

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE GUIAS DE PRÁCTICAS PARA EL
ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN UN SISTEMA ROTOR KIT**

ELKIN ISIDORO ARREGOCÉS DUARTE



UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2011

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE GUIAS DE PRÁCTICAS PARA EL
ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN UN SISTEMA ROTOR KIT**

ELKIN ISIDORO ARREGOCÉS DUARTE

**Trabajo de grado para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

Director: Gilberto Fontecha

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2011

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga, julio del 2011.

DEDICATORIA

A Dios, por sus grandes bendiciones.

A mi madre Dulce María Duarte, por ser el motor de mi vida.

A mis hermanos, por ser un apoyo incondicional.

A mis tíos que siempre han creído en mí.

**A Fabio Meléndez y Luz Yamile Rondón, por depositar su confianza en mí
y por sus sabios consejos.**

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Pontificia Bolivariana por su formación académica y personal.

Al profesor y director del proyecto Gilberto Fontecha, por su apoyo y colaboración durante el desarrollo del proyecto.

A Gustavo Herrera y Freddy Gómez, por su apoyo y contribución en la realización de este proyecto.

A Leidy Olarte por su ayuda incondicional.

A Felipe Herrera por su colaboración.

A los profesores y amigos de la facultad de ingeniería mecánica.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	4
OBJETIVO GENERAL	5
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
1. MARCO TEÓRICO.....	6
1.1. RESONANCIA	6
1.2. AMPLITUD.....	7
1.3. FASE	7
1.4. ANÁLISIS MODAL.....	8
1.5. ROTOR KIT	8
1.5.1 Desbalance	9
1.5.2 Métodos de balanceo	11
1.5.3 Desalineamiento.....	18
1.5.4 Soltura mecánica.....	20
1.6. DIAGNÓSTICO DE FALLAS	20
1.6.1 Forma de onda	21
1.6.2 Espectros	22
1.6.3 Órbita.....	24
1.6.4 Diagrama de Bode.....	27
1.6.5 Diagrama polar	27
2. METODOLOGÍA.....	29
2.1 CONSULTA BIBLIOGRÁFICA.....	29
2.2 RECONOCIMIENTO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	29
2.3 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN.	33
2.3.1 Condiciones físico-mecánicas del rotor kit	33
2.3.2 Forma modal del eje por medio de medición de órbitas	34
2.3.3 Determinación de frecuencias naturales	35
2.3.4 Determinación de velocidades críticas de operación.....	38
2.4 IMPLEMENTACIÓN DE TÉCNICAS DE DIAGNOSTICO DE FALLA....	39
2.4.1 Montaje de fallas	39
2.4.2 Implementación de métodos de balanceo	41

2.5	ELABORACIÓN DE GUÍAS DE LABORATORIO	42
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	44
3.1	ANÁLISIS MODAL PRUEBA DE IMPACTO.....	44
3.1.1	Análisis modal: placa base	44
3.1.2	Análisis modal: eje.....	46
3.1.3	Análisis modal: conjunto eje-rotor.....	49
3.1.4	Análisis modal: rotor kit	51
3.2	ANÁLISIS DE FALLA: METODO DE FORMA DE ONDA.....	53
3.2.1	Forma de onda del rotor kit: desbalance	55
3.2.2	Forma de onda del rotor kit: desalineamiento	56
3.2.3	Forma de onda del rotor kit: soldadura mecánica	58
3.3	ANÁLISIS DE FALLA: METODO DE GRAFICA DE ESPECTRO.....	59
3.3.1	Diagramas espectro del rotor kit: desbalance	62
3.3.2	Diagrama de espectros del rotor: desalineamiento	63
3.3.4	Diagrama de espectro del rotor kit: soldadura mecánica.....	68
3.4	GRAFICA DE ESPECTROS EN CASCADA.	70
3.5	ANÁLISIS DE FALLA: METODO DE ANÁLISIS DE ÓRBITA.....	72
3.5.1	Órbita del rotor kit: desbalance.....	75
3.5.2	Órbita del rotor kit: desalineamiento	75
3.5.3	Órbita del rotor kit: soldadura mecánica	76
3.6	DIAGRAMA DE BODE: DETERMINACIÓN DE VELOCIDAD CRÍTICA	77
3.7	DIAGRAMA POLAR: DETERMINACIÓN DE VELOCIDAD CRÍTICA....	79
3.8	MÉTODOS DE BALANCEO EN UN PLANO	82
3.8.1	Balanceo en un plano: Método vectorial.....	82
3.8.2	Balanceo en un plano: Método de Den Hartog.....	84
3.8.3	Balanceo en un plano: Método de Siebert	87
3.8.4	Balanceo en un plano: Método vectorial (rotor kit sin peso inicial) ..	90
3.9	AJUSTES DE GUÍAS DE LABORATORIO.....	92
4.	CONCLUSIONES.....	93
5.	RECOMENDACIONES	95
6.	BIBLIOGRAFIA	96

LISTA DE FIGURAS

Ilustración 1. Frecuencia natural y ángulo de fase	6
Ilustración 2. Fase de un rotor.....	7
Ilustración 3. Modo de estructura de las formas	8
Ilustración 4. Rotor kit.....	9
Ilustración 5. Rotor con Desbalance	10
Ilustración 6. Diagrama para desarrollar el método vectorial.....	12
Ilustración 7. Ubicación de los pesos de prueba para el desarrollo del método vectorial.....	13
Ilustración 8. Paso 1 para el desarrollo del método de Den Hartog	14
Ilustración 9. Paso 2 para el desarrollo del método de Den Hartog	15
Ilustración 10. Paso 3 para el desarrollo del método de Den Hartog.....	15
Ilustración 11. Paso 4 para el desarrollo del método de Den Hartog	16
Ilustración 12. Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert.....	17
Ilustración 13. Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert.....	17
Ilustración 14. Paso 2 para el desarrollo del método de Siebert.....	18
Ilustración 15. Formas de desalineamiento de un eje.....	19
Ilustración 16. Forma de onda.....	21
Ilustración 17. Dominio de Tiempo vs. Dominio de Frecuencia.....	22
Ilustración 18. Diagrama de espectro	22
Ilustración 19. Diagrama de espectros en cascada.....	24
Ilustración 20. Transductores de desplazamiento montados en configuración XY ortogonales	25
Ilustración 21. Onda temporal de carácter periódico.....	25
Ilustración 22. Onda temporal de la Figura anterior, filtrada a 1x	26
Ilustración 23. Órbita filtrada a 1x	26
Ilustración 24. Diagrama de Bode	27
Ilustración 25. Diagrama polar	28
Ilustración 26. Rotor kit.....	30
Ilustración 27. Accesorios. a) Control de velocidad del motor del rotor kit. b) Tacómetro.....	30
Ilustración 28. Equipos. a) Martillo. b) Acelerómetro. c) Tarjeta de adquisición de datos	31
Ilustración 29. Circuito eléctrico conversor de voltaje	31
Ilustración 30. Sensores y tarjeta. a) Sensores de proximidad. b) tarjeta de conexión de sensores de proximidad.....	32

Ilustración 31. Aplicaciones de Labview. a) Forma de onda. b) Diagrama de espectros. c) Diagrama de espectros en cascada. d) Balanceo en un plano. e) Diagrama polar. f) Diagrama de Bode. g) Órbitas	32
Ilustración 32. Softwares para simulación. a) Solid Edge st. b) Ansys 12	33
Ilustración 33. Montaje para prueba de desbalance estático.....	34
Ilustración 34. Puntos de ubicación del pedestal de sensores de proximidad...	35
Ilustración 35. Forma modal del rotor de una turbina determinado a partir de órbitas obtenidas en diferentes lugares del rotor con la información de la marca Keyphasor, adquiridas a la misma velocidad de rotación.	35
Ilustración 36. Función de respuesta en frecuencia de un análisis modal.....	36
Ilustración 37. Montaje para prueba de impacto. a) Placa base. b) Eje. c) Conjunto eje-rotor. d) Rotor kit.....	37
Ilustración 38. Formas modales. a) Formas verticales. b) Formas torsionales..	37
Ilustración 39. Aplicaciones de labview. a) Espectros en cascada. b) Diagrama de Bode. c) Diagrama polar	38
Ilustración 40. Ubicación de acelerómetros y tacómetro para las pruebas de técnicas de falla	39
Ilustración 41. Montajes de fallas. a) Desbalance. b) Desalineamiento. c) Soltura mecánica.....	40
Ilustración 42. Aplicación Labview para el método de balanceo en un plano	41
Ilustración 43. Rotor	42
Ilustración 44. Herramientas para balanceo dinámico en un plano	42
Ilustración 45. Labview NI Sound and Vibration Assistant.	43
Ilustración 46. Respuesta de prueba de impacto a placa de rotor kit.....	44
Ilustración 47. Simulación en ANSYS de placa.....	45
Ilustración 48. Respuesta de prueba de impacto a eje de rotor kit.....	46
Ilustración 49. Simulación en ANSYS de eje.....	47
Ilustración 50. Eje sometido a ensayo de tracción.....	47
Ilustración 51. Gráfica Deformación vs Esfuerzo normal.....	48
Ilustración 52. Respuesta de prueba de impacto a eje-rotor de rotor kit	49
Ilustración 53. Simulación en ANSYS de eje-rotor	50
Ilustración 54. Respuesta de prueba de impacto a rotor kit.....	51
Ilustración 55. Simulación en ANSYS de rotor kit.....	51
Ilustración 56. Forma de onda del rotor kit a 1800 rpm	53
Ilustración 57. Forma de onda característica.....	53
Ilustración 58. Posible forma de holgura en el cojinete.....	54
Ilustración 59. Forma de onda del rotor kit a 2000 rpm en condiciones de desbalance	55
Ilustración 60. Acercamiento de la Ilustración 58.....	55

Ilustración 61. Forma de onda del rotor kit a 2000 rpm en condiciones de desalineamiento.....	56
Ilustración 62. Acercamiento de la Ilustración 60.....	56
Ilustración 63. Forma de onda característica del desalineamiento	57
Ilustración 64. Trayectoria del eje en operación. a) Sin falla generada. b) Con desalineamiento.....	58
Ilustración 65. Forma de onda del rotor kit a 2000 rpm en condiciones de soldadura mecánica	58
Ilustración 66. Acercamiento de la Ilustración 64.....	58
Ilustración 67. Gráfica de espectro rotor kit a 2042 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)	59
Ilustración 68. Gráfica de espectro de orden rotor kit a 2042 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)	60
Ilustración 69. Formas de posibles deflexiones del eje. a) Deflexión en el extremo del eje. b) Deflexión en el centro del eje.....	61
Ilustración 70. Acople del rotor kit.....	61
Ilustración 71. Gráfica de espectro de orden rotor kit bajo condiciones de desbalance a 2022 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo).....	62
Ilustración 72. Gráfica de espectro de orden rotor kit bajo condiciones de desalineamiento a 2040 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo).....	63
Ilustración 73. Efecto del desalineamiento paralelo sobre el cojinete	64
Ilustración 74. Efecto de la deflexión del eje sobre el cojinete	64
Ilustración 75. Montaje de acelerómetros para prueba de tipo de desalineamiento.....	65
Ilustración 76. Vistas del rotor kit.....	66
Ilustración 77. Análisis de desalineamiento. Medición vertical a 2264 acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo).....	66
Ilustración 78. Análisis de desalineamiento. Medición horizontal a 2264 acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo).....	67
Ilustración 79. Análisis de desalineamiento. Medición axial a 2264 acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)	67
Ilustración 80. Gráfica espectro de orden: rotor kit bajo condiciones de soldadura mecánica a 2040 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)	68
Ilustración 81. Sujeción de tornillos en prueba de soldadura mecánica	69
Ilustración 82. Movimiento vertical del apoyo con soldadura mecánica	69
Ilustración 83. Movimiento horizontal del apoyo debido a soldadura mecánica.....	70
Ilustración 84. Espectro cascada desde 650 a 2000 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)	71
Ilustración 85. Espectro cascada desde 650 a 3000 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)	71

Ilustración 86. Órbitas del rotor kit a diferentes velocidades de rotación.....	72
Ilustración 87. Forma de deflexión del eje a 562 rpm	73
Ilustración 88. Órbitas y sus espectros. a) Desbalance. b) Flexión del eje. c) Desalineamiento. d) Desalineamiento severo	74
Ilustración 89. Órbitas debidas a diferentes fuentes de falla a 1000 rpm	74
Ilustración 90. Órbitas debidas a diferentes fuentes de falla a 2000 rpm	75
Ilustración 91. Apoyo afectado por soldadura mecánica y ubicación de sensores de proximidad	76
Ilustración 92. Órbitas y orden espectro a 3000 rpm.....	77
Ilustración 93. Diagrama de Bode en aumento de velocidad de 562 rpm a 3000 rpm.....	78
Ilustración 94. Movimiento del motor de una máquina al cambiar de fase.....	78
Ilustración 95. Diagrama de Bode en disminución de velocidad de 3000 rpm a 562 rpm.....	79
Ilustración 96. Diagrama polar en aumento de velocidad de 562 rpm a 3000 rpm.....	80
Ilustración 97. Diagrama polar en disminución de velocidad de 3000 rpm a 562 rpm.....	81
Ilustración 98. Desarrollo del método vectorial.....	82
Ilustración 99. Ubicación de pesos (azul: peso a balancear) (verde: peso de compensación) para el método vectorial.....	83
Ilustración 100. Desarrollo del método de Den Hartog	85
Ilustración 101. Ubicación de pesos (azul: peso a balancear) (verde: peso de compensación) para el método Den Hartog	86
Ilustración 102. Balanceo por el método de Den Hartog	86
Ilustración 103. Método de Siebert.....	88
Ilustración 104. Ubicación de pesos (azul: peso a balancear) (verde: peso de compensación) para el métodos de Siebert	89
Ilustración 105. Ubicación de peso (verde: peso de compensación) para el método vectorial rotor kit sin peso inicial.....	91
Ilustración 106. Excentricidad debido a flexión en el eje	92

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Modelos para balanceo.....	11
Tabla 2. Técnica de diagnóstico de fallas para máquinas rotativas	21
Tabla 3. Identificación y corrección de fallas a la velocidad de operación	23
Tabla 4. Pesos de prueba para el balanceo en un plano	42
Tabla 5. Resultados de análisis modal a placa base	45
Tabla 6. Resultados de análisis modal a eje de Rotor Kit.....	49
Tabla 7. Resultados de análisis modal a eje-rotor de Rotor Kit	50
Tabla 8. Resultados de análisis modal a Rotor kit	52
Tabla 9. Resultados de método vectorial	84
Tabla 10. Resultados de método de Den Hartog	86
Tabla 11. Resultados de método de Siebert	89

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A: GUÍAS DE LABORATORIO

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: Diseño e implementación de guías de prácticas para el análisis de vibraciones en un sistema rotor kit

AUTOR: Elkin Isidoro Arregocés Duarte

FACULTAD: Facultad de ingeniería mecánica

DIRECTOR: Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

RESUMEN

Se diseñó una serie de guías para el laboratorio de análisis de vibraciones de la **Universidad Pontificia Bolivariana**, fundamentadas en el comportamiento dinámico de un Rotor kit bajo condiciones de desbalance, desalineamiento y soldadura mecánica. Para diseñar las guías de prácticas primordialmente se realizó un dictamen mecánico y dinámico del Rotor kit para conocer las fallas que pueden generarse sin operar en condiciones críticas; luego se implementaron tres técnicas de diagnóstico de fallas como lo son análisis de forma de onda, análisis de espectros y análisis de órbitas.

Las guías cuentan con pautas para que el personal enfocado en el estudio de análisis en vibraciones identifique las representaciones vibratorias de las fallas generadas en el rotor kit y determine su posible corrección con las diferentes técnicas de diagnóstico, teniendo en cuenta que obtener resultados de varias técnicas de análisis de un mismo tipo de falla aumenta la efectividad y veracidad del origen de la anomalía y así mismo la eficiencia de la corrección.

PALABRAS CLAVES:

Rotor kit, forma de onda, espectros, órbitas.

GENERAL ABSTRACT OF DIPLOMA WORK

TITLE: Design and implementation of practical guides for the vibration analysis in a rotor kit system.

AUTHOR: Elkin Isidoro Arregocés Duarte

FACULTY: Faculty of Mechanical Engineering

DIRECTOR: Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

ABSTRACT

A series of guides for the vibration analysis laboratory of the **Pontificia Bolivariana University** was designed, based on the dynamic behavior of a rotor kit under imbalanced, misalignment and mechanical looseness conditions. In order to design the practical guides, a mechanical and dynamic diagnosis of the rotor kit was done, to get to know the flaws that can appear in the rotor kit without operating under critical conditions. Then, three techniques of failure diagnosis were implemented, such as: waveform analysis, spectrum analysis and órbits analysis.

The guides have guidelines in order to the personnel in charge of the study of vibrations, identify the vibrational representations of the flaws generated in the rotor kit and determine its possible fix using the different diagnosis techniques bearing in mind that the fact of getting results from different analysis techniques raises the effectiveness and veracity of the origin of the anomaly, and thus the fix efficiency.

KEY WORDS:

Rotor kit, waveform, spectrum, órbits.

INTRODUCCIÓN

En la industria actual gran porcentaje de las máquinas contienen elementos rotativos que son empleados para diferentes fines. La maquinaria rotativa manifiesta fallas de forma particular que ocasionan daños de diferentes tipos en los soportes de las mismas y por consiguiente afectan su rendimiento. Para la determinación de las fallas que afectan a elementos dinámicos resulta indispensable el uso del análisis de vibraciones ya que posee la capacidad de identificar anomalías en el estado de una máquina de forma anticipada y así evitar daño alguno que ocasione pérdidas productivas y por consiguientes económicas. [7] [3]

El laboratorio de análisis de vibraciones de la **Universidad Pontificia Bolivariana** cuenta con equipos Rotor kits que normalmente no son utilizados para la enseñanza del área debido al poco conocimiento de los medios y métodos en donde este equipo se utilice como una herramienta imitadora de condiciones frecuentemente encontradas en maquinaria industrial. Este hecho ha impulsado a la elaboración de guías de laboratorio que utilicen como instrumento principal el Rotor kit y contengan pautas de las formas de reproducción de las fallas específicas de forma individual.

El propósito de este libro es realizar el diseño de una serie de guías basadas en el análisis de vibraciones de un sistema rotor kit el cual posee características que simulan el comportamiento de una máquina rotativa que es analizado bajo condiciones de desbalance, desalineamiento y soltura mecánica. Estas guías proporcionan pautas particularidades de las formas de reproducción de fallas específicamente, utilizando como herramientas los diferentes métodos de técnica de análisis, los cuales poseen características propias que ayudan a visualizar anomalías en una máquina; es decir, que un método de análisis puede determinar algún tipo de falla específica o es de mayor efectividad para determinar unas fallas que otras.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar e implementar guías de prácticas para el laboratorio de análisis de vibraciones basadas en el estudio de un rotor kit que servirá para la capacitación en diagnósticos de fallas en elementos rotodinámicos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Consultar y sintetizar bibliografía de fallas típicas y su forma de diagnóstico en máquinas rotativas. **Resultado:** marco teórico. **Indicador:** las fallas que se documentan son las que se pueden reproducir en el rotor kit.
- Parametrizar las condiciones operativas del rotor kit mediante caracterización dinámica del mismo. **Resultado:** informe de condiciones operativas. **Indicador:** las condiciones operativas deben expresarse en función de variables medibles por la sensorica de diagnóstico que se proyecte a instalar.
- Seleccionar e implementar un sistema de diagnóstico de fallas sobre el rotor kit mediante medición de vibraciones. **Resultado:** sistema de diagnóstico de fallas implementado en el rotor kit. **Indicador:** el sistema debe permitir el monitoreo de las fallas que se puedan reproducir mediante graficas estándar.
- Diseñar e implementar 3 prácticas de diagnóstico de fallas para el análisis de vibraciones. **Resultado:** 3 guías de práctica. **Indicador:** las 3 prácticas deben cubrir todas las fallas reproducibles en el rotor kit, y deben probarse mínimo 3 veces de modo que cada vez se puedan realizar ajustes en las guías para mejorar su desempeño.

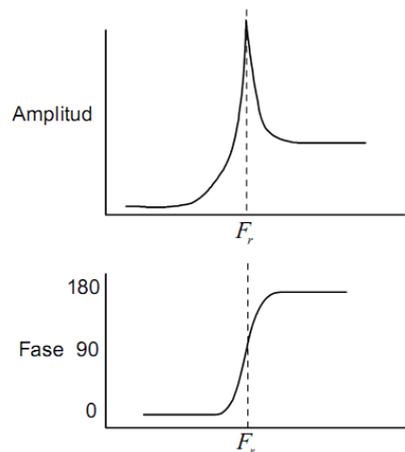
1. MARCO TEÓRICO

1.1. RESONANCIA

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina [7]. Una frecuencia natural es una frecuencia a la que un sistema vibrará si uno la desvía y después la suelta. Una estructura típica tiene numerosas frecuencias naturales. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración resultantes suelen ser muy altos y causar daños muy rápidamente [3].

Un sistema en resonancia se comporta totalmente diferente en presencia de una fuerza aplicada. Aquí, los elementos resorte y masa se cancelan el uno al otro, y la fuerza solamente ve la amortiguación o la fricción en el sistema. Si el sistema está levemente amortiguado es como si se empuja al aire. En resultado, no es recomendable aplicar mucha fuerza a una estructura en la frecuencia de resonancia [3].

Ilustración 1. Frecuencia natural y ángulo de fase



Tomado de: Glen White, "Introducción al Análisis de Vibraciones", pag 28-30, Woburn, USA, 1990

El ángulo de fase entre la vibración de la fuente de excitación y la respuesta de estructura siempre es de 90 grados a la frecuencia natural (ver Ilustración 1) [2].

1.2. AMPLITUD

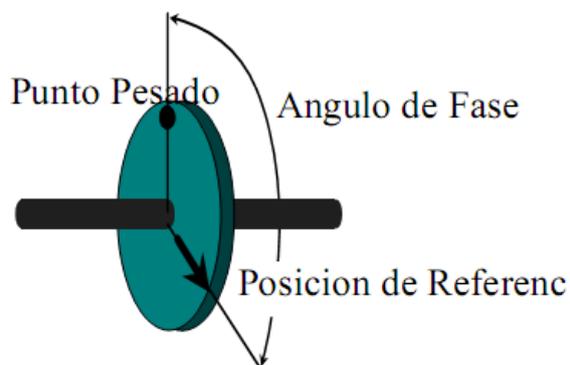
Amplitud se refiere al valor máximo de un movimiento o vibración. Este valor puede ser representado en términos de desplazamiento, velocidad, o la aceleración. La amplitud puede ser medida como la suma de todas las fuerzas que causan las vibraciones dentro de una pieza de la maquinaria, como medidas discretas para las fuerzas individuales de cada componente, o para las fuerzas individuales seleccionados por el usuario.[1] [3]

1.3. FASE

Fase es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas senoidales. Aunque la fase es una diferencia verdadera de tiempo, siempre se mide en términos de ángulo, en grados o radianes. Eso es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda sin considerar su verdadero periodo de tiempo. [2]

El ángulo de fase entre dos señales indica la diferencia en tiempo que hay entre ellos, las señales pueden representar en cada caso vibración o fuerzas y su relación puede señalar un punto pesado en un rotor en los diferentes procesos de balanceo. Para realizar la medición de la fase, un impulso disparador debe ser generado desde un punto de referencia en el eje llamado "Keyphasor" (ver Ilustración 2). Este disparador puede ser generado por un tacómetro o por una clase de sonda óptica o magnética, que adquirirá una discontinuidad en el rotor. [3] [2]

Ilustración 2. Fase de un rotor



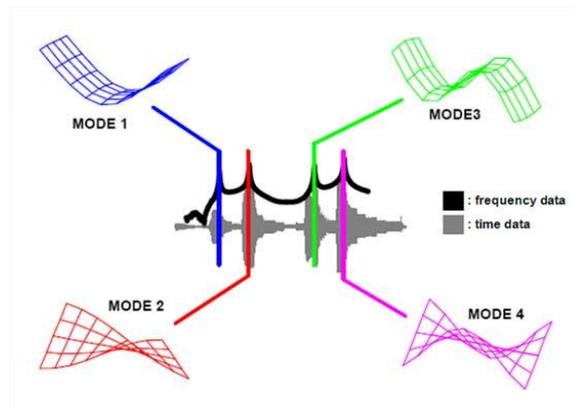
Tomado de: Glen White, "Introducción al Análisis de Vibraciones", pag 20-22, Woburn, USA, 1990

1.4. ANÁLISIS MODAL

Cada sistema de una máquina tiene varias frecuencias naturales que pueden ser excitadas por impacto, fuerzas aleatorias o las fuerzas vibrantes armónicas de la misma frecuencia (ver Ilustración 3). El conocimiento de una frecuencia natural es de importancia cuando una frecuencia natural de una fuerza ocurre en o cerca de una frecuencia natural (estado de resonancia o en caso de máquinas rotativas: velocidad crítica) lo que produce altos niveles de vibración.[4]

Cuando un sistema vibra a su frecuencia natural adopta lo que es llamado “*forma modal*”. Una forma modal suministra información acerca de la deflexión en cualquier punto de la estructura, esta deflexión es determinada con respecto a un punto fijo en el sistema. El movimiento absoluto solo puede determinarse cuando la amortiguación y las fuerzas de vibración son conocidas [3] [4].

Ilustración 3. Modo de estructura de las formas



Tomado de: “LMS ENGINEERING INNOVATION”. <http://www.lmsintl.com/modal-analysis>
[Consultada el 10 de enero de 2011]

1.5. ROTOR KIT

El rotor kit representa de forma muy similar el comportamiento real de máquinas rotativas. Su geometría y capacidad para aislar y controlar las condiciones individuales de la máquina lo hacen beneficioso como instrumento de enseñanza y como herramienta de laboratorio para la investigación teórica (ver Ilustración 4).

Variedad de transductores se posibilitan colocar en el rotor kit para proveer señales de vibración; estas señales pueden ser utilizadas para el adiestramiento en la enseñanza al personal interesado en el análisis de vibración o en el mantenimiento para solucionar problemas en los sistemas reales de vibración o transductor de señales de vibración. [5]

Ilustración 4. Rotor kit



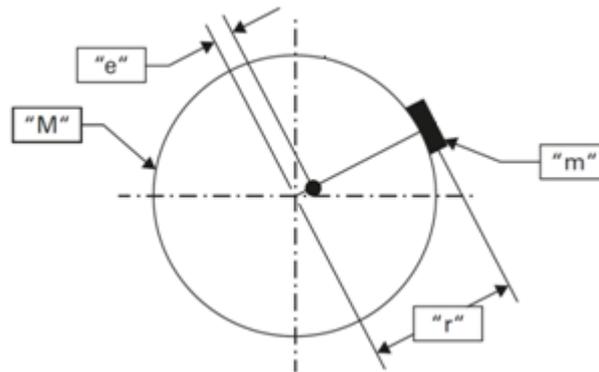
Variedad de mediciones, se puede obtener y estudiar a través del rotor kit; algunas de estas son las siguientes [5]:

1.5.1 Desbalance

El desbalance es la condición donde no coinciden el eje de rotación y el eje de inercia. En muchos casos, el desbalance es consecuencia de una desigualdad entre fuerzas centrífugas debidas a la rotación. La fuente de la vibración del rotor puede ser también un desbalance por empuje generado por el rotor y la gravedad. [1]

Para un rotor balanceado la masa se encuentra en el centro del apoyo (en el eje del apoyo). Cuando un desbalance se agrega, la masa del rotor se mueve lejos del centro del rodamiento esto es llamado “desequilibrio” y se define como la masa de desbalance multiplicado por radio del mismo o como la masa del rotor por excentricidad (ver Ilustración 5). [6]

Ilustración 5. Rotor con Desbalance



Tomado de: Derek Norfield, "Practical Balancing of Rotating Machinery", capítulo 2, pag 97, Elsevier, United Kingdom, Londres, 2006

$$m \times r = M \times e \quad [6]$$

"M" = masa del rotor

"m" = masa de desbalance

"e" = excentricidad

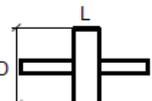
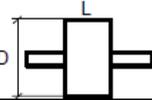
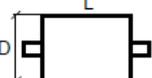
"r" = distancia del centro del rotor a la posición del peso.

➤ Modelos para el balanceo

El conocimiento del tipo de desbalance en el rotor, no es primordial a la hora de decidir el modelo implementado en el proceso de balanceo [3].

Los diferentes ejemplos de desbalances se logran rectificar en al menos dos secciones transversales "*planos*" del rotor. En consecuencia de esto, es incalculable el valor práctico la implementación de recomendaciones como por ejemplo, las de la firma *IRD balancing*, (antes *Mechanalysis*) para decidir, en función de la relación L/D cuál es el modelo apropiado para realizar el proceso de balanceo. La Tabla 1 es considerada sólo como una guía, pues en ocasiones hay que recurrir al balanceo en dos o más planos en algunos casos donde la tabla indica el empleo del modelo de un solo plano y viceversa [7].

Tabla 1. Modelos para balanceo

MODELO ROTOR	RELACIÓN $\frac{L}{D}$	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150 - 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Tomado de: Marín, Evelio Palomino, “*Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias.*”, capítulo 6, pág. 117. Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento CEIM-CUJAE, La Habana, Cuba, 1997

1.5.2 Métodos de balanceo

- Método vectorial
- Método de Den Hartog
- Método de Siebert. [8]

✓ Método vectorial [17]

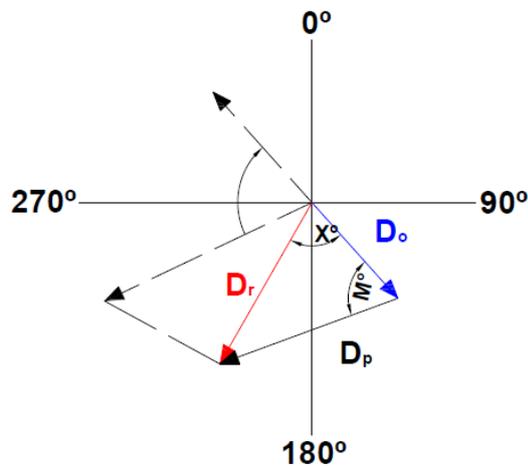
El método vectorial de balanceo, es un método simple que permite realizar el balanceo de un rotor en uno y dos planos con el menor número posible de paradas y partidas de la máquina.

Pasos para implementar el balanceo por método vectorial:

1. Se realiza la medición inicial para conocer la amplitud y su fase (O) de la vibración.
2. Se detiene la máquina y se fija una masa conocida en una posición cualquiera del rotor (A).

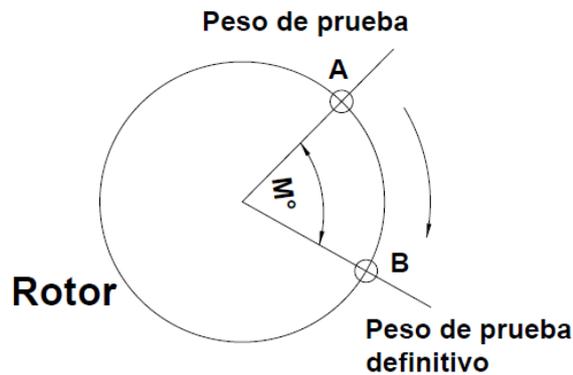
3. Se repite la medición y se obtiene amplitud y fase resultante entre O y A (ver Ilustración 6).
4. Se dibuja un gráfico con la información adquirida a escala. Inicialmente se traza un vector proporcional a D_o y otro proporcional a D_r con su respectivo desfase (X°), al unir los extremos de ambos vectores se obtiene un tercer vector, el cual representa el desbalance que presentar el peso de prueba. Para que D_p sea opuesto a D_o , se deberá girar un ángulo M° en sentido horario (dependiendo de el sentido de giro del rotor), lo que se logra girando el peso tentativo en el mismo ángulo y sentido, como se ve en la Ilustración 7.

Ilustración 6. Diagrama para desarrollar el método vectorial



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

Ilustración 7. Ubicación de los pesos de prueba para el desarrollo del método vectorial



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

Para calcular el valor de la masa correctora se utiliza la siguiente ecuación:

$$(me)_o = (me)_p * \frac{D_o}{D_p} \quad [8]$$

Dónde:

$(me)_o$: es la masa correctiva.

$(me)_p$: es la masa de prueba.

D_o : es la vibración original (antes de adicionar la masa de prueba).

D_p : vector resultante de la adición de peso.

✓ Método de Den Hartog [8]

Para realizar el balanceo por este método se debe seguir los siguientes pasos:

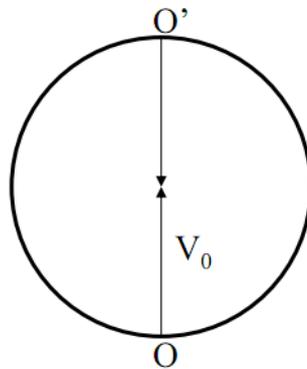
1. Se mide la vibración original V_0 (amplitud).
2. Se marcan las posiciones angulares en el rotor (0,90 y 180°).
3. Se coloca una masa de prueba $(me)_p$ en un ángulo θ_1 en el rotor y se mide la vibración resultante V_1 (amplitud).

4. Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en un ángulo $\theta_2 = \alpha_1 + 180^\circ$ en el rotor y se mide la vibración resultante V_2 (amplitud).
5. Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en cualquier ángulo θ_3 , diferente a los anteriores en el rotor y se mide la vibración resultante V_3 (amplitud), para conocer en qué sentido se miden los ángulos, si en sentido horario o anti horario.
6. Se construye el gráfico y se estima la masa correctiva $(me)_0$ y la posición angular α_0 , siendo la suma de α_1 más el valor del ángulo que forma V_0 y V_x .

6.1 Construcción del grafico vectorial:

- Se realiza una circunferencia de radio V_0 (ver Ilustración 8).

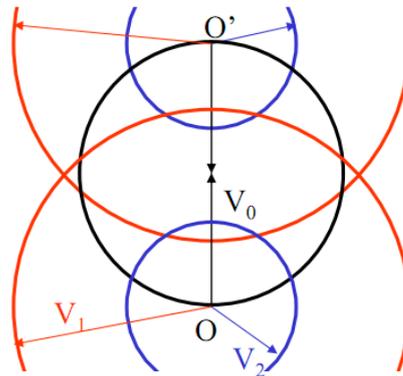
Ilustración 8. Paso 1 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

- Se dibujan cuatro semi-circunferencias con centro en O y O' de radio V_1 y V_2 respectivamente (ver Ilustración 9).

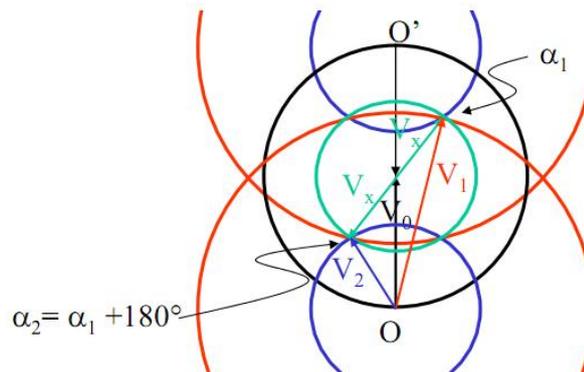
Ilustración 9. Paso 2 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

- Se mide V_x y se calcula la masa correctora (ver Ilustración 10).

Ilustración 10. Paso 3 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

Para calcular de la masa correctora se utiliza la siguiente ecuación:

$$(me)_o = (me)_p * \frac{V_0}{V_x}$$

$(me)_o$: es la masa correctiva.

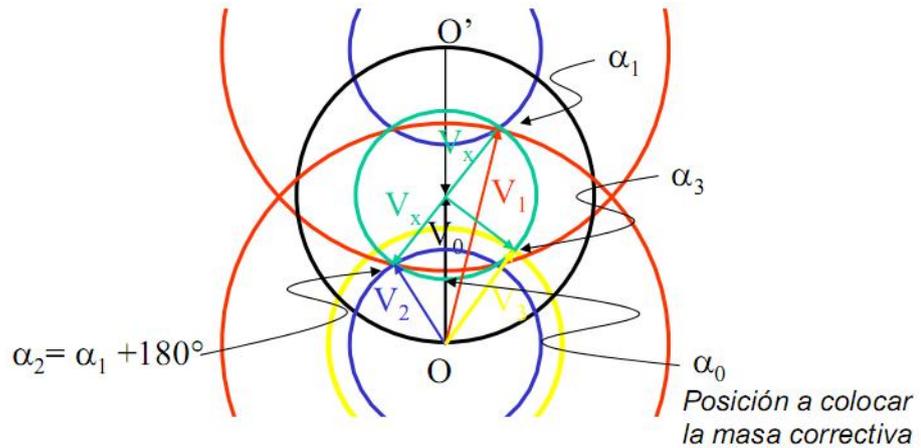
$(me)_p$: es la masa de prueba.

V_0 : es la vibración original (antes de adicionar la masa de prueba).

V_x : vector resultante de la adición de peso.

- Se traza una semicircunferencia de radio V_3 con centro en O y se calcula la posición angular de $(me)_o$ (ver Ilustración 11).

Ilustración 11. Paso 4 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

Conociendo α_1 , α_2 y α_3 se calcula la posición radial α'_0 de la masa correctora, pues el valor angular de α_0 queda determinado por el ángulo establecido entre la línea vertical V_0 y V_x (ver Ilustración 11) [8] [17].

✓ Método de Siebert [8]

Para realizar el balanceo por este método se debe seguir los siguientes pasos:

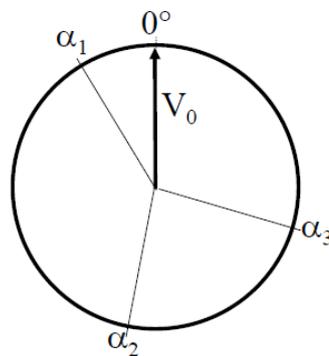
1. Se marcan las posiciones angulares en el rotor.
2. Se coloca una masa de prueba $(me)_p$ en un ángulo α_1 en el rotor y se mide la vibración resultante V_1 (amplitud).
3. Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en un ángulo α_2 , diferente y se mide la vibración resultante V_2 (amplitud)
4. Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se ubica en cualquier ángulo α_3 , diferente a los anteriores, en el rotor y se mide la vibración resultante V_3 (amplitud).

5. Se construye el gráfico y se calcula la masa correctora $(m_e)_0$ y su colocación angular α_0 .

5.1 Construcción del gráfico

- Se dibuja una circunferencia con radio V_0 y se marcan las posiciones angulares en ella (ver Ilustración 12).

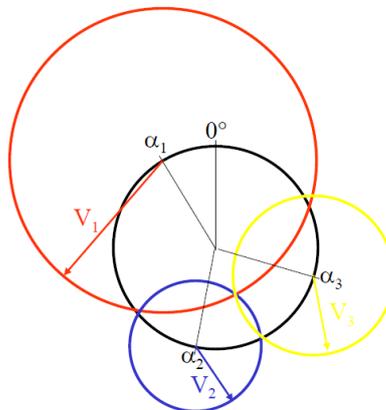
Ilustración 12. Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

- Con origen en α_1 se traza una circunferencia de radio V_1 , similarmente en α_2 , con radio V_2 y en α_3 con radio V_3 (ver Ilustración 13).

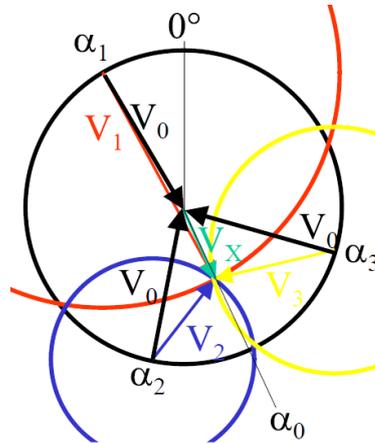
Ilustración 13. Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

- Se mide V_x y se calcula la masa de correctora $(me)_0$ y el ángulo α_0 (ver Ilustración 14).

Ilustración 14. Paso 2 para el desarrollo del método de Siebert



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005

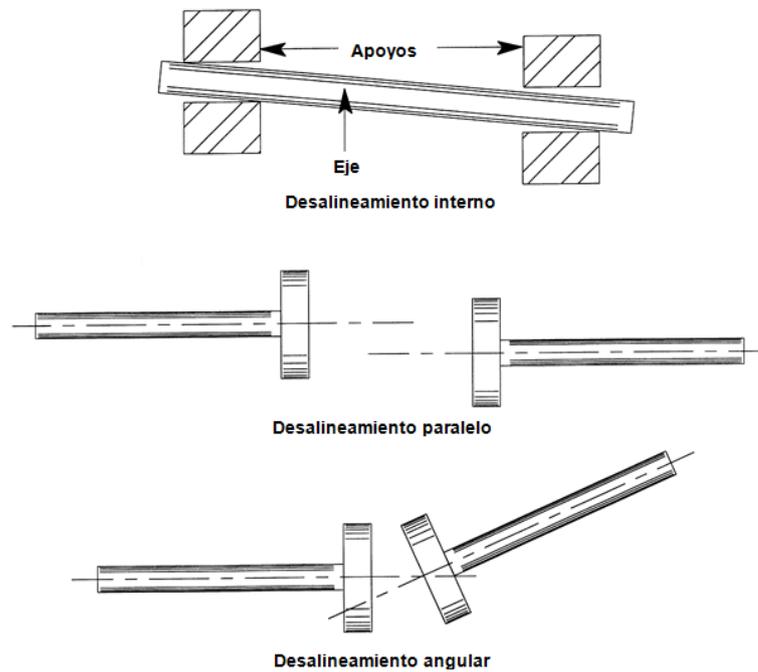
La estimación de la masa correctora se hace utilizando la misma ecuación del método anterior. [8] [17]

1.5.3 Desalineamiento

Desalineación es el resultado de la desviación de la posición del eje conducido con respecto a un eje de rotación colineales (medido en los puntos de transmisión de energía o acople) cuando la maquinaria está funcionando en condiciones normales de operación [14]. La desalineación de un eje, puede incitar un excesivo nivel de vibración, pese a que no existe relación directa entre la magnitud de la vibración y la alineación del eje, en algunos casos, un diminuto valor en un desalineamiento puede reducir la magnitud de la vibración [14].

Aunque las formas más generales para describir el desalineamiento, entre los ejes de dos máquinas son el desalineamiento paralelo, angular y combinado (ver Ilustración 15), es importante clasificar que esto sucede tanto en el plano horizontal como en el vertical. [1][14]

Ilustración 15. Formas de desalineamiento de un eje



Tomado de: Ramón Peral Orts, Nuria Campillo Davó, Emilio Velasco Sánchez, *"Bancos de Ensayo para Docencia en Vibraciones Mecánicas"*, pag 1, Universidad de Coímbra, Portugal, 2008

El tipo de desalineamiento puede presentarse según las siguientes apariencias dinámicas [7]:

- Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección horizontal, entonces es probable que el desalineamiento esté presente en el plano vertical.
- Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección vertical, entonces es probable que el desalineamiento esté presente en el plano horizontal.
- Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección axial, entonces es probable que el desalineamiento sea de tipo angular.

