineamiento angular, plano horizontal**



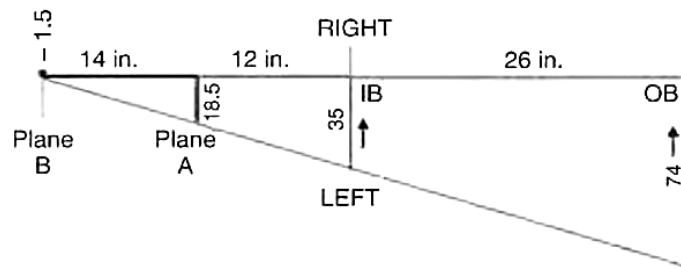
$$\beta = \frac{-1.5 - (18.5)}{14}$$

$$= -1.43 \text{ mrad}$$

Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 160.

Por lo tanto, la pata IB tiene que ser movida a la derecha 35 milésimas de pulgada (figura 79) y la pata OB también debe moverse hacia la derecha 74 milésimas de pulgada.

Figura 79. **Solución gráfica para desalineamiento, plano horizontal**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 160.

- **Compensación de la dilatación térmica**

Ejes acoplados como en las turbinas de vapor, bombas de manejo de líquidos calientes y cajas de engranes de alta velocidad operan a temperaturas suficientemente altas para causar la expansión de la carcasa de la máquina. Este fenómeno se conoce como dilatación térmica o crecimiento térmico. El crecimiento térmico provoca el desplazamiento relativo de los ejes de su posición estacionaria en "frío". Estas medidas de compensación se tienen que tomar en cuenta al realizar el cálculo de los movimientos o *shims* necesarios.

La compensación térmica causa desalineación de las máquinas en su condición en frío, pero en condiciones de funcionamiento normal se logra una correcta alineación.

Las especificaciones para el alineamiento en frío suelen obtenerse de los fabricantes. Sin embargo, cuando el fabricante no proporciona especificaciones de crecimiento térmico, las siguientes pautas pueden ser utilizadas.

El pedestal de la máquina se puede suponer que está experimentando una expansión térmica unidireccional. La fórmula de la dilatación lineal se puede utilizar para calcular este aumento en la longitud.

$$dL = (L \times \alpha) dT$$

Donde dL = expansión térmica.
 L = altura del eje central a la base de la máquina.
 α = coeficiente de expansión térmica del material (0,0000118 para el hierro fundido en unidades del SI y 0,0000059 en el sistema inglés).
 dT = cambio de la temperatura, desde la temperatura ambiente.

Ejemplo: Considere la posibilidad de una bomba con un líquido a 120 °C. La altura de la base al eje central es de 500 mm (19,7 pulgadas). La temperatura ambiente es de 20 °C.

$$dL = (L \times \alpha) dT = 500 \text{ mm} * (0,0000118) * (120 - 20) = 0,59 \text{ mm}$$

(o) $dL = [19,7 * 0,0000059 * 212] = 24,6$ milésimas de pulgada.

También hay una regla de oro que puede ser utilizada como un método rápido para determinar el crecimiento térmico. La norma establece que:

Hay una expansión de 1 mm por 1 m de largo por cada 100 °C de aumento en la temperatura. En el sistema inglés: hay una expansión de 1 milésima de pulgada por 1 pulgada de largo por cada 100 °C de aumento en la temperatura. Esto representa un incremento total de un 20 %.

En el ejemplo anterior, el aumento de la temperatura fue de 100 °C. Siguiendo la regla general, una longitud de 0,50 m se expandirá 0,5 mm. Aumentando un 20 %, la respuesta es de 0,6 mm. En pulgadas, se aproxima la longitud a 20 pulgadas, así para un aumento de 100 °C será 20 milésimas de pulgada. Ahora se aumenta el resultado un 20 %, y la respuesta es de 24 milésimas de pulgada. Esto está muy cerca de la respuesta anterior.

Una vez que el aumento térmico se conoce, puede ser compensado con los *shims*. Si los resultados de alineamiento indican que para la alineación se tienen que poner *shims* de 0,85 mm y se ve que la expansión térmica será de 0,6 mm, entonces solamente será necesario poner *shims* de 0,25 mm. El resto del incremento que se necesita se producirá a través de la expansión térmica. Si los resultados de la alineación indican que se deben de añadir *shims* de 0,4 mm, en el caso anterior, entonces será necesario eliminar *shims* de 0,2 mm.

6.1.2. Alineación por medio de la regleta

Es un sistema de alineamiento rápido, que generalmente va de la mano con el uso de calibradores (galgas) de espesores, utilizado en los casos en los que los requisitos de montaje no son exigentes y/o las condiciones de tiempo (programas de paro) así lo exige, dado que es poco preciso. El proceso de alineamiento puede describirse como sigue:

- Los ejes, específicamente los acoples, se aproximan hasta la medida que se especifique, es importante recordar que esto dependerá de la habilidad del técnico ejecutor, así como de la buena vista del mismo ya que no se tiene ningún instrumento de medición, que indique cual es el estado (inicial o final) del alineamiento del conjunto que se esté alineando.

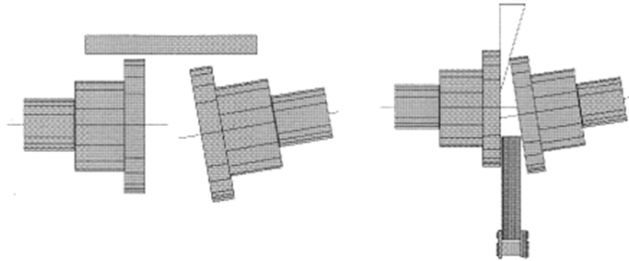
Generalmente el desalineamiento es una combinación de desalineación paralela y angular. Cuál de estos se elimina primero; dependerá del criterio del alineador y de la severidad de cada caso. Si las diferencias entre ambos son mínimas se recomienda empezar eliminando el desalineamiento angular; asumiendo que el sistema no presenta desalineamiento paralelo.

Ejemplo:

Se alineará el conjunto motor-bomba, donde se tomará como máquina fija la bomba; y como máquina a mover el motor. La regleta se coloca entre los acoples, generalmente en 4 puntos (arriba, abajo, derecha, izquierda). Donde el técnico ejecutor trata de determinar mediante su visión la medida del *shim* o el desplazamiento necesario para alinear el sistema, (ver figura 80). Este control en la distancia entre acoples puede medirse mediante el uso de un calibrador de hojas como lo muestra la figura 80.

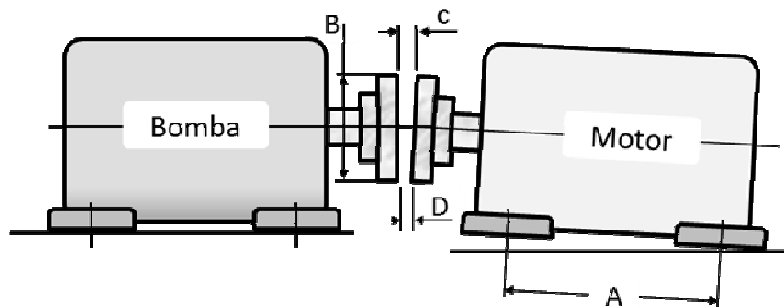
En este caso en particular, se encontró el conjunto levemente inclinado, tal y como lo muestran las siguientes figuras (81 y 82).

Figura 80. **Colocación de regletas y galgas para verificar el alineamiento entre acoples**



Fuente: PRÜFTECHNIK, *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*, p. 36 y 37.

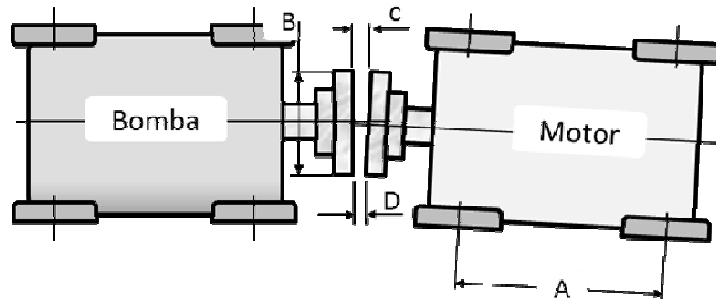
Figura 81. **Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano vertical**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

De acuerdo a la figura 81 se puede concluir que el motor se encuentra levemente inclinado, teniendo como punto más bajo el lado libre y con una inclinación hacia el lado izquierdo, viendo la figura 82 de derecha a izquierda.

Figura 82. **Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano horizontal**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Se puede calcular el espesor del *shim* y la distancia a mover en dirección horizontal por medio de las siguientes fórmulas:

$$C - D = X$$

$$A / B = Y$$

$$X * Y = W$$

$W = Shim$ o desplazamiento horizontal, depende lo que se esté calculando.

Donde

$$A = 820 \text{ mm} \quad B = 178 \text{ mm} \quad C = 6,31 \text{ mm} \quad D = 6,19 \text{ mm}$$

Para las correcciones en dirección vertical se tiene:

$$A = 820 \text{ mm} \quad B = 178 \text{ mm} \quad C = 6,27 \text{ mm} \quad D = 6,17 \text{ mm}$$

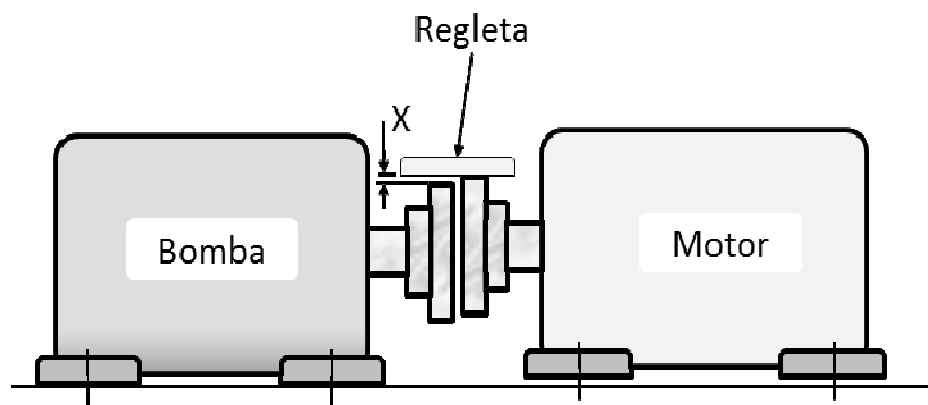
Para las correcciones en dirección horizontal; y siguiendo la fórmula dada, se obtienen los valores para W .

$W = 0,55$ mm, que es la medida de *shim* necesaria para la corrección
 $W = 0,46$ mm el desplazamiento necesario para la corrección

Después de las correcciones pertinentes se revisa nuevamente el sistema, esta vez mediante la regleta.

