



**ESCUELA SUPERIOR DE  
INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN  
UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS

**“VALIDACION EXPERIMENTAL DEL  
AMORTIGUAMIENTO  
CRÍTICO PARA EL TERCER MODO  
DE VIBRACIÓN”**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE**

**MAESTRO EN CIENCIAS**

**CON ESPECIALIDAD EN**

**INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:**

**Ing. Juan Carlos Hernández Salgado**

**DIRECTOR DE TESIS:  
DR. JULIO CESAR GÓMEZ MANCILLA**



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**  
**SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO**

**CARTA CESIÓN DE DERECHOS**

En la Ciudad de México, Distrito Federal el día 21 del mes Junio del año 2011, el (la) que suscribe Juan Carlos Hernández Salgado alumno (a) del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica con número de registro A090402, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Zacatenco, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Julio César Gómez Mancilla y cede los derechos del trabajo intitulado Validación Experimental del Amortiguamiento Critico para el Tercer Modo de Vibración, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección juancarlos\_105@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Juan Carlos Hernández Salgado

Nombre y firma



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL  
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO**

SIP-14

**ACTA DE REVISIÓN DE TESIS**

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 18:00 horas del día 17 del mes de Junio del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E.S.I.M.E. para examinar la tesis titulada:

**“VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL AMORTIGUAMIENTO CRÍTICO  
PARA EL TERCER MODO DE VIBRACIÓN”.**

Presentada por el alumno:

**HERNÁNDEZ**  
Apellido paterno

**SALGADO**  
Apellido materno

**JUAN CARLOS**  
Nombre(s)

Con registro: **A 0 9 0 4 0 2**

aspirante de:

**MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECÁNICA**

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

**LA COMISIÓN REVISORA**

Director(a) de tesis

*Julio César Gómez Mancilla*  
DR. JULIO CÉSAR GÓMEZ MANCILLA

Segundo Vocal

*Valery Romanovich Nossov*  
Presidente

DR. VALERY ROMANOVICH NOSSOV

*José Alfredo Jiménez Bernal*  
DR. JOSÉ ALFREDO JIMÉNEZ BERNAL

Tercer Vocal

*Orlando Susarrey Huerta*  
DR. ORLANDO SUSARREY HUERTA

Secretario

*Jesús Alberto Meda Campaña*  
DR. JESÚS ALBERTO MEDA CAMPANA

**PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES**

*Jaime Robles García*  
DR. JAIME ROBLES GARCÍA



*CRZ*



# INDICE

---

Agradecimientos _____	I
Índice _____	II
Índice de figuras _____	III
Nomenclatura _____	IV
Resumen _____	V
Abstract _____	VI
Objetivo _____	VII
Justificación _____	VIII
Introducción _____	IX

## Capítulo 1

*Estado del Arte: Antecedentes en el campo de las vibraciones y detección de fisura.*

- 1.1 Antecedentes
- 1.2 Mediciones en el dominio de la frecuencia.
- 1.3 Análisis modal.
- 1.4 Defectos en Maquinaria con ejes rotatorios.
  - 1.4.1 Desbalance.
  - 1.4.2 Doblamiento.
  - 1.4.3 Fisuras.
  - 1.4.4 Desalineamiento.





## Capítulo 2:

*Método de solución de las ecuaciones de movimiento con masa de disco y fisura.*

- 2.1 Modelación por medio viga Euler-Bernoulli considerando un disco y fisura
- 2.2 Condiciones de frontera.
- 2.3 Calculo de Frecuencias naturales del sistema.
- 2.4 Formas modales de vibración del sistema.

## Capítulo 3:

*Diseño del sistema de instrumentación.*

- 3.1 General
- 3.2 Machine Faul Simulator
- 3.3 Instrumentación Virtual
- 3.4 Tarjeta de Adquisición de datos.
- 3.5 Sistema Adre.
- 3.6 Sistema de adquisición de datos d-SPACE®.
- 3.7 Rodamientos.
- 3.8 Transductores de Medición.
  - 3.8.1 Proximetros.
  - 3.8.2 Acelerómetros.
- 3.9 Calibración y montaje.

## Capítulo 4:

*Resultados numéricos y experimentales.*

- 4.1 Simulaciones numéricas para cálculo de frecuencias naturales con eje integro.
- 4.2 Simulación numérica para cálculo de Frecuencias naturales con eje fisurado.
- 4.3 Procedimiento de las pruebas.
  - 4.3.1 Elaboracion de pruebas sobre bujes.
- 4.4 Resultados experimentales
  - 4.4.1 Resultados experimental con eje integro.
  - 4.4.2 Resultados experimental con eje fisurado.
- 4.5 Conclusiones parciales.





## Capítulo 5:

*Conclusiones y Aportaciones.*

- 5.1 Conclusiones
- 5.2 Aportaciones
- 5.3 Trabajos Futuros.

### APÉNDICES

**APÉNDICE A**

**APÉNDICE B**

**APÉNDICE C**

**APÉNDICE D**

**APÉNDICE E**





# INDICE DE FIGURAS

---

Fig. 1 1 Euler y Bernoulli

fig. 1 2 Jean Baptiste Fourier

fig. 1 3 Dominio del tiempo y dominio de la frecuencia

fig. 2 1 Viga simplemente apoyada

fig. 2 1 figura en donde se muestra los 4 primeros modos de vibracion del sistema

fig. 3. 1 MFS

fig 3. 2 Sistema Cdaq-9178

fig 3. 3 Sistema ADRE modelo 208-P cortesía Bently Nevada ®

fig 3. 4 sistema d-Space

fig 3. 5 Rodamientos adquiridos que permiten un mayor rango en su velocidad de operación.

fig 3. 6 formulas para identificacion de fallas en rodamientos cortesia SKF®

fig 3. 7 diagrama de espectro en donde se muestra la frecuencia del valero dañado

fig 3. 8 Evolucion del deterioro del aro exterior

fig 3. 9 proxímetros RAM3300 5mm utilizados.

fig 3. 10 Rango de la linealidad de los sensores de proximidad, fuente Bently Nevada ®

fig 3. 11 Sensor de aceleración 8305A2M4 marca Kistler®- Acondicionador de señales K-BEAM® modelo 5210 marca kistler ®

fig 3. 12 sensor 330400, cortesía Bently Nevada ®

fig 3. 13 Modulo de interface Adre-Acondicionador modelo 3300 Bently Nevada ®

fig 3. 14 microbomba volumétrica rotativa de engranajes (Cole PARmer ®)





# NOMENCLATURA

$OXYZ$  sistema de coordenada fijo

$OX'Y'Z'$  sistema de coordenada rotativo

$a, b$  amplitudes de vibración indeterminadas

$a_G, a_C$  aceleración del punto  $G$  y  $C$ , en  $m \cdot s^{-2}$

$A$  área de la sección transversal de la viga, en  $m^2$

$A^k$  vector propio asociado a la frecuencia  $\lambda_k$

$\alpha_i^k$  coordenada  $i$  del vector propio asociado a la frecuencia  $\lambda_k$

$c$  coeficiente de amortiguamiento no rotatorio

$c_i^k$   $i = 1, 2, \dots, 8, k = 1, 2, \dots, 8$  coordenada  $i$  del vector  $k$  asociado a la frecuencia  $\lambda_k$

$c_r$  coeficiente de amortiguamiento rotatorio

$C_1(p)$  función representando la discontinuidad en los momentos

$C_2(p)$  función representando la discontinuidad en los cortantes

$C_i(\lambda_k)$   $i = 3, 4, 5, 6$  función de  $\lambda_k$  para simplificar la escritura

$\gamma(p)$  función de  $p$  para simplificar la escritura

$\Delta$  variación de rigidez por la fisura por kg, en  $N \cdot m^{-1} \cdot kg^{-1}$

$\Delta'$  variación de rigidez adimensional

$\Delta k$  variación de rigidez por la fisura, en  $N \cdot m^{-1}$

$\Delta\omega_{critic}$  tamaño del rango de velocidades inestables

$e$  variable para simplificar la lectura, función de la fisura, de velocidad de giro y amortiguamiento

$e'$  variable  $e$  adimensionalizada

$E$  modulo de Young del material del eje

$\varepsilon$  distancia entre el centro geométrico y el centro de masa (desbalance) del disco, en  $m$

$\varepsilon_{xx}$  tensión axial extensional

$f_{amor}$  fuerza debida al amortiguamiento no rotatorio, en  $N$

$f_{amor_r}$  fuerza debida al amortiguamiento rotatorio, en  $N$

$f_X, f_Y, f_Z$  fuerzas internas, en  $N$

$F, F_X, F_Y, F_Z$  fuerzas externas, en  $N$

$I$  momento de área de inercia del eje

$I_G$  momento de área de inercia del disco, plano  $Oxy$  o  $Oxz$

$k$  rigidez del eje integro, en  $N \cdot m^{-1}$

$k_y, k_z$  rigidez del eje en las direcciones  $y$  y  $z$ , en  $N \cdot m^{-1}$

$k_{tr}$  rigidez del resorte transversal, utilizado para simular la fisura, plano  $Oxy$  o  $Oxz$

$k_{trac}$  coeficientes de acoplamiento en las condiciones de cortantes, plano  $Oxy$  o  $Oxz$ .





# RESUMEN

---

Se buscara elaborar una metodología de detección de fisuras que nos permita identificar-inspeccionar una grieta en el eje antes de su tamaño critico que permita su ruptura.

Esto gracias a la obtención de señales adquiridas en tiempo real y simulando las diversas fallas que se puedan presentar en un sistema del tipo jeffcot para determinar si un eje puede presentar un daño permanente sin necesidad de paro o llevar a reparación la maquinaria. Permitiendo poder aplicarse a cualquier maquinaria y analizar sus respuestas dinámicas y determinar el estado estructural-eje del mismo.

Se busca desarrollar el sistema de instrumentación capaz de dar diversidad de parámetros y lograr observar los cambios en las variables físicas del sistema como son los desplazamientos aceleraciones y adquirir datos suficientes que nos permitas posteriormente un análisis completo de nuestro sistema.

Hay varias técnicas de pruebas no destructivas para detección de fisuras. Como son la exanimación visual, pruebas radiográficas, pruebas ultrasónicas, pruebas de penetración de fluidos, pruebas con rayos X y pruebas con partículas magnéticas. Sin embargo estas pruebas suelen ser demasiado costosas y no se pueden utilizar mientras la maquinaria esta en operación. Por lo tanto una buena opción de monitoreo

Se desarrolla el sistema de instrumentación tanto física como virtual capaz de mostrar al investigador o usuario del sistema los cambios en las variables físicas del sistema como son los desplazamientos y aceleraciones a través de la diferencia de voltaje que nos dan nuestros transductores y visualizarlos en los programas desarrollados. Este es uno de las principales aportaciones de esta tesis implementada de manera completa en el laboratorio de vibraciones y rotodinamica sobre el sistema Machine Fault Simulator.

Los experimentos y simulaciones permiten demostrar la efectividad de nuestro modelado para la detección de la fisura en una maquina rotatoria. Mediante los resultados numéricos, teóricos y experimentales obtenidos de las mediciones de la respuesta vibratoria.

Los experimentos de laboratorio validaran pues los resultados obtenidos con las simulaciones numéricas y proponiendo técnicas prácticas en la industria para la detección de fisuras.





# Abstract

---

It seeks to develop a methodology to detect cracks that we can identify, inspect a crack in the shaft before the critical size that allows its rupture.

This is due to the production of acquired signals in real time, simulating the various faults that may occur in systems such as Jeffcott to determine whether an axis can be permanently damaged without arrest or carry repair machinery. Allowing be applied to any machine and analyze their dynamic responses and determine the structural-axis.

It seeks to develop the instrumentation system capable of achieving diversity of parameters and observe changes in the physical variables of the system, such as acceleration and displacement acquire sufficient data to allow us then a complete analysis of our system.

There are several nondestructive testing techniques for detecting cracks. Examination such as visual, radiographic, ultrasonic testing, fluid penetration tests, X-ray tests and magnetic particle testing. However these tests are often too expensive and can not be used while the machinery is in operation. Therefore a good choice for monitoring

System is developed both physical and virtual instrumentation capable of displaying to the researcher or user of the system changes in the physical system variables such as displacement and acceleration through the voltage difference that give us our transducers and display programs developed. This is one of the main contributions of this thesis implemented in full in the laboratory of vibration on the system rotodynamic Machine Fault Simulator.

Experiments and simulations to demonstrate the effectiveness of our modeling for the detection of crack in a rotating machine. By the numerical results obtained from theoretical and experimental measurements of the vibratory response.

Laboratory experiments as the results obtained validate the proposed numerical simulations and practical techniques in the industry for detecting cracks.





# Objetivo

---

Determinar la existencia de daño estructural en ejes existentes en máquinas rotatorias con el fin de verificar la existencia de fisuras transversales a través del análisis de las respuestas vibratorias del sistema.

sustentadas en la validación de resultados matemáticos, mediante monitoreo de las respuestas vibratorias y así obtener, procesar y analizar las respuestas que sean más útiles para la detección de las fisuras nos dan una mejor perspectiva del comportamiento del sistema y de la presencia de la falla, bajo diversas condiciones de operación.

# Justificación

---

En la industria hay una gran cantidad de equipos rotatorios que enfrentan diversos problemas los cuales hacen necesario implementar o mejorar las prácticas actuales de operación y monitoreo para un mejor mantenimiento de las mismas. Muchas de estas máquinas rotatorias no son recientes y están llegando al final de su vida útil, esto genera que se tengan mayores gastos para mantener en funcionamiento, por lo tanto, es de suma importancia que se diagnostique y corrijan las fallas que se puedan presentar en sus etapas iniciales para evitar daños tanto a las máquinas en sí como al personal que las opera. Además de que al no atender con prontitud y eficacia se reducirá la vida útil de los equipos aumentando así los costos de operación y mantenimiento de las empresas.

En la industria muchas de las empresas han optado por sistemas de monitoreo de vibraciones por el bajo costo de la instrumentación necesaria para realizarlo, así como que no es necesario el paro de la maquinaria ni de la producción para realizar un correcto diagnóstico mientras la máquina está en operación.





Se busca pues que mediante la base de un sistema integro se logre comparar estas respuestas que no tenían ninguna falla en la maquinaria y comprar con los de un sistema con una falla conocida, que nos dará la pauta para obtener un método adecuado de detección de fisura.

Se sabe que, la estabilidad de un rotor con una fisura se considera partiendo de la profundidad de la fisura, la localización y la velocidad rotacional. Por lo tanto variando estos parámetros se busca la inestabilidad del sistema de forma teórica, el cual nos representaría una falla en el eje, y posteriormente se adquirirá la respuesta en un sistema real. Comparando los resultados y así desarrollar el sistema de detección de fisura.

Se toma en cuenta que las fallas por fisura en un rotor de maquinaria rotatoria es un fenómeno complejo en la que se tendrán que usar información vibratoria para manifestar la presencia de la grieta y la detección de la misma.

Esto gracias al monitoreo de vibraciones mediante un equipo e instrumentación de un precio muy bajo comparado con los beneficios que se obtienen (básicamente acelerómetros, proximetros y adquisidor de datos) evitando paros imprevistos y un mayor tiempo de operación de las maquinas.





# Introducción

---

Se ha demostrado que las fisuras en los ejes giratorios alteran el comportamiento dinámico en una maquina rotatoria, por lo que es de vital importancia prestar atención a los indicativos que se manifiestan en el sistema, evitando el crecimiento de la fisura-grieta ya sea por fatiga vibratoria o algún otro fenómeno. Se buscara pues elaborar una metodología de detección de fisuras que nos permita identificar-inspeccionar una grieta en el eje antes de su tamaño critico que permita su ruptura.

Esto gracias a la obtención de señales adquiridas en tiempo real y simulando las diversas fallas que se puedan presentar en un sistema del tipo jeffcot para determinar si un eje puede presentar un daño permanente sin necesidad de paro o llevar a reparación la maquinaria. Permitiendo poder aplicarse a cualquier maquinaria y analizar sus respuestas dinámicas y determinar el estado estructural-eje del mismo.

Se busca desarrollar el sistema de instrumentación capaz de dar diversidad de parámetros y lograr observar los cambios en las variables físicas del sistema como son los desplazamientos aceleraciones y adquirir datos suficientes que nos permitas posteriormente un análisis completo de nuestro sistema.

Hay varias técnicas de pruebas no destructivas para detección de fisuras. Como son la exanimación visual, pruebas radiográficas, pruebas ultrasónicas, pruebas de penetración de fluidos, pruebas con rayos X y pruebas con partículas magnéticas. Sin embargo estas pruebas suelen ser demasiado costosas y no se pueden utilizar mientras la maquinaria esta en operación. Por lo tanto una buena opción de monitoreo

Una de las peticiones que con más frecuencia se le hacen a un ingeniero es que cree una estructura elástica que responda mínimamente a la carga dinámica impuesta, de modo que las amplitudes de desplazamiento grandes, altos esfuerzos y fatiga estructural se reduzcan al mínimo, y que disminuyan el desgaste y el ruido irradiado. Con esto en mente es que se mediante elementos viga para el modelo físico de una maquina giratoria. En la cual se le darán diferentes parámetros de rigidez, para simular la disminución de la misma en presencia de una fisura en el eje.





# Capítulo 1

---





## Antecedentes en el campo de las vibraciones y detección de fisura.

### 1.1

Ya en el siglo XVIII, Daniel Bernoulli (1700-1782) investigo la energía de esfuerzo debida al pandeo y la energía cinética resultante, afirmo que el pandeo es proporcional al momento de pandeo. Mediante ecuaciones diferenciales logro describir el movimiento de una viga vibrando, así también propuso que la curvatura de una viga es proporcional al momento de flexión en el punto de estudio.

En conjunto Leonhard Euler (1707-1783) modelando la reacción de las vigas a diferentes cargas, con lo que se conformó la teoría de Euler-Bernoulli, con la que se hacían correctas aproximaciones de la realidad al modelar maquinaria mediante este método.



Tuvo que pasar casi un siglo para que se tuviera un avance importante en esta área, fue Rayleigh (1877) ya que puso en rotación el sistema para poder simular maquinaria rotatoria en sus ecuaciones. La cual nos permitía estimar las frecuencias naturales de nuestro sistema.

Incluyendo los efectos de los cortantes junto el efecto del pandeo en las ecuaciones de Euler-Bernoulli, se logra precisar de manera bastante aproximada las frecuencias naturales del sistema estudiado. Las vibraciones transversales (desplazamientos) es el punto de partida de esta tesis por lo que estamos basados en obtener resultados aproximados a los que se obtienen de sistemas como lo son:





- Modelo de Euler-Bernoulli.
- Vigas Timoshenko.

El monitoreo de vibraciones utilizada para detección de fisuras en rotores, es por esto que motivo a diversos investigadores a realizar trabajos en esta área, Dimarogonas en conjunto con Papadopoulos y Gash, presentaron graficas de estabilidad en ejes rotatorios, participaron activamente es esta área, proporcionando información relevante para nuestro caso de estudio.

Estos investigadores se dieron cuenta que En sistemas no lineales, tenemos efectos debidos a la amplitud de la vibración, tipo de fisura (abierta o con respiro) y a las vibraciones acopladas aparecen en el efecto de fisura; tanto para vibraciones flexionantes como longitudinales así como torsionales.