- d) Si las tres primeras armónicas son significativas en las tres direcciones, entonces el desalineamiento es muy severo y necesita corregir inmediatamente.[7]

1.5.4 Soltura mecánica

Las diferentes formas de manifestarse las solturas mecánicas tienen lugar como resultado del deterioro de la condición de ensamblaje de los elementos mecánicos que han excedido las tolerancias de holgura o sencillamente se han aflojado debido a la dinámica de la operación de la máquina. La vibración que caracteriza en general a la soltura mecánica, es producida por las fuerzas de excitación generadas por otros problemas, tales como el desbalance o el desalineamiento. [7]

1.6. DIAGNÓSTICO DE FALLAS

Las mediciones vibratorias realizadas en los alojamientos de apoyos de las máquinas son utilizadas para la orientación en el diagnóstico de fallas [1]. En general la frecuencia de la vibración medida es igual a la fuerza que causa la vibración [12]. Las fuerzas aumentan debido al desgaste de la máquina, instalación, fallas o modificación del diseño. Las fuerzas excitadoras en una máquina algunas veces pueden generar fuerzas impulsivas que son resultado de las propiedades del sistema y que generalmente nunca cambian cuando varía la velocidad de operación [14].

La facilidad con la cual una falla puede ser identificada a partir de unos datos de prueba confiables es directamente proporcional a la información disponible acerca del diseño de la máquina y sus mecanismos, especialmente cuando la misma frecuencia es utilizada para identificar las diferentes fallas de la máquina ya sea desbalance de masas, soltura mecánica o desalineamiento entre otras. La velocidad de rotación es la frecuencia de referencia por las técnicas de diagnóstico (ver tabla 2), las múltiples armónicas de la velocidad de operación se llaman órdenes y las vibraciones a otras frecuencias tal como los de fallas de rodamientos, son llamadas no sincrónicas. [3]

Tabla 2. Técnica de diagnóstico de fallas para máquinas rotativas

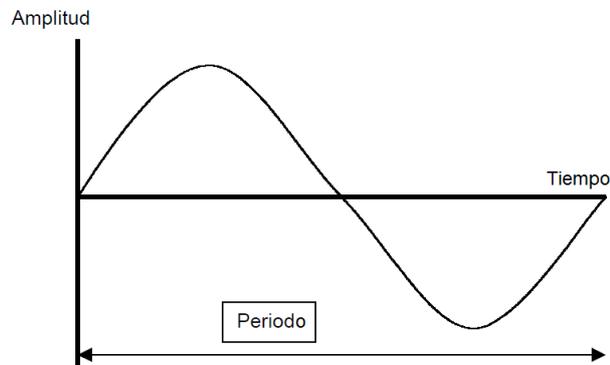
Técnica	Uso	Descripción
Análisis de forma de onda	Modulación, impulsos, cortes de ondas	Amplitud vs. tiempo
Análisis de espectros	Frecuencias, frecuencias naturales, impulsos, subarmónicas.	Amplitud vs. frecuencias
Análisis de órbitas	Movimiento del eje, inestabilidad de cojinetes.	Desplazamiento relativo del rotor

Tomado de: Ronald L. Esheman, “*Vibraciones básicas de máquinas*” capítulo 4, pag 4.2, Illinois, USA, 1999.

1.6.1 Forma de onda

La forma de onda de tiempo es la suma compleja de todas las frecuencias individuales que existen en una máquina [6]. Esta afirmación en sí misma es motivo de confusión y no es muy útil para el analista de vibraciones. La forma de onda es el gráfico de la amplitud de vibración vs el tiempo (ver Ilustración 16), esto refleja el comportamiento físico de la máquina en señal vibratoria [12]. La forma de la onda es utilizada para identificar eventos únicos de una máquina y su repetición y contiene una gran cantidad de información que no es aparente. Parte de la información está en las componentes de nivel muy bajo. Pero estos componentes de bajo nivel pueden ser importantes, si son una indicación de un problema que está creciendo, como una falta en un rodamiento. [3]

Ilustración 16. Forma de onda



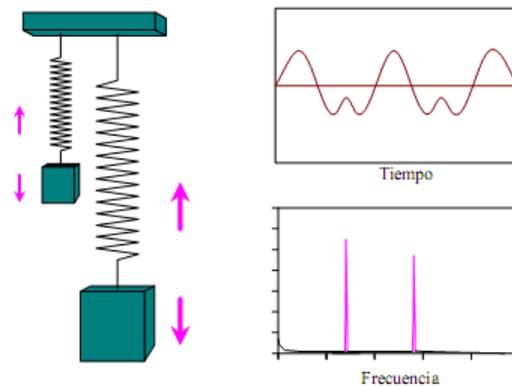
Scheffer, Cornelius. Girdhar, Paresh. “*Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*”, cap. 4. Pág. 64. Elsevier. Oxford. 2004.

Dónde: Frecuencia = 1/Periodo [3]

1.6.2 Espectros

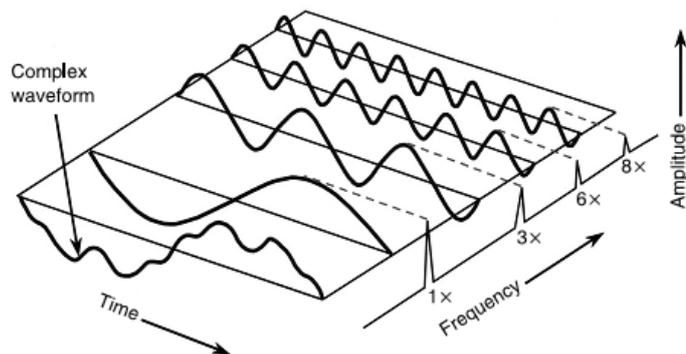
En la Ilustración 17 se observa que los diferentes componentes frecuenciales son separados en el espectro y sus niveles pueden ser fácilmente identificados. Sería difícil de extraer esta información de la forma de onda en el dominio de tiempo.

Ilustración 17. Dominio de Tiempo vs. Dominio de Frecuencia



Tomado de: Glen White, "Introducción al Análisis de Vibraciones", pag 27-28, Woburn, USA, 1990

Ilustración 18. Diagrama de espectro



Tomado de: Agnieszka (Agnes) Muszynska, "Rotordynamics", capítulo 2, pag 51, Taylor & Francis, Nevada, U.S.A. 2005

En la Ilustración 18 se muestra que algunos eventos que se traslapan y que son confusos en el dominio de tiempo están separados en sus componentes individuales en el dominio de la frecuencia llamados armónicos (2x, 3x, etc), las

múltiples armónicas de la velocidad de operación son llaman “órdenes” y las vibraciones a otras frecuencias “sincrónicas”. Los efectos individuales se identifican más fáciles en el dominio de la frecuencia (Ilustración 18). Pero existen casos, donde la forma de onda proporciona mucha más información que el espectro. [2]

La tabla 3 suministra una idea general de análisis de falla por medio de la emisión de espectros.

Tabla 3. Identificación y corrección de fallas a la velocidad de operación

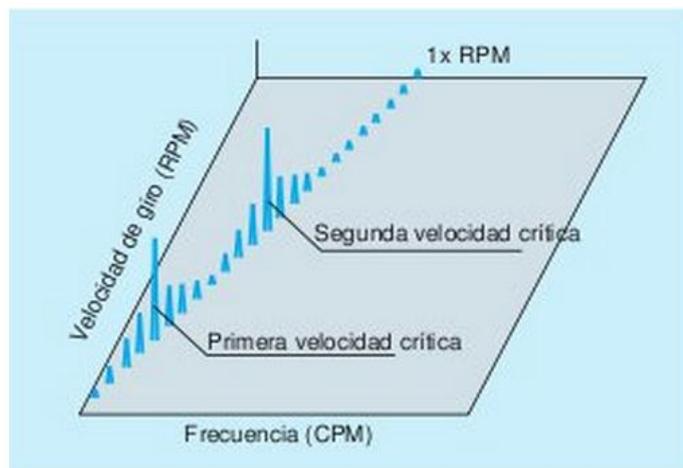
Falla	Frecuencia	Espectro, forma de onda, orbitas	Corrección
Velocidad critica	1x, 2x, 3x etc.	Vibración amplificada por estar cerca de una frecuencia natural.	La velocidad de trabajo debe alejarse de la frecuencia natural.
desbalance	1x	1x, con amplitudes menores a 2x, 3x, etc. orbitas elípticas y circulares, el ángulo de fase constante.	Balancear el rotor.
Desalineamiento	1x, 2x, a veces 3x	1x, con amplitudes iguales o mayores a 2x, 3x, y 1x en el radial.	Alinear en caliente o en frio de acuerdo con el equipo.
Eje combado	1x	1x elevada y el ángulo de fase puede cambiar.	Enderezar el rotor.
Desgaste de cojinetes	1x, subarmónicas y ordenes	1x alto, $\frac{1}{2}$ x alto acompañado de $1 \frac{1}{2}$ x y armónicas.	Reemplazar cojinetes
Resonancia	1x, 2x, 3x, etc.	Alta sensibilidad al balanceo, alta amplitud de vibración, armónica.	Cambiar la frecuencia natural de la estructura
Soltura	Varias armónicas de $\frac{1}{2}$ x y/o 1x	Alto 1x, con armónicas de $\frac{1}{2}$ x con bajos valores, vibración axial baja.	Ajustar pernos aumentar rigidez.
Excentricidad	1x	Alto 1x	Embocinar los alojamientos y centrar el rotor.
Cople trabado	1x, 2x, 3x, etc.	Alto 1x y 2x, similar al desalineamiento, el ángulo de fase cambia en cada arranque.	Reemplazar el cople y eliminar los materiales extraños.
Variación térmica	1x	Varia la temperatura y el ángulo de fase de 1x	Balancear la carga térmica en el rotor
Distorsión	1x y armónicas	1x con armónicas	Aliviar los esfuerzos en las carcasas.

Tomado d: Ronald L. Esheman, “Vibraciones básicas de máquinas” capítulo 4, pág. 4.7, Illinois, USA, 1999.

➤ Espectros en cascada

Es la representación del espectro de frecuencia en función de la velocidad de funcionamiento. Un espectro de vibración se adquiere a intervalos de la velocidad de rotación tras lo cual se representan consecutivamente en cascada tal y como se muestra en la Ilustración 19. La amplitud de las frecuencias forzadas, como 1x rpm, debería aumentar progresivamente con la velocidad. Las velocidades críticas se identifican observando que la amplitud de la vibración aumenta considerablemente al pasar por ellas. [9] [12]

Ilustración 19. Diagrama de espectros en cascada



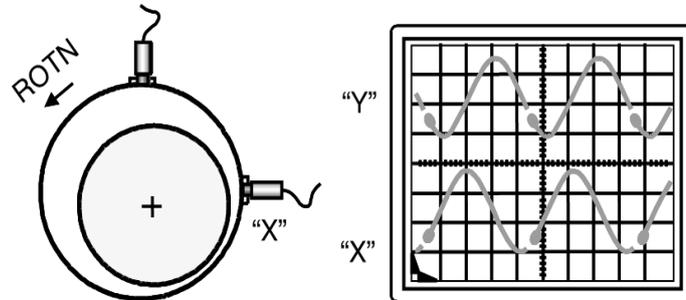
Tomado de: tomada de "Sinais" *ingeniería de mantenimiento*
http://www.sinais.es/resonancia/deteccion_resonancia.html
[Consultada el 21 de marzo de 2011]

1.6.3 Órbita

La órbita mostrada en la Ilustración 23 es una presentación en la pantalla de dos dimensiones de la vibración de un punto de la máquina (ver Ilustración 20), las orbitas son comúnmente adquiridas por sensores de proximidad ubicados ortogonalmente en cada uno de los cojinetes del rotor (ver Ilustración 20). Si además se incluye un transductor de referencia (Keyphasor), podrá incrementarse de manera significativa el alcance de la actividad de diagnóstico.

Las órbitas se utilizan para mostrar el movimiento físico del eje con respecto al apoyo [7] [10] [13].

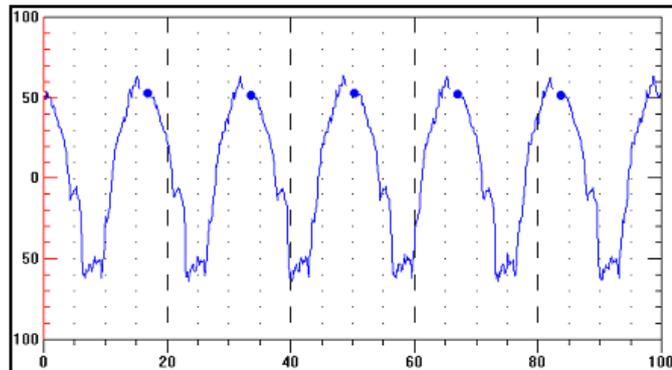
Ilustración 20. Transductores de desplazamiento montados en configuración XY ortogonales



Tomado de: Agnieszka Muszynska, "Rotordynamics", capítulo 2, pág. 69, Hardcover, 2005

La componente alterna proveniente del transductor de proximidad, es básicamente una señal periódica, logrando ser registrada en cada uno de los dos transductores instalados como se observa en la Ilustración 21. [10]

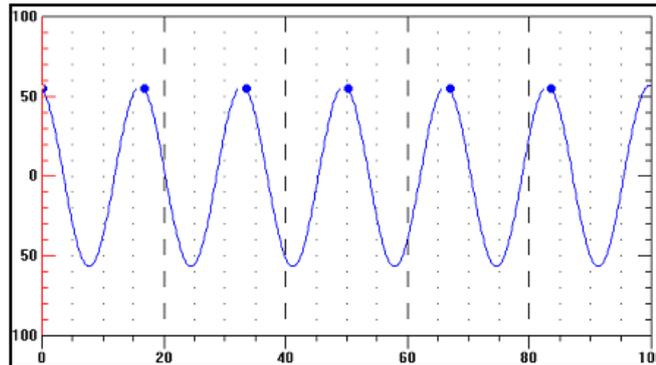
Ilustración 21. Onda temporal de carácter periódico



Tomado de: Evelio Palomino Marín, "Uso intensivo de la fase y la órbita en el diagnóstico de turbogeneradores" guías de práctica, Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, "Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría", La Habana, Cuba

Aprovechando el transductor de referencia instalado en este caso un tacómetro, es posible filtrar la onda temporal a la frecuencia de rotación, tal y como se muestra en la Ilustración 22. [10]

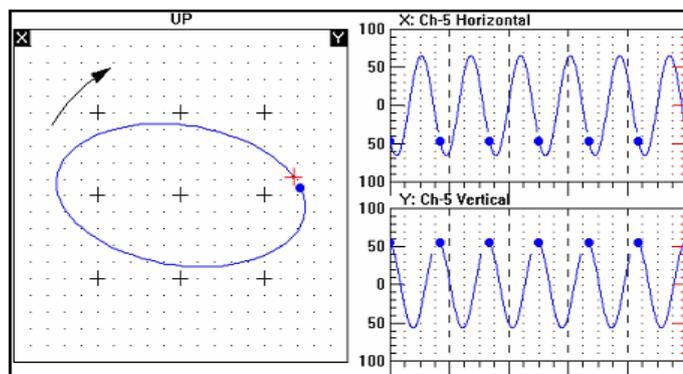
Ilustración 22. Onda temporal de la Figura anterior, filtrada a 1x



Tomado de: Evelio Palomino Marín, “Uso intensivo de la fase y la órbita en el diagnóstico de turbogeneradores” guías de práctica, Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, “Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría”, La Habana, Cuba

La órbita del rotor se construye al tener registros aportados por los dos transductores instalados en posiciones mutuamente ortogonales. Las señales provenientes de cada transductor son generadas de acuerdo con posiciones angulares específicas del rotor, lo cual permite cuantificar el movimiento transversal del rotor en el plano de ubicación de los transductores de proximidad como se observa en la Ilustración 23. [10] [7]

Ilustración 23. Órbita filtrada a 1x



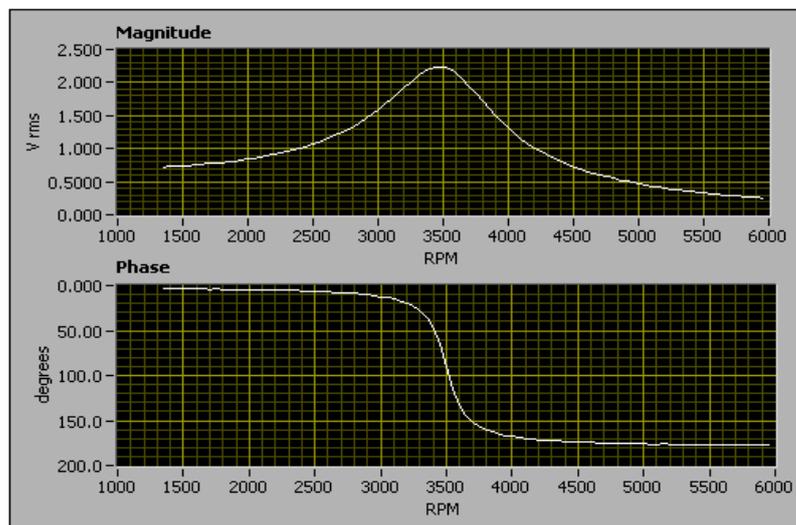
Tomado de: Evelio Palomino Marín, “Uso intensivo de la fase y la órbita en el diagnóstico de turbogeneradores” guías de práctica, Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, “Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría”, La Habana, Cuba

En otras palabras, la órbita se genera graficando los pares de valores instantáneos $x(t)$, $y(t)$ o lo que es lo mismo, graficando X vs Y eliminando el eje de tiempo. [10]

1.6.4 Diagrama de Bode

En un diagrama de Bode se muestra la magnitud y la fase en función de la velocidad de rotación o la frecuencia. Normalmente se utiliza el diagrama de Bode para el análisis transitorio en pruebas de arranque y parada de una máquina. El diagrama de Bode es de mucha utilidad a la hora de identificar velocidades críticas. La Ilustración 24 muestra el diagrama de Bode de un rotor en una prueba de arranque. [11] [13]

Ilustración 24. Diagrama de Bode



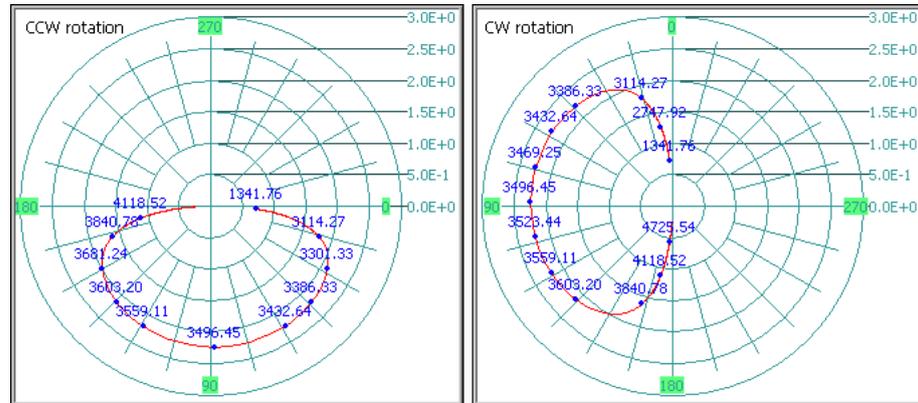
Tomado de "NATIONAL INSTRUMENTS"
http://zone.ni.com/reference/en-XX/help/372416A-01/svtconcepts/bode_polar_plots/
[Consultada el 21 de marzo de 2011]

La magnitud alcanza el máximo nivel cuando se encuentra cerca de la velocidad de resonancia (ver en la Ilustración 24 a los 3500 rpm). [11]

1.6.5 Diagrama polar

Se muestra un diagrama de datos en coordenadas polares, que permite ver los cambios de fase en el rango de cero a 360 grados. El diagrama polar del punto cero grado siempre se encuentra en la posición angular de un transductor. es Posible comparar los datos de las señales de los sensores de proximidad montados ortogonalmente en un gráfico polar. [11]

Ilustración 25. Diagrama polar



Tomado de "NATIONAL INSTRUMENTS"
http://zone.ni.com/reference/en-XX/help/372416A-01/svtconcepts/bode_polar_plots/
[Consultada el 21 de marzo de 2011]

El diagrama polar muestra los cambios en la magnitud y la fase más de la velocidad del rotor en el período previo de prueba (ver Ilustración 25). [11]

2. METODOLOGÍA

Para la elaboración de esta tesis de pregrado, se realizaron la siguiente serie de pasos:

- Consulta bibliográfica.
- Reconocimiento de equipos y herramientas.
- Determinación de parámetros de operación.
- Implementación de técnicas de fallas.
- Elaboración de guías de laboratorio

2.1 CONSULTA BIBLIOGRÁFICA

Se realizó una consulta bibliográfica acerca de las técnicas de análisis de fallas, de sus formas de reproducción, y de las anomalías que comúnmente afectan a máquinas rotativas, como los principales ejes temáticos, los cuales son base fundamental para el desarrollo de las siguientes etapas propuestas para la metodología de la presente tesis de pregrado.

Las principales fuentes bibliográficas fueron consultadas en bases de datos, libros, papers y sitios Webs, dentro de las que se destacan el libro de Evelio Palomino Marín *“Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias”* y *“Rotordynamics”* de Agnieszka Muszynska.

2.2 RECONOCIMIENTO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

Uno de los principales ítems del presente trabajo de grado es el reconocimiento de equipos y herramientas puesto que para implementar las guías de análisis de técnicas de fallas es primordial manipular los dispositivos de captación de señales, los de adquisición de datos, los softwares de análisis etc.

Se utilizó como herramienta principal un Rotor kit (ver Ilustración 26) hecho por

Bently Nevada conformado por una placa base, dos apoyos, un eje, un rotor y un motor. El rotor kit es gobernado por un control que le proporciona velocidades hasta los 10000 rpm (ver Ilustración 27a) y la velocidad de giro es captada por un tacómetro de marca Oros (ver Ilustración 27b).

Ilustración 26. Rotor kit

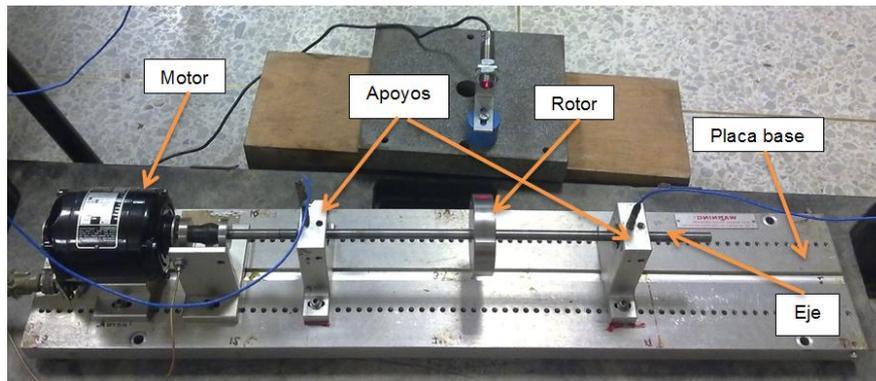


Ilustración 27. Accesorios. a) Control de velocidad del motor del rotor kit. b) Tacómetro



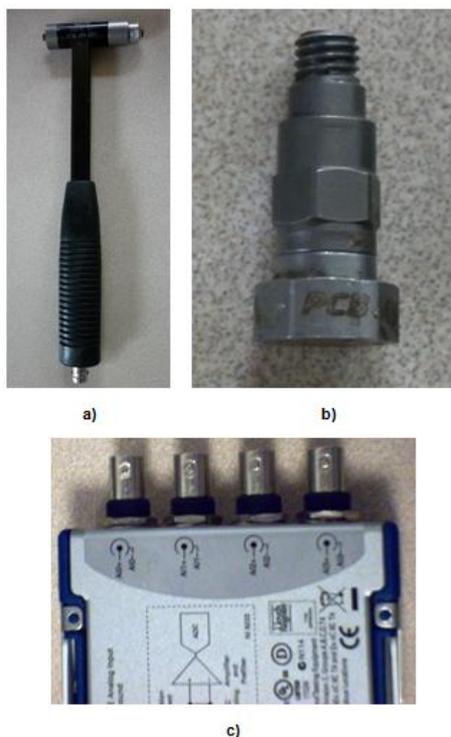
a)



b)

En la Ilustración 28 se observan los acelerómetros empleados para la obtención de la señal vibratoria, la tarjeta de adquisición de datos y el martillo utilizado para efectuar la prueba de análisis modal. Tacómetro

Ilustración 28. Equipos. a) Martillo. b) Acelerómetro. c) Tarjeta de adquisición de datos



Para obtener los datos de órbitas del rotor kit, diagrama polar y diagrama de Bode fue necesario el uso de sensores de proximidad (ver Ilustración 30a), pero se presentaron inconvenientes en el uso de estos sensores ya que la tarjeta de adquisición de datos de la *NATIONAL INSTRUMENT* es funcional en un rango de -5 volts a +5volts y la tarjeta de conexión de sensores de proximidad (ver Ilustración 30b) funciona de 0 (cero) volts a -18 volts lo que implico elaborar un circuito eléctrico que realizará la conversión (ver Ilustración 29).

Ilustración 29. Circuito eléctrico conversor de voltaje

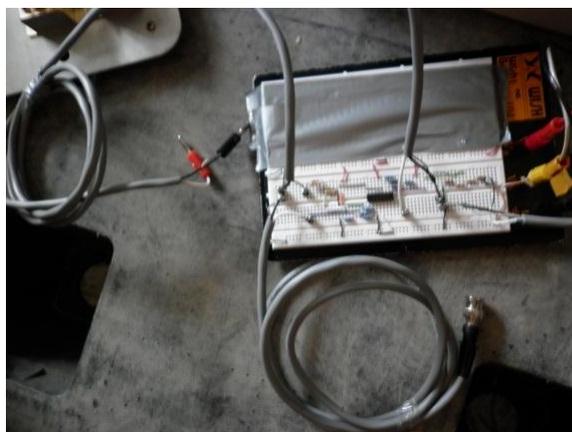
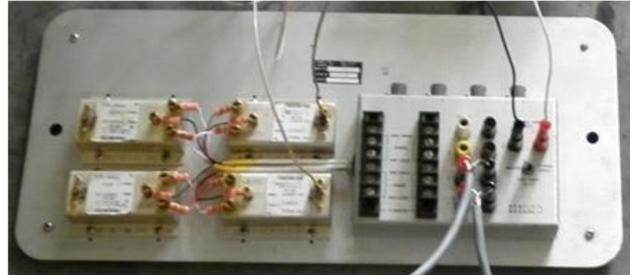


Ilustración 30. Sensores y tarjeta. a) Sensores de proximidad. b) tarjeta de conexión de sensores de proximidad



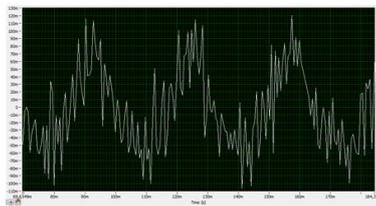
a)



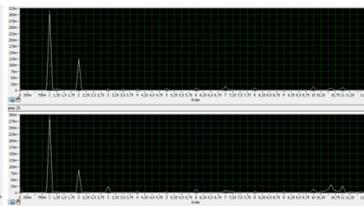
b)

En la generación de las gráficas para las diferentes técnicas de falla, se utilizó el software *Labview NI Sound and Vibration Assistant*, donde se crearon 7 aplicaciones: forma de onda (ver Ilustración 31a), diagrama de espectros (ver Ilustración 31b), diagrama de espectros en cascada (ver Ilustración 31c), balanceo en un plano (ver Ilustración 31d), diagrama polar (ver Ilustración 31e), diagrama de Bode (ver Ilustración 31f) y órbitas (ver Ilustración 31g).

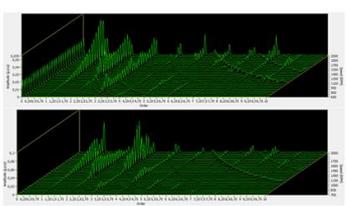
Ilustración 31. Aplicaciones de Labview. a) Forma de onda. b) Diagrama de espectros. c) Diagrama de espectros en cascada. d) Balanceo en un plano. e) Diagrama polar. f) Diagrama de Bode. g) Órbitas



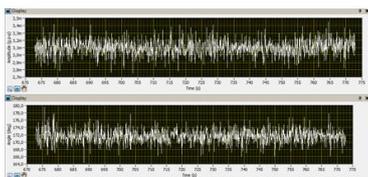
a)



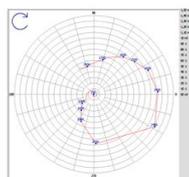
b)



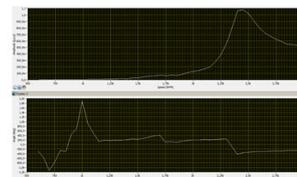
c)



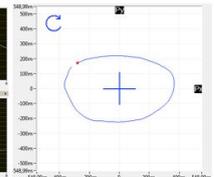
d)



e)



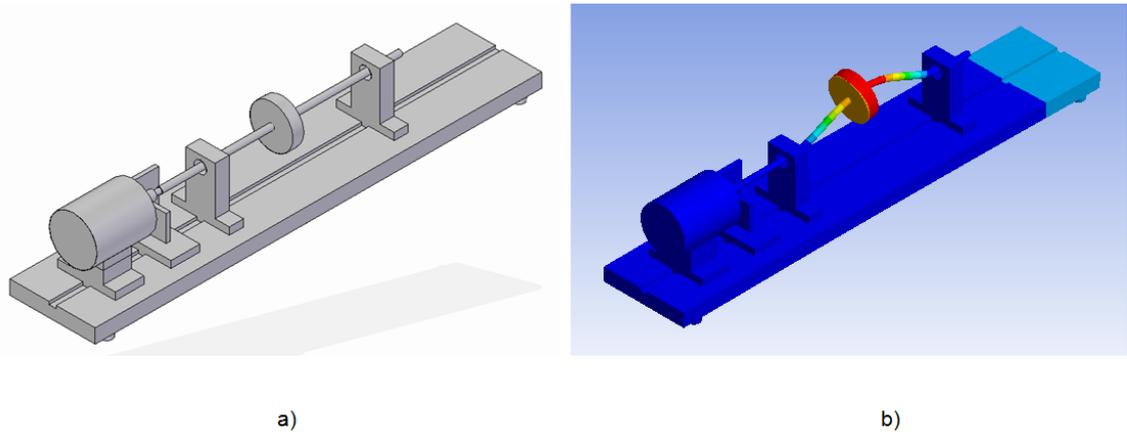
f)



g)

Se utilizaron los softwares *Solid Edge st* (ver Ilustración 32a) y *Ansys 12* (ver Ilustración 32b) que fueron importantes para la ubicación de los acelerómetros y para la hipótesis de los tipos de materiales que conforman el rotor kit en el análisis modal.

Ilustración 32. Softwares para simulación. a) Solid Edge st. b) Ansys 12



2.3 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN.

Para poder utilizar las técnicas de falla sobre el rotor kit se hizo necesario conocer las situaciones en que se encuentra mecánicamente y las condiciones dinámicas en donde puede operar sin sufrir riesgo de averías de gran magnitud.

2.3.1 Condiciones físico-mecánicas del rotor kit

En una máquina como el rotor kit es fundamental realizar inspecciones previas a la puesta en marcha bajo condiciones de fallas generadas. En primera instancia se detectan anomalías estáticamente además de realizar un análisis modal. Posteriormente se fijan parámetros dinámicos por medio de determinación de velocidades críticas en operación. [13]

Una inspección visual es suficiente para asegurar la ausencia de grietas superficiales en los componentes del rotor kit (asumiendo que las grietas internas son nulas), pero para evidenciar la flexión en el eje la vista no alcanza a percibir la magnitud de curvatura del eje por lo que se hace necesario la

realización de la prueba del desbalance estático.

Ilustración 33. Montaje para prueba de desbalance estático

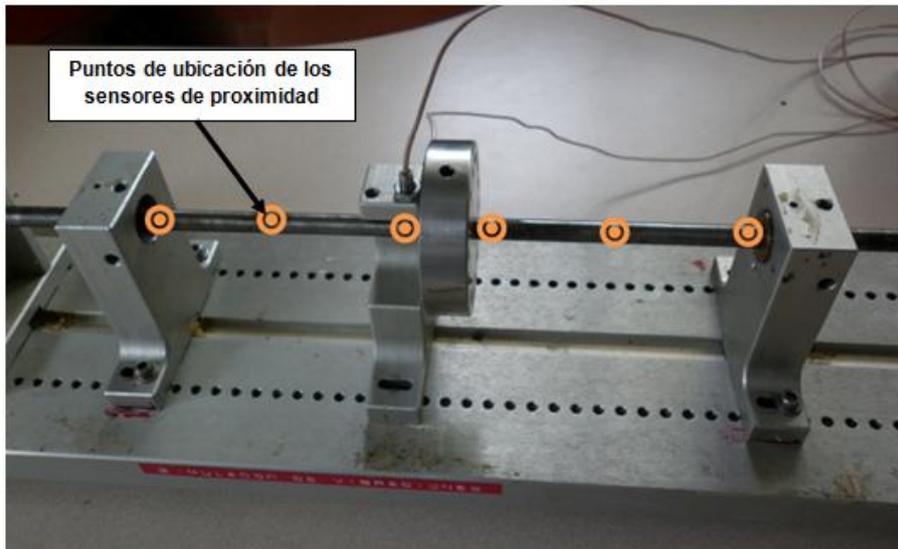


Para implementar la prueba de desbalance estático se colocó el sistema eje-rotor sobre apoyos lisos (ver Ilustración 33) donde se aplicaba un pequeño empuje. Al detenerse la parte más pesada del rotor llegaba a la parte inferior; luego se colocaba una marca en ese punto para permitir la identificación del mismo y repetía la prueba. En la mayoría de las ocasiones las marcas coincidía entre sí, lo que indicaba desbalance en el sistema eje-rotor posiblemente debido a la deflexión del eje. Luego se colocó un tornillo en la parte contraria de la marca y se empleó el mismo método con varios pesos hasta lograr que las marcas colocadas no coincidieran entre sí. El mínimo peso colocado en el rotor para que las marcas no coincidieran fue de 4,6 gr.

2.3.2 Forma modal del eje por medio de medición de órbitas

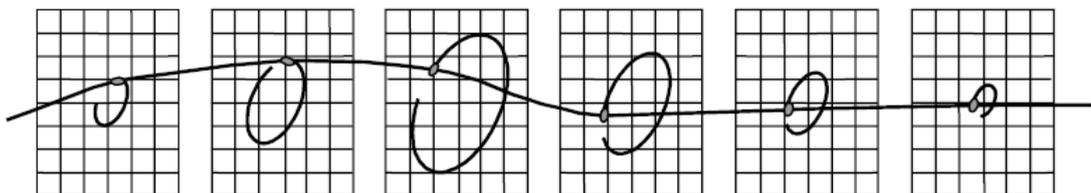
Para ver la forma modal del eje del rotor kit en los cojinetes se colocó el control de velocidad en mínimo (slow-roll). Se tomaron mediciones con los sensores de proximidad en los lugares que indica la Ilustración 34 en uso de la aplicación de labview de las gráficas de orbitas quitando la opción auto escala.

Ilustración 34. Puntos de ubicación del pedestal de sensores de proximidad



Después de obtener las orbitas en los diferentes puntos anteriormente indicados, se procedió a realizar un gráfico similar a la Ilustración 35 y así identificar el modo de deflexión del eje.

Ilustración 35. Forma modal del rotor de una turbina determinado a partir de órbitas obtenidas en diferentes lugares del rotor con la información de la marca Keyphasor, adquiridas a la misma velocidad de rotación.



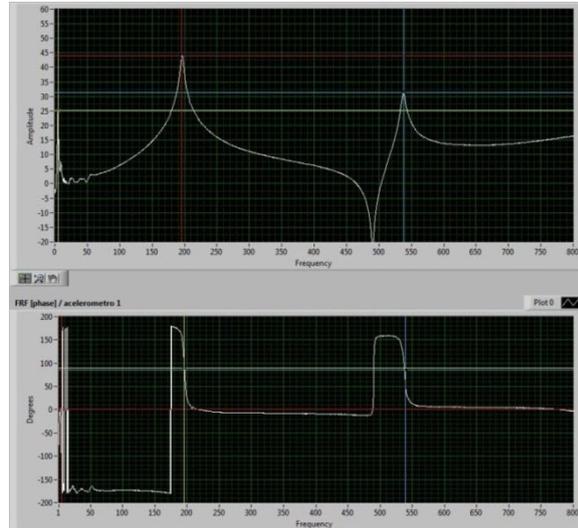
Tomado de: Agnieszka (Agnes) Muszynska, "Rotordynamics", capítulo 2, pag 51, Taylor & Francis, Nevada, U.S.A. 2005

2.3.3 Determinación de frecuencias naturales

El conocimiento de las frecuencias naturales del rotor kit es un parámetro fundamental para tener en cuenta a la hora de mantenerlo en operación ya que si se mantiene en funcionamiento el rotor kit a una velocidad que genere una excitación que coincida con una frecuencia natural, las fuerzas que se emiten aumentan precipitadamente y fácilmente puede generar una falla de forma permanente. Para obtener estas velocidades críticas de forma estática se

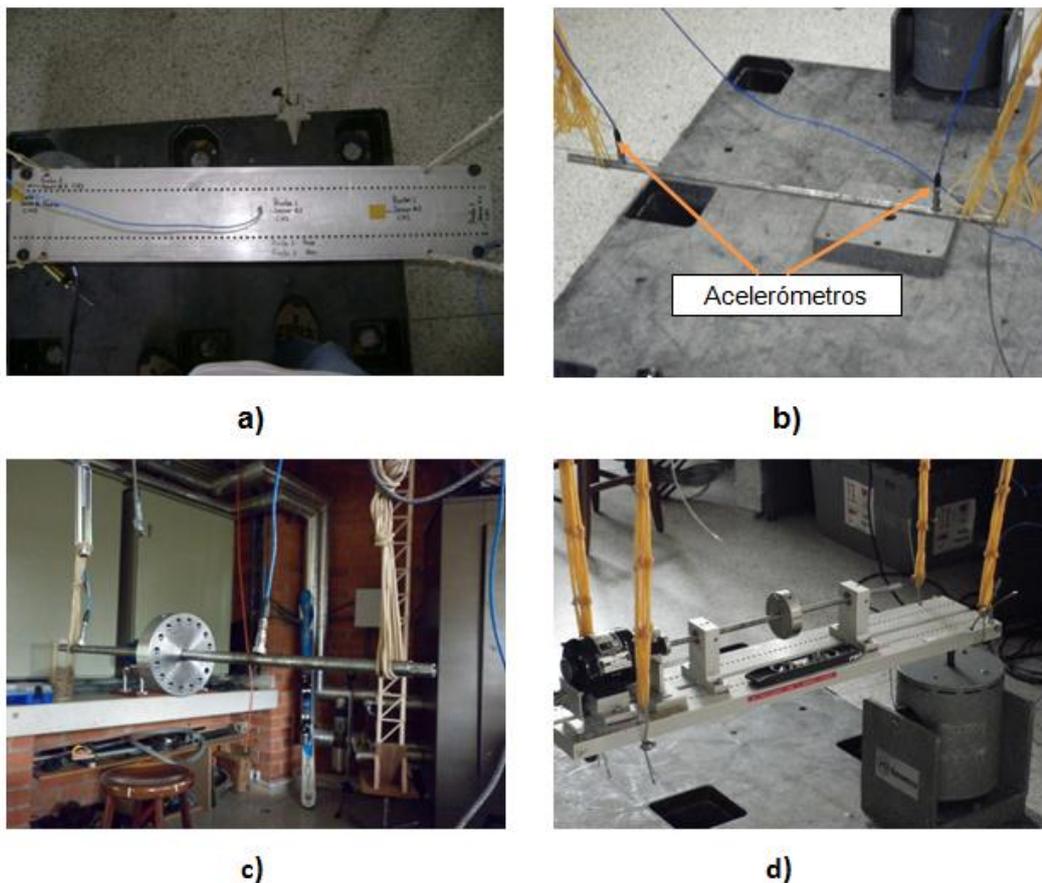
empleó el análisis modal en el cual se logra conocer las frecuencias naturales del sistema y sus componentes (ver Ilustración 36) y ayuda a la identificación de los rangos de operación donde el rotor kit genera menores niveles de vibración.

Ilustración 36. Función de respuesta en frecuencia de un análisis modal



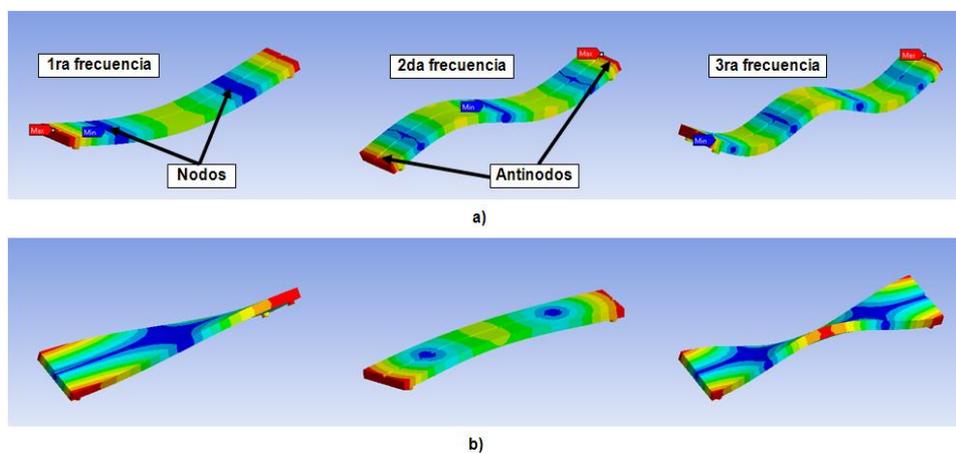
Para efectuar el análisis modal aplicado al rotor kit y a las partes que lo componen, se realizaron 12 pruebas de impacto con el martillo (ver Ilustración 28a) en cada elemento de la Ilustración 37 para inducir la excitación y se implementaron 2 acelerómetros para la obtención de los datos vibratorios. Cada componente se suspendió de forma horizontal sobre ligas (ver Ilustración 37) para representar las condiciones del software de simulación Ansys con el cual se compararon los resultados de las frecuencias donde se escogió 5% como el límite de diferencia entre la prueba de impacto y las simulaciones. Solo se asumieron las formas modales reproducibles en dirección de la ubicación de los acelerómetros (ver Ilustración 38a).

Ilustración 37. Montaje para prueba de impacto. a) Placa base. b) Eje. c) Conjunto eje-rotor. d) Rotor kit.



Para realizar las simulaciones inicialmente se elaboró cada componente del rotor kit en *Solid Edge st* para poder importarlos al software *ANSYS* en donde se homologaron algunos detalles de la geometría de las piezas simuladas debido a su limitación para la reproducción de las formas modales.