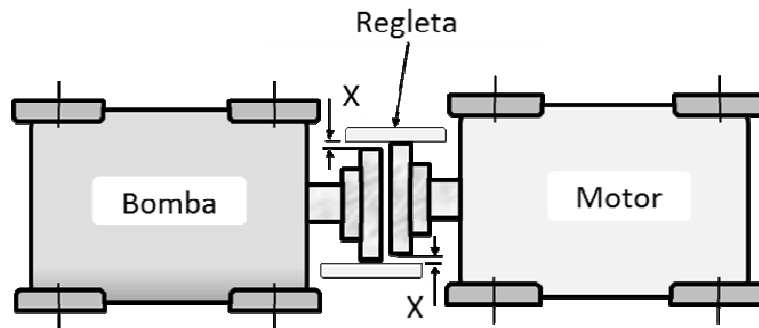
El motor se encuentra levemente arriba de la bomba, aproximadamente en 0,10 mm (ver figura 83). Y levemente hacia la derecha por 0,10 mm, viendo la bomba desde el motor (ver figura 84).

Figura 83. **Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano vertical**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Figura 84. **Alineamiento con regleta, conjunto bomba-motor plano horizontal**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

- Los pasos anteriores se repiten tanto como sea necesario, según el criterio del técnico ejecutor.

Haciendo un breve resumen, se puede decir que este método da una mayor rapidez y practicidad al alinear, comparado con cualquiera de los otros dos métodos de estudio, sin embargo induce todos los errores posibles.

6.2. Caso de estudio, conjunto turbina-reductor-generador

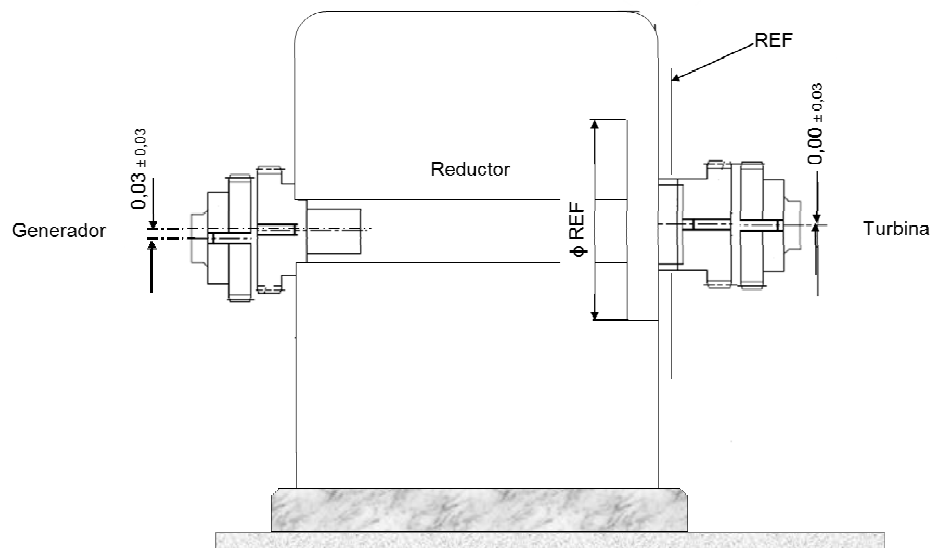
Continuando con el proceso de alineamiento que se dejó pendiente en la sección 5.4.1, específicamente el alineamiento turbina-reductor se tiene:

6.2.1. Descripción

Alineamiento turbina-reductor, utilizando relojes comparadores como equipo de alineamiento. La figura 85 muestra las tolerancias verticales para el alineamiento del reductor, tanto respecto del generador como de la turbina.

Debido a que la turbina es la única máquina (de las tres) que no permite movimiento alguno, nuevamente la turbina es la máquina fija y el reductor es la máquina a mover. La tolerancia horizontal es de $0,00 \pm 0,03$ mm, a todo lo largo de las líneas centrales del conjunto turbina-reductor.

Figura 85. **Alineamiento con relojes comparadores, conjunto turbina-reductor**



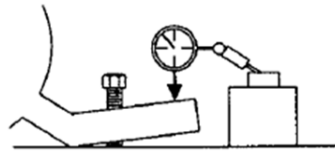
Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

El proceso de trabajo se describe a continuación:

- Verificación de pata floja

Antes que nada, y como regla general, se verificó pata floja en el sistema, esta vez mediante el uso de un reloj comparador. La forma de realizarlo se muestra en la figura 86 y el procedimiento es el indicado en la sección 4.4.

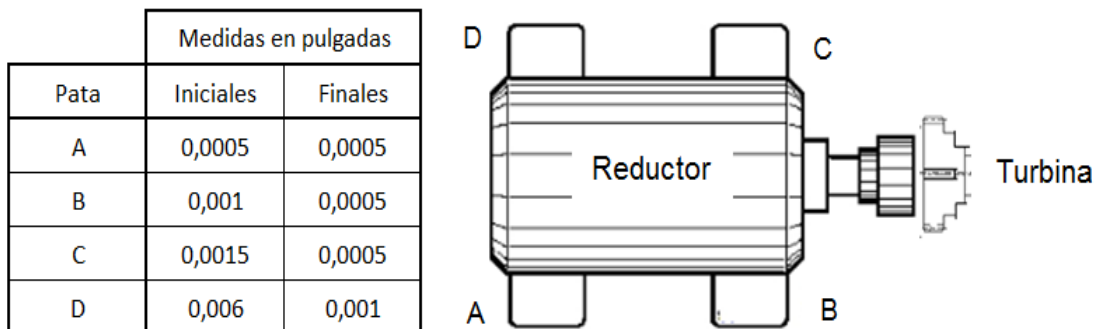
Figura 86. **Medición de pata floja con reloj comparador**



Fuente: Technical Associates of Charlotte, P.C. *Technical Associates Level II*. p. 6-8.

Los resultados obtenidos, iniciales y finales, se muestran en la figura 87, según las lecturas iniciales se necesitará corregir la altura en las patas C y D.

Figura 87. **Resultados de la medición de pata floja**



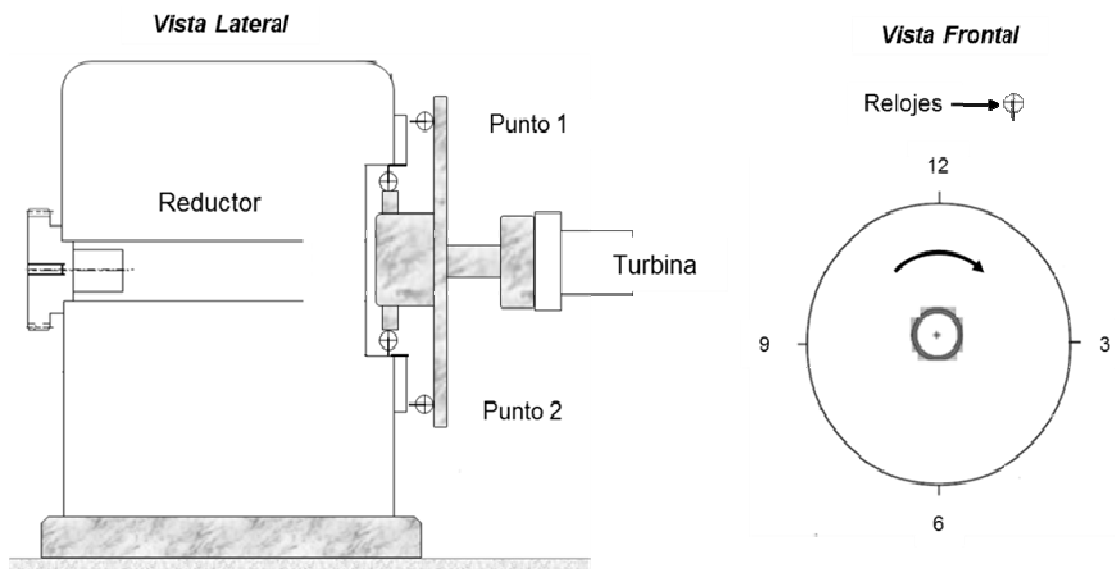
Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Se colocaron los *shims* correspondientes y como resultado se obtuvieron las lecturas finales que aparecen en la figura 87. Debido a los errores en que se podían incurrir al leer y manipular el reloj, así como al estar manipulando los tornillos de sujeción de cada pata; cada lectura fue repetida dos o tres veces, con la finalidad de obtener repetibilidad en los datos y minimizar cualquier error.

Para la ejecución del alineamiento se realizaron algunas acciones previas, tales como:

- Fabricación de un acople (donde se maquinó un disco y extensiones) con la finalidad de alcanzar las zonas de referencia y realizar las mediciones. La figura 88 muestra un esquema y la colocación de los relojes comparadores; 2 relojes opuestos en cada una de las direcciones, axial y radial.
- Corroborar que no hubiera error por flexión en el acople fabricado.
- Ajuste y revisión de los relojes comparadores.

Figura 88. **Aditamento para alineamiento con relojes comparadores**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Después de la corrección de pata floja se procedió con el alineamiento. Los relojes comparadores tiene una longitud máxima de indicación de 1", al iniciar las mediciones estos se ajustaron (colocaron) en 0, dejándolos con toda su longitud de medición disponible.

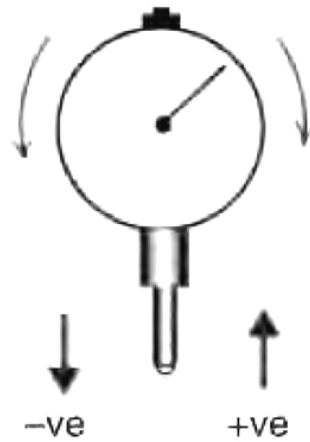
Cuando los errores se redujeron a aproximadamente 0,250" de error total, estos se reajustaron; indicando una longitud de 0,500". Esto con la finalidad de obtener la mitad del desplazamiento máximo en ambas direcciones "positivo o negativo", esto de acuerdo al criterio de signos adoptado por el ejecutante.

- Criterio de signos y movimientos

Se pondrá como positivo el desplazamiento ocurrido cuando el husillo se desplaza hacia arriba, y negativo en la dirección opuesta, (ver figura 89). Además los movimientos (dirección de giro de los comparadores sobre la superficie de referencia) se realizarán en sentido de las manecillas del reloj (sentido horario), viendo la cara de referencia del reductor desde la turbina.

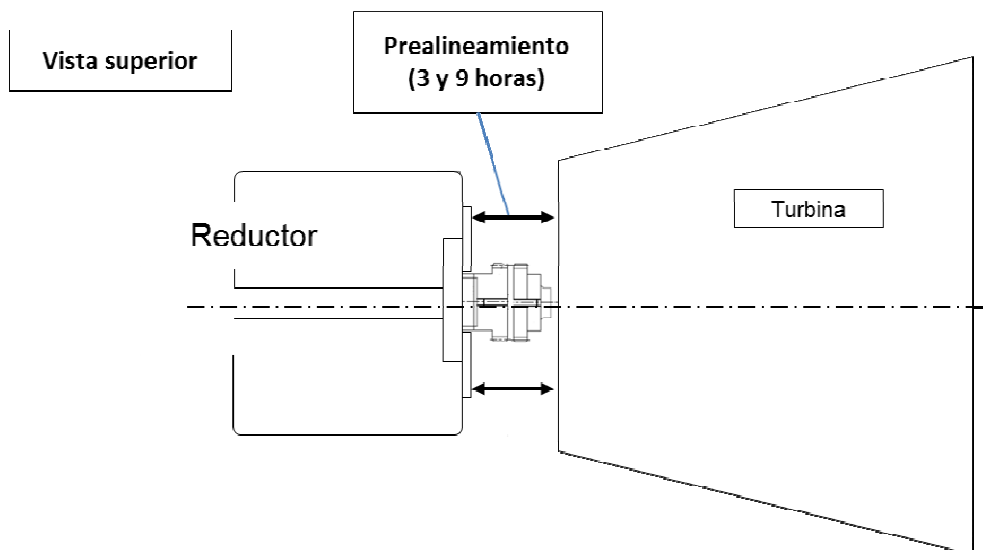
Previo a realizar mediciones con los relojes comparadores se realizó un prealineamiento de la cara referencia del reductor en las horas 3 (izquierda) y 6 (derecha), figura 90, las cuales son opuestas, estas se alinearon utilizando una cinta métrica y tomando como referencias puntos fijos en la turbina.