Fue así que Timoshenko modificando la viga propuesta por Euler- Bernoulli, adicionando los cortantes de rotación, que en sistemas que trabajen a altas frecuencias son de suma importancia.

Prácticamente toda la industria requiere de algún tipo de maquinaria rotatoria para su funcionamiento, es de suma importancia contar con eficientes técnicas de monitoreo para la detección de fisuras en rotores para evitar accidentes graves o daños al equipo en sí.

Dimarogonas y Papadopoulos [18 y 61] realizan análisis de estabilidad en sistemas Rotatorios con diferentes profundidades de fisura, y además notifican que existen Resonancias subarmónicas que son la primera fuente de información para la identificación de Una fisura en el eje rotatorio.

A su vez Al-Said describe las características de vibración de una viga Timoshenko rotatoria y fisurada para la modelación de su investigación, la cual utiliza dos segmentos uniformes, unidos por un resorte torsional, axial y transversal, matemáticamente mediante elemento finito obtuvieron el comportamiento del sistema de estudio y lo compararon experimentalmente mediante diagramas en el dominio de la frecuencia y sensores de torque. Que muestran los cambios en las respuestas vibratorias.

Nataraj explico que era posible detectar fisuras por medio de vibraciones, debido a Que los patrones vibratorios cambian cuando también ocurren cambios en el sistema; dichos Cambios pueden ser provocados principalmente por la inestabilidad, el desbalance, el





Desalineamiento o el crecimiento de una fisura.

Es importante destacar que la detección de fisura se puede realizar mediante métodos de vibración o bien métodos basados en modelos matemáticos de nuestro sistema. Se busca pues, utilizar ambos para poder comprobar y comparar los diferentes parámetros que se toman en cuenta para la implementación de un método correcto y aplicable para la detección de fisuras.

Bently [12] desarrolló un método de campo enfocado a detectar rotores fisurados por Inspección de datos de vibración a velocidad constante.

Identificación de fallas mediante mediciones de frecuencia.

Es sabido que al presentarse una fisura en un eje, la rigidez disminuye y las frecuencias propias del sistema bajan. La medición de las diferencias entre un eje íntegro y fisurado pueden ayudar a identificar esta falla, identificando la profundidad y posición de las mismas.

Gómez Mancilla en colaboración con José Machorro, utilizan picos de vibración en las llamadas resonancias locales facilitando la detección de grietas en los arranques o paros de máquinas. Mediante la modelación y estudio de rotores tipo Jeffcott modificado, con lo cual se recomienda dar prioridad no solo a las vibraciones en los componentes 1x y 2x del sistema sino también a las resonancias locales del sistema. Obteniendo los cambios de rigidez debidos a la presencia de una fisura. Efectuando modelos y validando experimentalmente la relación fisura desbalance.

Antonio García, Gómez Mancilla y Nossov [4] obtiene expresiones de las velocidades umbrales de la estabilidad en función de la excentricidad para los rotores tipo jeffcott, con ejes rígidos y flexibles. Esto es base para ver los factores que influyen en el rango de las inestabilidades. Una Conclusión importante a la que se llega, es que las expresiones encontradas para el cálculo De la velocidad del umbral de estabilidad por medio del criterio mencionado son más Simples que los métodos proporcionados por la literatura.

Rao [64] detectó que en ejes rotatorios colocados en posición horizontal ocurrían Excitaciones no sólo en la velocidad crítica fundamental, sino también a diferentes Frecuencias





Posteriormente se han hecho varios estudios para encontrar las formas modales y las frecuencias a las que se presentan, por medio de las condiciones de frontera fue en estos trabajos que Baptiste Michel Jean López en colaboración con el Dr. Julio Cesar Gómez Mancilla desarrollaron las ecuaciones de movimiento de los rotores tipo Jeffcott o de Laval fisurados, basándose en los términos de amortiguamiento y obteniendo los diagramas de Campbell. Presentaron la presencia de inestabilidades alrededor de la primera velocidad crítica a consecuencia de la fisura. Así como permitieron variar los parámetros de amortiguamiento, masa, fisura en las ecuaciones de movimiento.

Balankin, Gómez Mancilla et al [11] descubrieron que las superficies fisuradas tienen cierta rugosidad que impacta en las características del mecanismo “respiratorio”, lo cual complica el proceso de modelado de la fisura.

Guillermo Montiel en colaboración con el Dr. Julio Cesar Gómez Mancilla, mejoraron los algoritmos de resolución de dichos sistemas

Gómez Mancilla et al [32, 33] estudiaron el método utilizado en el campo para detectar fisuras en ejes rotatorios, para ello emplearon el modelo matemático de un Rotor Jeffcott extendido con una fisura a la mitad y vibrando alrededor de posiciones de equilibrio no triviales. Mediante simulaciones numéricas demostraron lo favorable que se vuelve la detección de fisuras durante arranques o paros de las máquinas (barridos de frecuencia) y lo difícil que se vuelve detectar fisuras a una velocidad nominal fija.

Machorro López et al [51] estudiaron la interacción de desalineamiento, eje fisurado y desbalance en un sistema rotor-chumacera Jeffcott; confirmando la existencia de *Resonancias locales* y espectros ricos en componentes armónicos.

Generalmente los operadores utilizan el monitoreo de vibraciones en línea, aun así es complicado detectar rotores fisurados debido a la naturaleza de este tipo de fallas, es por esto que el Doctor Julio Cesar Gómez Mancilla y su equipo de investigación en el Instituto Politécnico Nacional, han propuesto un análisis para facilitar la detección de fisuras en rotores. Basados en diferentes respuestas vibratorias en las llamadas resonancias locales, lo cual nos facilita de manera sobresaliente la detección de estas fallas sin tener que llegar a revoluciones de funcionamiento muy altas de nuestra maquinaria. Así también se fomenta el uso de las orbitas que forman los diferentes transductores, los cuales nos permiten ver el





comportamiento de nuestro sistema en 2 dimensiones en diferentes puntos de nuestro rotor en estudio, alrededor de  $1/2$ ,  $1/3$  y  $1/4$  de la velocidad crítica. Y por último que es el fenómeno que se busca comprobar en las ecuaciones de movimiento propuestas por el Doctor Julio Cesar Gómez Mancilla en colaboración con Guillermo Montiel Varela, es la variación de la velocidad y el amortiguamiento umbral de estabilidad vibratoria. Estos fenómenos detectados gracias a diagramas de bode y espectros de frecuencia obtenidas y comparadas en los diversos equipos con el que cuenta el laboratorio de vibraciones y rotodinamica de la institución.

Ishida et al [46] han estudiado los efectos no lineales en rotores verticales fisurados, Primordialmente cuando pasan a través de la velocidad crítica principal. De forma similar a Este trabajo, Ishida aplicó las transformadas de Fourier para caracterizar la respuesta del Sistema.

## 1.2 Mediciones en el dominio de la Frecuencia.

Las frecuencias naturales se ven directamente afectadas por la posición, profundidad y dimensión de la fisura en el eje a estudiar, esto es debido a la disminución de la rigidez en el mismo.

Las mediciones en el dominio de la frecuencia no es útil para mediciones de:

- Eventos periódicos.
- Amplitud relativa a diferentes componentes de la maquina rotatoria.
- Separación de frecuencias que están muy cerca.
- Localización precisa de frecuencias.





Fue Jean Baptiste Fourier quien determino que las diferentes formas de onda periódicas podrían ser expresadas en un patrón único de componentes sinusoidales (harmónicos) que se podían combinar para crear un comportamiento parecido al original. Es decir solo hay una combinación de componentes seno que en conjunto nos dan en cualquier instante de tiempo para crear la original.

LA combinación de la velocidad de procesamiento de las computadoras y los brillantes avances para adaptar el algoritmo hecho en los años sesenta, hacen posible determinar apropiadamente los diferentes componentes de las ondas de vibración. El proceso de convertir o transformar las formas de onda en el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia es llamado FFT (Fast Fourier Transform)

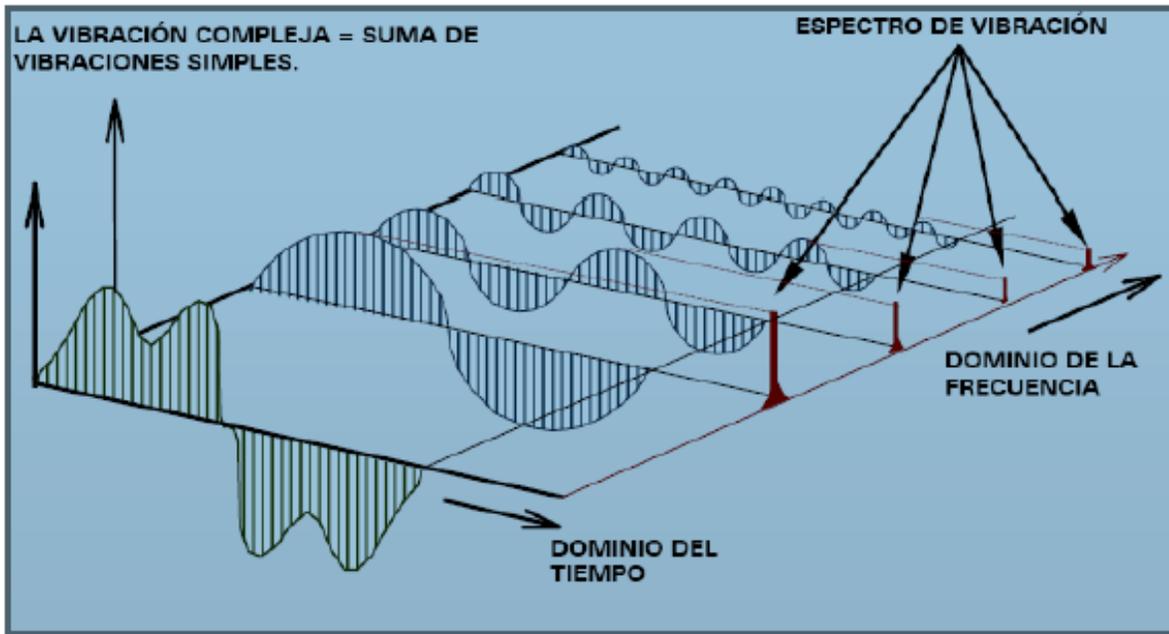
### 1.3 Uso del análisis mediante FFT.

Análisis para diagnosticar la posible falla de las maquinas rotatorias es la amplitud y la frecuencia, la cual está contenida en la Transformada Rápida de Fourier (FFT), utilizada principalmente en el área de las vibraciones para analizar las respuestas de los sensores alojados en lugares estratégicos de la maquinaria y permitirnos conocer las anomalías en la respuesta vibratoria mediante el análisis de la información recopilada por los sensores y pos-procesarla de forma correcta.

Las vibraciones se pueden analizar principalmente en el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia. Para el caso de los transductores utilizados la vibración se registra a través del cambio de voltaje que se adquiere de los mismos en el dominio del tiempo. Gracias a las herramientas ideadas por Joseph Fourier en el siglo XIX es posible utilizar la transformada rápida de Fourier (FFT por sus siglas en ingles), en instrumentos de medición con esta función programada y en programas de computación.

Esta FFT nos permite obtener los datos en el dominio del tiempo y transportarlos al dominio de la frecuencia, lo que facilita notablemente analizar la respuesta para detectar una falla en particular.





El uso de esta herramienta es de suma importancia ya que la señal proveniente de los transductores manipulada en el dominio del tiempo se traslada al dominio de la frecuencia lo que nos permite visualizar las frecuencias involucradas en el fenómeno de vibración.

Respuesta transitoria en ejes fisurados.

Como es sabido las maquinas rotatorias presentan una velocidad critica la cual se hace presente durante un periodo de velocidades y que se caracterizan por un crecimiento en las amplitudes de vibración del sistema.

Las mediciones en el dominio de la frecuencia nos permite a su vez crear espectros que son graficas que muestran la amplitud ( de la severidad de las mediciones) contra la frecuencia de la forma de onda que se obtiene de los diferentes transductores de medición utilizados en los experimentos.

Como los defectos en las maquinas generalmente comienzan como pequeñas amplitudes pueden ser opacadas por otros eventos presentes en las mismas como pueden ser los desbalances o los doblamientos en el eje a estudiar. Es por eso que es de suma importancia un correcto uso de las escalas en los experimentos, para poder estudiar cada uno de los fenómenos que ocurren en la máquina, por ejemplo tenemos que los rodamientos presentan





pequeñas amplitudes en comparación con las que ocurren en el doblamiento y podrían por error ser despreciadas.

#### 1.4 Análisis modal.

La información generada a través de este análisis es particularmente útil cuando se examina una máquina o estructura, ya que es sabido que se puede operar dicha maquinaria a una velocidad de resonancia, algo que no es deseable, lo que se reflejaría en una corta vida de la maquinaria y una pobre rentabilidad de la misma.

Es por eso que gracias a este análisis podremos hacer un diseño que nos permita operar la maquinaria en un rango seguro, lejano de la frecuencia natural del sistema. Debido a la naturaleza de los diferentes arreglos a los que se hacen los experimentos presentados en esta tesis se podrían ver que debido a las diferentes rigideces en los planos vertical y horizontal se muestren diferencias en las mediciones de las frecuencias naturales.

El objetivo pues del análisis modal es el de revelar las frecuencias naturales, las magnitudes y los amortiguamientos que se presentan en una máquina o sistema de estudio. Esta información es de gran ayuda en el reconocimiento y determinación de las opciones más adecuadas para eliminar o disminuir un problema.

Es por eso que mediante el estudio de los modos de vibración presentados en diferentes trabajos elaborados dentro del laboratorio de vibraciones y rotodinámica de la ESIME Zacatenco, se pretende ubicar y determinar la presencia y profundidad de la fisura.

##### 1.4.1 Desbalance

El desbalance es la distribución irregular de las masas de un cuerpo respecto al centro geométrico o de rotación, creando la descompensación de masas que al girar con cierta aceleración originan fuerzas excitadoras radiales.





### 1.4.3 Fisuras.

Las fisuras y las fallas cambian los parámetros físicos del sistema como lo son las masas, la rigidez y el amortiguamiento. La reducción de la rigidez está asociado con la disminución de las frecuencias naturales y el cambio en los modos de vibración. En este fenómeno se basan algunos métodos de detección de fisura. Otros métodos experimentales se basan en el método modal para identificar y localizar la fisura en las estructuras. Hay que estar siempre muy atentos a

Detectar cualquier fisura en rotores de turbo máquinas, ya que si se presenta alguna fisura y Si no se toman las medidas de precaución necesarias, las consecuencias son las de mayores consecuencias entre todas las demás fallas que se pudieran presentar en las mismas.

La fisura es un fenómeno local que afecta la estructura característica global. Se simula mediante 2 vigas conectadas entre sí por un resorte torsional. Esto se utiliza para detectar y localizar la posición y la profundidad respectivamente, comparando los cambios en las frecuencias naturales de un eje fisurado con las predichas por la simulación matemática.

Las modificaciones en las masas introducidas en las características dinámicas de la estructura interfieren con dicha fisura y se debe considerar para la identificación de la fisura.





# Capítulo 2

---





## Método de solución de las ecuaciones de movimiento con masa de disco y fisura.

### Resolución de las ecuaciones de movimiento

Una ecuación de movimiento en derivadas parciales no se puede utilizar directamente. Para poder observar el movimiento, hay que resolverla. Esto se realizará con un método clásico: la separación de variables. Esto hecho, se obtendrá una ecuación para las amplitudes en función de coeficientes indeterminados. Utilizando las condiciones de frontera, aparece un sistema de ecuaciones tipo **eigen problem**. La resolución de este problema de valores propios permite obtener las frecuencias propias del sistema y los modos de vibración. Se describirá la metodología, y se aplicará con explicaciones detalladas en dos ejemplos.

#### a. Separación de variables

Ya que las vibraciones transversales en  $y$  o  $z$  siguen la misma ley de movimiento, nada más se resolverá la ecuación (2.14) en uno de los casos, el otro siendo exactamente igual.

La ecuación (2.14) es una ecuación de derivadas parciales, de segundo orden en tiempo  $t$  y cuarto orden en desplazamiento  $x$ . El método clásico para resolver este tipo de ecuación es utilizar una separación de variables. Se busca una solución de la siguiente forma:

$$w(x, t) = W(x)e^{ipt} \quad (2.15)$$

Aquí, además de separar las variables, se supone que la vibración es una función periódica en tiempo, de frecuencia  $p$ . Esta suposición no es arbitraria. Excepto algunos casos muy particulares de vibraciones, que por algún fenómeno físico tienen un comportamiento un poco diferente, en teoría clásica de vigas, las vibraciones son nada más oscilaciones a lo largo del tiempo.

Sustituyendo la solución propuesta (2.15) en (2.14), la ecuación de movimiento se convierte en una simple ecuación de cuarto orden en  $x$ :

$$EI \frac{d^4 W(x)}{dx^4} + icpW(x) - \rho Ap^2 W(x) = 0 \quad (2.16)$$





Esta ecuación diferencial tiene como solución  $W(x) = \alpha e^{\lambda x}$ , donde  $\lambda$  puede tomar cuatro valores. Esos valores son las raíces de la ecuación característica

$$EI\lambda^4 + icp - \rho Ap^2 = 0 \quad (2.17)$$

Estas son las siguientes:

$$\begin{aligned} \lambda_a &= \sqrt[4]{\frac{\rho Ap^2 - icp}{EI}} \\ \lambda_b &= -\sqrt[4]{\frac{\rho Ap^2 - icp}{EI}} \\ \lambda_c &= i\sqrt[4]{\frac{\rho Ap^2 - icp}{EI}} \\ \lambda_d &= -i\sqrt[4]{\frac{\rho Ap^2 - icp}{EI}} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Por lo tanto

$$W(x) = \alpha_a e^{\lambda_a x} + \alpha_b e^{-\lambda_a x} + \alpha_c e^{i\lambda_a x} + \alpha_d e^{-i\lambda_a x} \quad (2.19a)$$

Esta ecuación se puede expresar bajo otra forma, utilizando las relaciones  $e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta$  (relación de Euler) y  $e^x = \cosh x + \sinh x$ :

$$W(x) = \alpha_1 \cos(\lambda_a x) + \alpha_2 \sin(\lambda_a x) + \alpha_3 \cosh(\lambda_a x) + \alpha_4 \sinh(\lambda_a x), \quad (2.19b)$$

Forma que se utilizará a continuación, con la notación  $\lambda$  en lugar de  $\lambda_a$  para simplificar la redacción. Esta otra forma no tiene consecuencia en las frecuencias naturales o amplitudes, pero permite darse una mejor idea de la forma final de la señal.

Las  $\alpha_i$  son constantes indeterminadas, que dependen de las condiciones de frontera de la viga. En la sección siguiente se discutirá de varios tipos clásicos de condiciones de frontera, lo que nos permitirá después buscar los coeficientes  $\alpha$ .

### Ejemplos de resolución

En la sección anterior se explicó la metodología para calcular frecuencias naturales espaciales, modos de vibración, y frecuencias naturales temporales de la viga. Aquí se aplicará en dos casos clásicos de la mecánica de vigas: la viga simplemente apoyada, que tiene sus dos extremos





articulados, y la viga en voladizo, o cantiléver, que tiene un extremo empotrado, o fijo, y el otro extremo libre.