Ilustración 38. Formas modales. a) Formas verticales. b) Formas torsionales

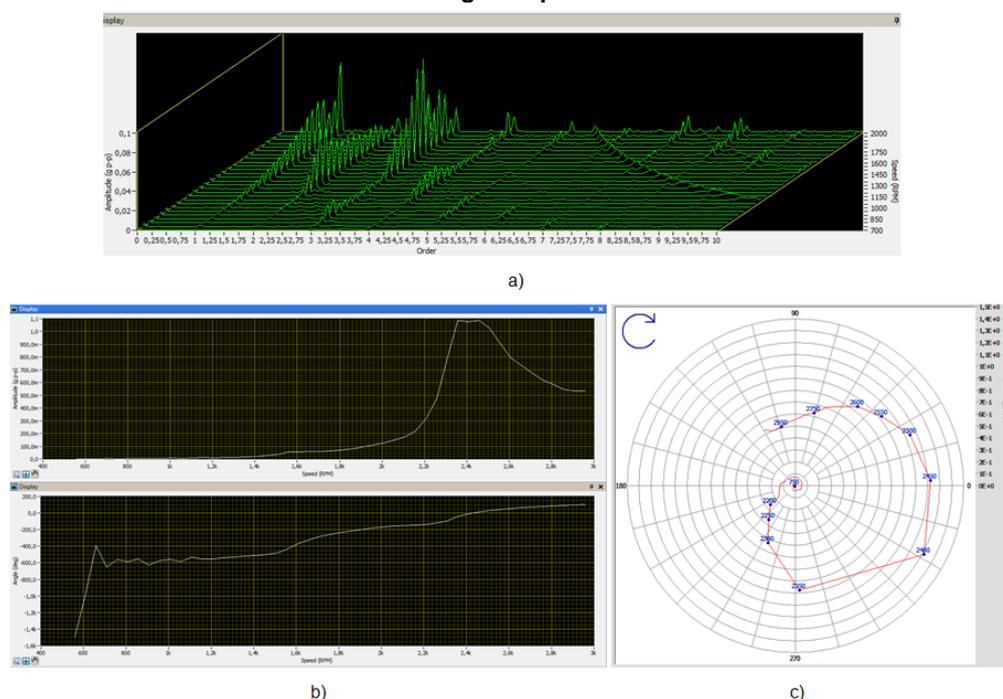


En la Ilustración 38a podemos ver las formas modales que se tomaron en cuenta para la realización de la comparación con las pruebas de impacto, cada imagen muestra el comportamiento en cada frecuencia natural de la placa; de una manera similar se manifiestan las demás partes del sistema rotor kit. En la Ilustración 38b se observan las formas torsionales las cuales no se analizaron. La parte azul de las simulaciones son los sectores que menos tendencia al movimiento tienen, estos son llamados “*nodos*” y las secciones rojas son las que emplean mayor movimiento (antinodos) y en donde es factible la ubicación de los acelerómetros debido a su mayor respuesta.

2.3.4 Determinación de velocidades críticas de operación

En la puesta en marcha del rotor kit se debe tener en cuenta los rangos de velocidad en donde se generen los menores niveles de vibración. Para obtener estos rangos se utilizaron las aplicaciones de diagrama de espectros en cascada (ver Ilustración 39a), diagrama de Bode (ver Ilustración 39b) y diagrama de polar (ver Ilustración 39c) en donde se operó el rotor kit en rampa alta (aumento) y en rampa baja (descenso) para observar cómo se su comportamiento en cada etapa de velocidad.

Ilustración 39. Aplicaciones de labview. a) Espectros en cascada. b) Diagrama de Bode. c) Diagrama polar



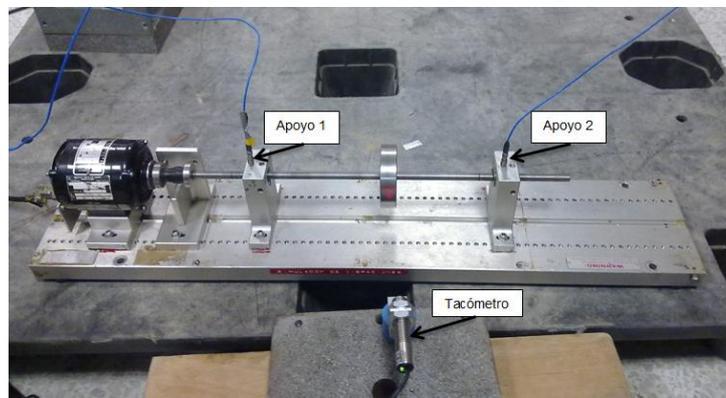
Para efectuar los espectros en cascada se colocó un acelerómetro en cada apoyo y el control de velocidad a una razón de rampa positiva de 3000 rpm/min hasta llegar a una velocidad de 3000 rpm.

En el empleo del diagrama de Bode y diagrama Polar el control de velocidad se implementó tanto en razón de rampa positiva como en negativa de 3000 rpm/min de una velocidad mínima (slow-roll) de 564 rpm hasta una velocidad máxima de 3000 rpm.

2.4 IMPLEMENTACIÓN DE TÉCNICAS DE DIAGNOSTICO DE FALLA

Para implementar las técnicas de diagnóstico de fallas se colocaron los acelerómetros como lo indica la Ilustración 40 y se instaló un tacómetro láser para adquirir la velocidad de rotación por medio de una marca reflectante adherida a la superficie del rotor.

Ilustración 40. Ubicación de acelerómetros y tacómetro para las pruebas de técnicas de falla



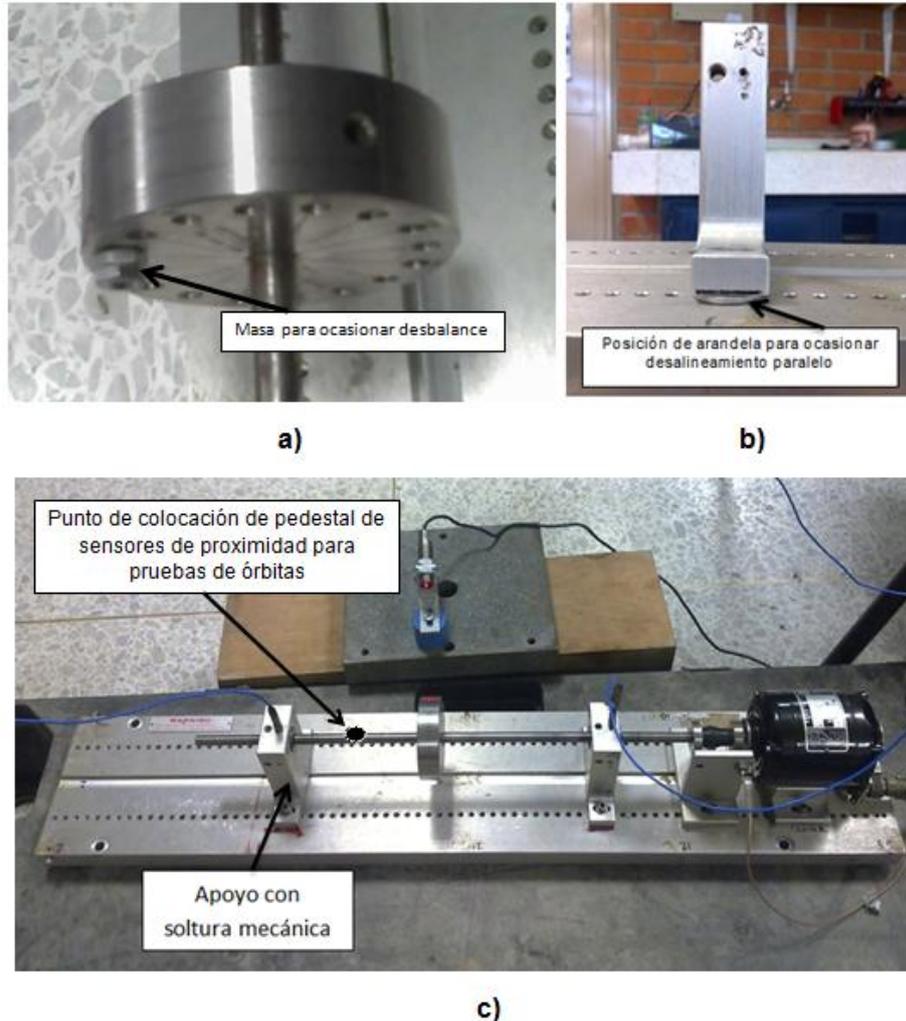
Se implementaron tres (3) fallas sobre el rotor kit: desbalance, desalineamiento y soltura mecánica.

2.4.1 Montaje de fallas

Para ocasionar desbalance en el rotor kit se le agregó un tornillo (Ilustración 41a) a una distancia de 30,5 mm del centro del rotor. En la implementación del

desalineamiento se agregaron dos arandelas de 2 milímetros de grosor en el apoyo 2 ocasionando desalineamiento de forma paralela como lo muestra la Ilustración 41b y para obtener falla por soldadura mecánica, se desajustaron los tornillos del apoyo 2 (Ilustración 41c) tal que no existiera posibilidad que salgan de sus orificios, pero que permitan movilidad verticalmente y axial del apoyo.

Ilustración 41. Montajes de fallas. a) Desbalance. b) Desalineamiento. c) Soltura mecánica



En la implementación del análisis de órbitas se adquirieron los datos de las graficar por medio de sensores de proximidad colocados ortogonalmente (ver Ilustración 30a). El apoyo que sostiene los sensores de proximidad fue colocado cerca del apoyo 2 donde se generaron la falla por desalineamiento y por soldadura mecánica, no se colocó lo más cercano a este apoyo 2 ya que el movimiento

debido a las fallas anteriores podría ocasionar que el eje golpee los sensores de proximidad y cerca del apoyo 1 no se ubicó ya que las respuestas de forma de órbitas no serían afectada por el desalineamiento ni por soldadura mecánica sino solo por desbalance.

2.4.2 Implementación de métodos de balanceo

Para los métodos de balanceo en un plano se empleó la medición de amplitud y fase por medio de una aplicación realizada en labview (ver Ilustración 42) donde la velocidad de operación escogida es de 1000 rpm o lo más cercana a ella sin sobrepasarla ya que la Tabla 1 sugiere que este tipo de balanceo se debe emplear a velocidad de operación menor o igual a 1000 rpm para una relación menor o igual $L/D=0,5$.

Cada orificio en el rotor (ver Ilustración 43) está separado $22,5^\circ$ a una distancia del centro de 30,5 mm.

En la Ilustración 44 se observa los pesos de prueba para el balanceo y en la Tabla 4 sus valores de masas.

Se colocó la marca reflectante en la posición 0° del rotor.

Ilustración 42. Aplicación Labview para el método de balanceo en un plano

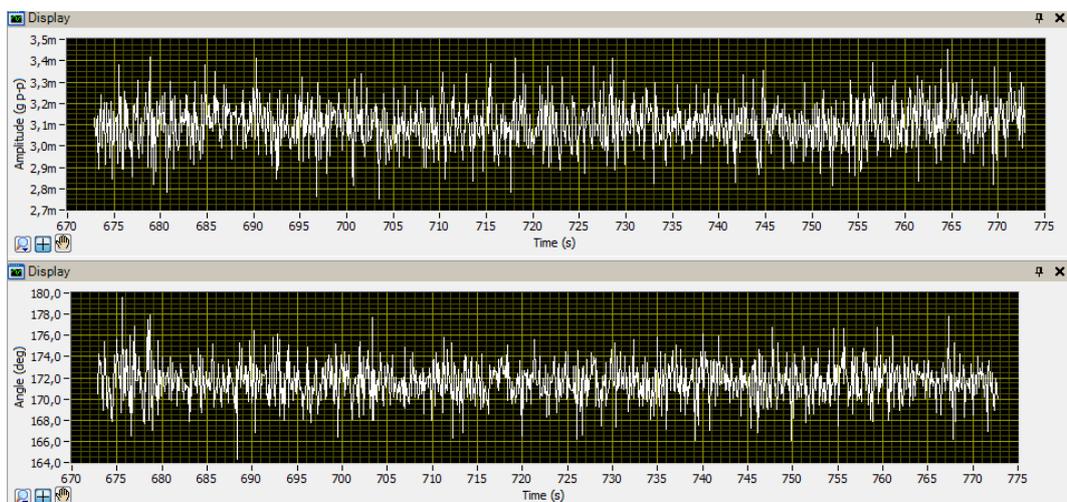


Ilustración 43. Rotor



Grosor del rotor (L) 19 mm
Diámetro del rotor (D) 75,5 mm
 $L/D= 0,25$

Ilustración 44. Herramientas para balanceo dinámico en un plano



Tabla 4. Pesos de prueba para el balanceo en un plano

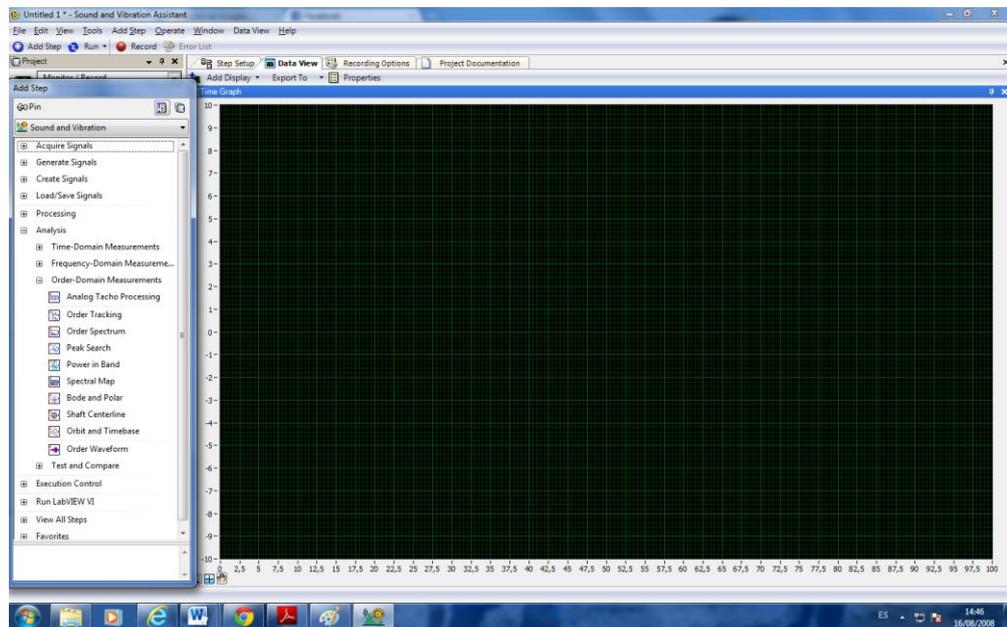
Tornillos	Arandelas	Tuercas
0,6 gr	0,8 gr	1 gr
1 gr	1,7 gr	1,3 gr
2,2 gr	1,6 gr	
2,7 gr		
3,6 gr		

2.5 ELABORACIÓN DE GUÍAS DE LABORATORIO

Para elaborar las guías de laboratorio inicialmente se realizó una indagación acerca de los equipos existentes en el laboratorio ligados a las vibraciones en componentes rotodinámicos, de los tipos de fallas que se logran generar en el rotor kit y de las técnicas de diagnóstico que se pueden efectuar con las aplicaciones existentes en *Labview NI Sound and Vibration Assistant* (ver Ilustración 45). Luego se implementaron las técnicas de análisis de falla y se

extrajo información substancial para la posible identificación de las anomalías implementadas. Al culminar los pasos anteriores se elaboraron tres guías que contienen objetivos, temas de consulta, marco teórico, materiales y equipos, procedimiento, análisis e interpretación de datos, observaciones y conclusiones, y añadido a las guías se realizaron manuales de los equipos y herramientas utilizadas.

Ilustración 45. Labview NI Sound and Vibration Assistant.



3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para realizar las observaciones del análisis modal, las técnicas de análisis de fallas y los métodos de balanceo, se utilizó la información contenida en los libros indicados en la bibliografía de la presente tesis.

3.1 ANÁLISIS MODAL PRUEBA DE IMPACTO

Con la aplicación de labview para el empleo de la prueba de impacto y las simulaciones en Ansys de los componentes del rotor kit se generaron los siguientes resultados.

3.1.1 Análisis modal: placa base

En la Ilustración 46 se pronuncia un pico semejante al de una frecuencia natural pero en dirección contraria; este pico es llamado anti-resonancia la cual está relacionada con la ubicación del acelerómetro receptor de la señal vibratoria y el punto donde se efectúa el golpe de excitación.

Ilustración 46. Respuesta de prueba de impacto a placa de rotor kit

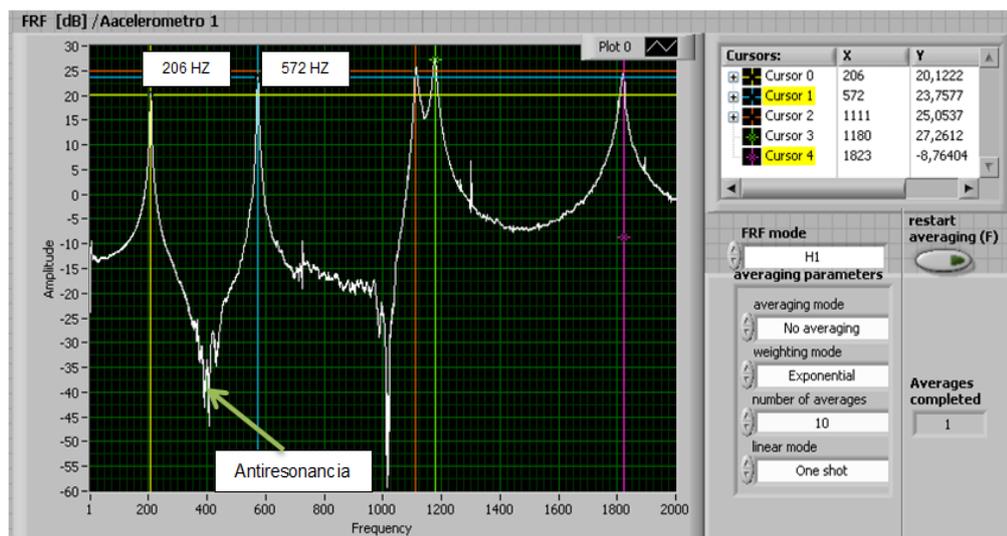


Ilustración 47. Simulación en ANSYS de placa

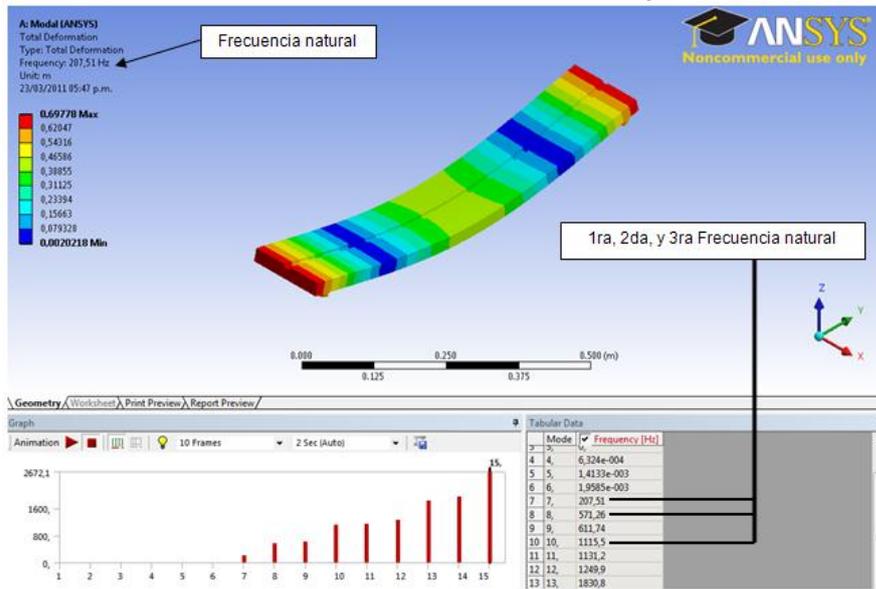


Tabla 5. Resultados de análisis modal a placa base

Resultados de prueba de impacto y simulación en ANSYS	1ra frecuencia natural Hz	2da frecuencia natural Hz	3ra frecuencia natural Hz	Diferencia 1ra frecuencia %	Diferencia 2da frecuencia %	Diferencia 3ra frecuencia %
Prueba de impacto promedio	208,1	572	1114,3	0,28	0,13	0,11
Desviación estándar de pruebas de impacto	1,8	2,01	1,9			
Simulación en ANSYS	207,51	571,26	1115,5			

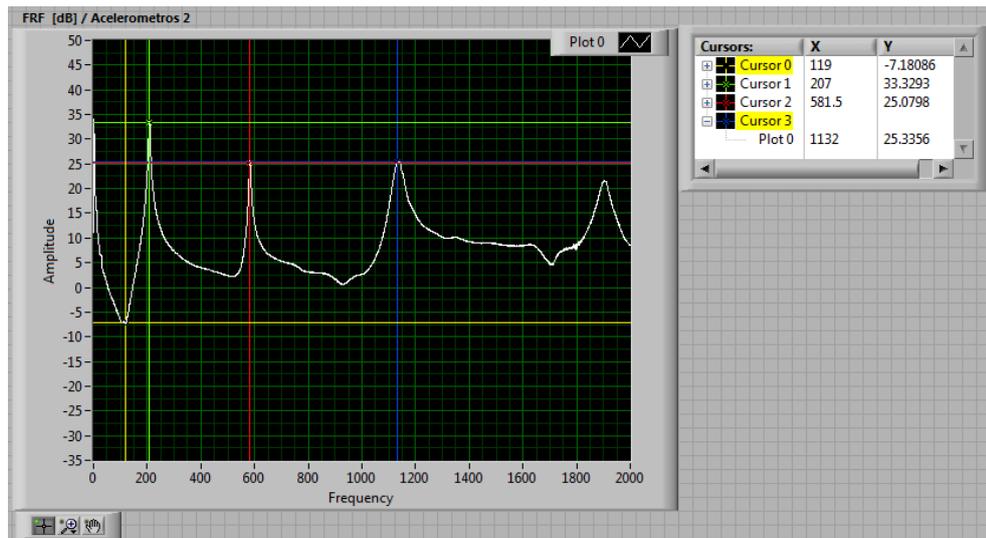
Se observa en la Tabla 5 que la primera frecuencia natural es de 208,1 Hz (12486 rpm), lo cual nos indica que no es recomendable tener mucho tiempo la placa a esta frecuencia ya que fuerza que se genera por estar en su frecuencia natural, es de gran magnitud y puede traer consigo fallas por diferentes medios.

Las simulaciones en ANSYS (ver Ilustración 47) se realizaron con propiedades de diferentes aleaciones de aluminio. El tipo de duraluminio con características

similares de acuerdo a la comparación con la prueba de impacto y que posiblemente es el material del cual está hecha la placa, es la aleación de aluminio 7075-T6 con un módulo de elasticidad $E = 75,7 \text{ Gpa}$ [16].

3.1.2 Análisis modal: eje

Ilustración 48. Respuesta de prueba de impacto a eje de rotor kit



Para realizar la simulación en ANSYS (ver Ilustración 49) del eje fue necesario realizar una prueba de ensayo de tracción (ver Ilustración 50) a un eje de las mismas características del usado para la prueba de impacto puesto que las simulaciones con acero 4140 arrojaban frecuencias naturales muy lejanas de los valores de la prueba de impacto (ver Ilustración 48).

Ilustración 49. Simulación en ANSYS de eje

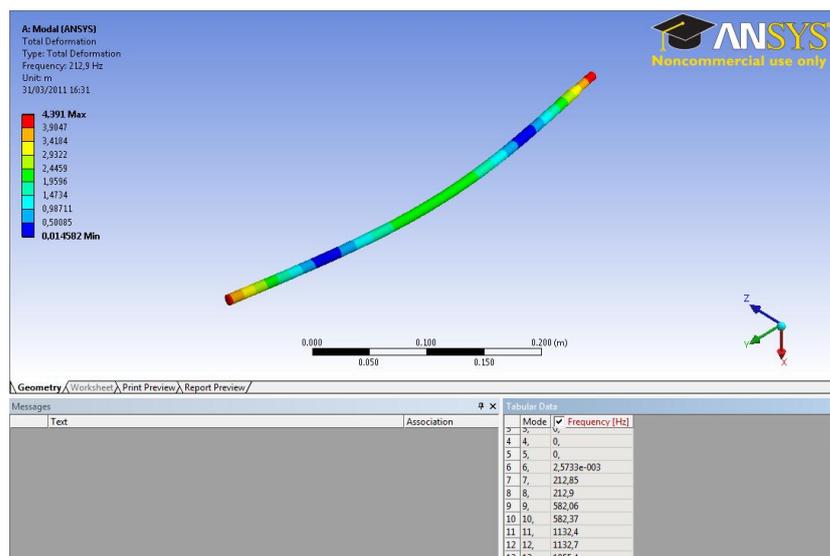


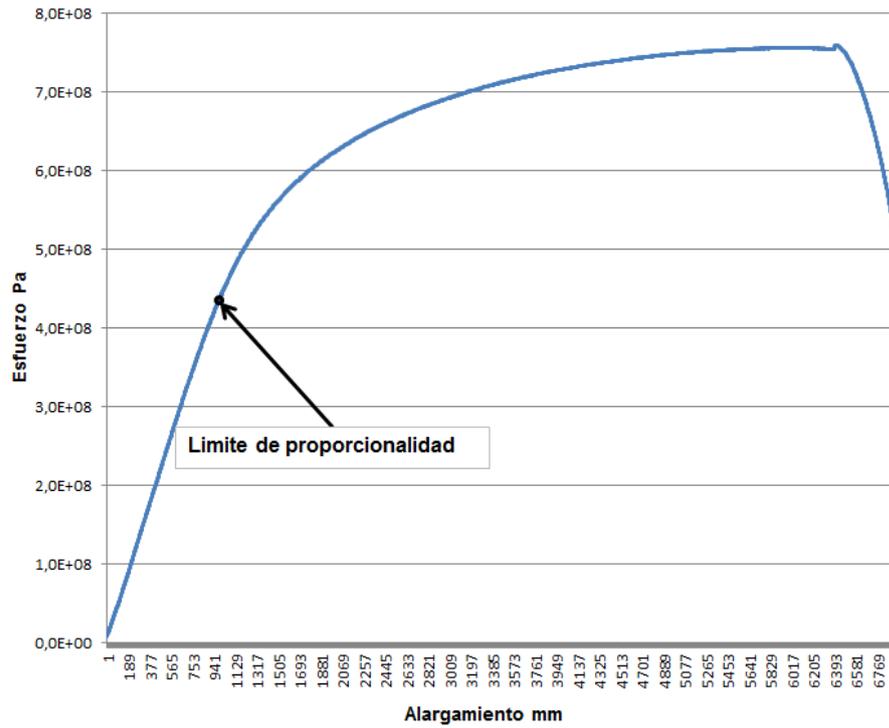
Ilustración 50. Eje sometido a ensayo de tracción



Al calcular la densidad del eje se observó que el valor de este era menor que el del acero 4140, el cual se presumió que era el material del eje pues los sensores de proximidad usados para el análisis de órbita solo son operables con este tipo de acero. La densidad del acero 4140 es de 7850 kg/m^3 y la calculada del eje usado en el rotor kit es de 7158 kg/m^3 lo cual nos indica que así como la densidad es diferente, las propiedades del material como el módulo de Young y el coeficiente de Poisson también podrían serlo.

El módulo de elasticidad calculado de la prueba de tracción es de 155 Gpa y se asumió un coeficiente de Poisson de 0,3 ya que la mayoría de los aceros tienen este valor (ver Ilustración 51).

Ilustración 51. Gráfica Deformación vs Esfuerzo normal



$$E = \sigma / \epsilon \quad [15]$$

Dónde:

σ = Esfuerzo normal en el límite de proporcionalidad

$\sigma = 4,41e6$ Pascales

ϵ = La deformación longitudinal es igual a la variación o incremento de longitud de la viga entre la longitud original.

$$\epsilon = \Delta L / L_0$$

$\Delta L = 0,1425$ centímetros

$L_0 = 50$ centímetros

$$\epsilon = 0,00285$$

$$E = 155e9 \text{ Gpa}$$

Tabla 6. Resultados de análisis modal a eje de Rotor Kit

Resultados de prueba de impacto y simulación en ANSYS	1ra frecuencia natural Hz	2da frecuencia natural Hz	3ra frecuencia natural Hz	Diferencia 1ra frecuencia %	Diferencia 2da frecuencia %	Diferencia 3ra frecuencia %
Prueba de impacto promedio	207,1	582,2	1131	2,72	0,02	0,12
Desviación estándar de pruebas de impacto	0,7	1,16	4,28			
Simulación en ANSYS	212,9	582,06	1132,4			

Se observa en la Tabla 6 que la primera frecuencia natural es de 207,1 Hz (12426 rpm).

3.1.3 Análisis modal: conjunto eje-rotor

Ilustración 52. Respuesta de prueba de impacto a eje-rotor de rotor kit

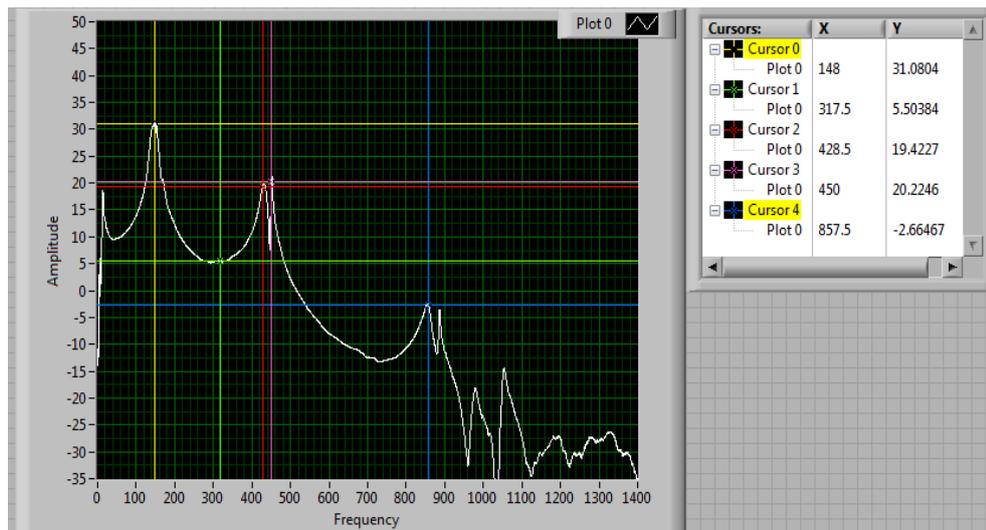


Ilustración 53. Simulación en ANSYS de eje-rotor

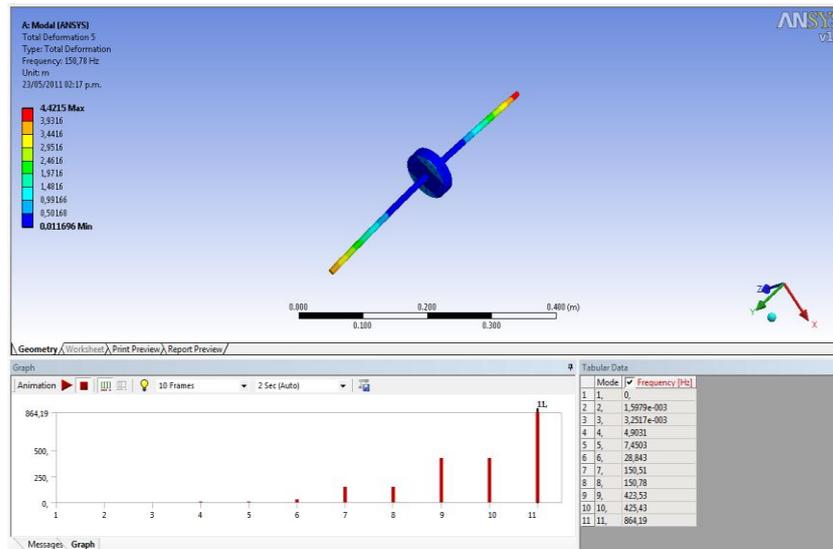


Tabla 7. Resultados de análisis modal a eje-rotor de Rotor Kit

Resultados de prueba de impacto y simulación en ANSYS	1ra frecuencia natural Hz	2da frecuencia natural Hz	3ra frecuencia natural Hz	Diferencia 1ra frecuencia %	Diferencia 2da frecuencia %	Diferencia 3ra frecuencia %
Prueba de impacto promedio	147,3	431,8	856	2,13	1,92	0,95
Desviación estándar de pruebas de impacto	2,87	2,47	1,16			
Simulación en ANSYS	150,51	423,53	864,19			

Para la simulación en ANSYS (ver Ilustración 53) del conjunto eje-rotor inicialmente se calculó la densidad del rotor (8000 kg/m^3), al ser mayor que las de aceros comunes y por la poca adherencia magnética, se presume que el material podría ser de acero inoxidable.

El tipo de acero inoxidable del cual factiblemente está elaborado el rotor, es de AISI 304 [16].

Podemos observar en la Tabla 7 que la primera frecuencia natural es de 147,3 Hz (8838 rpm) (ver Ilustración 52).

3.1.4 Análisis modal: rotor kit

Ilustración 54. Respuesta de prueba de impacto a rotor kit

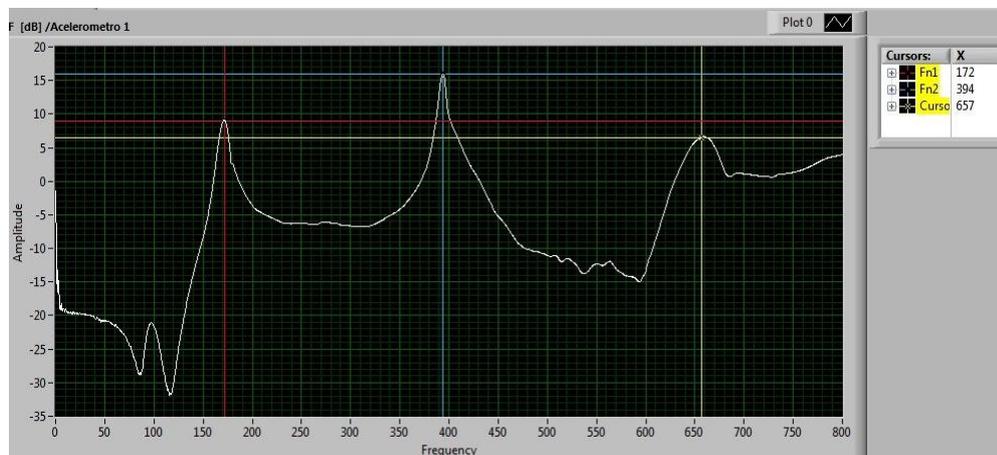


Ilustración 55. Simulación en ANSYS de rotor kit

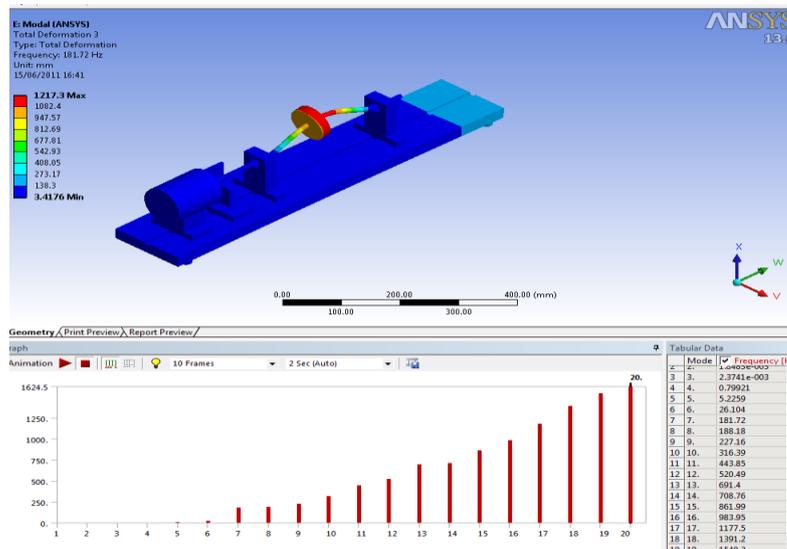


Tabla 8. Resultados de análisis modal a Rotor kit

Resultados de prueba de impacto y simulación en ANSYS	1ra frecuencia natural Hz	2da frecuencia natural Hz	3ra frecuencia natural Hz	Diferencia 1ra frecuencia %	Diferencia 2da frecuencia %	Diferencia 3ra frecuencia %
Prueba de impacto promedio	169,6	395	659,1	6,67	19,9	4,9
Desviación estándar de pruebas de impacto	2,09	1,09	2,92			
Simulación en ANSYS	181,72	316,39	691,4			

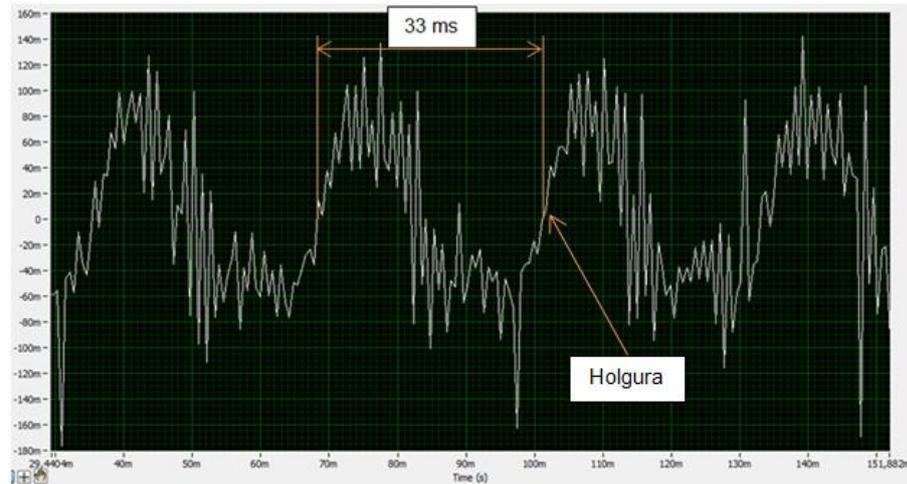
Se observar en la Tabla 8 que la primera frecuencia natural es de 169,6 Hz (10176 rpm).

La simulación en ANSYS del rotor kit (ver Ilustración 55) no es de gran fidelidad ya que una simulación de este sistema que contiene componentes internos como en el motor, resulta de manera compleja obtener respuestas vibratorias en un rango de error aceptable con respecto a la prueba de impacto (ver Ilustración 54).

Las simulaciones en ANSYS no son esenciales para la determinación de las velocidades críticas de un sistema dinámico pero, con ellas podemos visualizar el comportamiento del sistema en una forma modal y así seleccionar los puntos posibles de ubicación de los acelerómetros para la obtención eficiente de la respuesta vibratoria (ver Ilustración 54). También puede ser de utilidad para la determinación de los posibles materiales de los diferentes componentes de un sistema dinámico o estático.

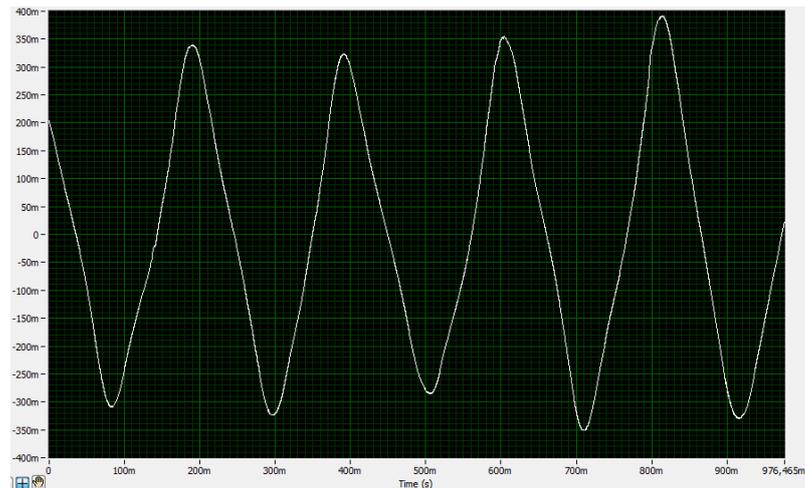
3.2 ANALISIS DE FALLA: METODO DE FORMA DE ONDA

Ilustración 56. Forma de onda del rotor kit a 1800 rpm



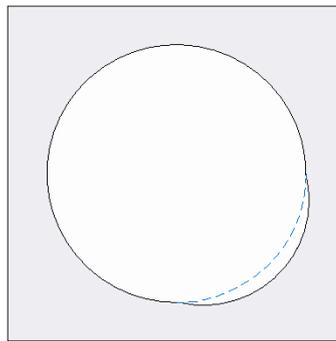
En la Ilustración 56 la forma de onda manifiesta la presencia de deflexión en el eje; la parte positiva de la onda y la negativa no son constantes como comúnmente debería serlo en condiciones óptimas de operación de los componentes (ver Ilustración 57).

Ilustración 57. Forma de onda característica



Es posible la existencia de holgura en el cojinete del apoyo 2 debido que todo el trayecto menos la parte indicada como holgura (ver Ilustración 56) tiene distorsión. Es posible que en la mayor parte del recorrido el eje este apoyado sobre en un lado del cojinete y en la otra parte del trayecto la fuerza sobre el cojinete disminuya debido a un pequeño espacio (ver Ilustración 58) donde el eje se traslade con menos fricción.

Ilustración 58. Posible forma de holgura en el cojinete



Una alternativa al origen de este comportamiento dinámico es la posible disminución de la presión sobre el cojinete debido a la trayectoria rotacional del eje originada por la deflexión y no debido a alguna holgura en el cojinete que no le permite apoyarse en toda la circunferencia del apoyo.

En la Ilustración 56 podemos ver el periodo de la onda de 33 milisegundos con el cual es posible calcular su frecuencia y así mismo la velocidad de operación del rotor kit.

$$F=1/T = F=1/ 0,033 \text{ s} = 30,3 \text{ Hz} = 1818 \text{ rpm (velocidad de giro) [3].}$$

Con el conocimiento de periodo de la onda se logró obtener la velocidad de giro por medio de la ecuación anterior.

3.2.1 Forma de onda del rotor kit: desbalance

Ilustración 59. Forma de onda del rotor kit a 2000 rpm en condiciones de desbalance

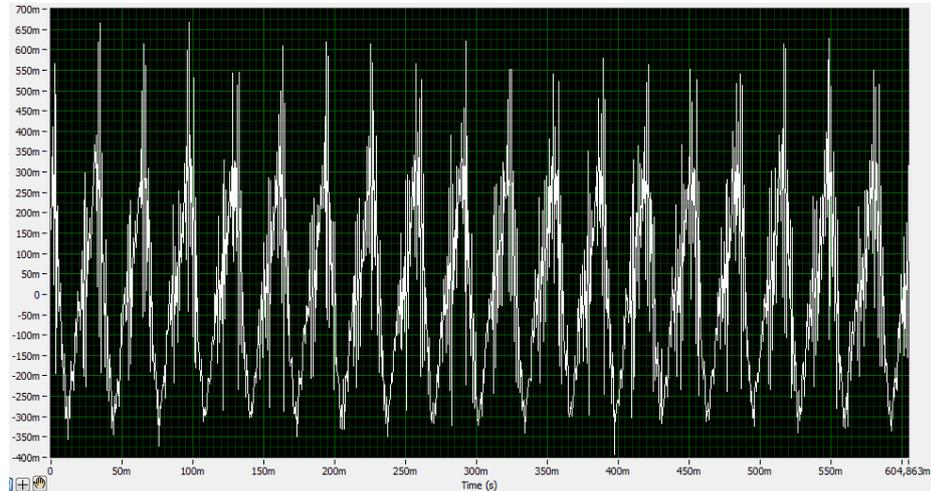


Ilustración 60. Acercamiento de la Ilustración 59



El desbalance comúnmente se manifiesta con una forma de onda que en comparación con una onda de un sistema en óptimas condiciones dinámicas, solo se aumentan los niveles en la amplitud de la vibración en este caso la amplitud se incrementó de 120m (Ilustración 56) a 600m (Ilustración 59) equivalente a 5 veces el valor inicial, pero debido a factores de deterioro en el rotor kit se observa en la Ilustración 60 como la forma de onda se distorsiona tal que produce una similar a la emitida en un sistema bajo condiciones de desalineamiento.

En la Ilustración 60 se observa que probablemente el peso agregado al rotor ha trasladado el centro geométrico provocando así que más porcentaje de la circunferencia del eje cuente con mayor masa que el resto. En consecuencia es posible que el al paso del eje sobre la superficie inferior del cojinete ejerza menos presión que en la parte superior (Ilustración 60 zona de poco contacto).

