

**DESARROLLO DE UN MÉTODO BASADO EN RESONANCIA PARA
ENSAYOS DE FATIGA A FLEXIÓN EN PROBETAS METÁLICAS**

JUAN SEBASTIAN DUGARTE MENDOZA



**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERÍA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

**DESARROLLO DE UN MÉTODO BASADO EN RESONANCIA PARA
ENSAYOS DE FATIGA A FLEXIÓN EN PROBETAS METÁLICAS**

JUAN SEBASTIAN DUGARTE MENDOZA

**Trabajo de grado para optar por el título de
INGENIERO MECÁNICO**

DIRECTOR

GILBERTO CARLOS FONTECHA DULCEY

Ingeniero Mecánico

Msc. Sonido y Vibraciones

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERÍA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga, Enero de 2011

DEDICATORIA

A mi Virgencita Sagrada María, mi gran maestra y protectora, a ella cuyos rayos de luz iluminan cada pasó de mi vida, enviando seres tan extraordinarios como los que me rodean.

“Dios concede la gloria a la constancia”

Juan Sebastián Dugarte Mendoza

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a todos aquellos docentes que me enseñaron las bases fundamentales en este proceso de formación profesional. Y a todas aquellas personas cuyas ideas y comentarios fueron de gran ayuda en este proyecto.

CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	1
2. OBJETIVOS	4
2.1 OBJETIVO GENERAL	4
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
3. MARCO TEÓRICO	6
3.1 FATIGA	6
3.2 FACTORES QUE AFECTAN LA FATIGA DE LOS METALES	6
3.3 FRECUENCIA NATURAL DE VIBRACIÓN	7
3.4 RESONANCIA	7
3.5 REGÍMENES DE FATIGA	7
3.6 GRÁFICA DE WHÖLLER	8
3.7 ENSAYOS DE FATIGA ESTANDAR	8
3.8 MÁQUINAS DE FATIGA	9
3.9 FORMAS MODALES O MODOS DE VIBRACIÓN	10
3.10 CLASIFICACIÓN DE ONDAS Y SUS CARACTERÍSTICAS	10
3.11 EQUIPOS DE LABORATORIO UTILIZADOS	11
4. METODOLOGIA	15
4.1 METODOLOGÍA GENERAL	15
4.2 DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA APLICADA A BARRAS DE ACERO 1020	16
4.2.1 Selección de parámetros de la probeta y características del montaje experimental	16
4.2.2 Desarrollo del experimento y procesamiento de datos:	18
4.2.3 Análisis de Resultados	21

4.2.4	Manejo de la incoherencia de resultados	27
4.3	DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA APLICADA A BARRAS DE ACERO 4140	28
4.3.1	Selección de parámetros de la probeta y características del montaje experimental (montaje V)	28
4.3.2	Desarrollo del experimento y procesamiento de datos	29
4.3.3	Análisis de datos (Montaje V)	33
4.3.4	Selección de parámetros de la probeta, características del montaje experimental y análisis (otros montajes)	40
4.4	OTRAS IDEAS PARA EXPERIMENTACIÓN	58
4.4.1	Shaker necesario para llevar a la fatiga de las probetas actuales	59
4.4.2	Características geométricas necesarias de barras de acero 4140, para poder llegar a fatiga con los equipos actuales de laboratorio.	61
5.	DEBILIDADES DETECTADAS A PARTIR DE LA EJECUCIÓN DEL PROYECTO	63
6.	FORTALEZAS DESARROLLADAS DURANTE LA EJECUCIÓN DEL PROYECTO	65
7.	CONCLUSIONES	67
8.	RECOMENDACIONES	69
9.	BIBLIOGRAFÍA	71
11.	ANEXOS	74
11.1	ANEXO A. Gráficos de Prueba de Resonancia Grupo 2.	74
11.2	ANEXO B. Gráficos de Esfuerzo vs Deformación unitaria, Grupo 1	82
11.3	ANEXO C. Gráficos de Prueba de Resonancia y de Tracción, Grupo T	85
11.4	ANEXO D. Gráficos de Prueba de Resonancia y de Tracción, Grupo T2	100

11.5	ANEXO E. Gráficos de Pruebas de Resonancia Grupo V	104
11.6	ANEXO F. Gráficos de Pruebas de Resonancia Grupo H	108
11.7	ANEXO G. MANUAL SHAKER	110
11.8	ANEXO H. MANUAL FUENTE AMPLIFICADORA MB500VI	112
11.9	ANEXO I. MANUAL TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS DE SONIDO Y VIBRACION NI9233	113
11.10	ANEXO J. MANUAL TARJETA DE GENERACION DE DATOS NI9263	118
11.11	ANEXO K. MANUAL SENSOR DE FUERZA PCB 208C02	120
11.12	ANEXO L. MANUAL SENSOR DE ACELERACION PCB 352C34	127
11.13	ANEXO M. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA REAL ESTIMADA	129

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Pruebas de Tracción y de Resonancia, Grupo T, Acero 1020 _____	25
Tabla 2. Pruebas de Tracción, Grupo 1, Acero 1020 _____	26
Tabla 3. Pruebas de Resonancia, Grupo 2, Acero 1020 _____	27
Tabla 4. Prueba de tracción, Grupo T2, Acero 4140 _____	30
Tabla 5. Amplitud mínima de respuesta del Shaker a la frecuencia de resonancia de las barras tipo V y tipo H, para lograr llevarlas a fatiga en alto ciclaje. _____	60

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. DUGARTE MENDOZA Juan Sebastian. Diagrama de Metodología_	15
Figura 2. Montaje de experimento, Grupo 1, barra referencia 6. _____	17
Figura 3. Alineación para correcto montaje, Grupo T, barra referencia 16 ____	18
Figura 4, Grupo 1, barra referencia 8, prueba tracción _____	19
Figura 8, DUGARTE MENDOZA Juan Sebastian, Diagrama de Flujo de Procesos _____	20
Figura 9, Grupo T, barra referencia 10, prueba tracción _____	21
Figura 5. Simulación Forma Modal 5, Software ANSYS, Probeta 1, Grupo T2, acero 1020 _____	22
Figura 6. Simulación Forma Modal 6, Software ANSYS, Probeta 1, Grupo T2, acero 1020 _____	23
Figura 7, Barras Grupo T, prueba de tracción _____	26
Figura 10. Alineación para correcto montaje, Montaje V, barra referencia V1-1 _____	28
Figura 11. Barras acero 4140, Grupo T2, Grupo H, Grupo V (en orden ascendente) _____	29
Figura 12. Montaje V _____	30
Figura 13. Resultado de valor de esfuerzo equivalente, Análisis Frequency Response hallado a través del software ANSYS, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V, Montaje V _____	31
Figura 14. Gráfica de punto de control de prueba de resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Montaje V, tiempo de prueba 0:00:00 _____	32
Figura 15. Gráfica de punto de control de prueba de resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Montaje V, tiempo de prueba 4:33:26 _____	32
Figura 16. Gráfica de punto de control de prueba de resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Montaje V, tiempo de prueba 9:24:85 _____	33
Figura 17. Resultado de valor de esfuerzo equivalente, Análisis Frequency Response hallado a través del software ANSYS, acero 4140, Barra H1-1, Grupo H, Montaje GH B _____	34

Figura 18, DUGARTE MENDOZA Juan Sebastian. Diagrama de Flujo de Procesos corregido _____	35
Figura 19. Prueba de Resonancia, acero 1020, Barra 13, Grupo T _____	36
Figura 20. Resultado Análisis Modal hallado a través de ANSYS, acero 1020, Barra 13, Grupo T _____	36
Figura 21. Propiedades de material utilizadas en el software ANSYS, acero 1020, Barra 13, Grupo T _____	37
Figura 22. Gráfico de esfuerzo hallado a través de prueba de tracción, acero 1020, Barra 13, Grupo T _____	37
Figura 23. Prueba de Resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V, Montaje V _____	37
Figura 24. Resultado Análisis Modal hallado a través de ANSYS, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V, Montaje V _____	38
Figura 25. Propiedades de material utilizadas en el software ANSYS, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V _____	38
Figura 26. Gráfico de esfuerzo hallado a través de prueba de tracción, acero 4140, Barra 1, Grupo V _____	39
Figura 27. Montaje H, barra referencia H1-1 _____	41
Figura 28. Montaje H _____	42
Figura 29. Montaje VH A _____	42
Figura 30. Montaje VH B _____	43
Figura 31. Montaje VH2 _____	43
Figura 32. Montaje VH2 _____	44
Figura 33. Montaje GV A _____	44
Figura 34. Montaje GV B _____	45
Figura 35. Montaje GH A _____	45
Figura 36. Montaje GH B _____	46
Figura 37. Montaje GH B, preparación de prueba _____	46
Figura 38. Montaje GH B, preparación de prueba _____	47
Figura 39. Montaje GH B, preparación de prueba _____	47
Figura 40. Montaje 2H _____	48
Figura 41. Montaje E1 A _____	48

Figura 42. Montaje E1 B _____	49
Figura 43. Montaje E1 B _____	50
Figura 44. Montaje MV2 _____	50
Figura 45. Montaje E1 B _____	51
Figura 46. Explicación Montajes VH A, VH2, HH, 2H _____	52
Figura 47. Idea previa, Montaje V2 _____	53
Figura 48. Montaje V2 _____	53
Figura 49. Amortiguador de líneas eléctricas de alta tensión _____	54
Figura 50. Montaje V3 _____	55
Figura 51. Montaje V3 _____	56
Figura 52. Montaje V3 _____	57
Figura 53. Montaje V3 _____	57
Figura 54. Montaje V3 _____	58
Figura 55. Response Chart, Gráfico de esfuerzo vs amplitud necesaria del Shaker, para barras del Grupo V. _____	59
Figura 56. Response Chart, Gráfico de esfuerzo vs amplitud necesaria del Shaker, para barras del Grupo H. _____	60
Figura 57. Resultado de valor de esfuerzo equivalente, Análisis Frequency Response hallado a través del software ANSYS, acero 4140, Barra con nuevas dimensiones. _____	61

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: Desarrollo de un Método Basado en Resonancia para Ensayos de Fatiga a Flexión en Probetas Metálicas

AUTOR: Juan Sebastian Dugarte Mendoza

FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

RESUMEN

En el presente trabajo de grado, se realizó un estudio sobre el método basado en la aplicación de la frecuencia de resonancia, que logre llegar a la elaboración de ensayos de fatiga en probetas metálicas; la finalidad de esto es poder llegar a la obtención de la gráfica de esfuerzo vs número de ciclos del material trabajado. Esto se logró con el uso de herramientas de simulación como ANSYS, mientras que en la experimentación se utilizó la plataforma Labview y pruebas de tracción desarrolladas con la máquina universal.

Se desarrolló un proceso basado en el método científico, desde el cual se facilita la comprensión, análisis y proyección del trabajo; así como las respectivas retroalimentaciones necesarias en los diferentes niveles de estudio con el fin de poder brindar solución a la mayoría de problemáticas que se presentaron durante la experimentación.

Desafortunadamente no fue posible llevar a fatiga las probetas utilizadas, pero sí se plantearon pautas a seguir para las futuras experimentaciones no solo aplicables a la profundización de esta investigación, sino también al estudio en general de las vibraciones.

PALABRAS CLAVE:

Fatiga, Frecuencia de Resonancia, Esfuerzo a Fatiga, Gráfica de Whöler, Forma Modal

Vº Bº DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

Ing. Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

GENERAL ABSTRACT OF DIPLOMA WORK

TITLE: Development of a method base on the application of the resonant frequency for fatigue test son metal samples.

AUTHOR: Juan Sebastian Dugarte Mendoza

FACULTY: Faculty of Mechanical Engineering

DIRECTOR: Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

RESUMEN

This diploma work is about a study on a method based on the application of the resonant frequency, the aim is to develop fatigue tests on metal samples; having as a result Strain vs number of cycles plots for the material under test. The work was done using ANSYS for analytical simulations and Labview together with vibration testing equipment for the experimental tests.

A method based on the scientific method was developed, it facilitates the understanding, analysis and projection of the work, and the respective feedback needed at different levels of study in order to provide a solution to most of the problems present a long the experimentation.

Unfortunately, it was not possible to make the samples fail for fatigue; instead a guideline for the future experiments was submitted which does not only applies to this work, but also to the general study of vibrations

KEYWORDS:

Fatigue, Resonance Frequency, Strain to fatigue, Whöler Graph, Modal form

Vº Bº DIRECTOR OF DIPLOMA WORK

Ing. Gilberto Carlos Fontecha Dulcey

1. INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia, la fatiga en materiales metálicos ha jugado un papel fundamental en la industria; diferentes métodos para poder llegar a predecir este tipo de fallas en sus estructuras. Sin embargo, los métodos utilizados, solo funcionan con la aplicación del aprendizaje por prueba y error; los principales métodos en pro de estas predicciones se desarrollan gracias a las estadísticas, en donde se observan los intervalos de falla, los cuales, solo se obtienen si el departamento de mantenimiento de la empresa cumple con características de mantenimiento de clase mundial.

Por otra parte, las empresas no realizan en sus procesos, estudios sobre fatiga de los productos, debido principalmente al costo en cuestión de tiempo, que lleva realizar una sola de estas pruebas. Actualmente, la gran mayoría de pruebas de fatiga a flexión en materiales, se desarrollan utilizando el método de R. R. Moore, el cual se basa en la histéresis aplicada a una viga rotatoria, que se desplaza a cerca de 1900RPM hasta completar un número aproximado de 10^8 ciclos, llevando cerca de 14 días poder completar una sola prueba.

Tomando la importancia del factor tiempo en el cada vez más competitivo mercado nacional e internacional, en donde la calidad del producto y de su proceso de producción se enmarca bajo parámetros y lineamientos cada vez más exigentes, Es de gran relevancia el poder desarrollar una metodología más eficiente para el desarrollo de ensayos de fatiga.

Bajo el principio de una metodología más eficiente se han desarrollado investigaciones por compañías multinacionales como la Zwick Roell, que involucran la frecuencia de resonancia como generador de fatiga en la probeta, dicho proceso disminuye la potencia necesaria de la máquina y el tiempo de prueba.

Los costos de adquisición lo hacen inalcanzable para las industrias nacionales. Por tanto, se han realizado una serie de estudios con rumbo a encontrar el método para la elaboración de ensayos de fatiga a flexión, basado en el análisis de resonancia de una probeta cilíndrica, que garantice excelentes resultados, un menor tiempo de desarrollo en comparación con el método presentado por R. R. Moore y un impulso para el desarrollo tecnológico de la industria nacional hacia la actual plataforma de ciencia y tecnología que poseen las grandes potencias mundiales.