En el primer ejemplo se estudiará la viga simplemente apoyada. Este ejemplo muy simple ofrece la posibilidad de calcular las soluciones de dos maneras diferentes: a mano y numéricamente con MATLAB. Se podrán así comparar los resultados, y entender mejor el procedimiento descrito en la sección anterior.

### a. Viga simplemente apoyada

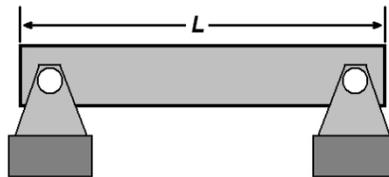


fig. 2 1 Viga simplemente apoyada

Este caso presenta una viga de longitud  $L$  con una articulación en cada extremo. Se supone que las articulaciones están exactamente en  $x = 0$  y  $x = L$ .

### Condiciones de frontera

La ecuación (2.20b) da las condiciones de frontera siguientes:

$$\left\{ \begin{array}{l} W(x = 0) = 0 \\ \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \Big|_{x=0} = 0 \\ W(x = L) = 0 \\ \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \Big|_{x=L} = 0 \end{array} \right. \quad (2.22)$$

Derivando la ecuación (2.19b) para poder sustituirla en (2.22)





$$\begin{aligned}\frac{\partial W(x)}{\partial x} &= -\lambda\alpha_1 \sin(\lambda x) + \lambda\alpha_2 \cos(\lambda x) + \lambda\alpha_3 \sinh(\lambda x) + \lambda\alpha_4 \cosh(\lambda x) \\ \frac{\partial^2 W(x)}{\partial x^2} &= -\lambda^2\alpha_1 \cos(\lambda x) - \lambda^2\alpha_2 \sin(\lambda x) + \lambda^2\alpha_3 \cosh(\lambda x) + \lambda^2\alpha_4 \sinh(\lambda x)\end{aligned}\quad (2.23)$$

Y sustituyendo los valores de  $x$  para cada extremo:

$$\begin{cases} \alpha_1 + \alpha_3 = 0 \\ -\lambda^2\alpha_1 + \lambda^2\alpha_3 = 0 \\ \alpha_1 \cos(\lambda L) + \alpha_2 \sin(\lambda L) + \alpha_3 \cosh(\lambda L) + \alpha_4 \sinh(\lambda L) = 0 \\ -\lambda^2\alpha_1 \cos(\lambda L) - \lambda^2\alpha_2 \sin(\lambda L) + \lambda^2\alpha_3 \cosh(\lambda L) + \lambda^2\alpha_4 \sinh(\lambda L) = 0 \end{cases}\quad (2.24)$$

Para más claridad, y para poder manipular mejor las ecuaciones en MATLAB, se ponen en forma de sistema matricial

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ -\lambda^2 & 0 & \lambda^2 & 0 \\ \cos(\lambda L) & \sin(\lambda L) & \cosh(\lambda L) & \sinh(\lambda L) \\ -\lambda^2 \cos(\lambda L) & -\lambda^2 \sin(\lambda L) & \lambda^2 \cosh(\lambda L) & \lambda^2 \sinh(\lambda L) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{pmatrix} = 0 \quad (2.25)$$

En este caso el sistema es muy simple. La matriz es de 4x4, y la resolución las dos primeras líneas es trivial, así que se puede resolver a mano. Sin embargo, cuando la modelación se complica, ya sea por el hecho de incluir más elementos viga, o condiciones de frontera más complicadas, ya no se puede resolver a mano, y es necesario utilizar un programa de cálculo simbólico. Por esta razón, aquí se desarrollarán los dos métodos. Primero se resolverá a mano, y luego numéricamente.

### Resolución a mano

Para la resolución a mano se utilizará la forma de sistema de ecuaciones (2.24). En este sistema, se puede observar que las dos primeras ecuaciones son muy simples. Se van a resolver de una vez. Ya que se supone  $\lambda \neq 0$ , resulta  $\begin{cases} \alpha_1 = -\alpha_3 \\ \alpha_1 = \alpha_3 \end{cases}$ . Por lo tanto

$$\alpha_1 = \alpha_3 = 0 \quad (2.26)$$

Sustituyendo (2.26) en (2.24), y simplificando la última ecuación por  $-\lambda^2$ , el sistema de ecuaciones se simplifica en el siguiente:





$$\begin{cases} \alpha_2 \sin(\lambda L) + \alpha_4 \sinh(\lambda L) = 0 \\ -\alpha_2 \sin(\lambda L) + \alpha_4 \sinh(\lambda L) = 0 \end{cases} \quad (2.27)$$

Despejando  $\alpha_4 \sinh(\lambda L)$ , resulta  $2\alpha_4 \sinh(\lambda L) = 0$ . Ya que  $\sinh(\lambda L) \neq 0$  para  $\lambda \neq 0$ , resulta

$$\alpha_4 = 0 \quad (2.28)$$

Y por lo tanto  $\alpha_2 \sin(\lambda L) = 0$ . Se busca una solución no trivial, o sea  $\alpha_2 \neq 0$ . Esto implica que  $\sin(\lambda L) = 0$ , y entonces

$$\lambda_i = \frac{i\pi}{L}, \quad i \in \mathbb{N}^* \quad (2.29)$$

Existen una infinidad de  $\lambda_i$  soluciones. Estas  $\lambda_i$  son las frecuencias naturales espaciales. Cada uno representa un modo de vibración, es decir una forma de vibrar de la viga. La vibración total se compone de la suma de cada modo, cada uno con una amplitud diferente. Ya que se busca aquí nada más la forma de los modos, su amplitud no importa. Haciendo  $\alpha_2 = 1$ , y sustituyendo (2.26), (2.28), (2.29) y  $\alpha_2$  en (2.19b), resulta:

$$W(x) = \sum c_i W_i(x) = \sum c_i \sin(i\pi x) \quad (2.30)$$

Donde las  $c_i$  son las amplitudes que corresponden a cada modo.

La figura (2.10a) presenta la forma de los cuatro primeros modos, con amplitudes iguales, de 1, mientras que la figura (2.10b) presenta la suma total de los cuatro modos, suponiendo que tienen amplitudes de 1, 0.75, 0.5 y 0.25, respectivamente. Se graficaron con MATLAB (apéndice 5).



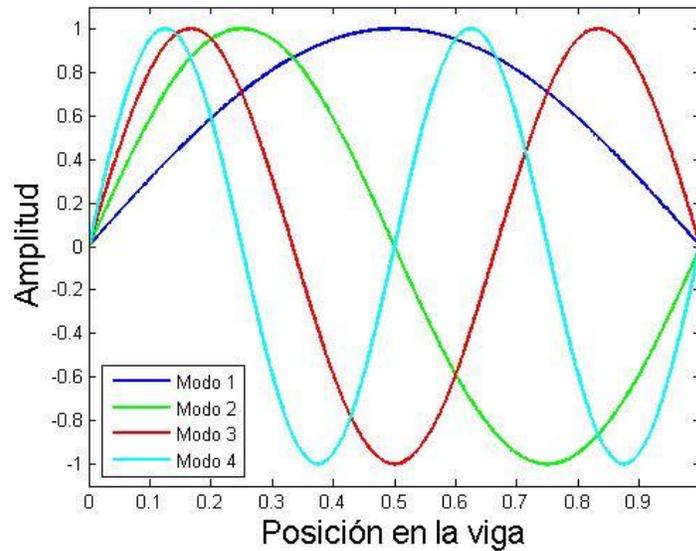


fig. 2 2 figura en donde se muestra los 4 primeros modos de vibracion del sistema

Características correspondientes de la viga tales como: dimensiones geométricas, sección transversal y material, y teniendo en mente que el amortiguamiento presente es casi nulo por lo que puede ser despreciado, las características de la viga se muestran en la siguiente tabla:

PROPIEDADES DE LA VIGA	
<i>Longitud entre apoyos</i>	0.69 m.
<i>Longitud total</i>	0.915 m.
<i>Densidad del acero</i>	7920 Kg/m <sup>3</sup>
<i>Módulo de Young</i>	210 GPa
<i>Radio del eje</i>	6.35e-2 m.
<i>Área</i>	1.2668e-4 m <sup>2</sup> .
<i>Momento de Inercia</i>	1.2770e-9 m <sup>4</sup>

Tabla 1 Propiedades de la viga





Con las características antes mencionadas, obtenemos los siguientes valores de frecuencias naturales temporales considerando la unión de dos elementos viga simplemente apoyado.

	MODO 1	MODO 2	MODO 3	MODO 4
$p$	124	496	1115.9	1983.9

**Tabla 2 Frecuencias naturales temporales para una viga simplemente apoyada formada por dos elementos Euler-Bernoulli en rad/s.**





# Capítulo 3

---





## Diseño del sistema de instrumentación.

### 3.1. General

Se mostrara la preparación de los diferentes experimentos realizados dentro de las instalaciones del laboratorio de vibraciones y los resultados correspondientes, obteniendo el comportamiento del sistema en tiempo real.

El sistema que se desarrolló permite mostrar lo que está sucediendo de forma física en nuestro sistema, al hacer uso del software capaz de transformar los cambios de voltaje en variables físicas que son comprensibles e interpretables al usuario, las mismas son obtenidas de los transductores que se montan sobre el sistema que se pretende monitorear.

El sistema de instrumentación montado sobre el MFS consta de sensores, acondicionadores y un adquisidor controlador de datos, que muestra el funcionamiento de todo el sistema lo que garantiza que las mediciones se realizaran de forma correcta.

Todas las variables de nuestro sistema montado como lo son los desplazamientos, aceleraciones y velocidades de operación se podrán visualizar en tiempo real, lo que nos permite tomar decisiones como si se procede o no con el experimento gracias al conocimiento de nuestras amplitudes ya que si son excesivas podrían dañar el equipo o los instrumentos de medición. El hecho de poder visualizar en tiempo real nuestras respuestas vibratorias permite tomar una acción en el momento preciso en que ocurre. También permite almacenar todas las variables para un análisis posterior que permitirá definir el estado del rotor.

Los datos de las respuestas vibratorias fueron adquiridos utilizando proxímetros y acelerómetros formando hasta 4 planos de medición dentro del sistema.

### 3.2 MFS

Los diferentes experimentos trataran de simular problemas acercándonos lo mas posible a los que se presentarían en sistemas rotatorios en la industria. Mediante diferentes harreglos en el sistema de simulación de fallas, Machine Fault Simulator™ (MFS).

Las vibraciones dependen de la dinámica y la física de las fuerzas presentes en cualquier tamaño y tipo de maquinas. Pero con algunas diferencias que se deben tomar en cuenta. Como lo es el simular lo mas exactamente posible el como se comportaría una maquinaria en especifico para generar y transmitir la vibración lo mas cercanamente a la realidad posible. Gracias a las diferentes configuraciones a las que podemos acondicionar el MFS es que obtenemos las diferentes mediciones de los fenómenos que mas se aproximen a las modeladas por los compañeros del laboratorio de





Vibraciones y rotodinamica de la institución y que es el punto de partida para la elaboración de esta investigación.



fig 3. 1 MFS

### 3.3 Instrumentación Virtual:

La instrumentación virtual utilizada (labview versión 2010) permite obtener de forma gráfica los desplazamientos, las aceleraciones y por lo tanto las orbitas de las mismas, en la ubicación en las que se encuentren los transductores. Esto gracias a las diferencias de Voltaje en variable física en tiempo real.

El programa permite hacer las conexiones requeridas de entrada y salida de la tarjeta de adquisición de datos, obteniendo las señales que se pueden manipular.

Nos permite obtener las señales de diferentes transductores los cuales dan en la salida una señal en Volts.

Con la cual somos capaces de hacer múltiples pruebas, gracias a los VI precargados.

### 3.4 Tarjeta de Adquisición de Datos





La adquisición de datos y señales se realizan mediante una tarjeta NI NI Cdaq-9178 con la cual podemos realizar experimentos en tiempo real por medio del programa Labview 2010 el cual tiene su mayor aplicación en sistemas de medición, como monitoreo.



fig 3. 2 Sistema Cdaq-9178

El sistema utilizado para la medición es NI Cdaq-9178 el cual utiliza Vis específicos para realizar:

- Entrada Análoga
- Salida Análoga
- I/O (entrada/salida) Digital
- Operaciones de conteo

Utilizando esta herramienta usaremos las señales vibratorias adquiridas generadas, analizarlas, cargarlas y salvar las señales “puras” o pos procesadas

El sistema sobre los cuales están montados los transductores funciona de 0- 160 Hz con diferentes configuraciones, tanto de planos de medición como de posiciones, para excitar diferentes fenómenos que se quieran estudiar.

Los acondicionadores de señal de los diferentes equipos de medición como lo son:

- Proxímetros.
- Acelerómetros

Generan una señal que va desde  $\pm 10$  Volts lo que para la tarjeta NI cDAQ-9178 es adecuado para la lectura y procesamiento de las señales adquiridas.

## 3.5 Sistema Adre





Los transductores son conectados al *proximitor* que acondiciona la señal para enviarla a la unidad de adquisición de datos 208-P DAIU (208-P *Data Acquisition Interface Unit*). Para pos-procesar la señal se exportan a una computadora personal con el ADRE para Windows. En la PC se realiza el análisis vibratorio del sistema mediante diagramas de cascada, diagramas de Bode, espectros, FFT, etc.,

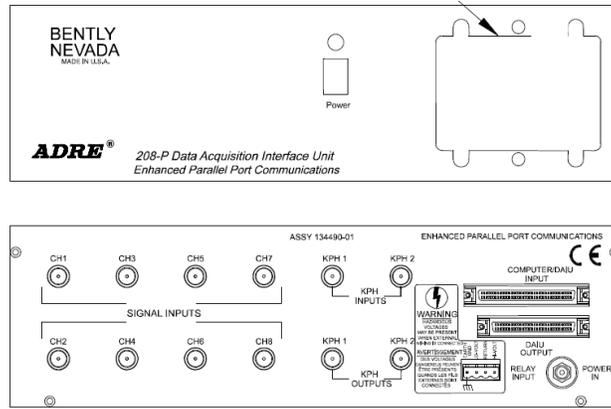


fig 3. 3 Sistema ADRE modelo 208-P cortesía Bentley Nevada ®

Para la correcta medición de las revoluciones y punto de referencia de inicio y final de una revolución del eje, Además de que el *keyphasor* se utiliza para medir las revoluciones del eje, también se utiliza como referencia para medir el ángulo de fase de los transductores de desplazamiento. se elaboro una rueda dentada con la finalidad de colocar adecuadamente un transductor de no contacto del tipo “tacómetro” El tipo de transductor empleado para el *keyphasor* es de proximidad.



fig 3. 4 Pieza elaborada para medición de Revoluciones y keyphasor.

### 3. 6 Sistema de adquisición de datos d-SPACE.





Es sistema D-Space permite adquirir, interpretar y procesar las señales analógicas que se obtienen de los transductores mediante el programa Matlab que proporciona la facilidad de guardar las señales adquiridas para su procesamiento. En el apéndice se muestra el diagrama utilizado en simulink y los controles necesarios para la adquisición de las señales en controldesk.



fig 3. 5 sistema d-Space

Hay varias ventajas y restricciones en los distintos sistemas de adquisición utilizados en los experimentos de estas tesis, una de las que pueden ser de mayor relevancia es el hecho de poder “extraer” o guardar las señales obtenidas, los sistemas d-SPACE (mediante el programa Matlab y control desk) y National Instrument (mediante el programa labview) permiten la obtención y manipulación de la señal obtenida en los experimentos para pos-procesarlos en algún otro software.

### 3.7 Rodamientos.

Nuestro modelo esta apoyado sobre chumaceras de bolas o rodamientos.

Al realizar los diferentes experimentos se observo que los rodamientos influyen en las vibraciones de ordenes altas. Cada rodamiento tiene unas características geométricas propias a partir de las cuales podemos determinar sus frecuencias de deterioro. Estas frecuencias aparecerán en las firmas espectrales cuando el rodamiento está deteriorado.

Su vida útil depende de una serie de factores: la carga, la velocidad de trabajo, la lubricación, el montaje, la temperatura, las fuerzas exteriores causadas por desalineaciones, desequilibrios, etc. La importancia y criticidad de estos elementos hace necesaria la utilización de técnicas modernas de mantenimiento predictivo (basadas en el análisis de vibraciones) que contribuyan a un mejor reconocimiento de su estado y, por lo tanto, de la disponibilidad de las máquinas rotativas en las que están instalados.

Esta es una trayectoria de transmisión que proporciona una indicación fiable de la vibración debida al defecto. Si el defecto está localizado en una zona de la pista interior, que es la que gira en la mayoría de los casos, la energía de la vibración se transmite desde la pista interior al sensor a través de las





bolas o rodillos, la jaula, la pista exterior y la cajera, por lo que, la transmisión es normalmente más pobre.

para velocidades de giro de 50 Hz o superiores se acelera la degradación considerablemente, mientras que para velocidades por debajo de 5 Hz la progresión del defecto es muy lenta.

Los experimentos hechos en el laboratorio de vibraciones y rotodinamica, tuvieron diferentes velocidades de operación, dependiendo de lo que se busca encontrar, estos rangos fueron desde los 10 Hz (600 rpm) hasta los 150 Hz. Este rango triplica las velocidades de operación indicadas por la mayoría de los fabricantes de los baleros, en base a esto se contemplo el adquirir rodamientos que permitieran un rango mayor de velocidades de operación, aunque por pocos periodos de tiempo, los baleros elegidos para dicho propósito fueron:



fig 3. 6 Rodamientos adquiridos que permiten un mayor rango en su velocidad de operación.

### 3.6 Frecuencias para identificación de daños en los baleros.

Los rodamientos debido a la naturaleza de la carga que deben de resistir las bolas de los baleros estos pueden llegar a presentar distintos tipos de fallas en su operación que se ven reflejadas en los experimentos, las mas comunes son:

- Frecuencia de deterioro de la pista exterior (BPFO)
- Frecuencia de deterioro de la pista interior (BPFI)
- Frecuencia de deterioro de los elementos rodantes (BSF)
- Frecuencia fundamental de tren o deterioro de la jaula (FTF)

Cuando alguno de los componentes del rodamiento está dañado distinguiremos en el espectro de frecuencias la frecuencia fundamental correspondiente al elemento dañado

Cuando no se tienen todos los datos fisicos de los baleros, como son el angulo de contacto de las bolas o el diámetro de las mismas, se pueden recurrir a formulas experimentales bastante aproximadas para determinar las frecuencias a las que se presentarían las excitaciones en el espectro en función del numero de bolas y la velocidad de giro.





$$FTF=0.4 \times \text{RPM}$$

$$\text{BPFO}=0.4 \times N_B \times \text{RPM}$$

$$\text{BPFI}= 0.6 \times N_B \times \text{RPM}$$

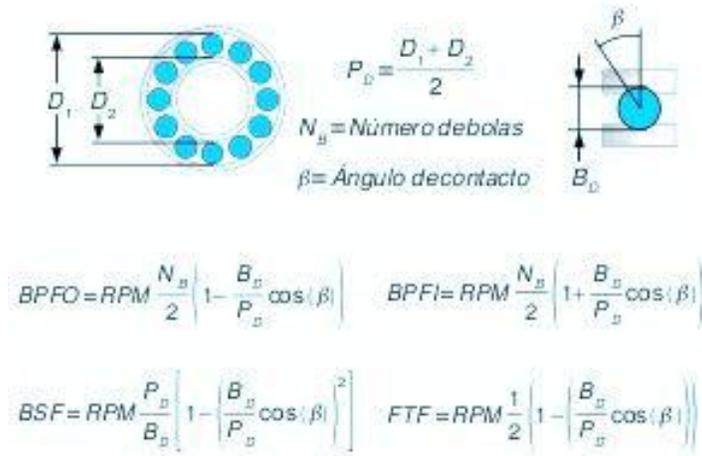


fig 3. 7 formulas para identificación de fallas en rodamientos cortesia SKF®



fig 3. 8 diagrama de espectro en donde se muestra la frecuencia del valero dañado

La lecturas de vibración a alta frecuencia son el primer indicador del inicio de deterioro de un rodamiento, ya que los impactos de un pequeño defecto suelen excitar las frecuencias naturales de las pistas de rodadura (a alta frecuencia). A continuación se presentan los defectos más típicos de rodamientos y su identificación en el espectro de frecuencias.