3.2.2 Forma de onda del rotor kit: desalineamiento

Ilustración 61. Forma de onda del rotor kit a 2000 rpm en condiciones de desalineamiento

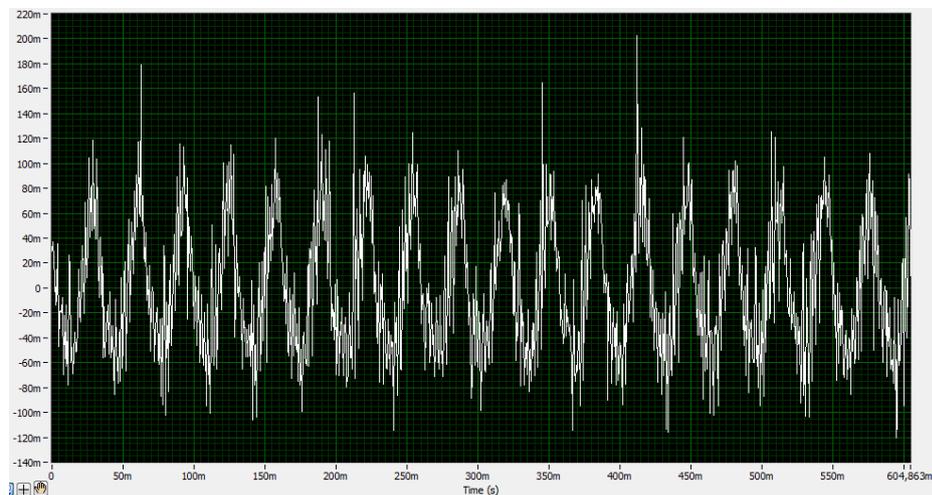
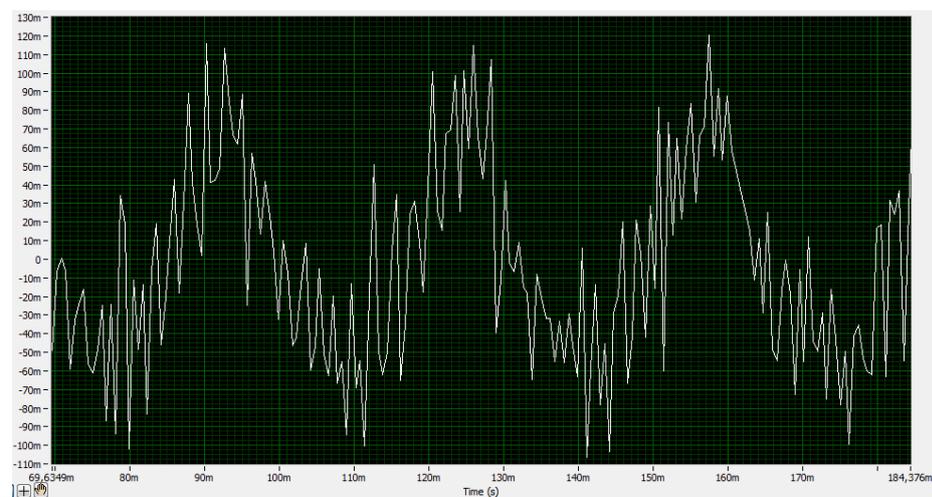


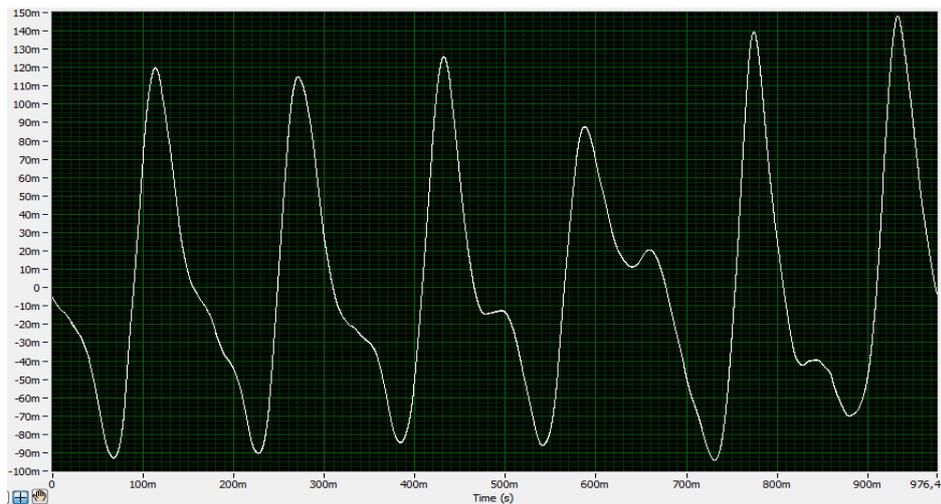
Ilustración 62. Acercamiento de la Ilustración 61



Para determinar el desalineamiento en el rotor kit no resulta viable guiarse por el nivel de vibraciones ya que al realizar la comparación de la Ilustración 56 en

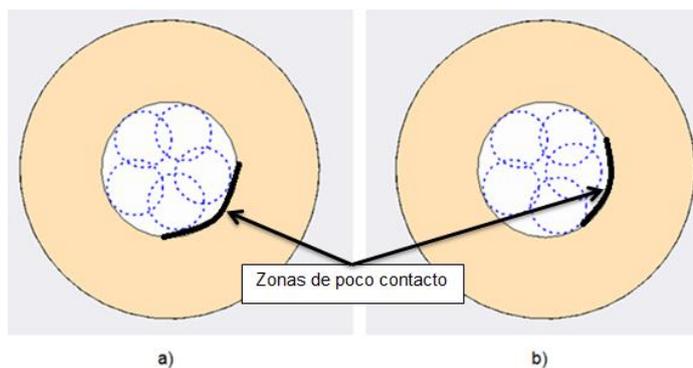
condiciones normales y la Ilustración 62 con desalineamiento ocasionado los niveles en la amplitud son idénticos; el desalineamiento comúnmente se manifiesta en una forma de onda donde se emiten armónicas de segundo y tercer orden ($2x$ y $3x$) como lo muestra la Ilustración 63.

Ilustración 63. Forma de onda característica del desalineamiento



Debido a la flexión del eje y a otros factores que interviene en el comportamiento del rotor kit como la excesiva libertad en el acople (ver Ilustración 70) debido a fatiga o daños no documentados entre otros, es de manera difícil visualizar el desalineamiento en la forma de onda de la Ilustración 61 pero, se puede observar que en comparación con la Ilustración 56 de la forma de onda del rotor kit sin falla alguna generada, existe una zona de menos presión que el resto de la trayectoria, y en la Ilustración 62 en donde se le origina desalineamiento paralelo, no es visible ninguna zona de poco contacto. El desalineamiento ocasionado en el rotor kit es de tipo paralelo debido a que las arandelas se colocaron bajo el apoyo 2 agregando una diferencia vertical respecto al apoyo 1 y por consiguiente ejerciendo presión del cojinete sobre el eje lo que causa posiblemente la alteración en la trayectoria rotacional de este (ver Ilustración 64).

Ilustración 64. Trayectoria del eje en operación. a) Sin falla generada. b) Con desalineamiento



3.2.3 Forma de onda del rotor kit: soldura mecánica

Ilustración 65. Forma de onda del rotor kit a 2000 rpm en condiciones de soldura mecánica

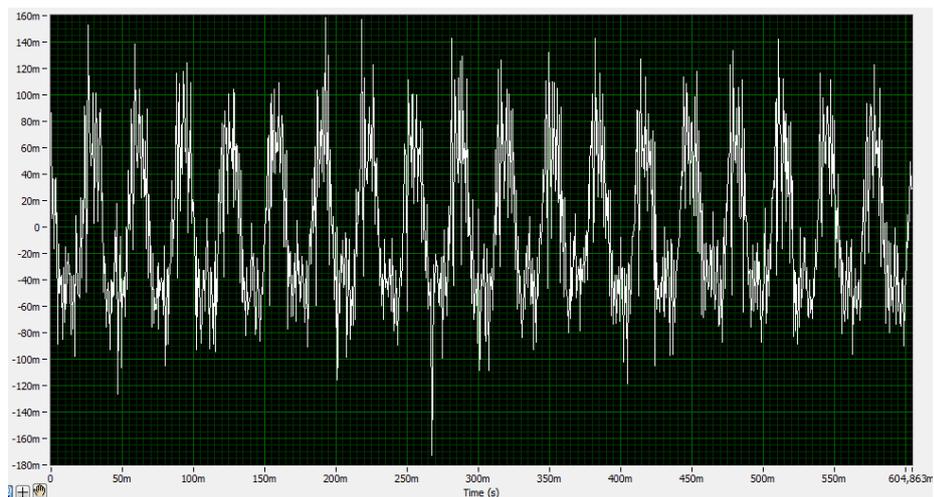
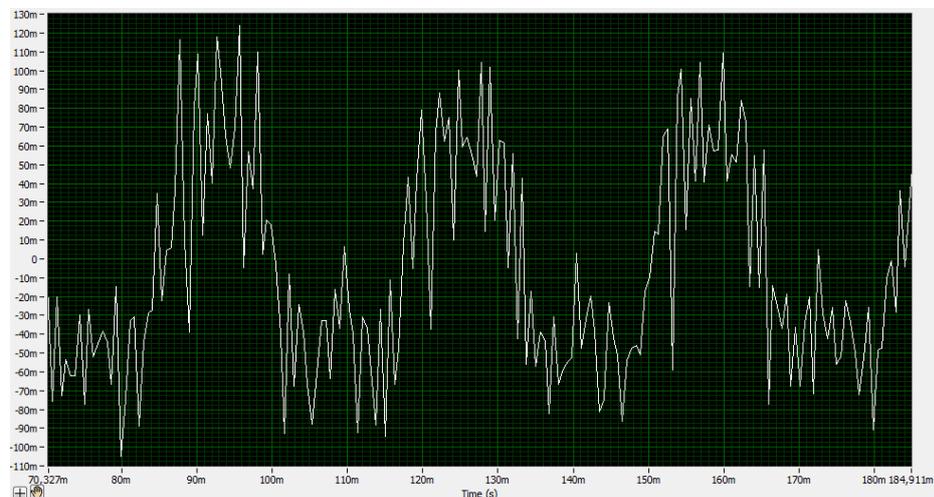


Ilustración 66. Acercamiento de la Ilustración 65

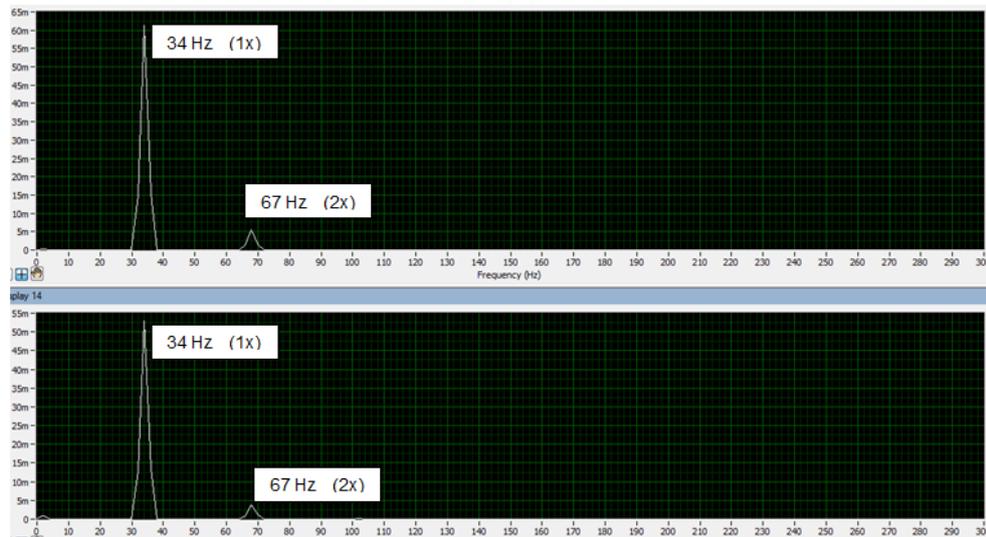


La falla por soltura mecánica en la forma de onda se manifiesta de manera aleatoria (ver Ilustración 65) dado que la holgura vertical y a la vez axial que ocasiona la poca sujeción de los tornillos permite que el apoyo se desplace de forma impredecible. Se puede decir que es de manera más visible la soltura mecánica que el desbalance o el desalineamiento en este rotor kit ya que cada onda emitida es de forma peculiar y distintas a las otras (ver Ilustración 66) a simple vista se indica que la onda no mantiene un ciclo constante y conserva un rango mucho más amplio de la magnitud en las ondas registradas que la onda debido al desbalance o al desalineamiento.

3.3 ANALISIS DE FALLA: METODO DE GRAFICA DE ESPECTRO

Inicialmente se adquieren los datos de espectros del rotor kit sin falla generada aparente sobre el Rotor kit, para realizar algunas comparaciones con las anomalías que se emiten en presencia del desbalance, desalineamiento y soltura mecánica.

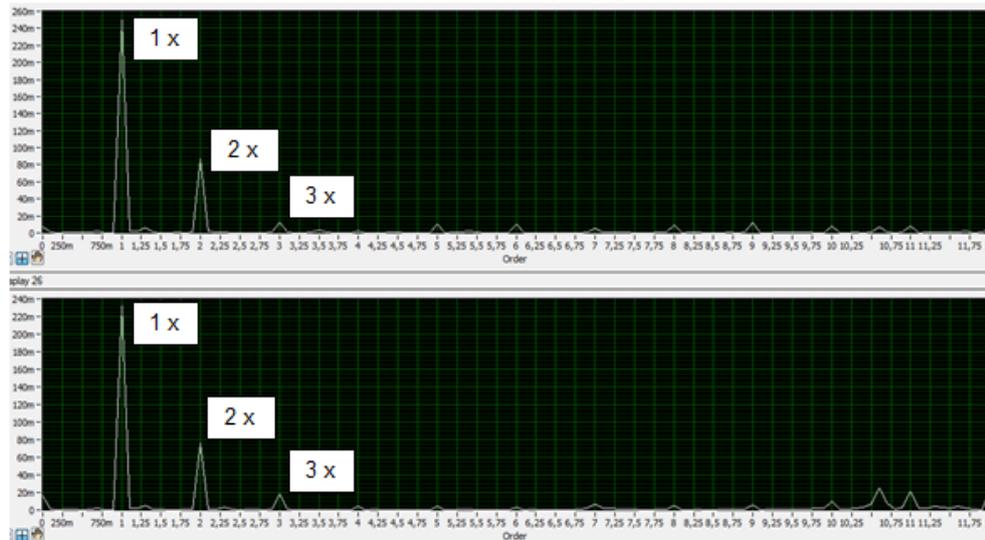
Ilustración 67. Grafica de espectro rotor kit a 2042 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)



Se observa en la Ilustración 67 el primer pico a una frecuencia de 34 Hz (2040 rpm) este se debe a la velocidad de rotación, el segundo pico (2x) se da a una

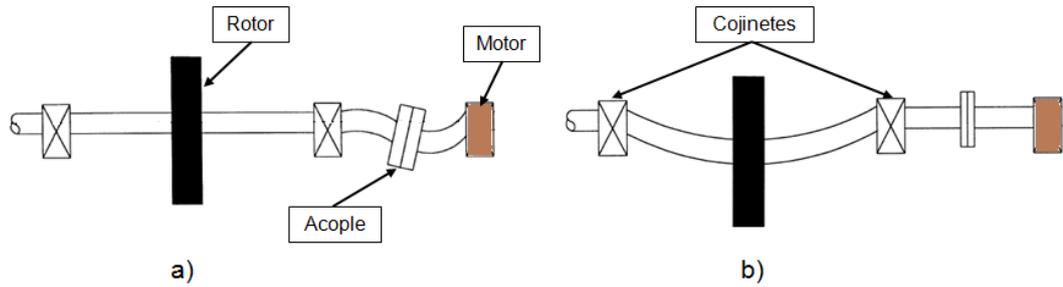
frecuencia de 67 Hz debido a que las órdenes son múltiplos de la velocidad de operación. Aunque el desalineamiento se da con las dos primeras armónicas en la Ilustración 68 esto se debe probablemente a la deflexión del eje que genera desbalance de forma severa.

Ilustración 68. Gráfica de espectro de orden rotor kit a 2042 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)



En la Ilustración 68 de amplitud vs órdenes se visualiza el desbalance de forma más evidente donde se emiten los armónicos 1x, 2x y 3x los cuales me indican que el nivel de desbalance es severo y puede ser fácilmente confundido con el desalineamiento angular aunque es una consecuencia del doblado del eje. En un eje doblado si el armónico de la velocidad de rotación (1x) tiene el mayor nivel de amplitud, la curvatura del eje se encuentra cerca en el centro del eje (ver Ilustración 69b), pero si el armónico dominante es el de segundo orden (2x) entonces el doblado se encuentra a los extremos del eje (ver Ilustración 69a).

Ilustración 69. Formas de posibles deflexiones del eje. a) Deflexión en el extremo del eje. b) Deflexión en el centro del eje



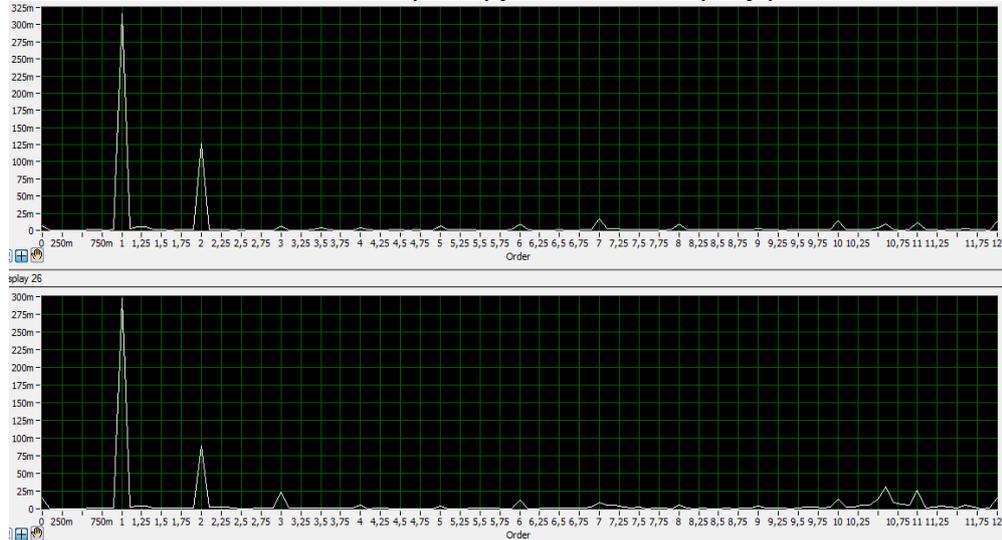
Visualmente se manifestó una pequeña anomalía en el acople (ver Ilustración 70) que une el motor con el eje; se observó que la trayectoria de rotación en la unión se alteraba similar al eje en presencia de la deflexión y las gráficas de espectro muestran un ligero aumento en los niveles de amplitud del apoyo 1 con respecto al apoyo 2 (ver Ilustración 40), la irregularidad en el eje es causante de vibraciones axiales y radiales que intervienen en el diagnóstico de las fallas y podrían causar errores en la determinación del origen.

Ilustración 70. Acople del rotor kit



3.3.1 Diagramas espectro del rotor kit: desbalance

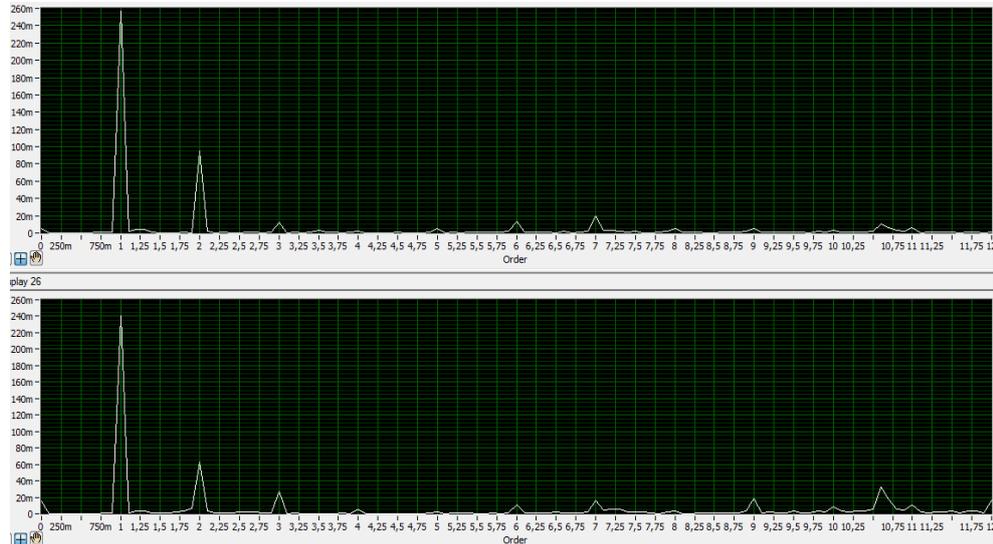
Ilustración 71. Gráfica de espectro de orden rotor kit bajo condiciones de desbalance a 2022 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)



En la Ilustración 71 se observa el incremento de la primera frecuencia con respecto a las armónicas 2x y 3x en comparación de la gráfica de espectro del rotor kit sin falla generada (ver Ilustración 56). El pico de segundo orden (2x) y el de tercer orden (3x) indican que el desbalance es de forma severa, este desbalanceo crítico es debido en gran parte al eje doblado, esto se puede verificar con una prueba ya establecida de desbalance estático (Ilustración 33). El eje doblado puede trasladar el centro de masas bastante lejos del centro geométrico y causar movimientos que introducen vibraciones armónicas como 2x y 3x con amplitudes menores que 1x que corresponde a la velocidad de operación del rotor kit.

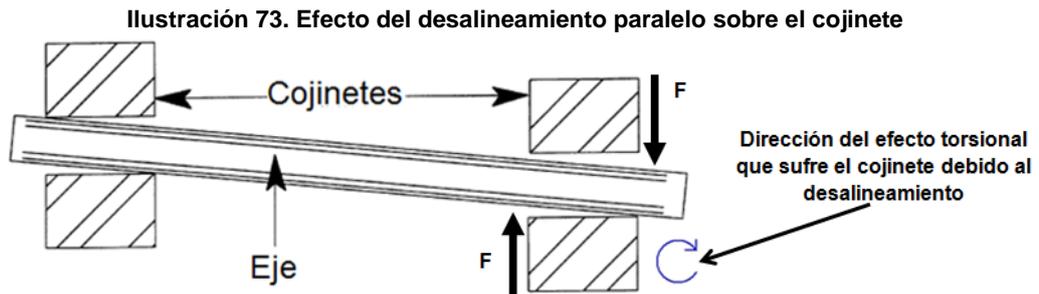
3.3.2 Diagrama de espectros del rotor: desalineamiento

Ilustración 72. Gráfica de espectro de orden rotor kit bajo condiciones de desalineamiento a 2040 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)



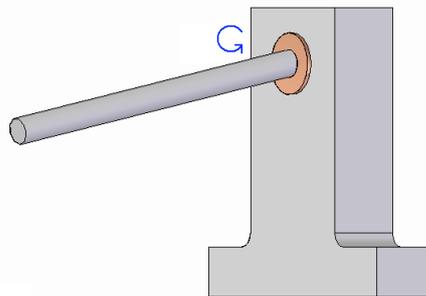
Se muestra en la Ilustración 72 que las frecuencias de primer, segundo y tercer orden se visualizan de manera fácil verificando así el desalineamiento en la máquina de forma severa.

Se observa en la Ilustración 72 que 1x es dominante lo cual indica síntomas de desalineamiento angular pero, el inducido sobre el rotor kit es de tipo paralelo este evento se debe a que como se elevó un apoyo respecto al otro, el eje ejerce una fuerza torsional en el cojinete como se muestra en la Ilustración 73 que genera síntomas vibratorios similares a la del desalineamiento angular. Cuando se encuentra el desalineamiento paralelo como falla principal en una maquina rotativa el amónico 2x será mayor amplitud que el 1x esto dependiendo también del tipo de acople, la instalación o los cojinetes y rodamientos.



Una causa probable a la similitud en la representación de los tipos de desalineamiento es que la deflexión del eje ejerce una fuerza torsional sobre el cojinete que induce un comportamiento similar al del desalineamiento angular (ver Ilustración 74).

Ilustración 74. Efecto de la deflexión del eje sobre el cojinete



El desalineamiento ejerce fricción y deflexión en el eje debido al desnivel que existe entre las flechas o en este caso entre los apoyos. Aunque no todas las máquinas necesitan el mismo nivel de precisión en la alineación, debido a la velocidad de operación o a lo importante que sea este equipo para algún fin, en la eliminación del desalineamiento, es recomendable tener la máquina en niveles de vibración lo mínimo posible teniendo en cuenta que el ensamble de la máquina puede generar desajustes que intervienen en la forma espectral. Esta sugerencia se realiza a los analistas de vibraciones según Evelio Palomino Marín.

En una máquina es necesario alinear de forma tal que no se generen las tres primeras armónicas (1x, 2x, 3x) independientemente de que si la amplitud es pequeña o alta puesto que el nivel de las vibraciones debidas al desalineamiento no es una muestra característica de su severidad y en algunos

casos revela la capacidad de un acople para tolerar desviaciones entre ejes. Cuando un desalineamiento es de forma severa se exponen picos de armónicos de mayor magnitud como el 3x, 7x etc.

Para reconocer el tipo de desalineamiento y en que plano se encuentra ubicado es necesario realizar una prueba de espectro a cada uno de los planos tanto el vertical, horizontal y axial (ver Ilustración 75).

Ilustración 75. Montaje de acelerómetros para prueba de tipo de desalineamiento

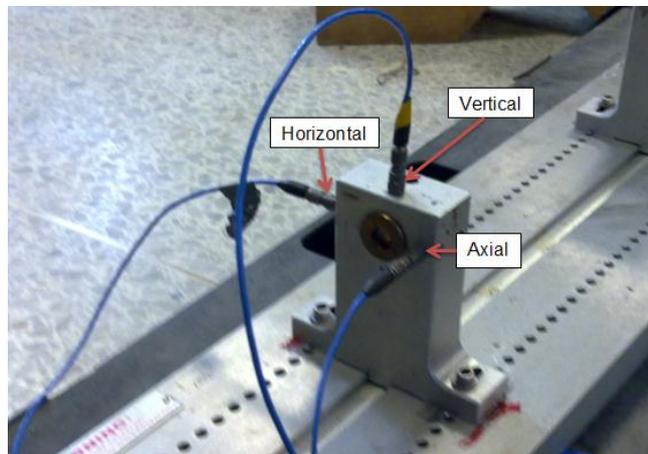


Ilustración 76. Vistas del rotor kit

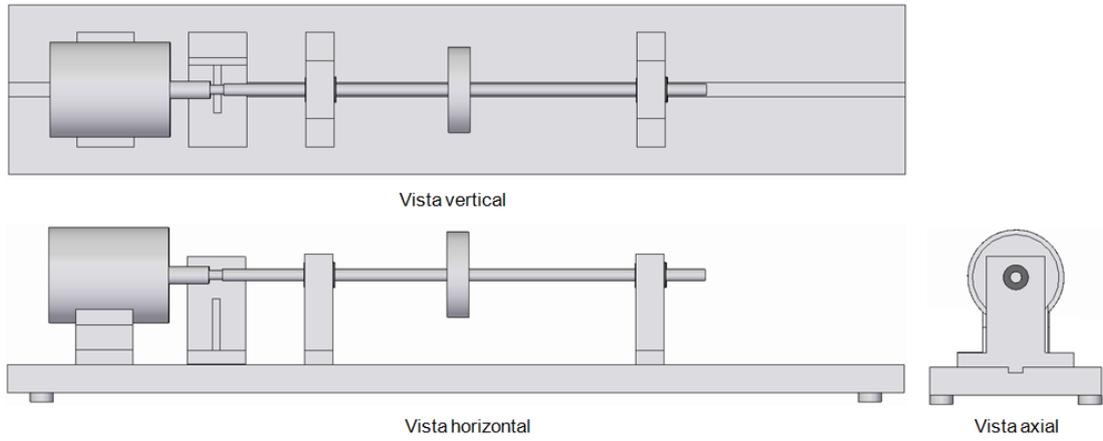


Ilustración 77. Gráfica para análisis de desalineamiento. Medición vertical a 2264 acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)

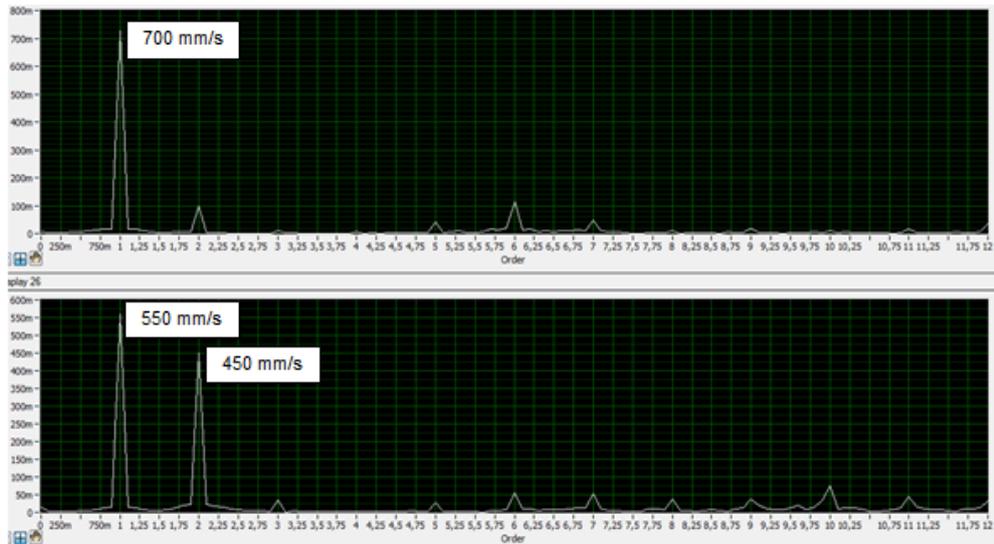


Ilustración 78. Gráfica para análisis de desalineamiento. Medición horizontal a 2264 acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)

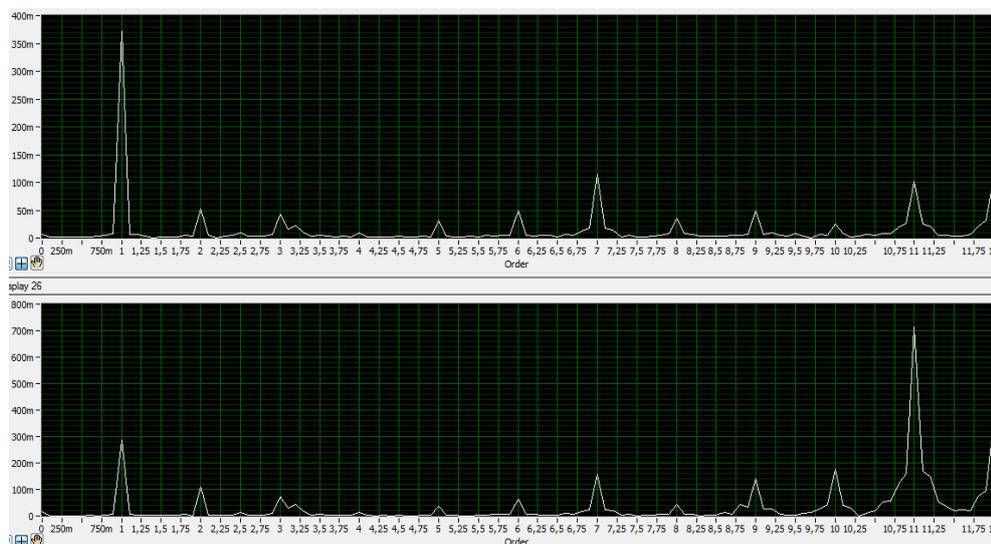
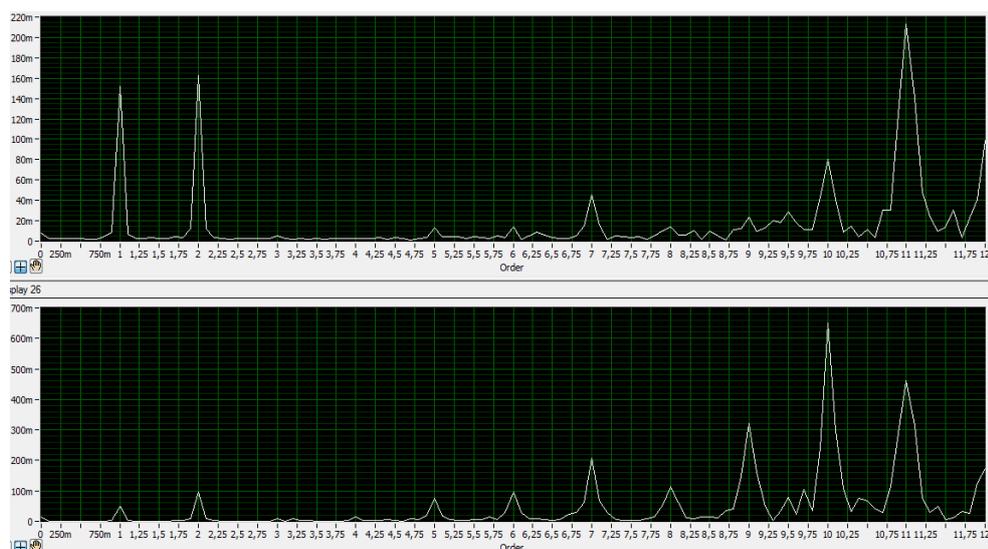


Ilustración 79. Gráfica para análisis de desalineamiento. Medición axial a 2264 acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)



Se observa que los niveles de mayor amplitud se encuentran en la Ilustración 77 de medición vertical; esto indica que es probable que el desalineamiento se encuentre en el plano horizontal (ver Ilustración 76 vista horizontal).

En la Ilustración 78 podemos ver como el armónico 2x tiene niveles de mayor amplitud que el 1x, lo cual manifiesta que en el plano axial el desalineamiento es de tipo paralelo.

En la Ilustración 79 podemos ver que en el apoyo 1 se emiten los armónicos 1x y 2x con mayor amplitud en el acelerómetro 1 que en acelerómetro 2 debido a que el apoyo 1 se encuentra después del motor y recibe la mayor parte de la fuerza axial.

Al colocar las arandelas debajo del apoyo 2 se generó probablemente desalineamiento de interno paralelo sobre el plano horizontal coincidiendo así con las gráficas arrojadas en la prueba.

3.3.4 Diagrama de espectro del rotor kit: soldura mecánica

La soldura mecánica se manifiesta en condiciones similares a la holgura mecánica ya que el apoyo está en condiciones en donde puede tener más libertad de movimiento trayendo como consecuencia que la trayectoria del movimiento del eje se amplíe y permita el movimiento con gran excentricidad.

Ilustración 80. Gráfica espectro de orden: rotor kit bajo condiciones de soldura mecánica a 2040 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)

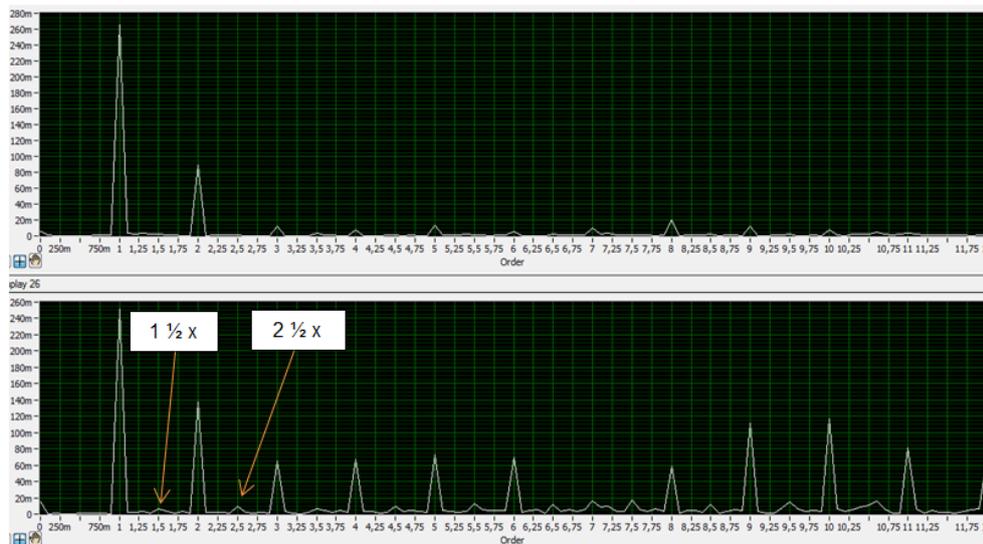
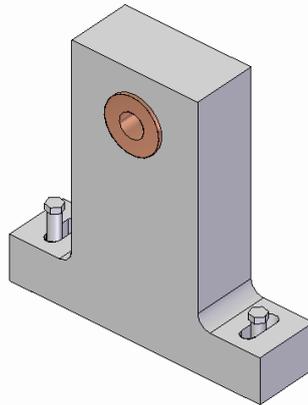


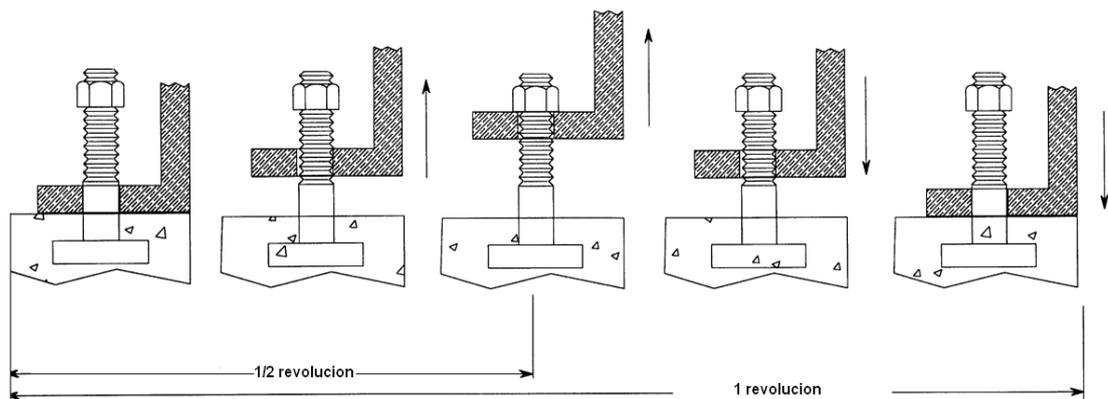
Ilustración 81. Sujeción de tornillos en prueba de soldura mecánica



En la soldura mecánica se distinguen muchos armónicos y sub-armónicos como $1 \frac{1}{2}$ y $2 \frac{1}{2} x$ (Ilustración 80) debido a la interacción de las partes (Ilustración 81) puesto que cada frecuencia emitida es equivalente a la repeticiones que tiene un incidente en cada revolución; es decir que si un evento se genera en a la mitad de una revolución se genera una frecuencia a la mitad de rotación ($\frac{1}{2} x$).

Para comprender mejor el comportamiento dinámico del apoyo en presencia de la soldura mecánica en dirección vertical podemos observar la Ilustración 82 donde el cojinete tiene contacto con los tornillos de sujeción y con la placa base del rotor kit. En cada revolución la fuerza ejercida por el eje desplaza el soporte de un extremo y al otro por esta causa se originan los sub-armónicos.

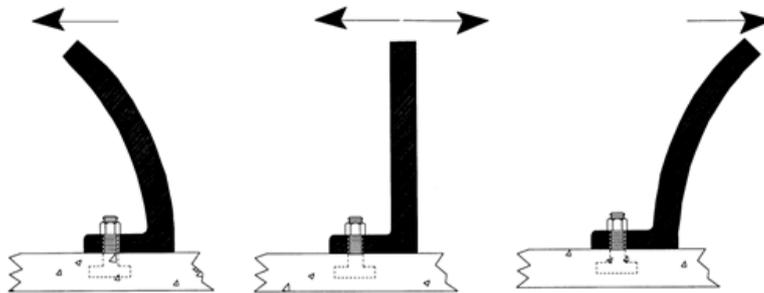
Ilustración 82. Movimiento vertical del apoyo con soldura mecánica



Tomado de: R. Keith Mobley, "root cause failure analysis", pág. 144, Butterworth–Heinemann, Woburn, USA, 1999

Podemos ver en la Ilustración 81 que los orificios donde se alojan los tornillos de sujeción permiten que el apoyo también se desplace horizontalmente (ver Ilustración 83). Este comportamiento dinámico da como resultado la emisión de los espectros de primer y segundo orden (1x y 2x) pero, como predomina el movimiento vertical no es posible notar este fenómeno debido a que en presencia de la oscilación vertical también se emiten las armónicas 1x y 2x.

Ilustración 83. Movimiento horizontal del apoyo debido a soltura mecánica

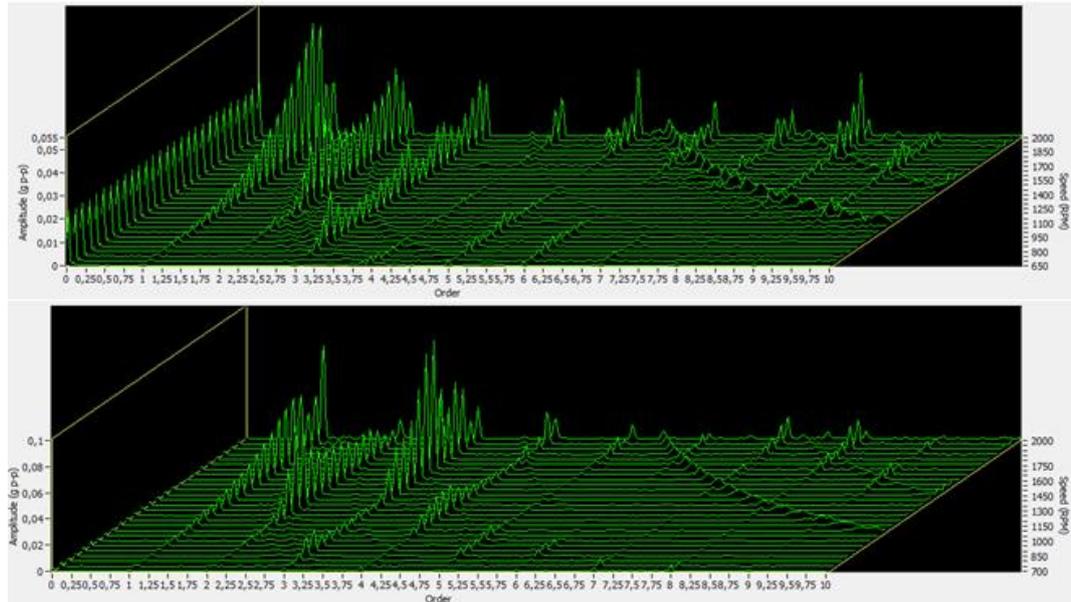


Tomado de: R. Keith Mobley, "*root cause failure analysis*", pág. 144, Butterworth–Heinemann, Woburn, USA, 1999

3.4 GRAFICA DE ESPECTROS EN CASCADA.

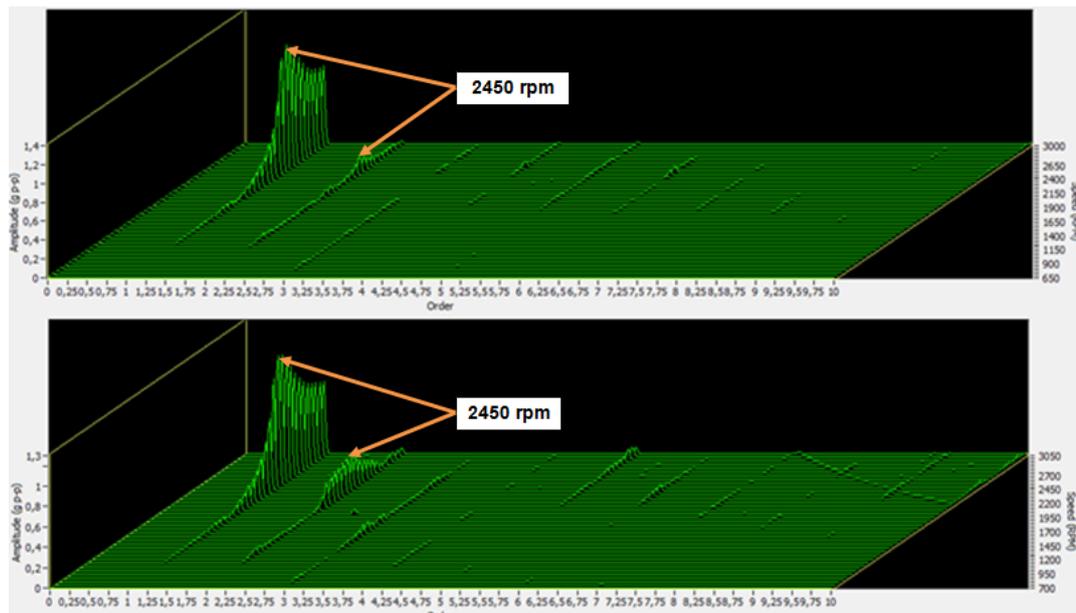
Para operar un sistema dinámico con el rotor kit es fundamental conocer las velocidades de rotación en donde la máquina trabaje de forma segura para no ser afectada en su desempeño y evitar daños permanentes en sus componentes debido a encontrarse bajo condiciones severas de desbalance, desalineamiento y soltura mecánica. Para esto es de vital importancia realizar un análisis al gráfico de espectros en cascada para visualizar las velocidades críticas y establecer un rango en donde el rotor kit pueda funcionar en las mejores condiciones posibles.

