

**DETECCIÓN DE FALLAS EN UN MOTOR DE INDUCCIÓN USANDO ANÁLISIS
DE VIBRACIONES MECÁNICAS BAJO DISTINTOS ESCENARIOS DE CARGA**

**HELMER OMAR CARVAJAL SUÁREZ
IVÁN FERNANDO ESTUPIÑÁN LÓPEZ**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2010**

**DETECCIÓN DE FALLAS EN UN MOTOR DE INDUCCIÓN USANDO ANÁLISIS
DE VIBRACIONES MECÁNICAS BAJO DISTINTOS ESCENARIOS DE CARGA**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**HELMER OMAR CARVAJAL SUÁREZ
IVÁN FERNANDO ESTUPIÑÁN LÓPEZ**

Director

JABID EDUARDO QUIROGA MÉNDEZ

MSc. Ingeniería Mecánica

Codirector

SILVIA OVIEDO

MSc(c). Ingeniería Mecánica

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresamos nuestros agradecimientos a:

Al MSc. Jabid Quiroga por brindarnos su confianza, colaboración y asesoría para poder alcanzar esta meta.

Un especial agradecimiento a la Msc(c). Sílvia Oviedo. Por el apoyo incondicional, la paciencia y la entrega que siempre demostró en el desarrollo del proyecto.

Al Ing. Alfonso García por facilitarnos su experiencia, conocimiento y colaboración incondicional.

A todos los profesores de la escuela de ingeniería mecánica que estuvieron dispuestos a compartir su conocimiento y a formarnos como profesionales y especialmente como personas.

DEDICATORIAS

A Dios por estar a mi lado guiándome en todo momento dándome la fuerza necesarias para continuar luchando día tras día y seguir adelante superando todas las barreras que se me presenten.

A mis padres Isidro Antonio y Luz Fanny por su amor, cariño, comprensión y apoyo incondicional, ya que gracias a ellos este objetivo se ha cumplido, y he conseguido formarme como profesional pero sobre todo como persona.

A mi hermanita por inyectarme esa energía que difunde con su sonrisa y por ese amor que siempre me ha motivado, a Pipe por darme tantas alegrías, ilusiones y por ser el mejor hermano que podría tener.

A mi familia en general por confiar siempre en mis capacidades, por animarme y por su inmenso cariño.

También les agradezco a mis amigos más cercanos, a esos amigos con los que siempre he contado en las buenas y en las malas

.....y a ti Mafe por estar a mi lado incondicionalmente, por brindarme la oportunidad de amar como nunca lo había conseguido.

Iván Fernando Estupiñán López

DEDICATORIAS

A Dios, por ser mi guía y la fuerza espiritual, que me llena de gozo y sabiduría en los momentos difíciles y me ha acompañado en la formación de mi ser.

A mis padres Jaime y María Helena, que me han brindado su amor, comprensión y apoyo incondicional, por su incansable sacrificio de hacer de mí un hombre bien, por sus palabras de apoyo en los momentos difíciles y alegres de mi vida.

A mi hermosa hija Laura Juliana, porque desde que Dios me la envió a acompañarme, ha sido mi razón de vivir, la luz que me ilumina y la fuerza que me impulsa, a luchar y vencer en los momentos difíciles de mi vida.

A mis hermanos Jaime Humberto, Leyder Fabián por motivarme a seguir adelante cuando me sentí derrotado y a mi hermanita Yesmín por brindarme sus sonrisas tiernas y llenas de amor, que me fortalecen inyectándome felicidad.

A ti Cindý, por ser una mujer amorosa, y comprensiva que me ha brindado apoyo, por permitirme compartir contigo mis alegrías y tristezas.

Y a mi familia que de una u otra forma ha contribuido en esta meta

Helmer Omar Carvajal Suárez

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	23
1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	25
1.1 MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA.	25
1.2 MÁQUINA ASÍNCRONA DE ROTOR DE JAULA DE ARDILLA	26
1.3 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER.	27
2. BANCO USADO PARA LAS PRUEBAS	29
2.1. CUATRO MOTORES SIEMENS ELÉCTRICOS, TRIFÁSICOS, 4 POLOS, 2HP TIPO 1LA7 090	30
2.2. ANALIZADOR DE VIBRACIONES CSI	30
2.3. MÁQUINA DE DC, USADA COMO GENERADOR.	31
2.4 DOS RIELES AISLADORES DE SOPORTE	31
2.5. ACOPLER FLEXIBLES DE TORSIÓN CON SUS RESPECTIVAS CUÑAS	32
2.6. TRES AMPERÍMETROS DE CORRIENTE ALTERNA	32
2.7. REÓSTATO	33
2.8. AUTOTRANSFORMADOR	33
2.9 BANCO DE BOMBILLAS PARA GENERAR LA CARGA DE 71.36% Y 85. 6% EN EL GENERADOR.	34
2.10. MULTÍMETRO	35
2.11. FOTO TACÓMETRO	35
2.12 ESQUEMA DEL BANCO EXPERIMENTAL	36
3. ELABORACIÓN DE LA BASE DE DATOS DEL CSI.	37
4. PUNTOS DE REFERENCIA PARA LA TOMA DE DATOS	40
5. GENERACIÓN DE LA CARGA	41

6. FALLAS A DETECTAR EN LOS MOTORES USANDO ANÁLISIS DE VIBRACIONES	42
7. ESPECTROS DE REFERENCIA DE MOTORES EN CONDICIÓN NORMAL	43
8. FALLA DE DESBALANCEO	48
8.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS	48
8.1.1 Calcular la fuerza de desbalanceo	48
8.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN	49
8.2.1 Inducción De La Falla	49
8.2.2 Análisis De Deformación Del Rotor En Ansys	49
8.2.3 Referencia de las Frecuencias de Falla	52
8.2.4 Espectros Adquiridos Con El Analizador De Vibraciones CSI	53
8.2.4.1 Carga Fija 85.6% - Severidad Variable (4g, 8g, 12g)	53
8.2.4.2 Severidad Fija (8g) - Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%)	55
8.2.5 Análisis de Resultados	58
8.2.5.1 Carga Fija 85.6%- Severidad Variable (4g, 8g, 12g)	58
8.2.5.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%)- Severidad Fija (8g)	59
9. FALLA DE BARRAS ROTAS	60
9.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS	60
9.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN	61
9.2.1 Inducción de la Falla	61
9.2.2 Referencia de las Frecuencias de Falla	63
9.2.3 Espectros Adquiridos Con El Analizador De Vibraciones Csi	64
9.2.3.1 Carga Fija 71.36% – Severidad Variable (1br, 2br, 3br)	65
9.2.3.2 Carga Variable (0%, 71,36%, 85.6%) - Severidad Fija (1br)	68
9.2.4 Análisis de Resultados	71
9.2.4.1 Carga Fija 71.36% – Severidad Variable (1br, 2br, 3br)	72
9.2.4.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%) - Severidad Fija (1br)	72

10. FALLA DE LA PISTA EXTERNA EN EL RODAMIENTO	74
10.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS	74
10.1.1 Partes del rodamiento de bolas.	74
10.1.2 Fallas Comunes En Rodamientos	76
10.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN	77
10.2.1 Inducción la Falla	77
10.2.2 Referencia de las Frecuencias de Falla	79
10.2.3 Cálculo De Las Frecuencias De Falla (Bpfo)	88
10.2.4 Espectros Adquiridos con el Analizador de Vibraciones CSI	88
10.2.4.1 Carga Fija 85.6% – Severidad Variable	88
10.2.4.2 Severidad Fija (3) – Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%)	90
10.2 .5 Análisis de Resultados	93
10.2.5.1 Carga Fija 85.6% – Severidad Variable (1, 2, 3)	93
10.2.5.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%) -Severidad Fija (3)	93
11. FALLA DE CORTO CIRCUITO EN EL DEVANADO DEL ESTATOR	94
11.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS	94
11.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN	95
11.2.1 Inducción de la Falla	95
11.2.2 Referencia de las Frecuencias de Falla	96
11.3 ESPECTROS ADQUIRIDOS CON EL CSI	96
11.3.1 Carga Fija - Severidad Variable	97
11.3.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%) - Severidad Fija (10%)	99
12 CONCLUSIONES	104
13 OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	105
BIBLIOGRAFÍA	106

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Cálculo de las frecuencias de deslizamiento para cada una de las condiciones de carga	64
Tabla 2. Frecuencias de falla en rodamientos.	80
Tabla 3. Aproximación frecuencias de falla rodamientos.	82
Tabla 4. Cálculo de las frecuencias de falla (BPFO)	88
Tabla 5. Conexiones para lograr los diferentes grados de severidad.	96
Tabla 6. Severidad variable - Carga fija	102
Tabla 7. Carga variable – Severidad fija	102
Tabla 8 Carga variable - Severidad fija	103
Tabla 9. Carga variable – Severidad Fija	103

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Esquema de un motor eléctrico	25
Figura 2. Esquema de máquina asíncrona de rotor jaula de ardilla	26
Figura 3. Diagrama general del banco de pruebas	29
Figura 4. Motor Siemens	30
Figura 5. Analizador de vibraciones CSI.	30
Figura 6. Máquina de DC, usada como generador.	31
Figura 7. Riel aislador de soporte	31
Figura 8. Acople flexibles de torsión con sus respectivas cuñas	32
Figura 9. Amperímetro de corriente alterna	32
Figura 10. Reóstato	33
Figura 11. Autotransformador	33
Figura 12. Banco de bombillas para generar la carga de 71.36% y 85.6% en el generador	34
Figura 13. Multímetro	35
Figura 14. Foto Tacómetro	35
Figura 15. Esquema del banco experimental	36
Figura 16. Software de Análisis Master Trend	38
Figura 17. Estructura de la Base de Datos	38
Figura 18. Formato de configuración de los puntos de toma de datos	39
Figura 19. Set de parámetros para la adquisición de la señal.	39
Figura 20. Puntos de referencia	40
Figura 21. Carga 0% Punto 1 vertical	43
Figura 22. Carga 0% Punto 2 horizontal	44
Figura 23. Carga 0% Punto 1 axial	44
Figura 24. Carga 71.36% Punto 1 vertical	45
Figura 25. Carga 71.36% Punto 1 horizontal	45

Figura 26. Carga 71.36% Punto 1 axial	46
Figura 27. Carga 85.6% Punto 1 vertical	46
Figura 28. Carga 85.6% Punto 1 horizontal	47
Figura 29. Carga 85.6% Punto 1 axial	47
Figura 30. Inducción de la falla con aumento de peso.	49
Figura 31. Modelo del Rotor en ANSYS	51
Figura 32. Deformación Total.	51
Figura 33. Espectro de desbalanceo.	52
Figura 34. Severidad uno (4g) - Carga 85.6% P2 Vertical.	53
Figura 35. Severidad dos (8g) - Carga 85.6% P2 Vertical.	54
Figura 36. Severidad tres (12g) - Carga 85.6% P2 Vertical.	54
Figura 37. Múltiples espectros, diferente severidad (4g, 8g, 12g) a carga 85.6% P2 Vertical.	55
Figura 38. Severidad dos (8g) - Carga 0% P1 Vertical.	55
Figura 39. Severidad dos (8g)- Carga 71.36% P1 Vertical.	56
Figura 40. Severidad dos (8g)- Carga 85.6% P1 Vertical.	56
Figura 41. Múltiples espectros, severidad dos (8g) a carga (0%, 71.36%,85.6%) P1 Vertical.	57
Figura 42. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de desbalanceo.	57
Figura 43. Sección Transversal de las barras del rotor.	60
Figura 44. Rompimiento de las barras del rotor.	61
Figura 45. Una barra rota.	62
Figura 46. Dos barras rotas.	62
Figura 47. Tres barras rotas.	62
Figura 48. 1X alto con bandas laterales.	63
Figura 49. Todos los armónicos con Fp y bandas laterales.	63
Figura 50. Una barra rota - Carga 71.36% P2V.	65
Figura 51. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 71.36% P2V.	65
Figura 52. Dos barras rotas - Carga 71.36% P2V.	66

Figura 53. Detalle de la zona de falla dos barras rotas carga 71.36% P2V.	66
Figura 54. Tres barras rotas - Carga 71.36% P2V.	67
Figura 55. Detalle de la zona de falla tres barras rotas carga 71.36% P2V.	67
Figura 56. Una barra rota - Carga 0% P1V.	68
Figura 57. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 0% P1V.	68
Figura 58. Una barra rota 71.36% P1V.	69
Figura 59. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 71.36% P1V.	69
Figura 60. Una barra rota - Carga 85.6% P1V.	70
Figura 61. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 85.6% P1V.	70
Figura 62. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de barras rotas.	71
Figura 63. Partes de un rodamiento de bolas	74
Figura 64. Inducción de la falla del rodamiento	77
Figura 65. Inducción un grado de severidad	78
Figura 66. Inducción dos grados de severidad	78
Figura 67. Inducción tres grados de severidad.	79
Figura 68. Nomenclatura frecuencias de falla.	81
Figura 69. Rango de frecuencias empleadas para las técnicas de monitoreo.	83
Figura 70. Espectro característico etapa 1.	84
Figura 71. Espectro característico etapa	85
Figura 72. Espectro característico etapa 3	86
Figura 73. Espectro característico etapa 4.	87
Figura 74. Severidad uno – Carga 85.6% P2A	88
Figura 75. Severidad Dos – Carga 85.6% P2A	89
Figura 76. Severidad tres – Carga 85.6% P2A	89
Figura 77. Múltiples espectros, diferente severidad a carga 85.6% P2 Axial.	90
Figura 78. Severidad Tres - Carga 0% P2 Axial.	90
Figura 79. Severidad Tres - Carga 71.36% P2 Axial.	91
Figura 80. Severidad Tres - Carga 85.6% P2 Axial.	91

Figura 81. Múltiples espectros, severidad dos (8g) a carga (0%, 71.36%,85.6%) P1 Vertical.	92
Figura 82. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de rodamientos.	92
Figura 83. Devanado del estator.	94
Figura 84. Diagrama para la inducción del corto.	95
Figura 85. Severidad uno (2%) - Carga 71.36% P2 axial.	97
Figura 86. Severidad dos (5%) - Carga 71.36% P2 axial.	97
Figura 87. Severidad tres 10% - Carga 71.36% P2 axial	98
Figura 88. Múltiples espectros, diferente severidad (2%, 5%, 10%) a carga 71.36% P2 Axial.	98
Figura 89. Severidad 10% - Carga 0% P1 Axial.	99
Figura 90. Severidad 10% carga 71.36% P1 axial.	99
Figura 91. Tres severidad, carga 85.6% P1 axial.	100
Figura 92. Múltiples espectros, tres severidades carga variable P1 axial.	100
Figura 93. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de cortocircuito.	101

GLOSARIO

A

Acelerómetro: Sensor y transductor cuya entrada es la amplitud de aceleración y tiene una salida de voltaje de baja impedancia.

Alineación: Posición en la cual las líneas centro de dos ejes deben ser lo mas colineales posible, durante el tiempo de operación normal de la máquina.

Amplitud: Es el máximo valor que presenta una onda sinusoidal.

Análisis Espectral: Es la interpretación que se le hace a un espectro para determinar el significado físico de lo que pasa en una máquina.

Armónico: Son frecuencias de vibración que son múltiples integrales de una frecuencia fundamental específica.

Axial: Posición del sensor que va en el sentido de la línea del eje.

B

Banda Lateral: Son líneas espectrales que aparecen espaciadas a igual frecuencia, alrededor de una línea central. Esta es la mezcla de dos señales, en la cual la línea central pertenece a una y las líneas laterales pertenecen a la otra.

D

DTF: Transformada discreta de fourier.

Desplazamiento: Cambio de posición de un objeto o partícula de acuerdo a una sistema de referencia.

Diagnóstico: Proceso por medio del cual se juzga el estado de una máquina.

Dominio de la Frecuencia: Es la representación gráfica de la vibración en la cual se enfrentan Amplitud vs. Frecuencia.

E

Entrehierro: Espacio de aire comprendido entre el Estator y el Rotor de un motor eléctrico.

Espectro: Sinónimo de dominio de la frecuencia.

F

Frecuencia: Es el recíproco del período y significa número de oscilaciones completas por unidad de tiempo.

Frecuencia de falla de Pista Externa (BPFO): Es la frecuencia de un rodamiento que se excita cuando se presenta un daño en la pista externa.

H

Horizontal: Generalmente es la posición que se le da al sensor, que va perpendicular al sentido de la gravedad.

Hz: Unidad mas común de la frecuencia. Equivale a ciclos por segundo.

P

Pico: Cada una de las líneas que componen el espectro.

R

Rotor Rígido: Rotor que no se deforma significativamente cuando opera a su velocidad nominal.

RPM: Otra de las unidades de frecuencia. Equivale al número de ciclos por minuto que presenta la máquina.

Radial: Posición del sensor que va perpendicular a la línea del eje.

S

Sensor: Es un dispositivo de medición que transforma una variable física en una **señal eléctrica**. En nuestro caso pasa de una señal física de vibración y la convierte en una señal eléctrica.

Señal: Es toda información de magnitud física variable que se convierte a magnitud eléctrica mediante un transductor.

Transformada Rápida de Fourier (FFT): Es una técnica para calcular por medio de un computador la frecuencia de las series que conforman la onda en el dominio del tiempo.

V

Vector: Es una cantidad dotada de magnitud y dirección.

Velocidad: Razón de cambio del desplazamiento respecto al tiempo.

Velocidad Nominal: Velocidad de entrada de una máquina.

Vertical: Posición que se le da al sensor, que va en el sentido de la aceleración de la gravedad.

Vibración: Es un movimiento oscilatorio.

RESUMEN

TITULO: DETECCIÓN DE FALLAS EN UN MOTOR DE INDUCCIÓN USANDO ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS BAJO DISTINTOS ESCENARIOS DE CARGA*

AUTORES: HELMER OMAR CARVAJAL SUAREZ
IVAN FERNANDO ESTUPIÑÁN LÓPEZ**

PALABRAS CLAVE: Vibraciones mecánicas, motores de inducción jaula de ardilla, detección de fallas, desbalanceo mecánico, barras rotas, rodamientos, corto circuito en el estator.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto se desarrolló con el objeto de contribuir al proceso investigativo y al desarrollo de la industria nacional en el campo del mantenimiento predictivo y más específicamente en el análisis de vibraciones, participando activamente en los procesos de cambio para el progreso, soportados en la misión de la Universidad Industrial de Santander.

Este trabajo de grado pretende determinar la condición actual de un motor eléctrico de inducción tipo jaula de ardilla, específicamente en: Fallas en rodamientos, desbalanceo, barras rotas y cortocircuito en el devanado del estator, usando señales de vibración cuando el motor opera en condiciones de carga. Para demostrar la capacidad de detección y determinación del grado de severidad se contó con un banco de pruebas dedicado para este tipo de estudios. Este banco ha sido adquirido con recursos de la VIE y hacen parte de la propuesta “Detección de fallas en un motor de inducción usando MCSA”.

El indicador de falla corresponde a ciertos armónicos de la frecuencia de rotación que aparecen en la señal de vibración como respuesta a la condición anormal del equipo rotativo. Según la literatura disponible, la magnitud de los armónicos está relacionada directamente con la severidad de la falla y las frecuencias asociadas a cada una de las fallas estudiadas han sido plenamente identificadas.

Se encontró gran concordancia entre lo expresado en la teoría y lo obtenido en la práctica, y se encontró que el análisis de vibraciones es una herramienta fundamental en el monitoreo de la condición de los motores de inducción tipo jaula de ardilla, presentando solo algunos inconvenientes en la detección de cortocircuito, puesto que no permite identificar patrones fiables para garantizar la detección de la falla.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingenierías Físico –Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Msc. Jaid Quiroga
Codirectora: Ms(c). Silvia Oviedo.

ABSTRACT

TITLE: FAULT DETECTION IN AN INDUCTION MOTOR USING MECHANICAL VIBRATION ANALYSIS UNDER DIFFERENT LOAD SCENARIOS^{*}

AUTHORS: HELMER OMAR CARVAJAL SUAREZ
IVAN FERNANDO ESTUPIÑÁN LÓPEZ^{**}

KEY WORDS: Mechanical vibration, induction motors squirrel cage, mechanical unbalance, broken bars, shorted winding.

DESCRIPTION:

This project was developed with the aim of contributing to the investigation and development to the national industry in the field of predictive maintenance and more specifically in the vibration analysis, participating actively in the processes of change for progress, supported in the Industrial University of Santander mission.

This work also aims to determine the current condition of a squirrel cage induction motor, specifically: bearing failure, mechanical unbalance, broken bars and short circuit in the stator winding, using vibration signal when the engine operates under load conditions.

To demonstrate the ability to detect and determine the severity level a dedicated test bed for such studies was built. This bank has been acquired with funds from the VIE and it's part of the proposal "Fault detection in an induction motor using MCSA."

Fault indicator corresponds to certain harmonics of the rotation frequency displayed on the vibration signal as response to the irregular condition of rotating equipment. According to the available literature, the magnitude of the harmonics is directly related to the severity of the fault and the frequencies associated with each of the faults studied have been fully identified.

Strong agreement between the theory and practice was obtained, and it can be concluded that the vibration analysis is an essential tool in monitoring the condition of squirrel cage induction motor, presenting only a few drawbacks in short-circuit detection, since consistent identifying patterns to ensure reliable fault detection were not encountered.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director: Msc. Jabid Quiroga
Codirectora: Ms(c). Silvia Oviedo.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, producto del desarrollo industrial, la globalización y el alto nivel de competitividad que presentan las empresas, se hace necesario un alto nivel de efectividad, eficiencia y eficacia en sus procesos. Una de las acciones para lograr éste propósito es el de reducir las paradas en los equipos causadas por las diferentes fallas que puedan presentar las maquinas.

En el área industrial contar con un plan de mantenimiento para evitar las fallas incipientes y prolongar la vida útil de los equipos, es un factor de gran importancia. En la actualidad, diferentes tipos de mantenimiento son utilizados tales como: mantenimiento correctivo, mantenimiento preventivo y mantenimiento predictivo.

Hoy en día la mayoría de las industrias modernas utilizan motores eléctricos de inducción tipo jaula de ardilla, básicamente porque presentan un buen rendimiento, bajo mantenimiento y sencillez, en su construcción. Además, las empresas que cuentan con programas de mantenimiento predictivo, utilizan el monitoreo y análisis de las vibraciones con el fin de establecer cuál es el estado de salud mecánica y eléctrica de las máquinas y en particular de sus elementos más críticos como son las fallas en rodamientos, desbalanceo, barras rotas y cortocircuito en el devanado del estator, y de esta manera prevenir fallas catastróficas.

Cuando se hace la detección por el método de vibraciones se enfoca en el indicador de falla correspondiente a ciertos armónicos de la frecuencia de rotación que aparecen en la señal de vibración como respuesta a la condición anormal del

equipo rotativo. Según la literatura disponible [¹][²], la magnitud de los armónicos está relacionada directamente con la severidad de la falla y las frecuencias asociadas a tres de las cuatro fallas estudiadas, han sido plenamente identificadas.

Para demostrar la capacidad de detección y determinación del grado de severidad se cuenta con un banco de pruebas dedicado para este tipo de estudios. Este banco ha sido adquirido con recursos proporcionados por la DIF y hacen parte de la propuesta del grupo DICBOT “Detección de fallas en un motor de inducción usando MCSA”.

¹ GARCÍA, Alfonso. Vibraciones mecánicas. Ediciones UIS. 1995

² PARESH, G. Beng, Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

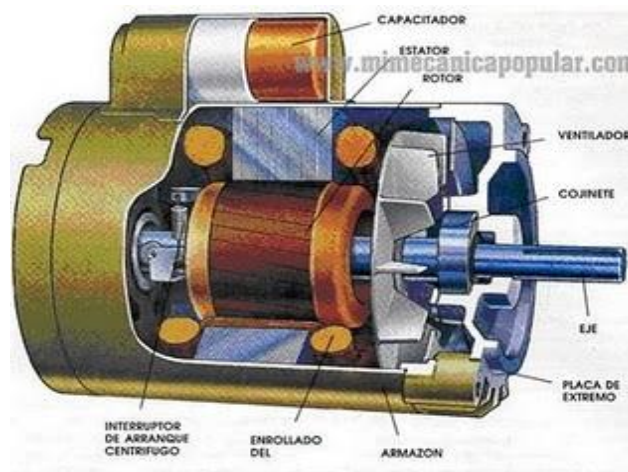
1.1 MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA.

En la actualidad, el motor de corriente alterna es el que más se utiliza para la mayor parte de las aplicaciones, debido fundamentalmente a que consiguen un buen rendimiento, bajo mantenimiento y sencillez, en su construcción, sobre todo en los motores asíncronos.

Partes básicas de un motor de corriente alterna

- Carcasa: caja que envuelve las partes eléctricas del motor, es la parte externa.
- Estator: consta de un apilado de chapas magnéticas y sobre ellas está enrollado el bobinado estatórico, que es una parte fija y unida a la carcasa.
- Rotor: consta de un apilado de chapas magnéticas y sobre ellas está enrollado el bobinado rotórico, que constituye la parte móvil del motor y resulta ser la salida o eje del motor.

Figura 1. Esquema de un motor eléctrico



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos63/transformadores/transformadores3.shtml>

Los motores de corriente alterna se clasifican por su velocidad de giro, por el tipo de rotor y por el número de fases de alimentación.

a) Por su velocidad de giro:

1. Asíncronos
2. Síncronos

b) Por el tipo de rotor:

1. Motores de anillos rozantes.
2. Motores con colector
3. Motores de jaula de ardilla

c) Por su número de fases de alimentación:

1. Monofásicos
2. Bifásicos
3. Trifásicos ³

1.2 MÁQUINA ASÍNCRONA DE ROTOR DE JAULA DE ARDILLA

Figura 2. Esquema de máquina asíncrona de rotor jaula de ardilla



Fuente: Los autores

³ <http://www.scribd.com/doc/15980578/Motor-de-Corriente-Altern>

En los motores de jaula de ardilla el devanado del rotor está constituido por barras de cobre o de aluminio colocadas en las ranuras de la corona rotórica y unidas en sus extremos a dos anillos del mismo material. El conjunto de barras y anillos tiene aspecto de jaula de ardilla: de ahí el nombre que recibe este rotor.

El par de arranque de este tipo de motores es relativamente pequeño, y la intensidad absorbida en el arranque es elevada.⁴

1.3 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER.

Para adaptar la DTF para uso con computadoras digitales, la llamada Transformada Rápida de Fourier fue desarrollada. La FFT es un algoritmo para calcular la DTF de manera rápida y eficaz.

Son Cooley y Tuckey que fueron acreditados con el descubrimiento de la FFT en 1967, pero ya existía desde antes, aunque sin las computadoras que se necesitaban para explotarla. El algoritmo pone algunas limitaciones en la señal y en el espectro resultante. Por ejemplo: la señal de la que se tomaron muestras y que se va a transformar debe consistir de un número de muestras igual a un poder de dos. La mayoría de los analizadores FFT permiten la transformación de 512, 1024, 2048 o 4096 muestras. El rango de frecuencias cubierto por el análisis FFT depende de la cantidad de muestras recogidas y de la proporción de muestreo.⁵ Sean x_0, \dots, x_{n-1} números complejos. La transformada discreta de Fourier (DFT, por sus siglas en inglés) se define como

⁴ Maquinas eléctricas. Motores. Tecnología industrial I.E.S “Cristóbal Monroy” DPTO de tecnología

⁵ Glen White, Introducción al análisis de vibraciones, Azima DLI 1990-2010, Pág. 60

$$f_j = \sum_{k=0}^{n-1} x_k e^{-\frac{2\pi i}{n} jk} \quad j = 0, \dots, n - 1.$$

La evaluación directa de esa fórmula requiere $O(n^2)$ operaciones aritméticas. Mediante un algoritmo FFT se puede obtener el mismo resultado con sólo $O(n \log n)$ operaciones. En general, dichos algoritmos dependen de la factorización de n pero, al contrario de lo que frecuentemente se cree, existen FFTs para cualquier n , incluso con n primo.⁶

El procedimiento de descomposición de la DFT se denomina Algoritmo de Transformada Rápida de Fourier (FFT).