- Defectos en la pista interior. Los espectros presentan varios picos armónicos de la frecuencia de deterioro de la pista interior (normalmente entre 8 y 10 armónicos de la BPFI) modulados por bandas laterales a 1x RPM.
- Defectos en la pista exterior. Los espectros se caracterizan por presentar picos armónicos de la frecuencia de deterioro de la pista exterior (entre 8 y 10 armónicos de la BPFO).
- Defectos en bolas o rodillos. Se caracterizan por presentar en los espectros las frecuencias de deterioro de los elementos rodantes (BSF). En la mayoría de las ocasiones, el armónico de mayor amplitud nos suele indicar el número de bolas o rodillos deteriorados. Normalmente van acompañadas por defectos en pista.
- Deterioro de jaula. Generalmente un defecto en jaula va acompañado por defectos en pistas y las FTF suelen modular a estas frecuencias de deterioro de pista como sumas y/o diferencias de frecuencias.
- Defectos de múltiples componentes. Es bastante frecuente encontrar rodamientos con múltiples componentes deteriorados, en cuyo caso aparecerán todas las frecuencias de deterioro y sus armónicos correspondientes.

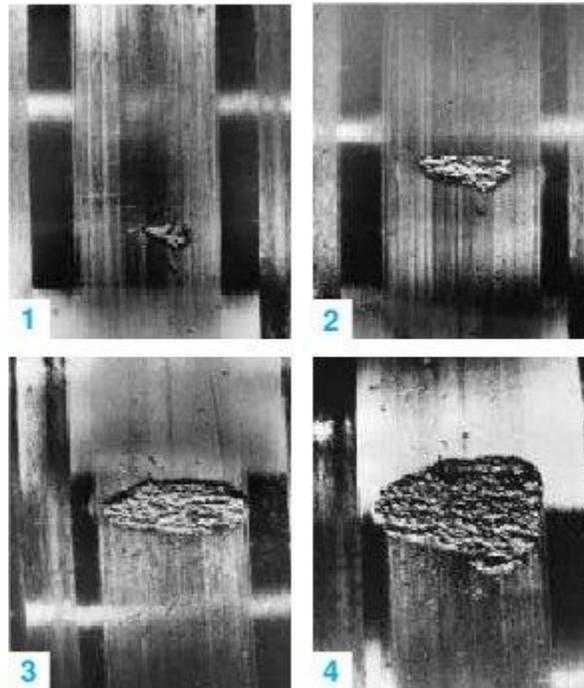


fig 3. 9 Evolucion del deterioro del aro exterior

### 3.7 Transductores de medición.





La vibración es una de las áreas mayor utilizada para el monitoreo de maquinaria rotatoria. Los transductores permiten transformar las vibraciones mecánicas en una señal eléctrica analógica que represente adecuadamente el comportamiento mecánico del sistema a estudiar.

Como las diferentes técnicas de medición de vibraciones dependen de las señales eléctricas, la selección y correcto montaje de los transductores es una de las decisiones más importantes en el análisis de vibraciones. Los más comúnmente utilizados tanto en laboratorios como en la industria son en general 3 tipos de transductores, basados en los tipos de pulsos o salidas que generan:

- Desplazamiento o pruebas de proximidad.
- Pruebas de velocidad.
- Pruebas de aceleración.

Cada uno de estas pruebas con un propósito en particular y tiene sus ventajas y restricciones. En consecuencia es indispensable saber el tipo de análisis que se requiere para obtener la información correcta para el estudio que se realice.

### 3.7.1 Proxímetros.

Este tipo de transductores transforma el movimiento mecánico en una señal eléctrica analógica proporcional al desplazamiento relativo de una superficie del eje de rotación, es decir detección de proximidad del eje es un transductor sin contacto montado en una estructura mecánica estacionaria para medir la distancia entre la punta de transductor y la superficie del eje. El movimiento del eje es convertido proporcionalmente a un voltaje que puede ser monitoreado o acondicionado.

Al medir el desplazamiento relativo del eje, los transductores de proximidad instalados de manera permanente puede medir la vibración a través del movimiento del eje. Necesitamos ser precavidos ya que son susceptibles a rayones en la superficie del eje, la irregularidad circular, el eje del arco, y las variaciones en las propiedades eléctricas.

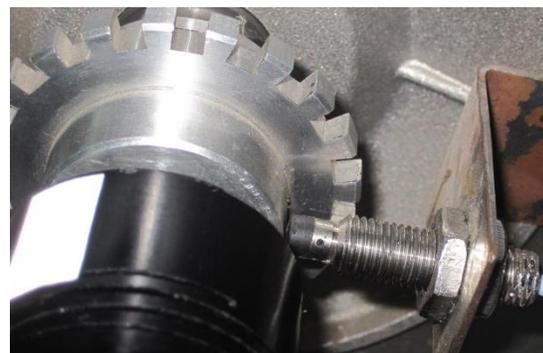


fig 3. 10 proxímetros RAM3300 5mm utilizados.

Los sensores utilizados fueron de proximidad RAM3300 5mm los cuales proveen un voltaje dependiente de la distancia entre el actuador y el eje. 208-P DAIU (208-P *Data Acquisition Interface*)





Unit) proximitor sensor. Para pos-procesar la señal, con el cual obtenemos una voltaje entre -10 y 10 Volts, los cuales el adquiredor de datos interpreta y procesa en forma de una señal que podremos manipular para identificar los fenómenos deseados.

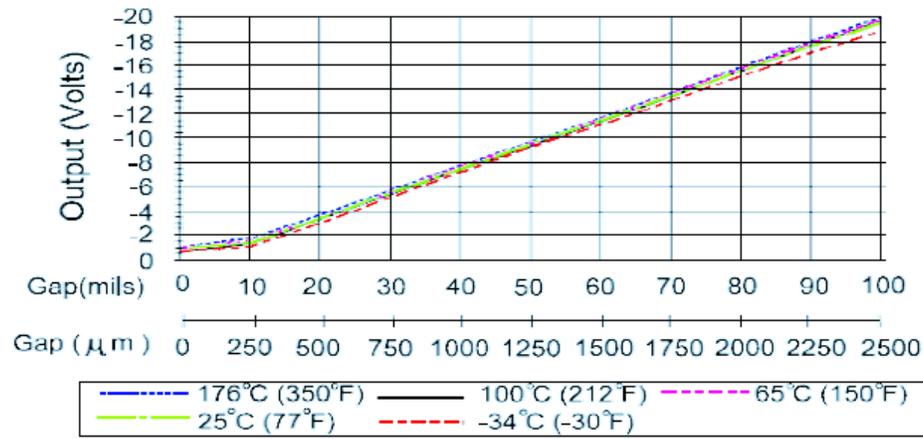


fig 3. 11 Rango de la linealidad de los sensores de proximidad, fuente Bently Nevada ®

Cabe destacar que este tipo de transductores son de gran vulnerabilidad ante las amplitudes grandes de vibración y se calibraron a un alto valor de voltaje para evitar los roces con el eje, sin salir de este rango lineal y obtener resultados veraces.

### 3.7.2 Acelerómetros.

Los acelerómetros son los más fáciles de colocar en la máquina que se desea monitorear y por lo tanto uno de los más utilizados en la industria, transforman las vibraciones mecánicas en una señal analógica proporcional a la vibración de aceleración a la cual está sujeta. Regularmente este tipo de sensores dan una salida de voltaje muy pequeña por lo que requiere ser acondicionada (amplificada) para ser utilizada. Esto se logra mediante los acondicionadores de señal adquiridos en el laboratorio de vibraciones y rotodinámica.





Los acelerómetros utilizados fueron del tipo uniaxial marca bently nevada y marca Kistler cada uno de estos acelerómetros cuenta con su acondicionador correspondiente y dan una señal de salida de  $\pm 10$  Volts lo que permite su adquisición en los 3 sistemas con los que cuenta el laboratorio (D-space, Adre y National Instruments).



fig 3. 12 Sensor de aceleración 8305A2M4 marca Kistler®- Acondicionador de señales K-BEAM® modelo 5210 marca kistler ®

Rango de Medición	$\pm 2g$
Frecuencia Máxima	250Hz
Frecuencia Resonante	1.4KHz
Voltaje de Salida a 0g	2.5V
Temperatura de referencia	25°C
Sensibilidad	500 mV/g $\pm 5\%$





Acelerómetros Bently nevada.

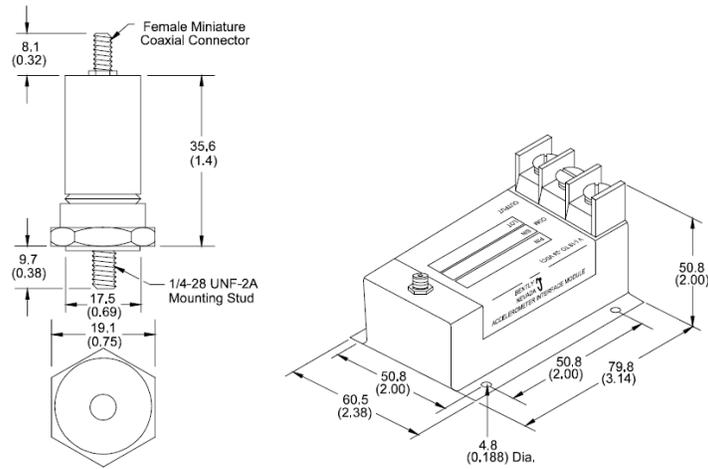


fig 3. 13 sensor 330400, cortesía Bently Nevada ®



fig 3. 14 Modulo de interface Adre-Acondicionador modelo 3300 Bently Nevada ®

<b>Sensibilidad</b>	<b>25 mV/g (2.55 mV/m/s<sup>2</sup>) ±5%</b>
<b>Rango de aceleracion</b>	<b>75 g (735 m/s<sup>2</sup>) pico</b>
<b>Respuesta de frecuencias</b>	<b>10 Hz a 20 kHz</b>
<b>Requerimiento</b>	<b>-18 a -24 Vdc a 15 mA. recomendado 10 mA</b>

3.9 Bomba de lubricación.

La alimentación de lubricante hacia los bujes se llevó a cabo mediante una microbombas volumétricas rotativas de engranajes, lo que permitio tener una “película de aceite” entre el eje y los bujes, esto permitido obtener mejores resultados en los experimentos.



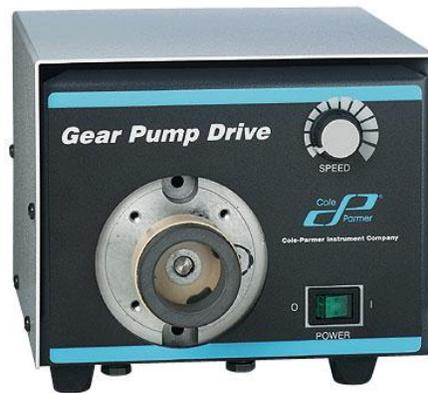


fig 3. 15 microbomba volumétrica rotativa de engranajes (Cole PARmer ®)

<b>Motor electrico</b>	<b>PDMC de 0.07 hp.</b>
<b>Voltaje AC</b>	50 o 60 Hz
<b>Velocidad de salida</b>	50 a 5000 rpm
<b>Caudal</b>	2.5 a 5450 ml/min
<b>Peso</b>	3.6 kgf





# Capítulo 4

---





## Resultados numéricos y experimentales.

### 4.1 Simulaciones numéricas para cálculo de frecuencias naturales con eje integro.

La frecuencia natural está dada por la ecuación:

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m_{eq}}}$$

En la siguiente tabla se muestran los valores de la frecuencia temporal ( $p$ ) para modelo tipo jeffcott con especificaciones dadas

	<i>Modo 1</i>	<i>Modo 2</i>	<i>Modo 3</i>
$P_{masa=0}$	124.0	496	1115.9
$P_{masa=1.495kg}$	161.9899	839.6942	1602.401
$P_{masa=2.99kg}$	110.3996	694.7725	1509.3899

Tabla 1.1 Valores de frecuencias naturales temporales para diferentes masas de disco en rad/s

### 4.3 Procedimiento de las pruebas.

Fueron varias las configuraciones del sistema en las pruebas realizadas con el MFS dependiendo de los parámetros y restricciones de cada modelo. Esto se logró cambiando la rigidez, amortiguamiento y los parámetros físicos.

Se busca desarrollar el sistema de instrumentación capaz de dar diversidad de parámetros y lograr observar los cambios en las variables físicas del sistema como son los desplazamientos y aceleraciones, de esa manera adquirir datos suficientes que nos permitan posteriormente un análisis completo de nuestro sistema.

Una de los mayores problemas en la medición de vibraciones es el de identificar que amplitudes en las frecuencias son resultado del fenómeno a estudiar y cuales se presentan para otros problemas.





Así pues se tuvieron que identificar y disminuir dichos efectos con la finalidad de que, las mismas amplitudes impidan apreciar el fenómeno de estudio.

Los 3 problemas principales que se tienen en cualquier sistema con ejes rotatorios son:

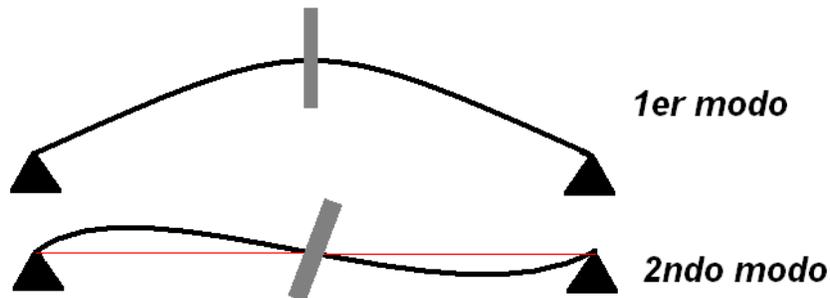
- Doblamiento.
- Desbalance.
- Desalineamiento.

El desbalance se puede corregir mediante la utilización de los programas presentados en el apéndice

I. Se puede apreciar en la figura 4.3 la amplitud a

#### 4.2 4.2 Simulación numérica para cálculo de Frecuencias naturales con eje fisurado.

¿Cómo explicar este fenómeno? Es muy simple. Para esto solo hay que recordar la forma general de los modos de vibración. Si el disco se encuentra en medio de la viga, con el primer modo, el disco se mueve hacia arriba (o abajo), pero su inclinación es cero. Y es así para cada modo impar. Para los modos pares ocurre lo contrario. En medio, el desplazamiento es cero, sin embargo la inclinación ya no es nula. La figura 4.9 pone en evidencia este fenómeno para los dos primeros modos.



Desplazamiento e inclinación de un disco en medio de una viga para los dos primeros modos

Si la masa no se desplaza verticalmente, su inercia no cambia, por lo que el cambio de cortante que hubiera generado es nulo: en los modos pares, el disco no se mueve verticalmente, por lo que estos modos no son afectados por su masa.

De manera similar, si el disco no tiene ningún movimiento de rotación (o más bien de inclinación), su momento de inercia no actúa. En los modos impares, el disco se queda vertical, por lo que una modificación del momento de inercia no tiene ninguna consecuencia en la frecuencia asociada a este modo.





### 4.3.1 Pruebas sobre bujes con eje integro.

El que nuestro modelo tipo jeffcot este montado primeramente sobre bujes nos dará un parámetro base en la medición de las amplitudes del sistema cuando se varía la rigidez del sistema. Esto nos permite saber, con menor riesgo para el equipo, el comportamiento inicial (antes del desdoblamiento y el balanceo) sin que se llegue a amplitudes muy altas.

Se tomara una medición base del comportamiento del sistema que nos dar un parámetro de los problemas que se pueden presentar en la maquina dada la velocidad en que se presenta la velocidad critica, la amplitud máxima, el Angulo de fase y las amplitudes subsincronas o amplitudes posteriores a la crítica.

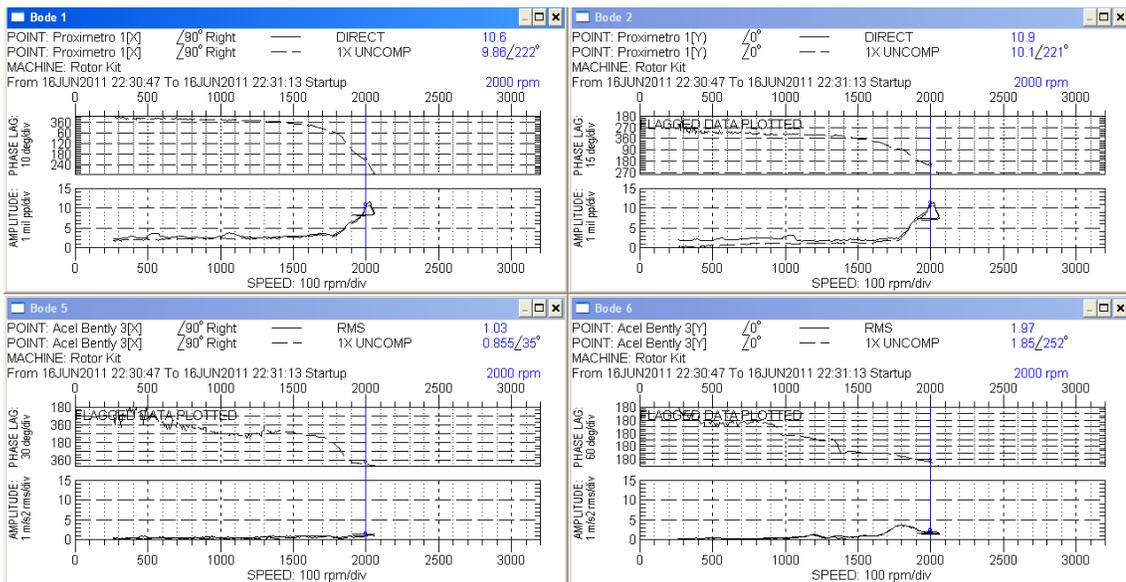


Fig. 4 1 Donde se muestra la gráfica amplitud contra velocidad para prueba base

Cambiar a la primera hasta 9000

Se puede observar las amplitudes de la frecuencia crítica y su amplitud máxima nos permite obtener una idea de que tan dañado está el sistema a estudio, este es un parámetro principal de nuestro análisis, sin embargo también se observar amplitudes de frecuencias subsincronas que nos indican la presencia de doblamiento a revoluciones muy bajas de operación, así como efectos a aproximadamente 1/2 de la frecuencia critica las cuales generalmente según la teoría estudiada, puede indicar un fuerte efecto en la 2X. Por último se pueden observar efectos conjuntos después de la frecuencia crítica que describen a los otros efectos que influyen en la forma vibratoria del eje.