Ilustración 84. Espectro cascada desde 650 a 2000 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)



La Ilustración 84 se visualiza que desde son 850 a 900 rpm se incrementa el nivel de amplitud al igual que desde los 1600 hasta los 1750 rpm. A los 2000 rpm se visualizan desde el 1x hasta el 8x pero a bajas amplitudes. Cada línea del gráfico de espectro en cascada se emite cada 50 rpm.

Ilustración 85. Espectro cascada desde 650 a 3000 rpm acelerómetro 1 (arriba) y acelerómetro 2 (abajo)

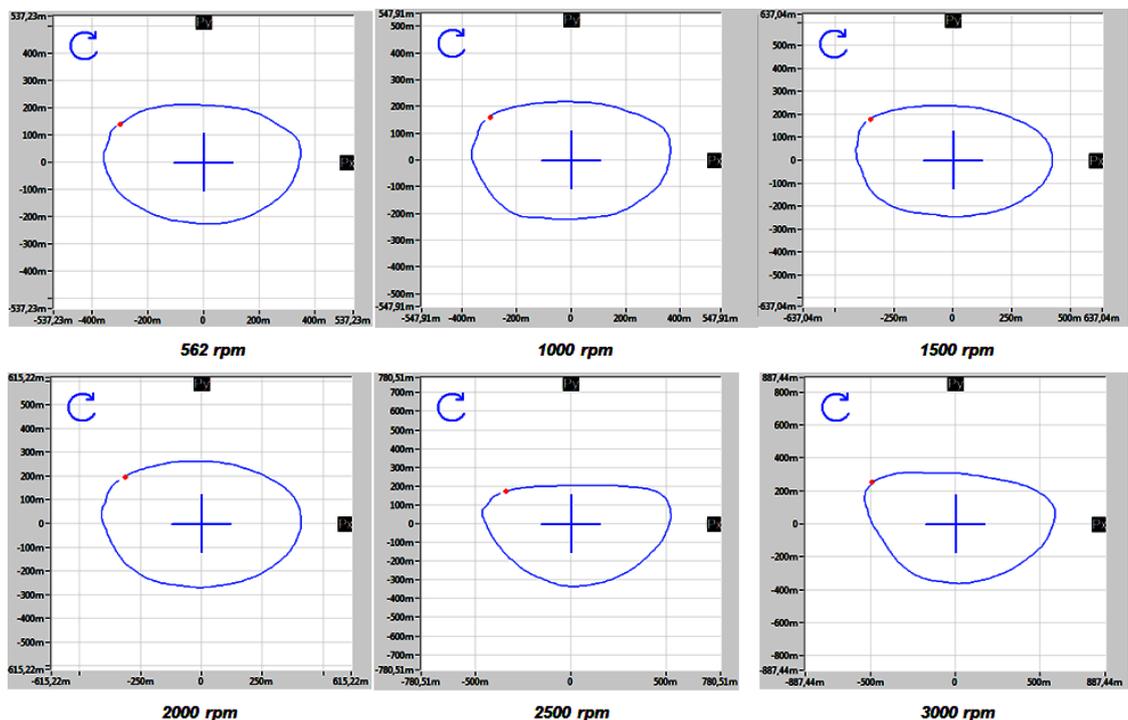


En la Ilustración 85 se visualiza que desde los 2350 rpm hasta los 2650 rpm la maquina estará bajo condiciones críticas de funcionamiento. Existe evidencia a la de que el eje está sometido a flexión ya que el espectro 1x tiene magnitud muy por encima de los demás espectros. La diferencia en el armónico 2x del apoyo 1 y el 2 posiblemente es debido a que aunque el apoyo 1 está más cerca al motor y recibe toda la fuerza axial debido al movimiento anormal del acople, no sufre la fuerza debido al desbalance que genera la flexión del eje como el apoyo 2 y la excentricidad es la causa principal que afecta al rotor kit en operación.

3.5 ANALISIS DE FALLA: METODO DE ANALISIS DE ÓRBITA

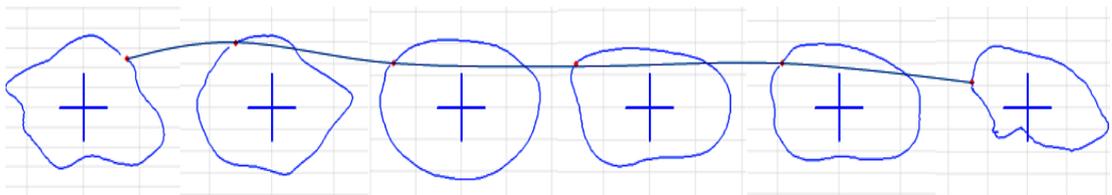
El análisis de órbita permite determinar la posición del eje en los cojinetes, el espesor mínimo de película, cargas como el desalineamiento, el desbalance etc. Resulta de mucha ayuda y complemento para los análisis de espectros. Se utilizó la aplicación de labview sin filtración ya que la soldadura mecánica se manifiesta con sub-armónicas ($\frac{1}{2}x$, $1\frac{1}{2}x$, etc.).

Ilustración 86. Órbitas del rotor kit a diferentes velocidades de rotación



En la Ilustración 86 se observa órbitas del rotor kit a diferentes velocidades de rotación donde las órbitas desde 562 rpm hasta los 2000 rpm muestran que la influencia de la carga radial ocasionada posiblemente por la flexión del eje altera la trayectoria normal que tendría en ausencia del doblado (ver Ilustración 88a); teóricamente la órbita de una maquina en óptimas condiciones (en ausencia total de fallas) se representaría como un punto en el plano "x-y", pero en la realidad se ve influenciado aunque sea de forma sutil por desbalance de masas. Por otra parte se visualiza el aumento tanto en la dimensión "x" como en el "y" producido por la fuerza de la velocidad de rotación. Al observar la órbitas de 2500 rpm vemos que el aumento del nivel de vibración debido a encontrarse en el rango crítico de velocidad de operación ocasiona un cambio grande en la trayectoria disminuyendo el trayecto en la parte positiva del eje "y" pero extendiéndolo en la parte negativa. A los 3000 rpm aunque el nivel vibración baja según la Ilustración 85, la excentricidad generada por la flexión del eje aumenta el radio trayectoria tanto en el plano "x" como en el plano "y" derivado de la fuerza centrífuga que genera la excentricidad de la curvatura del eje.

Ilustración 87. Forma de deflexión del eje a 562 rpm



En la Ilustración 87 se observa órbitas del rotor kit tomadas en diferentes puntos del eje a velocidad mínima (slow-roll) de izquierda a derecha el apoyo 1 hasta el apoyo 2. Con estas orbitas podemos visualizar la forma de flexión del eje y señalar los puntos más alejados del centro de rotación como las trayectorias del centro del eje lo que indica que la flexión se encuentra dentro de los cojinetes no fuera del ellos. También podemos deducir que las órbitas tomadas a las cercanías de los cojinetes resultan complejas para revelar las fallas de desalineamiento, desbalance y soltura mecánica de forma clara.

Ilustración 88. Órbitas y sus espectros. a) Desbalance. b) Flexión del eje. c) Desalineamiento. d) Desalineamiento severo

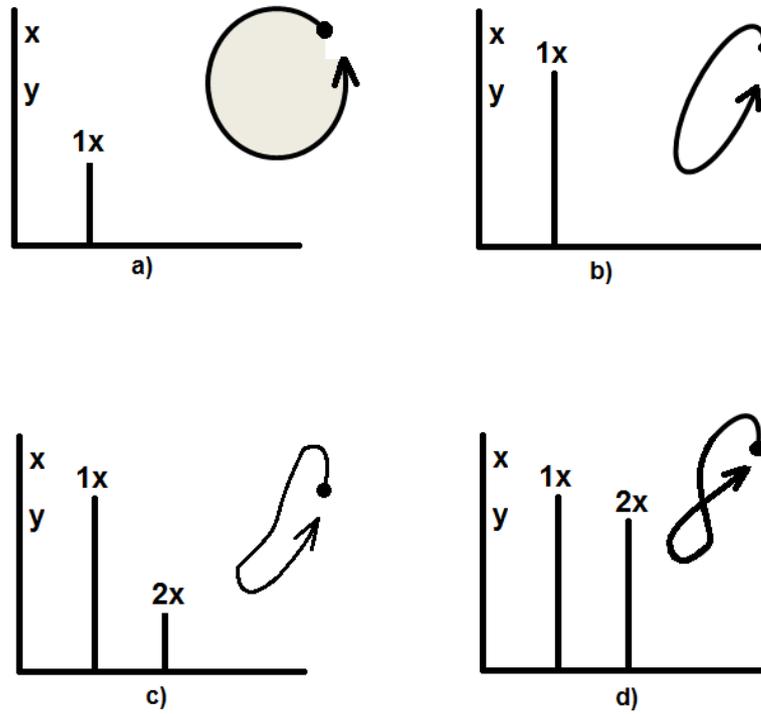


Ilustración 89. Órbitas debidas a diferentes fuentes de falla a 1000 rpm

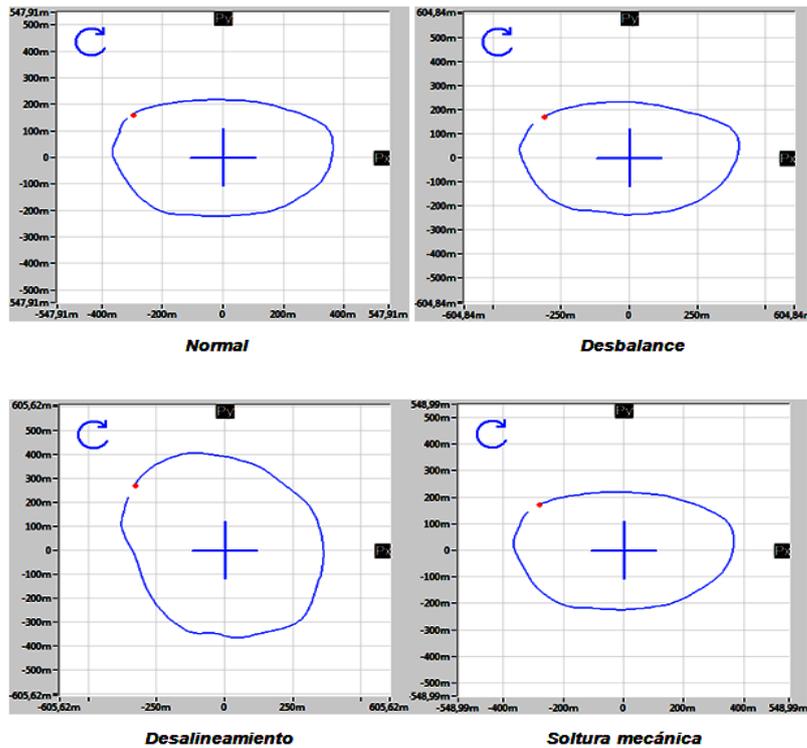
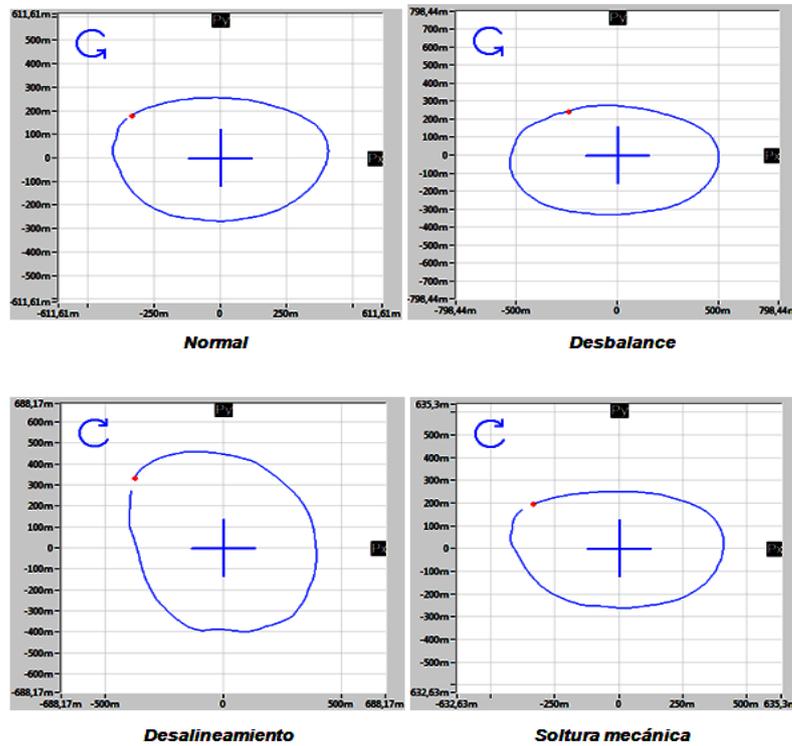


Ilustración 90. Órbitas debidas a diferentes fuentes de falla a 2000 rpm



3.5.1 Órbita del rotor kit: desbalance

Una órbita producida normalmente por la presencia del desbalance en una maquina es similar a la de la Ilustración 88a, pero se observa en la Ilustración 89 e Ilustración 90 de desbalance que esta falla se reproduce equivalente a la del desalineamiento; pero se debe tener en cuenta que la curvatura del eje influye en todas las fallas implementadas en el rotor kit, entonces en este caso el efecto del desbalance es aumentar el valor de la masa excéntrica. Aunque se entiende que como el doblado del eje es una excentricidad de masa y por consiguiente una forma de desequilibrio, este se debería confundir con el desbalance y no con el desalineamiento, pero cuando la flexión es significativa e influye tanto como en este rotor kit emite armónicas 2x y 3x.

3.5.2 Órbita del rotor kit: desalineamiento

Podemos observar en la Ilustración 89 e Ilustración 90 en las orbitas de desalineamiento que se aumenta en 200 milésimas de pulgada el radio de

trayectoria con respecto a las demás órbitas. La manifestación del desalineamiento normalmente se emite similar a la Ilustración 88 “b” cuando el desbalance es ligero, “c” cuando el desalineamiento es considerable y “d” cuando es severo, pero por condiciones como la curvatura en el eje y que el desalineamiento aplicado no es entre uniones con acople sino en apoyos que sostienen el eje como lo muestra la Ilustración 73, la trayectoria es distorsionada siendo similar a la órbita en presencia del desbalance de masas.

3.5.3 Órbita del rotor kit: soldura mecánica

La órbita del rotor kit en presencia de la soldura mecánica (ver Ilustración 89 e Ilustración 90 soldura mecánica) es similar a las del rotor kit sin falla generada y a la del desbalance. Un posible origen a esta anomalía es que aunque la falla de soldura mecánica se empleó en el apoyo indicado en la Ilustración 91, la medición de la órbita se realizó sobre el punto indicado por consiguiente la soldura mecánica no afecta a la medición de la órbita directamente en ese lugar ya que aunque el apoyo se mueva con más libertad en ese punto la trayectoria no cambia por estar alejado.

Ilustración 91. Apoyo afectado por soldura mecánica y ubicación de sensores de proximidad

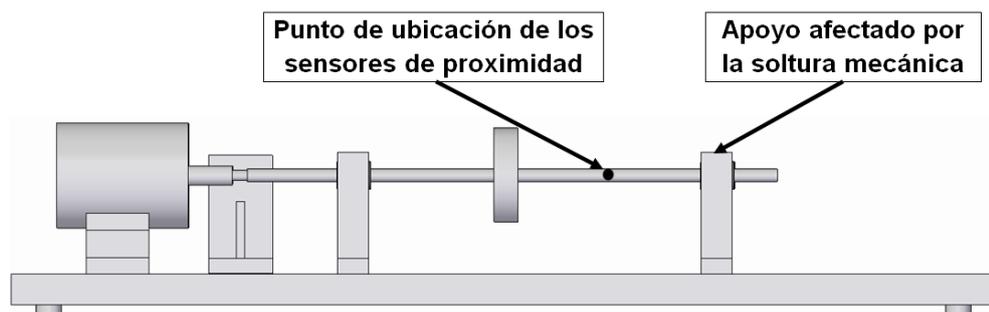
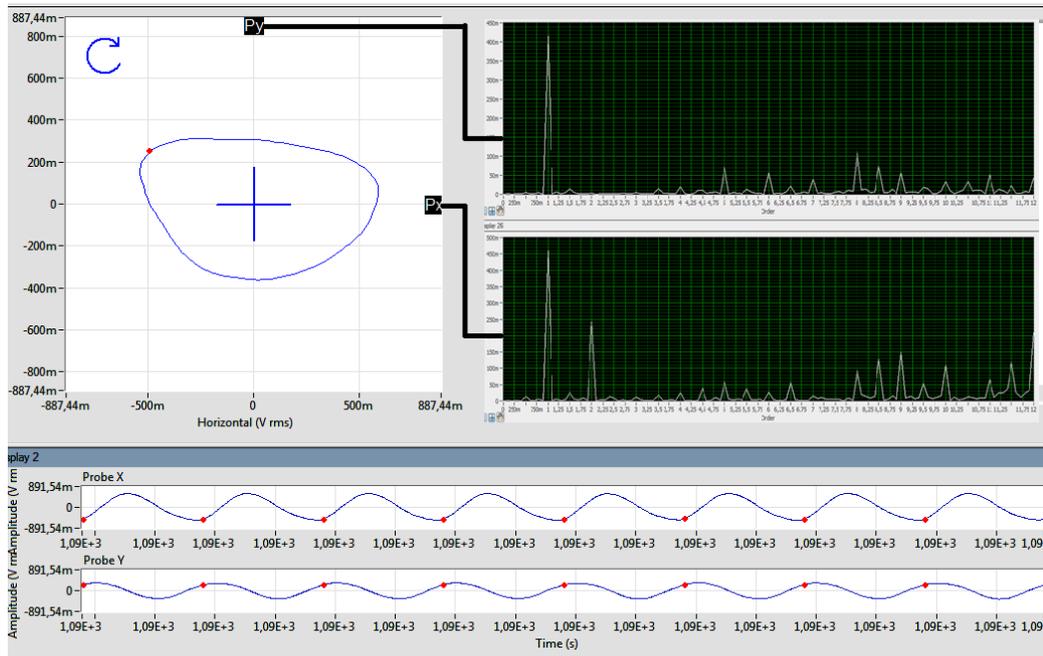


Ilustración 92. Órbitas y orden espectro a 3000 rpm

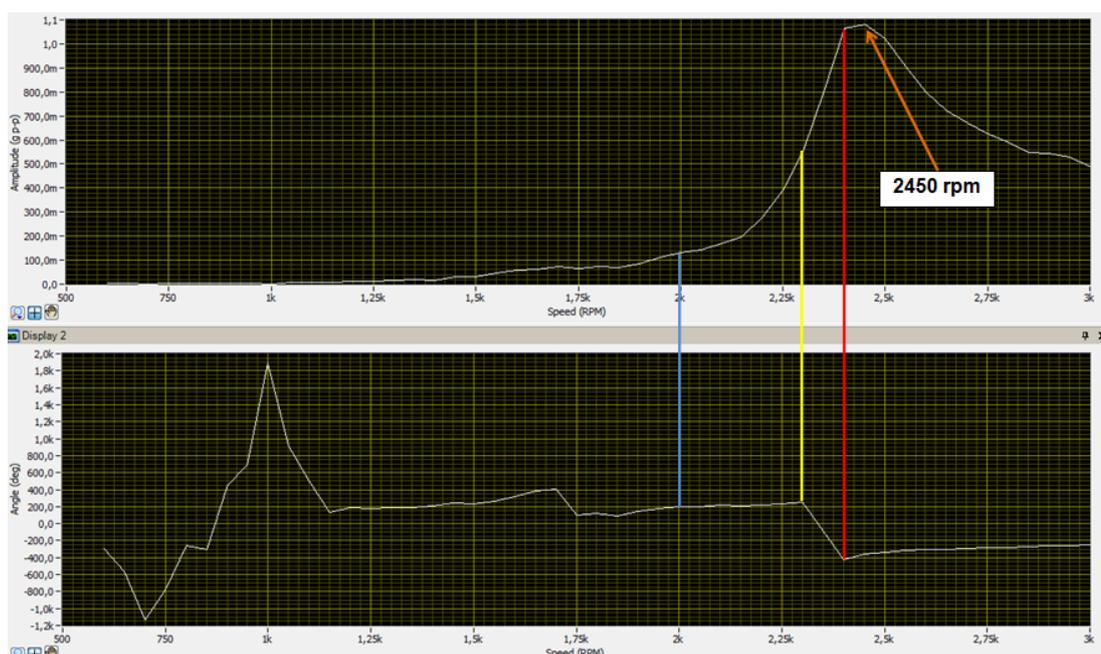


En la Ilustración 92 se muestra la órbita a 3000 rpm con las mediciones de espectros tanto en orientación vertical como en horizontal. Con esto podemos ver que la carga radial ocasionada por la flexión del eje nos es constante en toda la circunferencia y en consecuencia la dirección horizontal de la órbita se expande más que en la vertical. Debajo de la órbita se expone la onda en la dos direcciones (x & y) y se visualiza que la onda en la dirección “y” tiene menor nivel de amplitud que en la dirección “x”.

3.6 DIAGRAMA DE BODE: DETERMINACIÓN DE VELOCIDAD CRÍTICA

Se adquirieron diagramas de Bode tanto en aumento de velocidad como en disminución, para visualizar las velocidades críticas de operación en el rotor kit y estimar un rango de operación que mantenga el rotor kit en condiciones de bajo nivel vibratorio.

Ilustración 93. Diagrama de Bode en aumento de velocidad de 562 rpm a 3000 rpm



En la Ilustración 93 del rotor kit en arranque o aumento de velocidad se observa tres líneas de color azul, amarillo y rojo. En la línea azul se muestra la velocidad escogida para implementar las técnicas de falla (2000 rpm) ya que en ese punto se emiten niveles de vibración pequeños y la fase en el rotor kit es constante. La línea amarilla evidencia el punto de cambio de fase en donde el rotor kit empieza a moverse de forma distinta (ver Ilustración 94) debido al inicio de la etapa transitoria para llegar a la velocidad crítica. La línea roja indica la velocidad terminal de la etapa de cambio de fase y el principio del rango crítico de velocidad que perdura 100 rpm desde los 2400 rpm hasta los 2500 rpm siendo 2450 rpm la velocidad donde la amplitud alcanzo su nivel más alto.

Ilustración 94. Movimiento del motor de una máquina al cambiar de fase

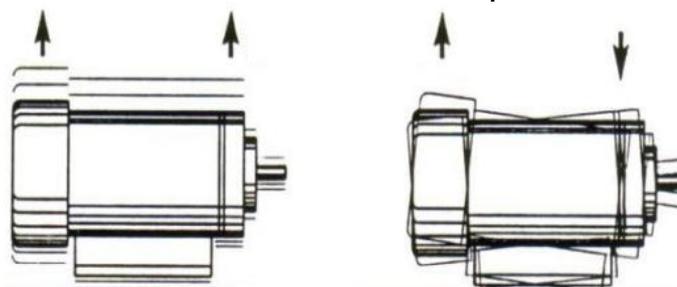
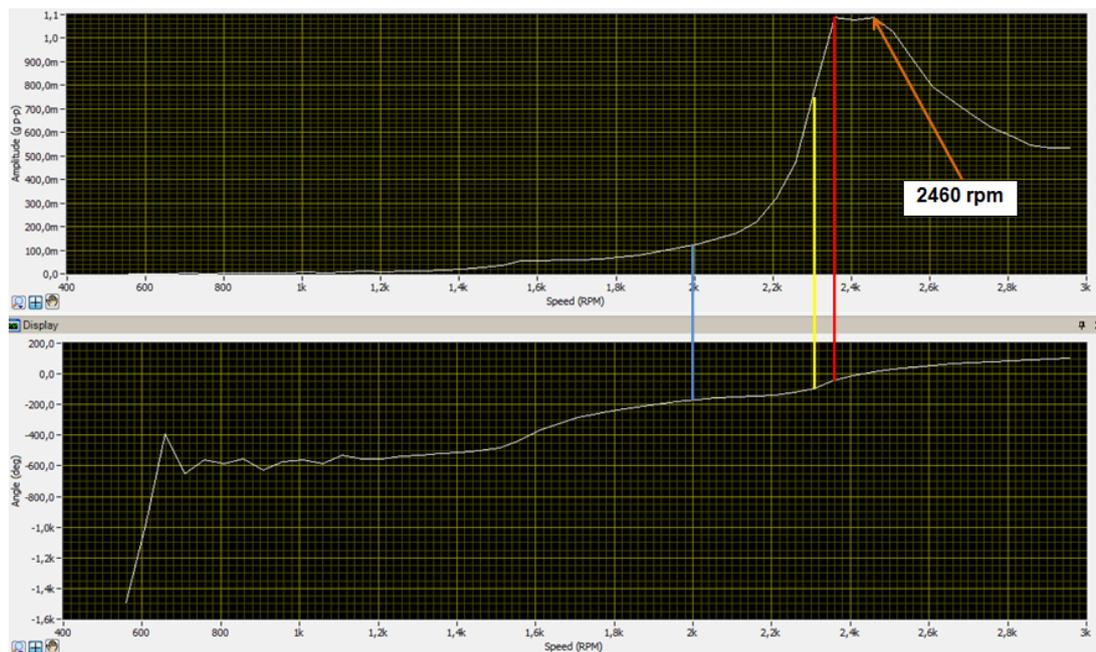


Ilustración 95. Diagrama de Bode en disminución de velocidad de 3000 rpm a 562 rpm

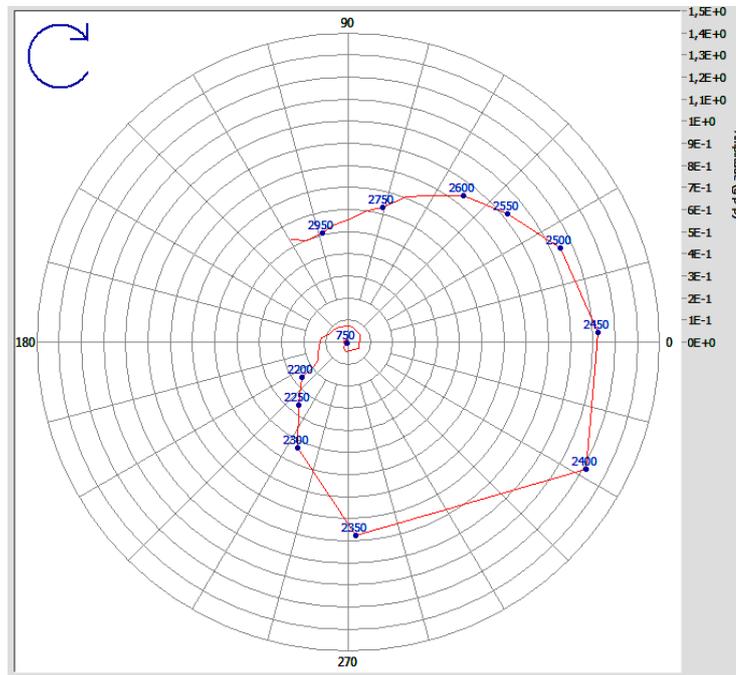


El diagrama de Bode en proceso de apagado o disminución de velocidad se observa en la Ilustración 95, donde se señalan tres puntos con líneas de colores. La línea azul representa la velocidad que se tomó para realizar las técnicas de análisis de falla (2000 rpm) donde muestra una fase constante y nivel de amplitud relativamente pequeño frente a las de las velocidades críticas. La línea amarilla indica la velocidad donde termina la etapa transitoria de fase desde el rango de velocidad crítica; este punto está a 2300 rpm. La línea roja muestra la velocidad a la que comienza la etapa temporal de fase y la velocidad de culminación del periodo de velocidades críticas, este punto está a 2360 rpm. La velocidad de mayor amplitud registrada en la Ilustración 95 es de 2460 rpm y el rango crítico va desde los 2300 rpm hasta los 2480 rpm.

3.7 DIAGRAMA POLAR: DETERMINACIÓN DE VELOCIDAD CRÍTICA

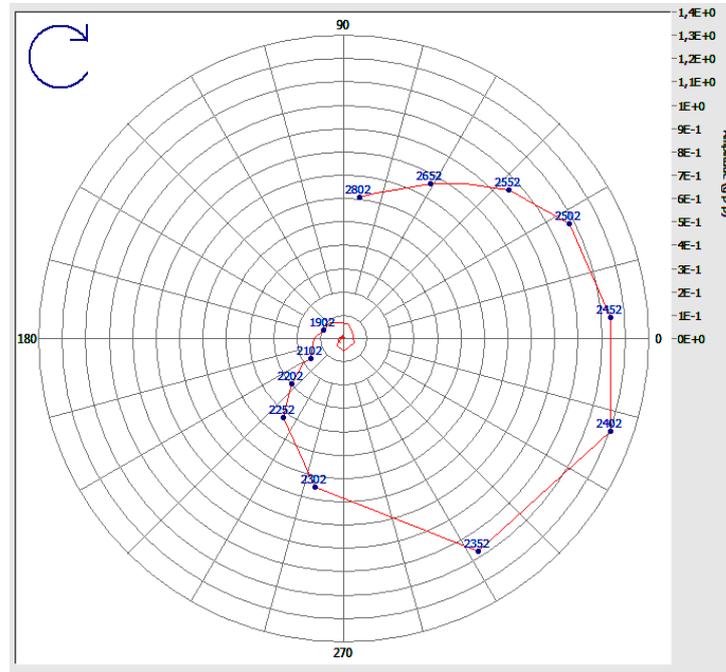
En el diagrama polar se expresa la misma información que el diagrama de Bode pero resulta mucho más fácil de entender ya que se enuncia similar a un plano cartesiano.

Ilustración 96. Diagrama polar en aumento de velocidad de 562 rpm a 3000 rpm



Se observa en la Ilustración 96 que existen varias etapas en la prueba de arranque o aumento de velocidad que son esenciales. Desde los 2300 rpm hasta los 2350 rpm existe un aumento sustancial en la vibración esto expresa la etapa transitoria para llegar a la velocidad crítica. A los 2400 rpm se emite el punto de mayor amplitud lo que indica la velocidad donde la fuerza vibratoria puede traer consecuencias graves para el rotor kit. El rango de de velocidad critica va desde los 2400 rpm hasta los 2500 rpm. A los 2000 rpm es una buena velocidad para implementar las técnicas de falla ya que en este punto aunque no se indique en la Ilustración 96 el nivel de vibración es relativamente bajo.

Ilustración 97. Diagrama polar en disminución de velocidad de 3000 rpm a 562 rpm



La Ilustración 97 muestra lapsos de velocidad que se deben tener en cuenta a la hora de operar el rotor kit. Desde los 2302 rpm hasta los 2352 rpm existe un cambio de fase en donde posiblemente el rotor kit comience a vibrar de forma distinta como lo venía haciendo en velocidades anteriores (ver Ilustración 94). A los 2402 rpm el rotor kit se encuentra en su velocidad crítica, y desde los 2352 rpm hasta los 2502 rpm se encontrara en un rango de gran amplitud que no es factible tener por mucho tiempo en operación a la máquina. 2000 rpm es una buena velocidad para la implementación de las técnicas de falla ya que en esa velocidad los niveles de vibración son bajos y la fase es constante.

Tanto en el diagrama de Bode como en el diagrama polar cuando se habla de velocidad crítica no se refiere a la velocidad que coincide con la resonancia del sistema rotor kit sino a la velocidad donde se genera el máximo nivel de amplitud de vibración.

3.8 MÉTODOS DE BALANCEO EN UN PLANO

Se implementaron tres métodos de balanceo en un plano, con los cuales se busca reducir el nivel de vibración inicialmente causado por una masa excéntrica colocada en el extremo del rotor y luego situando una masa de corrección de un valor y una posición calculada los diferentes métodos de balanceo es una posición que compense el desbalance.

3.8.1 Balanceo en un plano: Método vectorial

Condiciones iniciales

Peso a balacear: 2,2 gr

Amplitud: 5,2 mm/s

Posición: 0°

Fase: 205°

Peso de prueba

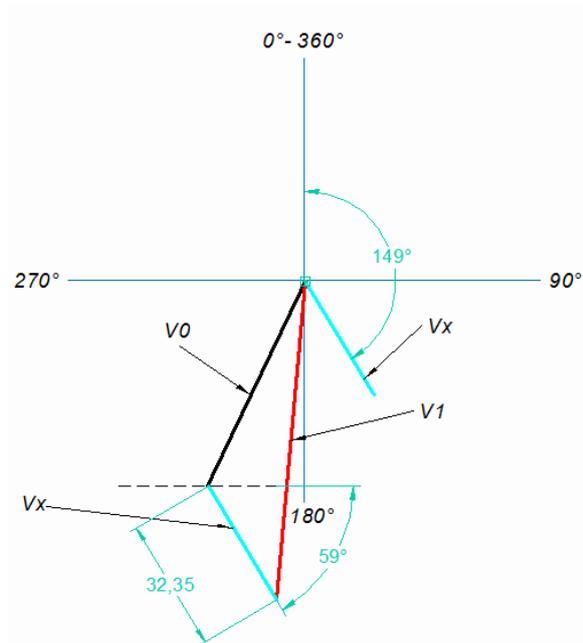
Peso de prueba: 2,7 gr

Amplitud: 7,8 mm/s

Posición: 90°

Fase: 185°

Ilustración 98. Desarrollo del método vectorial



$$(me)_o = (me)_p * \frac{V_0}{V_x}$$

$$(me)_o = 2,7 * \frac{5,2}{3,235} = 4,34 \text{ gr}$$

Peso final 4,4 gr se utilizó tornillo de 3,6 gr y arandela de 0,8gr.

Diferencia entre la masa a corregir y la final.

$$4,4 \text{ gr} - 2,2 \text{ gr} = 2,2 \text{ gr}$$

Angulo a colocar peso de compensación

$$\alpha_0 = \alpha_x + \alpha_p$$

$$\alpha_0 = 149 + 90 = 239^\circ$$

Condiciones finales de balanceo

Peso: 4,4 gr

Posición: 247,5°

Amplitud: 2,6 mm/s

Fase: 285°

Ilustración 99. Ubicación de pesos (azul: peso a balancear) (verde: peso de compensación) para el método vectorial

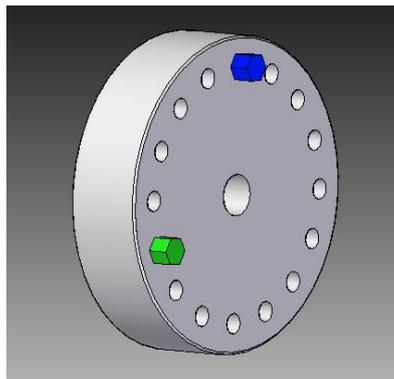


Tabla 9. Resultados de método vectorial

vectorial	Condiciones iniciales	Condiciones de balanceo	Diferencia
Peso	2,2 gr	4,4 gr	2,2 gr
Amplitud	5,2 mm/s	2,6 mm/s	2,6 mm/s

En la Ilustración 98 se muestra el método vectorial utilizado y que da como resultado que entre la masa colocada en el rotor y la masa calculada para el balanceo existe una diferencia de 1,36% y la reducción del nivel de vibración fue de 50%. La masa de corrección se ubicó en la posición indicada en la Ilustración 99.

Para calcular la distancia que tiene la masa desbalanceada desde el centro se usa la siguiente ecuación.

$$m \times r = M \times e$$

$$"M" = 605 \text{ gr} \qquad 2,2 \text{ gr} \times 30,5 \text{ mm} = 605 \text{ gr} \times "e"$$

$$"m" = 2,2 \text{ gr} \qquad "e" = 0,11 \text{ mm}$$

$$"r" = 30,5 \text{ mm}$$

3.8.2 Balanceo en un plano: Método de Den Hartog

Condiciones iniciales

Peso a balancear: 2,2 gr

Posición: 0°

Amplitud: 5,2 mm/s

Fase: 205°

Prueba 1

Peso: 2,7 gr

Posición: 90°

Amplitud: 7,8 mm/s

Fase: 185°

Prueba 2

Peso: 2,7 gr

Posición: 270°

Amplitud: 4,1 mm/s

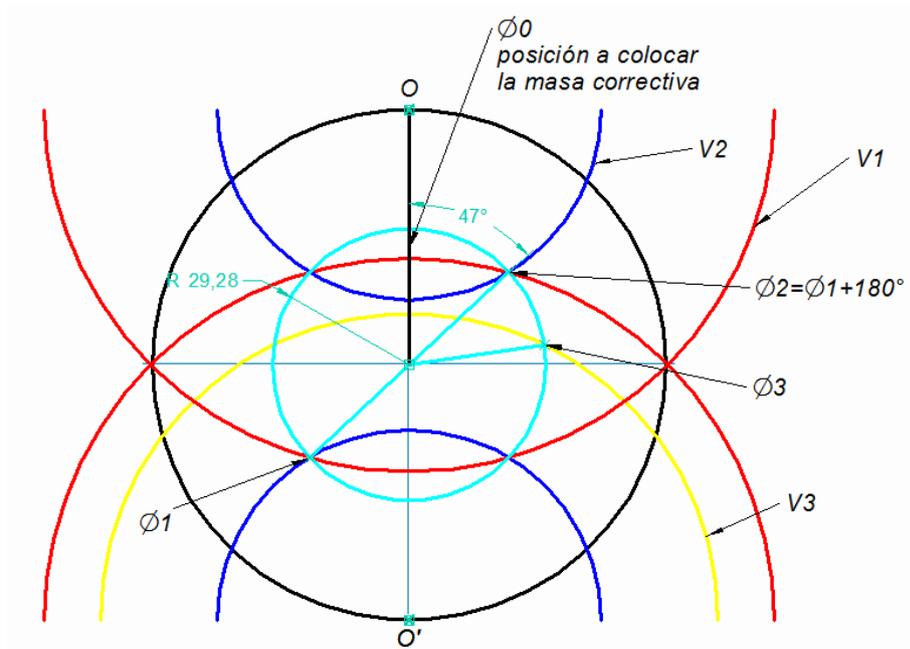
Fase: 243°

Prueba 3

Peso: 2,7 gr
Amplitud: 6,6 mm/s

Posición: 315°
Fase: 235°

Ilustración 100. Desarrollo del método de Den Hartog



$$(me)_0 = 2,7 * \frac{5,2}{2,928} = 4,795 \text{ gr}$$

Peso final 4,9 gr se utilizó tornillo de 3,6 gr y tuerca de 1,3 gr.

Diferencia entre la masa a corregir y la final

$$4,9 \text{ gr} - 2,2 \text{ gr} = 2,7 \text{ gr}$$

Angulo a colocar masa de compensación

$$\alpha_0 = \alpha_x + \alpha_p$$

$$\alpha_0 = 270^\circ - 47^\circ = 223^\circ$$

Condiciones finales de balanceo

Peso: 4,9 gr

Posición: 225°

Amplitud: 0,8 mm/s

Fase: variable de 0° a 360°

Ilustración 101. Ubicación de pesos (azul: peso a balancear) (verde: peso de compensación) para el método Den Hartog

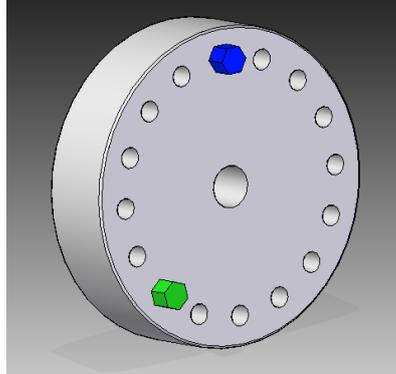
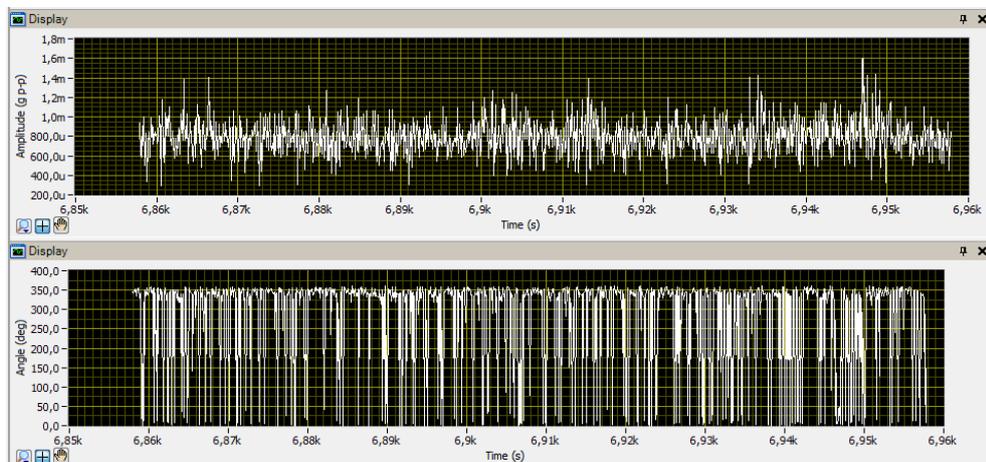


Tabla 10. Resultados de método de Den Hartog

Hartog	Condiciones iniciales	Condiciones de balanceo	Diferencia
Peso	2,2 gr	4,9 gr	2,7 gr
Amplitud	5,2 mm/s	0,8 mm/s	4,4 mm/s

Con el método de Den Hartog (ver Ilustración 100) se logró disminuir el nivel de vibración en un 84,61% y la diferencia entre la masa calculada a balancear y la colocada en el rotor es de 2,14%. La ubicación de la masa correctora fue a 2° lejos de la calculada (Ilustración 101).

Ilustración 102. Balanceo por el método de Den Hartog



En la Ilustración 102 vemos como el ángulo de fase es variable desde 0 hasta 360 grados. Una posibilidad a la causa de esta anomalía es que el punto pesado en el rotor se ha trasladado a la misma posición de la masa a balancear (ver Ilustración 101) la cual está situada en igual ubicación que la marca reflectante para adquirir la señal del tacómetro; como 0° y 360° es el mismo punto el programa oscila de un lugar al otro.