Para un correcto entendimiento de este fenómeno en nuestra universidad, se dio inicio en el año 2008 a un trabajo, el cual llegó a la apropiación del conocimiento, a la experimentación con teorías básicas como el análisis modal y en 2009 se llevó a cabo otro proyecto de grado, cuyo fin era el análisis del fenómeno de resonancia en la fatiga de materiales; estos dos pilares para la consecución de los resultados actuales fueron estudiados más a fondo, corregidos en algunos aspectos e implementados en los proyectos desarrollados durante el 2010, los cuales dejaron como resultado un estudio detallado y minucioso, una metodología basada en la aplicación del método científico y de puertas abiertas al desarrollo del método aplicable a otros aceros y materiales.

A continuación lo que se observará es un desarrollo del sistema de estudio del proyecto, basándose en la revisión bibliográfica. En un segundo paso se encuentra el desarrollo del montaje del experimento, lo cual compromete la optimización de las medidas de las probetas utilizadas, este proceso se desarrolla gracias a los aportes de las experiencias de 2008 y 2009. A continuación se dio desarrollo a las pruebas; como resultado de este paso, se experimentaron incoherencias, conduciendo a un estudio más detallado de los experimentos anteriores y de la literatura especializada; el paso a seguir después de superar los inconvenientes, es el cálculo de la constante de amortiguamiento en la probeta, para finalmente poder llegar al desarrollo de la prueba de fatiga por vibración en resonancia, hallando un punto en la gráfica de

Whöler por cada probeta utilizada y por cada valor de amplitud de frecuencia que se maneje. A pesar de no lograr llevar a la fatiga ninguna de las probetas, se dejarán planteadas ideas para los pasos que se deben seguir, abarcando el problema con soluciones geométricas del montaje, geométricas de la probeta y de planta física y recursos del laboratorio necesarios.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

- Desarrollar un método para la elaboración de ensayos de fatiga a flexión, capaz de ser implementado en sus procesos de producción por la industria nacional, basado en el análisis de resonancia para probetas metálicas cilíndricas de acero, a través del cual se obtendrá la gráfica de Whöler y cuya finalidad se centrará en la reducción del tiempo que toma el correcto desarrollo de la prueba. La validación de este método se realizará con la comparación de la gráfica experimental con datos teóricos hallados a través del software ANSYS.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el análisis pertinente para la correcta comprensión del fenómeno de resonancia presente en la experimentación a través de la consulta bibliográfica. Resultado: Se realizará una total comprensión del fenómeno presente. Indicador: La teoría manejada debe dirigirse para las pruebas a flexión.
- Utilizar como apoyo investigaciones anteriores, se obtendrán las medidas de las probetas a utilizar; optimizadas en función del tiempo de la prueba, así como el montaje completo del sistema. Resultado: Se definirán las medidas de las probetas, material a trabajar y montaje del experimento, que apoyado a la comprensión del fenómeno, garantizará los resultados. Indicador: Es imprescindible la correcta comprensión y comprobación de los resultados encontrados en las investigaciones anteriores, con el fin de poder llegar a conclusiones acertadas.
- Realizar la cantidad de pruebas necesarias, para la correcta validación estadística del experimento, con el fin de poder empezar a observar tendencias y realizar las conclusiones pertinentes. Resultado: Se definirán variables estadísticas como la media, y varianza; se observarán y procesaran los datos. Indicador: Se debe garantizar la homogeneidad en los

pasos a seguir en cada prueba, teniendo control sobre el mayor número de variables que puedan afectar los datos.

- Realizar el análisis y comparación de los resultados experimentales y teóricos, con el fin de poder llevar a cabo las observaciones y la publicación de resultados. Resultado: Se hallaran los porcentajes de error de la experimentación y se publicaran los resultados. Indicador: Los porcentajes de error serán tenidos en cuenta entre los datos del experimento y los datos dados por ANSYS.

3. MARCO TEÓRICO

Con el fin de poder dar un total entendimiento de la terminología utilizada, se referenciarán a continuación las siguientes definiciones.

3.1 FATIGA

Es el fenómeno a través del cual se llega a la fractura del material bajo la acción de cargas o fuerzas dinámicas cíclicas. El principal problema que refleja este tipo de falla, es la capacidad de aparición a esfuerzos menores que el límite elástico o la resistencia a tracción, generando una aparición casi instantánea. [1], [2], [3]

Los primeros ensayos se realizaron a mediados de 1850, liderados principalmente por Rankine y Whöler durante cerca de veinte años.

Durante la primera mitad del siglo XX se realizaron estudios a profundidad, en especial en la industria aeronáutica. Desde este inicio se empezaron a detallar y comprobar que la falla por fatiga dependía de diversas causas, como lo son el número de ciclos, la carga aplicada, cambios de sección transversal, tamaño, tratamientos térmicos, estado de la superficie, ambiente, etc. [4], [5]

3.2 FACTORES QUE AFECTAN LA FATIGA DE LOS METALES

Como se mencionó anteriormente, existen diversos factores de corrección, los cuales son aplicados mediante el uso de coeficientes de corrección que se multiplican al valor de resistencia del material, generando el valor de resistencia a la fatiga, los principales factores son: [6] [12]

- Factor de Superficie: Referencia el tipo de acabado superficial de la pieza.
- Factor de Tamaño: Influye en la geometría, la forma y dimensiones de la probeta.

- Factor de Temperatura: Este factor es aplicado dadas las condiciones de operación, ya que esto puede generar condiciones de fragilización del material.
- Factor de Concentración de Esfuerzos: Usado en caso de que la pieza cuente con agujeros, entallas y cualquier otra interrupción brusca de geometría.
- Factor de efectos diversos: Aplicado por las condiciones de operación, en casos como la existencia de esfuerzos residuales, recubrimientos electrolíticos, corrosión, etc.

3.3 FRECUENCIA NATURAL DE VIBRACIÓN

Hace referencia al valor de frecuencia en el cual un sistema mecánico vibra libremente cuando es apartado de la posición de equilibrio y se le permite vibrar sin la aplicación de una excitación externa, en caso de sistemas amortiguados, el fenómeno armónico disminuye en amplitud en función del tiempo. [7], [8], [9]

3.4 RESONANCIA

La resonancia es un fenómeno presente en un sistema cuando se le somete a una vibración con un valor igual o cercano al de la frecuencia natural. Como resultado se obtendrá un aumento significativo y progresivo de la amplitud. Este aumento es inversamente proporcional a la capacidad de amortiguamiento del sistema. [7], [9]

3.5 REGÍMENES DE FATIGA

Con el fin de poder referenciar las pruebas en función del número de ciclos, se plantean los regímenes de fatiga [1], [10]:

- Bajo ciclaje: número de ciclos por debajo de 1000
- Alto ciclaje: número de ciclos entre de 1000 y 1000000

- Vida infinita: la pieza no llega a la fractura des pues de haber superado 1000000 de ciclos.
- Vida finita: reciben esta denominación, aquellas pruebas cuyas probetas fracturaron entre 1000 y 1000000 de ciclos.

3.6 GRÁFICA DE WHÖLLER

Representación gráfica desarrollada con el fin de poder realizar un mejor análisis del fenómeno que se presenta en las piezas sometidas a fatiga. [1], [10]. Esta gráfica relaciona el esfuerzo cíclico soportado por un material, versus el número de ciclos de vida útil. (Ver imagen 1)

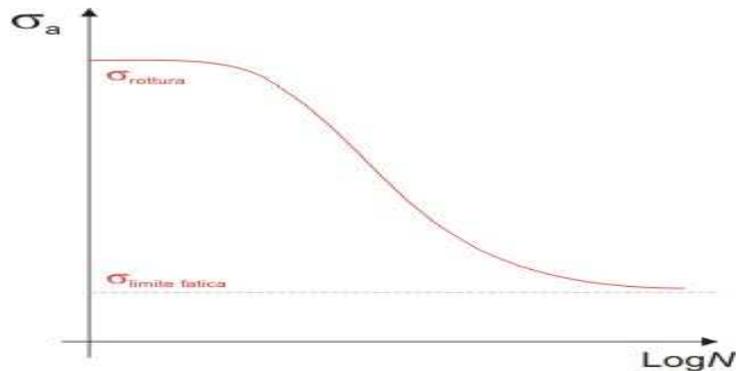


Imagen 1. AVILÉS González Rafael. Análisis de fatiga en máquinas. Thompson Learning. México año 2000. 476p

3.7 ENSAYOS DE FATIGA ESTANDAR

El ensayo de fatiga estandar se rige por la aplicación dada por R. R. Moore. El montaje consiste en una probeta girando mientras se aplica una carga en los extremos, generando deflexión fluctuante en el centro de la probeta, las diferencias de radio y grán radio de curvatura generado, hacen que los esfuerzos sean concentrados en los puntos de interés. La velocidad del motor se aproxima a 1750RPM. En el momento en que se produzca la falla, el peso cae por efecto de gravedad y los puntos de contacto

son desconectados para detener el motor; el contador de revoluciones indica el número de ciclos. (Ver imagen 2) [11]

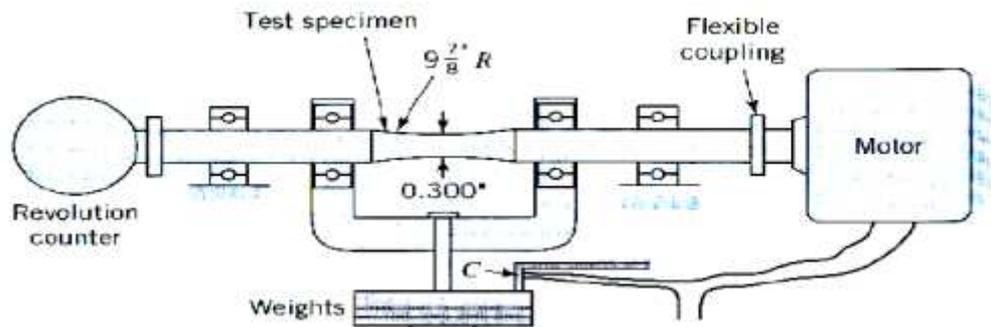


Imagen 2. NORTON Robert L. Diseño de maquinaria. McGraw Hill. México año 2000.

3.8 MÁQUINAS DE FATIGA

La mayor parte de las investigaciones referentes a fatiga son realizadas en máquinas de flexión rotatoria. Principalmente por la economía que representan, la poca atención, la seguridad en sus resultados y porque las condiciones de simulación son aplicadas en diversos tipos de servicios. Sin embargo este proceso está sometido a dos limitaciones: [5]

- Sólo aplica a probetas cilíndricas.
- Sólo actúa con esfuerzos alternantes.

En otras máquinas que son utilizadas para el cálculo de vida a la fatiga de materiales pueden clasificarse según el tipo de esfuerzo que actúa, destacándose cuatro categorías:

- Máquinas de esfuerzo axiales
- Máquinas de flexión, plana o rotativa
- Máquinas de torsión
- Máquinas de esfuerzos combinados

3.9 FORMAS MODALES O MODOS DE VIBRACIÓN

Las formas modales son patrones de deformación característicos de un sistema vibratorio, existen infinitos modos de vibración para una pieza real, por tanto el análisis modal consiste en determinar la forma que se presenta a determinada frecuencia natural. La vibración de una estructura se constituye por la combinación de diferentes modos de vibración, pero excitados en diferente proporcionalidad. (ver imagen 3) [7], [8], [9]

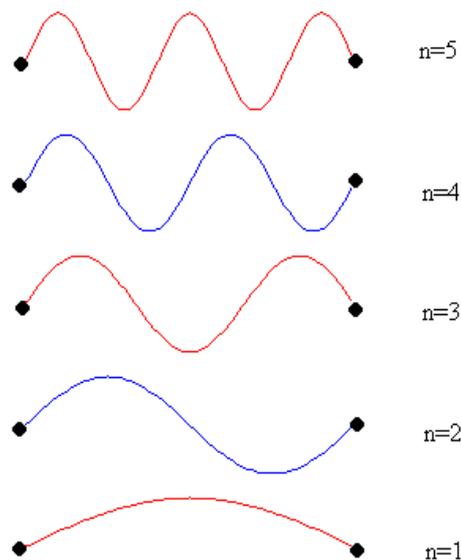


Imagen 3. BALACHANDRAN Balakumar y MAGRAB Edward B. Vibraciones. Thompson Learning. Australia año 2006.

3.10 CLASIFICACIÓN DE ONDAS Y SUS CARACTERÍSTICAS

Las ondas mecánicas son ondas que necesitan un medio material para lograr su propagación, las principales características de este tipo de ondas se presentan en función de las propiedades de dicho material, tales como la inercia, la elasticidad, la geometría, etc. [13], [14]

Existen tres tipos diferentes de ondas mecánicas, estas son:

- Ondas longitudinales: Estas ondas se presentan cuando la dirección de desplazamiento de la partícula coincide con la dirección de propagación de la onda. Este tipo de onda se presenta más en sólidos que en líquidos y gases.
- Ondas transversales: Solo se presentan en sólidos, su característica principal indica que la dirección de propagación es perpendicular a la dirección de desplazamiento. Entre estas ondas también pueden agregarse las ondas torsionales.
- Ondas de pandeo: Son las ondas más importantes en el campo del sonido y la acústica debido a su gran variedad de aplicaciones, difiere principalmente de las demás por su complejidad, ya que depende de cuatro variables principales:
 - La velocidad transversal
 - La velocidad angular
 - El momento de pandeo
 - La fuerza cortante

3.11 EQUIPOS DE LABORATORIO UTILIZADOS

Shaker electromagnético, acelerómetros, equipo de adquisición de datos, software de tratamiento y análisis de señales, software de modelación por elementos finitos, máquina universal. La descripción detallada de cada uno de estos equipos se encuentra en los anexos G, H, I, J, K y L.

El momento interno de flexión es la principal variable que controla el valor de esfuerzo que soporta la probeta. Para este caso no es posible hallarlo estáticamente, debido al estado de movimiento en que se trabaja.

Para calcular el momento interno en la probeta es necesario recurrir a la ecuación de ondas de pandeo (bending waves) [15]. La única variable conocida es la aceleración que se toma del acelerómetro que se instala en la probeta.