Se pudo identificar presencia de doblamiento a bajas revoluciones que se pudieron corroborar utilizando los transductores de proximidad, obteniendo el cambio de voltaje en cada uno de los planos de medición en una revolución del eje y con los cuales obtuvimos los cambios puntuales máximos.





A su vez se obtuvo la medición en el cambio de amplitud con un indicador de caratula por contacto en el mismo punto en el que se mide con el sensor de proximidad para obtener una medición más certera. En la figura

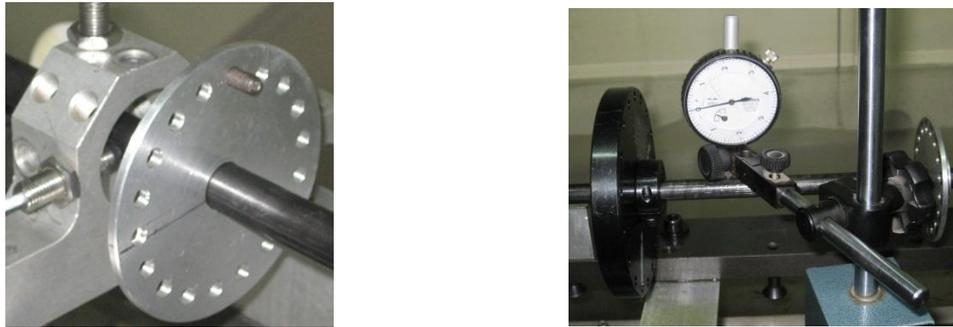


Fig. 4 2 Formas de medición de doblamiento mediante transductor de desplazamiento e indicador de caratula por contacto

En la figura 4.3 se muestra la amplitud de la medición de la amplitud en milésimas de pulgada del doblamiento antes y después del proceso de desdoblamiento (figura 4.3 c, es importante el indicar que de la calibración a cero figura 4.3 a y la amplitud máxima registrada figura 4.3 b, es de 15.1 milésimas y no de 3 como se podría especular ya que el reloj interior (manecilla más pequeña) muestra el número de vueltas que ha dado la manecilla de mayor tamaño.



Fig. 4 3 En la figura 4.3 a) indicador de caratula calibrado a cero figura 4.3 b) amplitud máxima en la medición del doblamiento del eje (11.1 mils) antes de proceso de desdoblamiento 4.3 c) amplitud máxima después del proceso de desdoblamiento. (0.6 mils)

Este proceso de desdoblamiento se verá reflejado en los experimentos a bajas revoluciones y disminuirán las amplitudes en la velocidad crítica, esto se demuestra en la figura 4.4 y 4.5.



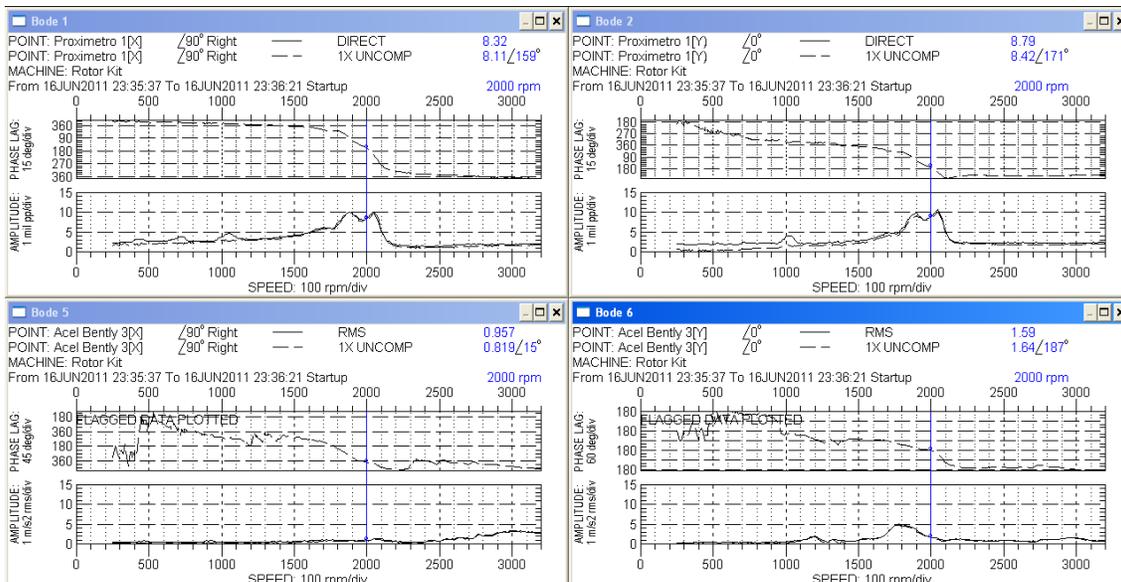


Fig. 4 4 Amplitudes de las frecuencias antes de proceso de desdoblamiento a 2000 RPM.

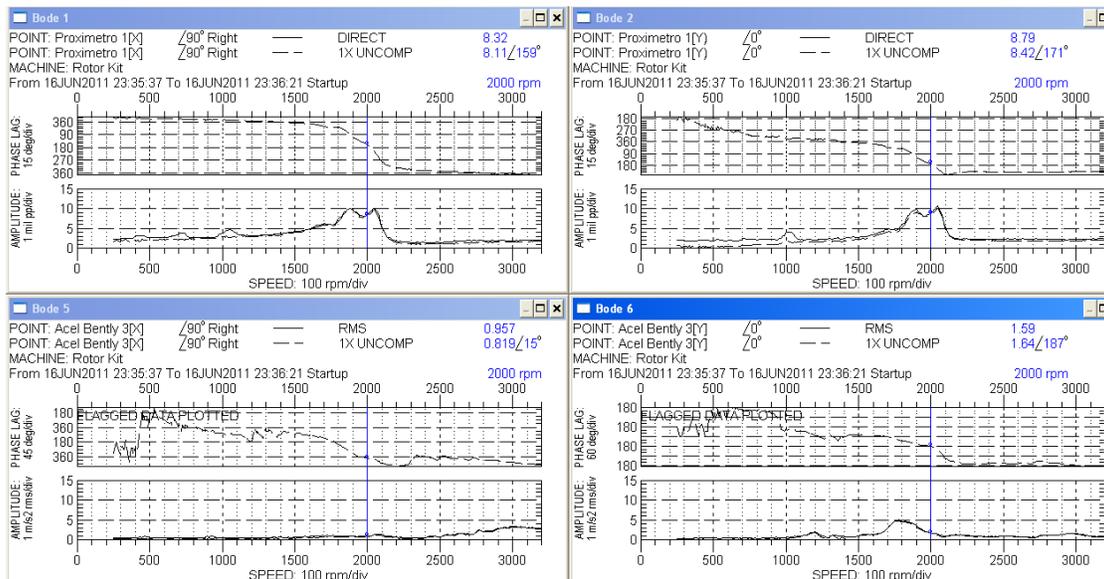


Fig. 4 5 Amplitudes de las frecuencias después de proceso de desdoblamiento a 2000 RPM.

Debido a la naturaleza de la configuración a estudiar (en este trabajo tipo jeffcott), con una amplia distancia entre ejes (proporcional al diámetro del eje y la masa que se tiene), se obtienen amplitudes muy grandes de vibración, es por esto que se optó por adaptar una película de aceite para aumentar el amortiguamiento (squiz film damper) y poder reducir dichas amplitudes, con la finalidad de poder balancear en parámetros “seguros” para el equipo.

Con la utilización de dicha película se obtuvieron las amplitudes mostradas en la figura 4.6



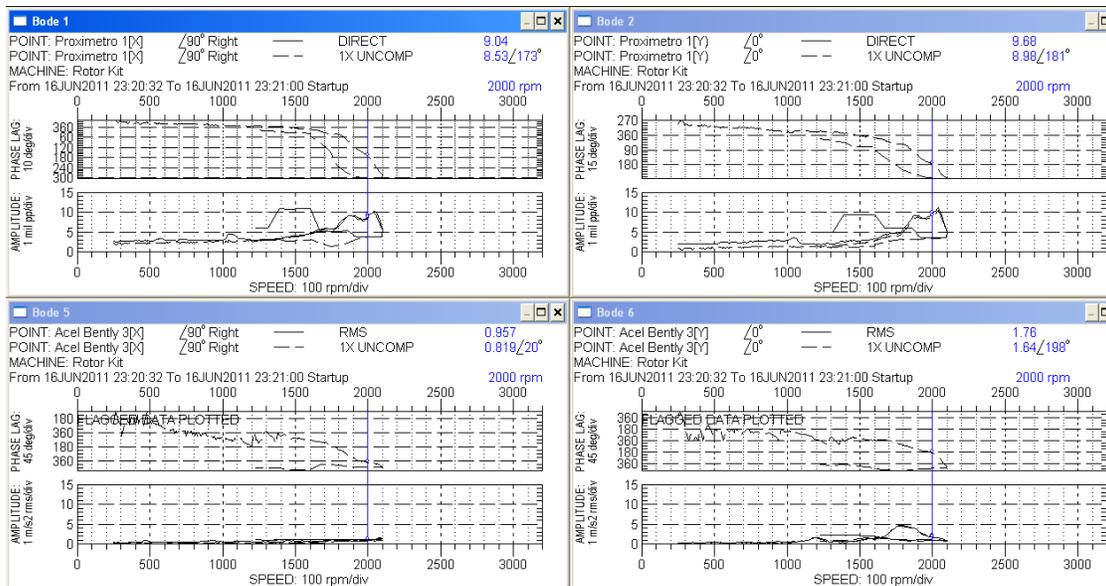


Fig. 4 6 Amplitudes de las frecuencias del sistema implementando la película de aceite amortiguadora a 2000 RPM.

Cabe mencionar que esta película de aceite utilizada para reducir las amplitudes iniciales del sistema cambian los parámetros teóricos utilizados, ya que las condiciones en las que se desarrolla este experimento varían con las propuestas (debido a que se sumergirá parcialmente el disco en aceite y tendremos un amortiguamiento mucho mayor debido al mismo). Debido a esto esta película será retirada después del balanceo pero con la obtención de amplitudes máximas mucho menores (debido al balanceo) para hacer los experimentos posteriores.

Posteriormente se disminuirá el efecto del desbalance en el sistema por medio del procedimiento descrito en el apéndice B, este procedimiento en particular es de gran importancia tanto en aplicaciones de investigación como en la industria y tiene mucha influencia en las amplitudes de vibración que presenta el sistema. El balanceo permite trabajar el sistema a velocidades de operación disminuyendo el riesgo de dañar el equipo o al usuario.

En el apéndice C se muestra el procedimiento de balanceo utilizado. Con el cual obtenemos valores en las amplitudes muchos menores a los que inicialmente se presentaron. En la figura 4.7 se presentan dichos valores a las mismas RPM de operación.



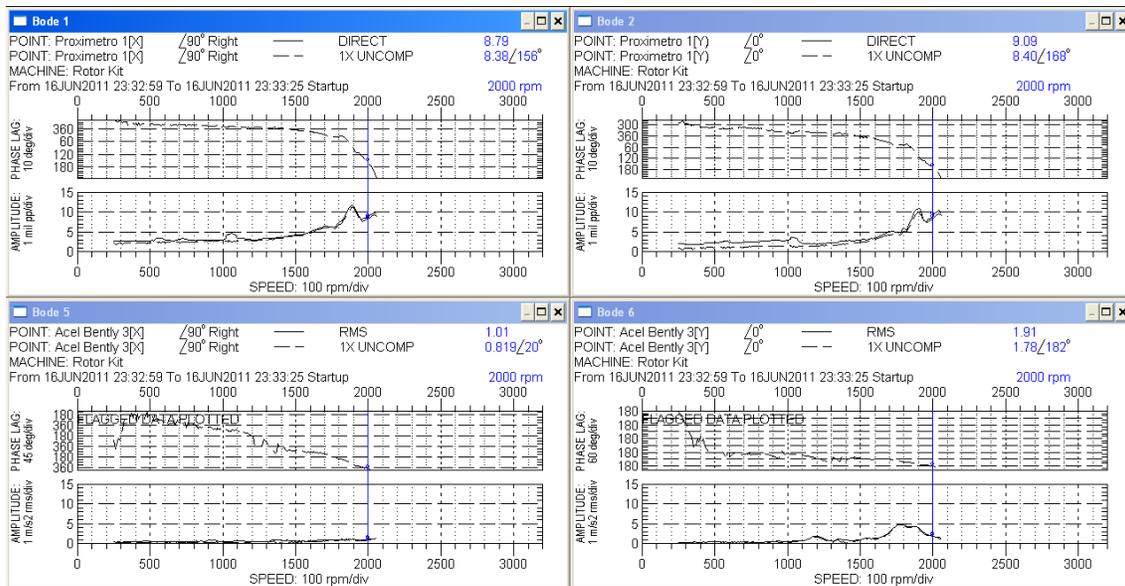


Fig. 4 7 grafica que muestra las amplitudes de vibración máximas a 2000 RPM después de balanceo.

Después de balanceado el sistema se recurre a disminuir el ultimo (pero no por eso menos importante) problema que presenta el sistema estudiado, el desalineamiento que se tiene en cualquier maquinaria, para disminuir dicho efecto se adquirieron baleros autoalineables que adaptaran este sistema de apoyo para disminuir al máximo dicho efecto.

En la figura 4.8 se muestran las amplitudes máximas del sistema después de la utilización de los baleros autoalineables.

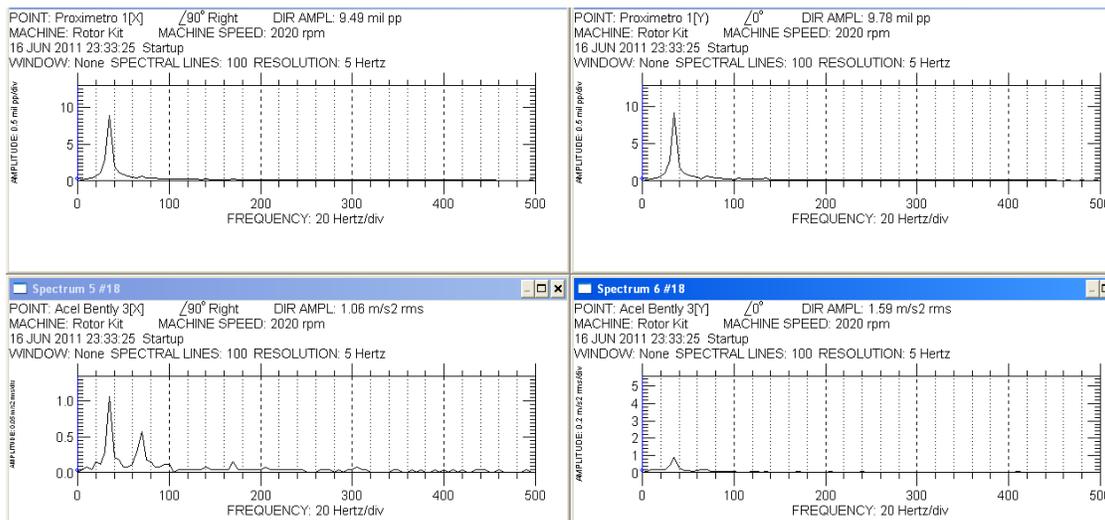


Fig. 4 8 Amplitudes máximas obtenidas reduciendo el desalineamiento por medio de los baleros autoalineables.





## 4.4 Resultados experimentales

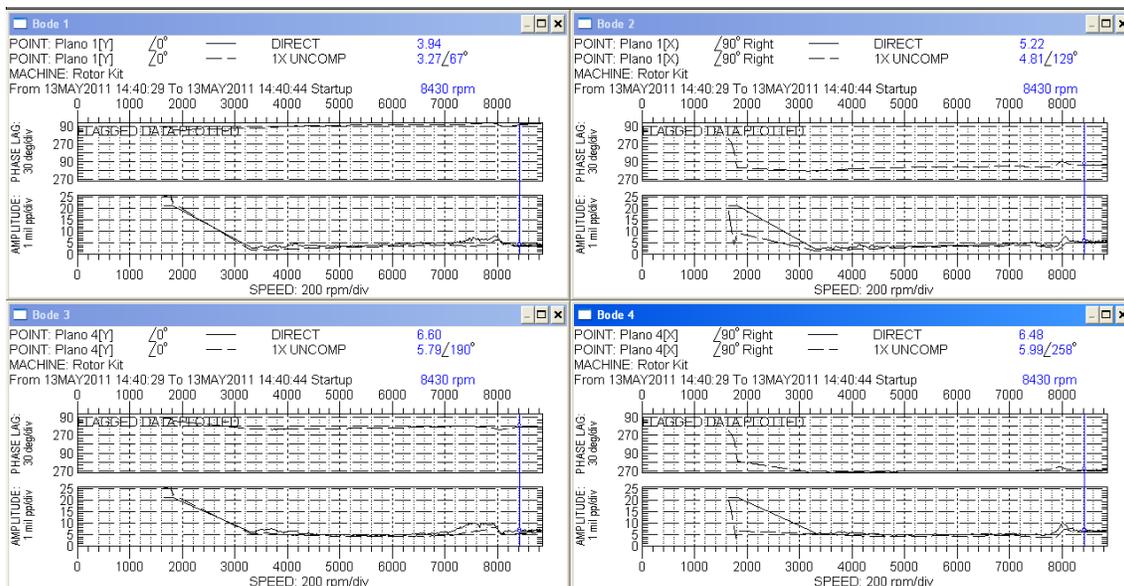
El sistema utilizado en este trabajo de tesis y cuyas especificaciones se muestran en la tabla 4.5 y con las cuales se están calculando en el trabajo teorico-numerico elaborado por Guillermo Montiel Varela en colaboración con el Dr. Julio Cesar Gómez Mancilla,

### 4.4.1 Resultados experimentales con eje integro.

El sistema modelado numéricamente tiene condiciones de frontera que representan una aproximación a los baleros utilizados. Las frecuencias naturales y los efectos de los defectos antes mencionados son identificados y analizados.

El proceso será el mismo que el descrito en el apartado pasado, en la que se obtienen diferentes comportamiento y distintas mediciones según el fenómeno que se desea disminuir para la obtención de los resultados deseados.

Primera mente se tomara una primera lectura que servirá como base para identificar los fenómenos que se tienen sobre el sistema.