Para calcular la distancia que tiene la masa desbalanceada desde el centro se usa la siguiente ecuación.

$$m \times r = M \times e$$

$$\text{"M"} = 605 \text{ gr} \qquad 2,7 \text{ gr} \times 30,5 \text{ mm} = 605 \text{ gr} \times \text{"e"}$$

$$\text{"m"} = 2,7 \text{ gr} \qquad \text{"e"} = 0,14 \text{ mm}$$

$$\text{"r"} = 30,5 \text{ mm}$$

3.8.3 Balanceo en un plano: Método de Siebert

Condiciones iniciales

Peso a balancear: 2,2 gr

Posición: 0°

Amplitud: 5,2 mm/s

Fase: 205°

Prueba 1

Peso: 2,7 gr

Posición: 90°

Amplitud: 7,8 mm/s

Fase: 185°

Prueba 2

Peso: 2,7 gr

Posición: 135°

Amplitud: 6,2 mm/s

Fase: 172°

Prueba 3

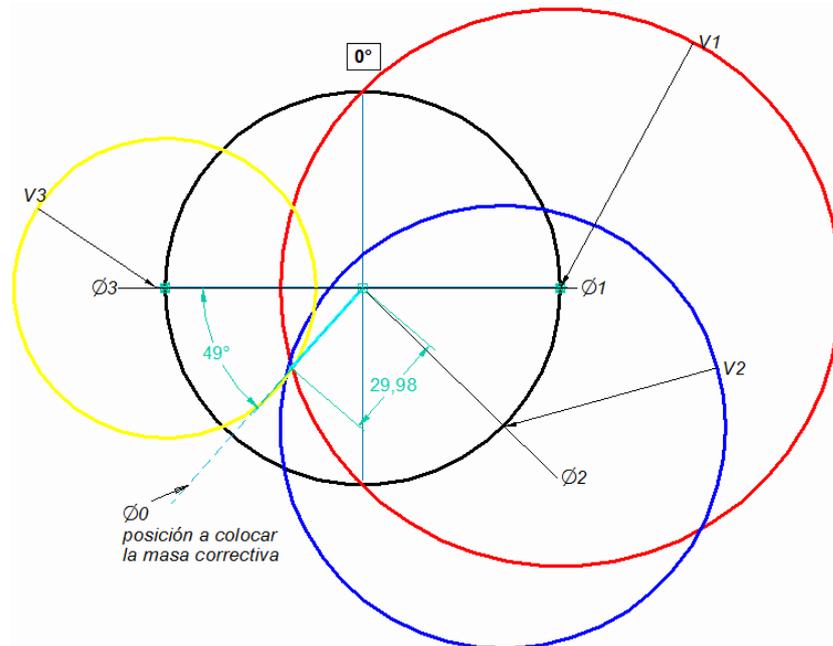
Peso: 2,7 gr

Posición: 270°

Amplitud: 4,2 mm/s

Fase: 244°

Ilustración 103. Método de Siebert



$$(me)_0 = 2,7 * \frac{5,2}{2,998} = 4,68 \text{ gr}$$

Peso final 4,6 gr se utilizó tornillo de 3,6 gr y tuerca de 1 gr.

Diferencia entre la masa a corregir y la final

$$4,6 \text{ gr} - 2,2 \text{ gr} = 2,4 \text{ gr}$$

Angulo a colocar masa de compensación

$$\alpha_0 = \alpha_x + \alpha_p$$

$$\alpha_0 = 270^\circ - 49^\circ = 221^\circ$$

Condiciones finales de balanceo

Peso: 4,6 gr

Posición: 225°

Amplitud: 0,9 mm/s

Fase: variable de 0° a 350°

Ilustración 104. Ubicación de pesos (azul: peso a balancear) (verde: peso de compensación) para el métodos de Siebert

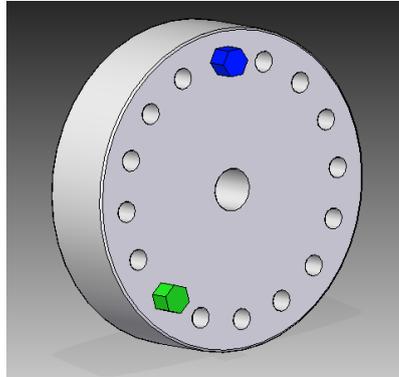


Tabla 11. Resultados de método de Siebert

Siebert	Condiciones iniciales	Condiciones de balanceo	Diferencia
Peso	2,2 gr	4,6 gr	2,4 gr
Amplitud	5,2 mm/s	0,9 mm/s	4,3 mm/s

Se disminuyó con el método de Siebert (Ilustración 103) un 82,69% el nivel de la amplitud de la vibración generada y la diferencia entre la masa colocada y la calculada es de 1,7% donde la ubicación fue a 225° estando a 4° por encima de la calculada (ver Ilustración 104).

Para calcular la distancia que tiene la masa desbalanceada desde el centro se usa la siguiente ecuación.

$$m \times r = M \times e$$

$$"M" = 605 \text{ gr}$$

$$2,4 \text{ gr} \times 30,5 \text{ mm} = 605 \text{ gr} \times "e"$$

$$"m" = 2,4 \text{ gr}$$

$$"e" = 0,12 \text{ mm}$$

$$"r" = 30,5 \text{ mm}$$

3.8.4 Balanceo en un plano: Método vectorial (rotor kit sin peso inicial)

Se aplico el metodo vectorial al rotor kit sin masa inicial de desbalance.

Condiciones iniciales

Peso a balacear: desconocido

Amplitud: 1,8 mm/s

Posición: desconocida

Fase: 174°

Peso de prueba

Peso: 2,7 gr

Amplitud: 3,3 mm/s

Posición: 90°

Fase: 164°

$$(me)_o = (me)_p * \frac{V_0}{V_x}$$

$$(me)_o = 2,7 * \frac{1,8}{1,5} = 3,24 \text{ gr}$$

Peso final 3,3 gr se utilizó tornillo de 0,6 gr, arandela de 0,8 gr y tuerca de 1 gr.

Angulo a colocar masa de compensación

$$\alpha_0 = \alpha_x + \alpha_p$$

$$\alpha_0 = 152 + 90 = 242^\circ$$

Condiciones finales de balanceo

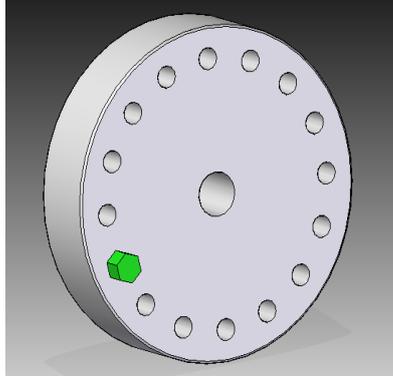
Peso: 3,3 gr

Posición: 247,5°

Amplitud: 0,15 mm/s

Fase: variable de 0° a 350°

Ilustración 105. Ubicación de peso (verde: peso de compensación) para el método vectorial rotor kit sin peso inicial



Se logró disminuir los niveles de vibración del rotor kit sin masa a balancear en un 91,67%. La amplitud inicial del rotor kit era de 1,8 mm/s y redujo con el método vectorial hasta 0,15 mm/s. la posición de la masa de corrección fue a los 247,5° (ver Ilustración 105)

Para calcular la distancia que tiene la masa desbalanceada desde el centro se usa la siguiente ecuación.

$$m \times r = M \times e$$

$$"M" = 605 \text{ gr}$$

$$2,7 \text{ gr} \times 30,5 \text{ mm} = 605 \text{ gr} \times "e"$$

$$"m" = 3,3 \text{ gr}$$

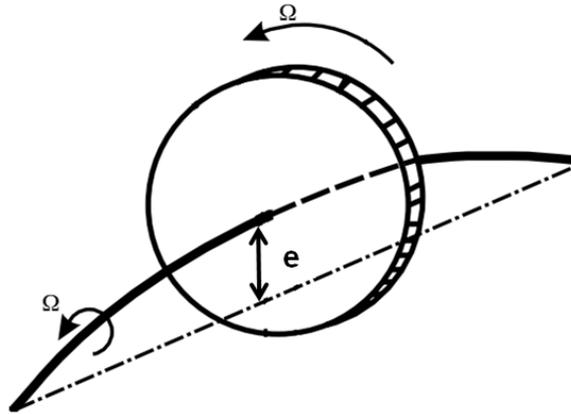
$$"e" = 0,17 \text{ mm}$$

$$"r" = 30,5 \text{ mm}$$

El promedio de la excentricidad en el conjunto eje-rotor del rotor kit es

$$"e" = 0,14 \text{ mm (ver Ilustración 106)}$$

Ilustración 106. Excentricidad debido a flexión en el eje



Tomado de: Agnieszka (Agnes) Muszynska, "Rotordynamics", capítulo 1, pag 9, Taylor & Francis, Nevada, U.S.A. 2005

3.9 AJUSTES DE GUÍAS DE LABORATORIO

Al implementadas las guías de prácticas inmediatamente después de ser diseñadas, se visualizó que al colocar el rotor del rotor kit en diferentes posiciones angulares en el mismo punto en el eje, las lecturas de la amplitud son similares , pero los datos del ángulo de fase son diferentes lo que se infiere que es originado por la curvatura en el eje (ver Ilustración 106), situación que causa que los resultados de las pruebas de balanceo en un plano de la presente tesis y los resultados de las pruebas que realicen los alumnos podrían ser un poco diferentes en cuanto a la posición de los pesos de prueba, mas no a la cantidad de masa teniendo en cuenta si se emplea el mismo valor de peso para la masa a balancear en las practicas que la de la tesis.

En el uso de los sensores de proximidad para las pruebas de análisis de órbitas, se percibió que las lecturas de las orbitas con ubicación lo más cercano posible al apoyo 1 (ver Ilustración 40), se obtenían con mejores características de las fallas generadas que en el punto entre el rotor y el apoyo 2 (ver Ilustración 91) donde se ubicó para las pruebas elaboradas en la tesis; aunque su análisis resulta un poco más complejo.

4. CONCLUSIONES

- En la determinación de las frecuencias naturales de los componentes y del rotor kit completo, se debe tener en cuenta la primera frecuencia natural del conjunto eje-rotor ya que si el motor gira a 8838 rpm emitirá fuerzas vibratorias que coincidirán con la primera frecuencia natural del sistema (147,3 Hz) y podría ocasionar graves daños a la máquina.
- Con ayuda del análisis modal se logró realizar una hipótesis de los posibles materiales de los cuales están elaborados la placa base, el eje y el rotor del rotor kit, pero debido a la poca información del rotor kit no se pudo realizar la comparación estadística que indique la fidelidad del análisis modal en la identificación los materiales.
- Con el diagrama de espectros es cascada, el diagrama de Bode y el diagrama polar se determinó la velocidad critica del sistema (2450 rpm) y la velocidad de implementación de las fallas en el rotor kit (2000 rpm). El doblado del eje restringió el rango de operación del rotor kit hasta los 3000 rpm ya que después de esta velocidad la máquina era muy inestable y podría generar averías de forma permanente.
- Con el análisis de forma de onda resulta complejo visualizar las fallas generadas sobre el rotor kit, pero ayuda a ratificar los diagnostico realizados con otras técnicas de análisis de fallas. La forma de onda tiene mejores resultados cuando se busca identificar anomalías a bajas velocidades, cuando existen holguras, golpes o fricción en los cojinetes.
- Las fallas generadas en el rotor kit se representan con mejor claridad en las gráficas de espectros que en la forma de onda y en las órbitas; debido a que como cada falla tiene una reproducción particular los espectros nos brindan puntualmente la presencia de cada una de ellas.

- Con las tres técnicas de falla implementadas se visualizó que la falla por soltura mecánica es predominante sobre las otras, es decir, que aunque el rotor kit se encuentre en ausencia o en niveles muy bajos de desbalance y desalineamiento si se halla bajo los efectos de la soltura mecánica los síntomas de estas fallas no se manifestaran en las gráficas y los niveles de vibración no cambiaran con respecto a la existencia o no existencia de las dos fallas.
- La forma vibratoria del rotor kit en presencia de deflexión en el eje es muy similar a los síntomas del desalineamiento y aunque con los métodos de balanceo se logra minimizar en gran porcentaje la vibración debido al doblado, el equilibrar las fuerzas dinámicas en el rotor no endereza el eje.
- El método de balanceo en un plano con el cual se logró disminuir el mayor nivel de amplitud es el método de Den Hartog, en donde se redujo el nivel de vibración de 5,2 mm/s a 0,8 mm/s lo que significa una disminución en un 84,61% de la vibración original. La efectividad en la aplicación de los métodos de balanceo es bastante influenciado por la precisión como se elaboran los gráficos y por la exactitud en la masa de corrección.

5. RECOMENDACIONES

- Las gráficas de las diferentes técnicas de falla fueron altamente influenciadas por la flexión claramente establecida del eje. Es recomendable realizar las prácticas de laboratorio con un eje que no se encuentre doblado y que contenga las características del acero 4140 el cual es el utilizado para adquirir los datos de los sensores de proximidad.
- Adquirir un rotor de dimensiones tal que su grosor dividido por su diámetro sea mayor que 0,5 ($L/D \geq 0,5$) para implementar el balanceo en dos planos y así realizar pruebas de equilibrado de rotores más acorde con las características de la industria.
- Realizar estudios acerca de la técnica de análisis de falla por medio de medición de amplitud y fase el cual tiene características en donde se visualiza los tipos de desbalance, desalineamiento y de soldadura mecánica sin necesidad de medición en diferentes direcciones.
- Se debe tener en cuenta la correcta lectura del ángulo de fase a la hora de aplicar los métodos de balanceo ya que siempre el ángulo medido esta en dirección contraria al giro.
- Al implementar las técnicas de falla es primordial cerciorarse de que el tacómetro láser realice las lecturas de velocidad correctamente. En ocasiones no percibe la marca reflectante colocada en la superficie del rotor y envía velocidades operacionales confusas.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] R. Keith Mobley, “*root cause failure analysis*”, pag 1-180, Butterworth–Heinemann, Woburn, USA, 1999
- [2] Glen White, “*Introducción al Análisis de Vibraciones*”, pag 2-30, Woburn, USA, 1990
- [3] Ronald L. Esheman, “*Vibraciones básicas de máquinas*” capítulo 6, pág 6.5, Illinois, USA, 1999.
- [4] Tomada de la página de “*HGC ENGINEERING*”
<http://www.modalanalysis.com>
Consultada el 10 de enero de 2011
- [5] Especificaciones e información para pedidos Ge Energy, “*RK 4 Rotor Kit*”, Bently Nevada, US, 2000
- [6] Derek Norfield, “*Practical Balancing of Rotating Machinery*”, capítulo 2, pag 97, Elsevier, United Kingdom. Londres, 2006
- [7] Marín, Evelio Palomino, “*Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias.*”, capítulo 6, pág. 117. Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento CEIM-CUJAE. La Habana, cuba, 1997
- [8] Euro Casanova, “*Métodos de Balanceo de Rotores en Campo*”, Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005
- [9] Tomada de la página “*Sináis ingeniería de mantenimiento*”
http://www.sinais.es/resonancia/deteccion_resonancia.html
Consultada el 21 de marzo de 2011

[10] Tomado de: Evelio Palomino Marín, “Uso intensivo de la fase y la órbita en el diagnóstico de turbogeneradores” guías de práctica, Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, “Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría”, La Habana, Cuba

[11] Tomado de la página “NATIONAL INSTRUMENTS”
[h//zone.ni.com/reference/en-XX/help/372416A_01/svtconcepts/bode_polar_plots](http://zone.ni.com/reference/en-XX/help/372416A_01/svtconcepts/bode_polar_plots)
Consultada el 21 de marzo de 2011

[12] Scheffer, Cornelius. Girdhar, Paresh. “*Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*”, cap 4. Pág. 64. Elsevier. Oxford. 2004.

[13] Agnieszka (Agnes) Muszynska, “*Rotordynamics*”, capítulo 2, pag 51, Taylor & Francis, Nevada, U.S.A. 2005

[14] Cyril, M, Harris. Allan, G, Piersol. “*HARRIS’ SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK*”, cap 39, part II, pag 39.37, McGraw-Hill, United States of America, 2002

[15] Tomado de la página “*Antesqcpiedra*” ejercicios para ingenieros
<http://antesqcpierda.wordpress.com/2011/03/01/1-resistencia-de-materiales/>
Consultada el 21 de junio de 2011

[16] Tomado de la página “*MatWeb*” Material property data
<http://www.matweb.com/>
Consultada el 21 de junio de 2011

[17] Tomado de: Moreno Barra, Luís Antonio “*BALANCEO DINÁMICO DE SISTEMAS ROTATIVOS*”, Tesis de grado, Facultad de ciencias de la Ingeniería, Escuela de Ingeniería Naval, Universidad Austral de Chile, 2006

ANEXO A
GUÍAS DE LABORATORIO



1. ROTOR KIT Y PARAMETROS INICIALES DE OPERACIÓN¹

1. OBJETIVOS

- 1.1. Reconocer el manejo de un rotor kit y los equipos ligados a su operación y a la adquisición de los datos.
- 1.2. Determinar frecuencias de resonancia por medio de análisis modal y establecer posibles materiales de los cuales están elaborados la placa base, el eje y el rotor.
- 1.3. Establecer velocidades críticas de operación del rotor kit por medio del gráfico de espectros en cascada, del diagrama de Bode y diagrama polar.
- 1.4. Representar condiciones de desbalance y deflexión del conjunto eje-rotor por medio de método de balanceo estático y análisis de órbita a velocidad mínima.

2. TEMAS DE CONSULTA

- 2.1. Análisis modal.
- 2.2. frecuencias de resonancia.
- 2.3. Desbalance estático.
- 2.4. Gráfico de espectros en cascada.
- 2.5. Diagrama de Bode y polar.
- 2.6. Órbita.

3. MARCO TEORICO

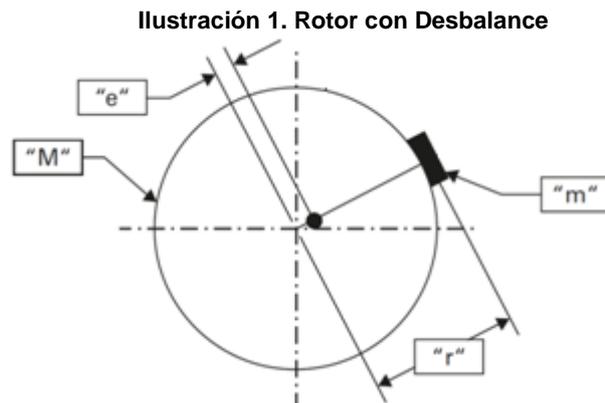
El rotor kit simula de forma muy cercana el comportamiento real de máquinas rotativas. Su geometría única y su capacidad para que los usuarios aislen y controlen las características individuales de la máquina lo hacen de mucha utilidad como instrumento de enseñanza y como herramienta de laboratorio para la investigación teórica. Diversidad de transductores se pueden colocar en el rotor kit para suministrar señales de vibración; estas señales pueden ser utilizadas para la capacitación a analistas de vibración o el personal de

[1] Especificaciones e información para pedidos Ge Energy, "RK 4 Rotor Kit", Bently Nevada, US, 2000



mantenimiento para solucionar problemas en los sistemas reales de vibración o transductor de señales de vibración. [1]

Desbalance de un rotor:



Tomado de: Derek Norfield, "Practical Balancing of Rotating Machinery", capítulo 2, pag 97, Elsevier, United Kingdom, Londres, 2006

$$m r = M e$$

"M" = masa del rotor

"m" = masa de desbalance

"e" = excentricidad

"r" = distancia del centro del rotor a la posición del peso. [2]

4. MATERIALES Y EQUIPO

- Rotor kit.
- Computador con los software Labview 2009, Ansys y Solid Edge o Solid Works instalados.
- Acelerómetros.
- Martillo.
- Tacómetro laser.
- Tarjeta de adquisición de datos.
- Sensores de proximidad.

[2] Derek Norfield, "Practical Balancing of Rotating Machinery", capítulo 2, pag 97, Elsevier, United Kingdom, Londres, 2006



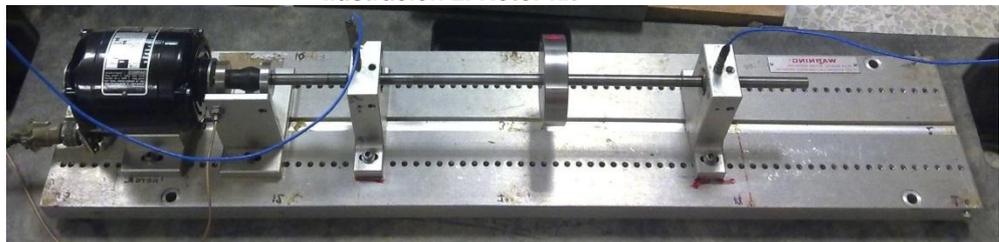
- Tarjeta de conexión de sensores de proximidad.
- Control de velocidad del motor del rotor kit.

5. PROCEDIMIENTO

Parte A: Análisis modal y determinación de posibles materiales.

5.1. Desarme el rotor kit (Ilustración 2).

Ilustración 2. Rotor kit



5.2. Elaborar todas las piezas del rotor kit en Solid Edge o Solid Works y guardarlas con la opción “Parasolid”. Luego realizar un análisis modal en Ansys con propiedades de posibles materiales para la identificación de los nodos y antinodos que ayudara a determinar la ubicación de los acelerómetros.

Ilustración 3. Simulaciones ANSYS

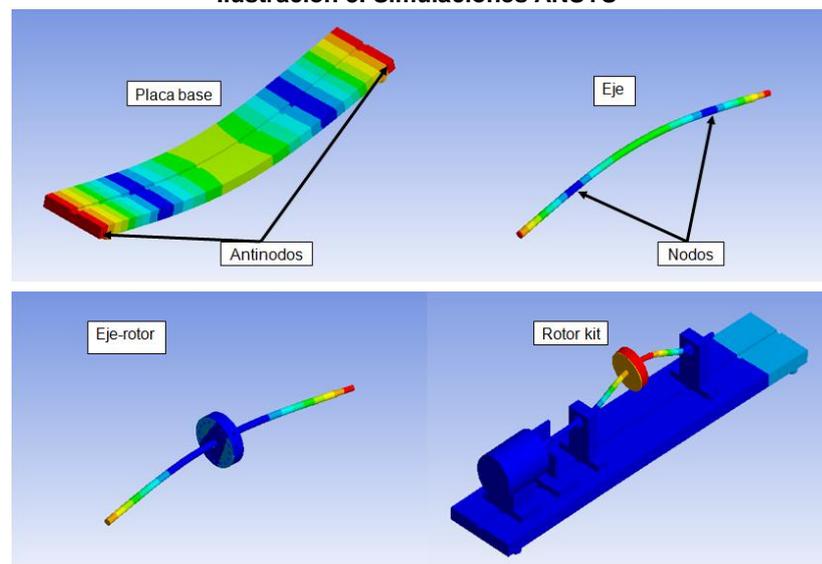
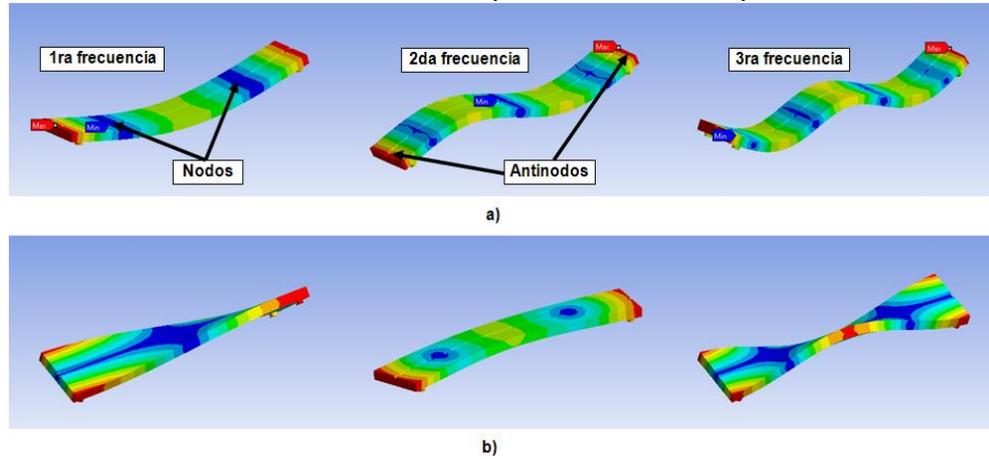




Ilustración 4. Formas modales. a) Formas verticales. b) Formas torsionales.

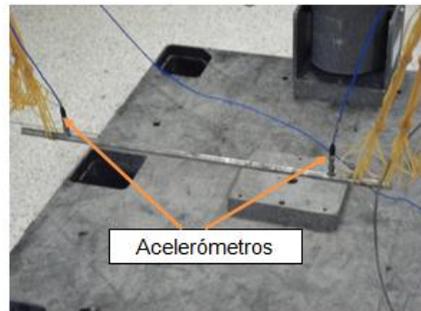


5.3. Realizar el montaje de la Ilustración 5 en cada componente y en el rotor kit completo luego realizarle pruebas de impacto de forma vertical como también deben estar ubicados los acelerómetros.

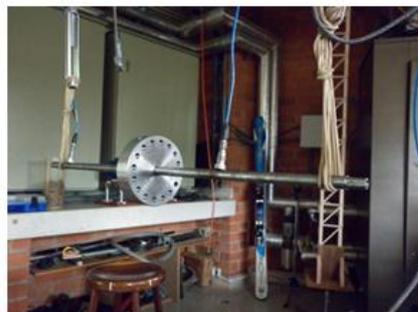
Ilustración 5. Montaje para prueba de impacto. a) Placa base. b) Eje. c) Conjunto eje-rotor. d) Rotor kit



a)



b)



c)



d)

5.4. Con Labview determinar las tres primeras frecuencias naturales (Ilustración 4) de cada prueba de impacto y realizar iteraciones en las

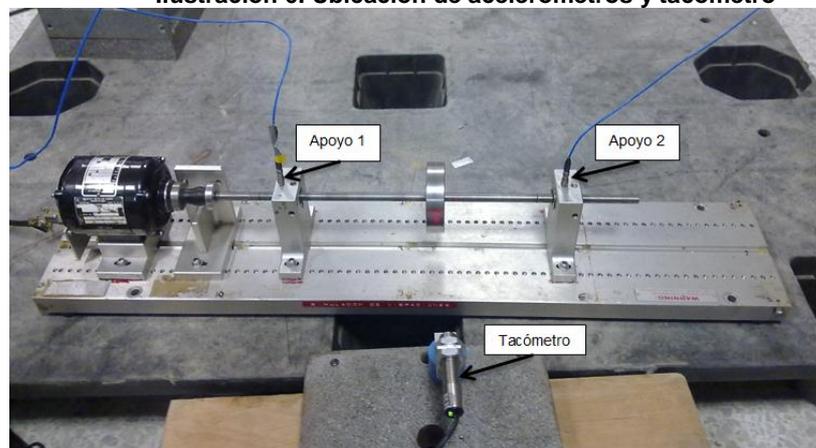


simulaciones de Ansys con propiedades de diferentes materiales hasta obtener resultados lo más cercano posible entre las frecuencias naturales.

Parte B: determinación de velocidades críticas.

- 5.5. Realice el montaje de la Ilustración 6, coloque el acelerómetro del apoyo 1 en la entrada 1 de la tarjeta de adquisición de datos y lo mismo con el acelerómetro del apoyo 2, colocar una cinta refractiva en el rotor para la obtención de la velocidad de rotación por medio del tacómetro laser.

Ilustración 6. Ubicación de acelerómetros y tacómetro



- 5.6. Coloque el control de velocidad a una rampa positiva (*RAMP UP*) de 3000 rpm/min a una velocidad de 3000 rpm; luego se coloca en funcionamiento el programa de gráfico de espectros en cascada y se coloca el interruptor de “*SLO-ROLL*” a “*RAMP*” para que empiece a aumentar la velocidad a la rampa colocada. Luego que llegue a la velocidad final se fija el interruptor en rampa baja y se obtienen los datos en rampa alta y baja.

- 5.7. Realice el diagrama de Bode y el diagrama polar ubicando el pedestal con los sensores de proximidad lo más cerca al apoyo 1 y realice el mismo procedimiento que en el gráfico de espectros en cascada.



Ilustración 7. Montaje de sensores de proximidad



Parte C: condiciones de desbalance conjunto eje-rotor

5.8. Realice el montaje de la Ilustración 8. y ejerza un pequeño empuje al rotor para que este se mueva libremente; al detenerse con un marcador señale la parte más baja del rotor, realice este procedimiento 5 veces. Luego ubique un tornillo en la parte grabada con el marcador o en el orificio más cercano a este y realice el procedimiento anterior con diferentes valores de masas hasta que las marcas colocadas ya no coincidan entre sí.

Ilustración 8. Montaje para prueba de desbalance estático



5.9. Coloque el rotor kit a velocidad mínima y sitúe el pedestal con los sensores de proximidad donde lo indica la Ilustración 9, en cada punto obtenga la órbita y luego construir una imagen como Ilustración 10



Ilustración 9. Puntos de ubicación de pedestal de sensores de proximidad

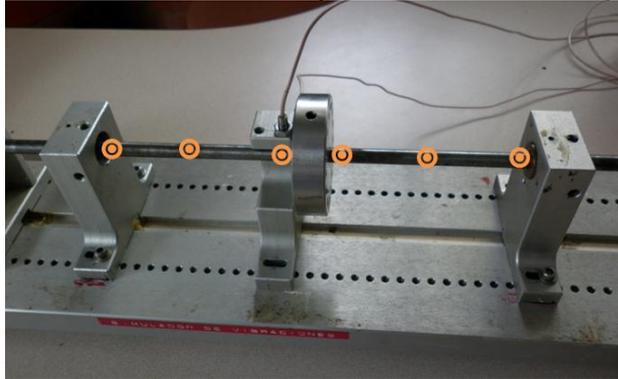
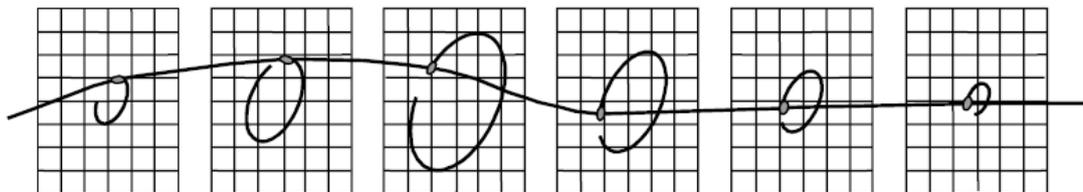


Ilustración 10. Forma modal del rotor determinado a partir de órbitas obtenidas en diferentes lugares del rotor con la información de la marca Keyphasor, adquiridas a la misma velocidad de rotación.



Tomado de: Agnieszka (Agnes) Muszynska, "Rotordynamics", capítulo 2, pag 51, Taylor & Francis, Nevada, U.S.A. 2005

6. ANALISIS E INTERPRETACION DE DATOS

- 6.1. Determine a que velocidades de rotación se encontrara en resonancia el rotor kit por medio de análisis modal.
- 6.2. Cuáles son los posibles materiales de los cuales están elaborados la placa base, el eje y el rotor del rotor kit.
- 6.3. Establezca rangos de velocidades de operación optimas en el rotor kit por medio de espectros en cascada, diagrama de bode y diagrama polar.
- 6.4. Constituya la forma de deflexión del eje con las orbitas obtenidas a velocidad mínima.
- 6.5. Calcule la excentricidad con los datos obtenidos con el método de balance estático.

7. OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES



2. FORMA DE REPRODUCCIÓN DEL DESBALANCE EN LAS TÉCNICAS DE DIAGNÓSTICO DE FALLAS Y BALANCEO EN UN PLANO

1. OBJETIVOS

- 1.1. Reconocimiento de forma de reproducción del desbalance en análisis de falla por medio de forma de onda, espectros y orbitas.
- 1.2. Aplicación de diferentes métodos de balanceo en un plano.

2. TEMAS DE CONSULTA

- Desbalance en maquinaria rotativa
- Forma de onda

3. MARCO TEORICO

Diagnóstico de fallas: Las frecuencias medidas en los alojamientos de cojinetes y ejes de las máquinas son utilizadas para la orientación en el diagnóstico de fallas. En general la frecuencia de la vibración medida es igual a la fuerza que causa la vibración. Las fuerzas aumentan por desgaste de la máquina, instalación, fallas o modificación del diseño. Las fuerzas excitadoras en una máquina algunas veces pueden generar fuerzas impulsivas que son propiedades del sistema y que generalmente nunca cambian cuando varía la velocidad de operación.

La facilidad con el cual una falla puede ser identificada a partir de unos datos de prueba confiables es directamente proporcional a la información disponible acerca del diseño de la máquina y sus mecanismos, especialmente cuando la misma frecuencia es utilizada para identificar las diferentes fallas de la máquina ya sea desbalance de masas, soldadura mecánica o desalineamiento entre otras. La velocidad de rotación es la frecuencia de referencia por las técnicas de diagnóstico, las múltiples armónicas de la velocidad de operación se llaman órdenes y las vibraciones

[1] Ronald L. Esheman, "Vibraciones básicas de máquinas" capítulo 6, pág 6.5, Illinois, USA, 1999.



a otras frecuencias tal como los de fallas de rodamientos, son llamadas no sincrónicas. [1]

Tabla 1. Técnica de diagnóstico de fallas para máquinas rotativas

Técnica	Uso	Descripción
Análisis de forma de onda	Modulación, impulsos, cortes de ondas	Amplitud vs. tiempo
Análisis de espectros	Frecuencias, frecuencias naturales, impulsos, sub-armónicas.	Amplitud vs. frecuencias
Análisis de órbitas	Movimiento del eje, inestabilidad de cojinetes.	Desplazamiento relativo del rotor

Tomado de: Ronald L. Esheman, "VIBRACIONES BASICAS DE MAQUINAS" capítulo 4, pag 4.2, Illinois, USA, 1999.

MODELOS PARA EL BALANCEO:

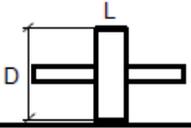
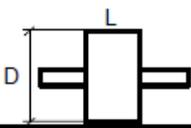
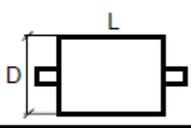
Realmente, para decidir qué modelo se tomará para efectuar el balanceo, no es estrictamente necesario reconocer o identificar qué tipo de desbalance presenta el rotor. Los tipos de desbalances pueden ser corregidos en al menos dos secciones transversales "*planos*" del rotor. Por ello, resulta de inestimable valor práctico el empleo de algunas recomendaciones como por ejemplo, las de la firma *IRD Mechanalysis* para decidir, en función de la relación L/D cuál es el modelo apropiado para ser utilizado durante el ejercicio de balanceo. La experiencia del autor en la ejecución y asesoría de trabajos de balanceo indica que la Tabla 1 deberá ser utilizada sólo como una guía, ya que en ocasiones hay que recurrir al balanceo en dos o más planos en algunos casos donde la tabla indica el empleo del modelo de un solo plano y viceversa.[2] [3]

[2] Marín, Evelio Palomino, "Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias.", capítulo 6, pág. 117. Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento CEIM-CUJAE. La Habana, Cuba. 1997

[3] Moreno Barra, Luis Antonio "BALANCEO DINÁMICO DE SISTEMAS ROTATIVOS", Tesis de grado, Facultad de ciencias de la Ingeniería, Escuela de Ingeniería Naval, Universidad Austral de Chile, 2006



Tabla 2. Modelos para balanceo

MODELO ROTOR	RELACIÓN $\frac{L}{D}$	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150 - 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Tomado de: Marín, Evelio Palomino, "Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias.", capítulo 6, pág. 117. Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento CEIM-CUJAE. La Habana, Cuba. 1997

Métodos de balanceo

- Método vectorial
- Método de Den Hartog
- Método de Siebert [3]

4. MATERIALES Y EQUIPO

- Rotor kit
- Computador con el software Labview 2009, y de sumatoria de vectores.
- Acelerómetros
- Tacómetro laser
- Tarjeta de adquisición de datos
- Sensores de proximidad
- Tarjeta de conexión de sensores de proximidad
- Control de velocidad del motor del rotor kit
- Tornillos de diferentes masas

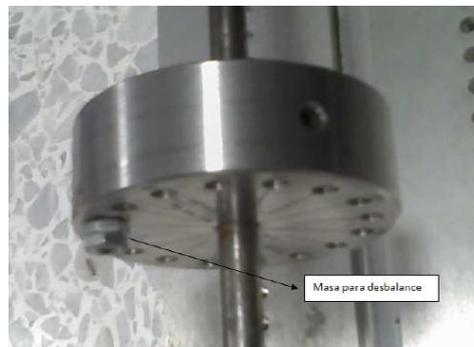


5. PROCEDIMIENTO

Parte A: Forma de reproducción del desbalance

- 5.1. Con una velocidad de 2000 rpm realizar pruebas en el rotor kit de forma de onda, de espectros y de orbita.
- 5.2. Colocar un tornillo de 3,6 gr en el agujero donde esta adherida la cinta reflectante en el rotor (ver Ilustración 11) y realizar las de nuevo las pruebas anteriores.

Ilustración 11. Montaje de rotor kit para condiciones de desbalance



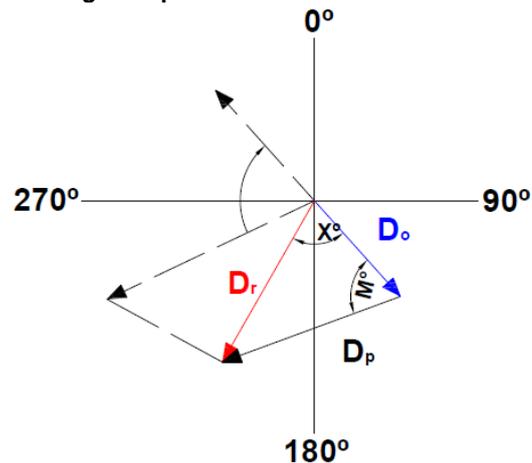
Parte B: métodos de balanceo en un plano

- 5.3. Con la Tabla 2 calcule la velocidad de operación para aplicar los métodos de balanceo en un plano.
- 5.4. Realice balanceo en un plano por el método vectorial con los siguientes pasos.
 - a) Coloque una masa conocida en la posición de la marca de la referencia del rotor; luego realice la medición inicial para conocer la amplitud y su fase (O).
 - b) Se detiene la máquina y se fija una masa conocida en una posición cualquiera del rotor (A).
 - c) Se vuelve a medir (amplitud, fase) y se obtiene amplitud y fase resultante entre O y A (Ilustración 12).



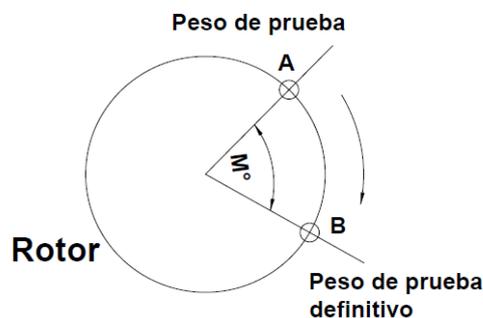
d) A partir de esta información se dibuja un diagrama vectorial a escala, para observar el efecto de la masa agregada sobre el desbalanceo. Primero se traza un segmento proporcional a D_o y otro proporcional a D_r con su respectivo desfase (X°), uniendo los extremos de ambos se obtiene un tercer vector, que representa el desbalanceo que presentará el peso de prueba, si el rotor estuviese perfectamente balanceado, cuyo valor es D_p . Un balanceo ideal sugiere que el vector D_p sea igual y opuesto al desbalanceo original D_o . Para que D_p sea opuesto a D_o , deberá rotar un ángulo M° en sentido dependiendo de la posición del tacómetro, lo que se logra girando el peso tentativo en el mismo ángulo y sentido, como se ve en la Ilustración 13.

Ilustración 12. Diagrama para desarrollar el método vectorial



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.

Ilustración 13. Ubicación de los pesos de prueba para el desarrollo del método vectorial



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.



Por otra parte si las magnitudes de los vectores D_p y D_o son distintas, se debe aumentar o disminuir el peso de prueba según corresponda.

La masa definitiva se calcula multiplicando la masa de prueba por la razón de desbalanceo:

$$\text{Masa definitiva} = \text{Masa de prueba} * (D_o/D_p)$$

5.5. Realice balanceo en un plano por el método de Den Hartog con los siguientes pasos.

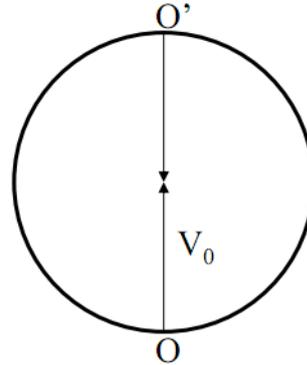
- a) Se mide la vibración original V_0 (amplitud)
- b) Se marcan las posiciones angulares en el rotor ($0, 90$ y 180°).
- c) Se coloca una masa de prueba $(m_e)_p$ en un ángulo θ_1 en el rotor y se mide la vibración resultante V_1 (amplitud).
- d) Se retira la masa de prueba $(m_e)_p$ y se coloca en un ángulo $\theta_2 = \alpha_1 + 180^\circ$ en el rotor y se mide la vibración resultante V_2 (amplitud)
- e) Se retira la masa de prueba $(m_e)_p$ y se coloca en cualquier ángulo θ_3 , diferente a los anteriores en el rotor y se mide la vibración resultante V_3 (amplitud), para conocer en qué sentido se miden los ángulos, si en sentido horario o anti horario.
- f) Se construye el gráfico y se estima la masa correctiva $(m_e)_o$ y la posición angular α_0 , siendo la suma de α_1 más el valor del ángulo que forma V_0 y V_x .

Pasos para construcción del grafico

- Hacer una circunferencia de radio V_0



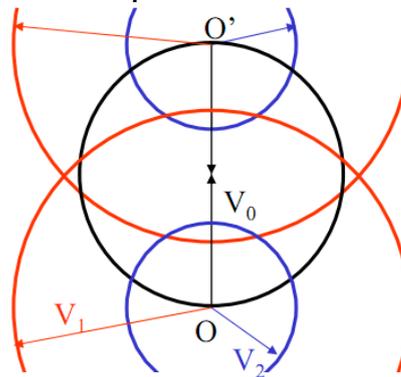
Ilustración 14. Paso 1 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.

- Se trazan cuatro semi-circunferencias con centro en O y O' de radio V_1 y V_2 respectivamente.

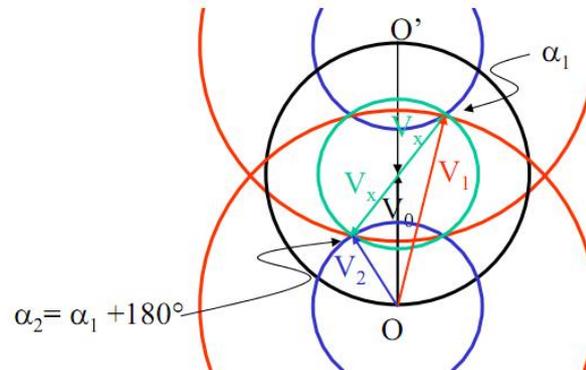
Ilustración 15. Paso 2 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.

- Se mide V_x y se estima la masa correctiva

Ilustración 16. Paso 3 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.

Para realizar la estimación de la masa correctora se utiliza la siguiente ecuación:

$$(me)_o = (me)_p * \frac{V_0}{V_x}$$

Dónde:

$(me)_o$: es la masa correctiva.