El ahorro o reducción en el número de operaciones es significativo para valores de N como los que es doble esperar en imágenes prácticas, por ejemplo, para una imagen de 1024 x 1024 pixeles, $N = 1024$, se tendría:

Con TDF

$N^2 = 1.048.576$ operaciones complejas,

Con FFT

$N^2 \log_2 N = 10.240$ operaciones complejas

Con una reducción de 102.4:1, el tiempo de cómputo, empleando máquinas equivalentes, se reduce a menos del 1%.

Si se hace

$$W_N = e^{-\frac{j2\pi}{N}}$$

$$N = 2^n = 2M$$

Se encuentra la ecuación de la transformada rápida de Fourier

$$F(\mu) = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{M-1} f(2x) W_M^{\mu x} + \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{M-1} f(2x+1) W_M^{\mu x} W_{2M}^{\mu} \right\}$$

⁶ http://es.wikipedia.org/wiki/Transformada_r%C3%A1pida_de_Fourier

⁷ http://iie.fing.edu.uy/ense/assign/dsp/proyectos/2006/analizador_espectro/FFT.pdf

2. BANCO USADO PARA LAS PRUEBAS

Figura 3. Diagrama general del banco de pruebas



Fuente. Los autores

El banco se encuentra en el laboratorio de máquinas eléctricas de la Universidad Industrial de Santander, ya que se cuenta con una red eléctrica con buena calidad de potencia eléctrica, propia para este tipo de pruebas y se compone de:

2.1. CUATRO MOTORES SIEMENS ELÉCTRICOS, TRIFÁSICOS, 4 POLOS, 2HP TIPO 1LA7 090

Figura 4. Motor Siemens



Fuente. Los autores

2.2. ANALIZADOR DE VIBRACIONES CSI

Figura 5. Analizador de vibraciones CSI.



Fuente. Los autores

2.3. MÁQUINA DE DC, USADA COMO GENERADOR.

Figura 6. Máquina de DC, usada como generador.



Fuente. Los autores

Generador De Lorenzo

DL 1023, 220V, 1.8Kw, 11^a, 60 Hz, 1800 min⁻¹

2.4 DOS RIELES AISLADORES DE SOPORTE

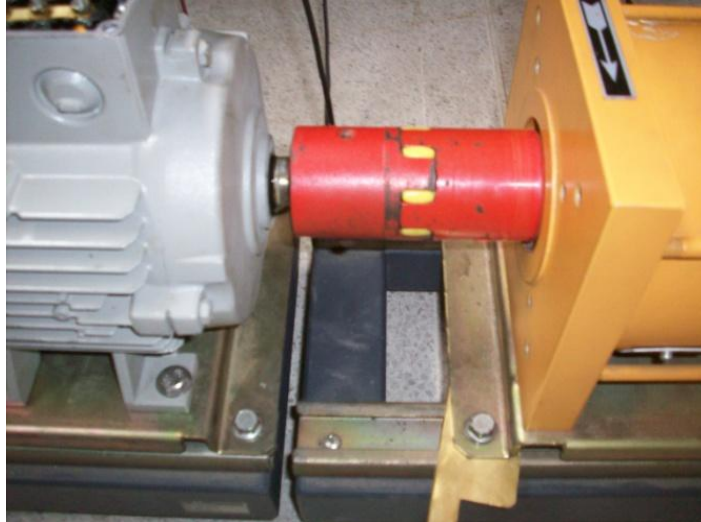
Figura 7. Riel aislador de soporte



Fuente. Los autores

2.5. ACOPLE FLEXIBLES DE TORSIÓN CON SUS RESPECTIVAS CUÑAS

Figura 8. Acople flexibles de torsión con sus respectivas cuñas



Fuente. Los autores

2.6. TRES AMPERÍMETROS DE CORRIENTE ALTERNA

Figura 9. Amperímetro de corriente alterna



Fuente. Los autores

2.7. REÓSTATO

Figura 10. Reóstato



Fuente. Los autores

Reóstato De Lorenzo

$I_{max}=0.6A$

CE DL 1017RHEN

2.8. AUTOTRANSFORMADOR

Figura 11. Autotransformador



Fuente. Los autores

Autotransformador De Lorenzo

$V_{ent}=400V$ 50/60 Hz

$V_{sal}=0-450V$

$I=8A$

Potencia 6.24 KVA ta 25°C

Es un dispositivo que puede generar diferentes niveles de tensión alterna, dependiendo de la posición de la perilla.

2.9 BANCO DE BOMBILLAS PARA GENERAR LA CARGA DE 71.36% Y 85.6% EN EL GENERADOR.

Figura 12. Banco de bombillas para generar la carga de 71.36% y 85.6% en el generador.



Fuente. Los autores

2.10. MULTÍMETRO

Figura 13. Multímetro



Fuente. Los autores

2.11. FOTO TACÓMETRO

Figura 14. Foto Tacómetro

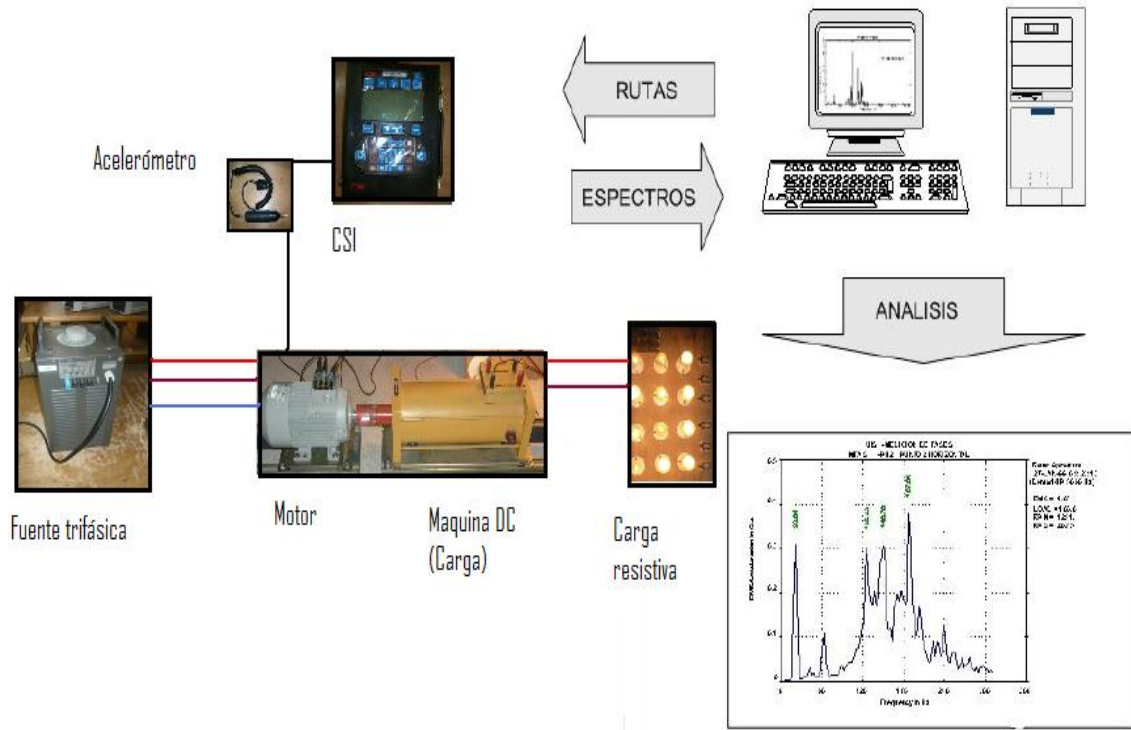


Fuente. Los autores

Se uso para verificar que el sistema cumpliera con las velocidades de 1793 rpm, 1760 rpm y 1730rpm.

2.12 ESQUEMA DEL BANCO EXPERIMENTAL

Figura 15. Esquema del banco experimental



Fuente. Los autores

3. ELABORACIÓN DE LA BASE DE DATOS DEL CSI.

Para lograr la comunicación con el CSI se utilizó el software suministrado por el fabricante del analizador de vibraciones, MASTER TREND, esto se consigue por medio de un puerto serial en un computador personal.

En el programa se elaboró una base de datos con la información del prototipo, la cual al ser cargada en el analizador permite almacenar espectro y ondas de tiempo para su posterior análisis.

Esta base de datos se construye a partir de los objetivos de la experimentación y las características de las condiciones de trabajo utilizadas. Normalmente el programa Master Trend maneja tres jerarquías en el desarrollo de las bases de datos:

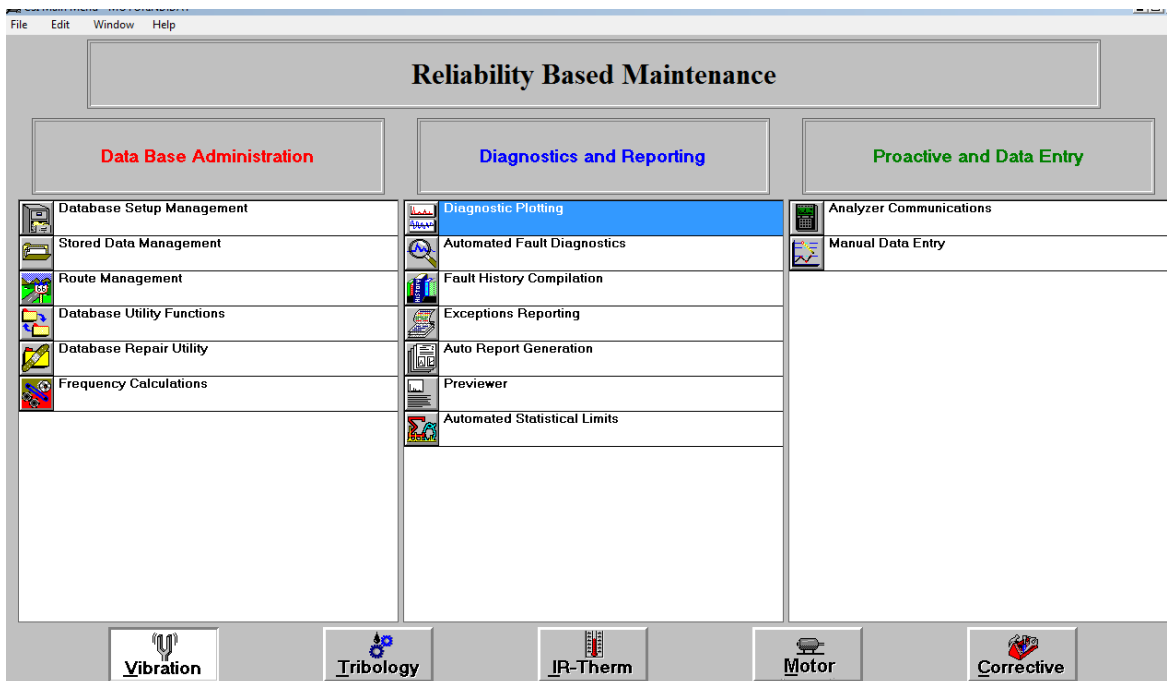
- Planta
- Maquina
- Punto de medición

La anterior organización jerárquica se debe a que este es un programa de mantenimiento predictivo, pero para el caso de la experimentación se trabaja en base a estas tres jerarquías:

- Tipo de falla
- Grado de severidad a diferentes condiciones de carga
- Punto de medición para las diferentes fallas.

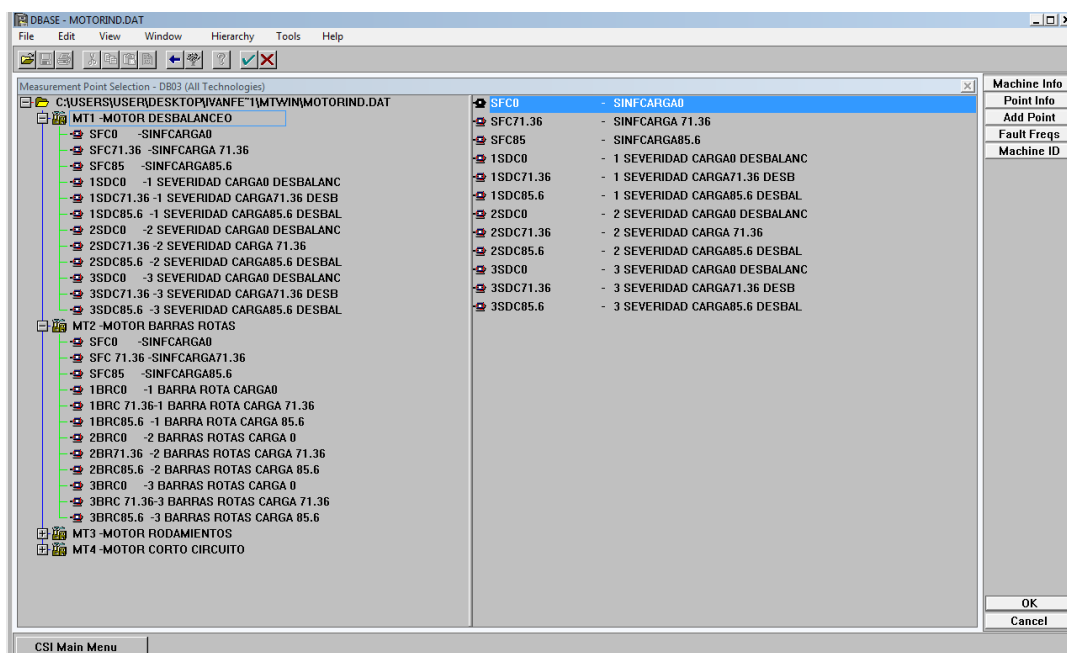
De esta manera se logra obtener las diferentes combinaciones para las pruebas.

Figura 16. Software de Análisis Master Trend



Fuente. Los autores

Figura 17. Estructura de la Base de Datos



Fuente. Los autores

Figura 18. Formato de configuración de los puntos de toma de datos

Fuente. Los autores

Figura 19. Set de parámetros para la adquisición de la señal.

Fuente. Los autores

En la figura anterior se encuentra toda la información de la configuración del CSI gracias a esta se consigue una resolución de:

$$bin = \frac{f_{max}}{\# \text{ lineas}} = \frac{400}{3200} = 0,125 \text{ Hz}$$

4. PUNTOS DE REFERENCIA PARA LA TOMA DE DATOS

Figura 20. Puntos de referencia



Fuente: Los autores

Los puntos se seleccionaron tomando como referencia la norma ISO 2372 y la ISO 10816.

5. GENERACIÓN DE LA CARGA

La generación y variación de la carga se lleva a cabo usando el banco de bombillas las cuales son alimentadas por el generador y este a su vez por el motor.

El motor presenta un valor de corriente nominal de 7 Amp y una velocidad nominal de 1800 rpm.

Los grados de severidad en su totalidad se trabajaron a diferentes porcentajes de carga teniendo en cuenta que la carga nominal de los motores es de 2HP, tal y como sigue:

- 0% de carga, lo que represento una velocidad de rotación de 1793 rpm y una corriente de 4.5 Amp.
- 71.36% de carga, lo que represento una velocidad de rotación de 1760 rpm y una corriente de 5 Amp.
- 85.6% de carga, lo que represento una velocidad de rotación de 1730 rpm y una corriente de 6 Amp.

6. FALLAS A DETECTAR EN LOS MOTORES USANDO ANÁLISIS DE VIBRACIONES

Las fallas que se buscan detectar corresponden a una mezcla de problemas tanto mecánicos como eléctricos, que representan las fallas que con mayor frecuencia se presentan en los motores eléctricos de inducción jaula de ardilla, tales como:

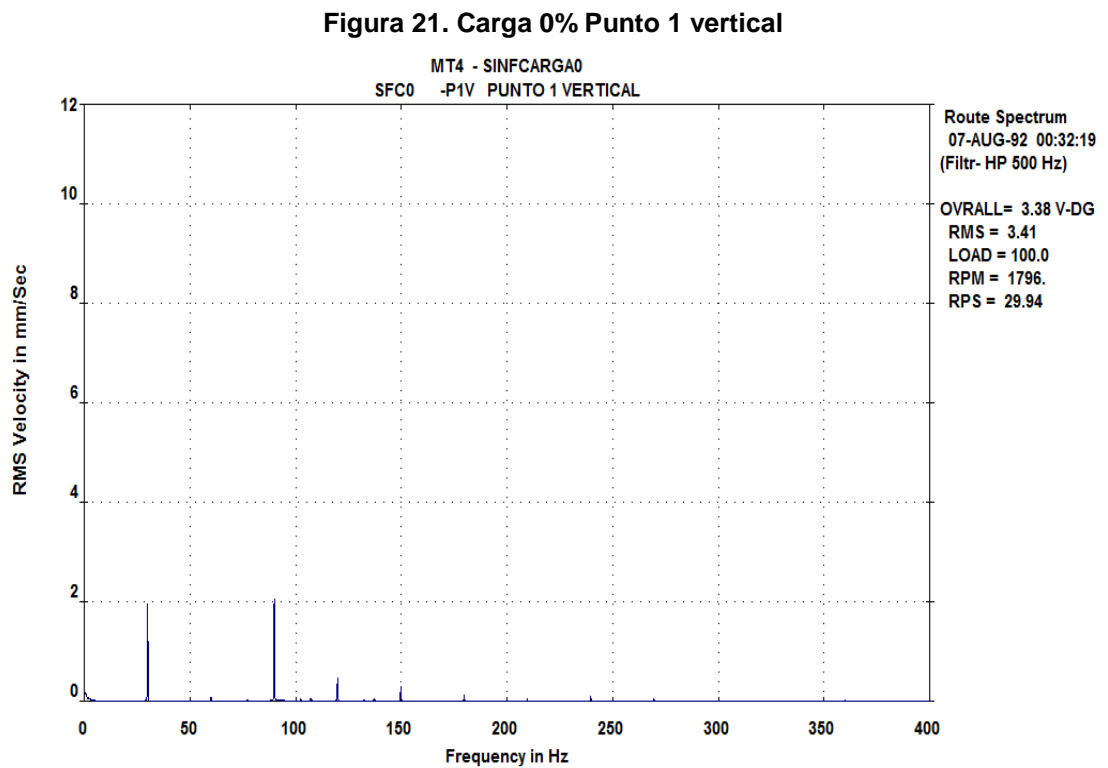
- FALLA DE DESBALANCEO
- FALLA DE BARRAS ROTAS
- FALLA DE LA PISTA EXTERNA EN EL RODAMIENTO
- FALLA DE CORTO CIRCUITO EN EL DEVANADO DEL ESTATOR

Estas fallas presentan diferentes grados de severidad como se muestra a continuación:

- Incipiente = Severidad 1.
- Moderada = Severidad 2.
- Severa = Severidad 3.

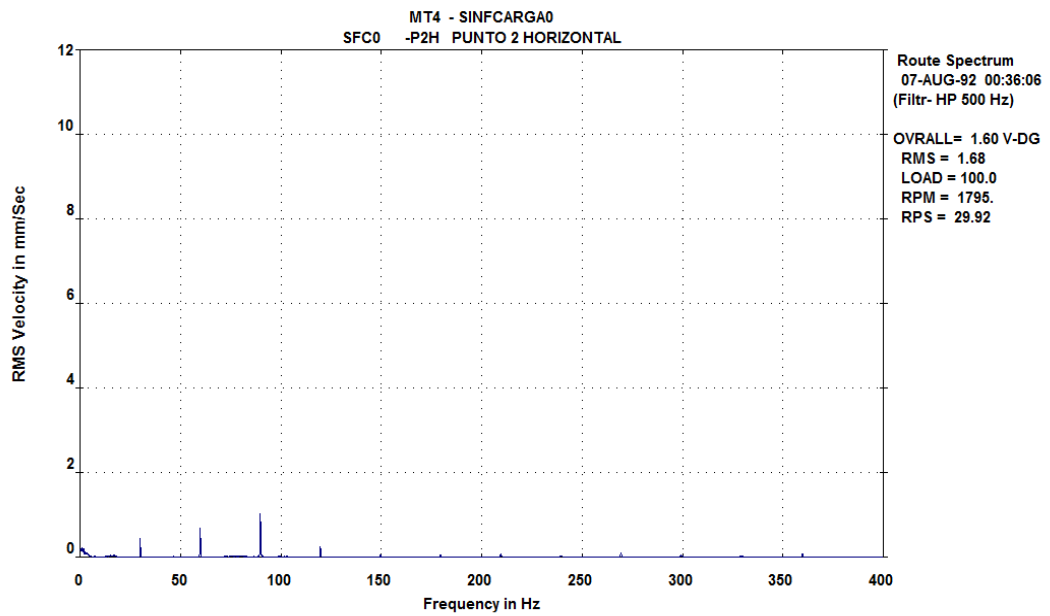
7. ESPECTROS DE REFERENCIA DE MOTORES EN CONDICIÓN NORMAL

Los espectros obtenidos para todos los motores antes de la inducción de su respectiva falla, presentaron similitud, se decidió presentar tres espectros por carga (vertical, horizontal, axial) para tener una referencia en el análisis de las diferentes fallas inducidas.



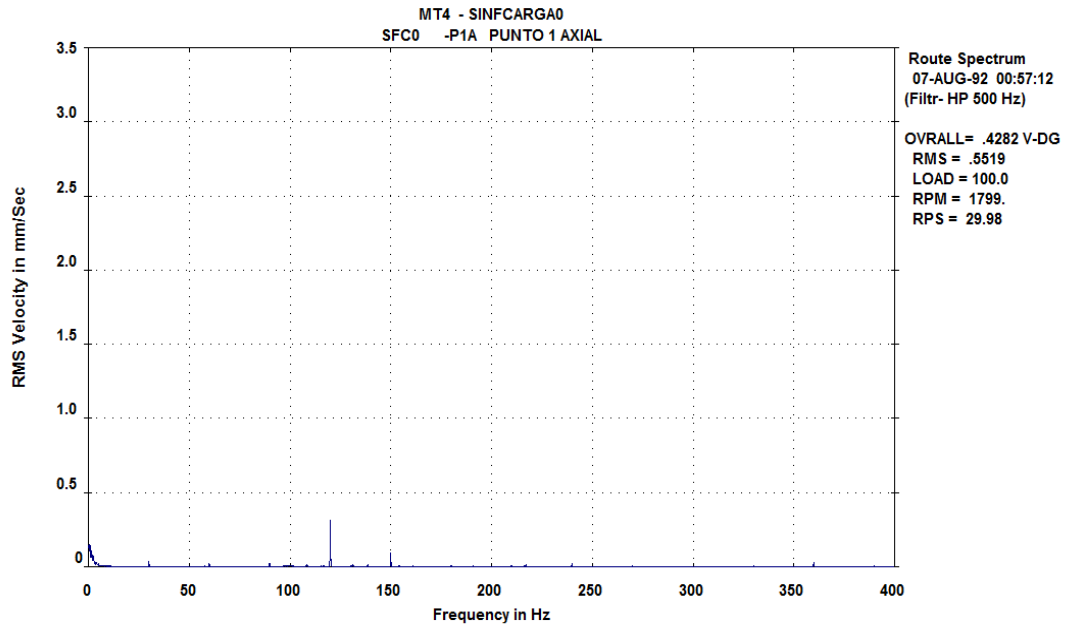
Fuente. Los autores.