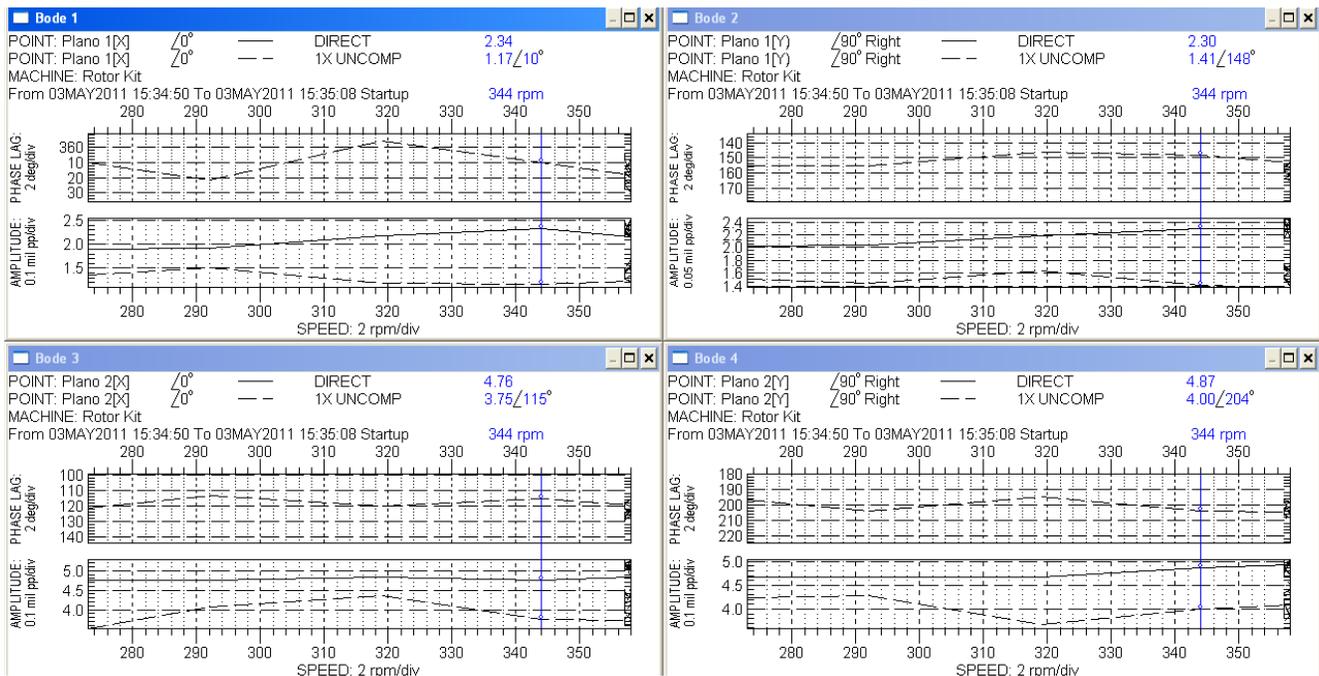


#### 4.4.2 Resultados experimental con eje fisurado.

En este apartado se presenta la forma en que se desarrollaron los experimentos para la detección de fisura en diferentes condiciones elaborando el método descrito en el apartado anterior. Inicialmente se utilizara como apoyos bujes, los cuales aportan un mayor amortiguamiento que apoyado en baleros, asi como la rigidez se ve enriquecida, estos parámetros no son los propuestos en la teoría, sin embargo nos permite comenzar a “atenuar” los efectos indeseados que afectan al sistema y que no son campo de estudio de este trabajo (aunque se analizan), para posteriormente trabajar sin riesgos al equipo o al usuario las pruebas pertinentes.

## Diagramas

Prueba Rotor Jeffcot @2000rpm doblamiento en el eje a 360 rpm 3 planos de medición en donde se aprecia el desbalance por cambio de fase.





Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units				
5	Plano 3[X]	Rotor Kit	mil pp				rpm				
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X	Phase	2X	Phase	3X	Phase
11	03MAY2011 15:34:55	357	1.59	-5.87	0.637	75	0.380	299	0.216	241	
12	03MAY2011 15:34:55	357	1.57	-5.87	0.709	82	0.391	302	0.031	MinAmp	
13	03MAY2011 15:34:56	358	1.51	-5.87	0.730	80	0.483	301	0.185	311	
14	03MAY2011 15:34:56	358	1.51	-5.86	0.730	82	0.442	292	0.308	262	
15	03MAY2011 15:34:57	358	1.62	-5.82	0.720	87	0.401	291	0.216	221	
16	03MAY2011 15:34:57	358	1.59	-5.85	0.802	91	0.391	288	0.041	MinAmp	
17	03MAY2011 15:34:58	357	1.60	-5.85	0.863	89	0.432	289	0.185	283	
18	03MAY2011 15:34:58	357	1.56	-5.86	0.822	89	0.473	285	0.308	242	
19	03MAY2011 15:34:59	357	1.64	-5.87	0.720	87	0.432	289	0.164	210	
20	03MAY2011 15:34:59	357	1.63	-5.87	0.843	89	0.432	287	0.041	MinAmp	

Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units				
6	Plano 3[Y]	Rotor Kit	mil pp				rpm				
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X	Phase	2X	Phase	3X	Phase
11	03MAY2011 15:34:55	357	1.44	-5.68	0.627	169	0.062	MinAmp	0.031	MinAmp	
12	03MAY2011 15:34:55	357	1.15	-5.69	0.606	170	0.082	MinAmp	0.226	214	
13	03MAY2011 15:34:56	358	1.44	-5.68	0.678	177	0.164	97	0.329	162	
14	03MAY2011 15:34:56	358	1.43	-5.69	0.689	171	0.206	66	0.206	90	
15	03MAY2011 15:34:57	358	1.36	-5.69	0.596	164	0.134	MinAmp	0.123	MinAmp	
16	03MAY2011 15:34:57	358	1.20	-5.70	0.493	178	0.103	MinAmp	0.247	222	
17	03MAY2011 15:34:58	357	1.19	-5.70	0.596	180	0.185	27	0.185	167	
18	03MAY2011 15:34:58	357	1.43	-5.69	0.576	174	0.185	6	0.093	MinAmp	
19	03MAY2011 15:34:59	357	1.39	-5.69	0.545	169	0.144	MinAmp	0.144	MinAmp	
20	03MAY2011 15:34:59	357	1.39	-5.68	0.535	180	0.123	MinAmp	0.257	198	

Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units				
5	Plano 3[X]	Rotor Kit	mil pp				rpm				
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X	Phase	2X	Phase	3X	Phase
31	03MAY2011 15:35:05	358	1.61	-5.87	0.802	93	0.411	264	0.175	21	
32	03MAY2011 15:35:05	357	1.51	-5.83	0.781	95	0.360	260	0.298	304	
33	03MAY2011 15:35:06	357	1.52	-5.82	0.740	96	0.329	266	0.298	258	
34	03MAY2011 15:35:06	358	1.72	-5.86	0.792	99	0.370	276	0.062	MinAmp	
35	03MAY2011 15:35:07	357	1.52	-5.87	0.894	97	0.432	267	0.236	340	
36	03MAY2011 15:35:07	358	1.60	-5.87	0.884	91	0.452	254	0.360	294	
37	03MAY2011 15:35:08	358	1.61	-5.87	0.822	90	0.391	252	0.247	265	
38	03MAY2011 15:35:08	358	1.71	-5.82	0.884	91	0.380	254	0.175	324	
39	03MAY2011 15:35:08	358	1.71	-5.82	0.884	91	0.380	254	0.175	324	
40	03MAY2011 15:35:08	358	1.71	-5.82	0.884	91	0.380	254	0.175	324	

Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units				
6	Plano 3[Y]	Rotor Kit	mil pp				rpm				
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X	Phase	2X	Phase	3X	Phase
31	03MAY2011 15:35:05	358	1.21	-5.68	0.678	185	0.164	0	0.380	216	
32	03MAY2011 15:35:05	357	1.42	-5.69	0.740	183	0.185	347	0.267	157	
33	03MAY2011 15:35:06	357	1.42	-5.68	0.699	173	0.206	315	0.082	MinAmp	
34	03MAY2011 15:35:06	358	1.37	-5.69	0.576	174	0.123	MinAmp	0.164	256	
35	03MAY2011 15:35:07	357	1.36	-5.68	0.576	184	0.062	MinAmp	0.247	189	
36	03MAY2011 15:35:07	358	1.51	-5.70	0.637	180	0.123	MinAmp	0.226	95	
37	03MAY2011 15:35:08	358	1.50	-5.65	0.596	174	0.144	MinAmp	0.164	346	
38	03MAY2011 15:35:08	358	1.31	-5.68	0.514	182	0.082	MinAmp	0.236	255	
39	03MAY2011 15:35:08	358	1.31	-5.68	0.514	182	0.082	MinAmp	0.236	255	
40	03MAY2011 15:35:08	358	1.31	-5.68	0.514	182	0.082	MinAmp	0.236	255	

Tablas en donde se obtienen las amplitudes a diferentes velocidades de operación.





Vector Tabular 3												
Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units					
5	Plano 3[X]	Rotor Kit	mil pp				rpm					
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X	Phase	2X	Phase	3X	Ampl	Phase
11	03MAY2011 15:34:55	357	1.59	-5.87	0.637	75	0.380	299	0.216	241		
12	03MAY2011 15:34:55	357	1.57	-5.87	0.709	82	0.391	302	0.031	MinAmp		
13	03MAY2011 15:34:56	358	1.51	-5.87	0.730	80	0.483	301	0.185	311		
14	03MAY2011 15:34:56	358	1.51	-5.86	0.730	82	0.442	292	0.308	262		
15	03MAY2011 15:34:57	358	1.62	-5.82	0.720	87	0.401	291	0.216	221		
16	03MAY2011 15:34:57	358	1.59	-5.85	0.802	91	0.391	288	0.041	MinAmp		
17	03MAY2011 15:34:58	357	1.60	-5.85	0.863	89	0.432	289	0.185	283		
18	03MAY2011 15:34:58	357	1.56	-5.86	0.822	89	0.473	285	0.308	242		
19	03MAY2011 15:34:59	357	1.64	-5.87	0.720	87	0.432	289	0.164	210		
20	03MAY2011 15:34:59	357	1.63	-5.87	0.843	89	0.432	287	0.041	MinAmp		

Vector Tabular 4												
Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units					
6	Plano 3[Y]	Rotor Kit	mil pp				rpm					
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X	Phase	2X	Phase	3X	Ampl	Phase
11	03MAY2011 15:34:55	357	1.44	-5.68	0.627	169	0.062	MinAmp	0.031	MinAmp		
12	03MAY2011 15:34:55	357	1.15	-5.69	0.606	170	0.082	MinAmp	0.226	214		
13	03MAY2011 15:34:56	358	1.44	-5.68	0.678	177	0.164	97	0.329	162		
14	03MAY2011 15:34:56	358	1.43	-5.69	0.689	171	0.206	66	0.206	90		
15	03MAY2011 15:34:57	358	1.36	-5.69	0.596	164	0.134	MinAmp	0.123	MinAmp		
16	03MAY2011 15:34:57	358	1.20	-5.70	0.493	178	0.103	MinAmp	0.247	222		
17	03MAY2011 15:34:58	357	1.19	-5.70	0.596	180	0.185	27	0.185	167		
18	03MAY2011 15:34:58	357	1.43	-5.69	0.576	174	0.185	6	0.093	MinAmp		
19	03MAY2011 15:34:59	357	1.39	-5.69	0.545	169	0.144	MinAmp	0.144	MinAmp		
20	03MAY2011 15:34:59	357	1.39	-5.68	0.535	180	0.123	MinAmp	0.257	198		

Prueba Rotor Jeffcot @ 5000 rpm doblamiento en el eje a 360 rpm 3 planos de medición en donde se aprecia el desbalance por cambio de fase.

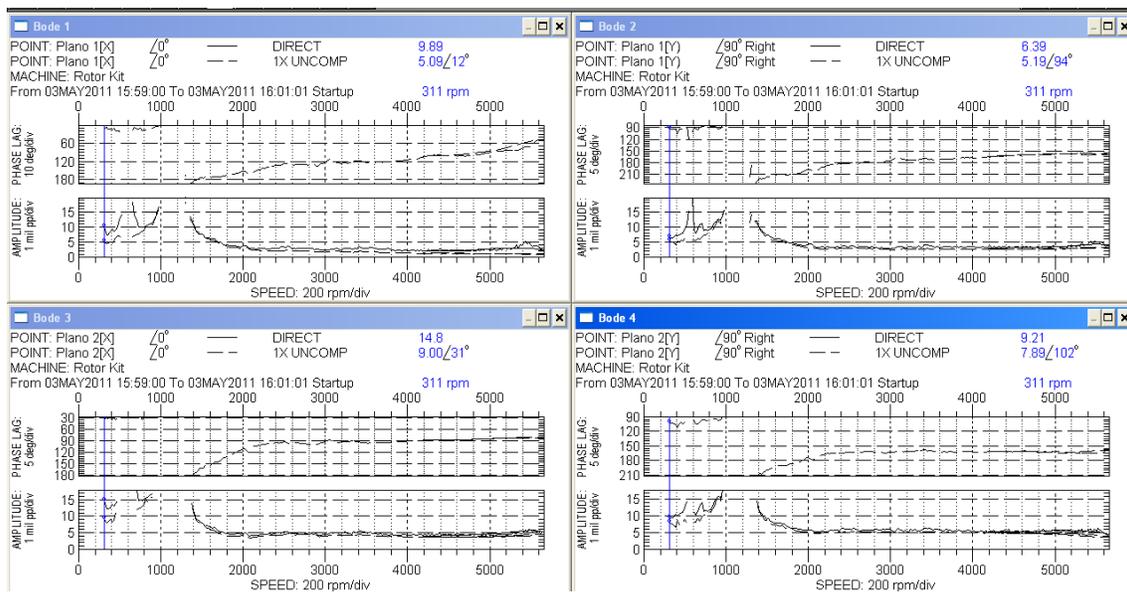


Fig. 4 9Amplitudes de las frecuencias del sistema implementando la película de aceite amortiguadora a 5000 RPM.



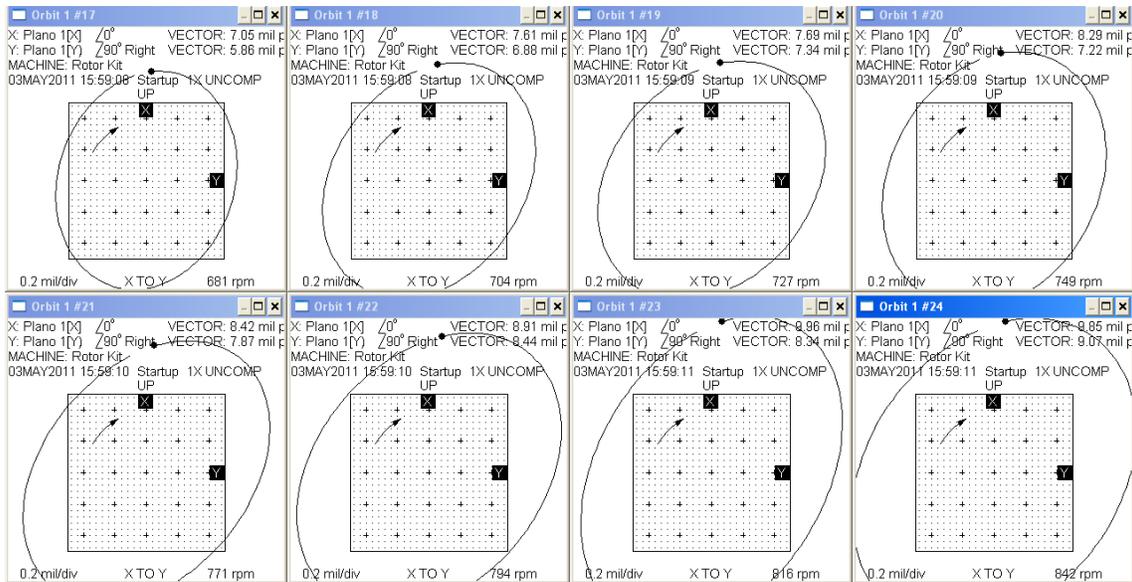


Fig. 4 10 orbitas en 2 planos de medicion

Vector Tabular 1												
Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units			Speed Units						
1	Plano 1[X]	Rotor Kit	mil pp			rpm						
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	Phase	Ampl	Phase	Ampl	Phase		
1	03MAY2011 15:59:00	311	9.89	-8.5	5.09	12	3.29	196	0.442	127		
2	03MAY2011 15:59:00	345	7.27	-5.87	4.50	9	3.42	194	1.48	58		
3	03MAY2011 15:59:01	359	7.28	-5.83	4.75	13	3.90	191	2.46	25		
4	03MAY2011 15:59:01	388	8.55	-5.82	5.12	13	2.60	193	2.88	358		
5	03MAY2011 15:59:02	409	9.37	-5.88	4.62	15	3.88	177	1.02	214		
6	03MAY2011 15:59:02	434	8.44	-5.85	5.24	11	4.33	207	1.12	104		
7	03MAY2011 15:59:03	450	9.06	-5.87	6.44	20	5.40	194	0.884	8		
8	03MAY2011 15:59:03	476	9.81	-5.85	6.94	19	7.19	194	0.586	42		
9	03MAY2011 15:59:04	497	12.3	-5.85	6.92	22	9.19	201	1.47	41		
10	03MAY2011 15:59:04	525	14.2	-5.85	5.65	2	10.6	212	1.51	160		

Vector Tabular 2												
Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units			Speed Units						
3	Plano 2[X]	Rotor Kit	mil pp			rpm						
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	Phase	Ampl	Phase	Ampl	Phase		
1	03MAY2011 15:59:00	311	14.6	-6.90	9.00	31	4.25	208	0.648	145		
2	03MAY2011 15:59:00	345	12.2	-6.85	8.00	29	4.22	206	1.44	65		
3	03MAY2011 15:59:01	359	12.2	-6.88	8.39	31	4.68	204	2.26	25		
4	03MAY2011 15:59:01	388	12.6	-6.85	9.19	28	2.55	205	3.11	4		
5	03MAY2011 15:59:02	409	13.5	-6.86	8.36	35	5.00	180	0.905	227		
6	03MAY2011 15:59:02	434	13.1	-6.90	8.92	28	5.10	220	1.01	95		
7	03MAY2011 15:59:03	450	13.9	-6.90	10.8	34	6.68	204	0.678	20		
8	03MAY2011 15:59:03	476	14.6	-6.85	11.4	32	8.81	201	1.08	66		
9	03MAY2011 15:59:04	497	OverR	-6.88	OverR	OverR	OverR	OverR	OverR	OverR	OverR	
10	03MAY2011 15:59:04	525	OverR	-6.90	OverR	OverR	OverR	OverR	OverR	OverR	OverR	

Tabla en donde se presentan las amplitudes. A 5000 rpm





Vector Tabular 1												
Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units					
1	Plano 1[X]	Rotor Kit	mil pp				rpm					
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X Phase	2X Ampl	2X Phase	3X Ampl	3X Phase		
61	03MAY2011 15:59:30	1672	5.40	-5.83	4.97	170	0.781	18	0.185	297		
62	03MAY2011 15:59:30	1695	5.08	-5.81	4.71	172	0.792	17	0.206	315		
63	03MAY2011 15:59:31	1716	4.88	-5.79	4.41	171	0.894	20	0.267	328		
64	03MAY2011 15:59:31	1740	4.61	-5.82	4.19	170	0.658	24	0.185	313		
65	03MAY2011 15:59:32	1761	4.12	-5.87	3.85	167	0.853	20	0.278	306		
66	03MAY2011 15:59:32	1785	3.94	-5.79	3.71	167	0.720	18	0.164	310		
67	03MAY2011 15:59:33	1807	4.04	-5.82	3.58	166	0.678	20	0.154	337		
68	03MAY2011 15:59:33	1829	3.94	-5.79	3.36	166	0.678	29	0.216	319		
69	03MAY2011 15:59:34	1853	3.94	-5.82	3.37	162	0.781	43	0.216	343		
70	03MAY2011 15:59:34	1874	3.94	-5.82	3.26	162	0.648	27	0.164	346		