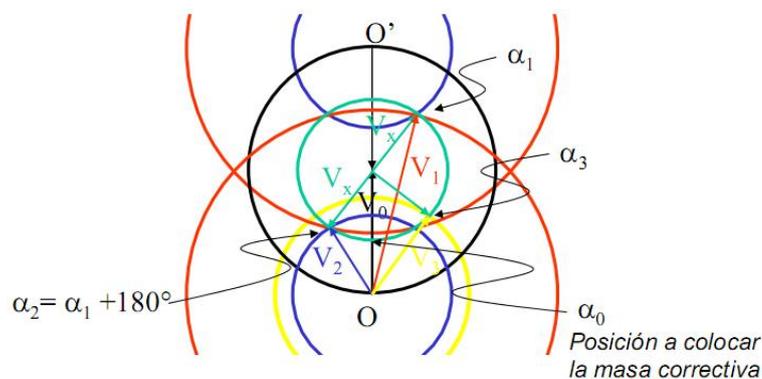
$(me)_p$: es la masa de prueba.

V_0 : es la vibración original (antes de adicionar la masa de prueba).

V_x : vector resultante de la adición de peso.

- Se traza una semicircunferencia de radio V_3 con centro en O y se estima la posición angular de $(me)_o$

Ilustración 17. Paso 4 para el desarrollo del método de Den Hartog



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.



Conociendo α_1 , α_2 y α_3 se estima la posición radial α_0 de la masa correctora, ya que el valor angular de α_0 queda determinado por el ángulo formado entre la línea vertical V_0 y V_x tal como se indica en la figura anterior. Cabe destacar que el tercer valor de amplitud V_3 , es sólo para comprobar que el triángulo que se forma de la intersección de V_1 , V_2 y V_x está en la posición que corresponde.

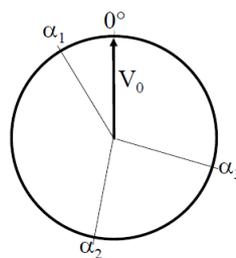
5.6. Realice balanceo en un plano por el método de método de Siebert con los siguientes pasos.

- Se marcan las posiciones angulares en el rotor
- Se coloca una masa de prueba $(me)_p$ en un ángulo α_1 en el rotor y se mide la vibración resultante V_1 (amplitud)
- Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en un ángulo α_2 , diferente al anterior, en el rotor y se mide la vibración resultante V_2 (amplitud)
- Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en cualquier ángulo α_3 , diferente a los anteriores, en el rotor y se mide la vibración resultante V_3 (amplitud)
- Se construye el gráfico y se estima la masa correctiva $(me)_0$ y posición angular α_0

Pasos para construcción del grafico

- Se dibuja una circunferencia con radio V_0 y se marcan las posiciones angulares en ella.

Ilustración 18. Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert

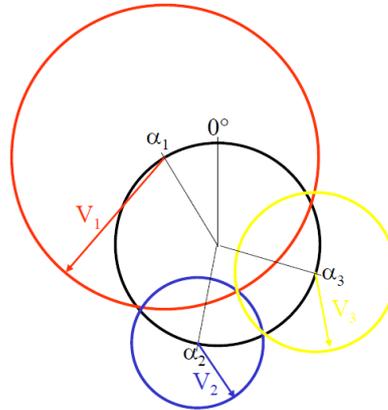


Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.



- Con origen en α_1 se traza una circunferencia de radio V_1 , análogamente en α_2 , con radio V_2 y en α_3 con radio V_3 .

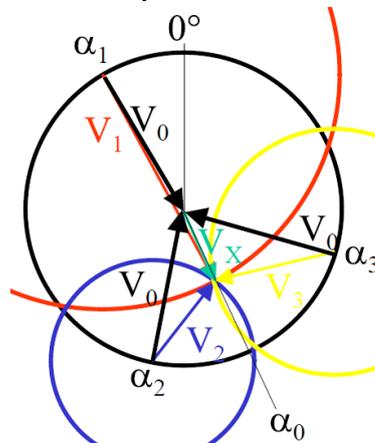
Ilustración 19. Paso 2 para el desarrollo del método de Siebert



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.

- Se mide V_x y se estima la masa de corrección $(me)_0$ y el ángulo α_0

Ilustración 20. Paso 3 para el desarrollo del método de Siebert



Tomado de: Euro Casanova, "Métodos de Balanceo de Rotores en Campo", Guía de Laboratorio, Dinámica de máquinas, Departamento de mecánica, Universidad Simón Bolívar, Enero 2005.

La estimación de la masa correctora se hace utilizando la misma ecuación del método anterior.

- 5.7. En cada método de balanceo calcule la diferencia entre el peso a corregir y el peso corrector.



6. ANALISIS E INTERPRETACION DE DATOS

- 6.1. ¿Qué características se exponen en presencia del desbalance en el rotor kit en las diferentes técnicas de análisis de falla?
- 6.2. ¿Cuál de los métodos de balanceo es más eficiente y porque?.
- 6.3. Calcule la excentricidad en el rotor con la diferencia entre el peso a corregir y el peso corrector del método de mejor eficiencia.

7. OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES



3. FORMA DE REPRODUCCION DEL DESALINEAMIENTO Y SOLTURA MECANICA EN LAS TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE FALLA

1. OBJETIVOS

- 1.1. Reconocer la forma de reproducción del desalineamiento en el rotor kit por medio de análisis de forma de onda, diagrama de espectros y órbitas
- 1.2. Identificar el tipo de desalineamiento en el rotor kit por medición de vibración en dirección vertical, horizontal y axial examinado los espectros.
- 1.3. Determinar características generales de la forma de reproducción de la soldadura mecánica en el rotor kit por medio de análisis de forma de onda, espectros y órbitas.

2. TEMAS DE CONSULTA

- 2.1. Desalineamiento
- 2.2. Soldadura mecánica

3. MARCO TEORICO

El tipo de desalineamiento puede presentarse según las siguientes apariencias dinámicas:

- a) Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección horizontal, entonces es probable que el desalineamiento esté presente en el plano vertical.
- b) Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección vertical, entonces es probable que el desalineamiento esté presente en el plano horizontal.

[1] Marín, Evelio Palomino, "La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de maquinarias rotatorias", 1997



- c) Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección axial, entonces es probable que el desalineamiento sea de tipo angular.
- d) Si las tres primeras armónicas son significativas en las tres direcciones, entonces el desalineamiento es muy severo y necesita corregir inmediatamente.[1]

4. MATERIALES Y EQUIPO

- Rotor kit
- Computador con el software Labview instalado.
- Acelerómetros
- Tacómetro laser
- Tarjeta de adquisición de datos
- Sensores de proximidad
- Arandelas de 2mm de grosor
- Tarjeta de conexión de sensores de proximidad
- Variador de velocidad

5. PROCEDIMIENTO

Parte A: Forma de reproducción del desalineamiento

- 5.1. Realizar pruebas de forma de onda, de espectros y de orbitas del rotor kit sin falla generada a una velocidad de 2000 rpm.
- 5.2. Realice pruebas de forma de onda, de espectros y de orbitas a 2000 rpm con dos (2) arandelas de 2mm de grosor debajo del apoyo 2 en cada tornillo de sujeción (Ilustración 21).

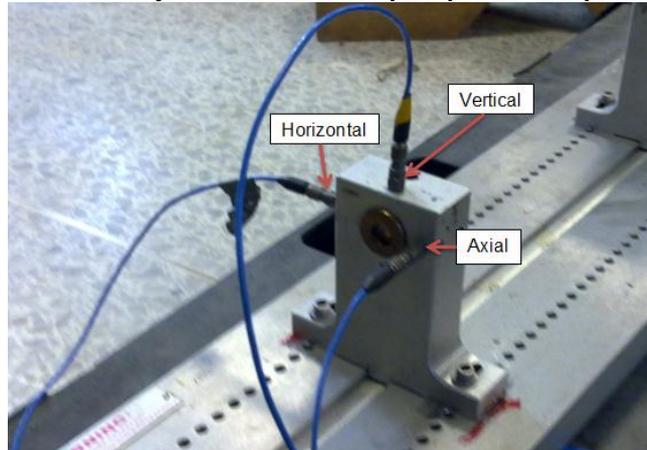


Ilustración 21. Montaje para condición de desalineamiento en rotor kit



5.3. Realice medición vibración por medio de espectros en cada dimensión del apoyo 2 como lo muestra la Ilustración 22 a la misma velocidad de rotación.

Ilustración 22. Montaje de acelerómetros para prueba de tipo de desalineamiento



Parte B: Forma de reproducción de la soldadura mecánica

5.4. Quite las arandelas del apoyo 2 y aplique soldadura mecánica desajustando los tornillos tal que no salgan de sus orificios pero que permita libertad en el movimiento del pedestal y realice las pruebas de forma de onda, espectros y orbitas a 2000 rpm.



6. ANALISIS E INTERPRETACION DE DATOS

- 6.1. ¿Cómo son las pautas de reproducción del rotor kit desalineado?.
- 6.2. ¿Qué tipo de desalineamiento se reproduce y en que plano se realiza?.
- 6.3. ¿Cómo se manifiesta la soltura mecánica en las diferentes técnicas de análisis de falla?.
- 6.4. ¿Por qué se emiten sub-armónicos en presencia de la soltura mecánica?.

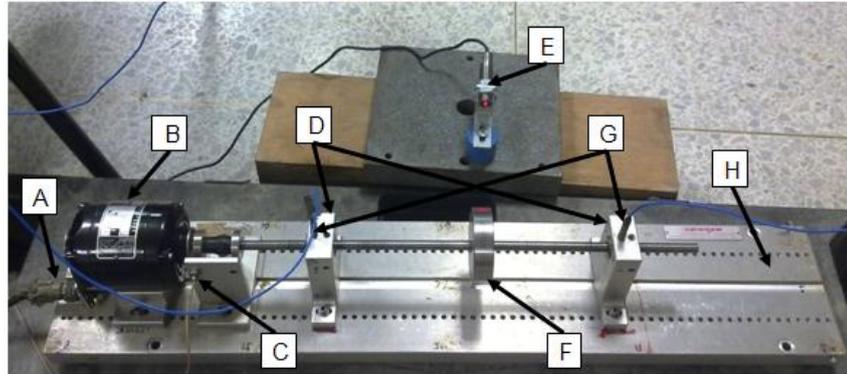
7. OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES



ESPECIFICACIONES, MANEJO DE EQUIPOS Y MANUAL DE SOFTWARES

1. MANEJO DE EQUIPOS Y ESPECIFICACIONES.

1.1. Rotor kit



- A. Alimentación de energía del motor conectado al control de velocidad (F control de velocidad)
- B. Motor.Sensor de proximidad controlador del motor que se conecta al control de velocidad (H control de velocidad).
- C. Cojinetes.
- D. Tacómetro.
- E. Rotor.
- F. Acelerómetros.
- G. Placa base.

1.2. Motor

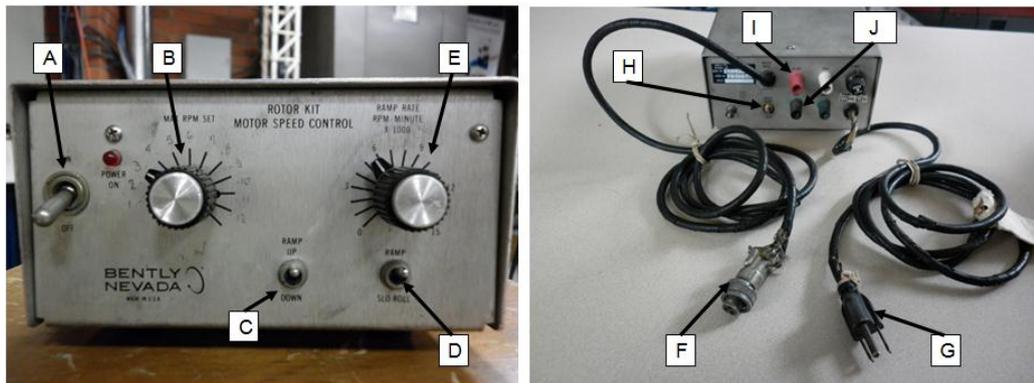


- A. BODINE ELECTRIC COMPANY (CHICAGO USA)
- B. Tipo : NSE-12



- C. Numero referencia: 008NF8120
- D. Max velocidad: 10000 rpm
- E. Potencia: 1/10 Hp
- F. Volts: 115 Vac
- G. Amp: 1,3/1,2

1.3. Control de velocidad del motor del rotor kit



a)

b)

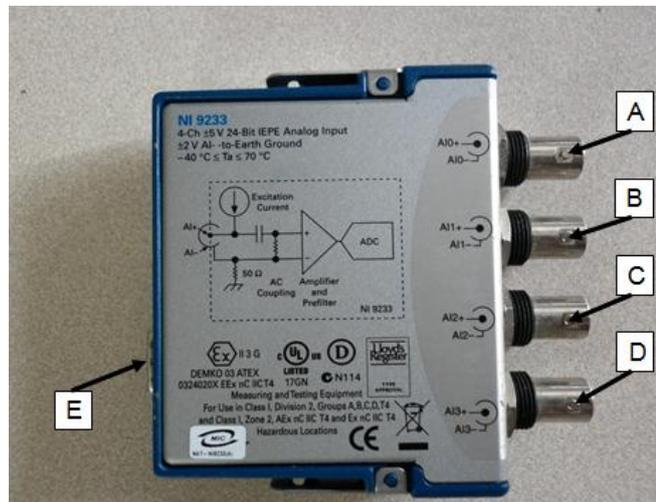
- A. ON/OFF (Encendido/Apagado).
- B. MAX RPM SET (Variador de velocidad).
- C. RAMP UP/DOWN (Rampa alta/baja): se utiliza para aumentar o disminuir gradualmente la velocidad.
- D. RAMP/SLO-ROLL (Rampa/Rodar lento): se utiliza para colocar el rotor kit en rampa o a velocidad mínima.
- E. RAMP RATE RPM MINUTE x 1000 (Razón de rampa de velocidad).
- F. MOTOR DRIVE: Conexión de suministro de energía del motor.
- G. INPUT: Suministro de energía del control de velocidad.
- H. SPEED PROBE INPUT (Entrada de sonda de velocidad): es la conexión del sensor de proximidad que controla la velocidad de giro.
- I. -18 VDC: conexión positiva a la tarjeta de conexión de sensores de proximidad.
- J. COM: conexión negativa a la tarjeta de conexión de sensores de proximidad.



Especificaciones

- BENTLY NEVADA (fabricado en estados unidos)
- Modelo N°: 45658.01
- Serial N°:K500904
- Volts: 115 Vac
- Hz: 60/DC
- Amp: 4

1.4. Tarjeta de adquisición de datos



- A. Canal de estrada o (cero)
- B. Canal de entrada 1
- C. Canal de entrada 2
- D. Canal de entrada 3
- E. Conexión al puerto USB

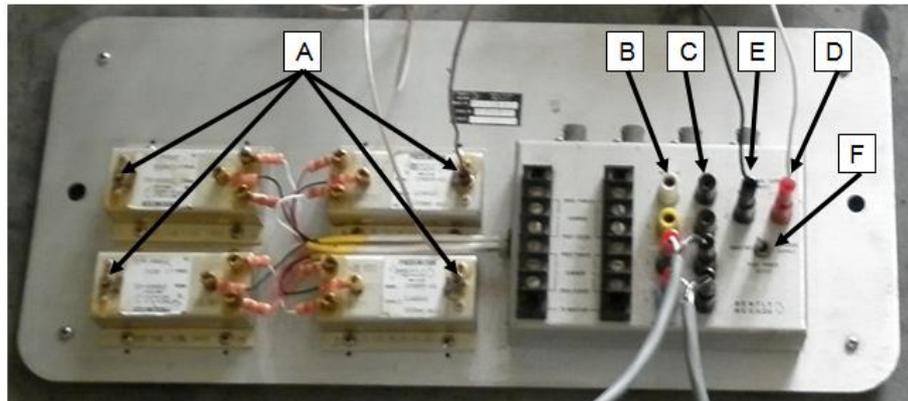
Especificaciones

- NATIONAL INSTRUMENTS (fabricado en HUNGRIA)
- Modelo: S299 wsBNC
- Serial: 1258EC1



- NI: 9233
- Volts: +/- 5

1.5. Tarjeta de conexión de sensores de proximidad.



- A. Conexiones de los sensores de proximidad.
- B. Salida positiva de conexión a la tarjeta de adquisición de datos cada uno de un sensor de proximidad.
- C. Salida negativa de conexión a la tarjeta de adquisición de datos.
- D. Entrada de alimentación externa positiva suministrado por el control de velocidad del motor del rotor kit (I control de velocidad)
- E. Entrada de alimentación externa negativa suministrado por el control de velocidad del motor del rotor kit (J control de velocidad)
- F. Encendido o apagado: cuando se encuentra en la opción “monitor” esta desenergizado.

Especificaciones

- BENTLY NEVADA (elaborado en estados unidos)
- modelo N° 50029.01
- Serial: K500904

1.6. Martillo y acelerómetro.



a)



b)

a) martillo. b) acelerómetro

Especificaciones

- Martillo:
 - ✓ PCB PIEZOTRONICS Modall Muned.
 - ✓ SN 24649 US.
 - ✓ Paten No 4'799.375.
- Acelerómetro:
 - ✓ PCB PIEZOTRONICS ICP (elaborado en estados unidos)
 - ✓ Modelo: 352C68
 - ✓ Rango de frecuencias: 0,5 a 10000 HZ

1.7. Tacómetro.





Especificaciones

- OROS ORAC-TAC-001
- Rango de velocidad: 1 a 250000 rpm
- Distancia máxima de operación: 0.9 mts
- 100 volts AC

2. MANEJO DE SOFWARES.

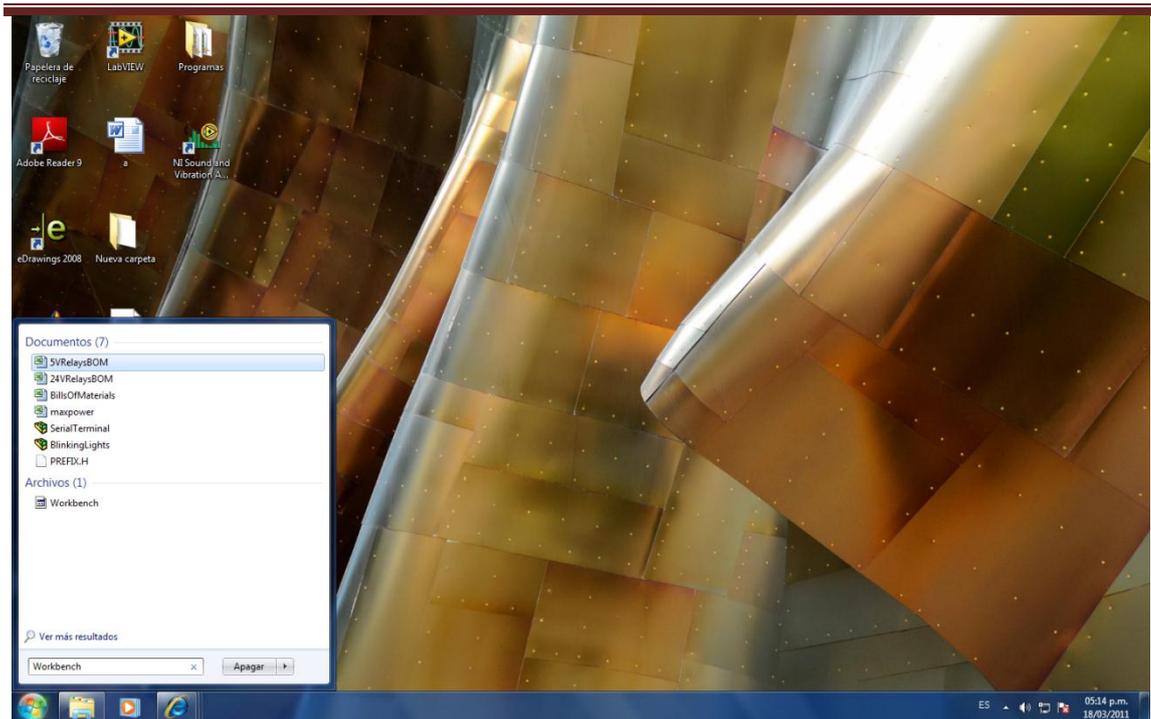
Los softwares utilizados son los siguientes:

- NATIONAL INSTRUMENT LabVIEW 2009.
- ANSYS 12.
- SOLID EDGE O SOLIDWORKS 2008.

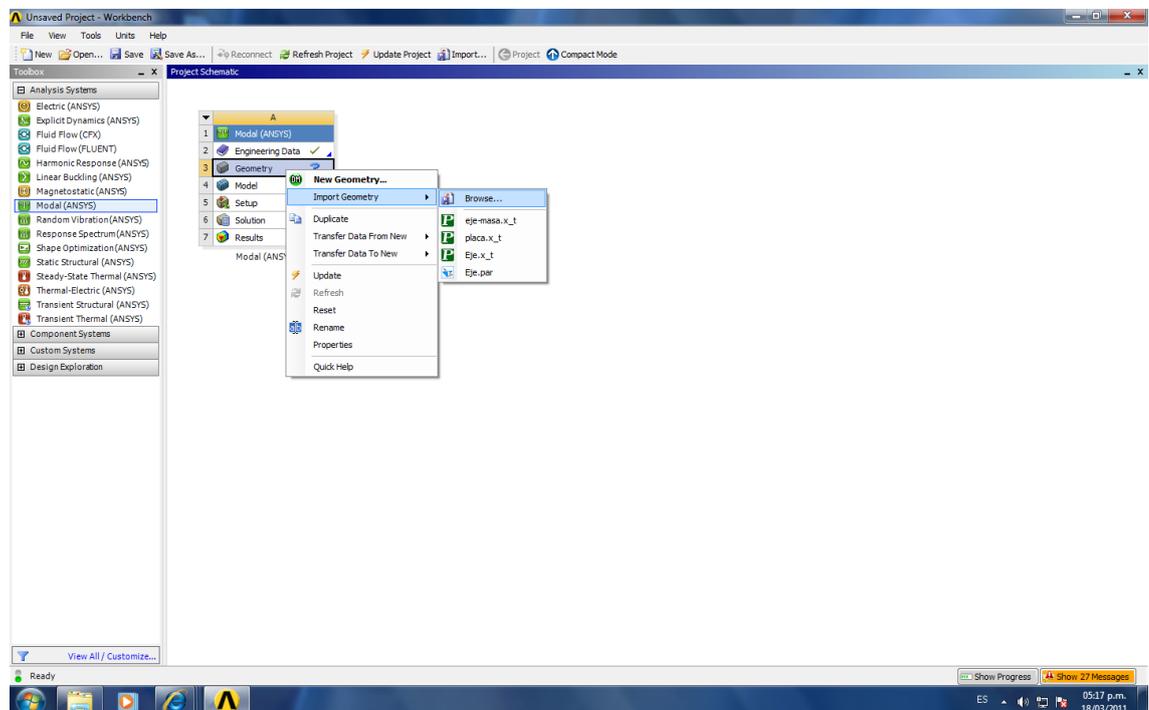
2.1 ANSYS.

Después de realizar las diferentes piezas del rotor kit en *solid edge*, o *solidWorks* se guarda como extensión "*parasolid*" para que ANSYS lo pueda reconocer para la simulación.

Se busca la opción "*workbench*" y se le da doble clic.

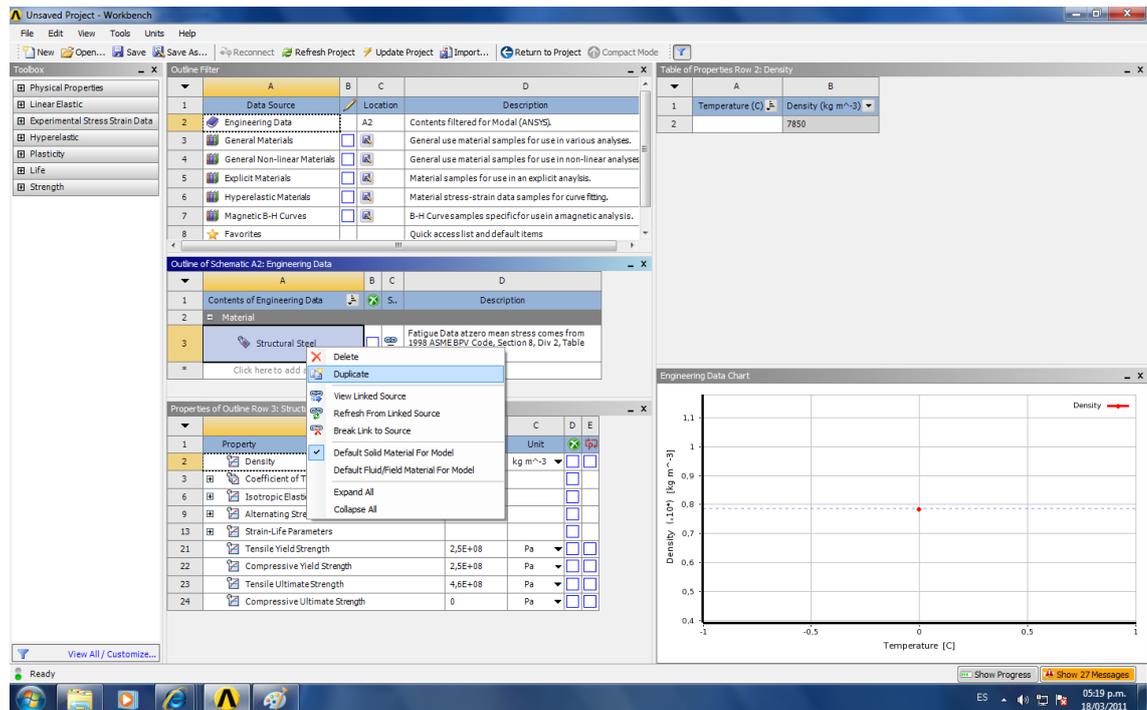


Se busca la opción “*Modal (ANSYS)*” se le da clic; luego se busca la opción “*Geometry*” y se le da clic derecho y se busca la opción “*Import Geometry*” y después “*Browse...*” y se busca la ubicación del archivo.

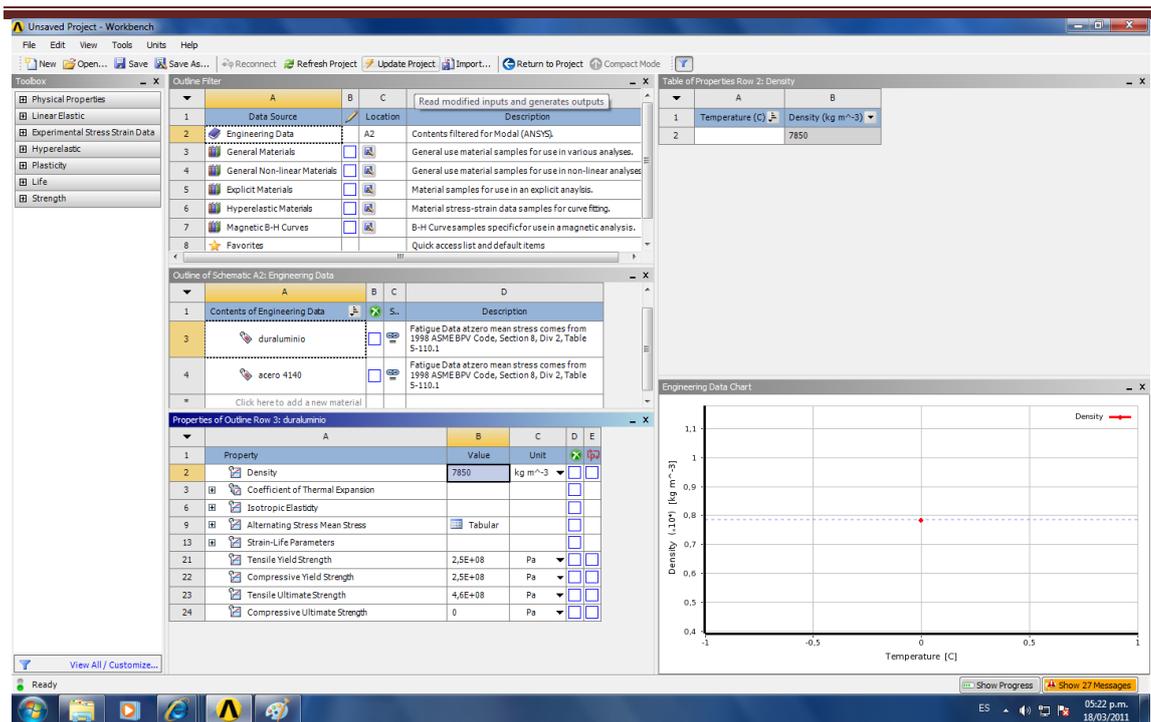




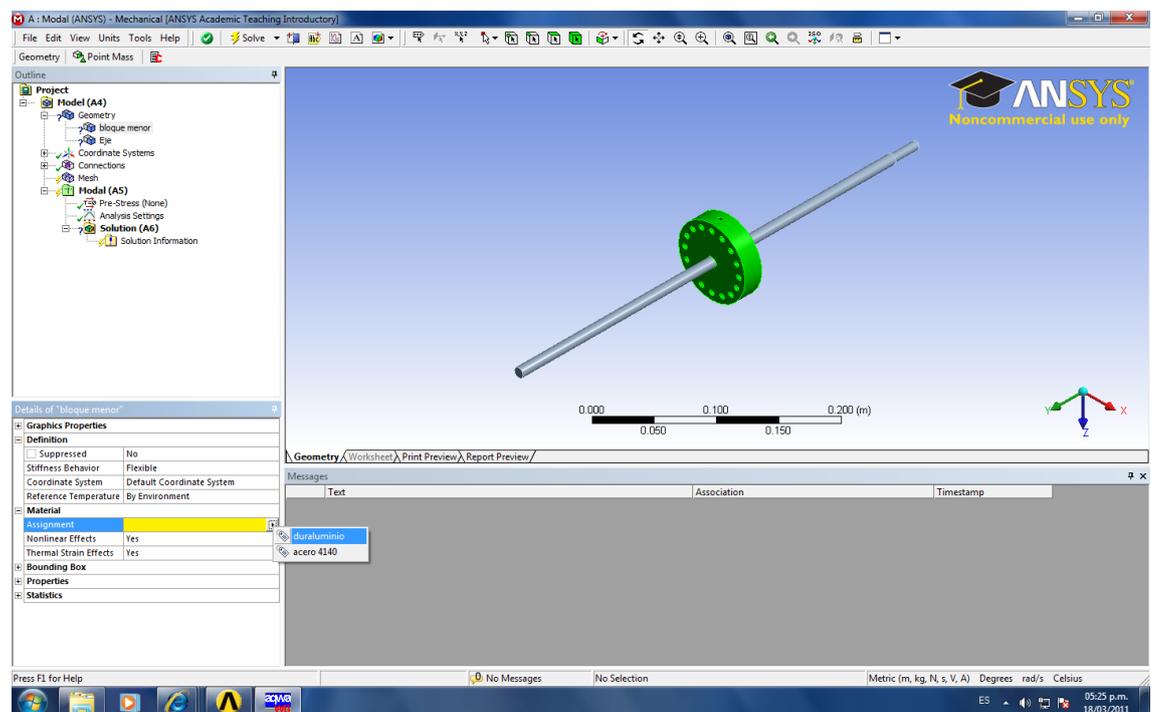
Para modificar las propiedades de los materiales se busca la opción “Engineering Data” y se le da doble clic; si existe varios materiales en la simulación se le da clic derecho en la opción “Structural Steel” y se busca “Duplicate”.



Para modificar el nombre del material se le da un solo clic en la opción “Structural Steel”; Luego de modificar los valores de los materiales utilizados en la simulación, se activa la opción “Update Project” en la parte superior de la ventana para guardar las propiedades modificadas y luego se le da clic a la opción “Return to Project”.

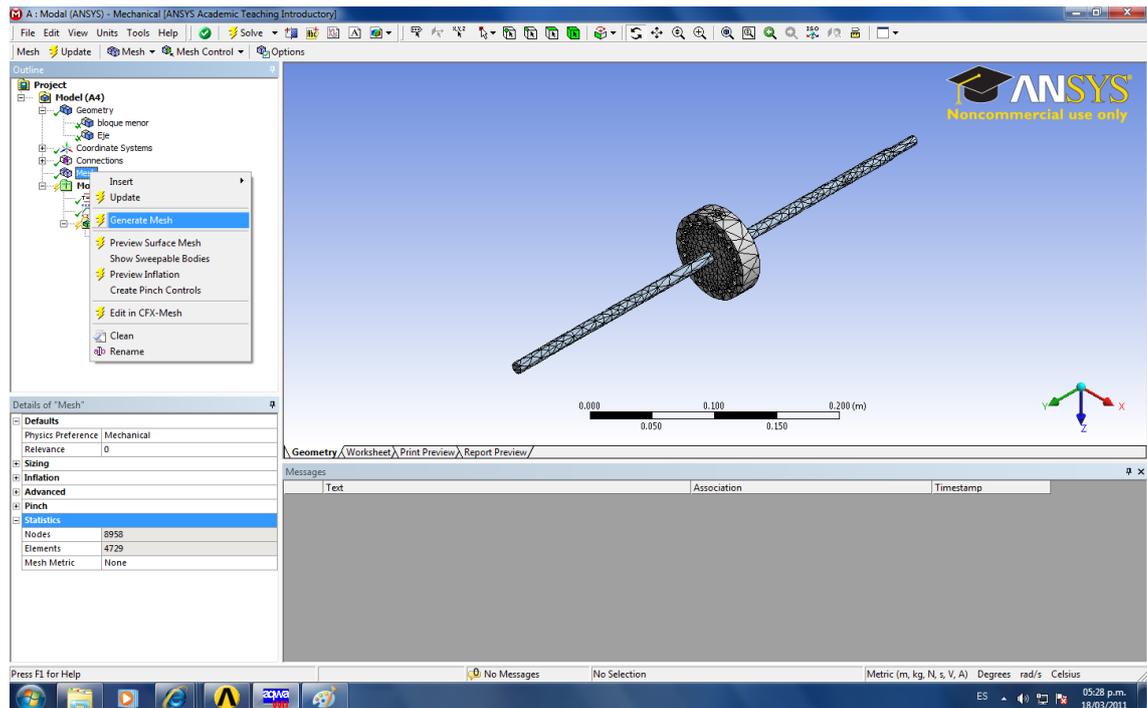


Luego se da doble clic a la opción “Model” y se le da doble clic; luego se busca la opción “Geometry” en el cuadro izquierdo superior; se busca la pieza que se requiera se da clic y en la parte de abajo se busca la opción “Assignment” y se selecciona el material ya anteriormente modificado.

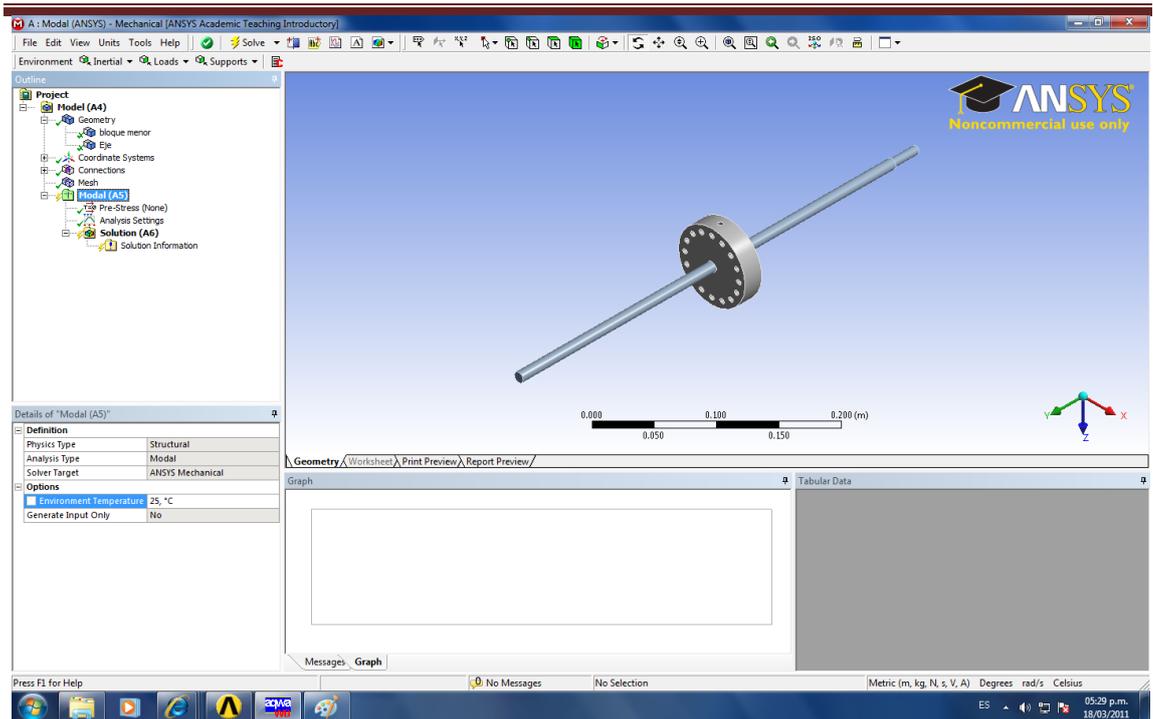




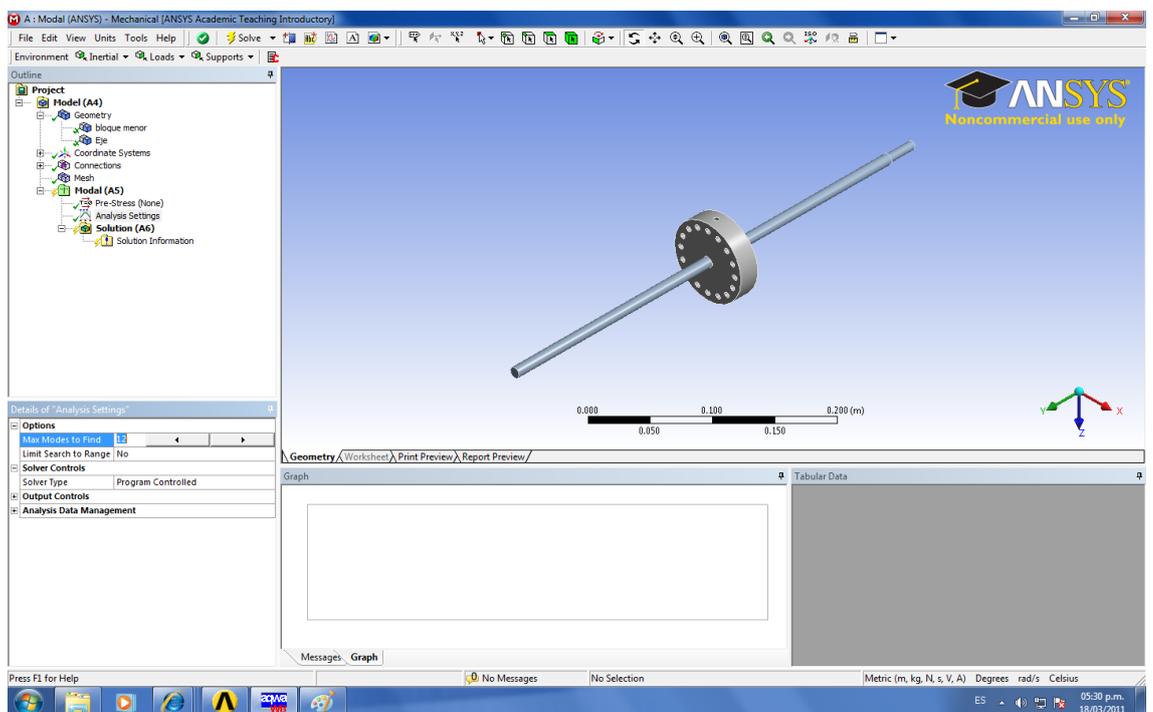
Luego se busca la opción “Mesh” y se le da clic derecho, se busca “Generate Mesh”, si la pieza a simular es un poco compleja se aumenta el número de nodos para que sea posible la simulación para esto se busca la opción “Nodes” y se modifica el numero teniendo en cuenta que el número máximo de nodos en la simulación es de 32000.



Se busca la opción “Modal (AS)” y se busca en la parte inferior izquierda “options”, se despliega el menú y se modifica la opción “Environment Temperature” y se modifica la temperatura de la simulación.

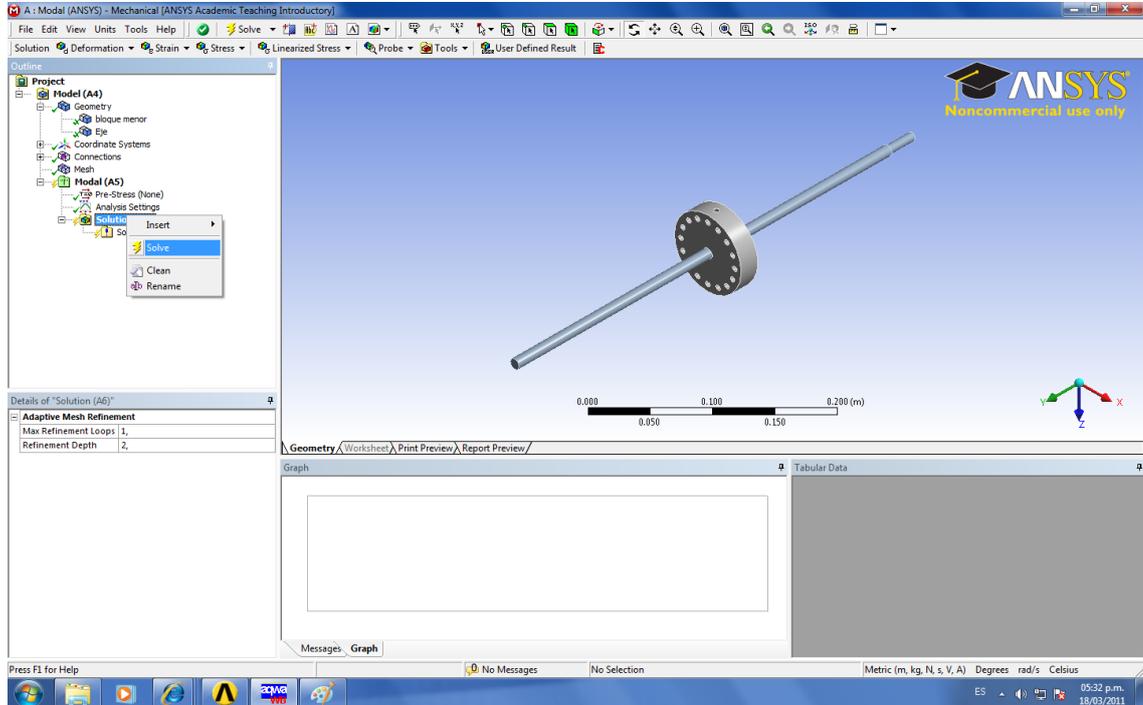


Para modificar el número de formas modales que quiere que se generen se busca la opción “*Analysis Settings*” luego en “*options*” se modifica el máximo número de formas modales que se van a generar en la opción “*Max Modes to Find*”.