Figura 89. **Criterio de signos en el reloj comparador**



Fuente: Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. p. 148.

Figura 90. **Prealineamiento reductor-turbina**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

- Alineamiento

Al iniciar el alineamiento se realizó un barrido de la cara de referencia, en sentido horario, sin que los comparadores tocaran la cara, esto con la finalidad de percibir visualmente donde se encontraban los puntos más altos en el recorrido.

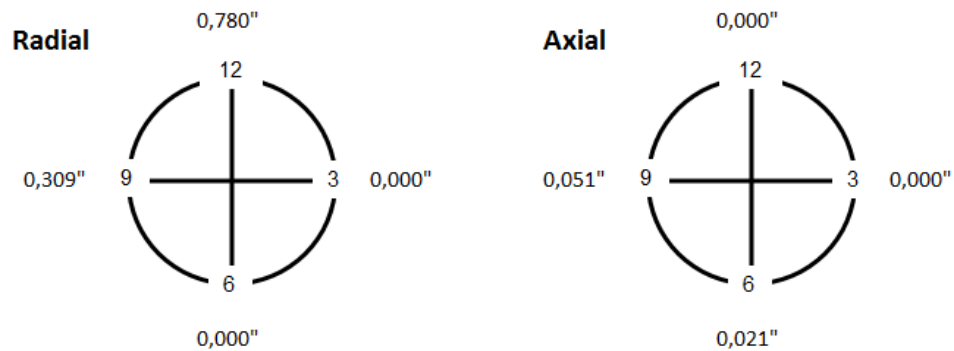
Finalizado el barrido, fue obvio que los puntos más altos en la cara axial se encontraban en la parte inferior (6 horas) y a la izquierda (9 horas), mientras que en la superficie radial este se encontraba en la parte superior (12 o 0 horas), la diferencia encontrada (*offset*) en la parte radial era significativamente mayor que la encontrada en la axial (*gap*). Por tal motivo se inició tomando lecturas en la superficie radial y ajustando el comparador (1 solo) en 0, dejando así el máximo desplazamiento permitido en él.

La toma de lecturas y correcciones se hacen de acuerdo al juicio y experiencia del técnico ejecutor, lo importante es establecer criterios bien definidos, claros y consistentes. En este caso, el procedimiento para la toma de lecturas radiales fue el siguiente:

- El comparador fue ajustado en 0 al estar en las 12 horas (arriba).
- Se tomó una nueva lectura al estar a las 6 horas (abajo, punto opuesto).
- El comparador fue ajustado en 0 al estar a las 3 horas (derecha).
- Se tomó la siguiente lectura al estar a las 9 horas (izquierda, punto opuesto).

Siguiendo los pasos anteriores las lecturas iniciales se muestran en la figura 91:

Figura 91. **Lecturas iniciales, alineamiento con relojes, conjunto turbina-reductor**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Al observar las mediciones radiales, se ve que la mayor diferencia se encuentra en las lecturas tomadas a las 12 y 6 horas (arriba y abajo) y es aquí donde se debe colocar *shims* para compensar la diferencia. Las lecturas tomadas a la derecha e izquierda (3 y 9 horas, respectivamente), se corrigen moviendo la máquina, no se necesita hacer ningún ajuste con *shims*.

Al igual que en las lecturas radiales, en las lecturas axiales se siguió el mismo procedimiento, encontrando la mayor diferencia entre las medidas derecha e izquierda (3 y 9 horas), esta diferencia se corrige únicamente moviendo la máquina, sin embargo se encuentra una diferencia de 0,021" en las lecturas a las 12 y 6 horas (arriba y abajo), esto significa que para corregir esto se tiene que utilizar *shims*.

6.2.2. Correcciones realizadas

Para corregir el sistema se empieza calculando el tamaño del *shim* que se utilizará, en el caso de las lecturas radiales se tiene:

$0,780'' / 2 = 0,390''$ o 9,91 mm, esto es la medida del *shim* a utilizar.

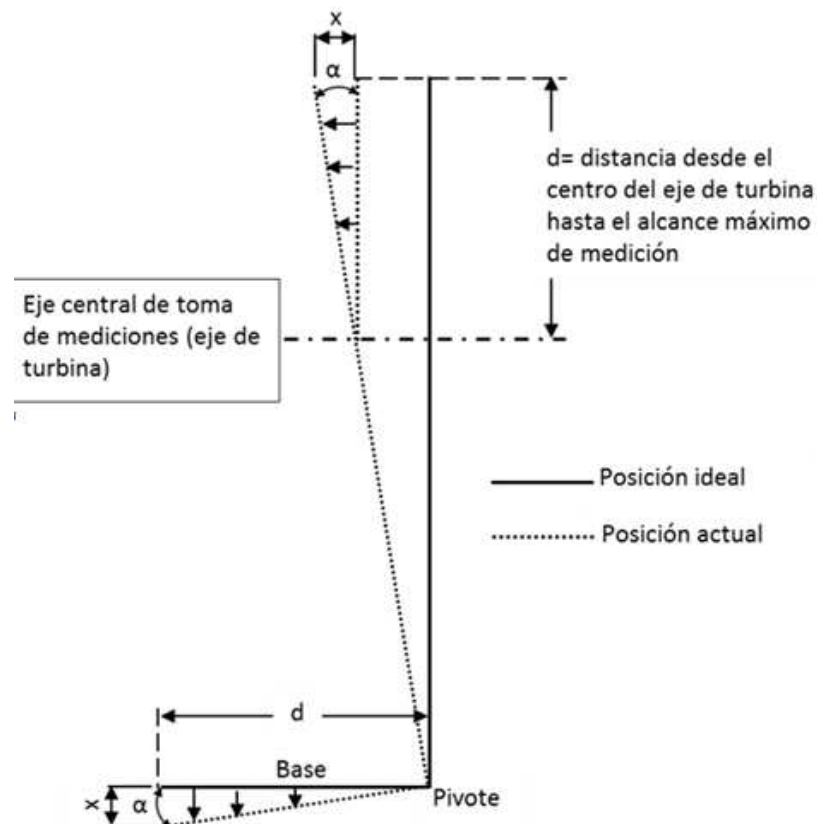
La razón por la cual se divide la lectura tomada dentro de 2 es porque esta medida está tomada (idealmente) en el centro de ejes de las máquinas a corregir. Lo que se encuentra al dividir la lectura dentro de 2, es la distancia de separación de los centros de los ejes de ambas máquinas y por consecuencia el tamaño del *shim* que se necesita para su corrección.

En el caso de las lecturas axiales, primero se tiene que relacionar las medidas obtenidas (y donde fueron obtenidas) con las medidas de la base donde se corregirá el sistema. Generalmente se utiliza la semejanza de triángulos para relacionar estos datos. El objetivo es hacer un cálculo rápido y práctico, que dé resultados aproximados y útiles. En este caso particular, se asumirá que el plano de la cara de referencia axial coincide exactamente con el inicio de la base y forman un ángulo exacto de 90°.

En la figura 92 aparece un esquema de líneas que representan, y donde se indica, la relación existente entre la medida obtenida y el *shim* que se necesita para corregir el desalineamiento. Donde la línea continua representa; como debería idealmente estar el reductor y la línea punteada, es como se encuentra actualmente (estas líneas son solo con fines ilustrativos). Si se observa la figura, la distancia "d" (radio) a la cual se colocaron los comparadores desde el centro del eje de la turbina, es igual a la distancia total "d" de la base del reductor.

Asumiendo que la cara axial de referencia, forma un ángulo de 90° con la cara inferior de la base; entonces el ángulo formado por la inclinación de la base respecto de la línea horizontal es el mismo que se obtendrá al desplazarse una distancia "d" desde el centro (eje de la turbina) hasta su desplazamiento máximo en dirección vertical, entonces; esto significa también que la distancia "x" es igual en ambos casos. La medida obtenida en "x" representa el *shim* necesario que se debe utilizar para corregir la posición de la máquina.

Figura 92. **Calculo del *shim* utilizado en el alineamiento por medio de la relación de triángulos**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Si se observan las lecturas obtenidas axialmente en las posiciones 12 y 6 horas, 0,021", esto significa que se necesita colocar un *shim* de 0,021" al final de la base, justo donde se marca la distancia x en la figura 90.

Ya con todos los cálculos realizados, lo idóneo es colocar la menor cantidad de *shims* que sea posible (esto también dependerá de cuantos; y de qué medida son los *shims* que se tienen disponibles).

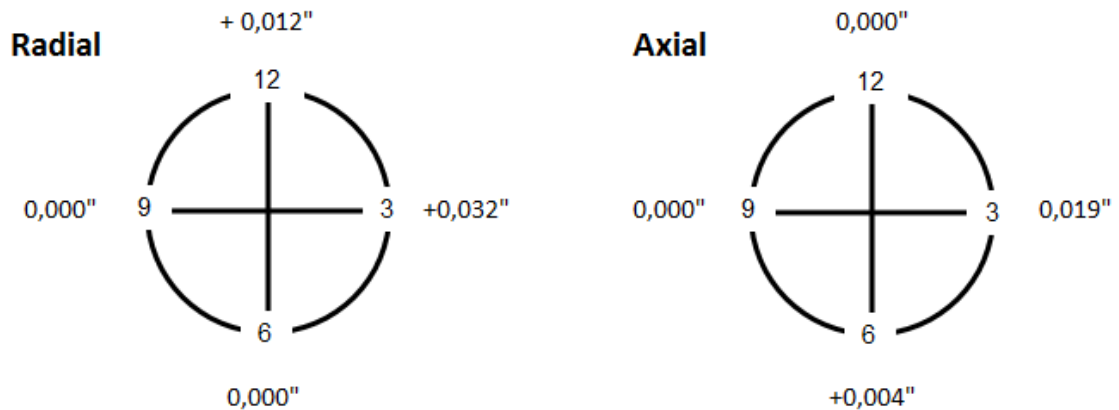
En este caso, los valores de corrección (*shim* de corrección) son muy grandes, por lo que es muy probable que se necesite hacer una corrección más para corregir por completo el desalineamiento.