Vector Tabular 2												
Ch #	Channel Name	Machine Name	Amplitude Units				Speed Units					
3	Plano 2[X]	Rotor Kit	mil pp				rpm					
Sample	Date/Time	Speed	Direct	Gap	Ampl	1X Phase	2X Ampl	2X Phase	3X Ampl	3X Phase		
61	03MAY2011 15:59:30	1672	6.06	-6.84	5.27	146	0.709	22	0.164	40		
62	03MAY2011 15:59:30	1695	5.63	-6.80	4.93	146	0.668	23	0.134	MinAmp		
63	03MAY2011 15:59:31	1716	5.32	-6.85	4.71	142	0.843	26	0.236	340		
64	03MAY2011 15:59:31	1740	5.31	-6.82	4.39	139	0.627	46	0.144	MinAmp		
65	03MAY2011 15:59:32	1761	5.03	-6.85	4.25	134	0.740	27	0.247	351		
66	03MAY2011 15:59:32	1785	4.92	-6.84	4.12	133	0.483	36	0.206	45		
67	03MAY2011 15:59:33	1807	4.75	-6.85	4.02	131	0.493	45	0.206	53		
68	03MAY2011 15:59:33	1829	4.56	-6.85	3.89	127	0.483	47	0.123	MinAmp		
69	03MAY2011 15:59:34	1853	4.64	-6.85	4.01	126	0.678	59	0.185	41		
70	03MAY2011 15:59:34	1874	4.55	-6.84	3.98	124	0.514	56	0.206	53		

Tabla en donde se presentan las amplitudes. A 5000 rpm

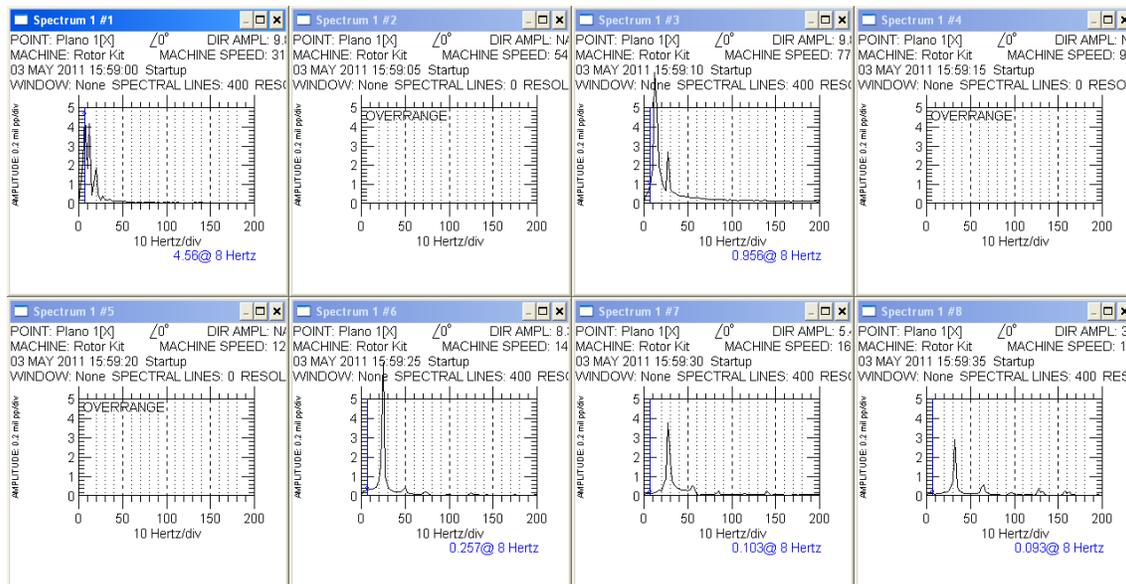
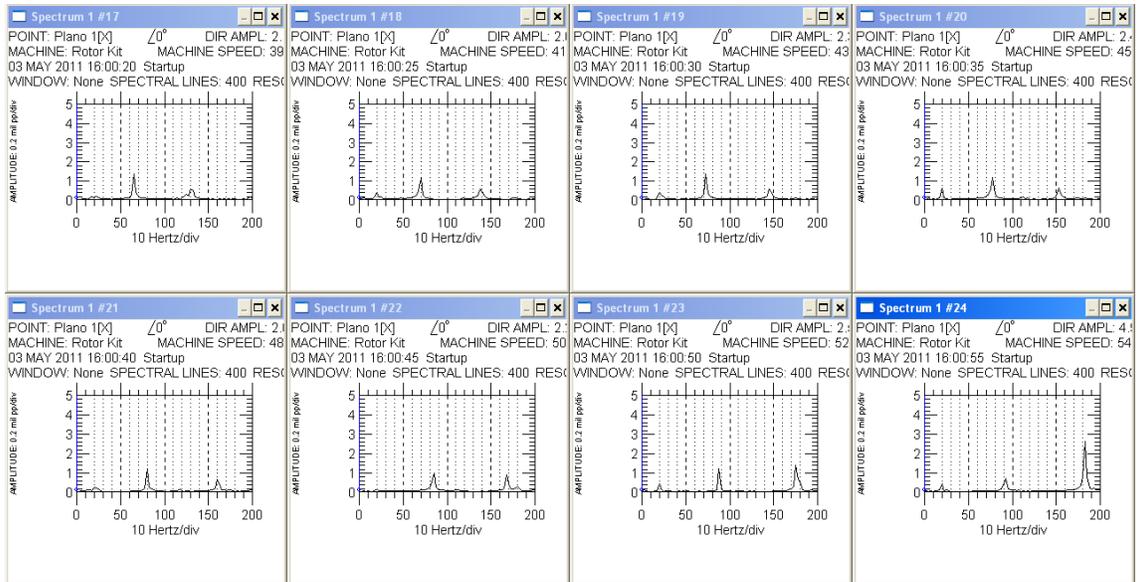
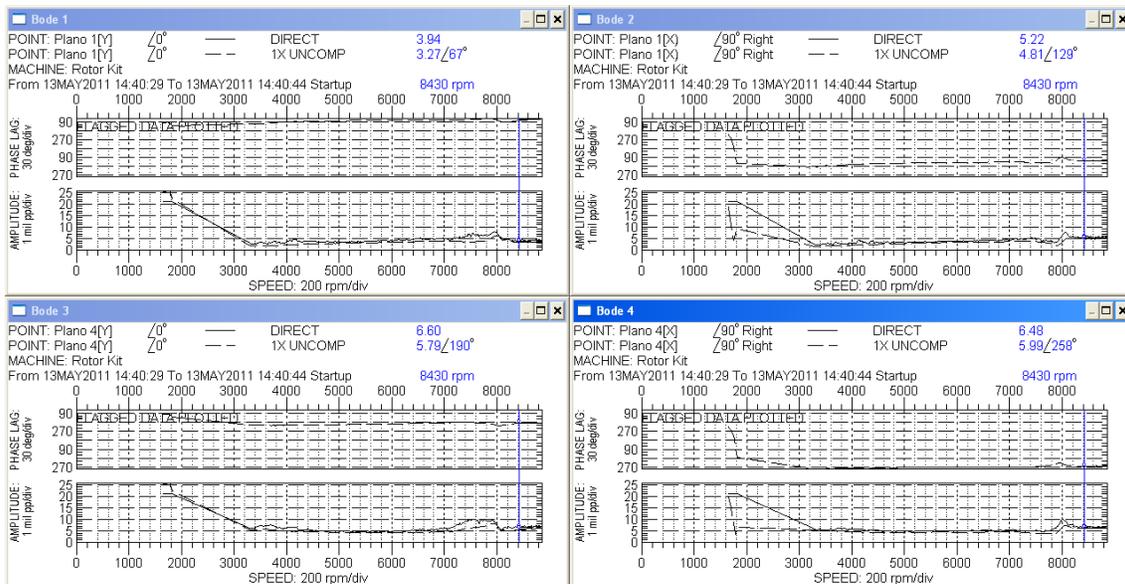


Fig. 4 11 Espectro de eje fisurado





Prueba Rotor Jeffcot @ 9000rpm doblamiento en el eje a 360 rpm 3 planos de medición en donde se aprecia el desbalance por cambio de fase.





## **Conclusiones parciales.**

- 1.- Se logró elaborar una metodología de detección de fisuras que nos permitió identificar-inspeccionar una grieta en el eje antes de que el tamaño crítico de la misma permita su ruptura.**
- 2.- Se determina si un eje puede presentar un daño permanente sin necesidad de paro o llevar a reparación la maquinaria.**
- 3.- Se identificaron y disminuyeron los diferentes efectos que se presentan en el sistema y que no permitían la identificación de la fisura en el eje.**
- 4.- Se identifican las inestabilidades del sistema en la frecuencia crítica y en las frecuencias sub-síncronas así como a  $\frac{1}{2}$  de la  $2X$ .**





# Capítulo 5

---





## Conclusiones.

- 1.- Se logró elaborar una metodología de detección de fisuras que nos permitió identificar-inspeccionar una grieta en el eje antes de que el tamaño crítico de la misma permita su ruptura.
- 2.- Se determina si un eje puede presentar un daño permanente sin necesidad de paro o llevar a reparación la maquinaria.
- 3.- Se identificaron y disminuyeron los diferentes efectos que se presentan en el sistema y que no permitían la identificación de la fisura en el eje.
- 4.- Se identifican las inestabilidades del sistema en la frecuencia crítica y en las frecuencias sub-síncronas así como a  $\frac{1}{2}$  de la  $2X$ .
- 5.- Se desarrolló el sistema de instrumentación tanto física como virtual capaz de mostrar al investigador o usuario del sistema los cambios en las variables físicas del sistema como son los desplazamientos y aceleraciones a través de la diferencia de voltaje que nos dan nuestros transductores y visualizarlos en los programas desarrollados.
- 6.- Los experimentos de laboratorio validaron los resultados obtenidos con las simulaciones numéricas y proponiendo técnicas prácticas en la industria para la detección de fisuras.





## Aportaciones.

Hay varias técnicas de pruebas no destructivas para detección de fisuras. Como son la exanimación visual, pruebas radiográficas, pruebas ultrasónicas, pruebas de penetración de fluidos, pruebas con rayos X y pruebas con partículas magnéticas. Sin embargo estas pruebas suelen ser demasiado costosas y no se pueden utilizar mientras la maquinaria esta en operación. Por lo tanto una buena opción de monitoreo

Se desarrolla el sistema de instrumentación tanto física como virtual capaz de mostrar al investigador o usuario del sistema los cambios en las variables físicas del sistema como son los desplazamientos y aceleraciones a través de la diferencia de voltaje que nos dan nuestros transductores y visualizarlos en los programas desarrollados. Este es uno de las principales aportaciones de esta tesis implementada de manera completa en el laboratorio de vibraciones y rotodinamica sobre el sistema Machine Fault Simulator.

Los experimentos y simulaciones permiten demostrar la efectividad de nuestro modelado para la detección de la fisura en una maquina rotatoria. Mediante los resultados numéricos, teóricos y experimentales obtenidos de las mediciones de la respuesta vibratoria.

Los experimentos de laboratorio validaran pues los resultados obtenidos con las simulaciones numéricas y proponiendo técnicas prácticas en la industria para la detección de fisuras.





## Trabajos futuros.

- 1.- Implementar el uso de los nuevos adquirentes de datos que permitan el pos-proceso de las señales y su implementación virtual así como el control del mismo.
- 2.- investigar modelación numéricas y experimental para analizar las respuestas vibratorias en otros modos de vibración.
- 3.- Variar condiciones de frontera para obtener diferentes amortiguamientos en los mismos y compararlos experimentalmente.
- 4.- Comprobar las inestabilidades con otras configuraciones que permitan generalizar el estudio.





## Referencias

1. **Balachandran, B. et Magrab, E.B.** *Vibraciones*. México : Thomson Learning, 2005.
2. *Dynamics of transversely vibrating beams*. **Han, S.M., Benaroya, H. et Wei, T.** 5, s.l. : Journal of Sound and Vibrations, 1999, Vol. 225.
3. **Love, A-E-H.** *A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*. New York : Dover Publications, Inc., 1927.
4. **Timoshenko, S.P.** *History of Strength of Materials*. New York : Dover Publications, Inc, 1953.
5. **Strutt, J.W.** *Theory of Sound*. London : Macmillan Publications Co., Inc, 1877.
6. *The frequency of transverse vibration of a loaded fixed-free bar III. The effect of rotatory inertia of the bar*. **Davies, R.M.** 563, s.l. : Philosophical Magazine, 1937.
7. *The second frequency spectrum of Timoshenko beams*. **Abbas, B.A.H. et Thomas, J.** s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1921, Vol. 51.
8. *On the correction for shear of the differential equation for transverse vibrations of bars o uniform cross-section*. **Timoshenko, S.P.** 744, s.l. : Philosophical Magazine, 1921.
9. *On the transverse vibrations of bars of uniform cross-section*. **Timoshenko, S.P.** 125, s.l. : Philosophical Magazine, 1922.
10. *Effects of transverse shear and rotary inertia on the natural frequencies of a uniform beam*. **Kruszewski, E.T.** s.l. : National Advisory Commitee for Aeronautics, 1909, 1949.
11. *The effects of shear flexibility and rotatory inertia on the bending vibrations of beams*. **Traill-Nash, R.W. et Collar, A.R.** 6, s.l. : Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 1953.
12. *On the Timoshenko theory of the transverse beam vibrations*. **Dolph, C.L.** 12, s.l. : Quarterly of Applied Mathematics, 1954.
13. *The effect of rotatory inertia and of shear deformation on the frequency and normal mode equations of uniform beams with sumple end conditions*. **Huang, T.C.** s.l. : Journal of Applied Mechanics, 1961.
14. *Forced motion of Timoshenko beam theory*. **Herrmann, G.** 77, s.l. : Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME 77, 1955.
15. **Reismann, H. et Pawlik, P.S.** *Elastokinetics*. s.l. : West Publishings Co., 1974.





16. **Mindlin, R.D. et Deresiewicz, H.** ASME. New York : Proceedings of 2nd U.S. National Congress of Applied Mechanics, 1954.
17. **Cowper, G.R.** *The shear coefficient in Timoshenko's beam theory.* s.l. : Journal of Applied Mechanics, 1966.
18. **Spence, G.B. et Seldin, E.J.** *Sonic resonance of a bar compound torsion oscillator.* s.l. : Journal of Applied Physics, 1970.
19. *On the variation of Timoshenko's shear coefficient with frequency.* **Stephen, N.G.** 45, s.l. : ASME Journal of Sound and Vibration, 1978.
20. *Further results of a new beam theory.* **Levinson, M.** 77, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1981.
21. *A new rectangular beam theory.* **Levinson, M.** 74, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1981.
22. *A second order beam theory.* **Stephen, N.G. et Levinson, M.** 67, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1979.
23. *The strain energy release approach for modeling cracks in rotors: A state of the art review.* **Papadopoulos, C.A.** 22, s.l. : Mechanical Systems and Signal Processing, 2007.
24. *Vibration of cracked structures: a state of the art review.* **Dimarogonas, AD.** 5, s.l. : Engineering Fracture Mechanics, 1996, Vol. 55.
25. *On the dynamics of cracked rotors: a literature survey.* **Wauer, J.** 1, s.l. : Applied Mechanics Review, 1990, Vol. 43.
26. *A survey of the dynamics behaviour of a simple rotating shaft with a transverse crack.* **Gasch, R.** 2, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1993, Vol. 160.
27. *Stability of cracked rotors in a coupled vibration mode.* **Papadopoulos, C.A. et Dimarogonas, A.D.** 3, s.l. : Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design-Transactions of the ASME, 1988, Vol. 110.
28. *Vibration and stability of rotating shaft containing a transverse crack.* **Huang, S.C., Huang, Y.M. et Shieh, S.M.** 3, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1993, Vol. 162.
29. *Characterization and detection of crack-induced rotary instability.* **Yang, B., Suh, C.S. et Chan, A.K.** 1, s.l. : Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, 2002, Vol. 124.
30. *Stability analyses of a cracked shaft subjected to the end load.* **Chen, L. et Chen, H.** 4, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1995, Vol. 188.
31. *Stability analyses of a Timoshenko shaft with dissimilar lateral moments of inertia.* **Chen, L. et Peng, W.** 1, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 1997, Vol. 207.
32. *Bifurcation and chaos response of a cracked rotor with random disturbance.* **Leng, X., Meng, G. et Zhang, T.** 3, s.l. : Journal of Sound and Vibration, 2007, Vol. 299.
33. *Stability and stability degree of a cracked flexible rotor supported on journal bearings.* **Meng, G. et Gasch, R.** 2, s.l. : Journal of Vibration and Acoustics, 2000, Vol. 122.





34. **Yamamoto, Toshio and Ishida, Yukio.** *Linear and Nonlinear Rotordynamics, A Modern Treatment with Applications.* New York : John Wiley & Sons, 2001.

35. **Genta, Giancarlo.** *Dynamics of Rotating Systems.* New York : Springer, 2005.





## MÉTODO DE BALANCEO.

Primera corrida:

Se toman las primeras medidas de desbalance inicial en amplitudes y fases para cada punto de medición. Las vibraciones pueden ser medidas usando sensores de vibración sobre la base o sensores de vibración sin contacto sobre el eje.

Dos planos de balanceo requieren dos planos de medición. La dirección radial en la cual la vibración más grande ocurre será seleccionada como dirección de la medición. Esta puede ser en la dirección vertical u horizontal y dependerá de las amplitudes máximas detectadas por el transductor utilizado.

Colocación de peso prueba:

Una vez tomadas las medidas de referencia se procede a colocar un peso prueba arbitrario en el plano de balanceo y se realiza una corrida de prueba para observar la variación en amplitud y fase del desbalance que permita calcular vectorialmente el peso correctivo.