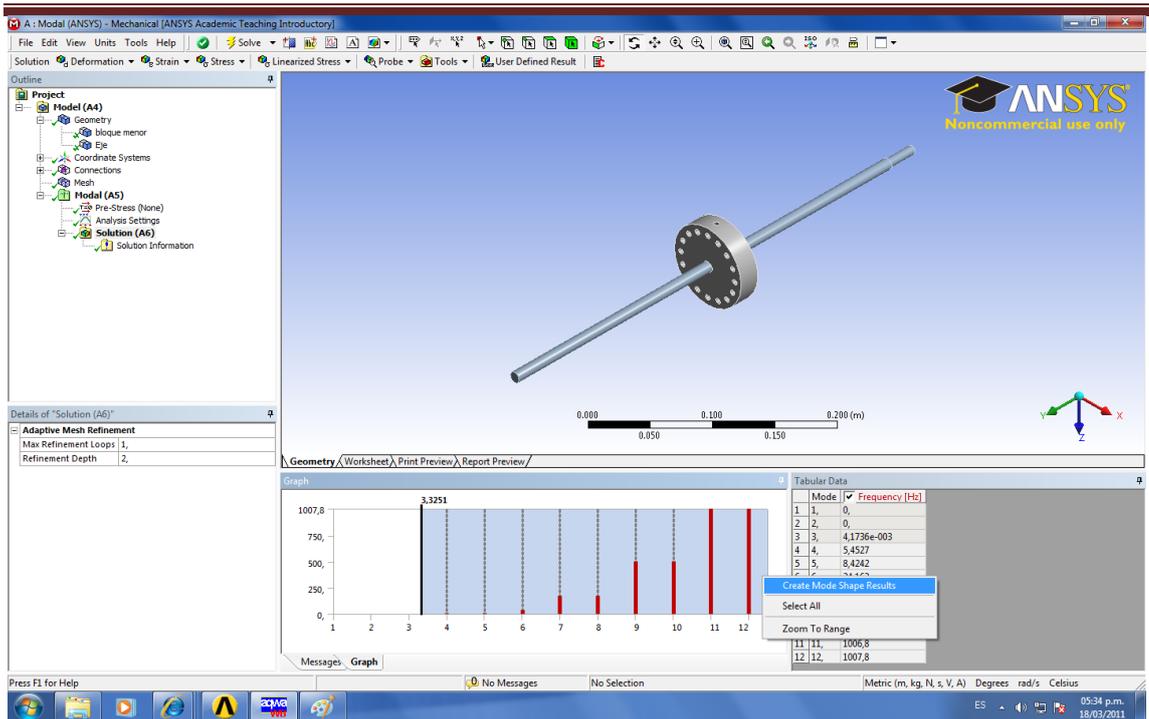




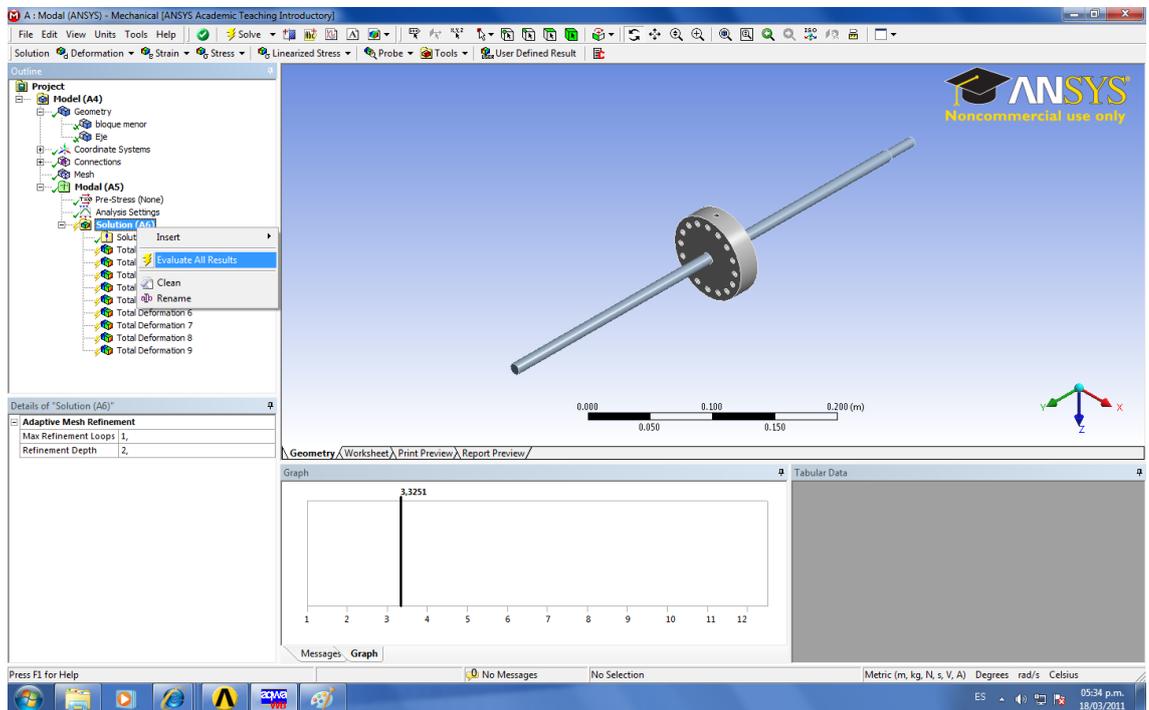
Para emitir las formas modales se va a la opción “*Solution*” se da clic derecho y se escoge la opción “*Solve*”.



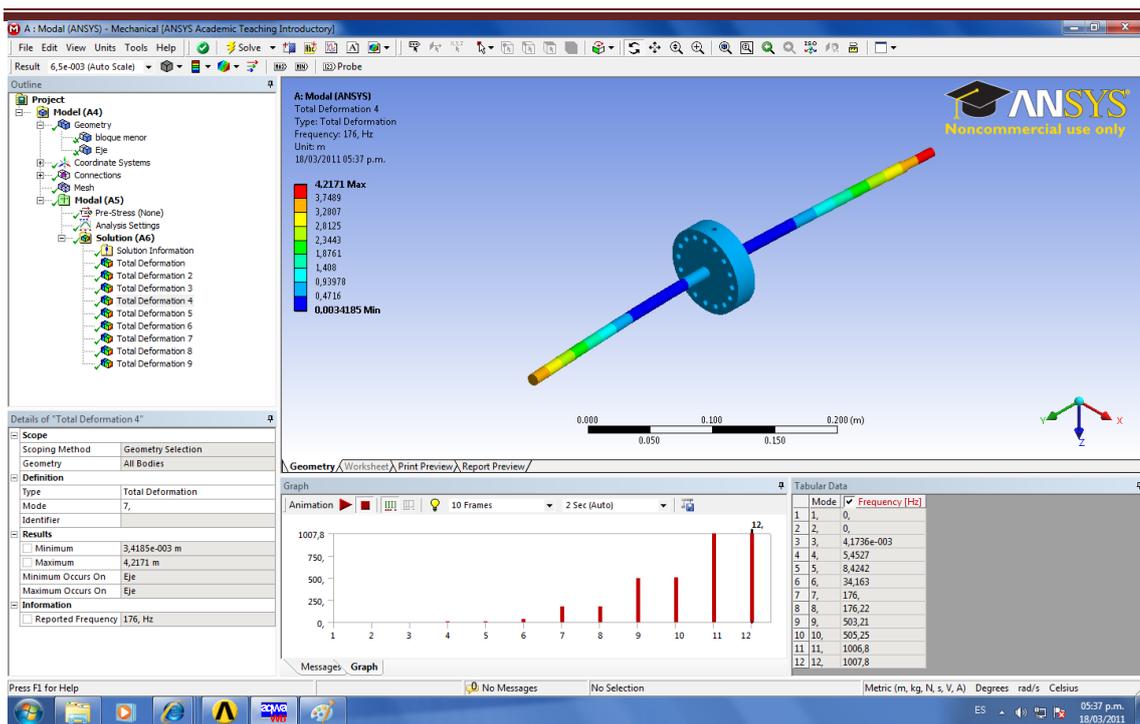
Luego se selecciona las formas modales que se emitieron, se da clic derecho encima de ellas y se escoge la opción “*Create Mode Shape Result*”.



Luego en la opción “Solution” se da clic derecho y se busca la opción “Evaluate All Results”.

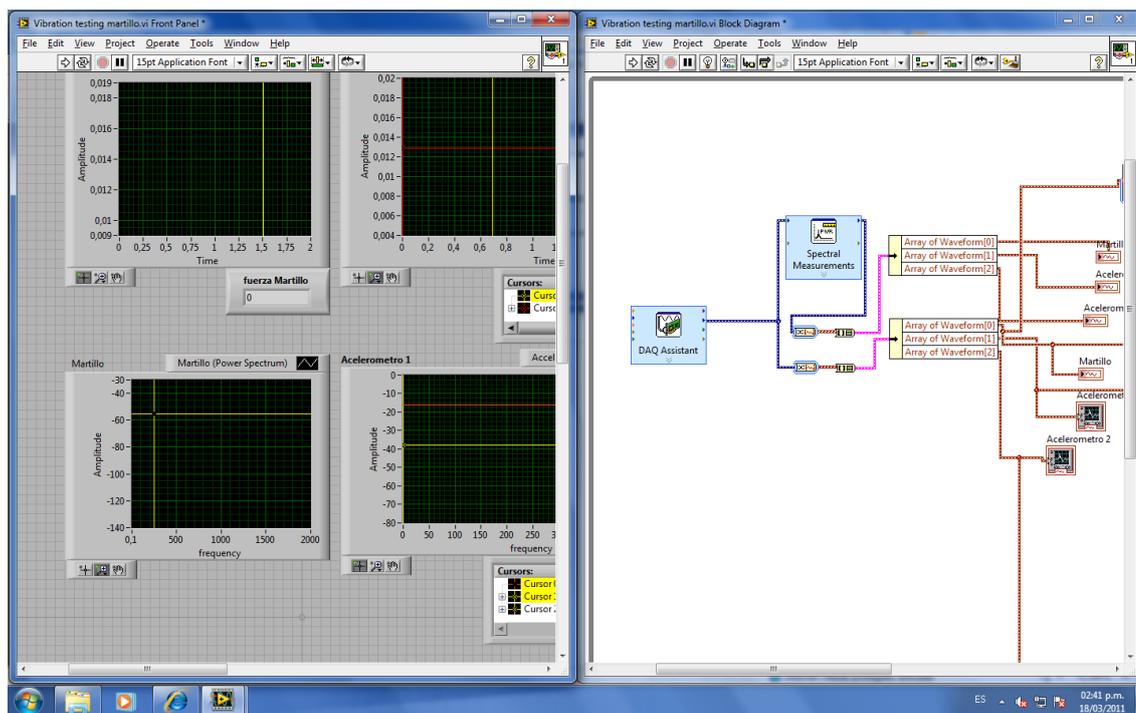


Luego aparecerán las formas modales, se buscan las deseadas y se toman los datos de la frecuencia natural.



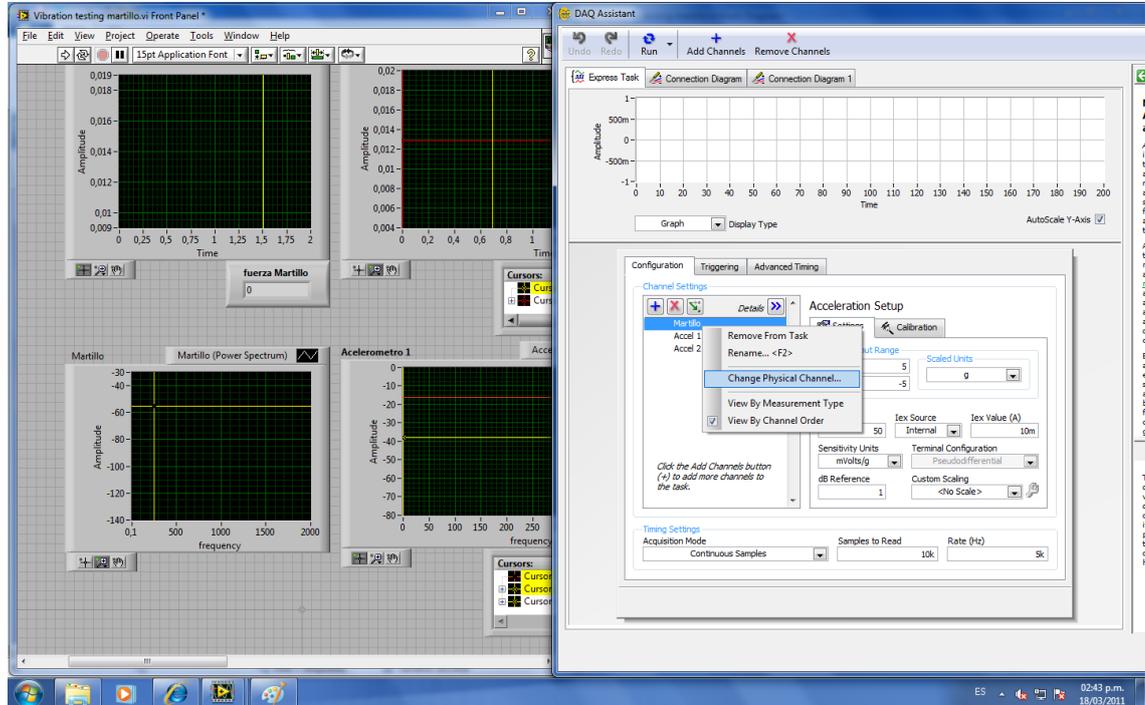
2.1 Prueba de impacto (LabVIEW).

Luego de abrir el software de prueba de impacto, se presiona “Ctrl + T” para abrir “Block Diagram” y se le da doble clic a “DAQ Assistant”.

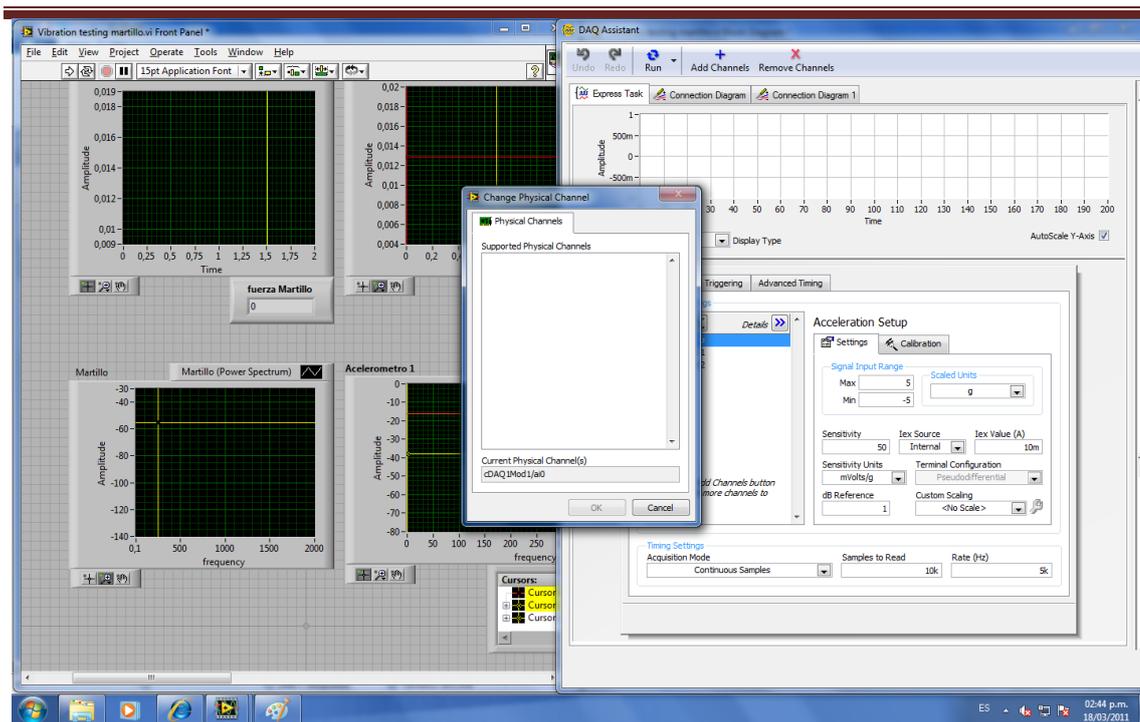




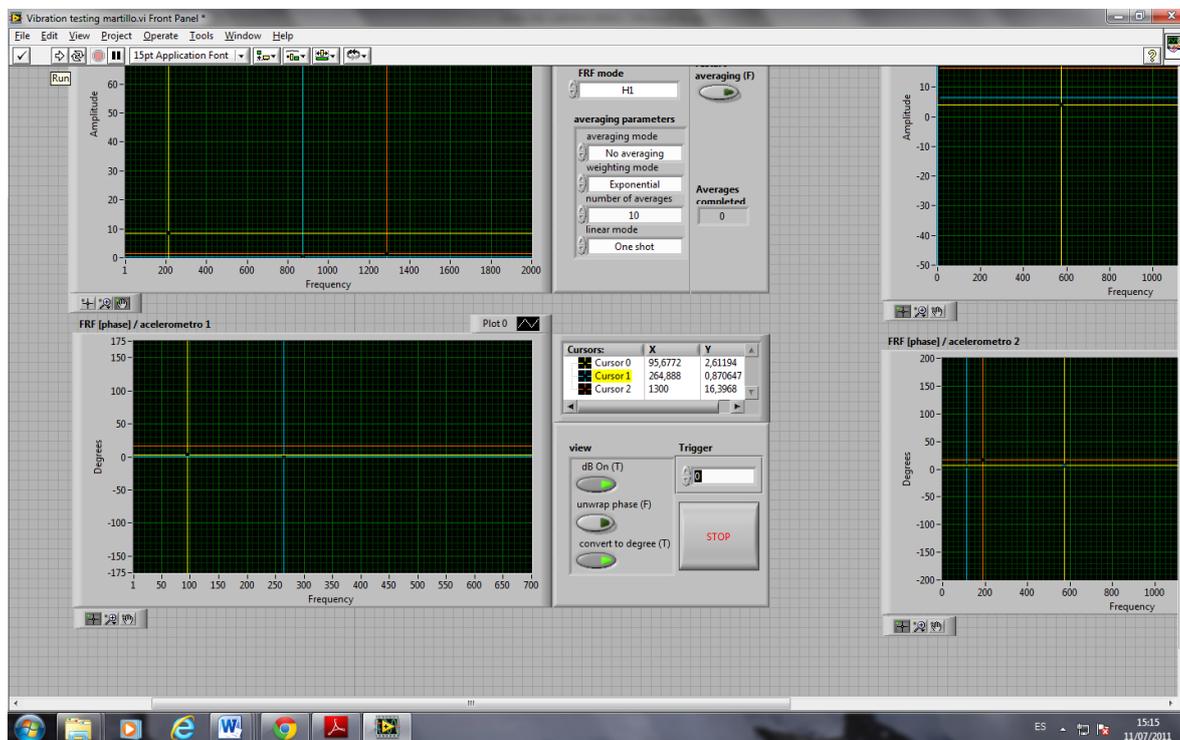
Se selecciona el martillo se le da clic derecho y se selecciona la opción
“Change Physical channel... “.



Se selecciona el puerto del cual está conectado a la tarjeta de adquisición de datos y se le da clic en ok, así mismo se hace con los dos acelerómetros. En la parte de abajo le dan ok y minimizan la ventana “Block Diagram”.



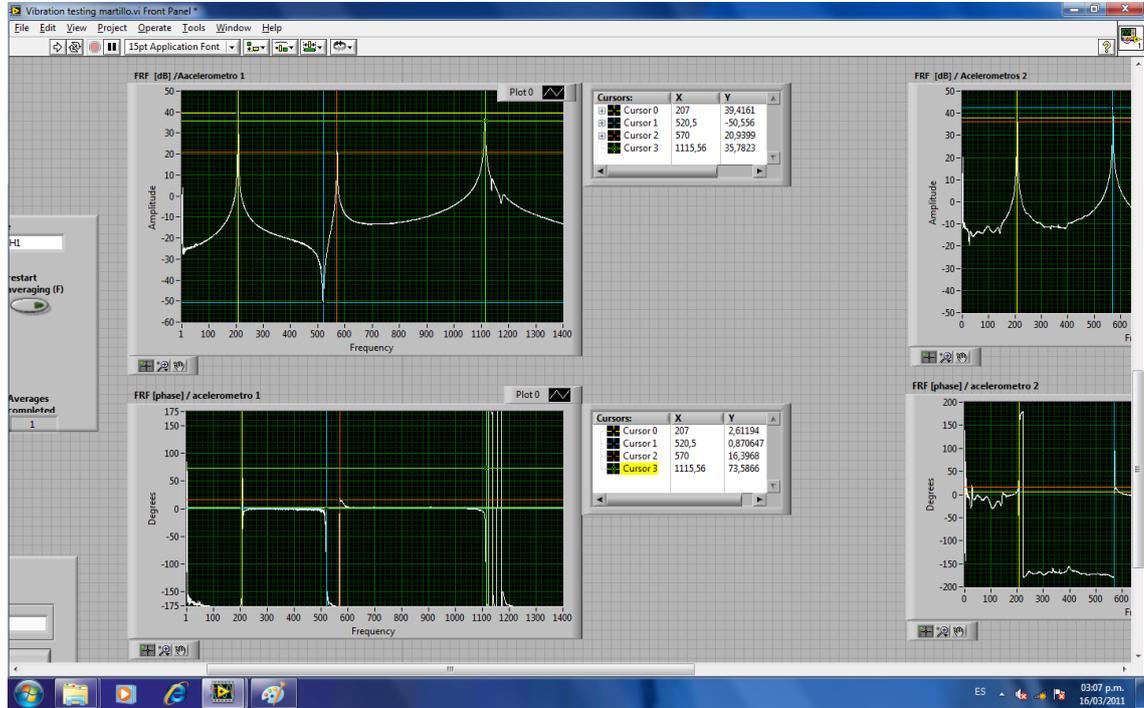
Luego se minimiza la ventana y se coloca abajo en la opción “Trigger” esta opción es para el tiempo en que se detiene la imagen de respuesta después del golpe con el martillo (se recomienda entre 1 y 5). Luego se oprime “Run”.



Al ejecutar la prueba de impacto el software se detendrá; después se



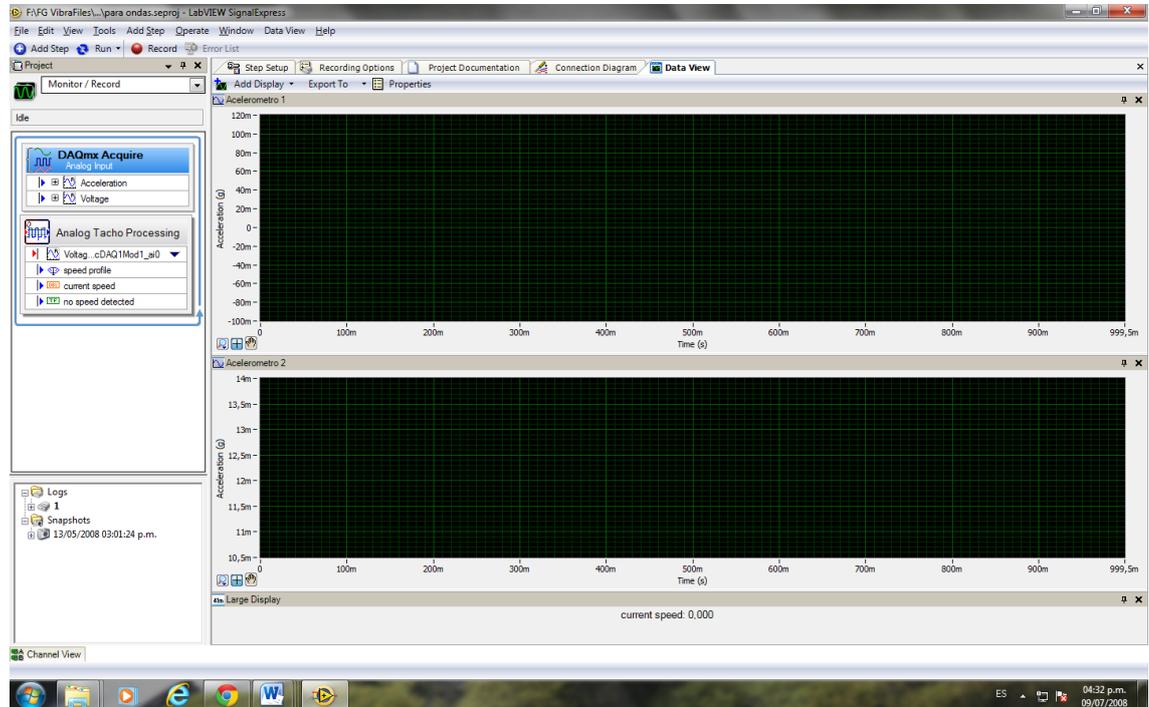
trasladaran los cursores a los picos tanto positivos como negativos teniendo en cuenta que efectivamente sea una frecuencia natural al cambiar de fase.



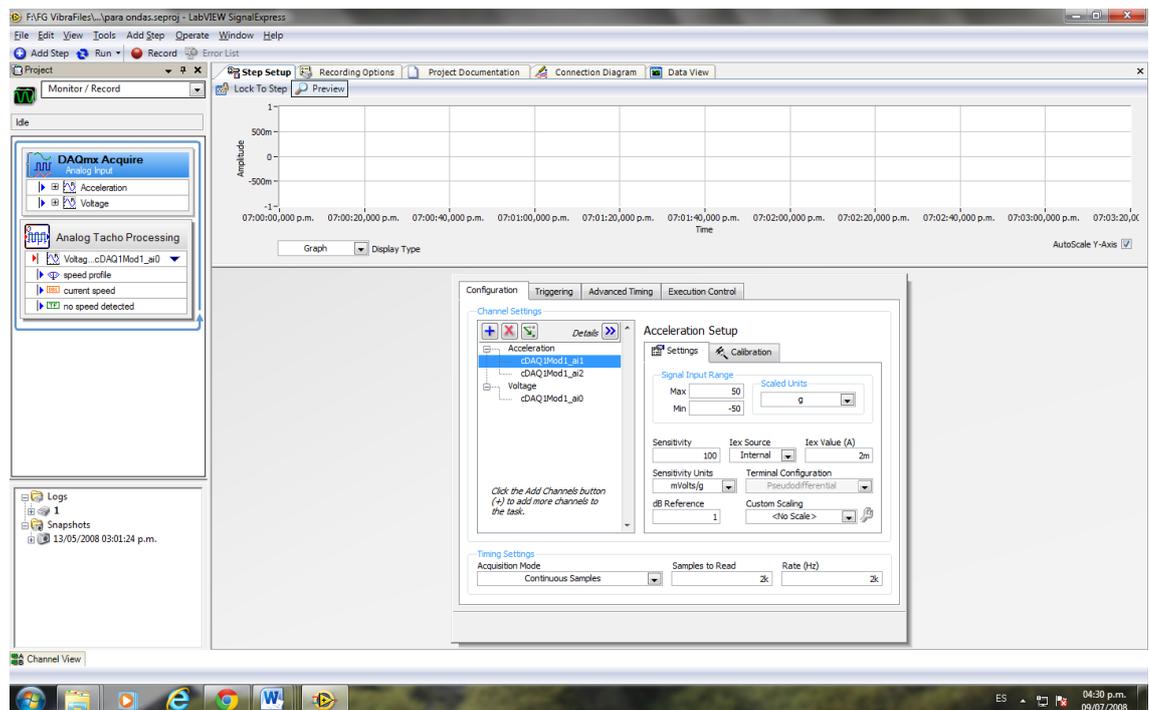
2.2 Forma de onda (LabVIEW).



Seleccione el programa “forma de onda”. Luego de doble clic en la opción “DAQmx Acquire”.



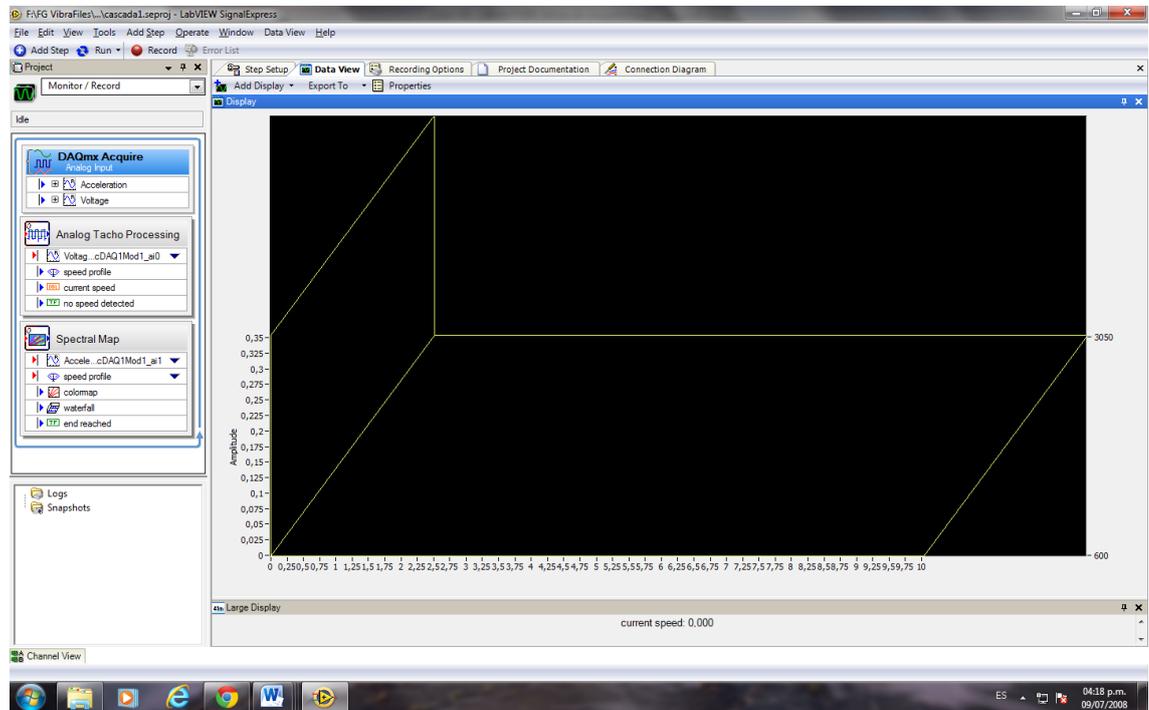
Y al igual que la prueba de impacto modifique la ubicación de los acelerómetros y del tacómetro.



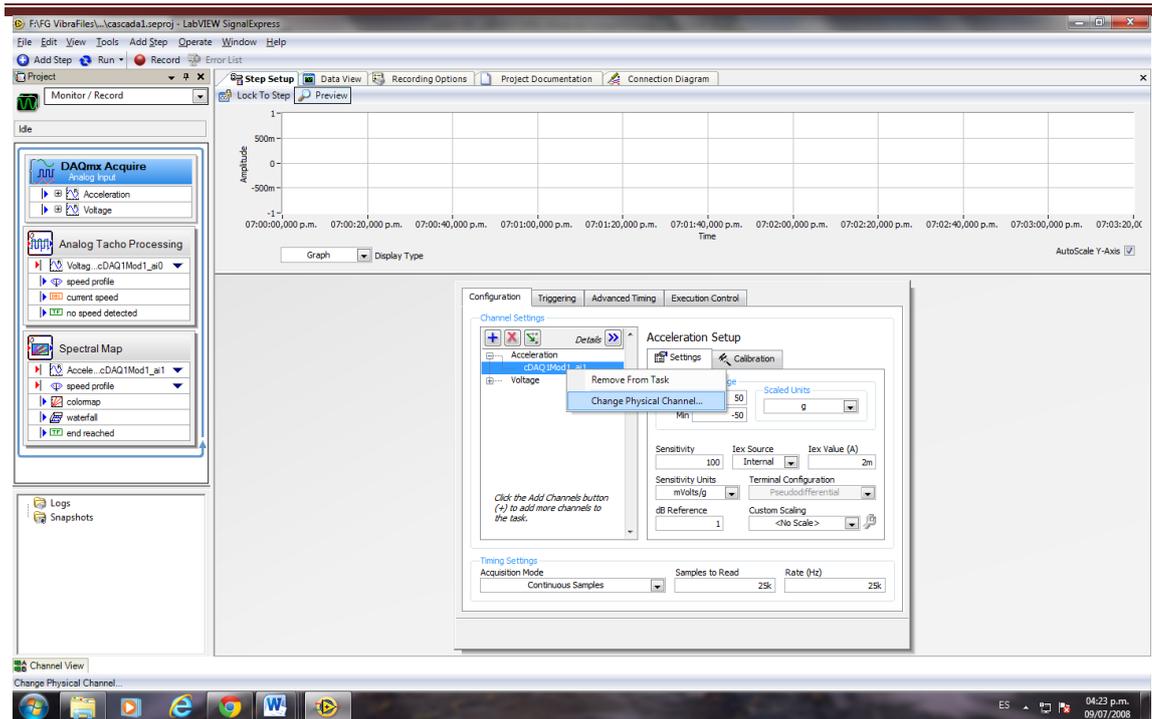


2.3 Espectro en cascada (LabVIEW).

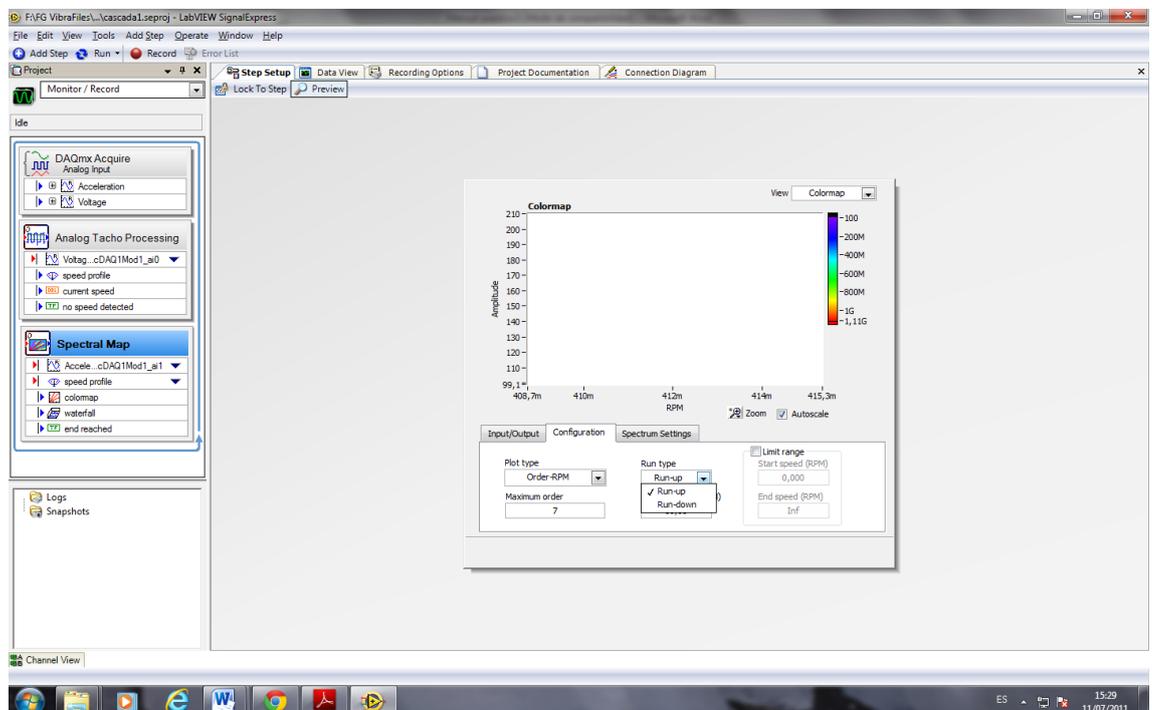
Seleccione el programa “*espectro en cascada*”. Luego de doble clic en la opción “*DAQmx Acquire*”.



Seleccione la ubicación del acelerómetro y del tacómetro.



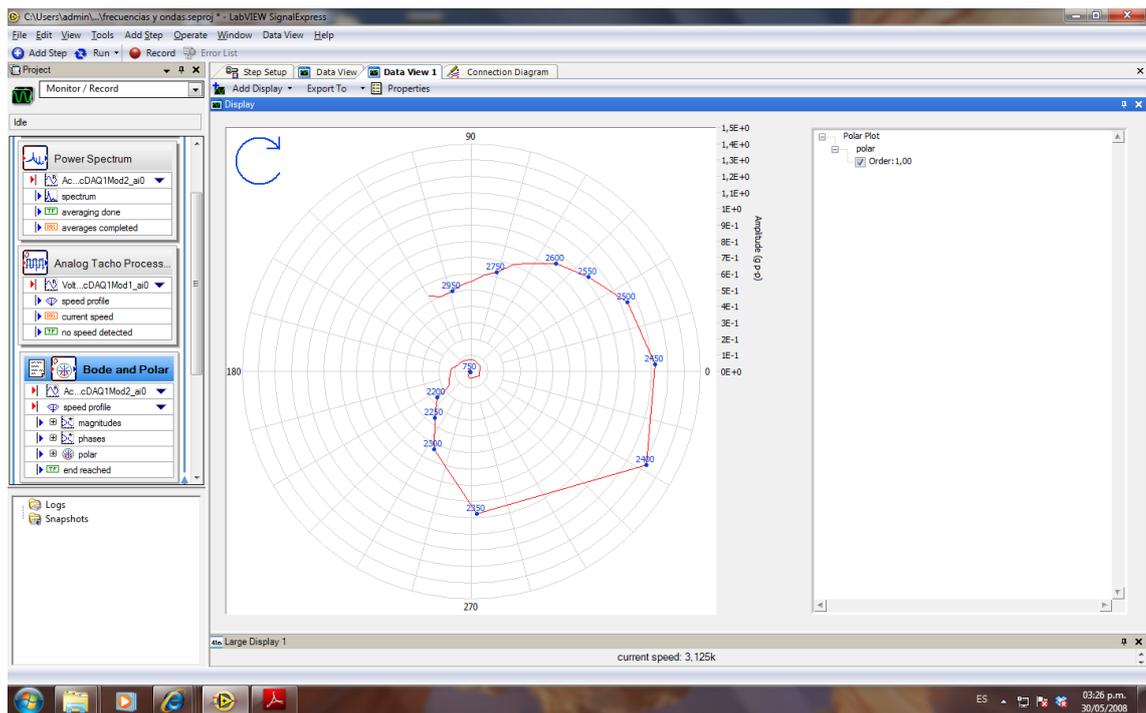
Para modificar el tipo de rampa seleccione en la parte izquierda de la pantalla la opción “*Spectral Map*”. Luego en la opción “*Configuration*” se busca “*Run type*” para modificar el tipo de rampa si es en ascenso o en descenso.



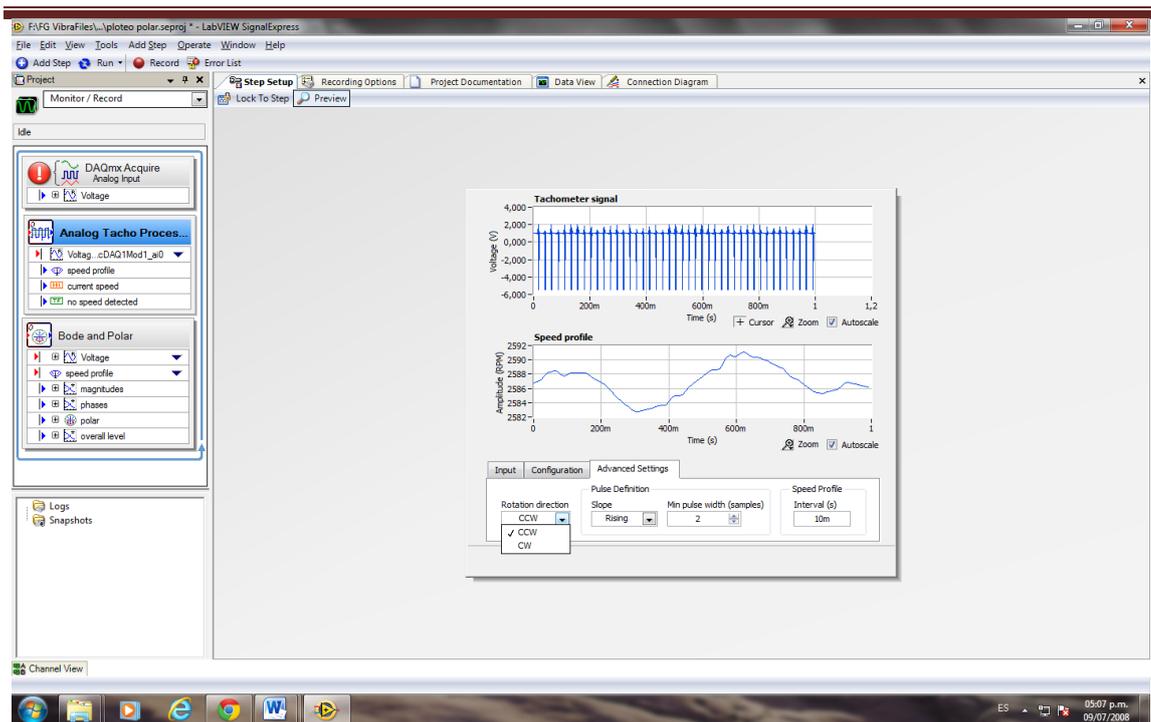


2.4 Diagrama polar.

Seleccione el programa “diagrama polar”. Luego de doble clic en la opción “*DAQmx Acquire*” y ubique los canales de los sensores de proximidad (eje x canal 1, eje y canal 2 y tacómetro canal 0).

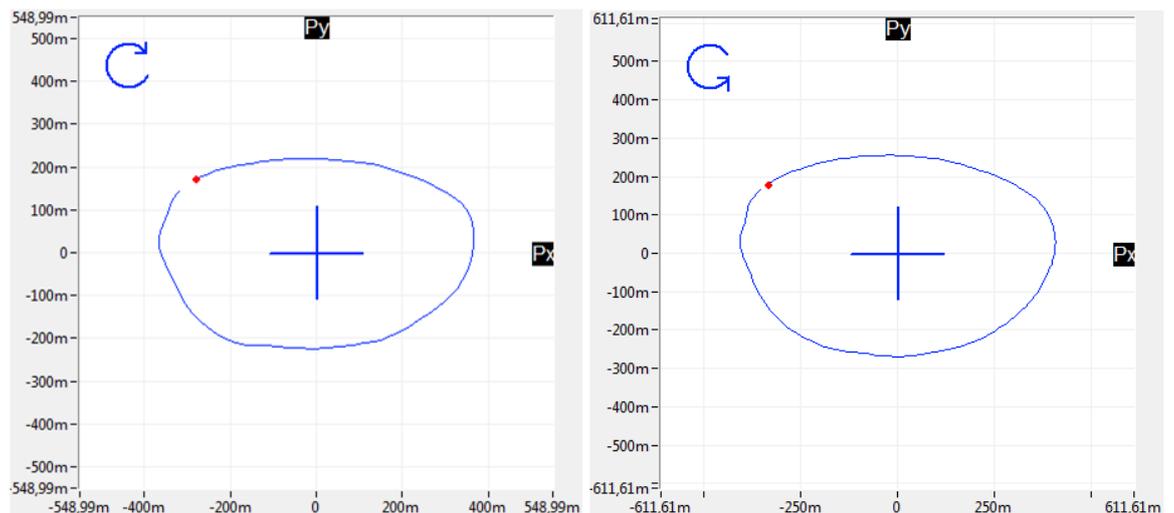


Para cambiar el sentido de giro seleccione en la parte izquierda la opción “*Analog Tacho Proces...*”, se busca la opción “*Advanced Settings*” y se modifica la dirección de rotación en “*Rotation direction*”.



2.5 orbitas (LabVIEW).

Realice el mismo procedimiento que con el diagrama polar y tenga en cuenta el sentido de giro cuando es correcto e incorrecto.



Sentido de giro correcto.

Sentido de giro incorrecto.