Figura 22. Carga 0% Punto 2 horizontal



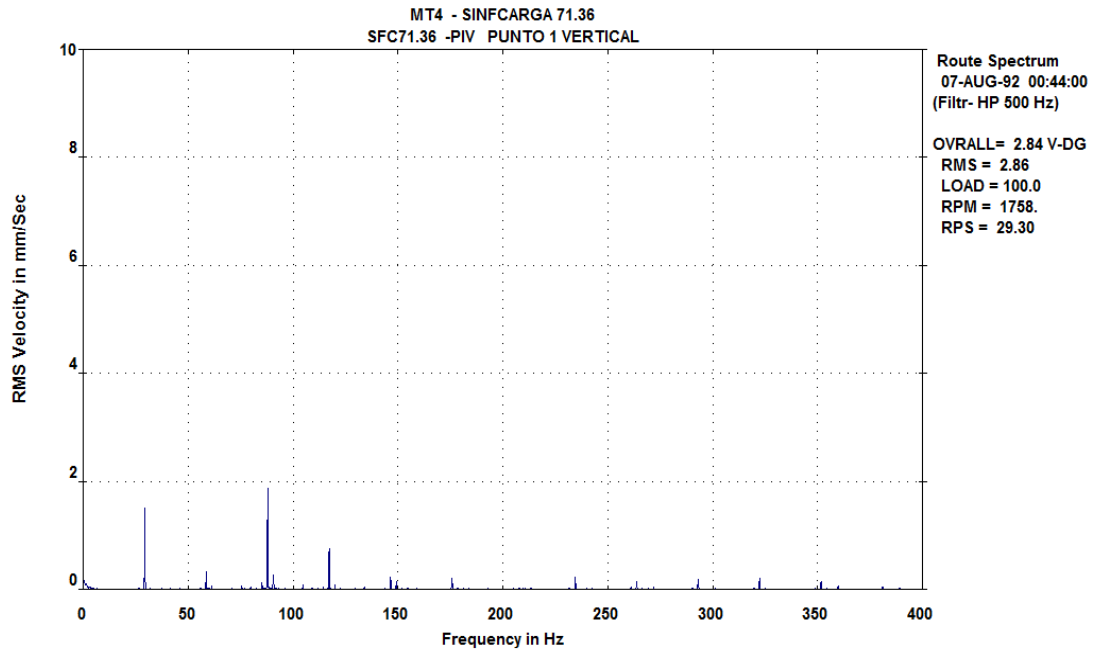
Fuente. Los autores

Figura 23. Carga 0% Punto 1 axial



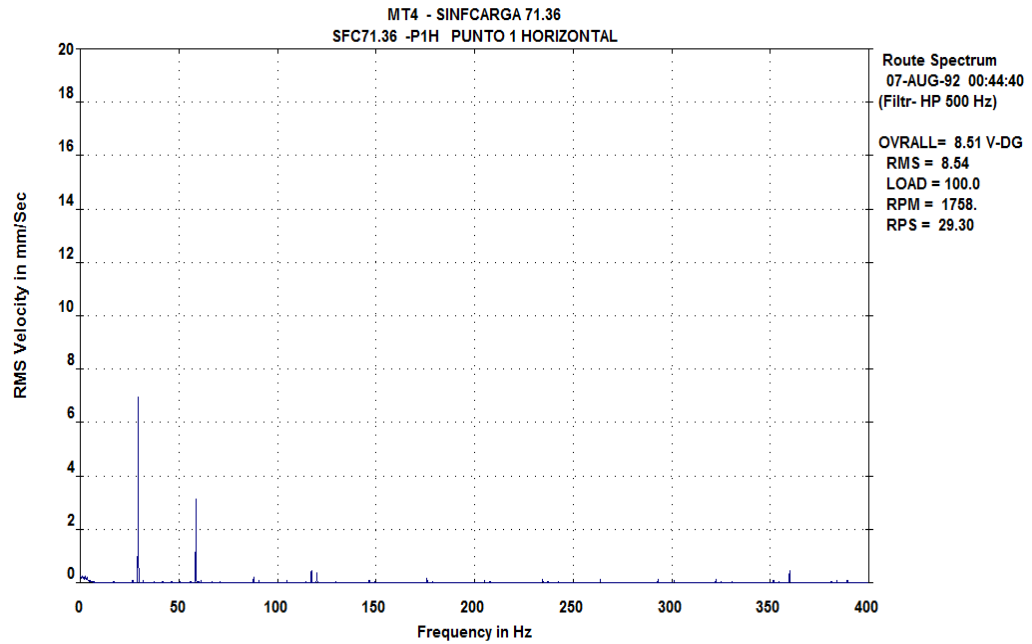
Fuente. Los autores

Figura 24. Carga 71.36% Punto 1 vertical



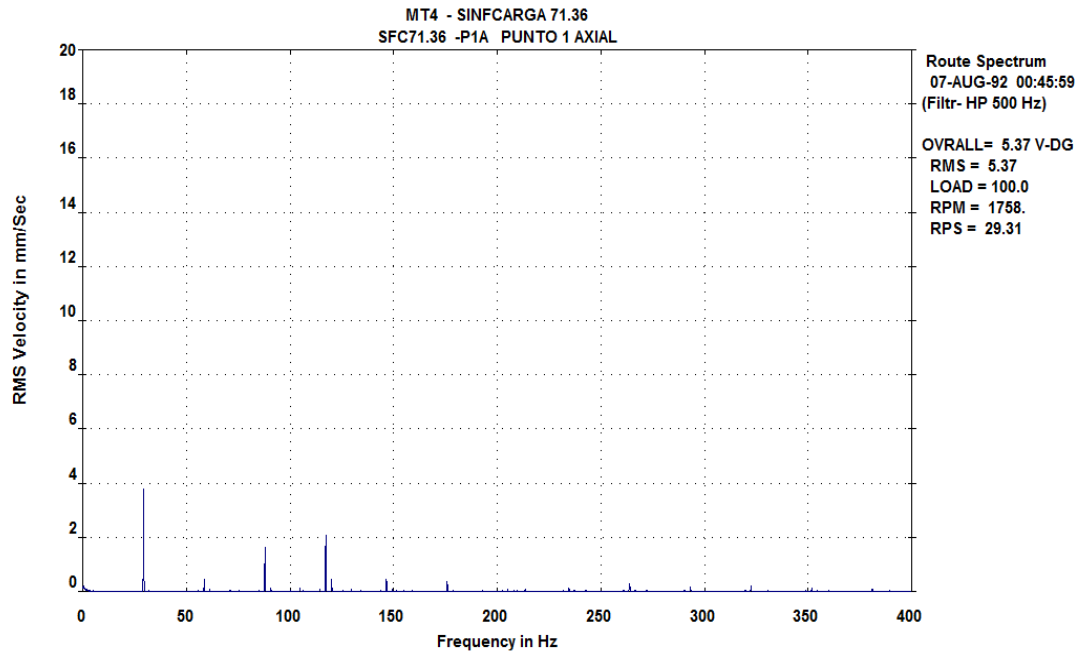
Fuente. Los autores

Figura 25. Carga 71.36% Punto 1 horizontal



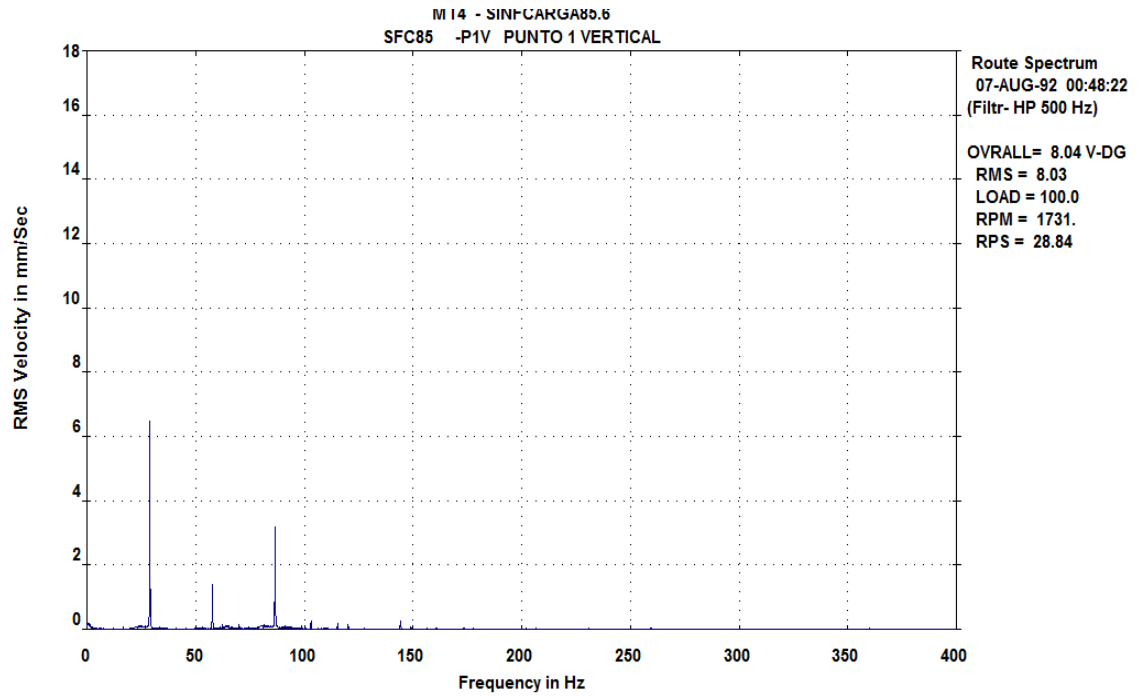
Fuente. Los autores

Figura 26. Carga 71.36% Punto 1 axial



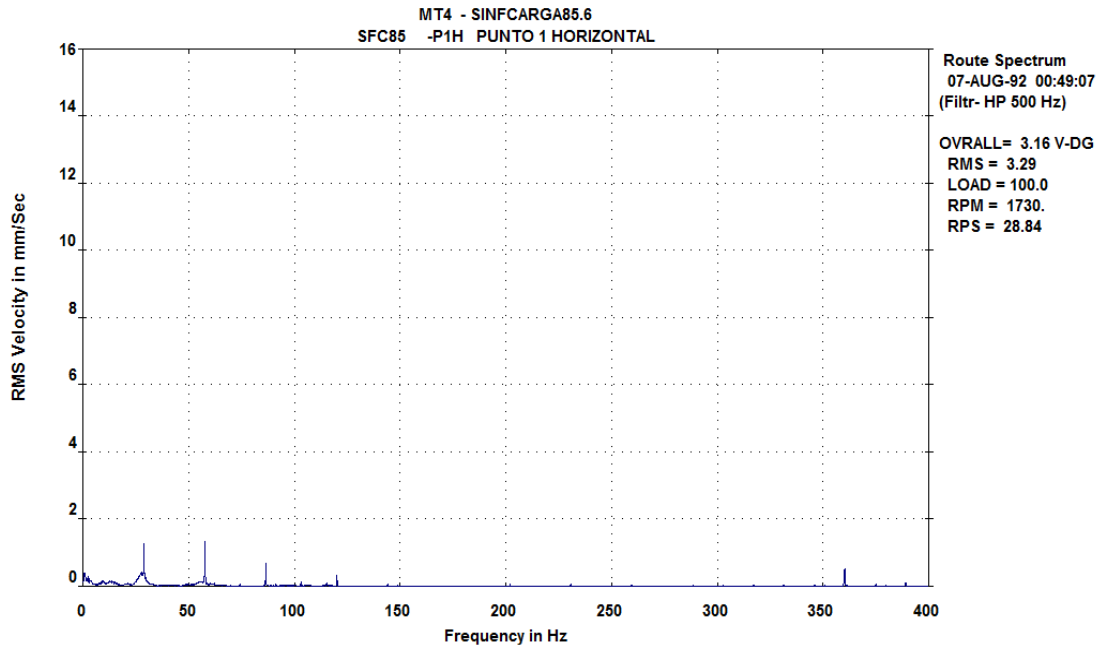
Fuente. Los autores

Figura 27. Carga 85.6% Punto 1 vertical



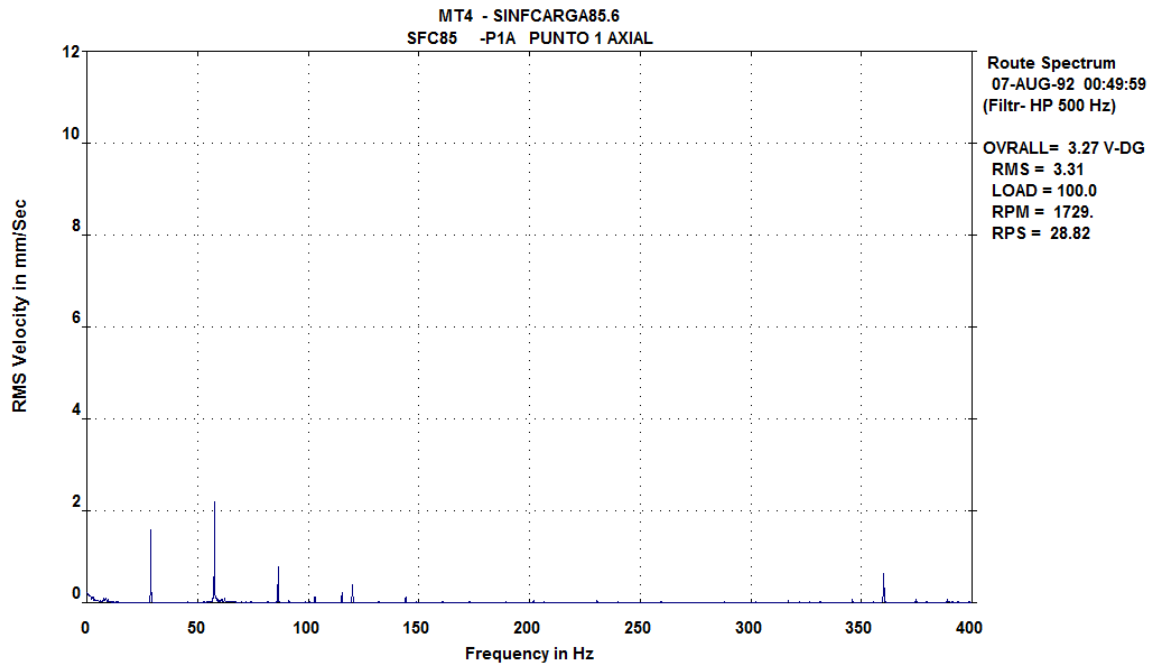
Fuente. Los autores

Figura 28. Carga 85.6% Punto 1 horizontal



Fuente. Los autores

Figura 29. Carga 85.6% Punto 1 axial



Fuente. Los autores

8. FALLA DE DESBALANCEO

8.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS

El desequilibrio másico o desbalance ocurre cuando el centro de masa de la pieza rotativa no coincide con el eje de rotación. El desequilibrio másico causa una fuerza rotativa que genera una vibración (armónica) a la frecuencia de rotación del eje.

Estático: Producido generalmente por desgaste radial superficial no uniforme en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con su diámetro.

Dinámico: El desbalanceo dinámico ocurre en rotores medianos y largos. Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor.⁸

8.1.1 Calcular la fuerza de desbalanceo

Una masa excéntrica, girando como una piedra atada a un cordón generará una fuerza centrífuga en su pivote central a la frecuencia de una vez la velocidad de revolución. La dirección de esta fuerza es radialmente hacia afuera, y su magnitud se calcula con la fórmula siguiente:

$$F = I_m * r * \omega^2$$

Donde:

F= fuerza de desbalanceo

I_m= la masa

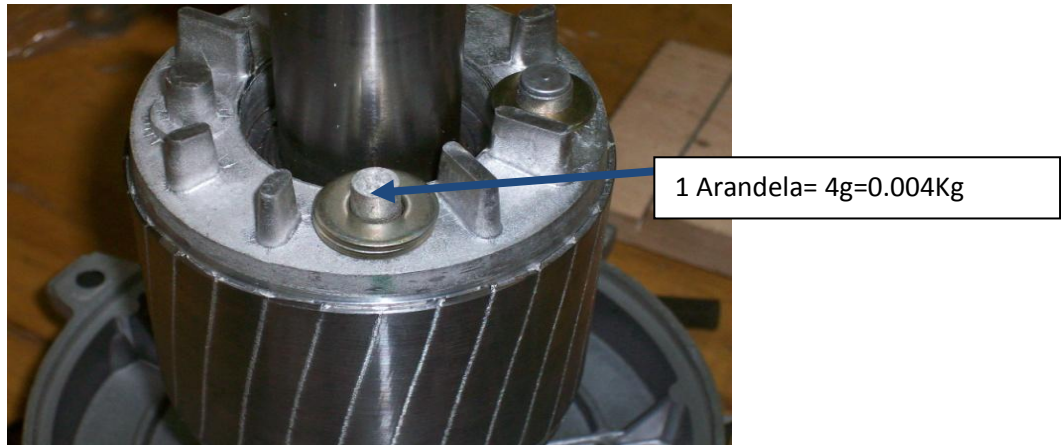
r= la distancia del pivote

⁸ GARCÍA, Alfonso. Vibraciones mecánicas. Ediciones UIS. 1995

8.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN

8.2.1 Inducción De La Falla

Figura 30. Inducción de la falla con aumento de peso.



Fuente. Los autores.

El método para lograr el desbalanceo en el rotor del motor, fue agregando para una severidad una arandela de 4 gramos y aumentando la cantidad de masas según el grado de severidad.

➤ 1 Grado de severidad

- $I_m = 0.004 \text{ Kg}$
- $r = 0.041 \text{ m}$
- $\omega_1 = 1793 \text{ rpm} = 187.76 \text{ rad/s}$
- $\omega_2 = 1760 \text{ rpm} = 184.31 \text{ rad/s}$
- $\omega_3 = 1730 \text{ rpm} = 181.17 \text{ rad/s}$

$$F_1 = 5,78 \text{ N}$$

$$F2 = 5,57 N$$

$$F3 = 5,38 N$$

➤ **2 Grados de severidad**

- $I_m = 0.008 Kg$
- $r = 0.041 m$
- $\omega1 = 1793 rpm = 187.76 rad/s$
- $\omega2 = 1760 rpm = 184.31 rad/s$
- $\omega3 = 1730 rpm = 181.17 rad/s$

$$F1 = 11,56 N$$

$$F2 = 11,14 N$$

$$F3 = 10,77 N$$

➤ **3 Grados de severidad**

- $I_m = 0.012 Kg$
- $r = 0.041 m$
- $\omega1 = 1793 rpm = 187.76 rad/s$
- $\omega2 = 1760 rpm = 184.31 rad/s$
- $\omega3 = 1730 rpm = 181.17 rad/s$

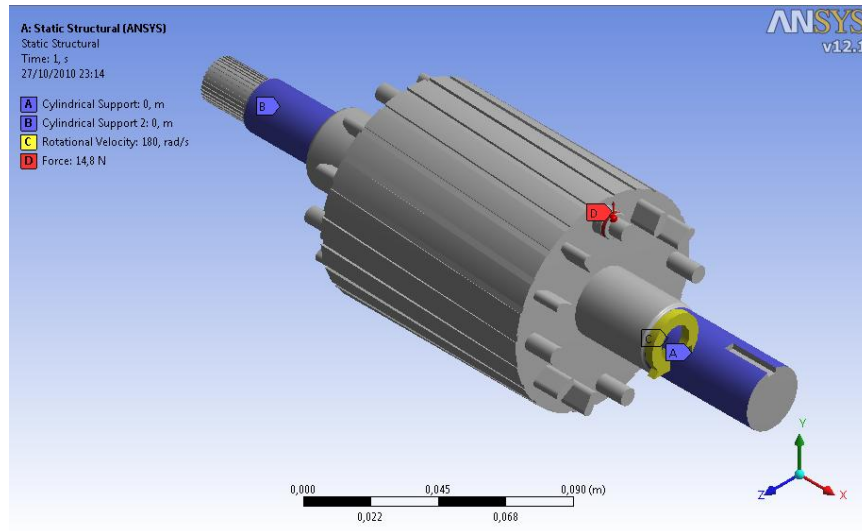
$$F1 = 17,34 N$$

$$F2 = 16,71 N$$

$$F3 = 16,15 N$$

8.2.2 Análisis De Deformación Del Rotor En Ansys

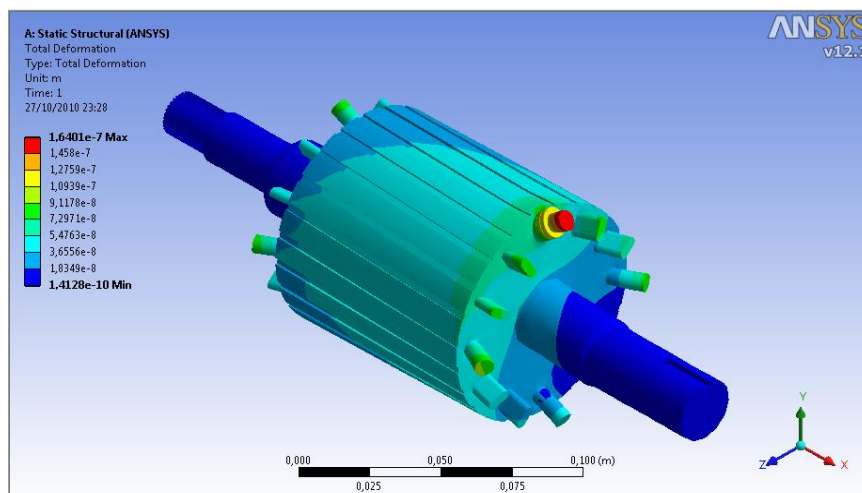
Figura 31. Modelo del Rotor en ANSYS



Fuente. Los autores.

Se le colocó los soportes cilindricos, se restringió el movimiento en X,Y, Z, y se dejó libre para rotación en X.

Figura 32. Deformación Total.



Fuente. Los autores.

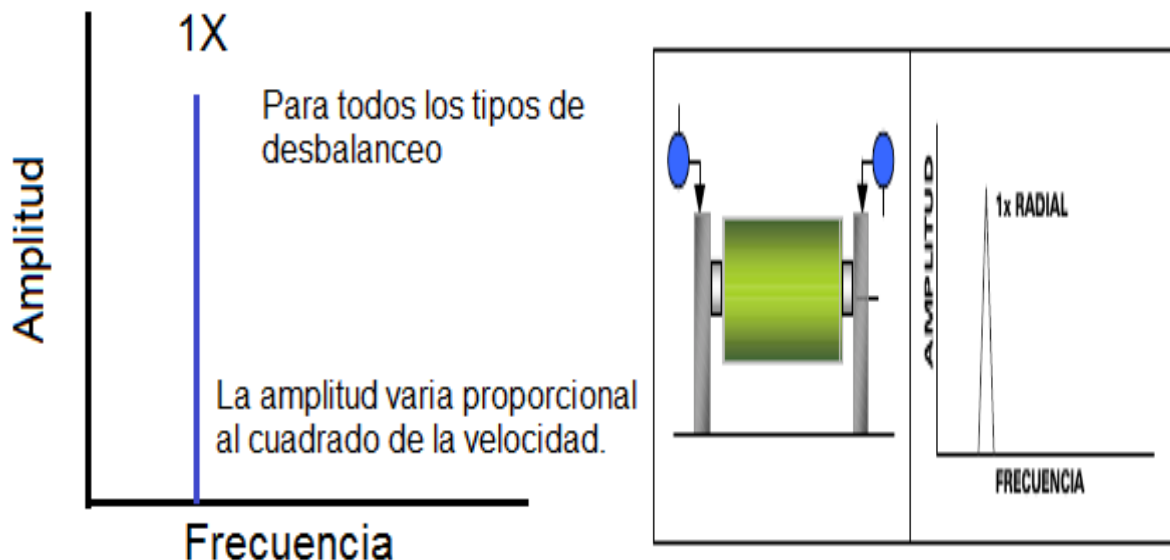
El análisis hecho en el software (ANSYS), muestra una deflexión del eje, producto de la carga impuesta por la masa colocada en el rotor. Así pues se modifica el valor del entrehierro que traía el motor de fábrica, y por lo tanto se garantiza el desbalanceo.

8.2.3 Referencia de las Frecuencias de Falla

Las principales características de la vibración causada por desbalanceo son:

- Vibración armónica con frecuencia de 1 X RPM.
- La amplitud de la vibración es proporcional a la cantidad de desbalance y a la velocidad de rotación.
- La vibración presenta muy bajos o ningún armónicos.

Figura 33. Espectro de desbalanceo.



Fuente. A-MAQ S.A. Equipos de medición y análisis de vibraciones –Servicios <http://www.a-maq.com/tutoriales.html>.

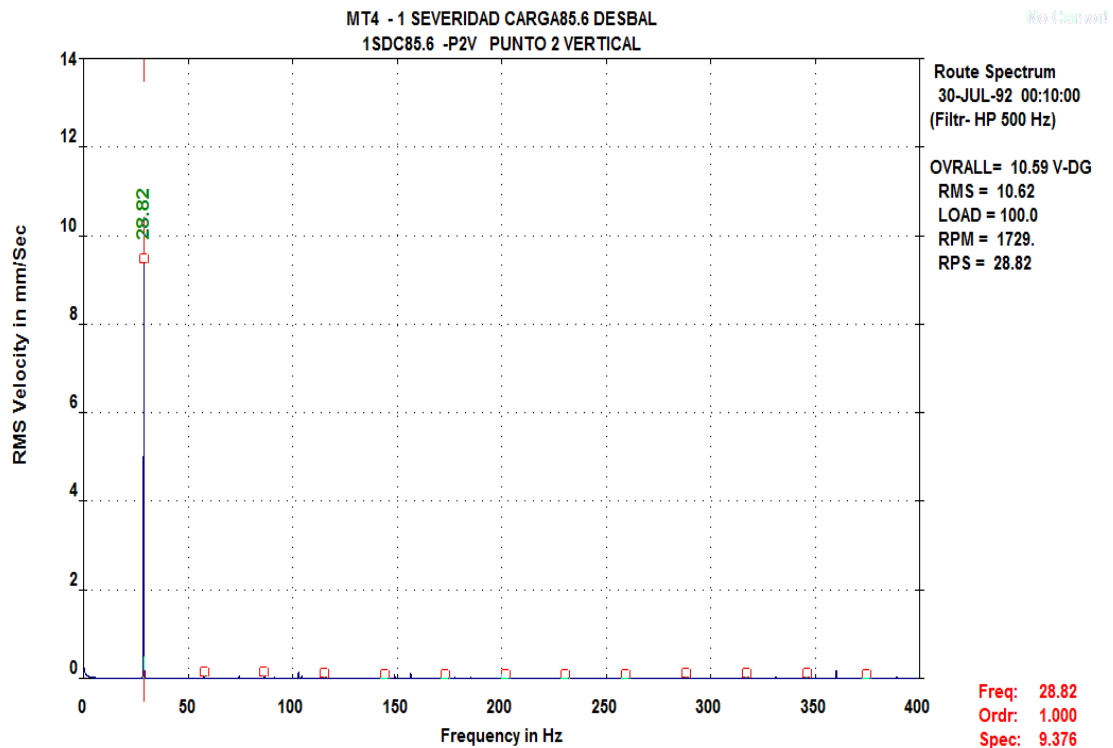
8.2.4 Espectros Adquiridos Con El Analizador De Vibraciones CSI

Esta prueba presento resultados excelentes, mostrando unos patrones con comportamientos idénticos a los que se esperaban obtener, y se mantienen los patrones bajo diferentes condiciones de trabajo, permitiendo el análisis respectivo:

- Manteniendo la carga fija y variando el grado de severidad.
- Manteniendo el grado de severidad fijo y variando la carga

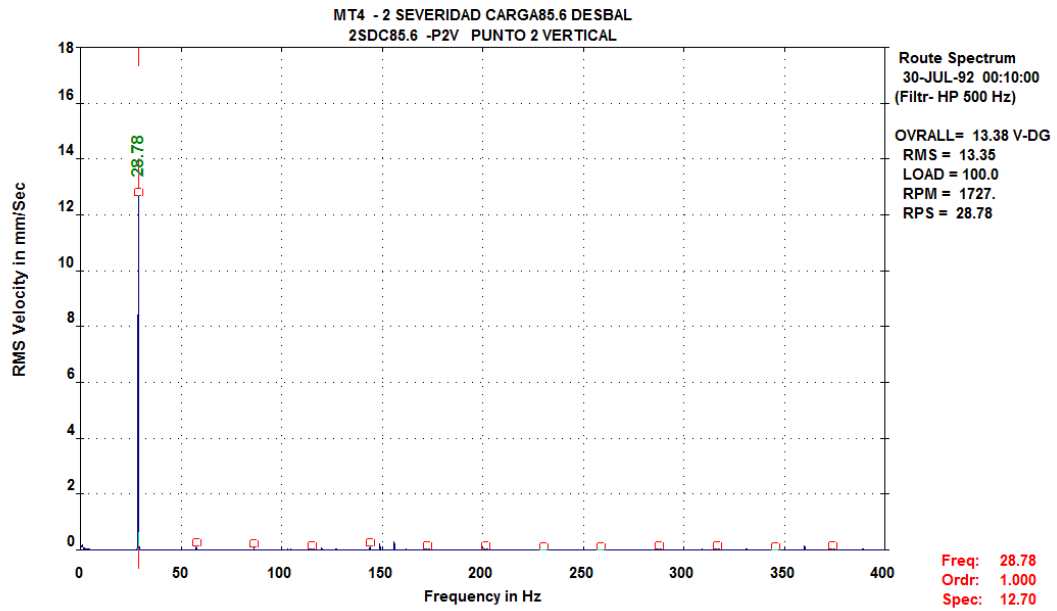
8.2.4.1 Carga Fija 85.6% - Severidad Variable (4g, 8g, 12g)

Figura 34. Severidad uno (4g) - Carga 85.6% P2 Vertical.



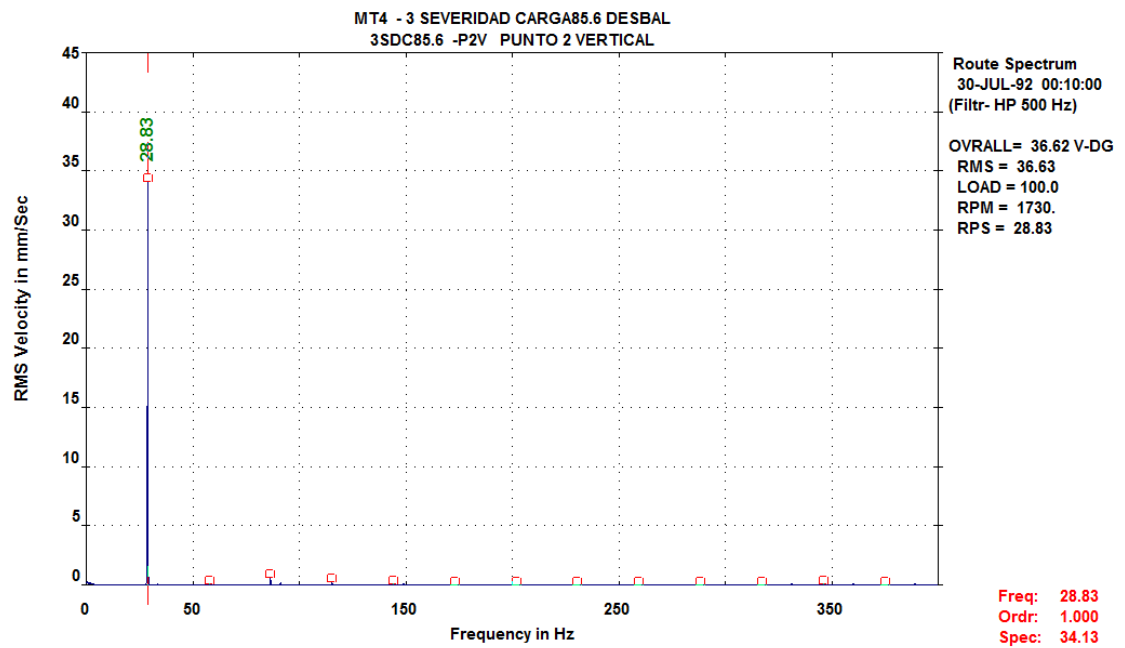
Fuente. Los Autores.