En caso de realizarse balanceo en dos o más planos se realizarán el número de corridas de acuerdo al número de planos a balancear, una con peso prueba en el plano 1 y la segunda con peso prueba en el plano 2 y así sucesivamente

Calculo de peso correctivo:

Teniendo la medida de referencia y las medidas con pesos pruebas es posible calcular el peso correctivo y su ubicación correcta para ejercer el efecto contrario al desbalance inicial mediante los programas siguientes:

*%Programa para balancear un rotor mediante un plano de balanceo.*

```

clc
clear all

%Datos
%MEDICION DE VIBRACION INICIAL 1

V0=amplitud;
ang1=angulo*(pi/180);

%MASA DE PRUEBA
mp1=gramos;
angmp1=angulo*(pi/180);

%MEDICION DE VIBRACION CON mp1
V1= amplitud;
angs1=angulo*(pi/180);

%CALCULO DE C
C=V1*exp(i*angs1)-V0*exp(i*ang1);
%CALCULO DE LA MASA DE CORRECCION
U=(V0*exp(i*ang1))*(mp1*exp(i*angmp1))/C;

```





```
%RESULTADOS
```

```
%MASA DE CORRECCIÓN PARA BALANCEO
```

```
MB=abs(U)
```

```
ANG=angle(U)*180/pi+180
```

```
%Este programa calcula las masas y ángulos para corrección para el
%desbalance de masamediante dos planos,utilizando el método de coeficientes
%de influencia.
```

```
clc
```

```
clear all
```

```
%Datos
```

```
%MEDICION DE VIBRACIÓN INICIAL
```

```
V0=zeros(2,1);
```

```
V0(1)=9.92*exp(-sqrt(-1)*18*pi/180);
```

```
V0(2)=8.97*exp(-sqrt(-1)*34*pi/180);
```

```
%MASA DE PRUEBA 1
```

```
Mp1=2*exp(-sqrt(-1)*180*pi/180);
```

```
V1=zeros(2,1);
```

```
% PRIMERA MEDICIÓN
```

```
V1(1)=10.8*exp(-sqrt(-1)*26*pi/180);
```

```
V1(2)=9.96*exp(-sqrt(-1)*43*pi/180);
```

```
%MASA DE PRUEBA 2
```

```
Mp2=2*exp(-sqrt(-1)*220*pi/180);
```

```
V2=zeros(2,1);
```

```
%SEGUNDA MEDICIÓN
```

```
V2(1)=11.5*exp(-sqrt(-1)*21*pi/180);
```

```
V2(2)=11.2*exp(-sqrt(-1)*37*pi/180);
```

```
%MATRIZ DE COEFICIENTES DE INFLUENCIA
```

```
C(1,1)=(V1(1)-V0(1))/Mp1;
```

```
C(2,1)=(V1(2)-V0(2))/Mp1;
```

```
C(1,2)=(V2(1)-V0(1))/Mp2;
```

```
C(2,2)=(V2(2)-V0(2))/Mp2;
```

```
%REULTADOS
```

```
%MASA DE CORRECCIÓN PARA BALANCEO
```

```
U=inv(C)*V0;
```

```
MB=abs(U)
```

```
ANG=180-angle(U)*180/pi
```





## Programación del control digital Machine Fault Simulator.

El display del control mostrara los parámetros y el estatus de operación, mientras que en el teclado se programara y controlara la interface con el motor.

La programación del controlador digital se logra mediante claves preestablecidas en el manual, las utilizadas en este trabajo de tesis se agregaron de manera que si no se tiene el manual sea posible realizar el experimento, es así que se dan los parámetros utilizados en cada uno de los test realizados.

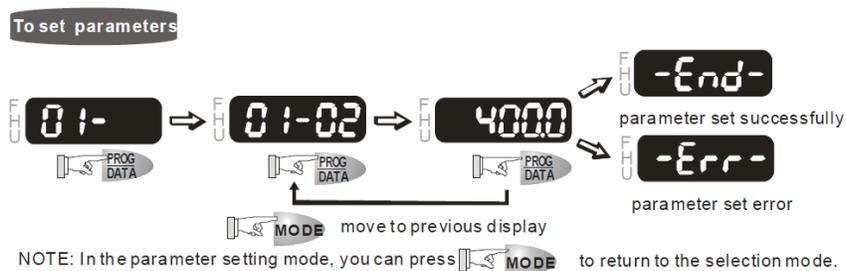


Fig. A. 1 Diagrama de pasos para programación del controlador de motor cortesía Deltas high-performance VFD-B Series®

Clave de programación.	función	Configuración de fabrica	
00-02	Reinicio de parámetros	00	
01-00	Frecuencia máxima de salida al motor	60	Recomendable máximo 150
01-05	Frecuencia mínima de salida al motor	0.5	Recomendable mínimo 5
01-09	Tiempo de aceleración	10	30
01-10	Tiempo de desaceleración	10	

Fig. A. 2 tabla de códigos de programación para el controlador de parámetros de motor en MFS





El programa a continuación tiene como objetivo obtener las graficas de las partes reales e imaginarias de las frecuencias naturales de un rotor Jeffcott fisurado con amortiguamiento. Las frecuencias dependen de 3 parámetros: la velocidad de rotación “omega”, la fisura “Delta” y el amortiguamiento “xi”. Con el fin de poder graficar la frecuencia en función de la velocidad para varios casos de amortiguamiento y fisura.

### Código MATLAB

```
clear all;
clc;

syms Delta omega xi; %Declaracion de Variables simbolicas
%Delta = Fisura
%omega = velocidad de rotacion
%xi = amortiguamiento

%Ecuaciones de frecuencias
p1 = i*xi+omega+(-xi^2+omega^2+(-4*xi^2*omega^2+Delta^2+4*omega^2)^(1/2)+1)^(1/2);
p2 = i*xi+omega-(-xi^2+omega^2+(-4*xi^2*omega^2+Delta^2+4*omega^2)^(1/2)+1)^(1/2);
p3 = i*xi+omega+(-xi^2+omega^2-(-4*xi^2*omega^2+Delta^2+4*omega^2)^(1/2)+1)^(1/2);
p4 = i*xi+omega-(-xi^2+omega^2-(-4*xi^2*omega^2+Delta^2+4*omega^2)^(1/2)+1)^(1/2);

clear V1 V2 V3 V4;

%Sustituimos Delta y xi por los valores que queremos :
%xi=0,
%delta=0,0.1,0.2,0.3,0.4,0.5
%omega varia de 0 a 2 con un paso de 1/40

for d=0:5,
    for om=0:80,
        V1(om+1,d+1)=subs(subs(subs(p1,Delta,d/10),omega,om/40),xi,0);
        V2(om+1,d+1)=subs(subs(subs(p2,Delta,d/10),omega,om/40),xi,0);
        V3(om+1,d+1)=subs(subs(subs(p3,Delta,d/10),omega,om/40),xi,0);
        V4(om+1,d+1)=subs(subs(subs(p4,Delta,d/10),omega,om/40),xi,0);
    end
end
%Cada columna de las matrices Vi contienen los puntos de la curva de
%frecuencia en funcion de omega, para una fisura diferente.

%Graficas

%Parte real y parte imaginaria de las frecuencias naturales variando Delta

figure(1)
clf(1,'reset')

vecOmeq=0:0.025:2;

plot(vecOmeq,real(V1(:,1)),'k-',vecOmeq,real(V2(:,1)),'k-',vecOmeq,real(V3(:,1)),'k-
',vecOmeq,real(V4(:,1)),'k-',...
     vecOmeq,real(V1(:,3)),'r-',vecOmeq,real(V2(:,3)),'r-',vecOmeq,real(V3(:,3)),'r-
',vecOmeq,real(V4(:,3)),'r-',...

```





```

vecOmeq, real(V1(:,6)), 'b-', vecOmeq, real(V2(:,6)), 'b-', vecOmeq, real(V3(:,6)), 'b-
', vecOmeq, real(V4(:,6)), 'b-');
legend('\Delta=0', '', '', '\Delta=0.2', '', '', '\Delta=0.5', '', '', 'Location', 'EastOut
side')
xlabel('Velocidad \omega adimensional', 'FontSize', 14)
ylabel('Re(p) adimensional', 'FontSize', 14)

figure(2)
clf(2, 'reset')

plot(vecOmeq, imag(V1(:,1)), 'k-', vecOmeq, imag(V2(:,1)), 'k-', vecOmeq, imag(V3(:,1)), 'k-
', vecOmeq, imag(V4(:,1)), 'k-', ...
vecOmeq, imag(V1(:,3)), 'r-', vecOmeq, imag(V2(:,3)), 'r-', vecOmeq, imag(V3(:,3)), 'r-
', vecOmeq, imag(V4(:,3)), 'r-', ...
vecOmeq, imag(V1(:,6)), 'b-', vecOmeq, imag(V2(:,6)), 'b-', vecOmeq, imag(V3(:,6)), 'b-
', vecOmeq, imag(V4(:,6)), 'b-');
legend('\Delta=0', '', '', '\Delta=0.2', '', '', '\Delta=0.5', '', '', 'Location', 'EastOut
side')
xlabel('Velocidad \omega adimensional', 'FontSize', 14)
ylabel('Indice de estabilidad adimensional', 'FontSize', 14)
legend('\Delta=0', '', '', '\Delta=0.2', '', '', '\Delta=0.5', '', '', 'Location', 'EastOut
side')
axis([0 2 -0.3 0.3]);

```





En este apéndice se presentaran las piezas elaboradas para el machine fault simulator para la correcta calibración y utilización de los transductores. Así como adaptaciones para los diferentes experimentos y configuraciones que se hicieron a lo largo de esta investigación.

### Bases para soportes de proxímetros

La elaboración de dichas bases permiten la colocación de los sensores de proximidad en varios puntos a través del eje lo que nos permitirá medir el comportamiento no solo en los puntos de medición que tiene la bancada sino también en el punto de interés de estudio o en los puntos en donde las amplitudes no sean muy grandes para su medición y no dañar el equipo.

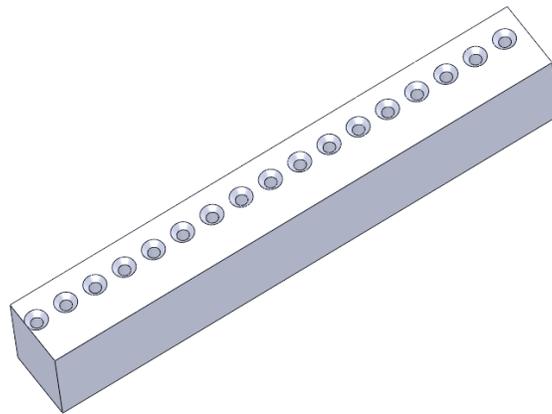


fig. D. 1 Soportes para bases sensores de proximidad

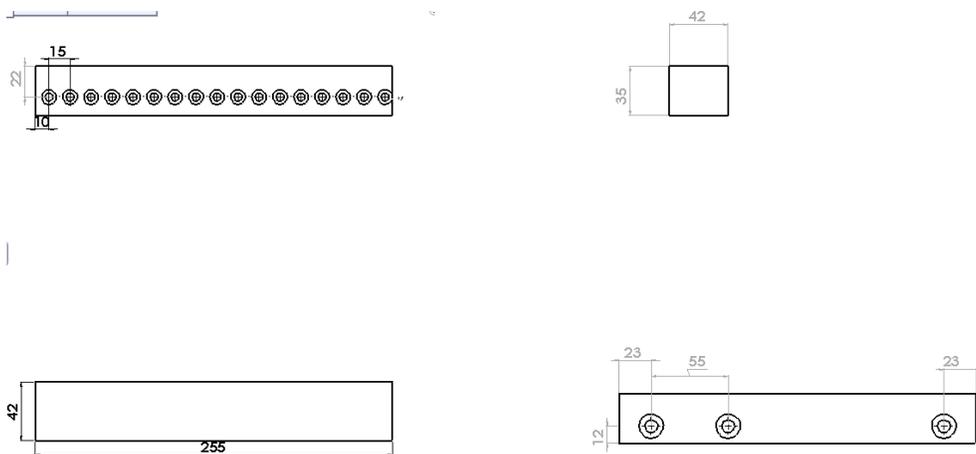


fig. D. 2 especificaciones de bases sensores de proximidad



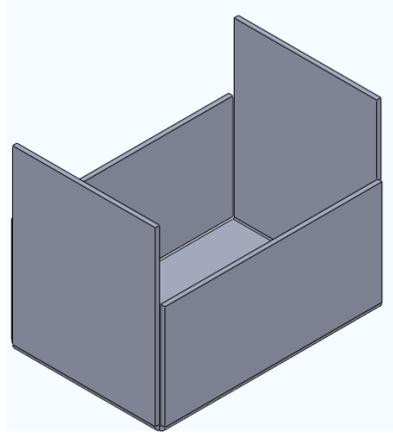


fig. D. 3 contenedor de aceite y base para media luna

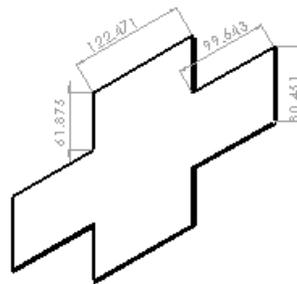
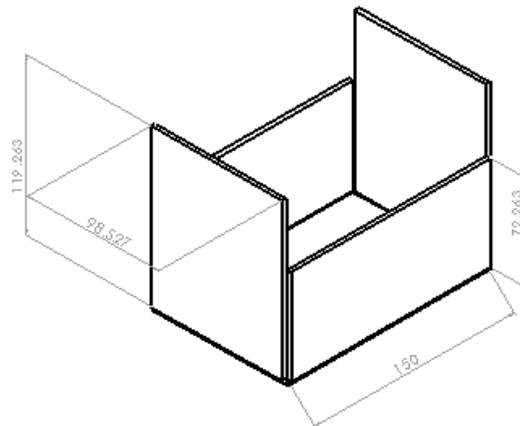
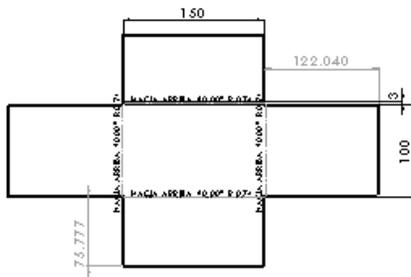


fig. D. 4 especificaciones contenedor de aceite y soporte media luna



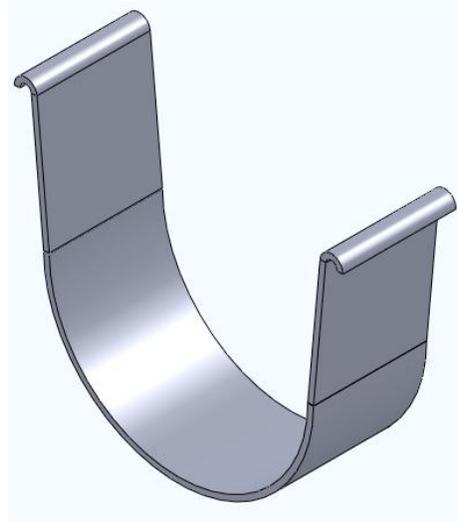


fig. D. 5 media luna para experimentación amortiguamiento con aceite

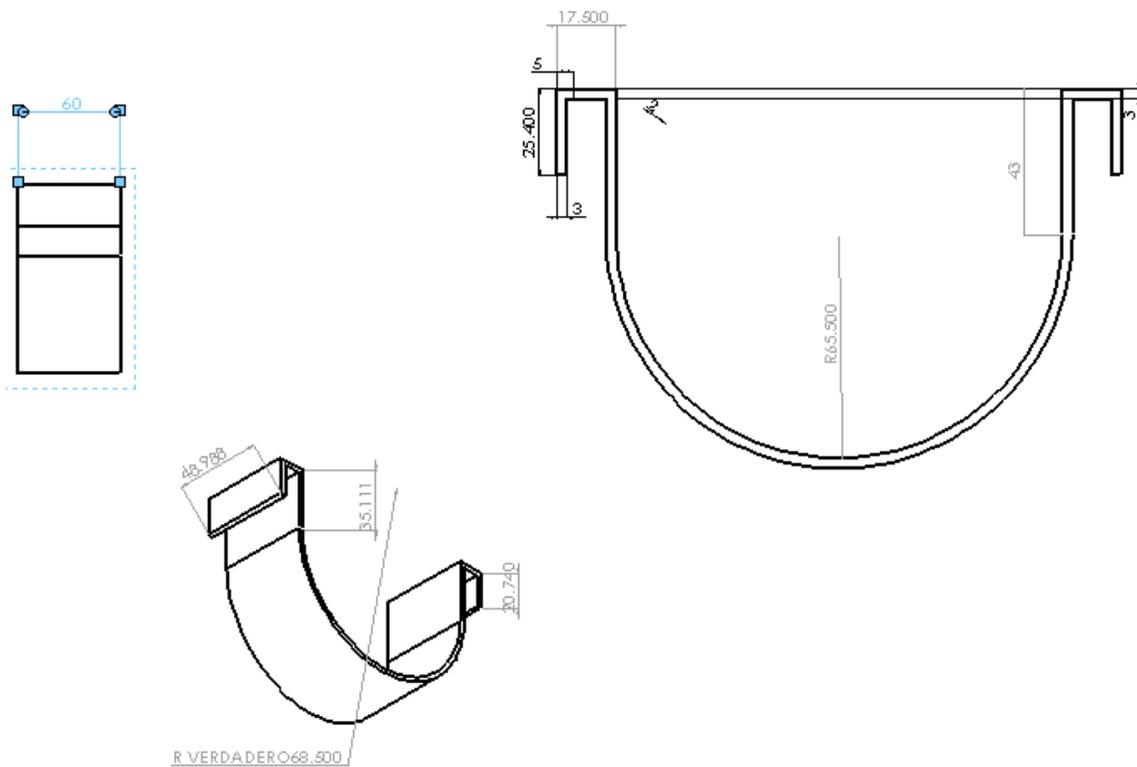


fig. D. 6 especificaciones de media luna para experimentación amortiguamiento con aceite



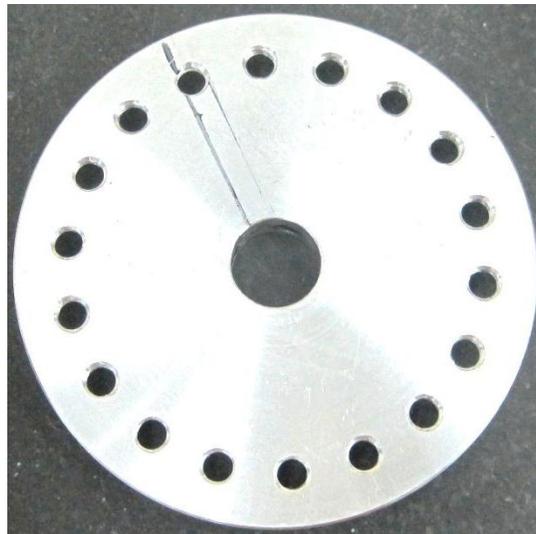


fig. D. 7 discos de balanceo



fig. D. 8 pieza para adaptación para tacómetro y keyphasor





El programa siguiente fue utilizado para calcular las frecuencias naturales del sistema jeffcot.

```
L=0.69; %% metros
a=0.69*0.5;
b=0.69*0.5;
Meje=0.895;
M=(1.495*2)+(0.5*Meje); % Masa del disco masa eje=0.895*0.5
E=210e9; %Modulo de Young del acero del eje, en Pascales
r=6.35e-3; %Radio del eje, en metros
I=(pi*r^4)/4; %area moment of inertia
WC=(1/(a*b))*sqrt((3*E*I*L)/M) %% rad/s
Wc=Wc*(60/(2*pi))
```

```
%% formula
```

```
r=6.35e-3; %Radio del eje, en metros
L=0.69 %% longitud de la viga
Md=1.495*2; %% masa del disco
Meje=0.895; %% masa del eje
Meq=Md+(0.5*Meje) %% masa equivalente
I=(pi*r^4)/4; %area moment of inertia
E=210e9;

k=(48*E*I)/(L^3)

w=sqrt(k/Meq)
W=w*(60/(2*pi))
```