Con esta ecuación es posible obtener el desplazamiento o deformación en la mitad de la probeta en función del tiempo y la posición, siempre y cuando se pueda medir la aceleración en el extremo. (Ver imagen 4)

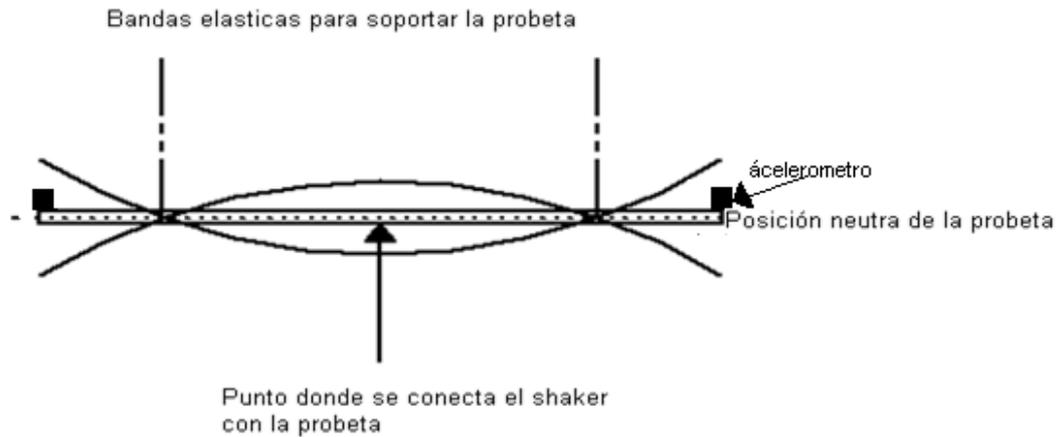


Imagen 4. PEREZ Nestor y FORERO Jonathan. Desarrollo de una metodología basada en resonancia para ensayos de fatiga a flexión en probetas metálicas. Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga. Bucaramanga año 2009.

La ecuación de deformación en función del tiempo y la posición es la siguiente: [8], [15]

$$\eta_{(x,t)} = \left(\hat{\eta}_+ * e^{-jkx} + \hat{\eta}_- * e^{jkx} + \eta_{j+} * e^{-kx} + \eta_{-j} * e^{+kx} \right) * e^{j\omega t}$$

- $\eta_{(x,t)}$: Es la deformación máxima en el centro de la probeta $X=L_A$
- $\hat{\eta}_+$: Es la deformación que produce la onda hacia la derecha o también la máxima de formación en el extremo derecho.
- $\hat{\eta}_-$: Es la deformación que produce la onda hacia la izquierda o también la máxima deformación en el extremo izquierdo.
- η_{j+} Y η_{-j} : son los campos cercanos al punto de excitación que no son de interés para el propósito de este trabajo por consiguiente estos valores se pueden despreciar. Para estudios

de sonido son muy importantes ya que son la deformación imaginaria de la onda.

- **K:** Modulo de rigidez $K = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 * \rho * S * L}{B}}$
- **X:** Es la posición en cualquier punto de la probeta.
- **J:** Es la componente imaginaria del numero complejo.
- **t:** Tiempo
- **ω :** Frecuencia natural del sistema
- **ρ :** Densidad de la probeta
- **S:** Área de la sección transversal $S = \frac{\pi * D^2}{4}$
- **D:** Diámetro de la probeta
- **B:** Módulo de elasticidad * Inercia de la varilla
- **I:** Inercia de la varilla $I = \frac{\pi * D^4}{64}$

Cuando se obtiene la deformación en el centro de la probeta es posible hallar el momento interno que está soportando la probeta mediante la siguiente ecuación:

$$M_{(x,t)} = [\eta_{(x,t)} * BK^2]$$

Para que el momento se pueda aplicar a esta metodología tiene que cumplir las siguientes condiciones de frontera: [15]

1. Que la deformación en los dos extremos sean iguales

$$\eta_{A(X=0)} = \eta_{B(X=L_B)}$$

2. Momento en los extremos sea igual a cero

$$M_{A(X=0)} = M_{B(X=L_B)} = 0$$

3. El momento de A en el centro de probeta sea igual al momento de B en el centro de la probeta.

$$M_{A(X=L_A)} = M_{B(X=0)}$$

4. La fuerza que se aplica en A más la fuerza que se aplica en B es igual a la fuerza que aplica el Shaker.

$$F_{A(X=L_A)} + F_{B(X=0)} = F_{shaker}$$

5. La deformación en el centro de la probeta tiene que ser igual para A y B

$$\eta_{A(X=L_A)} = \eta_{B(X=0)}$$

6. Las fuerzas en los extremos de la probeta tienen que ser iguales a cero

$$F_{A(X=0)} = F_{B(X=L_B)} = 0$$

4. METODOLOGIA

4.1 METODOLOGÍA GENERAL

La metodología de ejecución del presente proyecto ha sido a través del planteamiento de proyectos de grado de estudiantes de ingeniería mecánica en pregrado, ejecutados de manera sistemática y complementaria, estos proyectos permitieron la apropiación de conocimiento y tecnologías relevantes para los intereses de la investigación que se desarrolla.

Con el fin de poder cumplir con los objetivos planteados, cada proyecto de grado desarrolla el siguiente procedimiento, el cual se explicará más adelante.

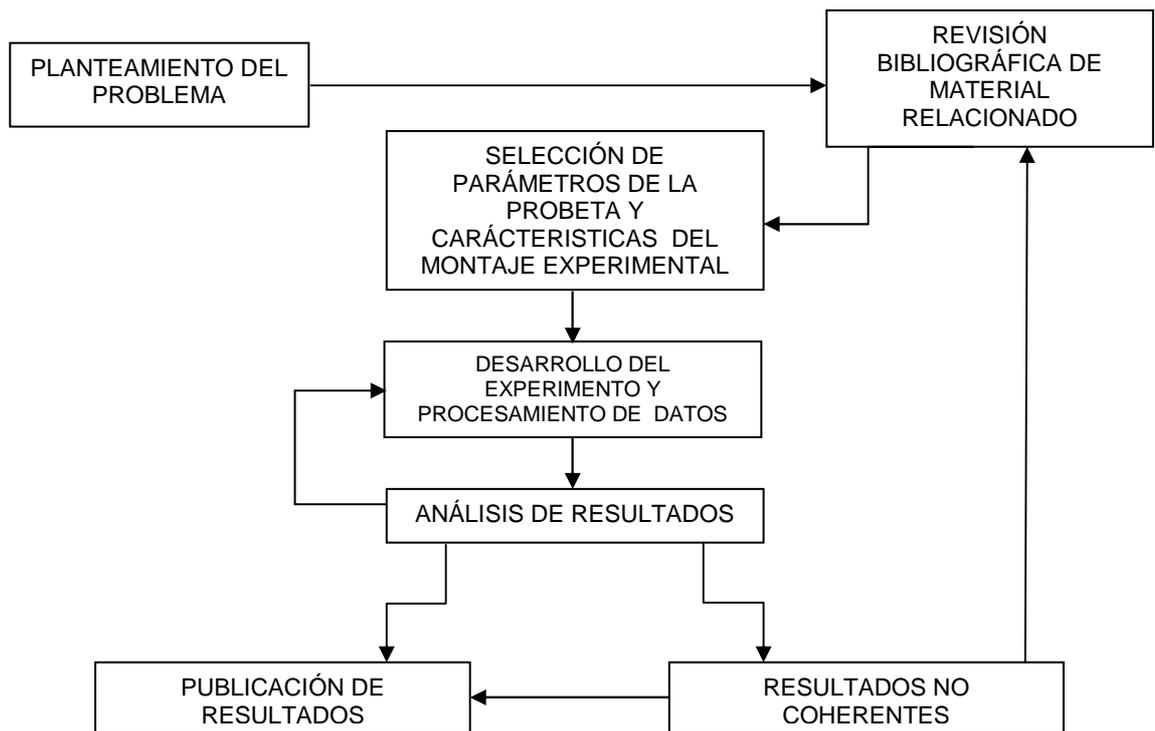


Figura 1. DUGARTE MENDOZA Juan Sebastian. Diagrama de Metodología

4.2 DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA APLICADA A BARRAS DE ACERO 1020

Para esta primera fase de la experimentación, se utilizaron barras de acero 1020, con el fin de realizar la continuación de las pruebas realizadas con anterioridad. Sin embargo bajo el principio de aumentar la velocidad de desarrollo de la prueba, se decidió disminuir la longitud de la barra por las razones explicadas en la sección de selección de parámetros de la probeta y características del montaje experimental.

4.2.1 Selección de parámetros de la probeta y características del montaje experimental

Inicialmente, basados en los estudios realizados en experimentos anteriores [11], fue posible concluir, que la selección de los parámetros de la probeta debía cumplir las siguientes tres condiciones:

- **Altas frecuencias de resonancia:** Con el fin de poder realizar la prueba más rápidamente, es necesario que la frecuencia de resonancia sea alta, teniendo en cuenta que a mayor valor de frecuencia, se experimentará mayor número de ciclos por segundo. Para lograr esto, se realiza una reducción a la longitud utilizada en el proyecto anterior; de un de 1,5m a 0,6m.
- **Limitante de capacidad del Shaker:** El dispositivo de excitación utilizado es un shaker electrodinámico, este dispositivo puede desarrollar frecuencias de hasta 1500Hz, el inconveniente presentado, es con respecto a la capacidad de amplitud dada en las diferentes frecuencias. La amplitud puede alcanzar los límites de diseño del instrumento con valores de frecuencia menores, lo cual es lo recomendado durante el desarrollo de la prueba, debido a que mayores amplitudes, significan mayores esfuerzos sobre la probeta; por otra parte, la fuerza necesaria para alcanzar los mismos valores de amplitud en altas frecuencias es

muy elevada, lo cual sobre-cargaría el equipo sin llegar a alcanzar valores aceptables de amplitud máxima (25mm) Se limita por lo tanto también la fuerza máxima aplicada por el shaker a 100N.

En este aspecto se desarrollaron pruebas para medir la capacidad del equipo, encontrando que el valor de frecuencia pico en donde el Shaker es capaz de brindar el máximo de amplitud con alta exigencia, se encuentra sobre 45Hz.

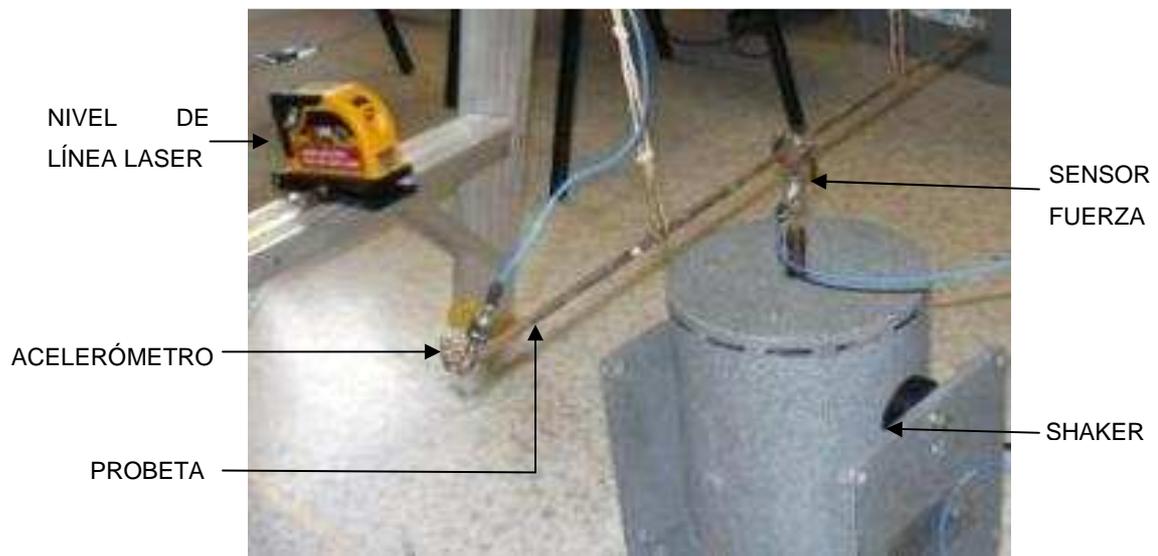


Figura 2. Montaje de experimento, Grupo 1, barra referencia 6.

- **Materiales y medidas de fábrica:** Para poder obtener resultados válidos desde el punto de vista industrial y estadístico, es importante para el experimento que el material no tenga ningún tipo de mecanizado diferente al que es vendido por las empresas fabricantes. Por tanto es necesario adaptar las medidas y el material a trabajar con lo que encontramos en el mercado.

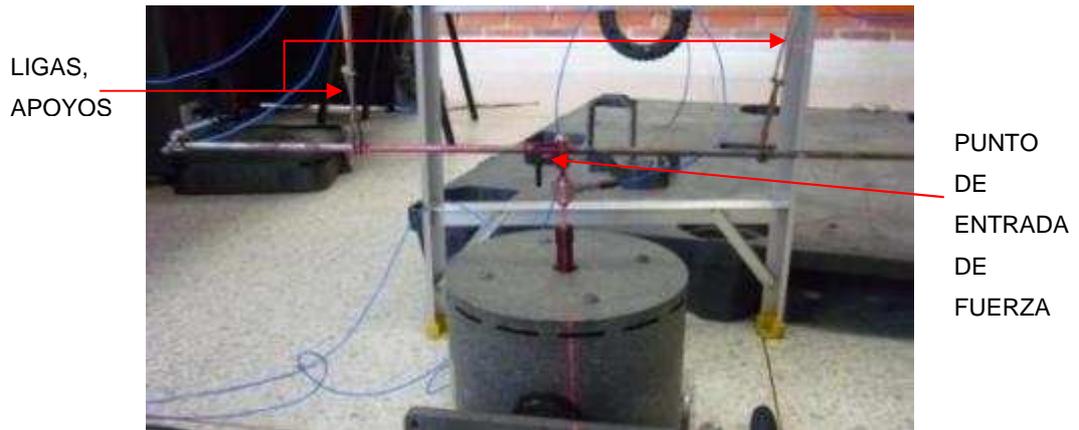


Figura 3. Alineación para correcto montaje, Grupo T, barra referencia 16

4.2.2 Desarrollo del experimento y procesamiento de datos:

La investigación se dividió en dos partes, como se explica a continuación:

- Primera parte: desarrollada durante todo el año 2009, los avances en estos proyectos permitieron observar procedimientos, datos y valores que llevaron a cerca de quince probetas a la falla por fatiga a través del uso de la resonancia, lo que generaría la primera posibilidad de aplicación de este sistema. Sin embargo las conclusiones y análisis realizados condujeron a una serie incertidumbres en cuanto a los procedimientos utilizados. Es importante destacar que para la realización de esta primera parte, la investigación realizada no abarcó la posibilidad de la utilización de una metodología por la industria moderna, pues se proponía hallar una metodología con la aplicación de resonancia, y no un método para la aplicación de este fenómeno en el análisis de pruebas de fatiga [11].