Figura 35. Severidad dos (8g) - Carga 85.6% P2 Vertical.



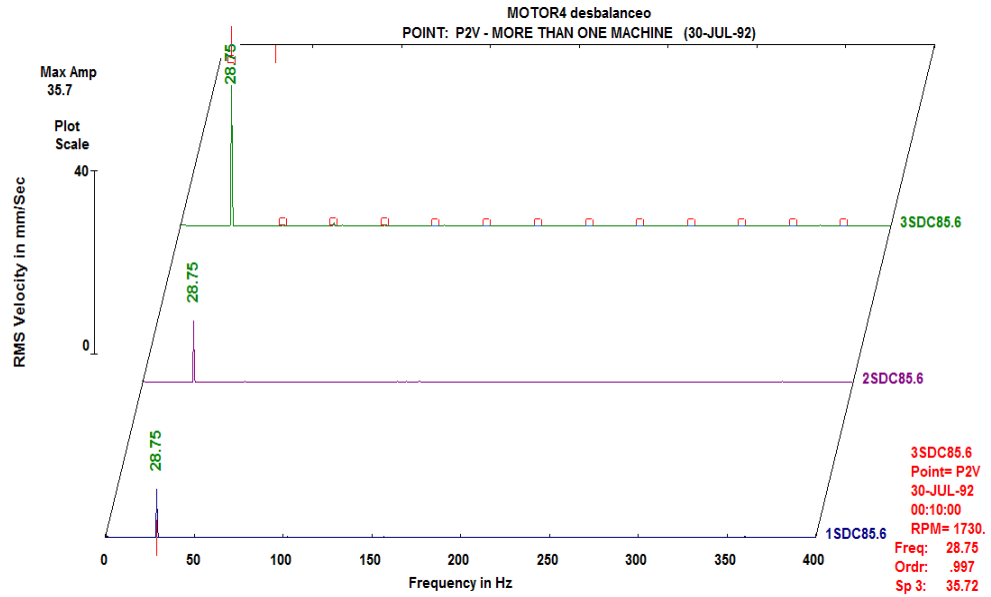
Fuente. Los autores.

Figura 36. Severidad tres (12g) - Carga 85.6% P2 Vertical.



Fuente. Los autores.

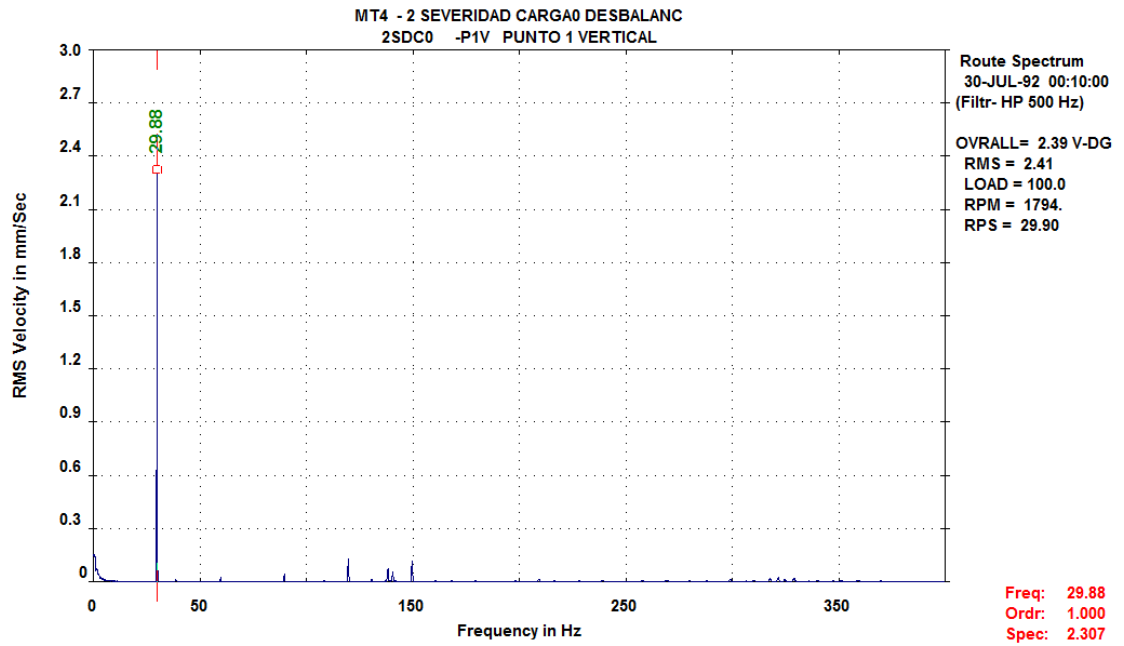
Figura 37. Múltiples espectros, diferente severidad (4g, 8g, 12g) a carga 85.6% P2 Vertical.



Fuente. Los autores.

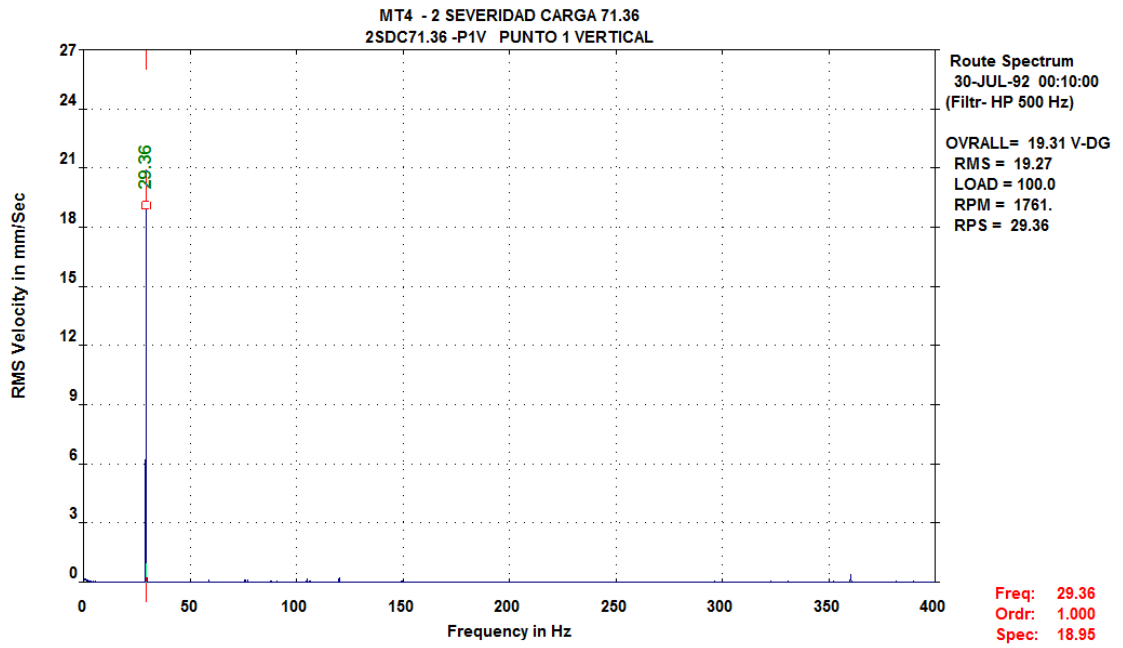
8.2.4.2 Severidad Fija (8g) - Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%)

Figura 38. Severidad dos (8g) - Carga 0% P1 Vertical.



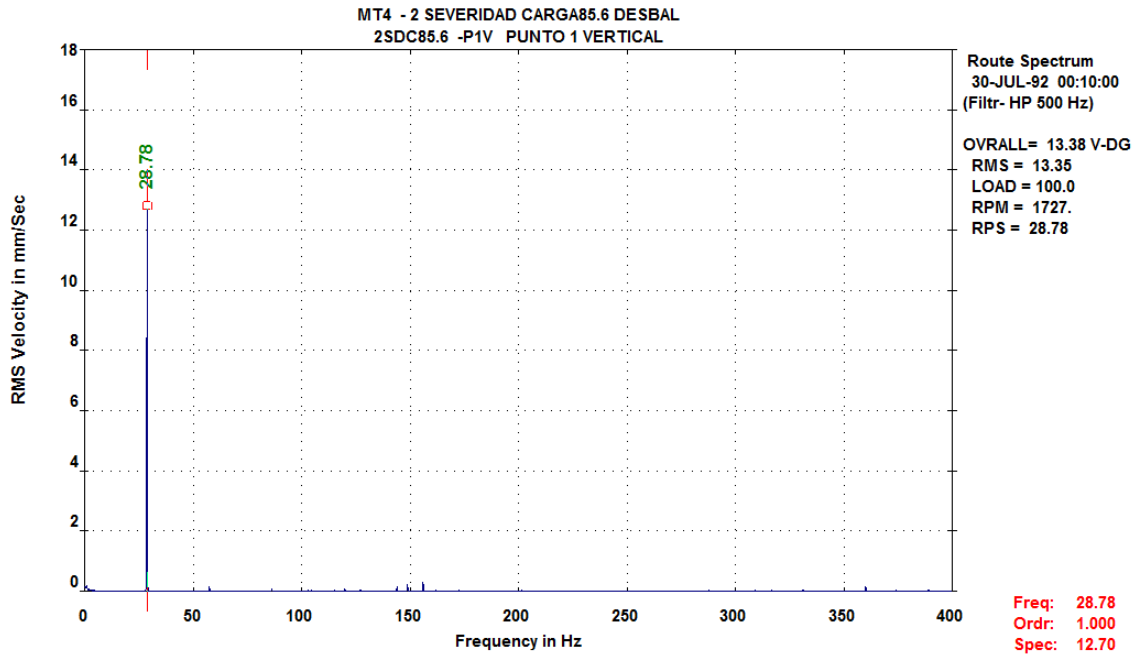
Fuente. Los autores

Figura 39. Severidad dos (8g)- Carga 71.36% P1 Vertical.



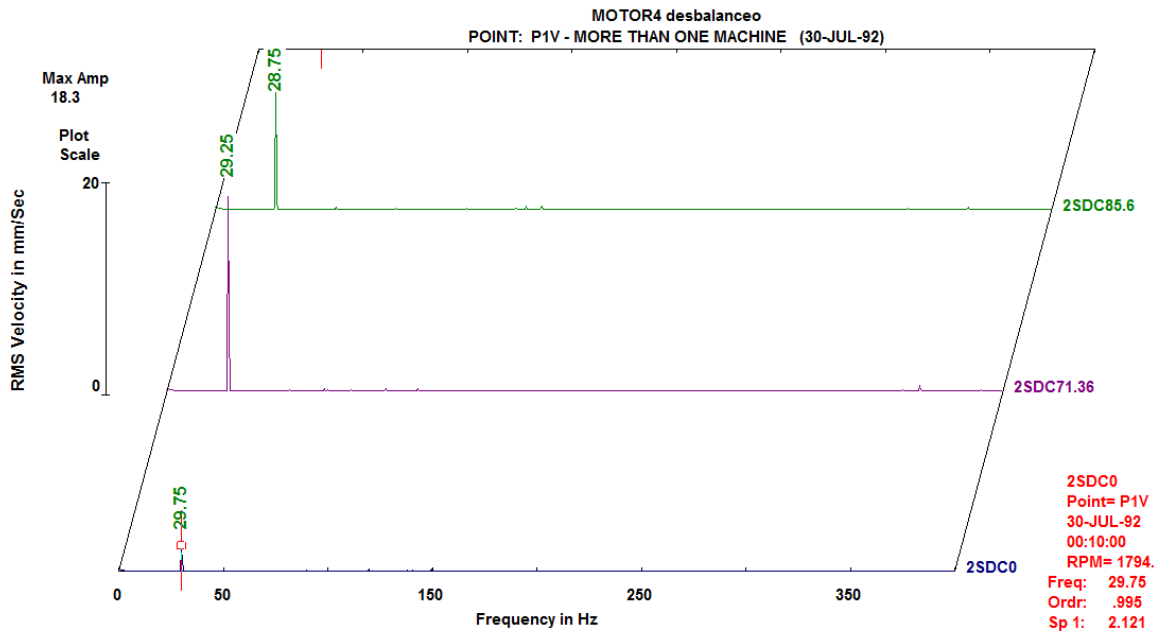
Fuente. Los autores.

Figura 40. Severidad dos (8g)- Carga 85.6% P1 Vertical.



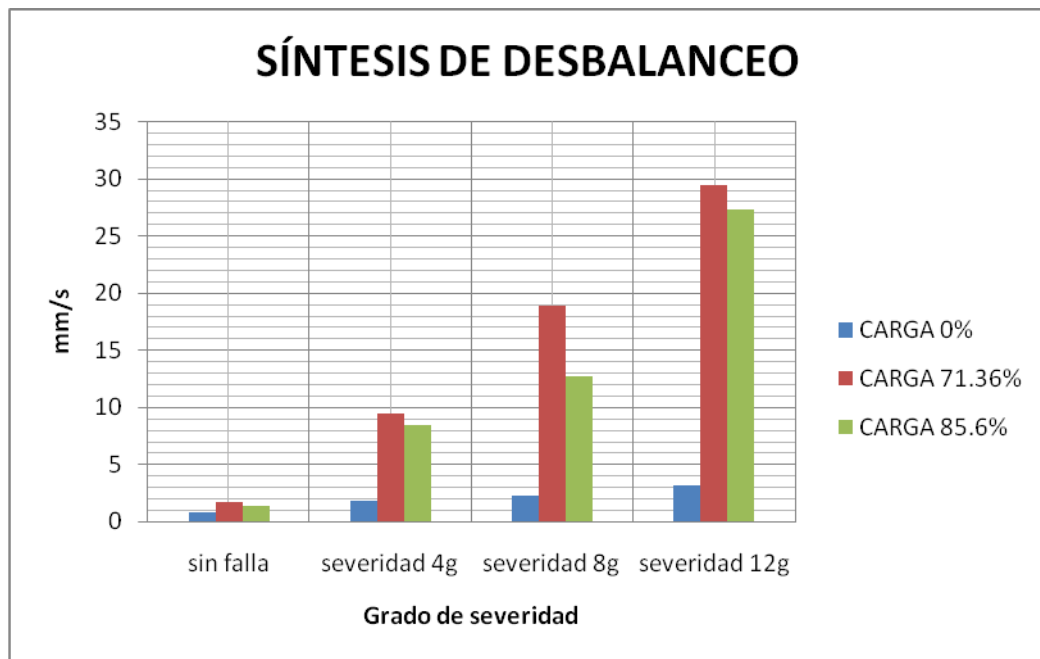
Fuente. Los autores.

Figura 41. Múltiples espectros, severidad dos (8g) a carga (0%, 71.36%,85.6%) P1 Vertical.



Fuente. Los autores.

Figura 42. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de desbalanceo.



Fuente. Los autores.

8.2.5 Análisis de Resultados

- Se observa con un alto grado de calidad en el espectro, la detección del 1X que es, según las referencias bibliográficas⁹ la condición de desbalanceo principal junto con la ausencia de los demás armónicos.
- El estudio de la relación entre el grado de severidad y la amplitud de la vibración mecánica para el desbalanceo en la gráfica de síntesis de la prueba de desbalanceo, permite observar que para todos los escenarios de carga, el valor de la amplitud de la vibración aumenta significativamente, al aumentar el grado de severidad.

8.2.5.1 Carga Fija 85.6%- Severidad Variable (4g, 8g, 12g)

- Para estas condiciones se observó que a medida que la severidad de la falla se incrementa, el valor de la amplitud en el 1X aumenta, con una proporción mayor entre la segunda y la tercera severidad, que entre la primera y la segunda.
- En Algunos espectros se observa la aparición de algunos armónicos que comparados con el 1X pueden ser insignificantes, y gracias a esta suposición se puede garantizar la detección de desbalanceo.
- Normalmente la amplitud de la vibración es proporcional a la velocidad de rotación, pero si se varía el grado de severidad de la falla, esta condición no cumple puesto que a mayor grado de severidad el valor de la amplitud también aumenta, esto además se sustenta con el cálculo de la fuerza pues al aumentar la masa que desbalancea la fuerza es mayor y por lo tanto lo es también su deflexión.

⁹ TECHNICAL Associates of Charlotte Cartas de diagnóstico. Charlotte

8.2.5.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%)- Severidad Fija (8g)

- Para este caso el comportamiento del espectro mantiene la característica de haberse activado el 1X y la no aparición de los demás armónicos.
- Se observo que cuando el motor trabaja a carga 0% su comportamiento es muy diferente al que presenta cuando trabaja a diferentes condiciones de carga, puesto que en carga 0% el valor de la amplitud, en primer lugar es muy pequeño en comparación con los demás armónicos a la misma frecuencia a diferentes condiciones de carga, y en segundo lugar entre carga 0% y carga de 71.36%, la amplitud no disminuye, la razón de esto es que el generador presenta mayor esfuerzo durante la generación de carga que cuando no genera, por eso las condiciones de sistema durante el muestro pueden considerarse situaciones diferentes.
- Entre la condición de 71.36% y 85.6% la analogía anteriormente expuesta, presento garantía de veracidad en todos los puntos muestreados. Lo cual puede ser observado en los respectivos espectros.

9. FALLA DE BARRAS ROTAS

9.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS

Figura 43. Sección Transversal de las barras del rotor.



Fuente. Los autores.

Una manera común de fallar de los motores eléctricos grandes, es el agrietamiento, el calentamiento y la rotura de barras de rotor, especialmente en motores que arrancan bajo carga. La condición de arranque pone la tensión más alta sobre las barras del rotor, puesto que ellas cargan la corriente más alta, ya que el rotor corre a una velocidad mucho más baja que la velocidad síncrona. Las altas corrientes causan un calentamiento y una expansión de las barras con relación al rotor. Producto de las diferencias en la resistencia eléctrica de las barras individuales, el calentamiento y la expansión serán desiguales. Esto lleva a un agrietamiento de las barras. Tan rápido como aparezca una grieta, la resistencia de la barra se incrementa, lo que incrementa el calentamiento y empeora la grieta. Al mismo tiempo, las barras del rotor vecinas recibirán

corrientes incrementadas debido a la corriente reducida en la barra rota. Esta secuencia resulta en el calentamiento del rotor, lo que le causa una distorsión.¹⁰

9.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN

9.2.1 Inducción de la Falla

Figura 44. Rompimiento de las barras del rotor.



Fuente. Los autores.

El método que se utilizó para romper las barras fue el de taladrar con una broca de $\frac{1}{4}$ de pulgada, sobre una veta del rotor garantizando haber atravesado completamente la barra y aumentando progresivamente el número de barras rotas, según el grado de severidad requerido.

¹⁰ White, Glen Introducción al análisis de vibraciones, Azima DLI 1990-2010, Pág. 122.

1 Grado de severidad

Figura 45. Una barra rota.



Fuente: Los autores.

2 Grados de severidad

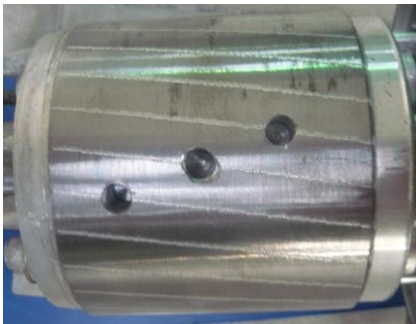
Figura 46. Dos barras rotas.



Fuente. Los autores.

3 Grados de severidad

Figura 47. Tres barras rotas.

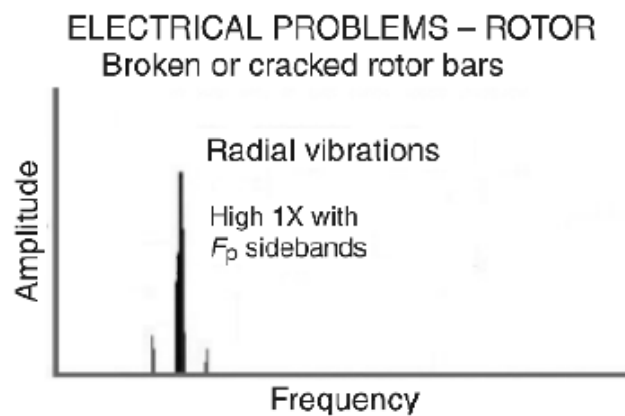


Fuente. Los autores.

9.2.2 Referencia de las Frecuencias de Falla

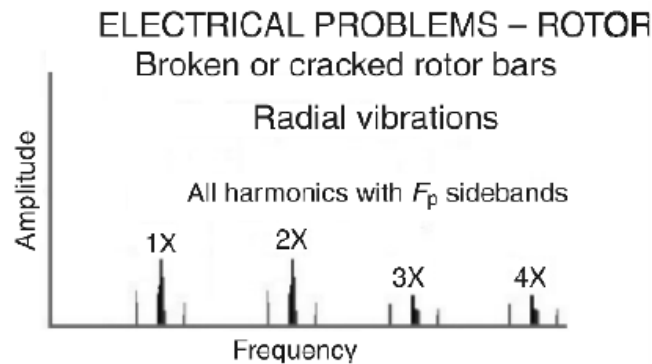
Las barras rotas producirán un pico en el 1X de la velocidad de rotación con bandas laterales a la frecuencia de paso de polos (F_p), además frecuentemente se activan los armónicos 2nd, 3rd, 4th y 5th con sus respectivas bandas laterales a la frecuencia F_p .¹¹

Figura 48. 1X alto con bandas laterales.



Fuente. PARESH, G. Beng Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance
Pag. 125.

Figura 49. Todos los armónicos con F_p y bandas laterales.



Fuente: PARESH, G. Beng Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance
Pag. 125.

¹¹PARESH, G. Beng Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance pag. 125.

Ecuaciones usadas para fallas de tipo eléctrico

$F_L = \text{Frecuencia de línea eléctrica (50/60Hz)}$

$F_s = \text{Frecuencia de deslizamiento} = \frac{2 \times F_L}{P} - rpm$

$F_p = \text{Frecuencia de paso de polo} = F_s \times P$

$P = \text{Número de polos.}$

Tabla 1. Cálculo de las frecuencias de deslizamiento para cada una de las condiciones de carga

CARGA %	RPM	P	FL (Hz)	Fp sidebands (Hz)
0	1793	4	60	0.47
71.36	1760	4	60	2.7
85.6	1730	4	60	4.7

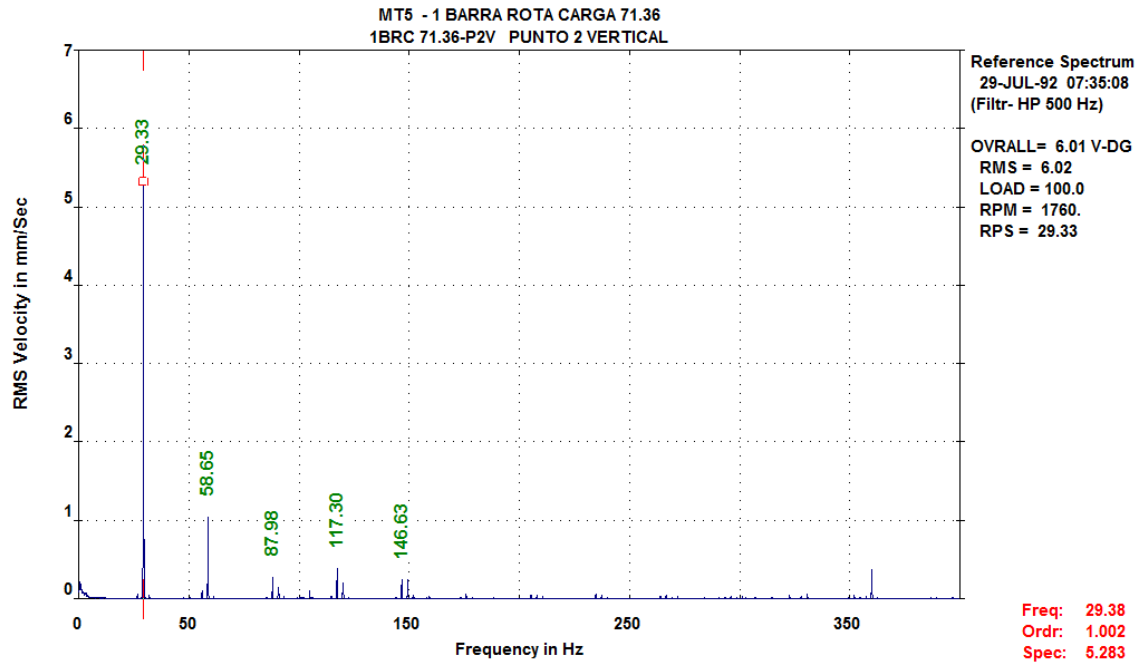
Fuente. Los autores.

9.2.3 Espectros Adquiridos Con El Analizador De Vibraciones Csi

- Manteniendo la carga fija y variando el grado de severidad.
- Manteniendo el grado de severidad fijo y variando la carga
 - 1 BR= Una barra rota.
 - 2 BR= Dos barras rotas.
 - 3 BR= Tres barras rotas.

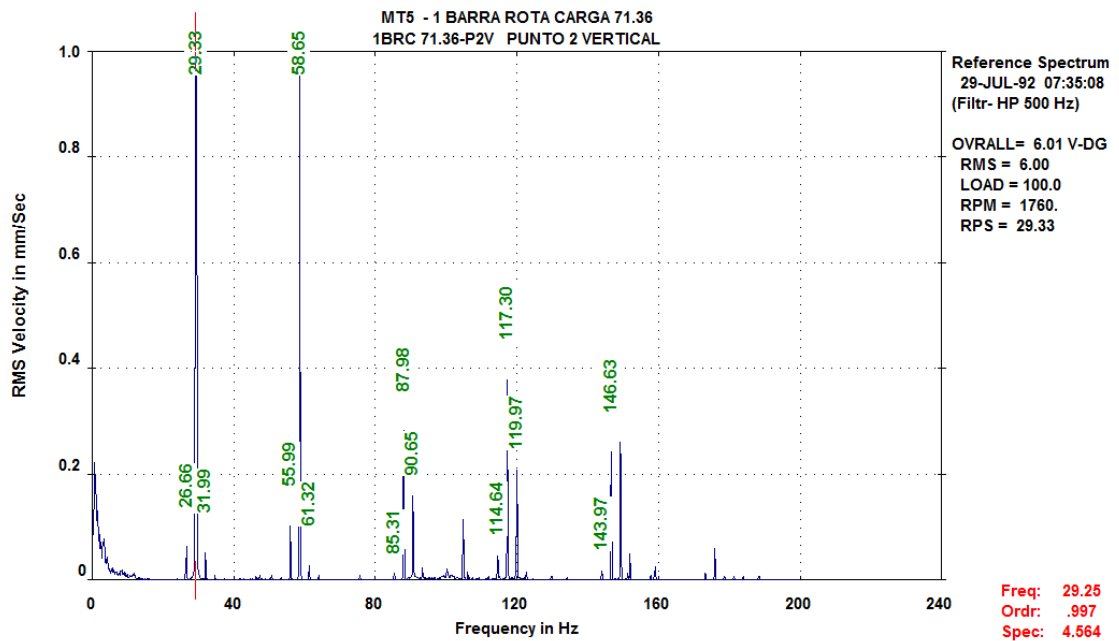
9.2.3.1 Carga Fija 71.36% – Severidad Variable (1br, 2br, 3br)

Figura 50. Una barra rota - Carga 71.36% P2V.