Se colocó un *shim* de 3/8" (0,375") a todo lo largo de la base del reductor, si se recuerda; según los cálculos de las mediciones radiales, se necesitaba un *shim* de 0,390" para corregir el desalineamiento paralelo. Sin embargo, también fue colocado un *shim* de 0,020" al final de la base, esto es para corregir el desalineamiento angular. Ambos *shims* dan un total de 0,395".

También se realizaron movimientos en el reductor para corregir la posición en los puntos (horas) 3 y 6. Para realizar los movimientos fue necesario contar con más relojes comparadores, estos fueron posicionados en la base del reductor para controlar los movimientos horizontales.

Las lecturas obtenidas después de colocar los *shims* y realizar los movimientos requeridos se muestran en la figura 93. Como se puede observar, las mediciones aún no se encuentran dentro de la tolerancia especificada.

Figura 93. **Lecturas después de la primera corrección, alineamiento con relojes, conjunto turbina-reductor**

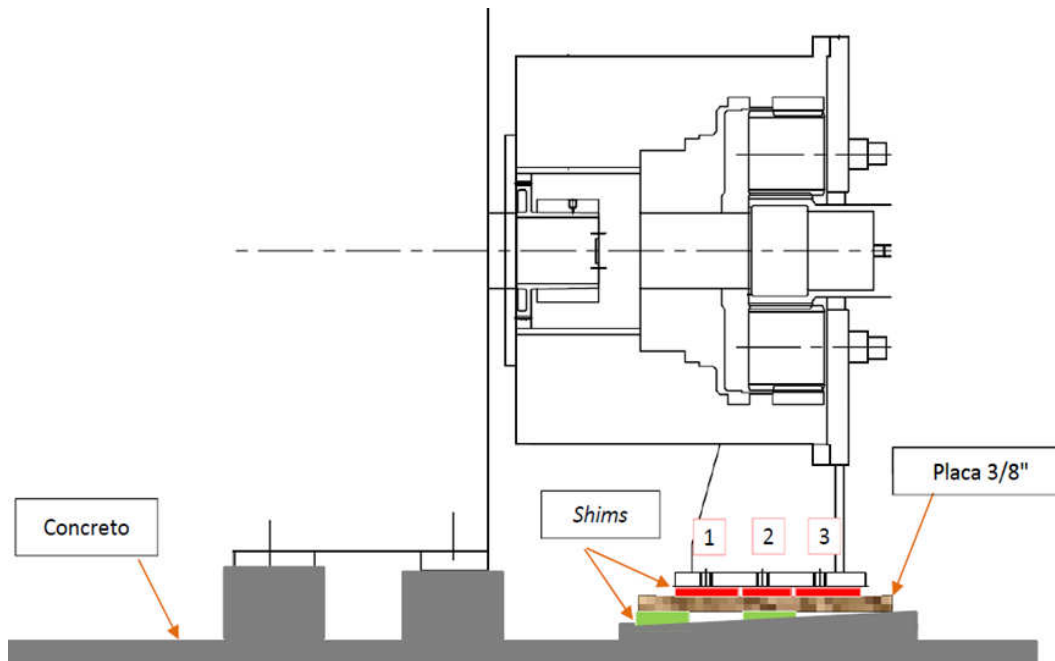


Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Si se recuerda; las tolerancias para el sistema son de $\pm 0,03\text{mm}$ o $0,0012''$, tanto para la posición vertical como para la horizontal, y se refieren a la distancia que puede existir entre las dos líneas de centro de los ejes, esto es $0,0012'' * 2 = 0,0024''$ como lectura máxima permisible en el reloj, en las lecturas radiales.

Para posicionar la máquina en el lugar indicado se realizaron movimientos para corregir las posiciones 3 y 9 horas. Para corregir las posiciones 12 y 6 horas se utilizó la misma analogía anterior y se colocó un *shim* de $0,012''$ en toda la base y un *shim* de $0,004''$ al final de la misma. La figura 94 muestra un esquema de cómo quedó el arreglo final de los *shims*.

Figura 94. **Esquema final de *shims*, alineamiento con relojes comparadores**

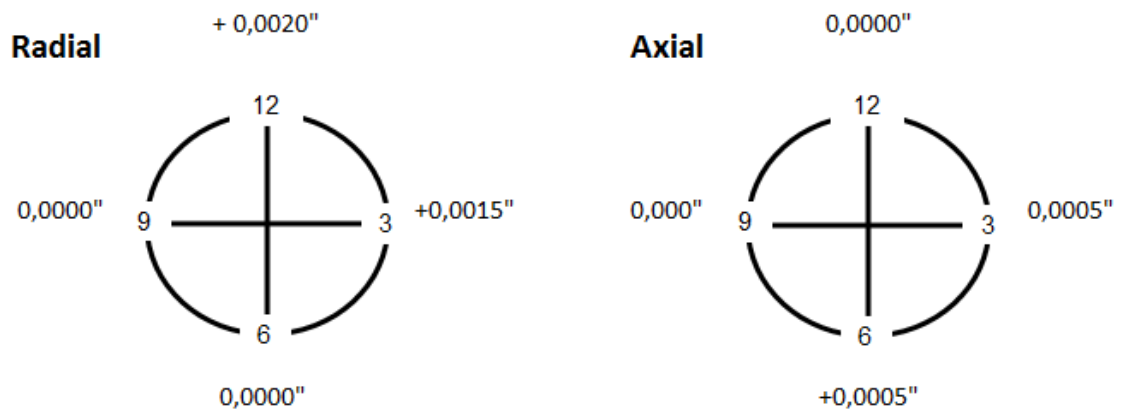


Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

Después de colocar los *shims* y realizar los movimientos requeridos, se obtuvieron las lecturas que se muestran en la figura 95. Como se puede observar las lecturas se encuentran dentro de la tolerancia especificada, lo cual da por finalizado el alineamiento.

Las lecturas son lecturas promedio, se tomaron 4 lecturas en total, con el fin de obtener repetibilidad y minimizar los errores en que se pudiera incurrir. El proceso de alineamiento fue completado en 3 días.

Figura 95. **Lecturas después de la primera corrección, alineamiento con relojes, conjunto turbina-reductor**



Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

6.2.3. Análisis de resultados

- Puesta en marcha del equipo y análisis de vibraciones

Después de finalizar los trabajos de alineamiento, fue programado un análisis de vibraciones para la puesta en marcha y evaluación del equipo. Para el análisis de vibraciones se hicieron las siguientes observaciones:

- Las mediciones tomadas son: vibración global (abreviado en la tabla como OBV, en unidades mm/s rms), espectros de frecuencias (abreviado como FFT).
- El esquema de la máquina analizada, muestra los puntos que fueron utilizados para realizar las mediciones.

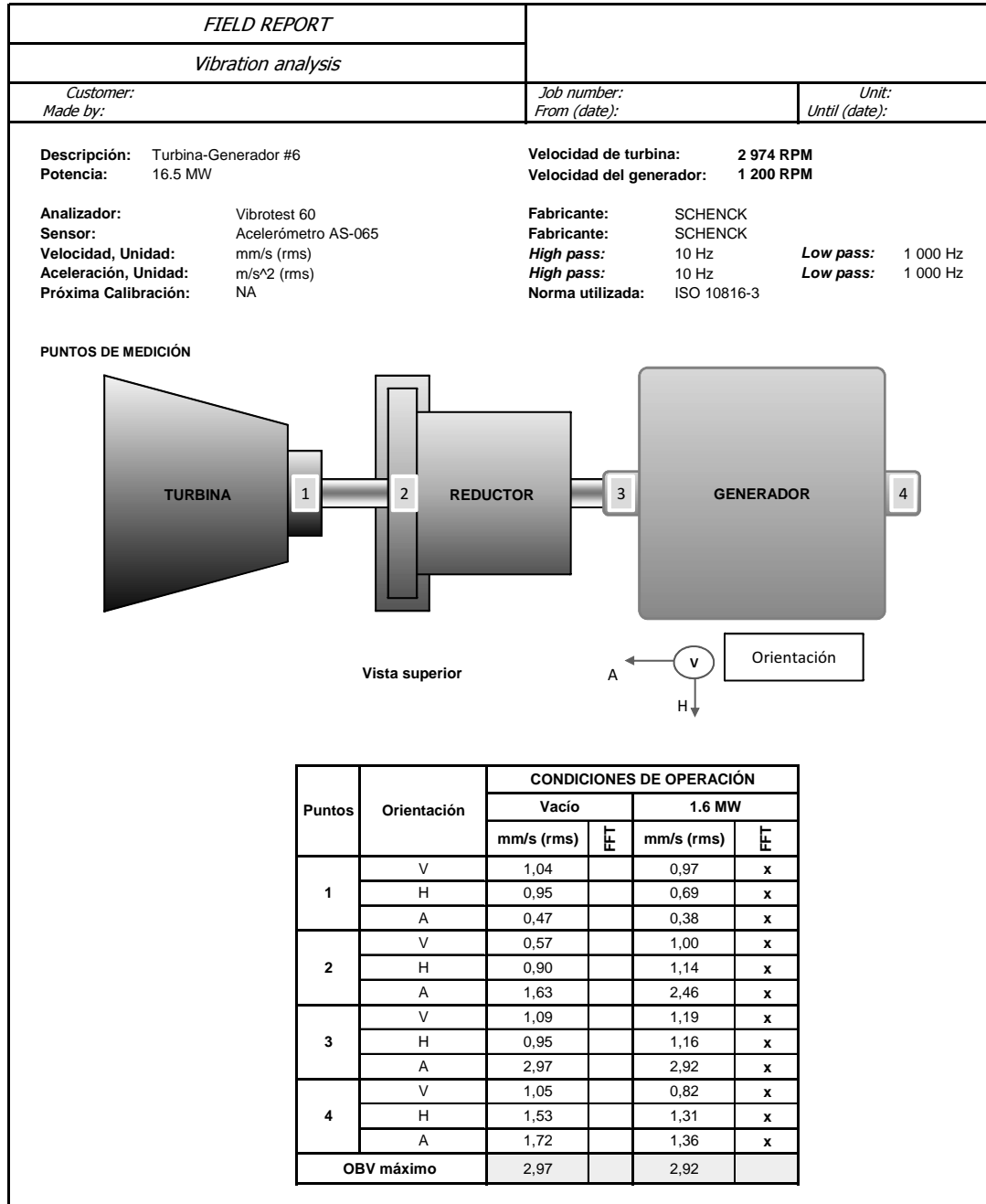
- Se utilizó la Norma ISO 10816 sección 3 para la clasificación de la maquinaria y establecer los límites permisibles de vibración, utilizada como una referencia, ya que no se cuentan con datos de fabricante.

En resumen, se realizaron dos mediciones a diferente carga, siendo los valores máximos:

| Medición | OBV máx. |
|----------|----------|
| ○ Vacío | 2,97 |
| ○ 1,6 MW | 2,92 |

Los resultados de las mediciones y el esquema de la máquina se muestran en la figura 96. En ambas mediciones se obtuvo una condición de operación de Aceptable, Zona B de acuerdo a la tabla 10816-3, las máquinas con vibraciones dentro de esta zona, se consideran normalmente aceptable para el funcionamiento sin restricciones a largo plazo.