Figura 4, Grupo 1, barra referencia 8, prueba tracción

- Segunda parte (inicia en enero de 2010): Se realizó todo un análisis de las pruebas desarrolladas en los trabajos anteriores, después de esto se optó por iniciar el desarrollo de un método como sigue a continuación.
Es importante destacar que la programación utilizada en el software Labview, fue creada con anterioridad para el continuo desarrollo de las clases de la materia optativa de sonido y vibraciones.

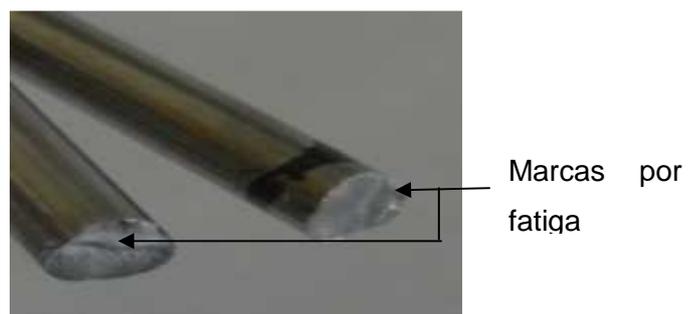


Imagen 5. PEREZ Nestor y FORERO Jonathan. Desarrollo de una metodología basada en resonancia para ensayos de fatiga a flexión en probetas metálicas. Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga. Bucaramanga año 2009.

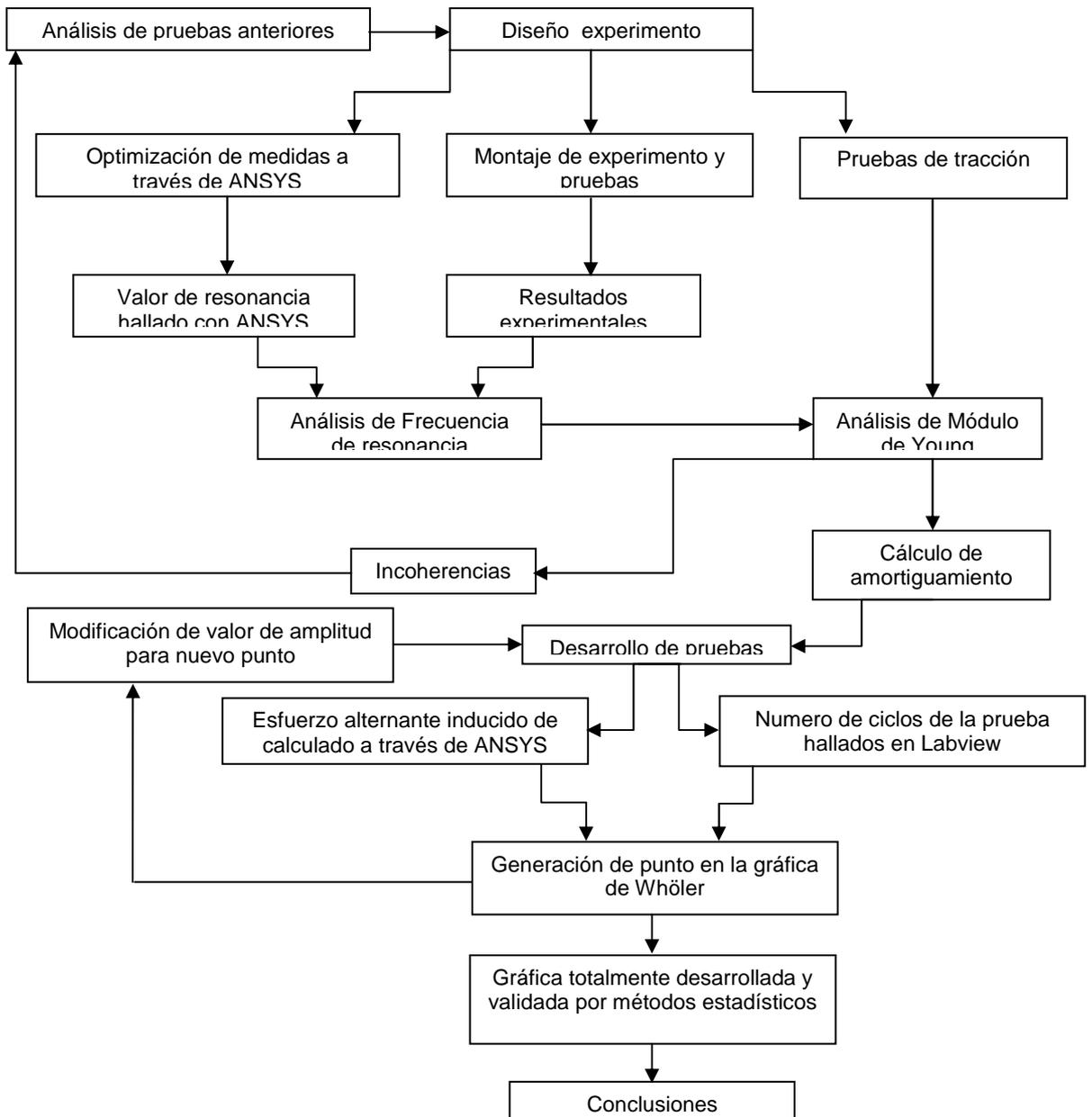


Figura 8, DUGARTE MENDOZA Juan Sebastian, Diagrama de Flujo de Procesos

A partir de esta parte se realizará una descripción sobre los pasos a seguir dentro del método.

En esta parte para el diseño del experimento se tuvo en cuenta solo la optimización de las medidas de las probetas, se realiza la simulación de la respuesta de frecuencia de resonancia en el software ANSYS.

Los valores de frecuencia de resonancia hallados de forma teórica con la plataforma ANSYS, se comparan con los valores hallados experimentalmente, esto con el fin de poder observar el margen de error entre los datos. Para un mayor control y verificación de los resultados, se realizan pruebas de tracción en la máquina universal, para comparar los valores de Modulo de Young utilizado en el análisis desarrollado por ANSYS y en valores hallados a través de un ensayo que se encuentra estandarizado.

Una vez finalizada esta parte se utiliza el software ANSYS para encontrar el valor de la constante de amortiguamiento que mejor refleje las respuestas experimentales. Por otra parte el proceso experimental cuenta el número de ciclos necesarios para llegar a la fractura y el valor pico del esfuerzo, esto generará un punto dentro de la gráfica de Whöler. Para hallar los demás puntos, se modifica el valor de amplitud de la frecuencia, lo que genera un cambio en el esfuerzo que siente la probeta y por tanto nuevos puntos en el interior de la gráfica.

4.2.3 Análisis de Resultados



Figura 9, Grupo T, barra referencia 10, prueba tracción

Para el caso del montaje realizado en la tesis anterior; se observaron, repitieron y analizaron los experimentos, encontrando en una primera parte del proyecto que el montaje es válido pero el análisis desarrollado sobre el fenómeno no fue suficientemente acertado; debido a que en los montajes anteriores no se llegó a la verdadera forma modal del experimento, y se realizaron consideraciones sin la debida sustentación experimental [11].

Tomando como base el montaje explicado en la sección “equipos de laboratorio” en el marco teórico, se encuentra la forma modal ideal para el sistema, comparando la forma modal número 5 la cual tiene la siguiente secuencia de deformación:

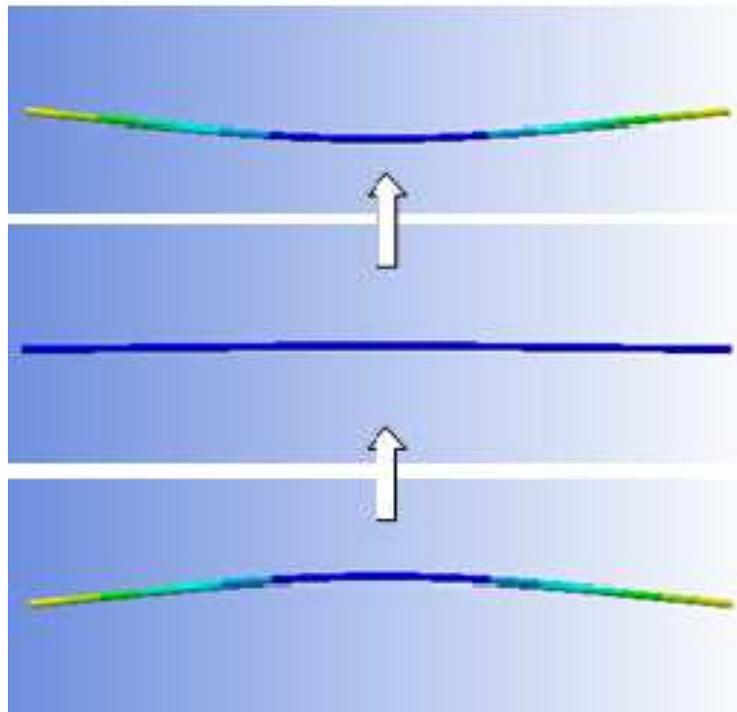


Figura 5. Simulación Forma Modal 5, Software ANSYS, Probeta 1, Grupo T2, acero 1020

Y la forma modal número 6, con la siguiente secuencia:

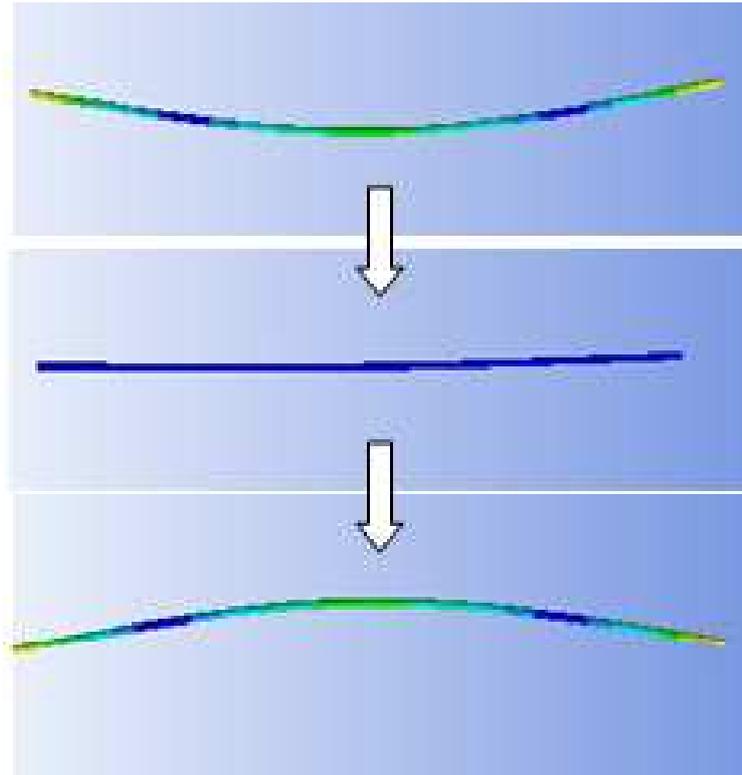


Figura 6. Simulación Forma Modal 6, Software ANSYS, Probeta 1, Grupo T2, acero 1020

Geométricamente la deformación es la misma, y el fenómeno actúa de la misma forma, sin embargo la diferencia entre los valores de una frecuencia natural a la otra difieren en un 33% aproximadamente. Es decir que para el caso expuesto por los estudios preliminares, la frecuencia reportada por ANSYS fue de 10Hz (forma modal 6), sin embargo la frecuencia hallada experimentalmente es de 7Hz (forma modal 5), esta diferencia fue pasada por alto, sustentando errores inducidos por la calidad de los equipos utilizados en el laboratorio; en otro caso, que corresponde al estudio que se detalla más adelante, se utilizaron barras del mismo material y de la misma medida pero con una longitud de 50cm, cuyos valores dados por el software fueron de 105Hz (aplicando la forma modal 6), mientras la frecuencia experimental promedio hallada fue de 66,45Hz (equivalente a la forma modal 5 hallada a través de ANSYS, la cual fue de 66,26Hz).

La solución a este error se debe a que la excitación dada por el Shaker en el centro de la probeta genera que la forma modal 6 se anule, debido a que la fuerza ejercida por el dispositivo es suficiente como para considerarlo un apoyo

dentro del sistema. Situación que no se presenta con objetos de mayor peso, como se explicará más adelante en la sección de selección de parámetros de la probeta y características del montaje experimental (Montaje V); el problema de comprensión del fenómeno se encuentra debido a que a simple vista, la forma modal observada se parece a la número 6 por las características del montaje.

Este error puede ser vital en un cálculo de tiempo de vida para una probeta. Por ejemplo, si los cálculos se realizaran con un valor de 105 veces por segundo el límite de prueba (cuando supera 1`000.000 de ciclos) de 2,64hr; cuando en realidad la probeta solo se está sometiendo a solo 66 veces por segundo, lo cual genera un límite de 4,2hr.

Continuando con el desarrollo de las pruebas de la segunda parte del experimento y el procesamiento de datos, y con el fin de tener una experimentación adecuada, cada una de las barras de acero 1020 de 1,5m de longitud compradas a la compañía general de aceros, se seccionaron en tres partes, cada una de estas perteneció a un grupo diferente.