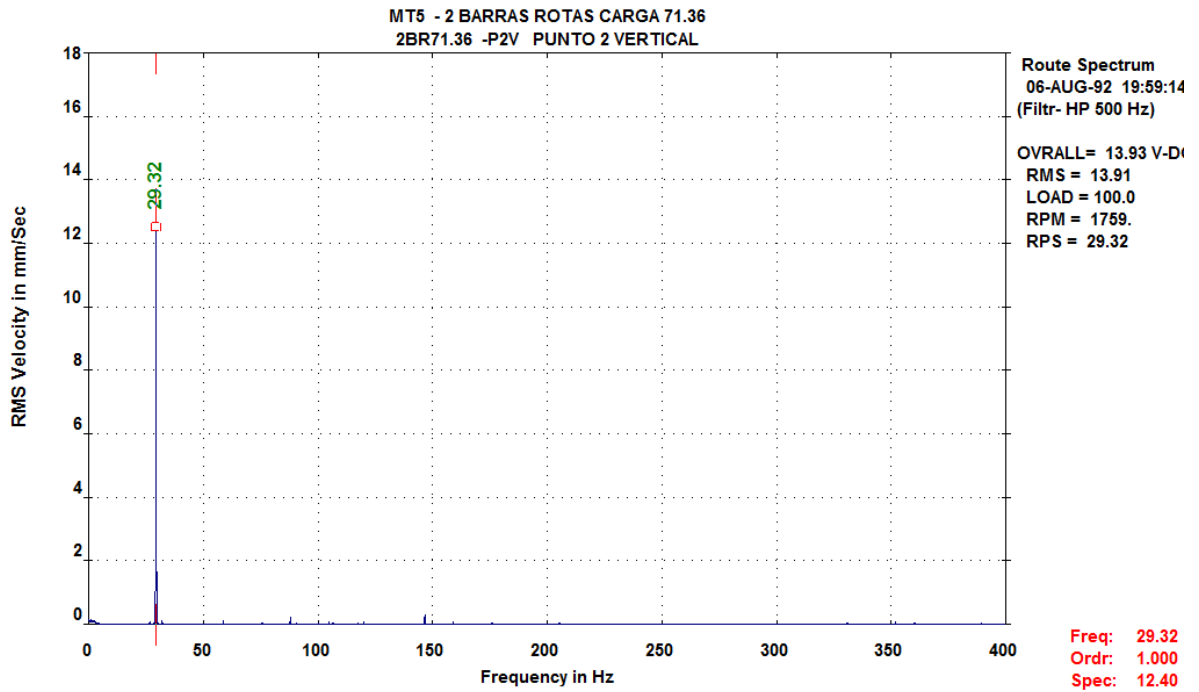
Fuente. Los autores.

Figura 51. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 71.36% P2V.



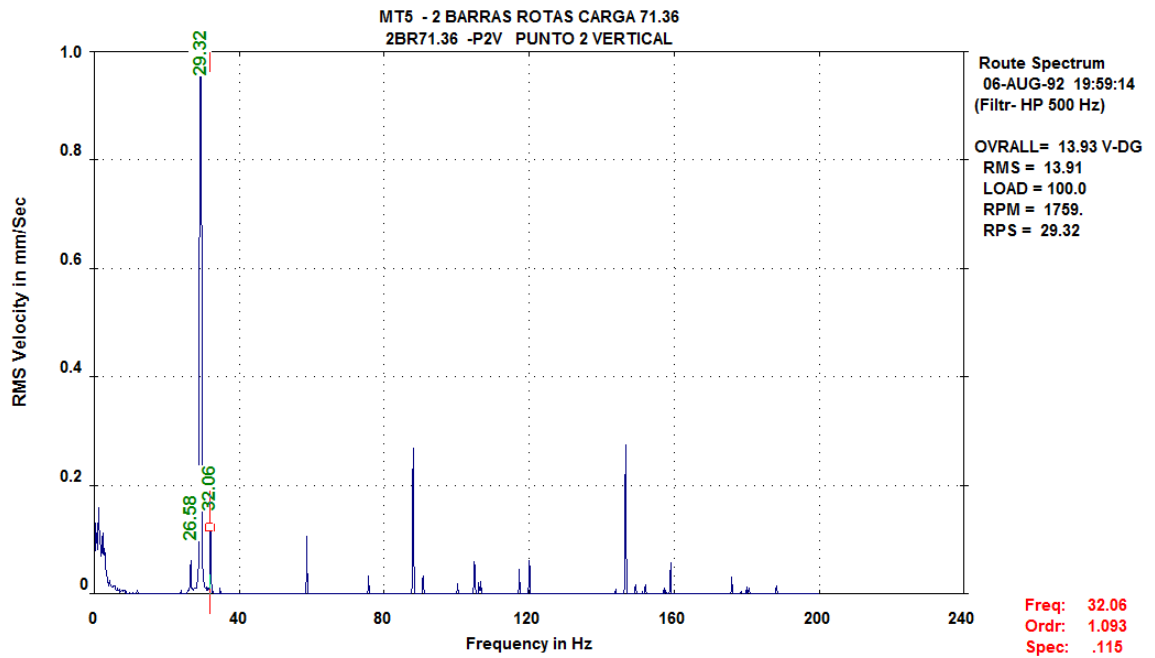
Fuente. Los autores.

Figura 52. Dos barras rotas - Carga 71.36% P2V.



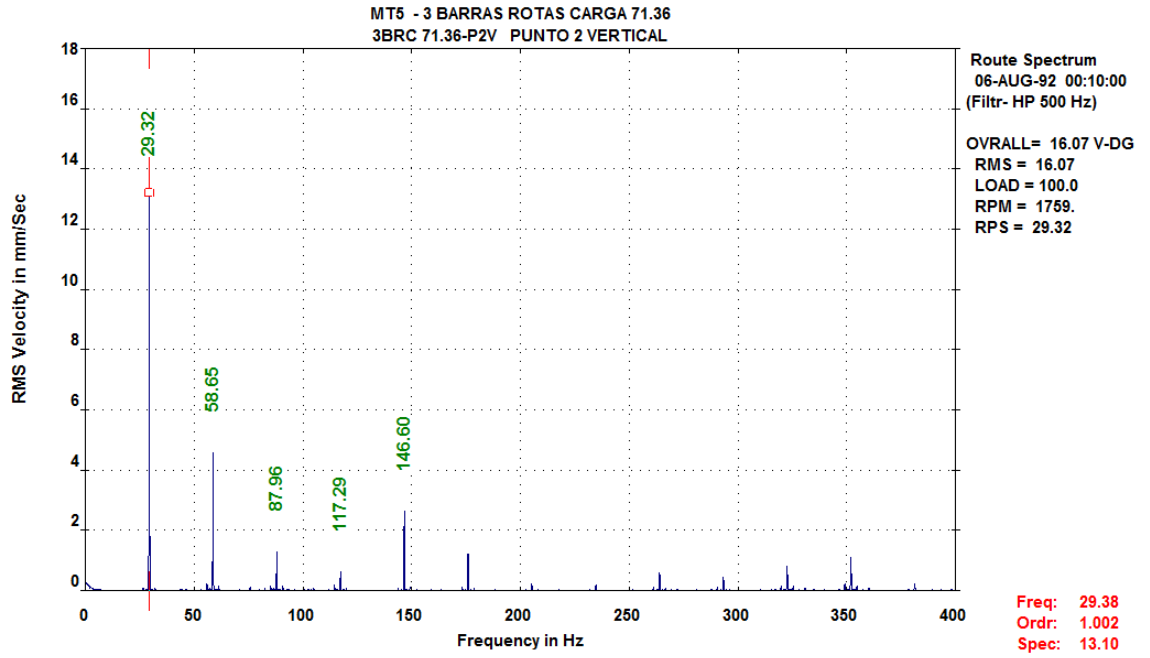
Fuente. Los autores.

Figura 53. Detalle de la zona de falla dos barras rotas carga 71.36% P2V.



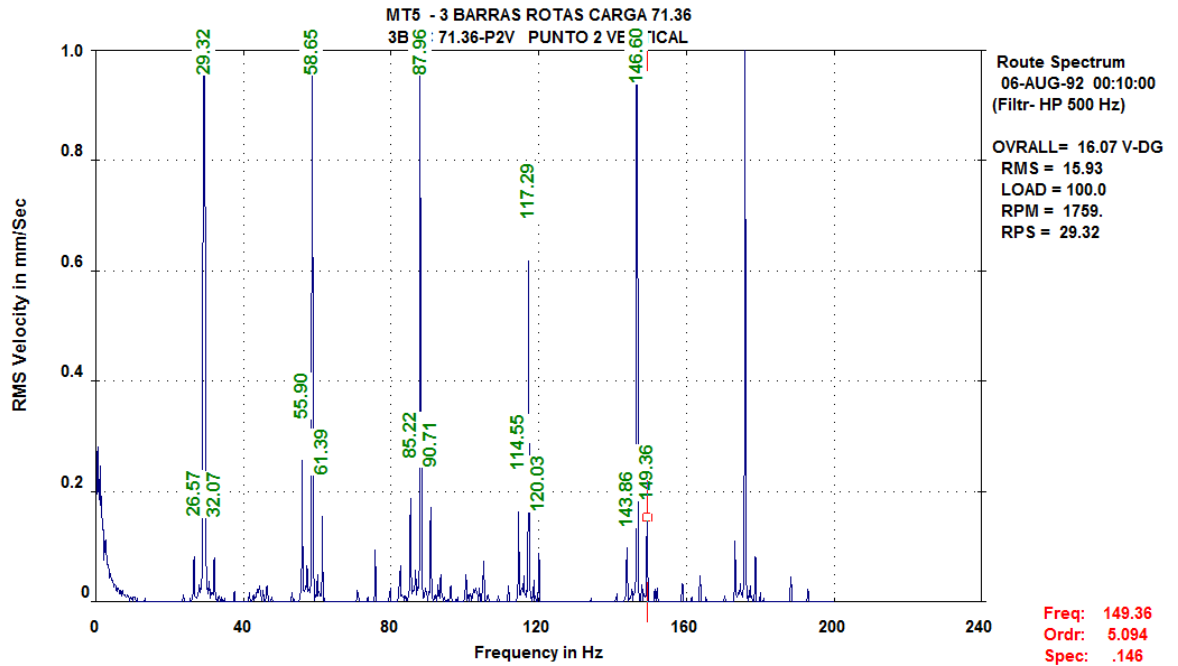
Fuente. Los autores.

Figura 54. Tres barras rotas - Carga 71.36% P2V.



Fuente. Los autores.

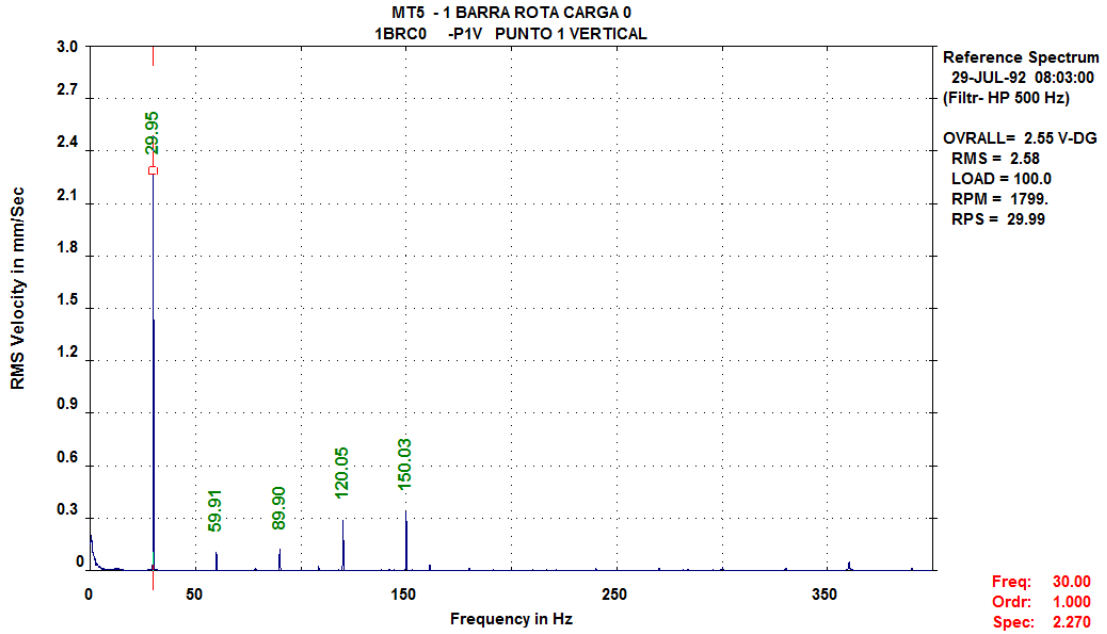
Figura 55. Detalle de la zona de falla tres barras rotas carga 71.36% P2V.



Fuente. Los autores.

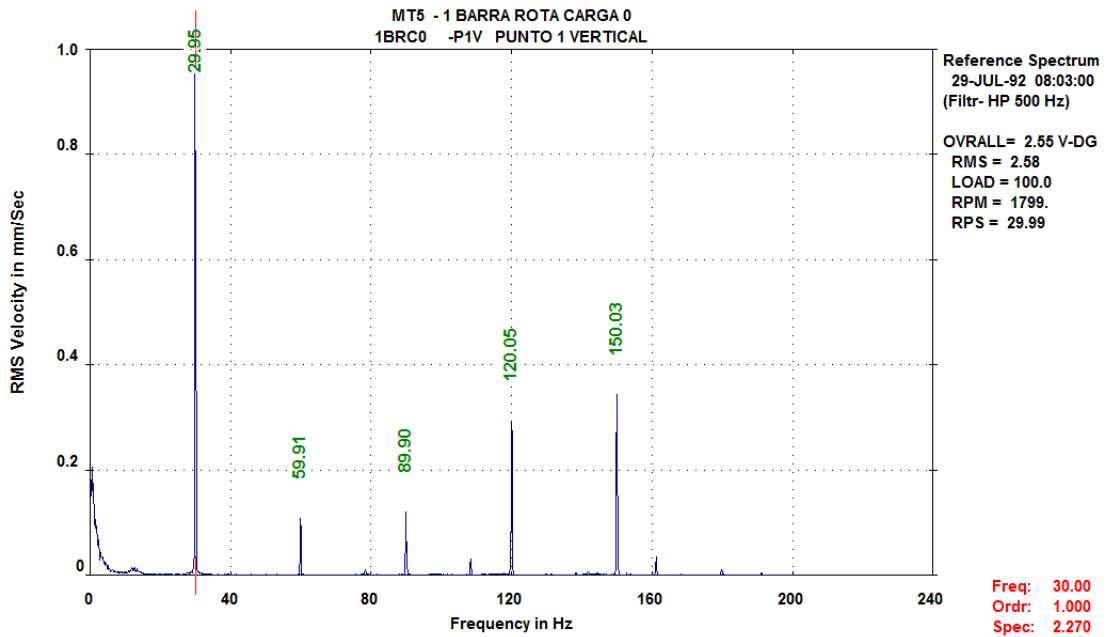
9.2.3.2 Carga Variable (0%, 71,36%, 85.6%) - Severidad Fija (1br)

Figura 56. Una barra rota - Carga 0% P1V.



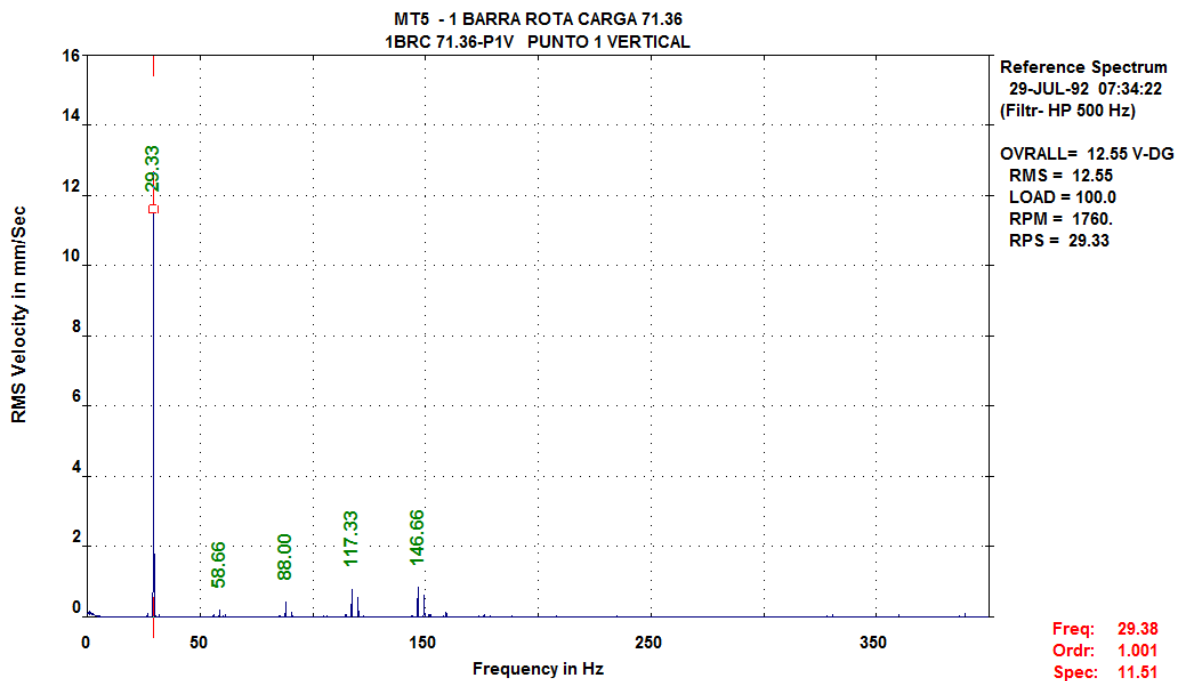
Fuente . Los autores

Figura 57. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 0% P1V.



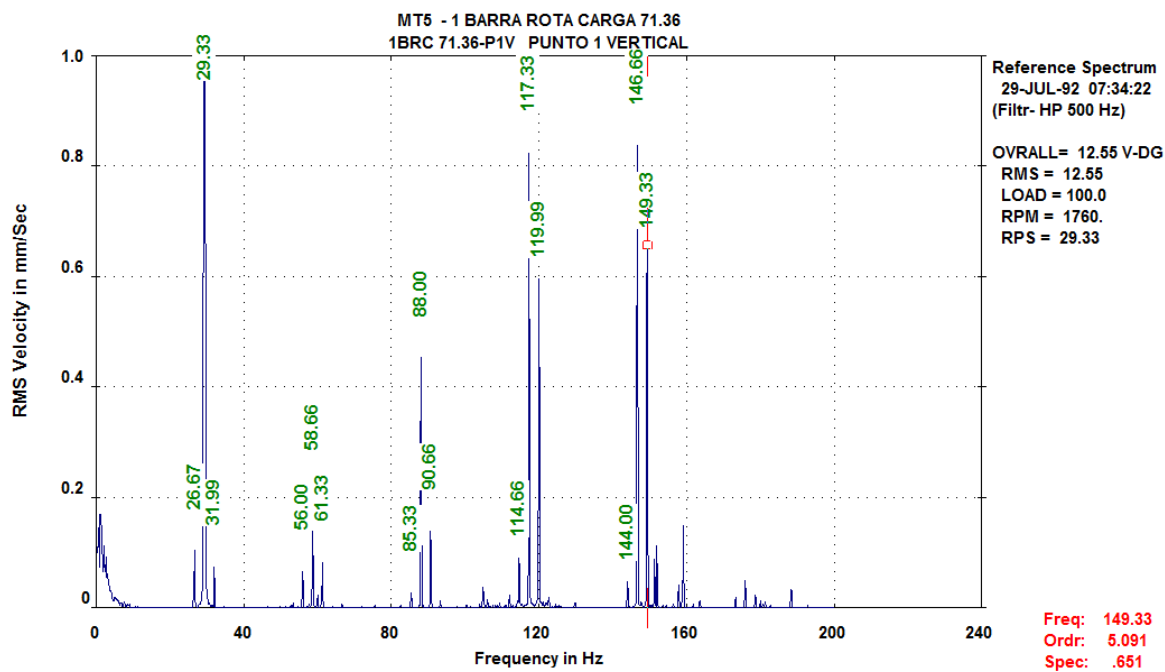
Fuente. Los autores.

Figura 58. Una barra rota 71.36% P1V.



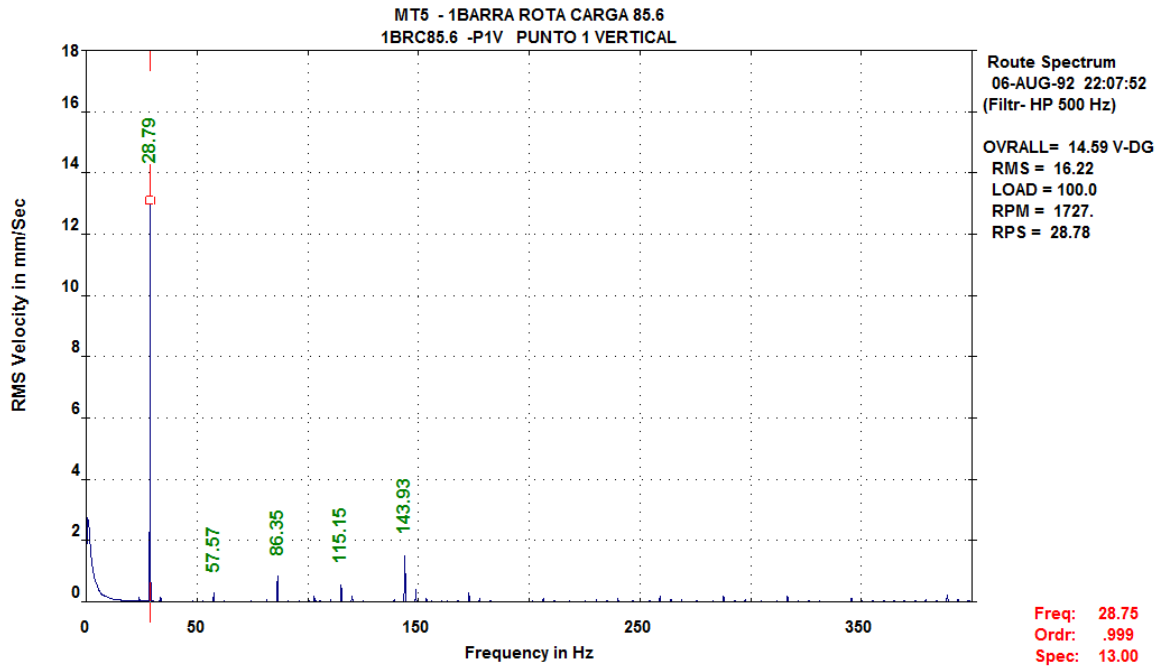
Fuente. Los autores.

Figura 59. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 71.36% P1V.



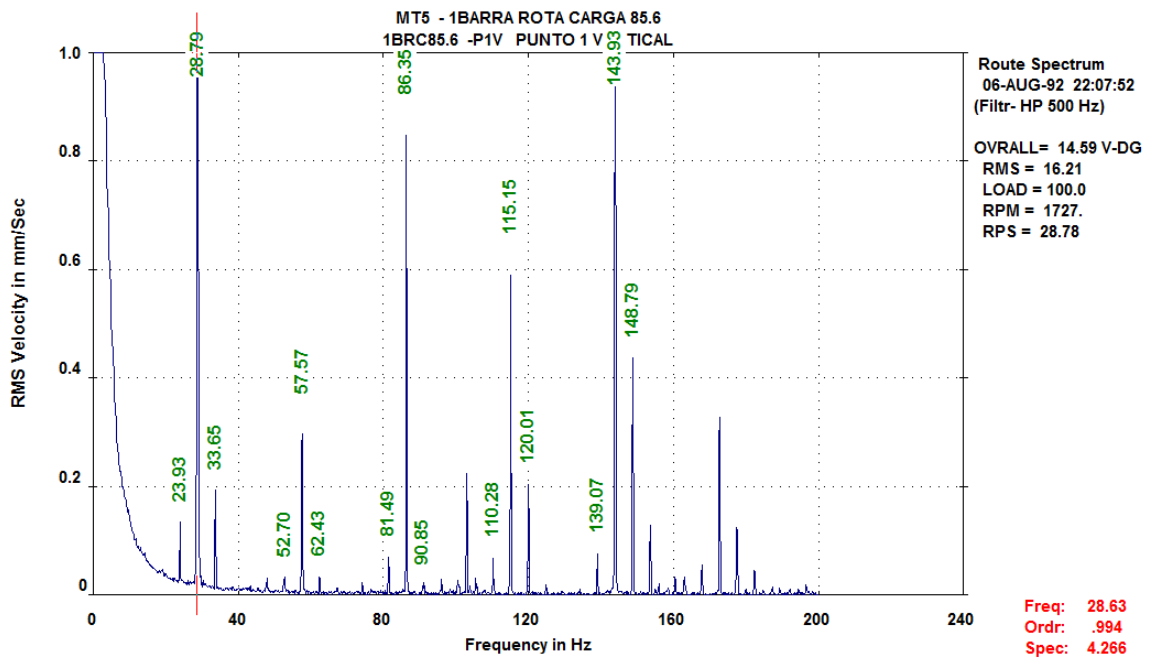
Fuente. Los autores.

Figura 60. Una barra rota - Carga 85.6% P1V.



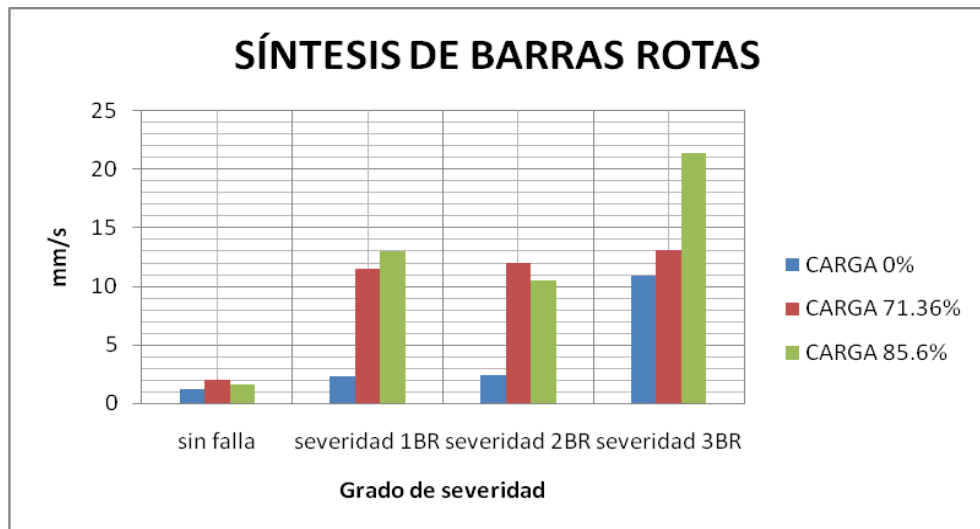
Fuente. Los autores.

Figura 61. Detalle de la zona de falla una barra rota carga 85.6% P1V.



Fuente. Los autores.

Figura 62. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de barras rotas.



Fuente. Los autores.

9.2.4 Análisis de Resultados

- Para esta prueba la bibliografía ya mencionada ofrece dos posibilidades de diagnóstico. Durante la toma de datos se observó la presencia de estas dos referencias en los diferentes puntos de muestreo.
- Para los espectros en los que solamente se notó la activación del 1X con sus respectivas bandas laterales, fue necesario realizar una prueba en modo monitor del CSI para descartar la presencia del desbalanceo mecánico y así garantizar la detección de la falla de barras rotas, aunque es claro que la presencia de bandas laterales alrededor del 1X descarta el desbalanceo mecánico.
- El valor de la frecuencia de paso de polo, es proporcional a las RPM. Éstas no son constantes a lo largo de la toma de datos, lo que genera una pequeña desviación del valor teórico calculado anteriormente.
- Para casi todos los espectros fue necesario realizar un zoom a la zona de falla para lograr observar con mayor precisión las bandas laterales a su respectiva

frecuencia de paso, ya que éstas, en muchos casos presentaron amplitudes muy bajas.