Figura 96. **Resultado del análisis de vibraciones, conjunto turbina-reductor-generator**



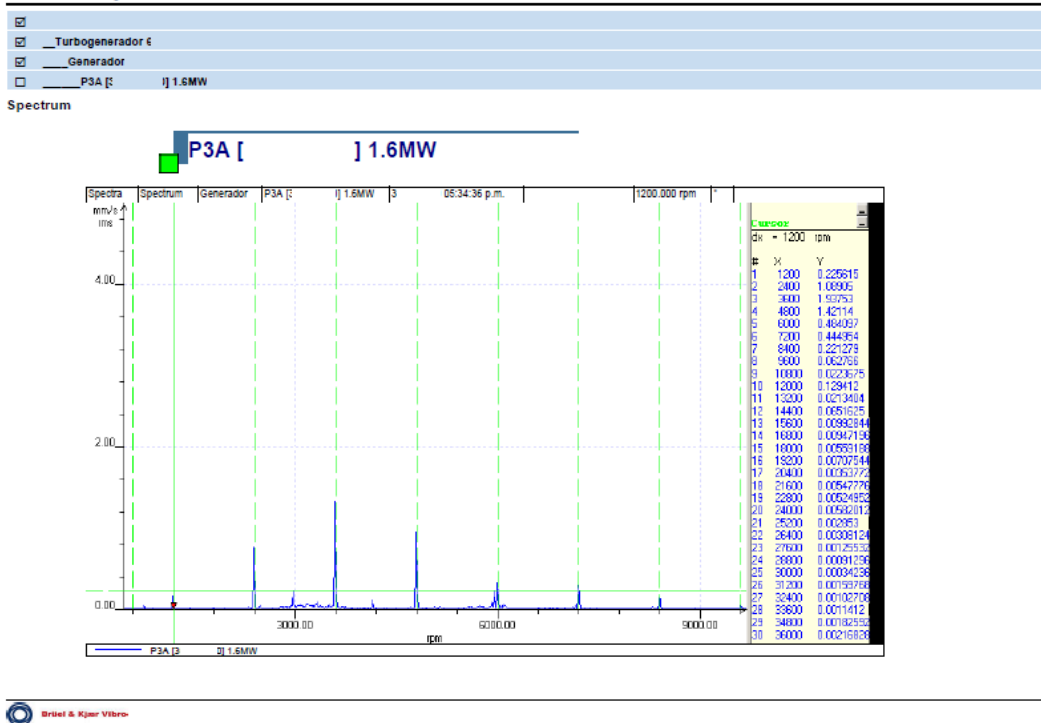
Fuente: elaboración propia, con programa Excel.

La vibración máxima, en ambos casos, se obtuvo en el punto P3A en el generador (Chumacera lado reductor en dirección axial). El espectro P3A tomado con la máquina operando a 1,6 MW se muestra en la figura 97. Este punto muestra armónicos dominantes de la velocidad de giro, con un ligero piso espectral, comportamiento característico de holguras mecánicas, aunque su vibración se encuentre dentro de tolerancia es recomendable el monitoreo de su condición de operación, especialmente en las primeras horas de su arranque.

Figura 97. **Espectro de frecuencias, conjunto turbina-reductor-generador, después de alineamiento con relojes comparadores**

[View report](#)

Page: 1 of 1



Fuente: reporte generado por el software Xms, VK Vibro.

7. ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL ALINEAMIENTO LÁSER Y LOS MÉTODOS TRADICIONALES DE MEDICIÓN

Los métodos tradicionales de alineamiento son:

- Regleta y calibrador de espesores
- Relojes comparadores
- Equipo láser

Se puede establecer el análisis con base a tres características fundamentales como lo son:

- Precisión

La desalineación de ejes es responsable de hasta un 50 % de todos los costos relacionados a las averías de maquinaria rotativa. Estas averías aumentan el tiempo de inactividad no planificado de maquinaria, lo que resulta en mayores costos de mantenimiento y pérdida de producción. Además, los ejes desalineados pueden incrementar los niveles de vibración y la fricción, que puede aumentar significativamente el consumo de energía y puede causar fallas prematuras de los rodamientos. Es por eso que una alineación precisa es un requisito indispensable para disminuir o eliminar estos inconvenientes.

Los métodos de alineación con reglas/galgas dependen de la resolución limitada del ojo humano y de la habilidad del técnico ejecutor, la precisión de este método puede llegar a ser, en el mejor de los casos, de 0,10 mm (0,004"); que para la mayoría de las máquinas es inadecuado. Además que estos métodos inducen todos los errores posibles.

Los relojes comparadores tienen normalmente una resolución de 1/100 mm, pero los cálculos tienden a ser complicados, requieren usuarios con gran experiencia, errores propios del sistema (error por flexión, por ejemplo) y llevan demasiado tiempo. Estos métodos están expuestos a errores humanos cuando se leen los valores del comparador o cuando se realizan los cálculos necesarios para determinar su condición de alineación. Por otro lado, los equipos de alineamiento láser como el Hamar S680 ofrecen una precisión de:

| | |
|----------------|----------------------------|
| <i>Offset:</i> | 0,0005 mm (0,00002") |
| <i>Gap:</i> | 0,01 mm/m (0,00012 in/ft.) |

La precisión de los equipos láser dependerá de las especificaciones del fabricante.

- Tiempo para la toma de lecturas

Es obvio que el tiempo que se invierta en un mantenimiento es clave en la producción de una empresa, en cualquier parte del mundo y a cualquier nivel. Es por eso que esta característica es tomada en cuenta para la elección de un método de alineamiento de ejes y sus acoples.

El método de regleta y calibrador de espesores ofrecen la forma más rápida de realizar un alineamiento de ejes; ya que no necesita de cálculos tan complejos, no se debe de montar ningún equipo y si el personal que lo realiza tiene la experiencia necesaria, no se necesita realizar muchos movimientos para obtener resultados.

El método de los relojes comparadores; es de los tres en mención el método más lento, ya que suelen requerir la realización de cálculos complejos y la atención de errores que son propios del sistema y que hay que tomar en consideración al momento de realizar los cálculos como lo son: errores por flexión y holgura entre partes. También las lecturas tomadas suelen repetirse en 2 o más ocasiones para minimizar los errores en que se puedan incurrir. El montaje del equipo requiere de especial cuidado; así como tomar (leer) las lecturas ya que puede incurrirse en errores. Este método también requiere tener por lo menos 3 o 4 comparadores.

Por ejemplo: si se estuviera haciendo un alineamiento con el método de comparadores inversos; se necesitarían 2 relojes para tomar las lecturas en los acoples; pero se necesitaría de por lo menos uno más para realizar los movimientos horizontales, a menos que se utilice los mismos relojes con los cuales se están tomando las mediciones en los acoples, esto significa que se tendría que estar montando y desmontando los relojes comparadores de un lugar a otro.

Los alineadores láser por el contrario, ofrecen una toma de lecturas bastante rápida y en algunos casos diferentes métodos para hacerlo.

Por ejemplo el alineador Hamar Laser S680, ofrece 4 modos de recolección de datos, la elección de cada uno de estos modos dependerá de las condiciones propias del equipo que se esté alineando. Estos también son sencillos de montar ya que ofrecen alternativas para su montaje, generalmente soportes de cadena y soportes magnéticos (ver figura 96). Dependiendo del modelo y marca, el cuidado que hay que tener para su montaje es verificar que exista comunicación entre el emisor y el receptor.

Figura 98. **Tipos de soporte para equipo de alineamiento láser**



Bracket & Chain
The A-980 standard bracket and chain set allows alignment of 1" (25.4 mm) to 6" (152.4 mm) diameter shafts. Comes with 4" (101.6mm) and 8" (203.2mm) posts.



Bracket Options
Shown here is the A-982 Magnetic Bracket Adapter. Other options:

- A-980B Small Shaft Adapter*
- A-980C Extra Chain Set 1"-12" Shaft Diameter*
- A-980NRA Non-Rotating Small Shaft Bracket*
- A-980NRB Non-Rotating Large Shaft Bracket*
- A-980OF Offset Bracket*
- A-981 Competitor Adapter Bracket*
- A-984 Turbine Bolt Hole Bracket*

Fuente: Hamar Laser Instruments. Brochure. p. 4.

- Alcance y facilidad de uso

El alcance y la facilidad de uso es otra característica importante en la elección del equipo apropiado. La alineación de equipos de pequeño y mediano tamaño no representa mayor problema para los métodos tradicionales de alineamiento. Sin embargo, tanto el método de regleta como el de relojes comparadores se ven limitados en condiciones especiales, como por ejemplo:

- Si la separación entre acoples fuese muy grande, la posibilidad de que se tenga una regleta lo suficientemente larga, uniforme y la habilidad de tomar lecturas es muy baja, o casi nula. En el caso de los relojes comparadores, por la longitud de los accesorios, se tendrían errores de flexión muy grandes y cálculos más complejos que realizar.
- Si la distancia entre acoples no es el problema, pero sí el diámetro de los acoples. Con los métodos tradicionales, la dificultad sería el traslado de un punto a otro para la toma de lecturas y en algunos casos, como en el ejemplo dado en la sección 6.2.1, la fabricación de accesorios y la ayuda de más técnicos. Por el contrario, con un equipo de alineación láser, solo se necesita de un técnico para realizar el alineamiento, no es necesario fabricar accesorios para su montaje y no necesariamente se tiene que trasladar de un punto a otro para la toma de lecturas.

Los equipos de alineamiento láser ofrecen un alcance de lectura de 10 m (en algunos casos, dependerá del fabricante). En pocas palabras, la alineación láser es más rápida, precisa y se puede registrar más fácilmente.

El uso de tecnología láser y tecnología de software, hace que este método sea menos propenso a errores humanos. Usa una línea de referencia en vez de una barra de metal, por consiguiente elimina la necesidad de tener en cuenta el error por flexión de la barra.

Cuando se usa la tecnología de un software de alineación, la información recolectada es almacenada; y los resultados son calculados en el computador en tiempo real, eliminando la necesidad de invertir tiempo graficando y realizando cálculos matemáticos.

7.1. Ventajas de un alineamiento láser respecto de los métodos tradicionales

Los métodos de alineación tradicionales, aunque muy comunes, no suelen producir el grado de precisión requerido por la maquinaria moderna. Los métodos de alineación básicos que se siguen utilizando hoy en día, como el uso de reglas y una galga pueden ser rápidos, pero también pueden ser poco precisos.

El método de relojes comparadores, ofrece un mayor grado de precisión, pero requiere operarios especializados y puede consumir demasiado tiempo. Los métodos de alineación con láser suponen una notable mejora respecto a los métodos tradicionales y facilita una alineación más rápida y precisa.