- Grupo T: Barras de acero 1020, de 0,235in de diámetro promedio y longitud promedio de 49,9cm. Este grupo fue sometido a pruebas de cálculo de frecuencia natural y posteriormente a pruebas de tracción, obteniendo como resultado la siguiente tabla. (ver anexo C)

NOMINACIÓN	GRUPO T						
	DIÁMETRO (in)	ÁREA (m ²)	MÁXIMA CARGA (N)	LARGO (cm)	MODULO DE YOUNG (PRUEBA TRACCIÓN)	FRECUENCIA NATURAL (PRUEBA LABVIEW)	MODULO DE YOUNG (APLICADO EN ANSYS)
1	0,2355	2,81021E-05	11468,75	50,3	50	65,01	190 GPa
2	0,2347	2,79115E-05	5875	49,6	40	67,45	
3	0,235	2,79829E-05	10796,88	49,9	60	66,63	
4	0,2359	2,81977E-05	7679,69	50,1	50	66,67	

5	0,2358	2,81738E-05	5796,88	49,8	60	66,79
6	0,2357	2,81499E-05	4390,63	49,6	50	67,7
7	0,2344	2,78402E-05	1593,75	49,7	2	67,19
8	0,236	2,82216E-05	1726,56	50	3	66,79
9	0,2339	2,77216E-05	11445,31	50	50	66,13
10	0,2357	2,81499E-05	7929,69	50	50	66,67
11	0,2348	2,79353E-05	4750	50,1	50	66,33
12	0,2311	2,70618E-05	6429,69	50,2	50	65,19
13	0,2344	2,78402E-05	33,99	50,3	2	65,85
14	0,2352	2,80306E-05	16250	50,2	30	65,75
15	0,2346	2,78877E-05	15234,38	49,9	30	67,43
16	0,2356	2,8126E-05	16000	49,9	30	66,35
PROMEDIO	0,23489375	2,79583E-05	-	49,975	-	66,495625

Tabla 1. Pruebas de Tracción y de Resonancia, Grupo T, Acero 1020

Como puede observarse en la tabla anterior, los valores de Módulo de Young hallados no corresponden a los valores dados por las diferentes fuentes de consulta, de la misma forma los valores de carga máxima aplicada varían desde 33,99N hasta 16000N, lo cual conduce a dos posibles fuentes de error; la primera indica que las barras pueden llegar a presentar daño estructural por la prueba de vibración realizada a pesar de la corta exposición que tuvieron a este fenómeno, la segunda refiere que material del cual disponemos no cumple con las características de calidad necesarias, a partir de este punto se deciden hacer dos grupos experimentales más.



Figura 7, Barras Grupo T, prueba de tracción

- Grupo 1: Este grupo cumple con las siguientes especificaciones, barras de acero 1020, de 0,235in de diámetro promedio y longitud promedio de 49,9cm. Este grupo fue sometido a pruebas de tracción, obteniendo como resultado la siguiente tabla. (ver anexo B)

NOMINACIÓN	GRUPO 1			
	DIÁMETRO (in)	LARGO (cm)	MÁXIMA CARGA (N)	MODULO DE YOUNG (PRUEBA TRACCIÓN)
1	0,2355	49,8	11453	40
2	0,2347	50,3	9757	60
3	0,235	49,9	12273	50
4	0,2359	49,8	6257	50
5	0,2358	49,6	14687	20
6	0,2357	49,6	13523	50
7	0,2344	50,3	5398	40
8	0,236	50,5	5328	40
PROMEDIO	0,235375	49,975	-	-

Tabla 2. Pruebas de Tracción, Grupo 1, Acero 1020

- Grupo 2: El cual consta de barras de acero 1020, de 0,235in de diámetro promedio y longitud promedio de 61,34cm, ver anexo A. Este grupo fue sometido a pruebas de cálculo de frecuencia natural, obteniendo como resultado la siguiente tabla. (los valores se comparan con un valor de frecuencia natural hallado con ayuda del software de 46,58Hz)

NOMINACIÓN	GRUPO 2			
	DIÁMETRO (in)	LARGO (cm)	MODULO DE YOUNG (ANSYS)	FRECUENCIA NATURAL (LABVIEW)
1	0,2355	61,3	235 GPa	46,1
2	0,2347	60,3		47,3
3	0,235	62,1		45,1
4	0,2359	61,8		45,6
5	0,2358	61,1		46,1
6	0,2357	61,7		46,6
7	0,2344	62,5		44,8
8	0,236	60,8		47,5
9	0,2339	61,1		46,7
10	0,2357	60,2		48,5
11	0,2348	61		46,8
12	0,2311	62,4		43,5
13	0,2344	61,4		46,3
14	0,2352	60,8		46,1
15	0,2346	61,7		45,9
PROMEDIO	0,234	61,346	46,1933	

Tabla 3. Pruebas de Resonancia, Grupo 2, Acero 1020

Observando las tablas de los dos grupos anteriores se puede observar fácilmente que las incoherencias se mantienen, por tanto se sustenta que la fuente de error radica en el material utilizado, por tal motivo se empieza la búsqueda de un material adecuado para el estudio. [18]

4.2.4 Manejo de la incoherencia de resultados

Los resultados que demuestren fallas, serán tratados como incoherencias por las razones comentadas en el numeral anterior, por tanto se hace una

retroalimentación que genera un análisis y un nuevo estudio bibliográfico que aporta a la sustentación teórica del proyecto, ayudando desde los cimientos de la experimentación a corregir los errores cometidos.

4.3 DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA APLICADA A BARRAS DE ACERO 4140

Esta segunda parte se desarrolló debido a que se encontraron una serie de errores, que se explicaran en cada uno de los pasos de la metodología. Toda la descripción que se encuentra a continuación se hará de forma cronológica, con el fin de facilitar el entendimiento de las diferentes problemáticas planteadas y sus respuestas.

4.3.1 Selección de parámetros de la probeta y características del montaje experimental (montaje V)

Tomando los parámetros tenidos en cuenta con las barras de acero 1020, se procedió a desarrollar el mismo montaje, el cual para esta parte de la experiencia recibe el nombre de Montaje V.



Figura 10. Alineación para correcto montaje, Montaje V, barra referencia V1-1

Al realizar este montaje se encontró un inconveniente con la forma como se debe analizar. Este problema consiste en que al realizar el análisis en ANSYS con las barras de acero 1020, el punto de contacto entre el Shaker y la probeta se consideraba como un apoyo, mientras que para las barras de acero 4140 no se debe tener en cuenta; esto se sustenta en que el peso de las probetas de acero 1020 se sostiene fácilmente por el vástago del Shaker, situación adversa a la presentada con el acero 4140.

Se utilizarón 4 barras de acero 4140 de $\frac{3}{4}$ " y 5m de longitud, las cuales se seccionaron para conformar los siguientes tres grupos: (ver figura 11)

- Grupo V: Barras de acero 4140 de $\frac{3}{4}$ " y 1,6m de largo, dos probetas de cada barra de 5 metros (ver anexo E).
- Grupo H: Barras de acero 4140 de $\frac{3}{4}$ " y 1,2m de largo, una probeta de cada barra de 5 metros (ver anexo F).
- Grupo T2: Barras de acero 4140 de $\frac{3}{4}$ " y 0,6m de largo, una probeta de cada barra de 5 metros (ver anexo D).



Figura 11. Barras acero 4140, Grupo T2, Grupo H, Grupo V (en orden ascendente)

4.3.2 Desarrollo del experimento y procesamiento de datos

Para el caso del Grupo T2, se realizaron las pruebas correspondientes de tracción, y se obtuvo la tabla 4.

	Fuerza Máxima	Resistencia Máxima	Resistencia última	Módulo de Young
Probeta	N	MPa	MPa	GPa
T2-1	253796,88	885,8	494,7	2,1

T2-2	249515,63	870,8	535,8	2,1
T2-3	250867,19	875,6	528,8	2,1
T2-4	252468,75	881,2	521,5	2,1

Tabla 4. Prueba de tracción, Grupo T2, Acero 4140

Se puede destacar la similitud existente entre las barras de acero, esto garantiza la calidad del material con el cual se está trabajando. [20]

Por otra parte, se realizó el Montaje V, y se procedió a realizar la prueba, entre los principales factores que afectaron la duración de esta se encuentran los relacionados con la capacidad de los equipos de laboratorio, la prueba llevó a la máxima exigencia de todos los dispositivos utilizados debido a las propiedades del material y las dimensiones de las probetas. Como resultado, en una prueba cuyo límite se encontraba en 9,5hr se llegó a los siguientes inconvenientes:

- 4 cables fatigados
- 1 vástago de Shaker fracturado por fatiga
- Constantes problemas de sobrecalentamiento de los equipos

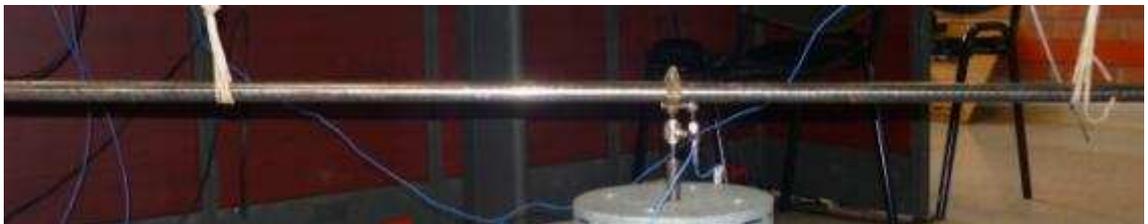


Figura 12. Montaje V

Cumplido el tiempo de la prueba con el Montaje V, la barra no sufrió ningún tipo de desgaste por fatiga. Realizando una búsqueda detallada de los tratamientos térmicos hechos a la probeta y de los demás factores que afectan el esfuerzo a la fatiga, a través del catálogo interactivo de la compañía general de aceros [20], se logró obtener a través de cálculos que se muestran en el anexo M que el esfuerzo a fatiga es de $S_e=226\text{MPa}$; esto nos quiere decir que cualquier valor de esfuerzo por debajo de dicho valor llevará a la probeta a vida infinita, por otra parte observando el valor de esfuerzo dado por ANSYS analizando el Montaje V, se encuentra que este solo equivale a 187,02MPa, lo que todavía

equivale a vida infinita de la probeta (es importante destacar que los valores de esfuerzo dados por ANSYS en esta experimentación, no deben tomarse como realmente válidos, esto se explicará más adelante), como se puede apreciar en la siguiente imagen.

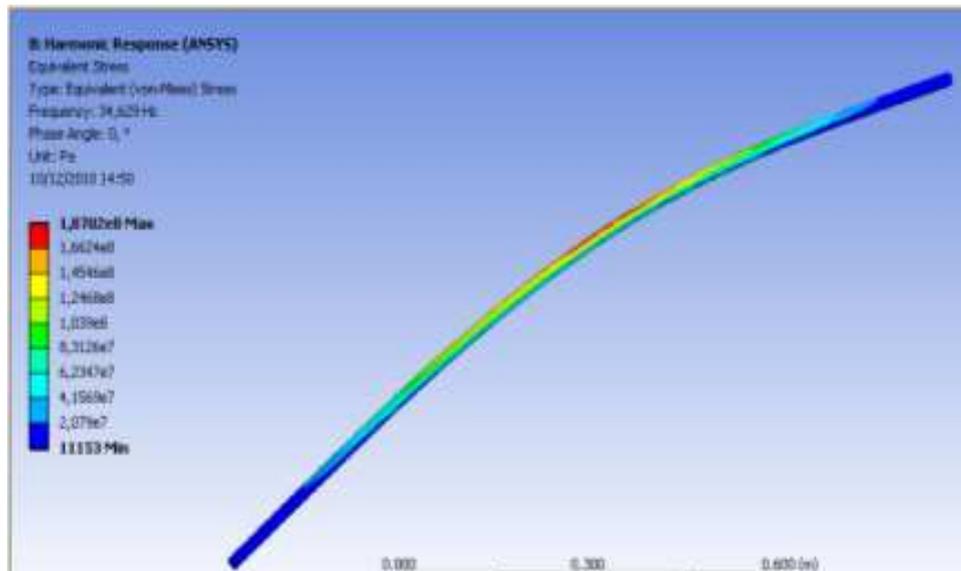


Figura 13. Resultado de valor de esfuerzo equivalente, Análisis Frecuency Response hallado a través del software ANSYS, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V, Montaje V

A continuación, en las figuras 14, 15 y 16 se pueden observar las gráficas de tres puntos de control representativo, realizado a la probeta V1-1 en el Montaje V, el tiempo escogido para realizar el chequeo fue de 50min, ya que en este tiempo se cumple una equivalencia de 100.000 ciclos aproximadamente.

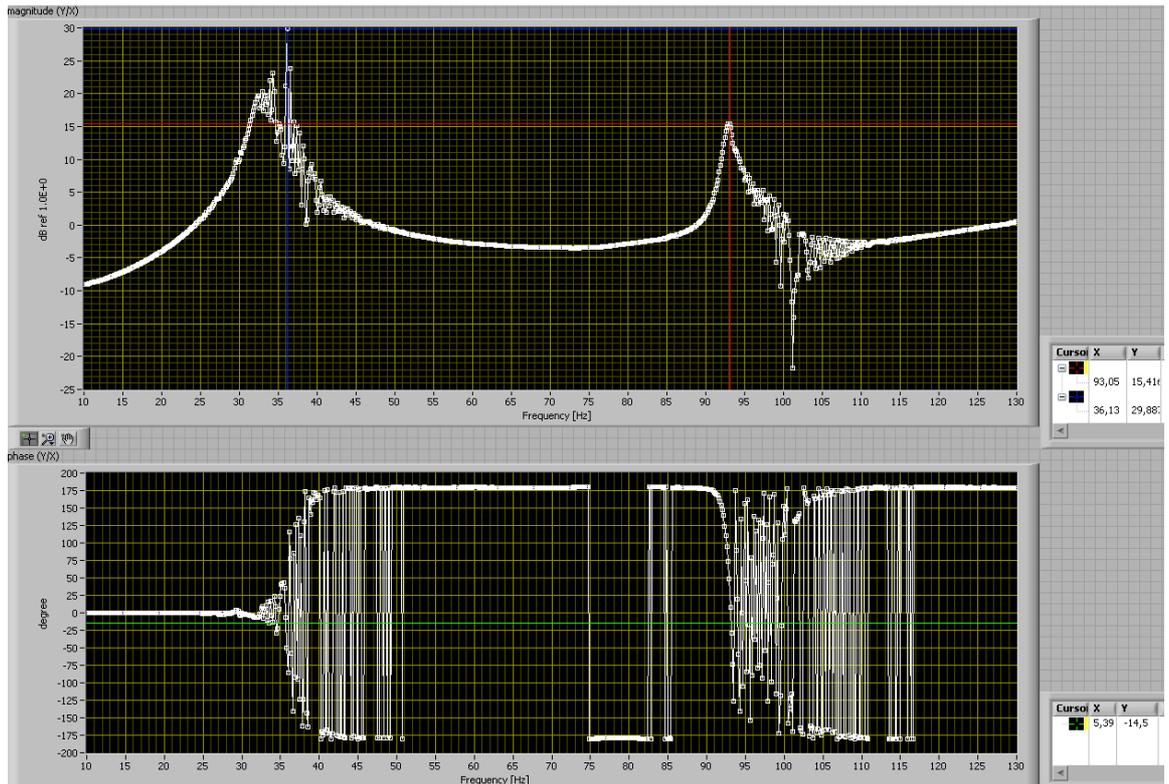


Figura 14. Gráfica de punto de control de prueba de resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Montaje V, tiempo de prueba 0:00:00