- Haciendo un estudio al comportamiento de la amplitud en relación con el grado de severidad en todos los escenarios de carga en los que el motor trabajó en condición de falla, se observó en la gráfica de síntesis de la prueba de barras rotas un incremento casi general de la amplitud, a medida que la severidad incrementa.

9.2.4.1 Carga Fija 71.36% – Severidad Variable (1br, 2br, 3br)

- Al aumentar el grado de severidad se observa un leve aumento en el valor de la amplitud de la vibración de algunos armónicos, principalmente en el 1X.
- Se observa la activación de los 5 primeros armónicos, con sus respectivas bandas laterales, pero también se observa la activación de algunos armónicos producto de algunas irregularidades presentadas en el sistema, que no se pudieron aislar, tales como: Problemas presentes en el generador, en el acople y problemas en la sujeción del sistema.
- Para la toma de datos de la segunda severidad (2BR), se descartó el desbalanceo mecánico, puesto que durante el monitoreo online, el armónico desapareció, después del corte de la corriente.¹²

9.2.4.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%) - Severidad Fija (1br)

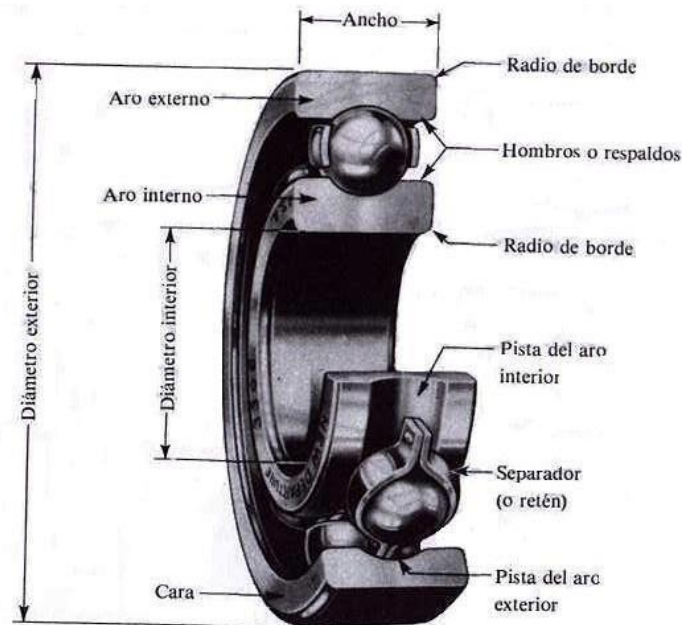
- Para estas condiciones, no se presentó el descenso que se esperaba de la amplitud de los armónicos fundamentales a medida que aumentaba la carga, al contrario, aumentó.

¹² PARESH, G. Beng Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance Pag. 123.

- Se vuelve a observar la diferencia del comportamiento del sistema cuando el generador se encuentra en estado de generación y no generación, esto se ve reflejado en la variación de la amplitud de los armónicos en las diferentes condiciones de carga.
- Todos los espectros mostraron la presencia de los 5 primeros armónicos con sus respectivas bandas laterales.

10. FALLA DE LA PISTA EXTERNA EN EL RODAMIENTO

Figura 63. Partes de un rodamiento de bolas



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos67/grafito-agente-controlador-friccion/grafito-agente-controlador-friccion2.shtml>

10.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS

10.1.1 Partes del rodamiento de bolas.

Aro externo. El anillo exterior está montado en el albergue de la máquina y en la mayoría de los casos no rueda. En el caso de rodamientos de bola, como existen unas pistas o canales provistos para las bolas, a estas también se les denomina surcos, canales de rodadura o raceway grooves. Los anillos se fabrican normalmente con aceros SAE 52100 endurecido de 60 a 67 Rockwell C.

Aro interno. El anillo interno está montado en el árbol de la máquina y en la mayoría de los casos está en la parte rodante. El anillo interno esta normalmente comprometido con un eje.

Elementos rodantes. Estos elementos pueden ser tanto bolas como rodillos. Existen muchos tipos de rodamientos con variadas formas de rodillos como ser: de bola, rodillo cilíndrico, rodillo cilíndrico largo, rodamiento de aguja, rodillo trapezoidal y rodillo convexo. Se utilizan también materiales como el acero inoxidable, cerámicos, monel, plásticos y materiales especiales en caso de trabajo con corrosivos.

Separador o jaula. Sirve para guiar los elementos de giro a lo largo de los anillos del rodamiento en una relativa posición correcta. Existen variadas clases de separadores que incluyen las prensadas (las más usadas), maquinadas (utilizadas para mayor resistencia o altas velocidades), moldeadas y en forma de clavija o chaveta. Debido a su menor resistencia a la fricción en comparación con los anillos y elementos rodantes, los rodamientos con separadores son más convenientes para trabajar bajo rotaciones de alta velocidad. Las jaulas se fabrican de bronce o plásticos sintéticos (que trabajan mejor a altas velocidades con un mínimo de fricción y ruido). En los cojinetes de costo relativamente bajo algunas veces se omite el separador, pero este tiene una función importante de evitar el contacto de los elementos rodantes a fin de que no ocurra rozamiento entre ellos.

Cubiertas. Todos estos cojinetes pueden obtenerse con cubiertas o protectores en uno o en ambos lados. Las cubiertas no proporcionan un cierre completo, pero sí ofrecen protección contra la entrada de polvo y suciedad. Una variedad de cojinetes se fabrica con sellos herméticos en uno o en ambos lados. Cuando los sellos están en ambos lados, los cojinetes se lubrican en la fábrica. Aunque se

supone que un cojinete sellado tiene lubricación por toda la vida, algunas veces se proporciona un medio para su re- lubricación.¹³

10.1.2 Fallas Comunes En Rodamientos

ay un número de mecanismos que pueden conducir a la falla del rodamiento, como lo son: daño mecánico, daño por grieta, daño por desgaste, deficiencia del lubricante y la corrosión. El manejo abusivo puede inducir muescas y abolladuras, que son especialmente dañinas cuando están localizadas en las pistas de los rodamientos. Cuando se presentan defectos en la superficie de la pista y condiciones de alta tensión impuestas sobre ella, la vida útil del rodamiento se reduce de una manera muy significativa. Una grieta en un componente del rodamiento puede comenzar por defecto de fabricación, inducidas por funcionamiento bajo sobrecarga o por fatiga. La muesca formada por la sobrecarga aplicada al elemento rodante en las pistas se llama brinelling.

Los rodamientos actúan como una fuente de ruido y vibración, debido tanto a la variación de compliancia como a la presencia de defectos en ellos. Los defectos en los rodamientos se pueden clasificar como distribuidos y localizados. El hecho de que la distribución de carga varíe sobre los elementos rodantes a medida que éstos giran sobre las pistas de rodadura hace que los rodamientos se comporten por sí mismos como generadores de vibraciones. Este comportamiento puede provenir tanto de rodamientos geoméricamente perfectos como de rodamientos con imperfecciones de manufactura, problemas de instalación, lubricación y condiciones ambientales inadecuadas o de algún otro factor que ayude a producir desgaste o fatiga.¹⁴

¹³ <http://www.monografias.com/trabajos67/grafito-agente-controlador-friccion/grafito-agente-controlador-friccion2.shtml>

¹⁴ MONDACA MARINO, Cristian Mauricio. Estudio de fallas comunes en rodamientos rígidos de una hilera de bolas mediante análisis en el dominio del tiempo y de la frecuencia. Valdivia, Chile. 2002. Trabajo

10.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN

10.2.1 Inducción la Falla

El tipo de falla que se indujo en el rodamiento, es del tipo grieta, esta se genero mediante el uso de una fresa de odontología diamantada 4138G, ISO 806 316 199 534 018, Max 450000rpm, composición diamante y acero inoxidable y su respectivo Foredom Serie Sr 1/6 Hp 18.000 Rpm, comenzando con un grado incipiente y aumentando progresivamente según el grado de severidad.

Figura 64. Inducción de la falla del rodamiento



Fuente. Los autores

de grado (Licenciado en Acústica y al Título profesional de Ingeniero Acústico). Universidad Austral de Chile. Facultad de Ciencias de la Ingeniería.

Un grado de severidad

Figura 65. Inducción un grado de severidad



Fuente. Los autores.

Dos grados de severidad

Figura 66. Inducción dos grados de severidad



Fuente. Los autores.

Tres grados de severidad

Figura 67. Inducción tres grados de severidad.



Fuente. Los autores.

10.2.2 Referencia de las Frecuencias de Falla¹⁵

Frecuencias de fallas de los elementos de un rodamiento. El punto de partida para el monitoreo de fallas en este tipo de elementos de máquinas es que los rodamientos defectuosos generan frecuencias de vibración a las velocidades de falla de cada componente y cada una de esas frecuencias puede ser calculada y registrada haciendo uso de técnicas rutinarias de análisis vibratorio y energía espectral. Dichas frecuencias rotacionales estarán relacionadas, por tanto, con el movimiento de los elementos de rodadura, canastilla y pistas; incluyendo el giro de bolas o rodillos, la rotación de la caja y la frecuencia de paso de bolas o rodillos.

¹⁵ Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones.. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2008.

Dependiendo de la ubicación del defecto en el rodamiento, se generan vibraciones de diferente frecuencia. Cuando una superficie defectuosa hace contacto con su superficie de encuentro, se producen pulsos periódicos de corta duración. Las periodicidades con que se producen tales pulsos son función de la geometría del rodamiento, la velocidad de rotación, y la localización del defecto.

Para cada uno de los elementos principales del rodamiento existe una frecuencia característica como se muestra en la tabla 2. Estas ecuaciones asumen que la pista interna se encuentra rotando con el eje mientras que la pista externa se encuentra fija.

Tabla 2. Frecuencias de falla en rodamientos.

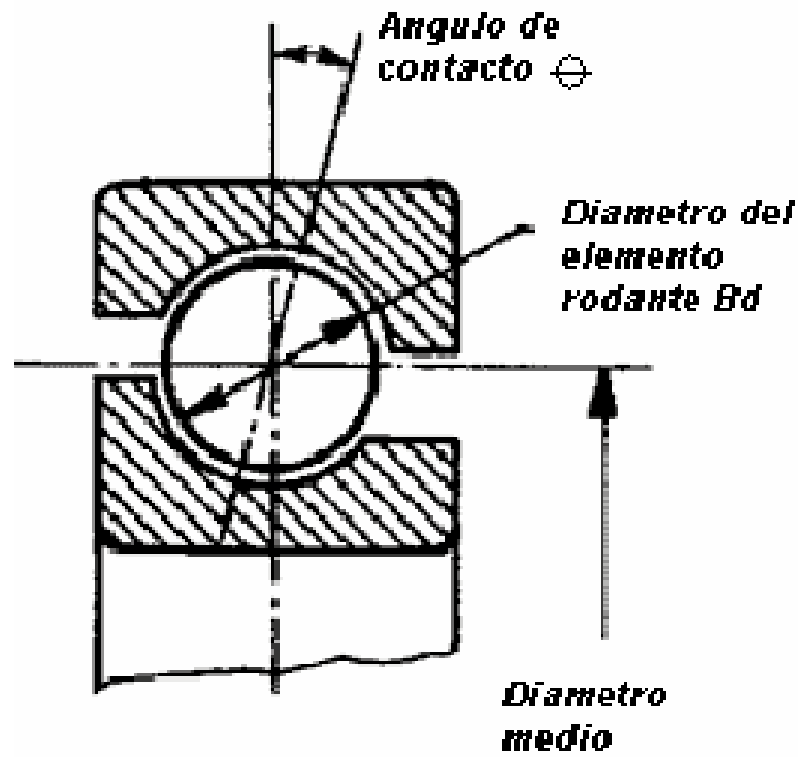
ELEMENTO	SIGLA ⁸	ECUACIÓN
Pista interna	BPFI	$\frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$
Pista externa	BPFO	$\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM = N_b \times FTF$
Elemento rodante	BSF	$\frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \times RPM$
Canastilla	FTF	$\frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM \approx 0.35 \rightarrow 0.45 \times RPM$

Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander.

Bucaramanga 2008.

Donde:

Figura 68. Nomenclatura frecuencias de falla.



Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2008.

Si la pista interna se encuentra fija, mientras que la pista externa está rotando, se debe cambiar el signo menos, por un signo más, dentro del paréntesis en la ecuación para la frecuencia de falla de la canastilla. En este caso $N_b \times FTF$ no será equivalente a BPFO sino a BPFI; y $FTF \approx 0.55 - 0.65 \times RPM$.

En caso de no conocer las dimensiones del rodamiento, existen aproximaciones en base a la experiencia, para las ecuaciones de la tabla 3. Solamente en función del número de elementos rodantes:

Tabla 3. Aproximación frecuencias de falla rodamientos.

FRECUENCIA	ECUACIÓN
BPFI	$\left(\frac{N_b}{2} + 1.2\right) \times RPM$
BPFO	$\left(\frac{N_b}{2} - 1.2\right) \times RPM$
BSF	$\left(\frac{N_b}{2} - \frac{1.2}{N_b}\right) \times RPM$
FTF	$\left(\frac{1}{2} - \frac{1.2}{N_b}\right) \times RPM$

Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2008.

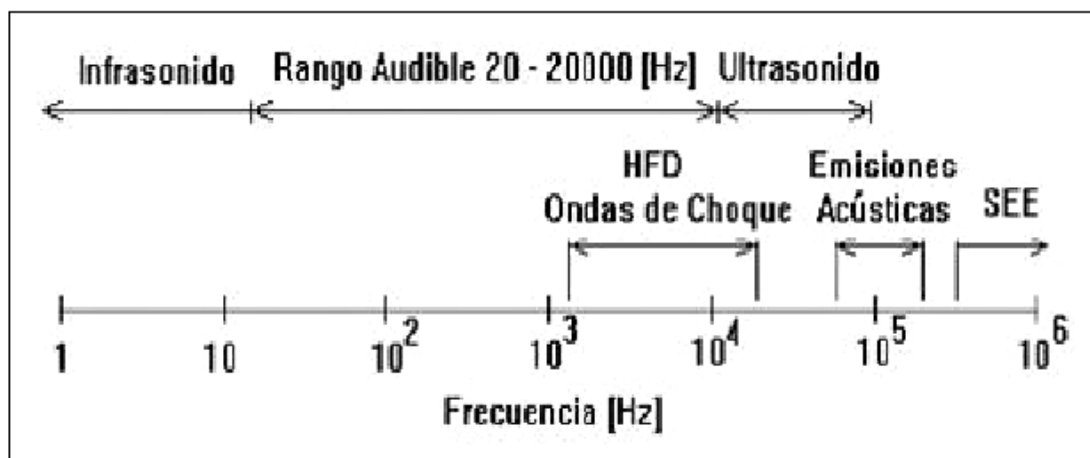
Etapas de falla en rodamientos. Normalmente los rodamientos presentan cuatro etapas de deterioro desde el inicio incipiente, hasta la falla total. Para cada una de estas etapas existe información acerca de la forma característica del espectro de vibración y valores globales de energía espectral permiten realizar un diagnóstico adecuado.

A medida que la falla evoluciona en el rodamiento, es más fácil de ver en el espectro de vibración, empezando en frecuencias tan altas como 300000 Hz hasta frecuencias tan bajas como las de las frecuencias de falla de los elementos, de esta forma surge la necesidad de diferentes técnicas para analizar estas señales.

El uso del análisis espectral de las vibraciones, para predecir la presencia de defectos en los rodamientos de las máquinas es una tarea difícil, sobre todo cuando dicha falla se encuentra en una etapa incipiente, o cuando las

máquinas giran a bajas velocidades. Las vibraciones generadas en estos casos son de baja amplitud, y el nivel de ruido en muchos casos oculta completamente las amplitudes debidas a los defectos en los rodamientos. En muchos de estos casos no es suficiente con el análisis espectral para realizar el diagnóstico es ahí cuando el analista de vibraciones debe apoyarse en otras técnicas como el análisis de forma de onda, y técnicas de procesamiento de señales de alta frecuencia como se observa en la figura 61. Dentro de estas técnicas, están los pulsos de choque (SPM), la detección de emisiones acústicas (AE), energía espectral emitida (SEE), técnica de detección de alta frecuencia (HFD) y el ultrasonido.

Figura 69. Rango de frecuencias empleadas para las técnicas de monitoreo.



Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2008.

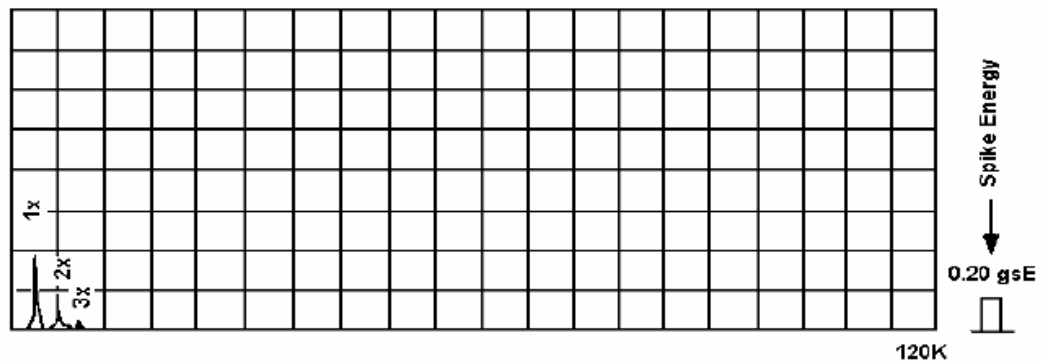
Otras técnicas que analizan vibraciones a frecuencias no tan altas (1–5 KHz.) y que están relacionadas con la excitación de las frecuencias naturales del soporte y las pistas del rodamiento son las técnicas de demodulación o envolvente, la técnica del Peakvue y el análisis con Zoom real sobre las zonas resonantes.

Etapa 1. Los primeros indicadores de problemas en rodamientos aparecen en un rango de frecuencias ultrasónicas sobre 250000 – 300000 Hz; más tarde cuando el desgaste aumenta estas disminuyen aproximadamente a

20000 – 60000 Hz (1200000 – 3600000 CPM) estas frecuencias se pueden evaluar por spike energy (gsE), HFD (g) y shock pulse (dB) por ejemplo el spike energy debe ser alrededor de 0.25 gsE en la etapa 1 (este valor dependerá de la ubicación del punto de medición y la velocidad de la maquina), la adquisición de un espectro de envolvente de alta frecuencia confirmara si el rodamiento se encuentra o no en la etapa 1.

Figura 70. Espectro característico etapa 1.

ESPECTRO DE FRECUENCIAS (VELOCIDAD)



1. Nivel de ruido normal
2. Temperatura normal
3. Incremento del nivel; ultrasónico, emisión acústica o spike energy
4. Nivel de vibración total, baja
5. Vida remanente más del 10 %

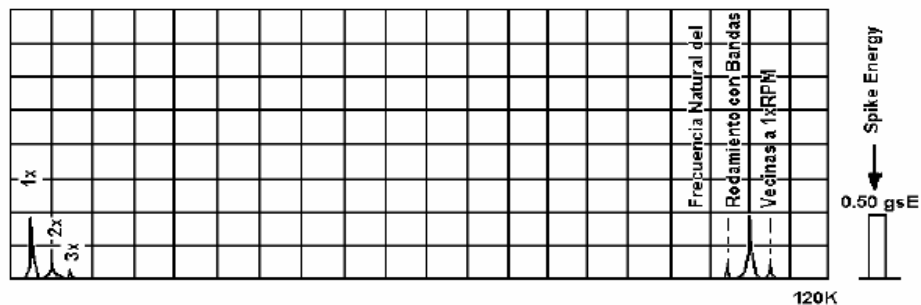
Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2008.

Etapa 2. Para esta etapa empiezan a aparecer picos a la frecuencia natural de los componentes del rodamiento, alojamiento, sensor; Las cuales son predominantes

en el rango de 30K – 120K CPM. Cada componente vibrara a su respectiva frecuencia natural cuando es impactado; por ejemplo el elemento rodante de un rodamiento es impactado intermitentemente cada vez que pasa sobre un defecto localizado en su pista. Realmente existen varias frecuencias naturales de diferentes componentes en la región mencionada, pero habrá algunas que son predominantes sobre otras. Por esta razón cuando el defecto se desarrolla más allá del tamaño microscópico, comienza a excitar las frecuencias naturales, convirtiéndose en la segunda línea de detección. A medida que el defecto crece, causa mayores impactos, los cuales causan mayor respuesta en los picos de las frecuencias naturales. Eventualmente, cuando el desgaste progresa aparecen más frecuencias alrededor de estas resonancias, al final de la segunda etapa aparecen bandas laterales a 1X, en ambos lados del pico de la frecuencia natural del rodamiento. El pico de energía (spike energy) crece aproximadamente al doble por ejemplo (0.25 a 0.50 gsE).

Figura 71. Espectro característico etapa

ESPECTRO DE FRECUENCIAS (VELOCIDAD)



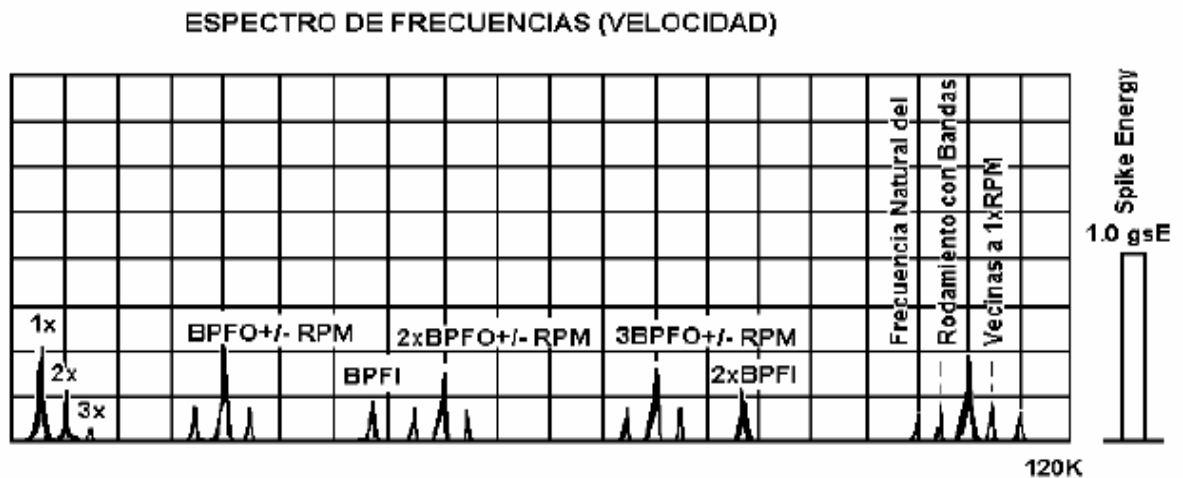
1. Ligero incremento del nivel de ruido
2. Temperatura normal
3. Incremento significativo del nivel de: ultrasonido, emisión acústica o spike energy
4. Ligero incremento de la vibración total; en aceleración o velocidad
5. Frecuencias de fallas de rodamientos, claramente visibles en el espectro de vibraciones con escala logaritmica
6. Vida remanente, menor que el 5 %

Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander.

Bucaramanga 2008.

Etapa 3. En esta etapa aparecen picos a las frecuencias de falla de los elementos del rodamiento y a los armónicos de estas. Cuando el desgaste progresa parecen más armónicos de la frecuencia de falla y aumenta el número de bandas laterales alrededor de las frecuencias de falla y la frecuencia natural del rodamiento. El pico de energía continúa incrementándose (por ejemplo de 0.50 gsE a sobre 1 gsE). El desgaste ahora es visible y puede extenderse a lo largo de la periferia del rodamiento especialmente cuando hay bandas laterales bien formadas. El rodamiento se debe reemplazar ahora.

Figura 72. Espectro característico etapa 3

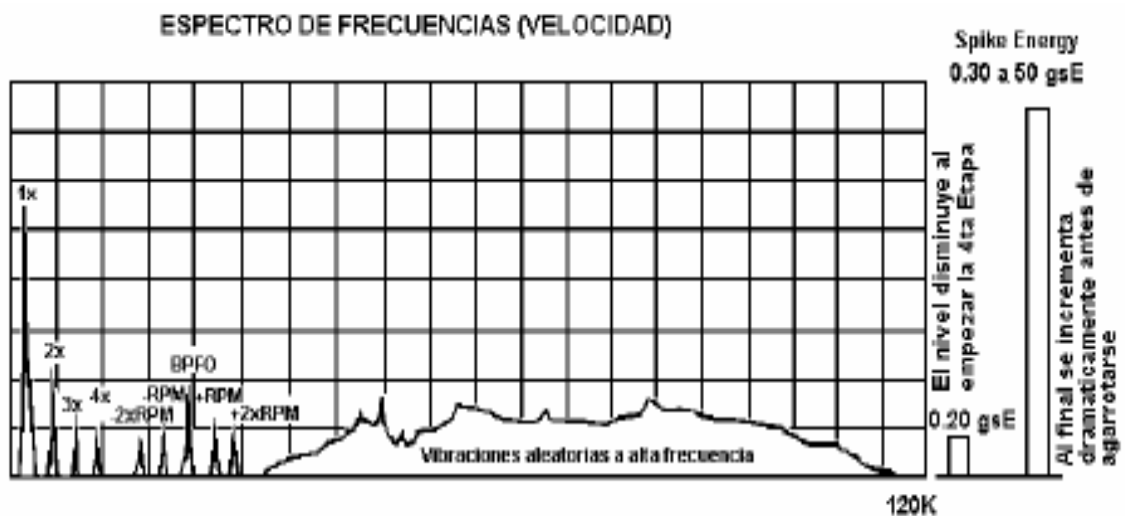


1. Nivel de ruido audible
2. Ligeramente incremento de temperatura
3. Elevado nivel; ultrasónico, emisión acústica y spike energy
4. Elevado incremento de la vibración total en aceleración y velocidad
5. Picos de vibración a las frecuencias de fallas de los rodamientos, claramente visibles, con armónicas y bandas vecinas; en el espectro de frecuencias con escala lineal
6. Vida remanente, menor que el 1 %

Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2008.

Etapa 4. Hacia el final, la amplitud del 1 X RPM crece y normalmente causa crecimiento de muchos armónicos de la velocidad de giro. Algunos picos a las frecuencias de falla y frecuencia natural empiezan a desaparecer y son reemplazados por vibración aleatoria (random) en una banda amplia de alta frecuencia en lo que se conoce como ruido de piso. Además las amplitudes del ruido de alta frecuencia y el pico de energía pueden de hecho disminuir; pero justo antes de la falla el pico de energía (spike energy) usualmente crecerá hasta amplitudes excesivas.

Figura 73. Espectro característico etapa 4.



1. Dramático cambio del nivel de ruido
2. Significativo incremento de la temperatura
3. Disminución gradual seguido de un rápido incremento del nivel; ultrasónico, emisión acústica y spike energy
4. Significativo incremento de la vibración total en desplazamiento y velocidad; Disminuye la aceleración
5. Predominan los spikes de vibración a bajas frecuencias de fallas de rodamientos y elevados ruidos de piso en el espectro
6. Vida remanente, menor que el 0.2 %

Fuente. Yira Alejandra Castro Martínez, Edwin Germán Páez Páez. Banco experimental para estudio de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico, escuela de ingeniería mecánica, Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2008.