Dentro de las ventajas que ofrece el alineamiento láser respecto de los métodos tradicionales, se pueden mencionar las siguientes:

7.1.1. Reducción del tiempo del trabajo

Dado que los equipos láser ofrecen diferentes métodos de montaje así como diferentes métodos para la toma de lecturas, un técnico con experiencia puede determinar la manera más eficaz para realizar el trabajo. Además de calcular y almacenar datos en tiempo real. También ofrecen la ventaja de guardar los datos de los equipos alineados y utilizarlos en el futuro sin tener que ingresar nuevamente la información, siempre y cuando estos equipos no hayan sufrido ninguna modificación en las variables requeridas.

Si se alinean máquinas que poseen las mismas dimensiones en las variables requeridas, estas solamente se ingresan una vez y después pueden copiarse para ser utilizadas en el alineamiento del siguiente equipo. Los equipos de alineación láser pueden generar informes de alineación una vez concluido el trabajo.

7.1.2. Medición precisa y confiable

Como ya se mencionó, los métodos de alineación de regleta y galgas no pueden ofrecer una medición precisa y mucho menos confiable.

La confiabilidad del método recae completamente en la habilidad del técnico ejecutor, así como de la buena vista del mismo ya que no se tiene ningún instrumento de medición que indique cual es el estado (inicial o final) del alineamiento del conjunto que se esté trabajando.

Los relojes comparadores por su parte tienen normalmente una resolución de 0,01 mm. La confiabilidad de este método dependerá de la experiencia que tenga el técnico ejecutor ya que los cálculos tienden a ser complicados y hay que tomar en cuenta errores propios del sistema, además está sujeto a errores humanos a la hora de leer los valores del comparador o calcular el estado de la alineación.

Por el contrario; los equipos de alineamiento láser como el Hamar S680 ofrecen una resolución de:

| | |
|----------------|----------------------------|
| <i>Offset:</i> | 0,0005 mm (0,00002") |
| <i>Gap:</i> | 0,01 mm/m (0,00012 in/ft.) |

La confiabilidad en las lecturas tomadas y los resultados de los cálculos realizados por dichos equipos, es la mayor que puede brindar la tecnología actual. Los equipos láser siempre ofrecen el mismo resultado, independientemente de quién realice la medición.

7.1.3. Alta precisión

En la actualidad no hay otro método que ofrezca mayor precisión que los proporcionados por los equipos de alineamiento láser, la precisión de estos dependerán de la marca y modelo.

La precisión alcanzada puede llegar a ser de:

| | |
|-----------------|---|
| <i>Offset:</i> | <0,15 % |
| <i>Angular:</i> | <0,75 % (como en el caso de los equipos Hamar Laser S680) |

7.1.4. Proceso de medición simple

Generalmente los equipos láser ofrecen modos de captura de datos para una máxima flexibilidad y facilidad de uso. Basándose en el equipo antes mencionado, Hamar Laser S680, este ofrece 4 modos de captura:

- Modo Autosweep
- Modo de punto
- Modo desacoplado
- Modo de reloj

Cualquier método de los mencionados ofrece un proceso de medición fácil y confiable ya que no se necesita de accesorios o hacer movimientos de partes para realizarlos. Al ofrecer diferentes modos de captura de datos; facilitan el proceso de medición, ya que en algunos casos solamente se necesitan 3 puntos de medición o un recorrido de 60° para obtener correcciones (esto dependerá de la marca y modelo). Algo que es muy difícil (sino imposible) de realizar con los métodos tradicionales de alineamiento.

7.1.5. Medición simultánea de los errores de posición vertical, horizontal y angular, así como la posición de rotación del eje

Los equipos láser permiten observar los movimientos realizados en vivo, dos *offset* y dos ejes de alineación angular actualizando la información de manera continua, esto permite la total identificación de la posición de las 12:00 hrs. que es la posición de inicio de la toma de lecturas, además de indicar cuál ha sido el desplazamiento angular del equipo (ángulo barrido).

7.1.6. No hace falta desmontar el acoplamiento para alinear la máquina

En muchas ocasiones los equipos llevan un acoplamiento o espaciador entre los acoples, estos necesitan ser desmontados para hacer la toma de lecturas cuando se está alineando con relojes comparadores, ya sea por espacio o porque interfieren de alguna manera con la toma de lecturas. Esto es algo que no es necesario realizar cuando se está alineando con un equipo láser.

7.1.7. Almacenaje de datos para futuros alineamientos

La mayoría de equipos láser ofrecen el almacenamiento de datos, los cuales pueden ser reutilizados para alineamientos futuros, siempre y cuando ninguna de las variables que se ingresan al equipo se haya modificado. Esto permite realizar un alineamiento con mayor rapidez, ya que solamente se necesita bajar la información almacenada y reutilizarla.

La capacidad de almacenaje dependerá de la marca y modelo, en este caso; un equipo Hamar Laser S680 ofrece un almacenamiento de 1 000 archivos, limitado solamente por la capacidad del hardware de almacenamiento.

7.1.8. Alineamiento entre acoples a grandes distancias

En este caso, utilizando los métodos tradicionales de alineamiento se necesita considerar más variables; y en algunos casos la manufactura y prueba de pedestales para la sujeción de los comparadores.

Con los equipos láser no se necesita de accesorios o de operaciones adicionales, los alineadores Hamar Laser S680 permiten alineamientos de ejes con una separación entre el láser y el receptor de hasta 10 metros.

7.1.9. Identificación y corrección de pata floja

Para la identificación y corrección de pata floja en un equipo láser, se realiza de una forma similar a la mencionada en la sección 4.4, con la facilidad de no tener que poner o utilizar ningún instrumento o equipo adicional. El procedimiento es el siguiente:

Instalar el equipo láser y entrar al modo de corrección de pata floja, una vez dentro del programa se sigue la secuencia que muestra el equipo. El equipo láser guarda las lecturas obtenidas y muestra las correcciones automáticamente al finalizar con las mediciones de la última pata.

7.1.10. Recomendación de tolerancias de acuerdo a la velocidad de giro de la máquina y el tipo de acople

Los equipos láser también ofrecen otras funciones que los hacen ser de mucha utilidad, una de ellas es cuando no se tiene información respecto de las tolerancias de alineamiento. Los equipos Hamar Laser S-680 ofrecen tolerancias de alineamiento de acuerdo a la velocidad de giro de la máquina. Es prudente recordar que aunque los equipos láser tengan esta herramienta que resulta muy útil, siempre se debe consultar antes las recomendaciones y tolerancias dadas por el fabricante. Esta herramienta es útil en caso de que no se cuente con esta información.

8. REVISIÓN DE OTRAS VENTAJAS DEL ALINEAMIENTO LÁSER

Hay una gran cantidad de información disponible sobre la alineación para ejes con equipo láser; por qué es importante y cuáles son los beneficios. La vida útil de los rodamientos, sellos y del acople son las principales razones. La disminución de paros no programados y la reducción de las operaciones y los costes de mantenimiento son otras razones que han cobrado importancia.

Otro beneficio que se obtiene mediante la alineación láser y que no se le presta tanta atención, pero que en estos tiempos donde los costos de la energía han aumentado considerablemente, poder tener un ahorro en el consumo energético es importante.

8.1. Reducción en el consumo energético

Cuando un conjunto de máquinas (motor-bomba, motor-caja-reductor, motor-ventilador) está desalineado, hay fuerzas externas que entran en juego en la máquina. Las fuerzas externas en el eje y rotor pueden causar pandeo y flexión, esto reducen la eficiencia de la máquina. Como consecuencia; el motor está constantemente tratando de volver a alinear el eje. Estas fuerzas externas requieren de energía y reducen la eficiencia del motor.

Según estudios realizados por el Departamento de Energía de EE.UU. casi el 25 % de la demanda de la electricidad industrial proviene de los sistemas de motores industriales.

Como se muestra en la siguiente tabla, un punto porcentual de mejora en la eficiencia, es un valor en dólares de ahorro significativo, incluso para los motores tan pequeños como los de 25 caballos de fuerza (hp).

Tabla VII. **¿Qué representa un punto extra en el valor de la eficiencia de un motor?**

| Table 1. What is an extra point of motor efficiency improvement worth? | | | | |
|---|--------------------------------|------------------|----------------------------|------------------------|
| Horsepower | Full-load Motor Efficiency (%) | | Annual Savings | |
| | Original Efficiency | Final Efficiency | Annual Energy Savings, kWh | Dollar Savings \$/year |
| 10 | 89.5 | 90.5 | 605 | \$30 |
| 25 | 92.4 | 93.4 | 1,420 | 71 |
| 50 | 93.0 | 94.0 | 2,803 | 140 |
| 100 | 94.5 | 95.5 | 5,431 | 272 |
| 200 | 95.0 | 96.0 | 10,748 | 537 |

Fuente: U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. *Energy efficiency and renewable energy: energy tips - motor systems*. p. 1.

Basado en la compra de energía de un motor operando a 1 800 RPM, totalmente cerrado y enfriado por un ventilador, con 8 760 horas por año de funcionamiento al 75 % de la carga y una tasa eléctrica de \$0,05/kWh.

Dependiendo de la gravedad de la desalineación, los aumentos en los costos de energía entre el 2 % y el 9 % son comunes. En algunos casos el consumo de energía puede aumentar hasta un 17 %.

Una desalineación de desplazamiento de solo 1 mm puede utilizar hasta un 3 % más de energía y en 1,25 mm de desplazamiento, esto se eleva hasta un 8 % más de energía, lo cual es un enorme gasto innecesario.

8.2. Reducción de las operaciones y los costes de mantenimiento

El mantenimiento de la planta por lo general se ve como un costo. Muchas compañías dejan pendiente cualquier tipo de mantenimiento con el fin de ahorrar dinero. Estas compañías terminan teniendo costos de mantenimiento más altos que compañías similares que planean y/o predicen actividades de mantenimiento. El mantenimiento predictivo permite que las compañías gasten una cantidad definida de dinero al comienzo que eventualmente lleva a grandes ahorros al final.

Es una práctica común que los equipos de mantenimiento en plantas de manufactura lleven a cabo lo que se conoce como tareas de "mantenimiento reactivo", que se refiere a arreglar una máquina solo cuando surge una situación de reparación.

Estos tipos de reparación puede causar un efecto dominó en toda la línea de producción, durante el tiempo de inactividad inesperado y no programado, "sus operaciones podrían empezarle a costar dinero en pérdida de productividad, acumulación de inventario en los procesos previos, retrasos en los procesos posteriores hasta el producto terminado, costos laborales de operadores para volver a trabajar, pérdida de trabajo de operadores debido a la inactividad de la máquina durante la falla, costo de mantenimiento para realizar correcciones reactivas frente a fallas, y así sucesivamente."

Es esa especie de mentalidad de "si no está dañado no lo arregle" es la que puede costarle a una planta hasta cuatro veces más en trabajos de mantenimiento. La desalineación entre ejes es responsable de hasta un 50 % de todos los costos relacionados a las averías de maquinaria rotativa. Usando herramientas y métodos especiales de monitoreo como análisis de vibraciones, chequeos de alineamiento y termografía, uno puede determinar y programar el momento ideal para su mantenimiento (alineamiento), evitando así mayores daños a otros elementos como los sellos y acoples; esto en el mejor de los casos, ya que si el equipo llegara a fallar los costos de operación y mantenimiento se elevan.