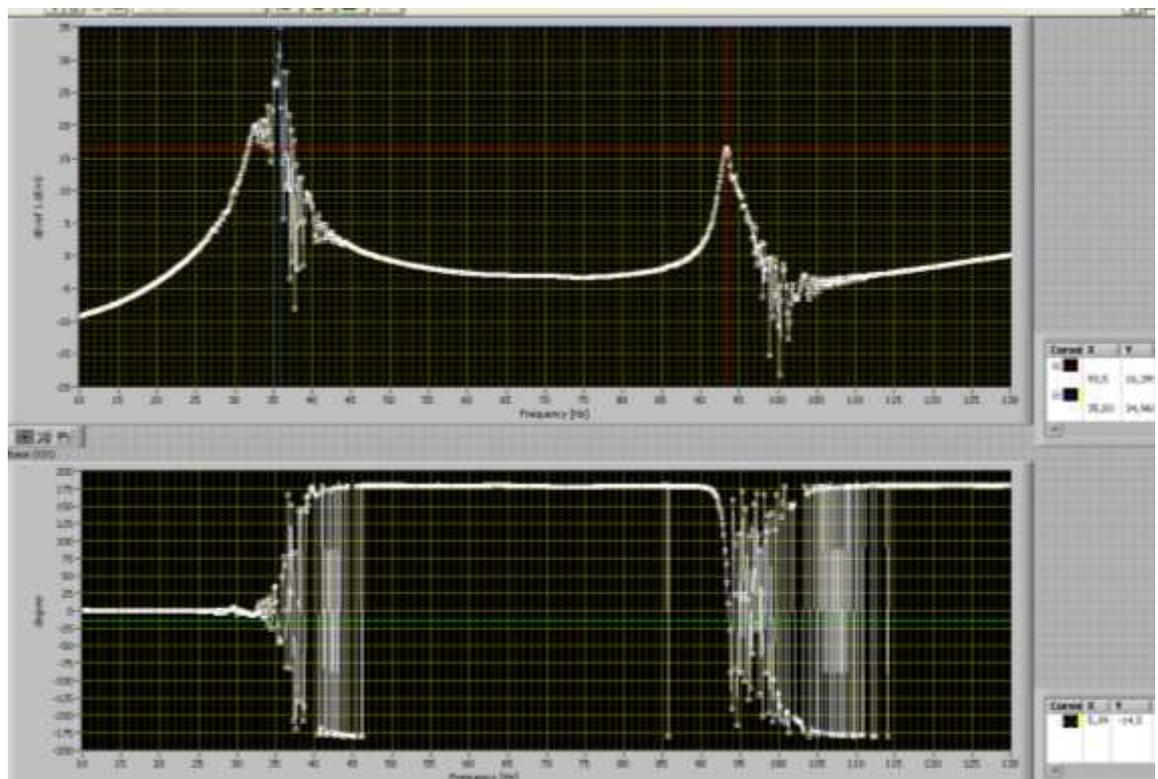


Figura 15. Gráfica de punto de control de prueba de resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Montaje V, tiempo de prueba 4:33:26

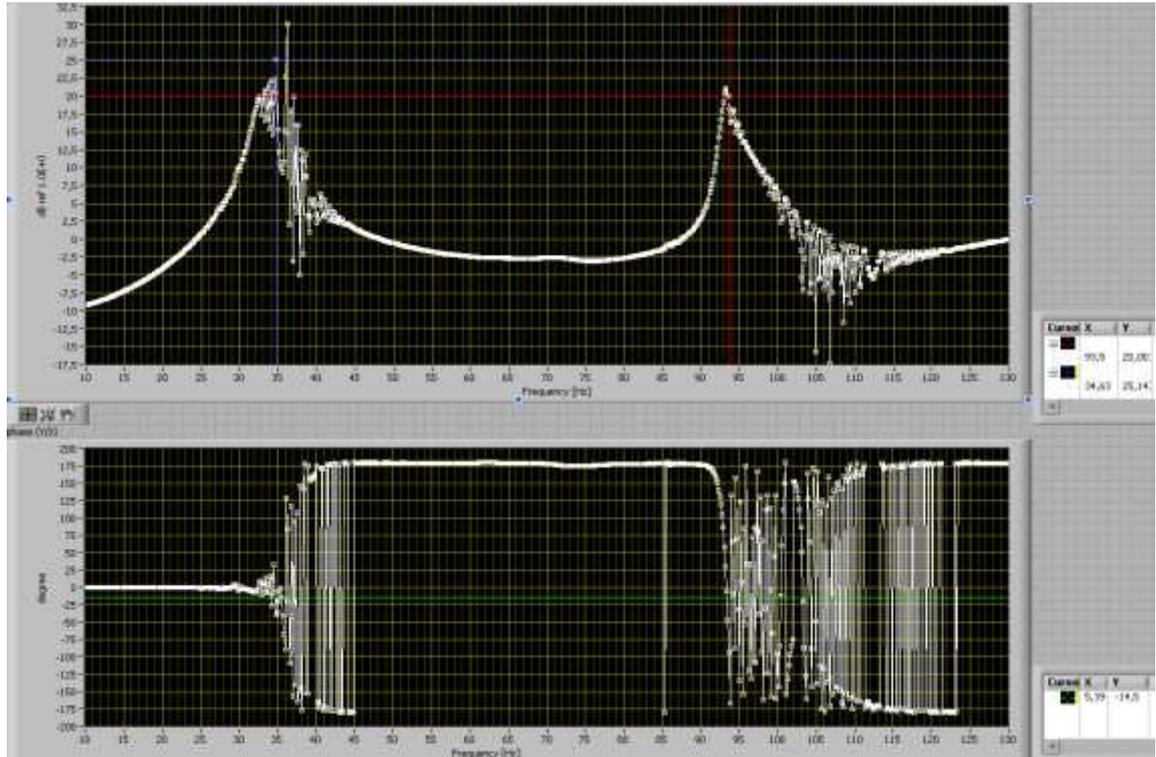


Figura 16. Gráfica de punto de control de prueba de resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Montaje V, tiempo de prueba 9:24:85

4.3.3 Análisis de datos (Montaje V)

Es importante destacar que los valores de esfuerzo dados por ANSYS no deben tomarse como reales, ya que matemáticamente las ecuaciones utilizadas por el software no son válidas al trabajar sobre la frecuencia natural. Debido a que estos valores equivalen a los límites de las ecuaciones, como se observa en el valor de esfuerzo de la figura 17, sin embargo el hecho de que en un análisis con un montaje "X" se encuentre un valor mayor de esfuerzo al que se puede encontrar con otro montaje "Y", si puede traducirse como un aumento y por tanto considerarse como válido.

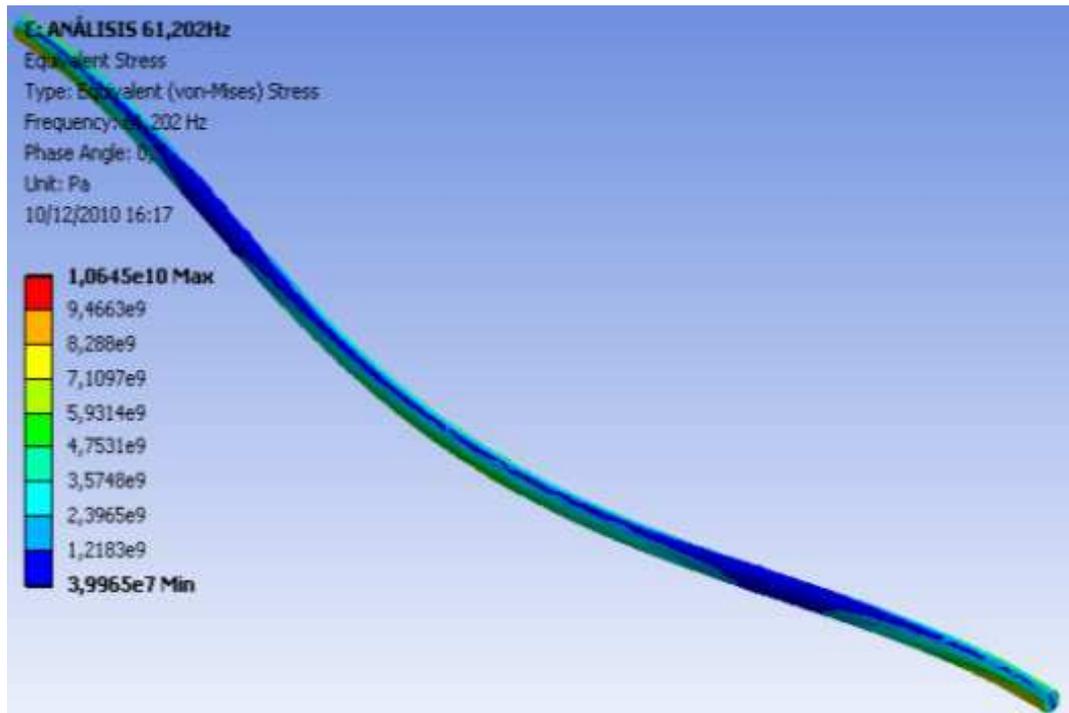


Figura 17. Resultado de valor de esfuerzo equivalente, Análisis Frecuency Response hallado a través del software ANSYS, acero 4140, Barra H1-1, Grupo H, Montaje GH B

El valor de esfuerzo del montaje inicial con la barra de 1,6m (barra V) según Ansys fue de 187,02MPa. Sin embargo después de cumplir más de 9 horas de prueba (equivalente a más de 1`100.000 ciclos) la barra no sufre fractura, por tanto se deduce que se trabajó sobre vida infinita y que cualquier valor de esfuerzo dado por Ansys mayor a 196,371MPa (tomando el 5% de error posible del valor, debido a la herramienta) puede ayudarnos a alcanzar la fractura de la barra.

Teniendo en cuentas las singularidades presentadas por el software y los problemas presentados por el montaje utilizado, el cual no generó los esfuerzos suficientes para lograr llevar a la fatiga la probeta de acero 4140, Fue necesario realizar cambios al proceso de desarrollo del experimento y al procesamiento de datos, como se muestra en el siguiente diagrama de flujo de la figura 18:

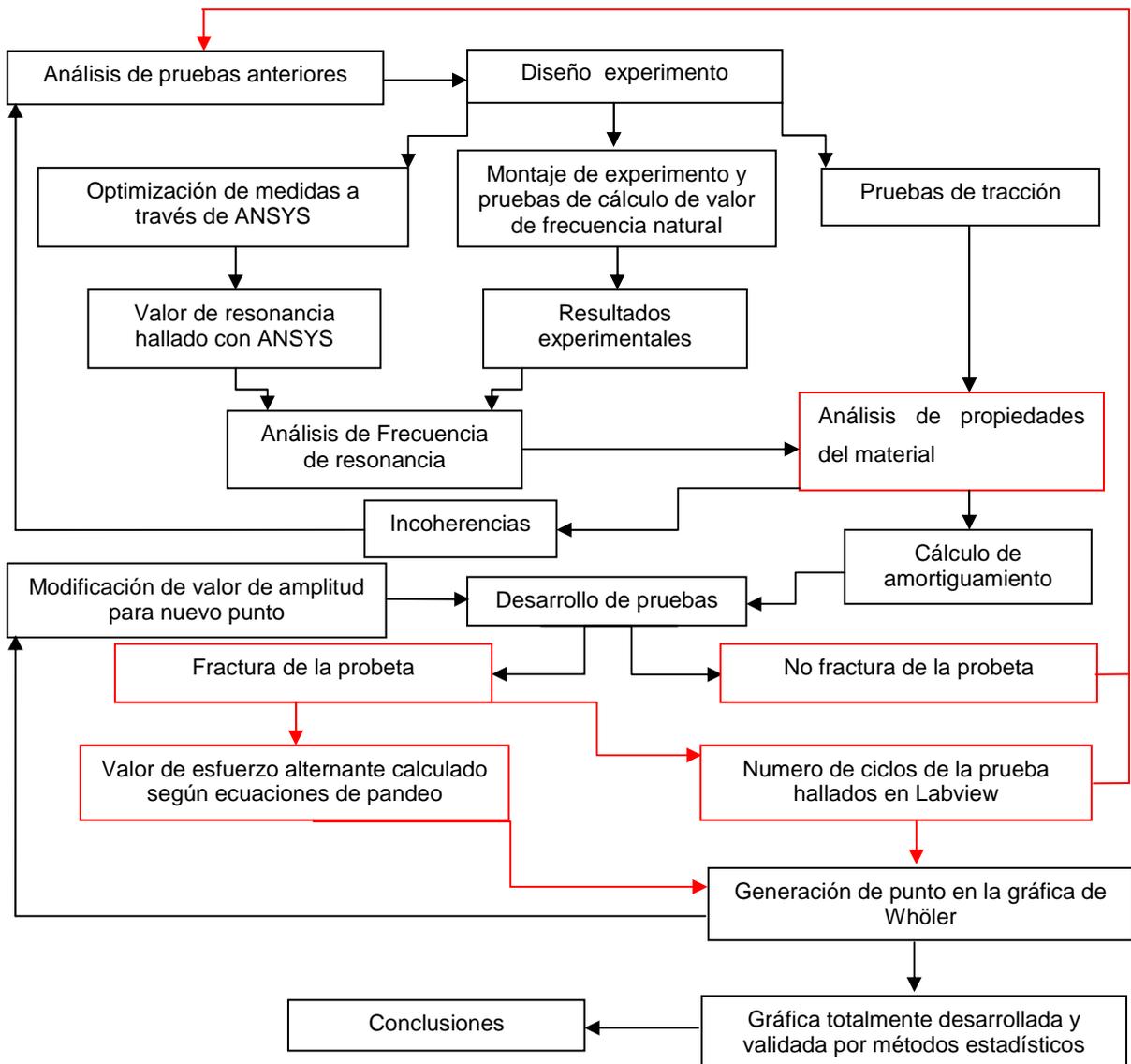


Figura 18, DUGARTE MENDOZA Juan Sebastian. Diagrama de Flujo de Procesos corregido

Las celdas identificadas en color rojo detallan los cambios realizados al proceso, y se explicarán a continuación:

- **Análisis de propiedades del material:** Si se observan las tablas obtenidas con las pruebas de vibración del acero 1020 y del acero 4140 (ver tablas 1,3 y 4), es importante notar que utilizar el Modulo de Young para la verificación de la prueba no es válido, puesto que el valor de frecuencia natural es afectado directamente por esta propiedad del material, las pruebas de resonancia no detectaron las deficiencias del

material, lo cual indica que el principal factor de cambio del valor de frecuencia natural es la geometría.