10.2.3 Cálculo De Las Frecuencias De Falla (Bpfo)

Tabla 4. Cálculo de las frecuencias de falla (BPFO)

CALCULO DE LAS FRECUENCIAS DEL BPFO EN LAS DIFERENTES CONDICIONES DE CARGA				
SIGLA	ECUACION	FRECUENCIAS DE FALLA		
		CARGA 0% (1793 RPM)	CARGA 71.36% (1760RPM)	CARGA 85.6% (1730RPM)
BPFO	$\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cos\theta\right) X RPM = N_b X FFT$	107.4	105.2	103.4

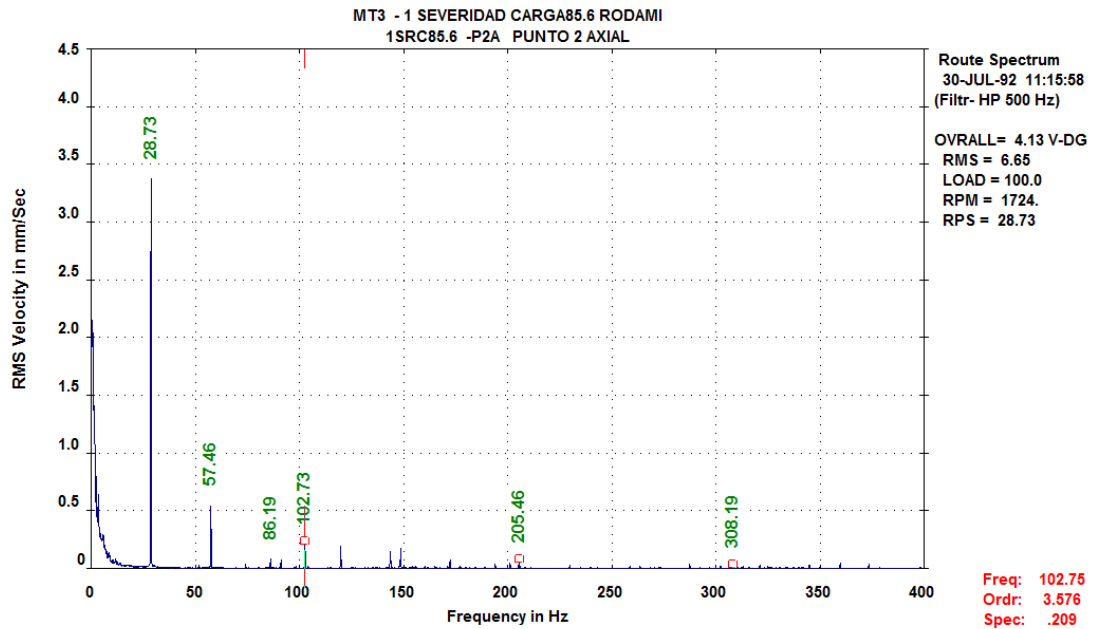
Fuente. Los autores.

10.2.4 Espectros Adquiridos con el Analizador de Vibraciones CSI

- Manteniendo la carga fija y variando el grado de severidad.
- Manteniendo el grado de severidad fijo y variando la carga

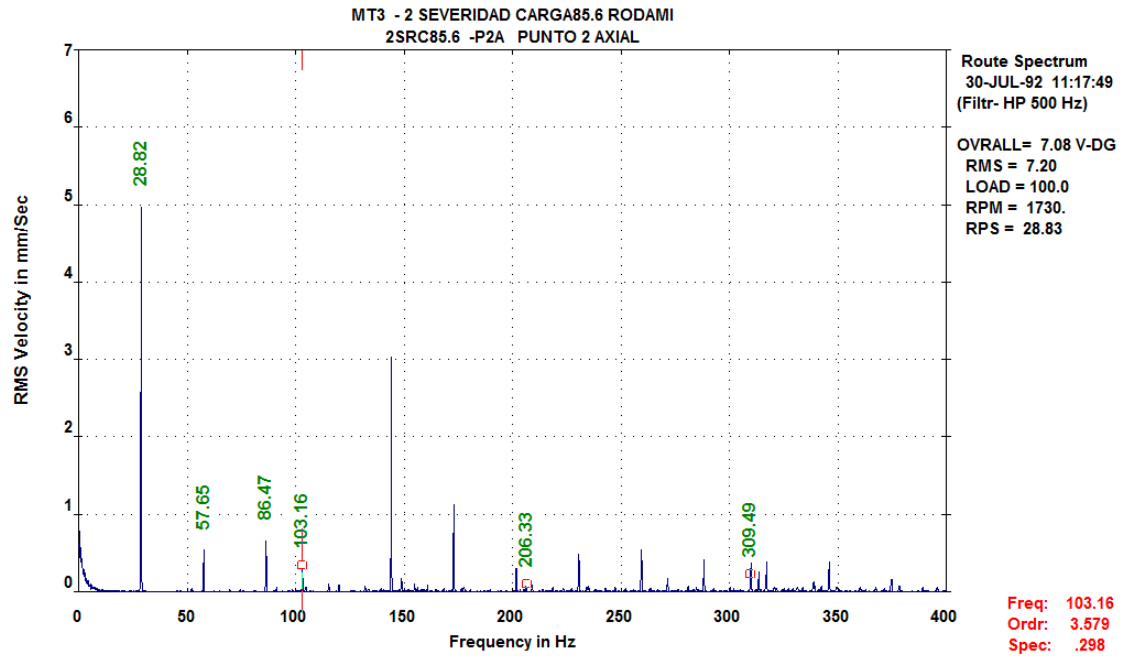
10.2.4.1 Carga Fija 85.6% – Severidad Variable

Figura 74. Severidad uno – Carga 85.6% P2A



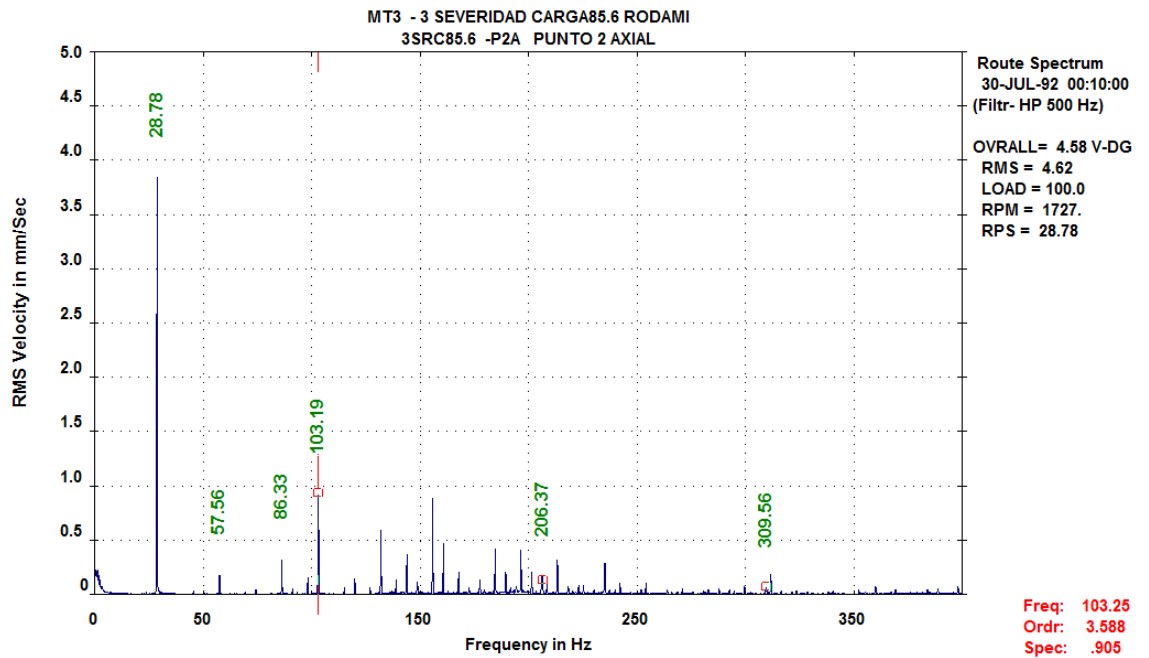
Fuente. Los autores.

Figura 75. Severidad Dos – Carga 85.6% P2A



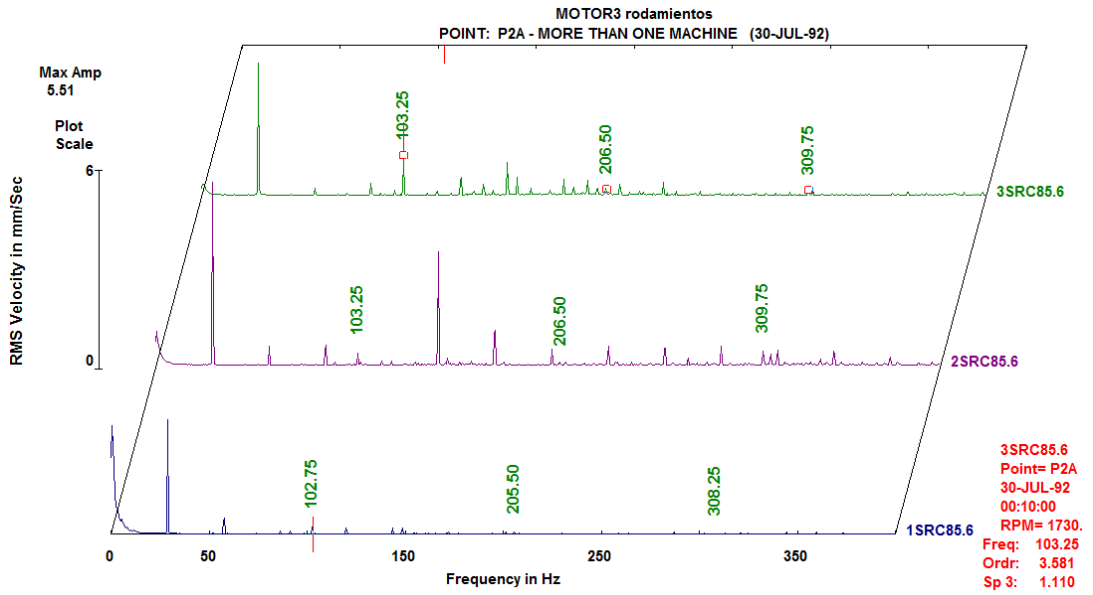
Fuente. Los autores.

Figura 76. Severidad tres – Carga 85.6% P2A



Fuente. Los autores.

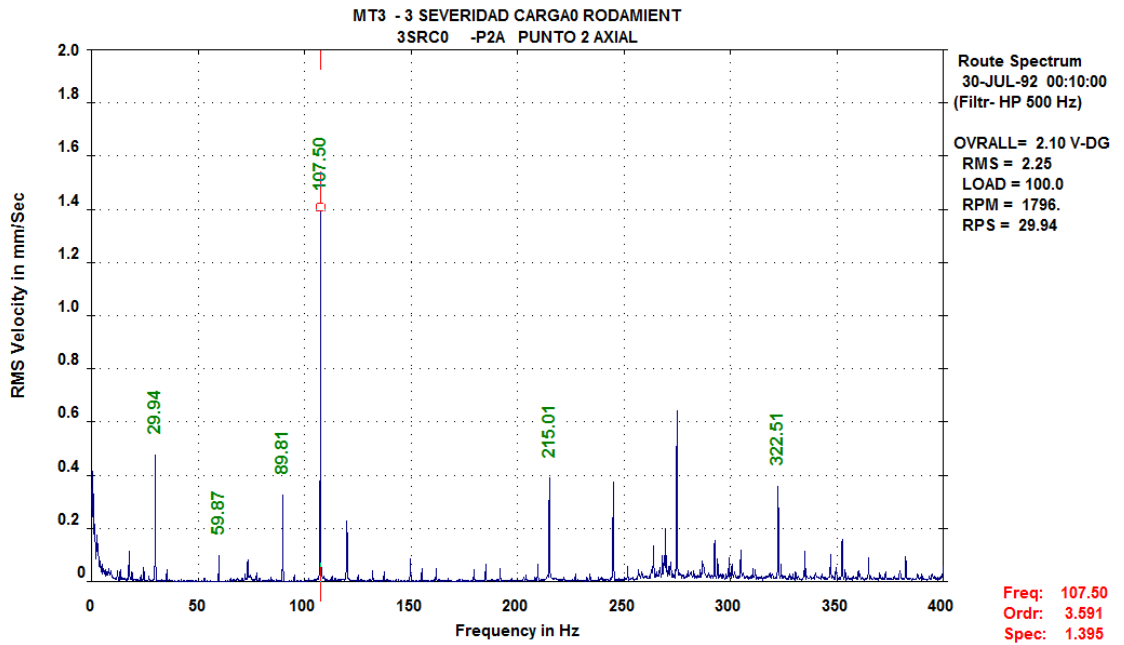
Figura 77. Múltiples espectros, diferente severidad a carga 85.6% P2 Axial.



Fuente. Los autores.

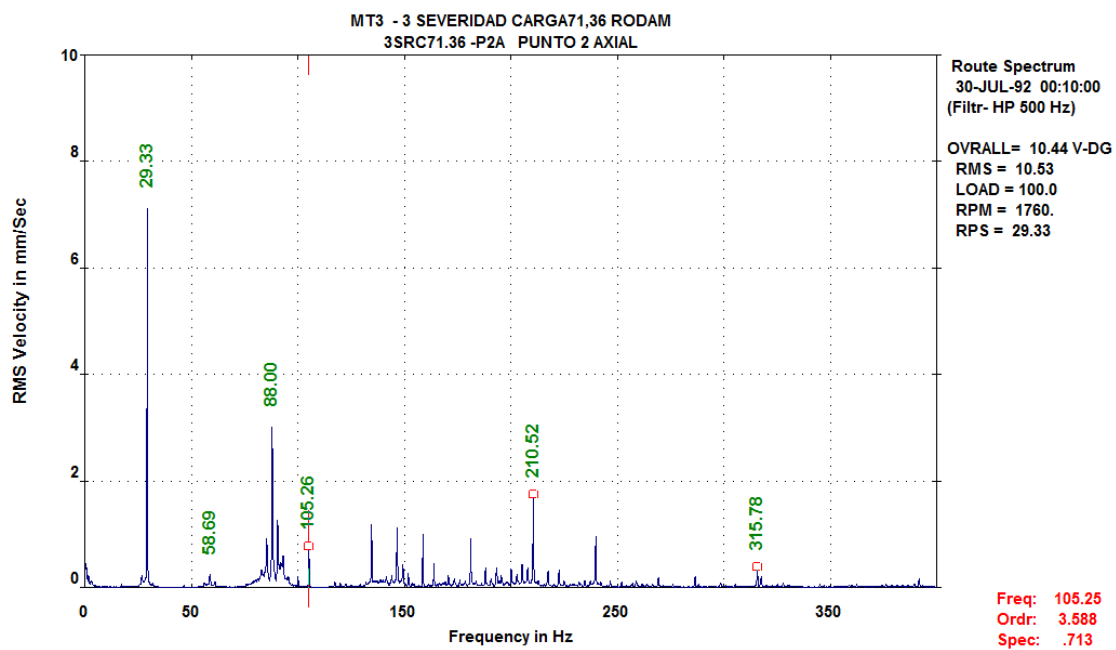
10.2.4.2 Severidad Fija (3) – Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%)

Figura 78. Severidad Tres - Carga 0% P2 Axial.



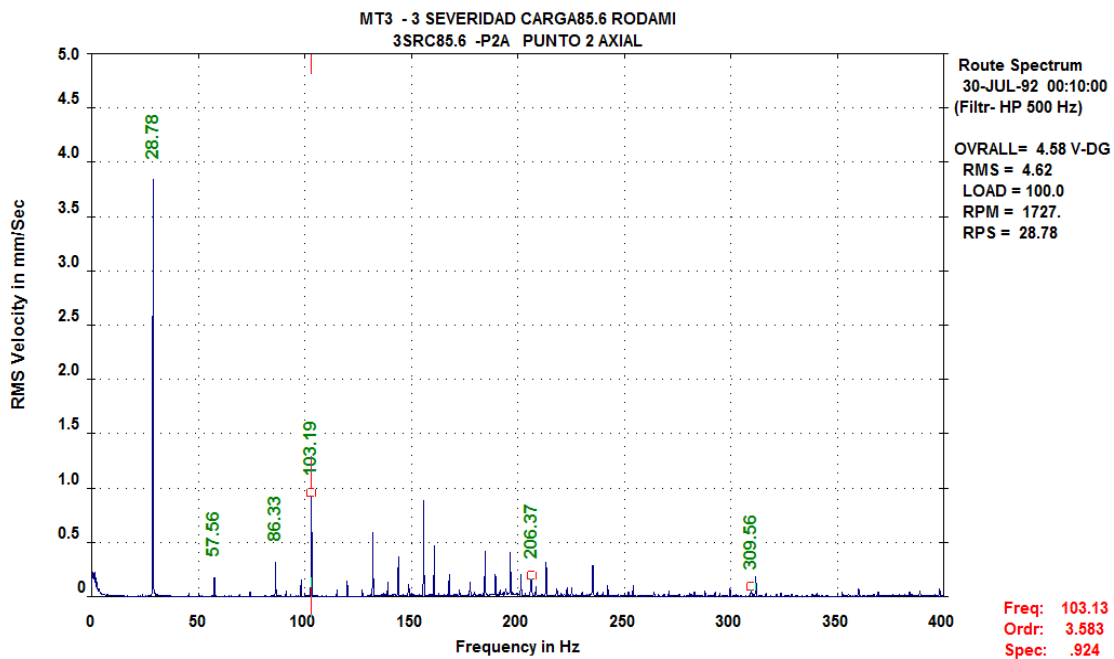
Fuente. Los autores.

Figura 79. Severidad Tres - Carga 71.36% P2 Axial.



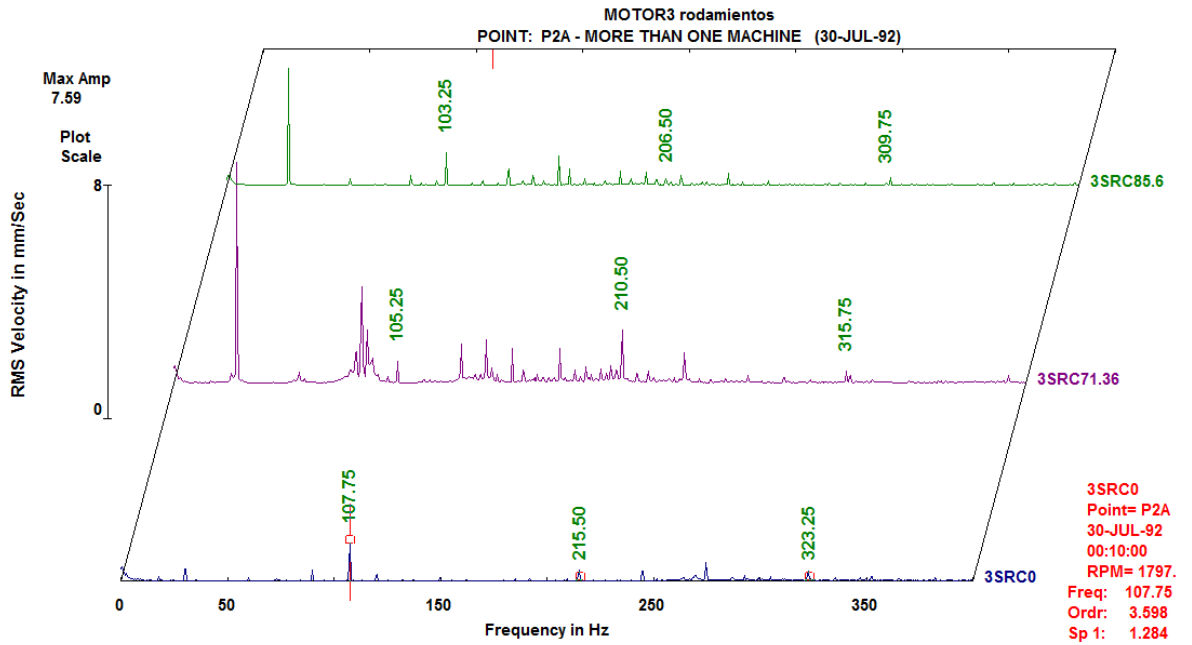
Fuente. Los autores.

Figura 80. Severidad Tres - Carga 85.6% P2 Axial.



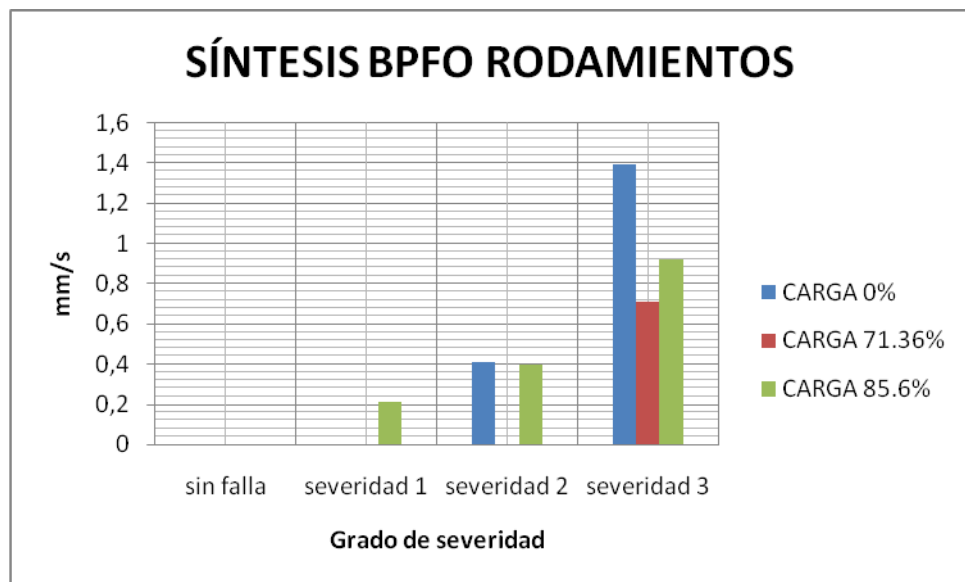
Fuente. Los autores.

Figura 81. Múltiples espectros, severidad dos (8g) a carga (0%, 71.36%,85.6%) P1 Vertical.



Fuente. Los autores.

Figura 82. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de rodamientos.



Fuente. Los autores

10.2 .5 Análisis de Resultados

- La detección de la primera y segunda etapa de la falla de rodamientos propuesta en la bibliografía nunca pudo ser determinada, puesto que el sistema de adquisición de datos (CSI), que se uso para el desarrollo de este proyecto, no cuenta con la capacidad de alta definición que se requiere para detectar el “spike energy”.
- La sola presencia del BPFO y sus armónicos certifica la presencia de falla en la pista externa del rodamiento.
- El valor de BPFO es directamente proporcional a las RPM, como este valor presenta un margen de variación pequeño, también lo hace el BPFO.
- El comportamiento de la frecuencia más significativa en rodamientos para el experimento propuesto (BPFO) no es diferente al observado en las anteriores gráficas de síntesis en lo que respecta al comportamiento de la amplitud, exceptuando, el hecho de que esta frecuencia no se activa en todos los grados de severidad, lo que conlleva a cuestionar la capacidad de detección del CSI para este tipo de prueba en condiciones de falla incipiente.

10.2.5.1 Carga Fija 85.6% – Severidad Variable (1, 2, 3)

- La presencia de los tres primeros armónicos fundamentales, junto con el BPFO y sus respectivos armónicos, dan una buena aproximación a la referencia propuesta por la bibliografía.
- Se muestra un aumento progresivo en el BPFO a medida que se aumenta el grado de severidad.

10.2.5.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%) -Severidad Fija (3)

- Se observó la aparición del BPFO y sus armónicos, a la frecuencia calculada, correspondiente para cada tipo de carga.
- Para esta condición los valores de la amplitud de los amónicos disminuyen como se esperaba a medida que la carga aumenta, mientras el BPFO presento un comportamiento aleatorio.

11. FALLA DE CORTO CIRCUITO EN EL DEVANADO DEL ESTATOR

Figura 83. Devanado del estator.



Fuente. Los autores.

11.1 PRINCIPIOS TEÓRICOS

Las fallas estáticas constituyen el 37% de las fallas en motores eléctricos, siendo la más común el cortocircuito entre espiras, la cual reduce la habilidad de producir un campo magnético balanceado, lo que a su vez trae otras consecuencias como un aumento en la vibración de la máquina, y por ende degradación del aislamiento y daños a los rodamientos del motor. En la mayoría de los casos, el cortocircuito entre espiras abarca las siguientes posibilidades: “espira a espira”, “fase a fase” ó “fase a tierra”, causando el colapso del motor. El tiempo que transcurre entre la aparición de una falla (cortocircuito entre espiras) y el colapso total del motor es variable. Estudios previos demostraron que un motor bajo falla es capaz de tolerar arranques severos y ciclos de parada. Sin embargo, existen casos en los cuales el colapso

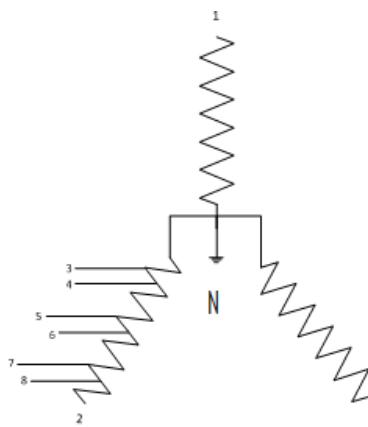
del motor ocurre inmediatamente después se detecta la falla. Este desempeño variable parece estar relacionado con la localización de la falla en el devanado. De hecho, la distancia entre las espiras bajo falla y el núcleo magnético de la máquina parece tener una influencia en el tiempo que transcurre, hasta el colapso el motor.¹⁶

11.2 DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN

11.2.1 Inducción de la Falla

El procedimiento para la inducción de las diferentes severidades del cortocircuito en las espiras del estator, se realizó en “Vásquez & Rodríguez Ltda.”, quienes contaban con la capacidad y el equipo adecuado para garantizar la inducción de la falla, dejando un diagrama con las indicaciones necesarias para hacer las conexiones pertinentes correspondientes a los diferentes grados de severidad propuestos.

Figura 84. Diagrama para la inducción del corto.



Fuente. Los autores.

¹⁶ Revista facultad de ingeniería, universidad de Antioquia, N.º 51 pp. 16-23. Febrero 2010. Análisis del cortocircuito entre espiras de un motor de inducción tipo jaula de ardilla mediante la aplicación del método de elementos finitos (MEF).

Tabla 5. Conexiones para lograr los diferentes grados de severidad.

Grado de severidad (% de espiras en corto)	Conexión
2	3-4-N
5	3-4-5-6
10	3-4-7-8

Fuente. Los autores.

11.2.2 Referencia de las Frecuencias de Falla

En la actualidad el estudio del cortocircuito en el devanado del estator, mediante el uso del método de análisis de vibraciones, presenta pocos estudios [¹⁷][¹⁸], esto debido a que el método de MCSA¹⁹, según gran parte de la bibliografía, es el mejor método para su detección, además era necesario desarrollar una experiencia de este tipo en la universidad para contribuir a la misión investigativa de la misma.