Teniendo un programa de mantenimiento predictivo, las acciones tomadas se realizan en los equipos cuando se necesitan y no cuando es demasiado tarde.

TAPPI es una sociedad profesional de científicos e ingenieros del papel, el corrugado y las industrias relacionadas. Ofrece conferencias, seminarios, exposiciones, libros, videos, la publicación mensual Paper 360 y también TAPPI Journal, comunidades técnicas y otros productos y servicios para el desarrollo profesional.

Es una organización exenta de impuestos y sin ánimo de lucro con sede en Atlanta, Estados Unidos. Fundada en 1915, ha llegado a agrupar 10 000 socios de todo el mundo. La mayoría de los afiliados son profesionales en la industria del papel o los empaques. TAPPI cubre tres campos principales: celulosa y papel, empaques de corrugado y empaques de papel sintético (polímeros, laminaciones, recubrimientos, entre otros).

Según la revista TAPPI, en un estudio que realizaron se reportaron ahorros del 7 % en costos de mantenimiento general y un incremento del 12 % en la disponibilidad de la máquina y las fallas que se atribuyeron a la desalineación fueron reducidas a la mitad.

8.3. Mayor duración de rodamientos, cierres mecánicos y acoplamientos

Cuando dos ejes acoplados están desalineados se generan fuerzas. Estas fuerzas pueden provocar importantes esfuerzos en los componentes estáticos y dinámicos del sistema. Si bien es verdad que el acoplamiento quizás resista estos esfuerzos, ya que está diseñado para ello, es seguro que los rodamientos, cojinetes, cierres mecánicos, entre otros, van a fallar prematuramente en estas condiciones.

Se ha mencionado en la revista TAPPI, que una alineación de precisión resulta en una extensión de la vida útil de los rodamientos en un factor de ocho; en una gran parte de máquinas rotativas. La carga de los cojinetes aumenta con la desalineación y la duración de estos disminuye según el cubo de la carga, es decir que doblar la carga acorta la duración de un rodamiento en 8 veces su vida útil.

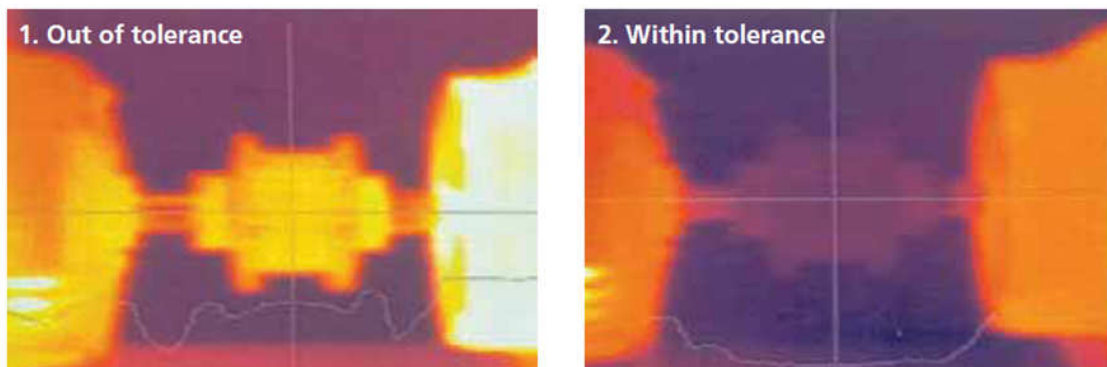
Un sello (cierre) mecánico es probablemente el eslabón más débil en el proceso de "cadena" (cierre mecánico, cojinetes y acoplamiento). Como resultado, el sello funciona como un fusible eléctrico, se dañará primero. Por lo general, un fallo en el sello es una indicación de que algo no está funcionando correctamente en una bomba o en el proceso. Por lo tanto, cualquier alteración en la bomba o el sistema podría dar lugar a un fallo en el sello.

Hay muchos problemas que podrían causar que el sello de una bomba se dañe y es necesario descartar o identificar con seguridad la causa raíz del problema, una señal de que el causante de estas fallas sea la mala alineación, es el aumento de la temperatura en casi todos sus componentes, rodamientos, cierres mecánicos y acoplamientos; como lo muestra la figura 97.

Según un estudio publicado por TAPPI Journal la inclusión de un plan de alineación de precisión dentro del programa de Mantenimiento de la Industria puede suponer:

- Un aumento de la vida útil de los rodamientos de la planta de hasta 8 veces.
- Una reducción de costes absolutos de mantenimiento de hasta el 7 %.
- El ahorro de energía por reducir las fricciones entre partes.

Figura 99. **Termografía de acoples y cojinetes, desalineado y alineado**



Fuente: PRÜFTECHNIK. *Why alignment, reliability starts with precision shaft alignment* p. 2.

8.4. Mayor fiabilidad de la maquinaria al disminuir el riesgo de paradas por avería

Una máquina desalineada puede costar desde un 20 % a un 30 % de tiempo de paro no programado, partes de repuesto, inventarios y consumo de energía. Como se menciona en los incisos anteriores, según un estudio realizado por la revista TAPPI se obtuvo un incremento del 12 % en la disponibilidad de la máquina y las fallas que se atribuyeron a la desalineación fueron reducidas a la mitad, obteniendo un aumento de la vida útil de los rodamientos de la planta de hasta 8 veces.

Es importante atraer la atención en cómo las máquinas utilizan la energía y la transforman en trabajo, es decir, es importante prestar especial atención a los elementos de máquina que transforman, conducen, controlan y transmiten energía o potencia; en este sentido, haciendo memoria ¿de la maquinaria que rodea los sitios de trabajo, cuáles son las fallas más repetitivas? Todos ellos son efectos de síntomas como desalineación, desbalance, contaminación, holgura mecánica, entre otros.

Todas las estructuras, sistemas y procesos de las diferentes funciones e instalaciones que conforman un negocio, pueden mejorarse eliminando sus defectos. Si no se toma acción, todos los defectos de la organización, de sus equipos y procesos que la componen, terminarán acumulándose, reflejándose en pérdidas productivas.

Las acciones o métodos más utilizados para lograr esto son:

- **Mantenimiento Predictivo**

Detectar las fallas incipientes para planear el mantenimiento requiere de un monitoreo de la condición de funcionamiento, mantenimiento predictivo. Utilizando de manera correcta, este método reduce los paros no programados, las fallas secundarias, las fallas repentinas, los retrasos administrativos y técnicos, y el almacenamiento de refacciones; aumentando la fiabilidad de la maquinaria al disminuir el riesgo de paradas por avería.

- **Mantenimiento Proactivo**

Se dice de las acciones que tienden a prolongar la vida útil de la maquinaria, inicia antes de que la máquina entre en servicio con un montaje cuidadoso sobre una base suficientemente rígida, para garantizar que la velocidad de operación se encuentre a +/-20 % de la frecuencia natural de la máquina. La alineación y balanceo dinámico de precisión garantizan bajos niveles de vibración conforme a la Norma ISO 10816. Lo que se traduce en una marcha suave libre de vibraciones perjudiciales: y por lo tanto una larga vida útil para sellos, acoples y cojinetes; y mayor fiabilidad de la maquinaria al disminuir el riesgo de paradas por avería.

Durante el funcionamiento la verificación periódica de la condición de operación de la maquinaria, la alineación, el control de la calidad de la limpieza del combustible, el lubricante, filtros, entre otros; son ejemplos de este tipo de mantenimiento.

CONCLUSIONES

1. El análisis de vibraciones sigue siendo la herramienta más importante para el diagnóstico de fallas de máquinas rotativas.
2. A través del estudio de espectros de frecuencias y de fase se puede detectar las fallas presentes en una máquina por ejemplo: desbalance, desalineamiento, holgura mecánica, además de hacerlo sin la necesidad de detener la producción, esto permite anticiparse a fallas catastróficas y hacer una planeación estratégica, de acuerdo a las necesidades de la empresa.
3. En algunos casos de estudio se demuestra que al corregir el problema de desalineamiento, se obtiene como resultado una disminución considerable en los valores globales de vibración del conjunto de máquinas.
4. Los métodos actuales para corregir el desalineamiento, son inadecuados y poco confiables debido a su complejidad, falta de personal entrenado y la consideración de errores propios del sistema.
5. Al mantener en operación conjuntos de máquinas desalineadas, incluso en cortos períodos de tiempo, producen daños a partes tales como rodamientos, cierres mecánicos y acoples. Además de generar otro tipo de fallas que no se tenían al inicio como las holguras mecánicas, las cuales degradan la condición de operación de la máquina rápidamente.

6. El almacenamiento de datos y la posibilidad de alinear ejes a grandes distancias de la misma manera que se hace a distancias cortas, son opciones que no ofrecen los métodos tradicionales de alineamiento.
7. El análisis comparativo realizado en el capítulo 7, demuestra que los equipos de alineamiento láser ofrecen una precisión 20 veces mejor que la conseguida con el mejor método tradicional de alineamiento y hasta de 200 veces mejor, si se compara con los métodos menos precisos.
8. De acuerdo a la revisión hecha, las máquinas correctamente alineadas incrementan el tiempo medio entre fallas en componentes tales como rodamientos, acoples, flechas y sellos.

RECOMENDACIONES

1. Al tener un monitoreo regular de la condición de operación de la maquinaria aumentará el intervalo máximo entre las reparaciones y minimizará el número y el costo de las interrupciones no programadas por las fallas.
2. Considerar el alineamiento láser dentro del monitoreo regular ayudará a la empresa a alcanzar sus metas.
3. Siempre optar por las tolerancias de alineamiento dadas por el fabricante, de lo contrario referirse a alguna norma; como la ISO 10816.
4. Considerar el cambio a métodos de alineamiento más eficientes, confiables y que ofrecen mayores beneficios cuando se hable de máquinas críticas.
5. Incluir el alineamiento de ejes cuando se esté montando máquinas por primera vez.

BIBLIOGRAFÍA

1. A-MAQ. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. Colombia: A-Maq, 2005. 38 p.
2. AZIMA DLI. *Introducción al análisis de vibraciones*. United States of America: Azima DLI, 1990-2010. 143 p.
3. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *10816-1 Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 1: General Guidelines*. 1995. Suiza: ISO, 1995. 19 p.
4. _____. *10816-3 Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ*. Suiza: ISO, 1998. 12 p.
5. MACMILLAN, Robert B. *Rotating machinery: practical solutions to unbalance and misalignment*. United States of America: Fairmont Press, 2004. 227 p.
6. MOBLEY, R. Keith. *Maintenance fundamentals*. 2nd ed. United States of America: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. 418 p.

7. PARESH, Girdhar. *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. United States of America: Newnes, 2004. 255 p.
8. PIETROWSKI, John. *Shaft alignment handbook*. 3rd ed. United States of America: Taylor & Francis Group, 2007. 800 p.
9. PRÜFTECHNIK. *An engineer's guide to shaft alignment, vibration analysis and dynamic balancing*. 7th ed. Germany: Prüftechnik, 2010. 171 p.

ANEXOS

S-680 Wireless 5-Axis Shaft Alignment System

The S-680 is a next-generation shaft alignment laser system and part of the new Stealth Series™ developed by Hamar Laser Instruments, Inc.