Consolidando la afirmación anterior, se observan tres gráficas del acero 1020, y tres gráficas del acero 4140 que evidencian las propiedades del material (ver figuras 21 y 25), el resultado dado por el software (ver figuras 20 y 24), el resultado experimental de las pruebas de resonancia (ver figuras 19 y 23) y la gráfica de esfuerzo de las probetas hallada en la prueba de tracción ejecutada (ver figuras 22 y 26).

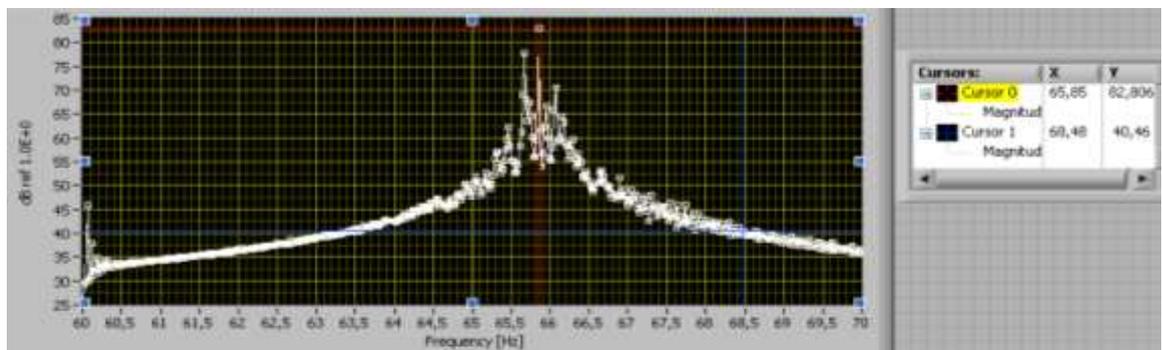


Figura 19. Prueba de Resonancia, acero 1020, Barra 13, Grupo T

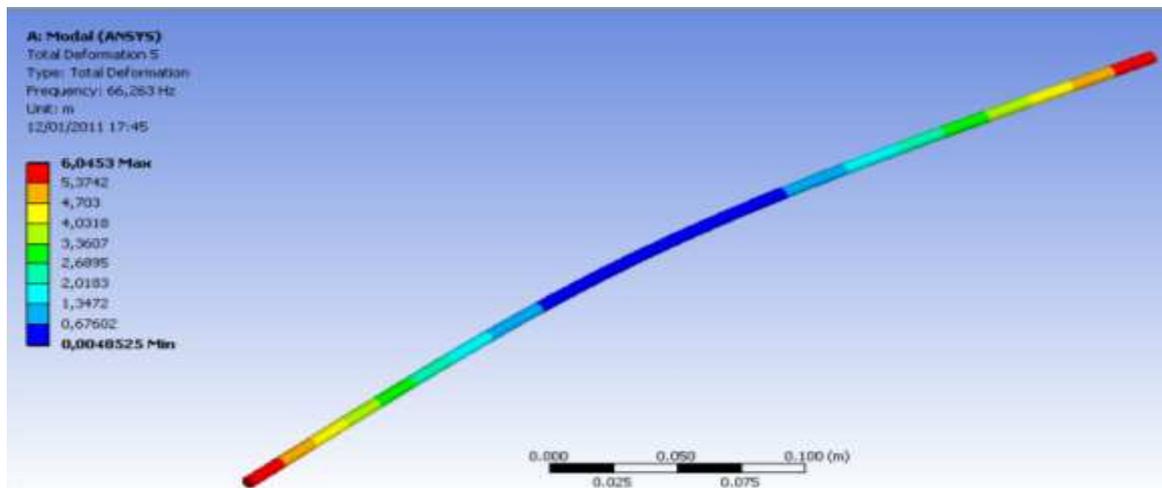


Figura 20. Resultado Análisis Modal hallado a través de ANSYS, acero 1020, Barra 13, Grupo T

Properties of Outline Row 3: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
7	Young's Modulus	1,9E+11	Pa
8	Poisson's Ratio	0,29	
9	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
13	Strain-Life Parameters		
21	Tensile Yield Strength	1,95E+08	Pa
22	Compressive Yield Strength	1,95E+08	Pa
23	Tensile Ultimate Strength	3,35E+08	Pa
24	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Figura 21. Propiedades de material utilizadas en el software ANSYS, acero 1020, Barra 13, Grupo T

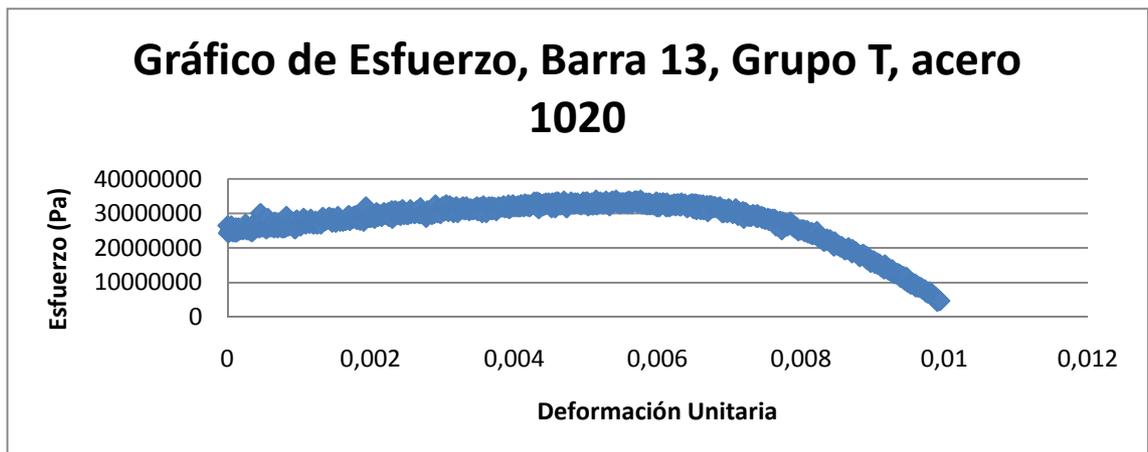


Figura 22. Gráfico de esfuerzo hallado a través de prueba de tracción, acero 1020, Barra 13, Grupo T

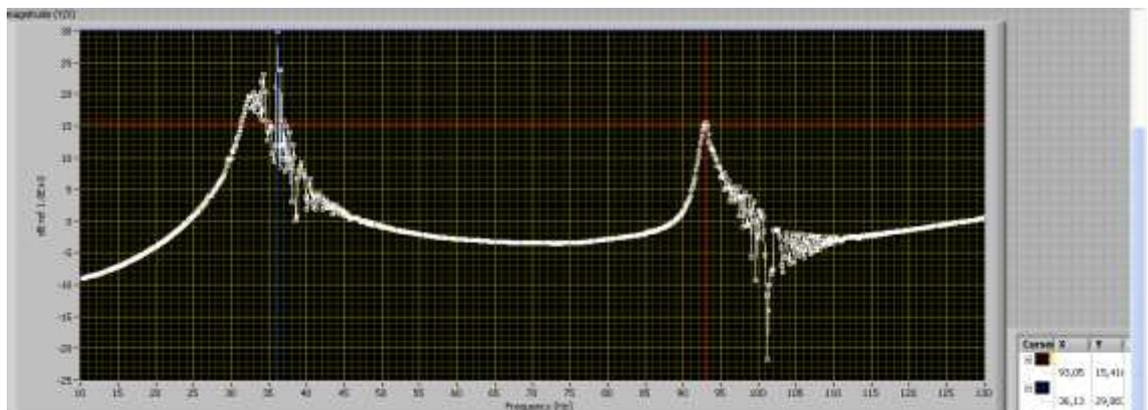


Figura 23. Prueba de Resonancia, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V, Montaje V

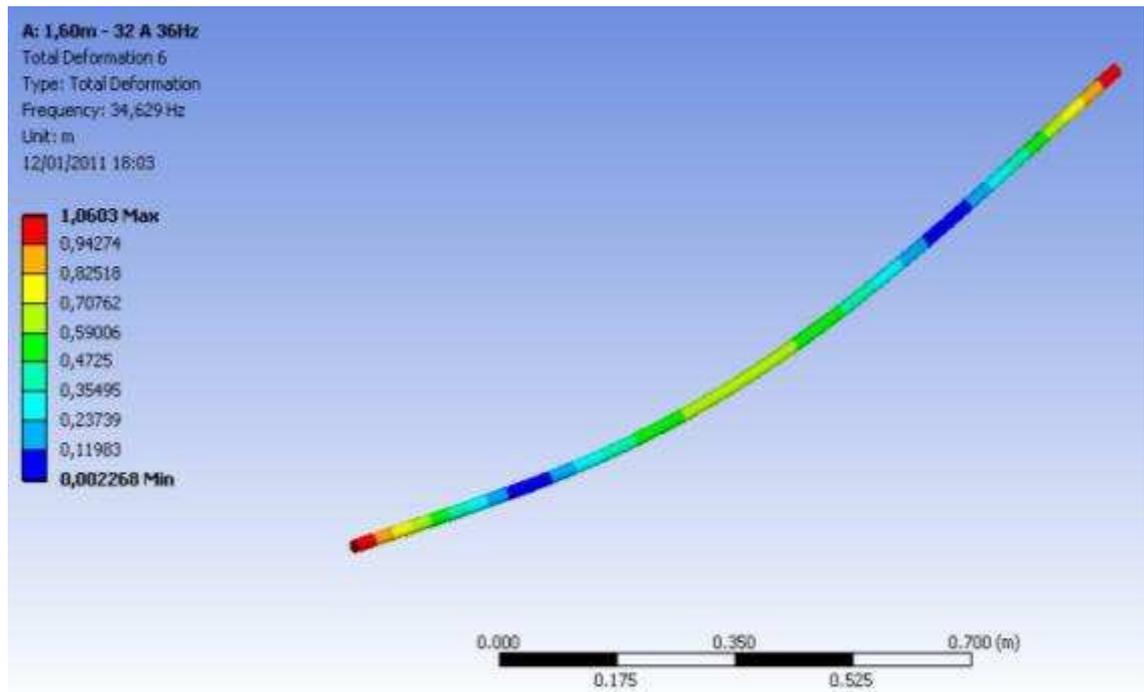


Figura 24. Resultado Análisis Modal hallado a través de ANSYS, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V, Montaje V

Properties of Outline Row 3: Structural Steel			
▼	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
7	Young's Modulus	2,1E+11	Pa
8	Poisson's Ratio	0,3	
9	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
13	Strain-Life Parameters		
21	Tensile Yield Strength	6,55E+08	Pa
22	Compressive Yield Strength	6,55E+08	Pa
23	Tensile Ultimate Strength	1,02E+09	Pa
24	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Figura 25. Propiedades de material utilizadas en el software ANSYS, acero 4140, Barra V1-1, Grupo V

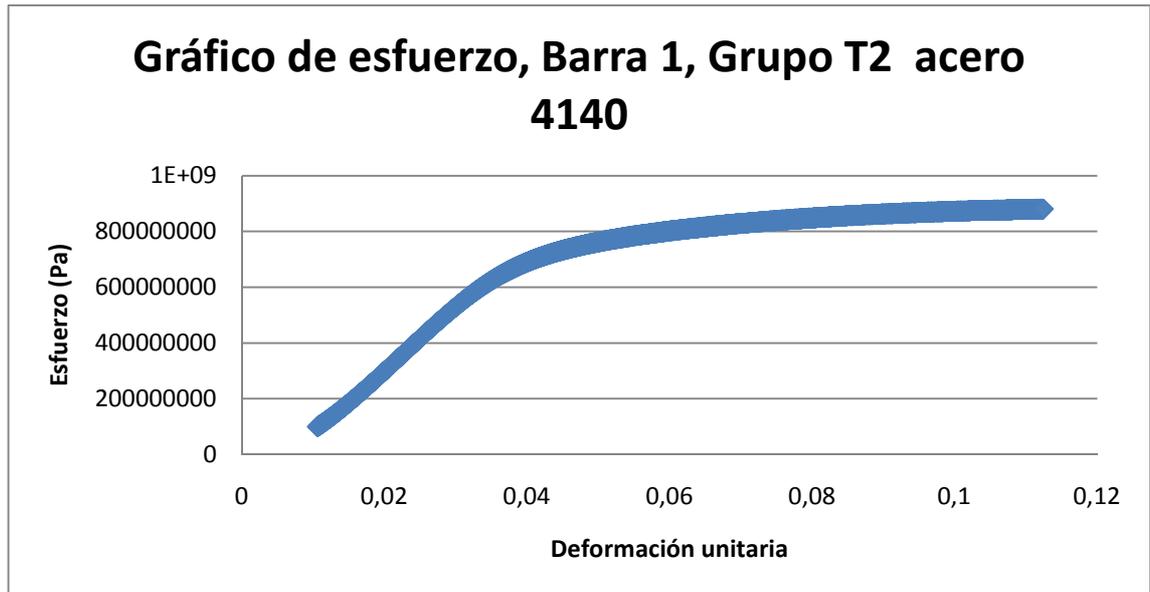


Figura 26. Gráfico de esfuerzo hallado a través de prueba de tracción, acero 4140, Barra 1, Grupo V

Continuando con la explicación de las celdas identificadas con color rojo:

- No fractura de la probeta: Llegado el caso de que cumplido el tiempo de duración, la probeta no llegue a la fatiga, es necesario replantear la forma de excitación de la barra, mejorando el montaje y/o dependiendo de la capacidad económica, buscar un nuevo material cuyas propiedades y dimensiones brindadas por la industria faciliten la finalidad de la experimentación.
- Fractura de la probeta: Una vez la barra falle por fatiga, la prueba concluye y es posible continuar con los demás pasos.
- Número de ciclos de la prueba hallados por Labview: Permite definir un valor dentro de la gráfica, esto verifica la sección de la gráfica sobre la cual se está trabajando (bajo ciclaje, alto ciclaje, vida infinita).