11.3 ESPECTROS ADQUIRIDOS CON EL CSI

- Manteniendo la carga fija y variando el grado de severidad.
- Manteniendo el grado de severidad fijo y variando la carga

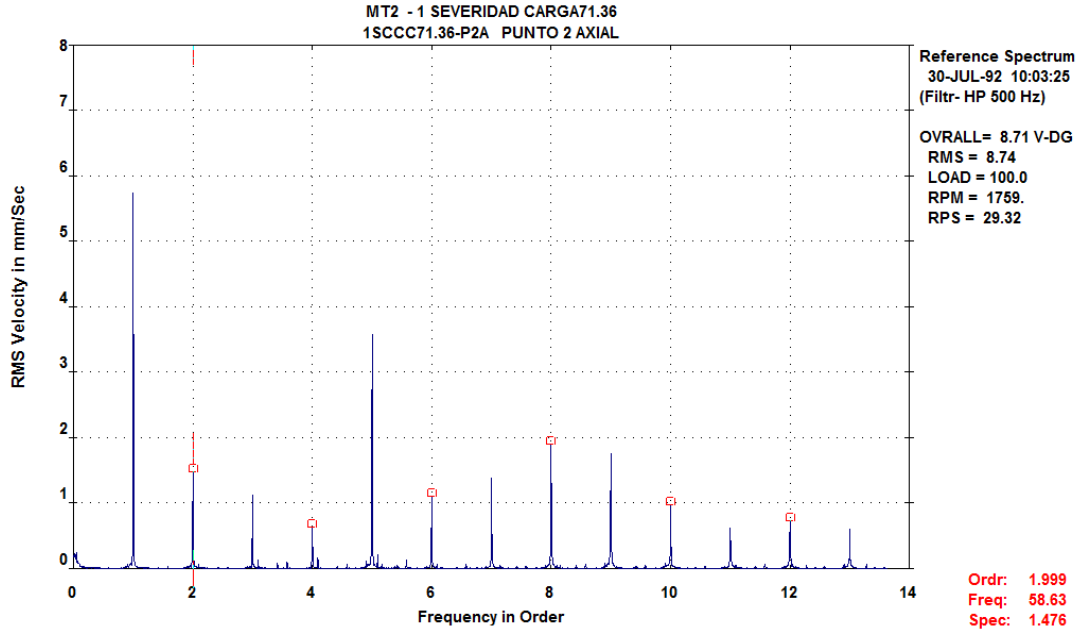
¹⁷ Li Heming, Wan Shuting, Li Yonggang, Wang Aimeng, Condition Monitoring of Generator Stator Winding Inter-Turn Short Circuit Fault Based on Electrically Excited Vibration.

¹⁸ Fernando Villada Duque, Guillermo Ocampo, estudio del comportamiento de motores de inducción ante fallas estatóricas.

¹⁹ Castelli, Marcelo. Universidad de Montevideo- IEEE Member, Andrade, Marcos. ALFEX S.A- IEEE Senior Member. Metodología de monitoreo, detección y diagnóstico de fallos en motores asíncronos de inducción.

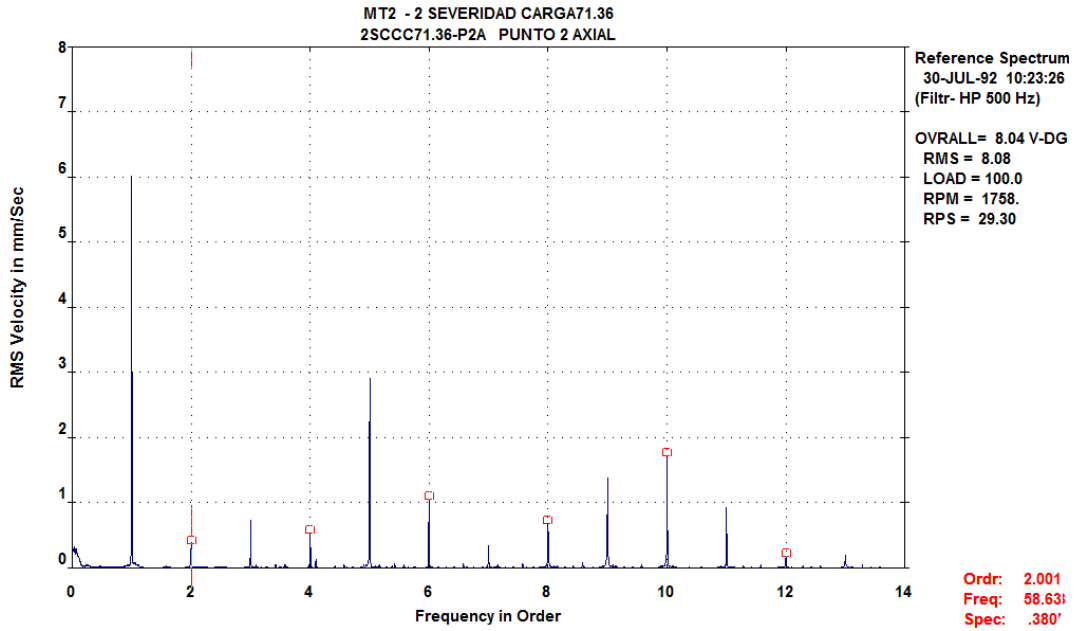
11.3.1 Carga Fija - Severidad Variable

Figura 85. Severidad uno (2%) - Carga 71.36% P2 axial.



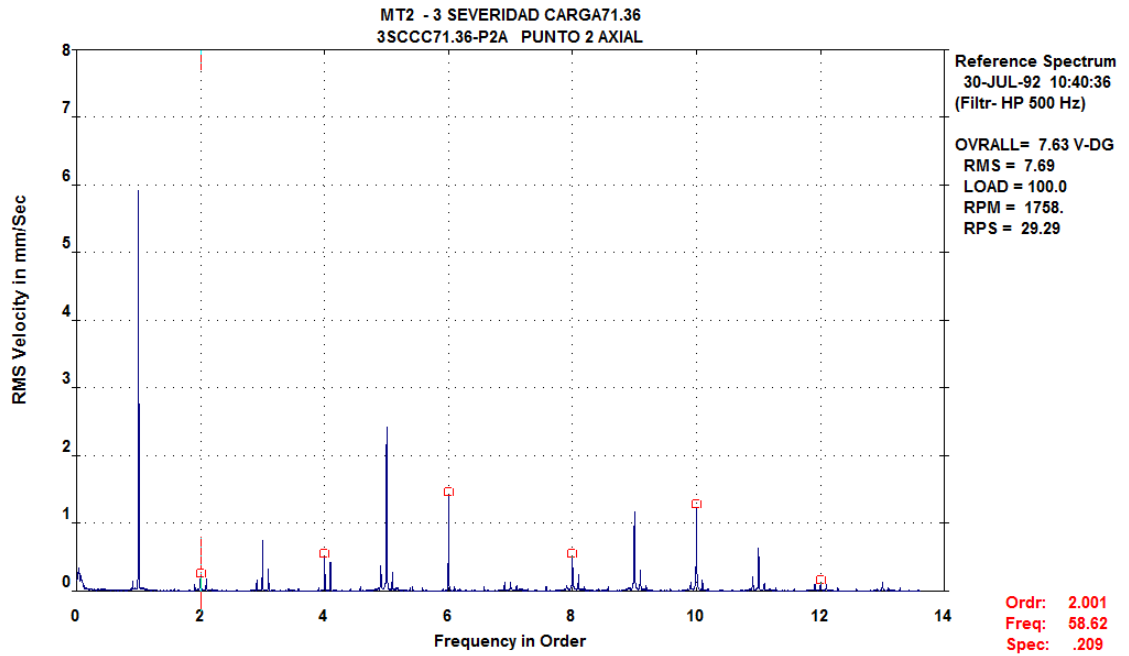
Fuente. Los autores.

Figura 86. Severidad dos (5%) - Carga 71.36% P2 axial.



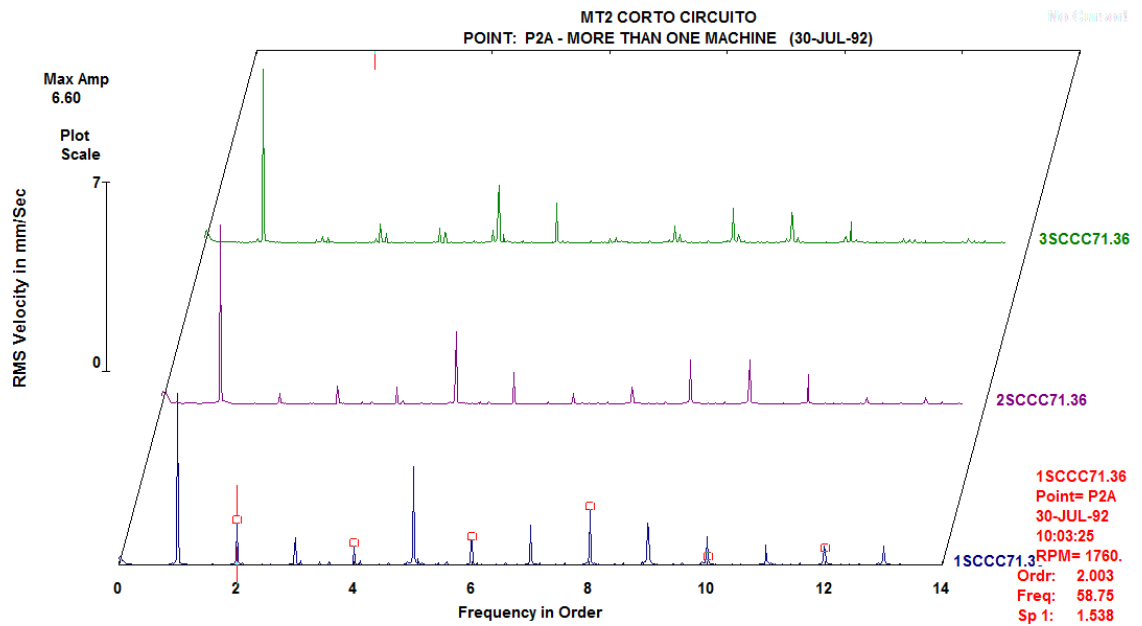
Fuente. Los autores.

Figura 87. Severidad tres 10% - Carga 71.36% P2 axial



Fuente. Los autores.

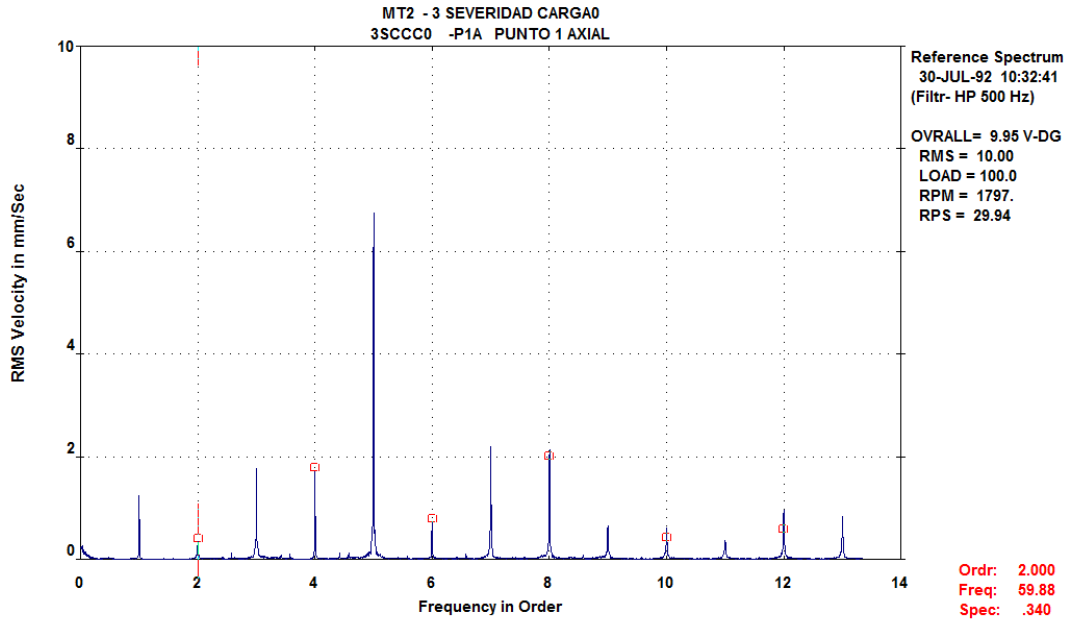
Figura 88. Múltiples espectros, diferente severidad (2%, 5%, 10%) a carga 71.36% P2 Axial.



Fuente. Los autores.

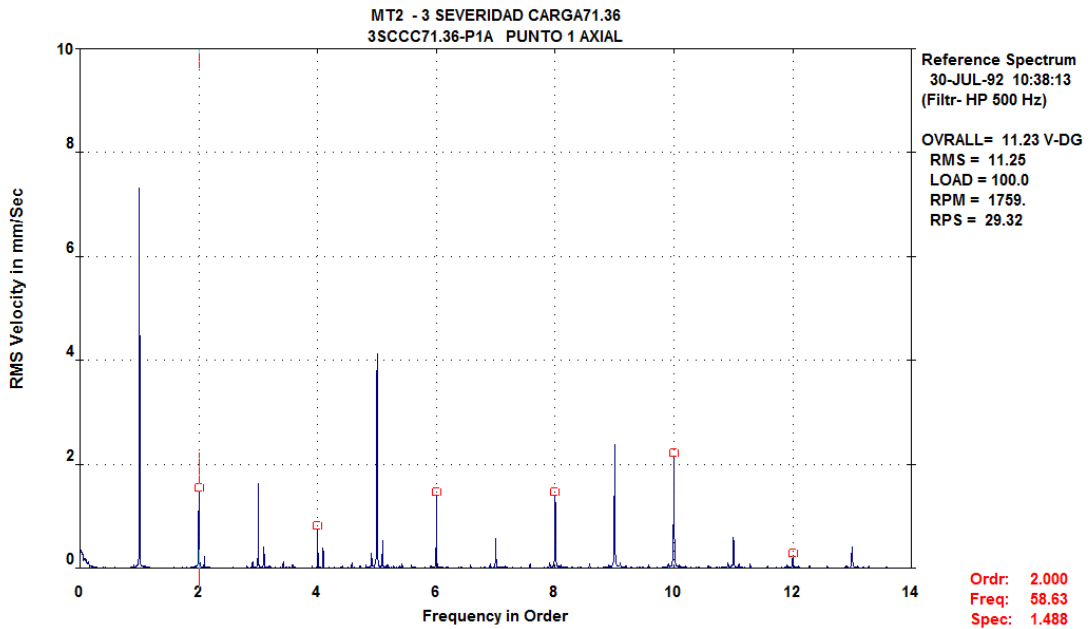
11.3.2 Carga Variable (0%, 71.36%, 85.6%) - Severidad Fija (10%)

Figura 89. Severidad 10% - Carga 0% P1 Axial.



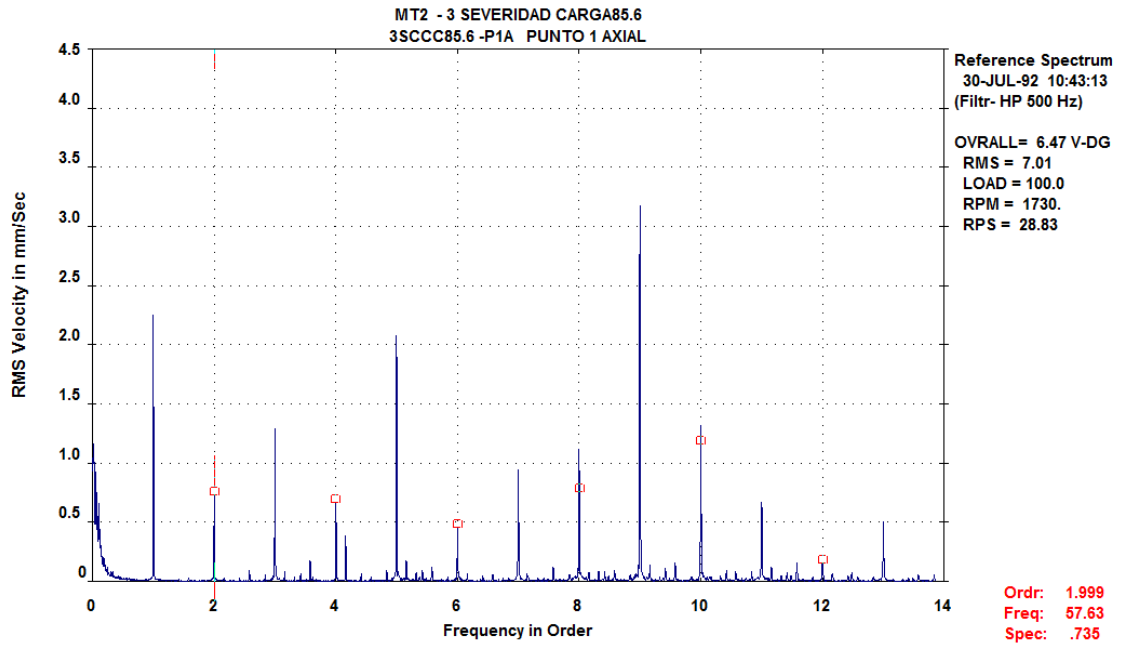
Fuente. Los autores.

Figura 90. Severidad 10% carga 71.36% P1 axial.



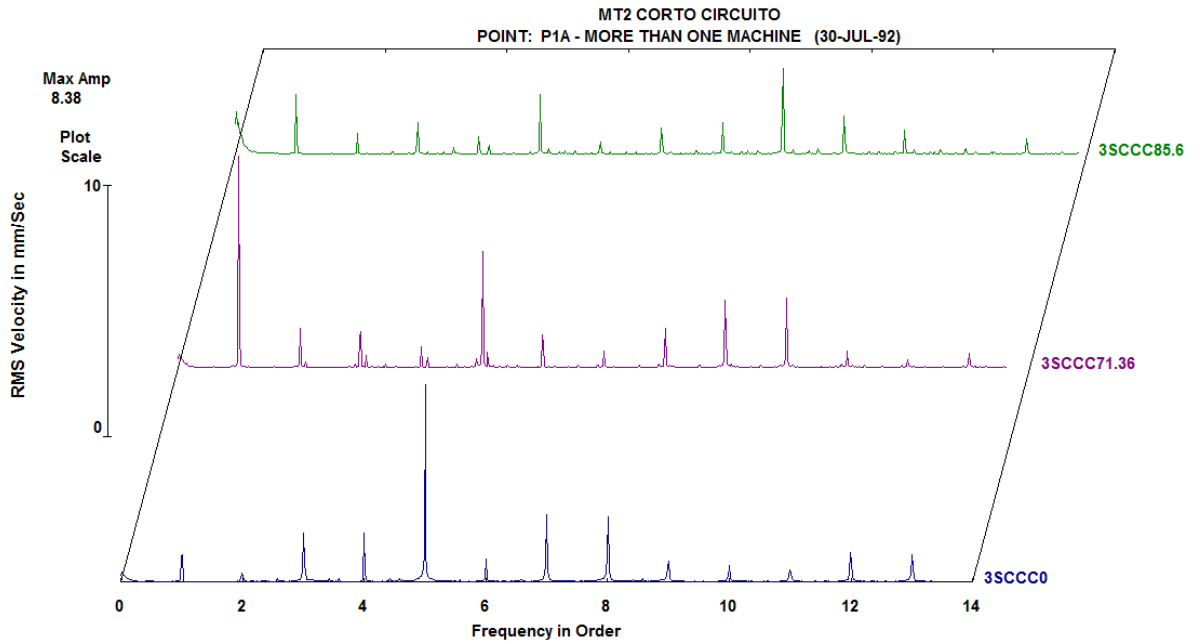
Fuente. Los autores.

Figura 91. Tres severidad, carga 85.6% P1 axial.



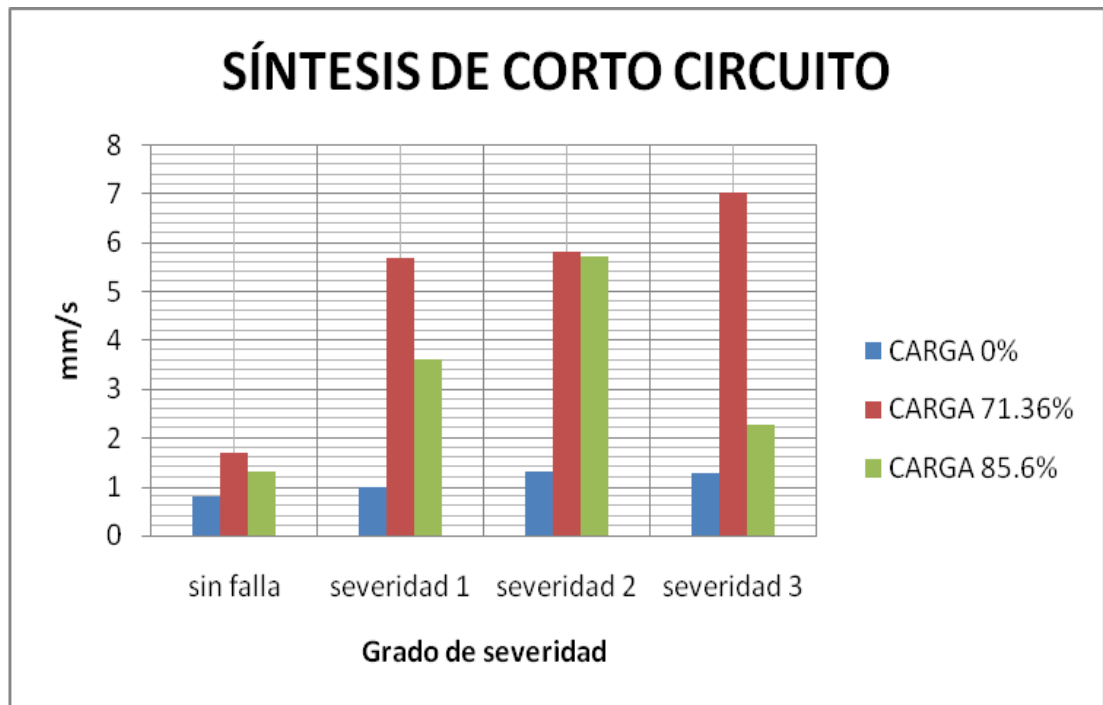
Fuente. Los autores.

Figura 92. Múltiples espectros, tres severidades carga variable P1 axial.



Fuente. Los autores.

Figura 93. Relación entre la severidad y la amplitud de la vibración mecánica en la falla de cortocircuito.



Fuente. Los autores.

11.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

- Fue muy complicado estandarizar los comportamientos de todas las frecuencias, sin embargo solo unas pocas conservaron una conducta que puede considerarse patrón, en las diferentes condiciones de análisis, estas fueron las frecuencias correspondientes a los armónicos del 2x.
- En algunos casos se noto la presencia de bandas laterales, exceptuando el 1x lo que evita suponer la presencia de barras rotas.
- El 5x fue uno de los armónicos que presento mejores resultados en las diferentes condiciones de análisis, considerándolo factor fundamental, en la posible detección de la falla.

Tabla 6. Severidad variable - Carga fija

SEVERIDAD VARIABLE-CARGA FIJA (71.36%)			
Hz	mm/seg (severidad 1(2%))	mm/seg (severidad 2 (5%))	mm/seg (severidad 3 (10%))
58,62 (2x)	1,476	0,38	0,209
117,37 (4x)	0,546	0,533	0,502
176 (6x)	1,11	1,054	1,414
234,62 (8x)	1,91	0,474	0,515
293,25 (10x)	0,974	1,724	1,06
146,63 (5x)	3,572	2,915	2,431

Fuente. Los autores.

- Se observó que la mayoría de las frecuencias no presentaron un comportamiento caracterizable, sin embargo, los armónicos de la frecuencia 58,62 que representa el 2x junto con la frecuencia de 146.63 que representa el 5x, presentaron un descenso en el valor de la amplitud, a medida que el grado de severidad de la falla se incrementaba

Tabla 7. Carga variable – Severidad fija

SEVERIDAD 3 (10%) - CARGA 0%	
Hz	mm/seg
59,88 (2x)	0,34
119,75 (4x)	1,736
179,63 (6x)	0,732
239,63 (8x)	2,133
299,5 (10x)	0,626
149,75 (5X)	6,747
269,38 (9X)	0,673

Fuente. Los autores

Tabla 8. Carga variable - Severidad fija

SEVERIDAD 3 CARGA 71,36%	
Hz	mm/seg
58,62 (2x)	1,488
117,37 (4x)	0,76
176 (6x)	1,401
234,62 (8x)	1,401
293,25 (10x)	2,146
263,88	2,406

Fuente. Los autores

Tabla 9. Carga variable – Severidad Fija

SEVERIDAD 3 CARGA 85,6%	
Hz	mm/seg
57,63 (2x)	0,735
115,38 (4x)	0,67
173,00 (6x)	0,459
230,63 (8x)	1,129
288,25 (10x)	1,327
144,13 (5x)	2,084
259,50	3,175

Fuente. Los autores

- Los únicos armónicos que presentaron una disminución progresiva a medida que aumentaba la carga fueron el 4x, 5x, 8x. Los demás armónicos presentaron un comportamiento aleatorio.
- Solo un armónico el 9x presento un aumento progresivo de su amplitud. Observándose este comportamiento únicamente en esta condición (carga variable-severidad fija).

12 CONCLUSIONES

- Se indujeron de forma progresiva las fallas correspondientes a corto circuito, desbalanceo mecánico, falla en pista externa de rodamientos y ruptura de barras sobre motores de jaula de ardilla de 2 HP.
- Se detectó de forma exitosa cada una de las fallas inducidas, teniendo en cuenta la relación entre la severidad de la falla y la magnitud de ciertas componentes de frecuencia de la señal de vibración mecánica adquirida.
- Se logró establecer una relación cualitativa entre la magnitud de las componentes de frecuencia escogidas como indicadores de falla y la severidad de cada falla, así como el régimen de carga inducido en el motor.

13 OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

- Para el análisis entre el grado de severidad y la amplitud mecánica, se decidió observar la frecuencia más significativa para cada falla, mediante una grafica que permite evaluar dicha relación en las diferentes condiciones de trabajo.
- Se recomienda que durante la toma de muestras bajo condiciones de variación de carga no se tenga en cuenta la condición de carga 0%, puesto que la maquina rotativa DC que se uso para generar la carga presentó diferencias de comportamientos durante su operación de trabajo y su estado de no generación. Por lo tanto recomendamos utilizar una carga del 30%, para observar un mejor comportamiento del sistema y evitar los inconvenientes encontrados con carga 0%.
- Para cortocircuito se sugiere realizar varios muestreos a una cantidad significativa de motores, para verificar o intentar reafirmar el análisis realizado en este proyecto y proponerlo como referencia para la detección de la falla.
- El buen procedimiento a la hora de la inducción de las fallas y tener presente la naturaleza y las característica de las mismas, fueron condiciones fundamentales para lograr los resultados obtenidos.
- El aislamiento de problemas en un sistema para la detección de fallas localizadas, presenta un alto grado de dificultad, sin embargo los resultados obtenidos en este proyecto exhiben un alto nivel de calidad.

BIBLIOGRAFÍA

- CASTELLI, Marcelo. Metodología de monitoreo, detección y diagnóstico de fallos en motores asíncronos de inducción. [en línea] Montevideo: Universidad de Montevideo, [ca 2007] Disponible en: http://www.uruman.org/3er_congreso_docs/trabajos_tecnicos/TT%20Castelli%20Andrade.pdf, (1-3 de Junio del 2010).
- GARCÍA, Alfonso. Vibraciones mecánicas. Bucaramanga: UIS, 1995. 188 p.
- PARESH, G. Beng, Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance. Oxford: Newnes, 2004. 264 p.
- TECHNICAL Associates of Charlotte. Cartas de diagnóstico. Charlotte: La Asociación, 1993. 4 imágenes.
- DÍAZ, Darío. Análisis del cortocircuito entre espiras de un motor de inducción tipo jaula de ardilla mediante la aplicación del método de elementos finitos (MEF). En: Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia. – Medellín. (no. 51); Febrero 2010. p. 16-23.
- WHITE, Glen. Introducción al análisis de vibraciones. Woburn, MA: Azima DLI, 2010. 143 p.