The S-680 uses the latest in super-linear PSD technology, wireless communication and innovative design to offer the most feature-rich, accurate, and reasonably priced system on the market today. With over 40 years of laser alignment innovation, our systems can easily be used by the most inexperienced millwright but are also highly advanced for the most experienced users.

Features

- **Bluetooth® Wireless Communication:** Internal Bluetooth transmitter with a range from Target to PDA of up to 33' (10 M).
- **Super-Linear PSD Detector Technology:** Laser industry's highest-resolution, super linear PSD sensor, providing 0.5 micron resolution, 2 alignment axes and a measuring range of 30 mm (V) x 10 mm (H).
- **4-Axis Live Move Screens:** Two offset and two angular alignment axes continuously update, allowing the full alignment at the 12:00 position! Dynamic motor graphics show how much the motor moves as you adjust it.
- **Long Wireless Battery Life:** Laser and target use the latest in lithium polymer battery technology, which offers the industry's longest wireless battery life of over 12 hours of continuous use!
- **Latest Electronic Design:** Both laser and target are newly designed and incorporate the most sophisticated electronics available.

- **Auto Sweep™ Data Taking Mode:** A standard feature, making coupled alignment amazingly easy! Built-in accelerometer detects movement and automatically sends data to the software without pushing any buttons.

The S-680 utilizes our patented Dual-Beam™ PSD Detector technology to provide exceptional accuracy and functionality.

Laser

The S-680 uses patented Dual-Beam™ technology that allows the measurement of offset and angle simultaneously with one PSD, thus avoiding potential measurement errors when using two PSDs.



Target

Target Resolution is 0.5 micron (Offset) and 0.01 mm/M (Angular), with an Angular Sensor Range of +/- 5 degrees.



- **Upgraded Bracket Set:** Kit comes with enough chain to align 1" (25.4 mm) to 12" (304.8 mm) diameter shafts. Comes with 4" (101.6 mm), 6" (152.4 mm), 8" (203.2 mm) and 12" (304.8 mm) posts. With our optional A-981 Adapter Bracket you can use the S-680 on our competitor's standard brackets!
- **Ruggedized PDA:** High resolution screen, 15-hour battery life and 512 MB of memory. Options include Digital Camera, Bar Code Scanner, GPS, AA Battery Module, Wireless LAN and many more.

- **Uncoupled Mode:** Utilizing the Auto Sweep™ function, uncoupled alignments are fast and easy: rotate the laser to any point, sweep the target by, and the software automatically records the measurement.
- **Fully Loaded System:** Standard and optional features of the S-670 system (except Train Alignment), plus the A-980A Chain Bracket Upgrade.
- **High Accuracy:** Up to 10x higher PSD accuracy than our competitors, the S-680 gives you the most accurate measurement on the market.
- **Optional Ruggedized Tablet Display:** Windows®-based tablet with large screen and Couple6 Software.

Standard Hardware

- Bluetooth® Wireless Communication
- 0.5 Micron Resolution
- <0.15% Offset Measurement Accuracy
- 30 mm x 10 mm 2-Axis PSD
- New Lithium Polymer Battery Technology
- 12-Hour Wireless Target Battery Life
- Dual-Beam™ Technology
- State-of-the-Art Electronics
- Ruggedized PDA with 15-Hour Battery Life and IP67 Rating
- Upgraded Bracket Set for 1" to 12" (25.4 mm to 304.8 mm) Shaft Diameters

Optional Hardware

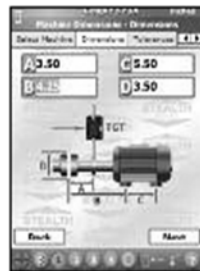
- Magnetic bracket
- Offset bracket
- Non-rotating shaft bracket
- Bolt-hole bracket
- Small-shaft adapter
- Stealth interactive training video

The Best Choice in Shaft Alignment is Easy To See

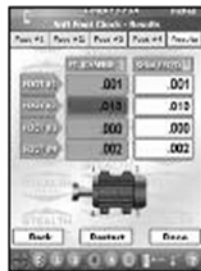
Easy-to-Follow Screens Lead You Through the Alignment



Select Machine – Select alignment and coupling type.



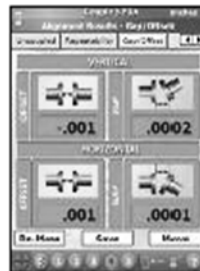
Dimensions – Enter only 4 motor dimensions for automatic stem value calculation during the alignment.



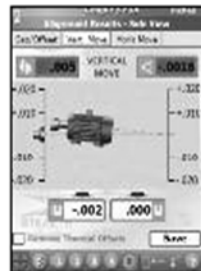
Soft Foot Results – Easy to follow procedure for checking Soft Foot, a common problem that can cause many alignment problems.



Take Readings – 4 data taking modes for maximum flexibility and ease of use: Autosweep™ Mode, Point Mode, Uncoupled Mode or Clock Mode.



Results Screen – Shows misalignment results instantaneously. Green means in tolerance and red means out of tolerance.



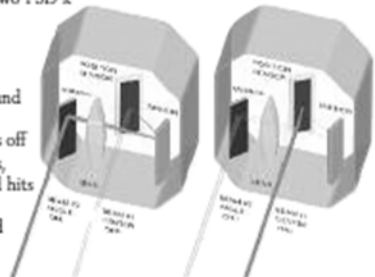
Move Screen – Live in both offset and angular axis, the Move Screen instantaneously shows the movement of the motor during alignment making it easy to align the motor.

Dual-Beam™ Detector Technology

A patented technology that allows the measurement of center and angle simultaneously with only one PSD, thus eliminating several potential measurement errors when using two PSD's.

Here's how it works:

1. Beam #1 blinks on and hits PSD measuring the center offsets.
2. Beam #1 blinks off for background light correction.
3. Beam #2 blinks on and bounces off one prism, passes through a lens, bounces off a second prism and hits the PSD, measuring the angle.
4. Beam #2 blinks off for a second background light correction.



Sample Report



Plug the R-1345 PDA into a PC via ActiveSync® and any newly saved alignment files are automatically transferred. Simply open the Stealth Report Program, open the file, add comments if needed and print away!

Standard Software Features

- Auto Sweep™
- Uncoupled Mode
- Point Mode
- Bolt Bound™
- Vertical Machines
- Horizontal Machines
- Soft Foot
- Thermal Growth/Calculator
- Recommended Tolerances
- User-Defined Tolerances
- Templates
- 1000+ Saved Files
- Jack (spacer) Shaft
- Repeatability/History
- Report Software for PC

Optional Software Features

- Train Alignment
- Editing Software

Continuación de anexo 1.



S-680 Specifications

| | |
|---|---|
| Laser/Target Unit Size | 4.2" x 3.3" x 2.2" (107 mm x 84 mm x 55 mm) |
| Housing Material | Impact resistant plastic |
| Detector Type & Size | Two-axis super-linear PSD 30 mm (y) x 10 mm (h) provides 4 continuously updating alignment axes. |
| Target Measurement Resolution | Offset: 0.5 micron (.00002") Angular: 0.01 mm/M (.00012 m/ft.) |
| Target Measurement Accuracy | Offset: <0.15% Angular: <0.75% |
| Angular Sensor Range | +/- 5° |
| Laser Type | 650 nm dual-beam laser with horizontal adjustment <0.9mW |
| Communication between Target & Data Analyzer | Wireless Bluetooth® 2.4 GHz radio frequency |
| Communication Range | 33' (10 M) |
| Ruggedized Display Platform | PDA, laptop or tablet PC |
| Rotation Sensor (5th axis) | Accelerometer Resolution: 0.1° Accuracy: +/- 1.0° |
| Environmental | IP 67 (laser, target and PDA) |
| Data Storage Capacity | 1,000+ files, limited only by hardware storage capacity |
| Upgraded Bracket Set | Covers 1" (25.4 mm) to 12" (304.8 mm) diameter shafts. Comes with 4" (101.6 mm), 6" (152.4 mm), 8" (203.2 mm), 12" (304.8 mm) posts, two 17.25" (438 mm) chains and two 60" (1,524 mm) chains |
| Application Range | 33' (10 M) between laser and target |
| Operating/Storage Temperature | 5°F to 140°F (-15°C to 60°C) for Laser, Target and PDA |
| Battery Life Target | 12+ hours continuous use with Bluetooth® — 13 hours with backup cable. Target can be plugged into power source during use. Battery status icon for both T-1290 Target and PDA. |
| Battery Life Laser | 60+ hours continuous use. Blinking LED indicates low battery status. |
| Battery Life PDA | 15 hours normal use |
| AC Battery Charger (Laser Target & PDA) | 110V to 220V with U.S. and European adapters |



Options

R-1345 PDA Device
Standard PDA Display features Windows® 6.0, high resolution VGA display, ruggedized design, and an environmental rating of IP67.



R-1342 Ruggedized Tablet
Standard tablet features Windows® XP or Vista®, high resolution touch screen, ruggedized design, and an environmental rating of IP65.



Bracket & Chain
The A-980 standard bracket and chain set allows alignment of 1" (25.4 mm) to 6" (152.4 mm) diameter shafts. Comes with 4" (101.6mm) and 8" (203.2mm) posts.



Bracket Options
Shown here is the A-982 Magnetic Bracket Adapter. Other options:

- A-980B Small Shaft Adapter
- A-980C Extra Chain Set 1"-12" Shaft Diameter
- A-980NRA Non-Rotating Small Shaft Bracket
- A-980NRB Non-Rotating Large Shaft Bracket
- A-980OF Offset Bracket
- A-981 Competitor Adapter Bracket
- A-984 Turbine Bolt Hole Bracket





Hamar Laser Instruments, Inc.
5 Ye Olde Road, Danbury, CT 06810
Phone: 800.826.6185 • Fax: 203.730.4611
Int'l: +1.203.730.4600
E-mail: sales@hamarlaser.com
www.hamarlaser.com

© 2009 Hamar Laser Instruments, Inc. U.S. and foreign patented and/or patents pending. Made in the U.S.A. (01/09)

Fuente: Folleto, S-680 stealth series shaft alignment systems.

Anexo 2. Brochure Vibrotest 60



Brüel & Kjær Vibro

A supplement to
our Vibrotest 60
brochure #BBF-000B.



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.

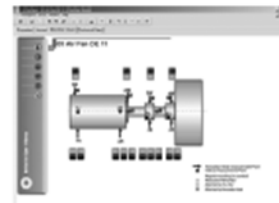
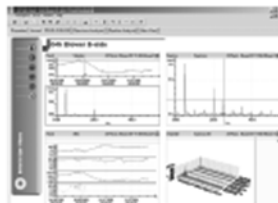
- Faster measurement results through reduced number of frequency components (bands).
- Easier interpretation of the measurement data.
- Early fault detection due to high reproducibility of the measurement. Limit values can be set closer to reference values under "normal" operating conditions.

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!



BBF0009-B

Continuación de anexo 2.

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 database 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

Fuente: Folleto, *Vibrotest 60*.