Teniendo en cuenta que el objetivo principal es hallar la totalidad de la gráfica, es posible en esta instancia saber si el montaje utilizado y/o el material y la geometría cumplen con esta restricción.

Dada la situación de que el Shaker se encuentre en un alto grado de exigencia y la probeta falle en alto ciclaje o cerca de la vida infinita, es

entendible que no se logrará la fractura a bajo ciclaje y por consiguiente tampoco la totalidad de la gráfica del material.

- Valor de esfuerzo alternante calculado según ecuaciones de pandeo: Permite saber el valor sobre el eje de las ordenadas, y finaliza hallando un punto en la gráfica.

4.3.4 Selección de parámetros de la probeta, características del montaje experimental y análisis (otros montajes)

Teniendo en cuenta que la barra de acero 4140 no llegó a fatiga después de alcanzar más de 1 millón de ciclos, se recurre al diagrama de flujo anteriormente descrito, generando que se evalúe de nuevo la experimentación. Debido a las dificultades administrativas que conlleva la adquisición de un nuevo tipo de material bajo otras dimensiones, se optó por realizar cambios a la forma del montaje, que complazca los siguientes indicadores:

- El valor de esfuerzo de Von Mises hallado a través de ANSYS supere 196,371MPa (valor de referencia hallado para el Montaje V).
- Capacidad de planta física para desarrollar el montaje.
- Valor de frecuencia natural permita la máxima amplitud permisible dentro del rango de trabajo de los equipos.
- No se realice ningún tipo de mecanizado o proceso que afecte la probeta estructuralmente.
- Viabilidad de obtención de la totalidad de la gráfica de Whöler.

Para un mayor entendimiento se designaron los siguientes puntos y sus referencias:

- S: Shaker
- A: Acelerómetro
- L: Liga de apoyo
- F: Cargas aplicadas

- E: Empotramiento

Con el fin de llegar a la finalidad de la experimentación, se estudiaron una serie de montajes explicados a continuación:

- Montaje H: Utilizando las barras del Grupo H (cuyas características son: acero 4140, diámetro de $\frac{3}{4}$ " , 1,2m de longitud), se realiza un montaje igual al presentado con la barra del Grupo V, la finalidad fue la de encontrar un mayor esfuerzo debido a una menor distancia y un mismo valor de deformación.



Figura 27. Montaje H, barra referencia H1-1

Por la alta frecuencia manejada se llegaría a una sobreexigencia del equipo, además el valor de esfuerzo observado no es significativamente alto, lo cual inhibe la viabilidad de obtener la totalidad de la gráfica. Por tales motivos se desechó este montaje.

Los resultados del análisis realizados en el software se pueden apreciar en la siguiente imagen:

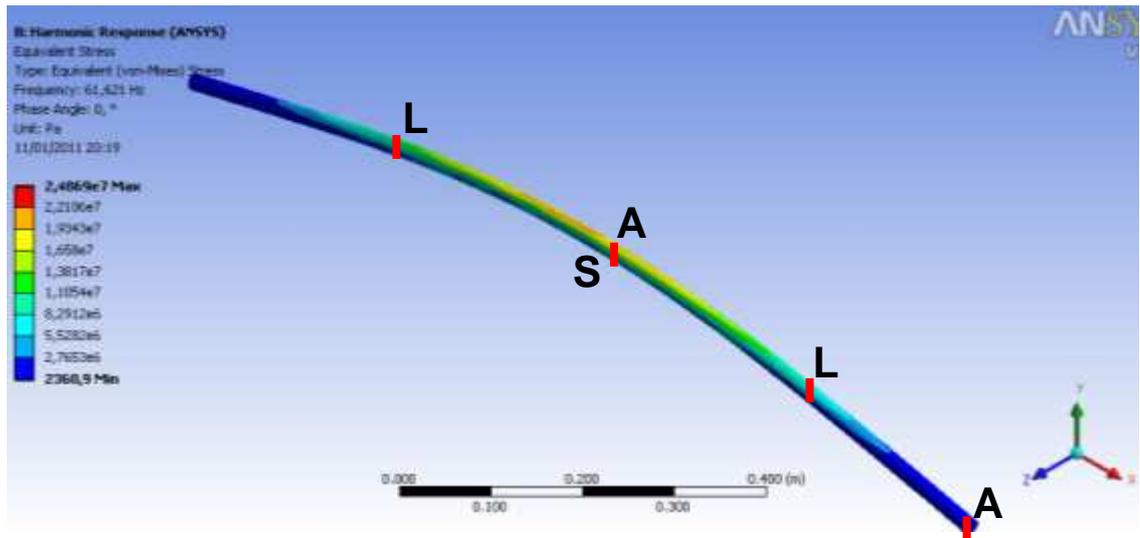


Figura 28. Montaje H

- Montaje VH A: A una barra del Grupo V se le acoplarían dos barras H, una en cada extremo con el objetivo de aumentar la inercia y generar un mayor esfuerzo.

Debido a el bajo valor de esfuerzo alcanzado no se llevó a cabo.

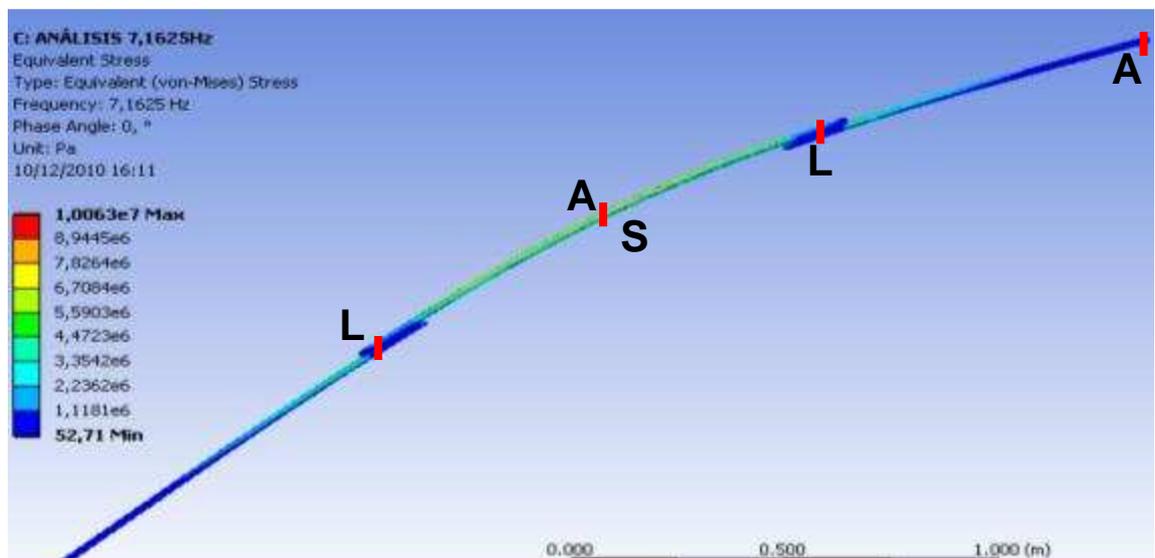


Figura 29. Montaje VH A

- Montaje VH B: Basados en el mismo montaje anterior, se analizó con la siguiente forma modal de pandeo, con el fin de aumentar la velocidad de la prueba y de esfuerzo, sin embargo no presenta viabilidad para el

desarrollo de la totalidad de la gráfica por lo insignificante del aumento. Por tal motivo se desecho.

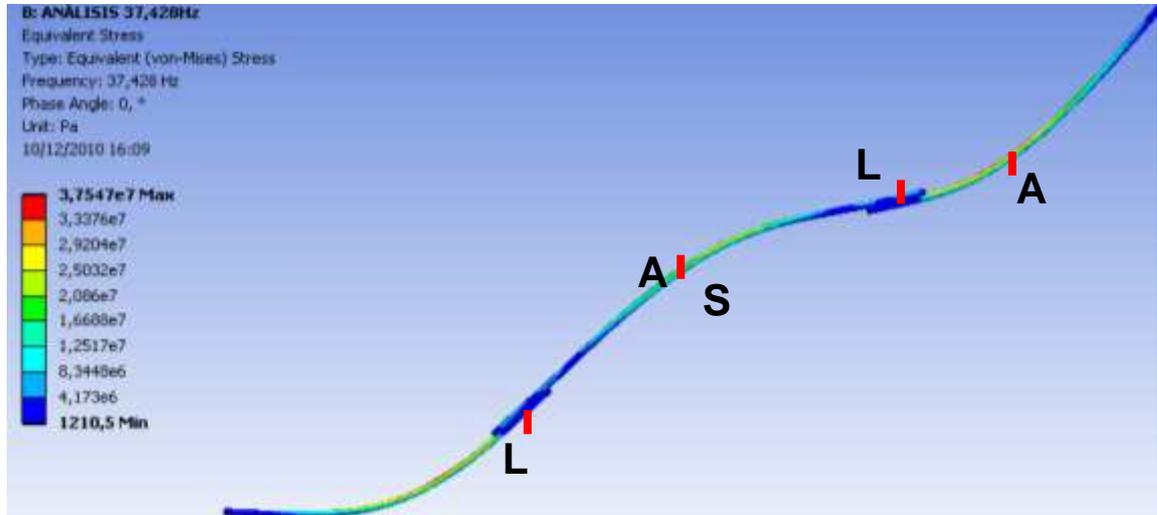


Figura 30. Montaje VH B

- Montaje VH2: Se ubica una barra V con dos barras H a los costados como muestra la gráfica, suponiendo que la generación de un mayor momento interno y un aumento del valor de la frecuencia natural que genere una mayor velocidad de desarrollo de la prueba, por tales motivos se realiza este montaje, pero no tiene validez debido al bajo esfuerzo generado, el Shaker se ubica en la mitad de la barra.

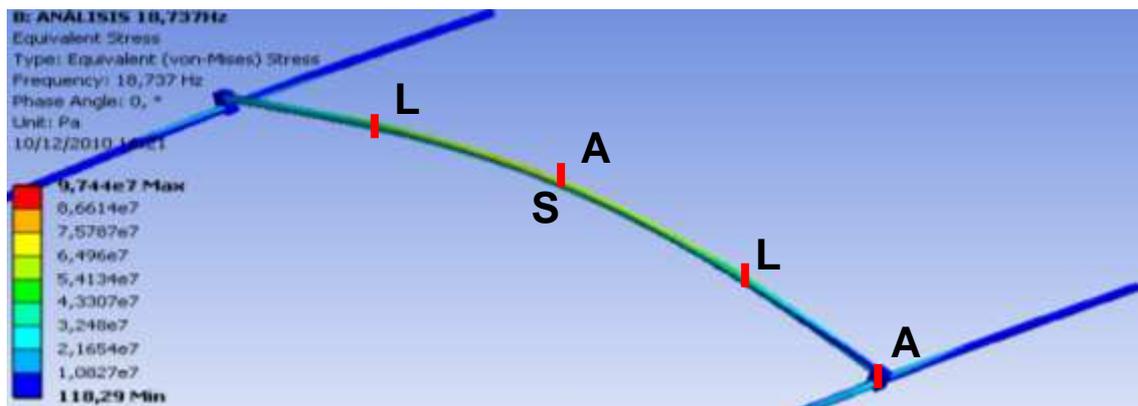


Figura 31. Montaje VH2

- Montaje HH: Bajo la misma idea anterior, se decide cambiar la barra V por una barra del Grupo H y manteniendo las barras H sobre los costados, aumentando de esta forma el valor del esfuerzo pero no lo suficiente, el shaker se ubica en la mitad de la barra.

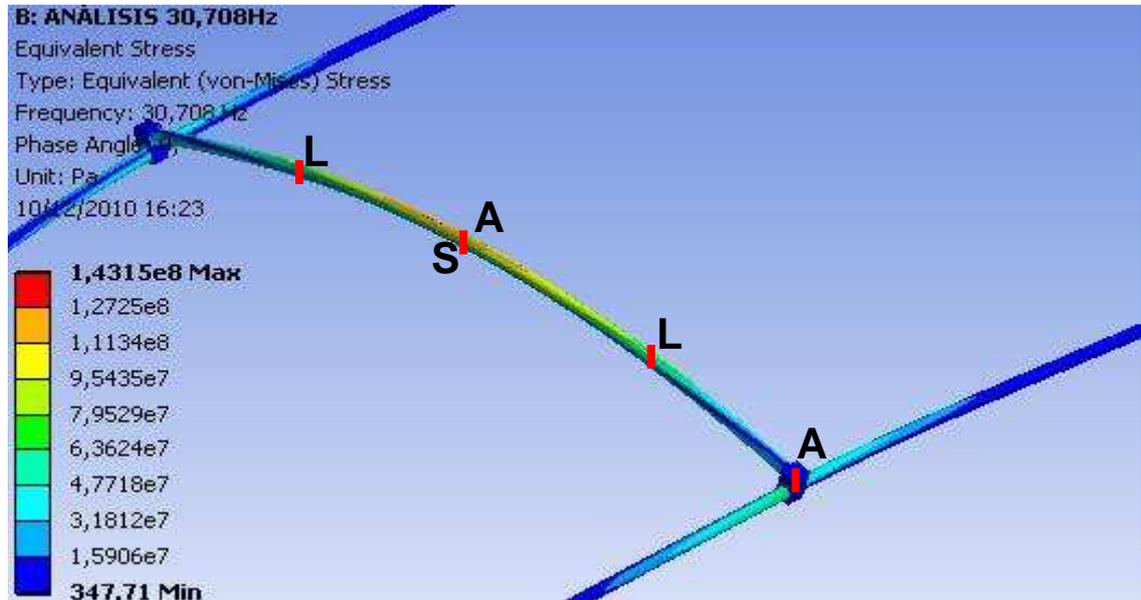


Figura 32. Montaje VH2

- Montaje GV A: Utilizando una barra V para empotrarla, la intención se basaba en la idea de aumentar el esfuerzo al concentrarlo en un apoyo, no se llevo a cabo esta idea debido a que se encontraba por debajo del valor de esfuerzo de referencia.

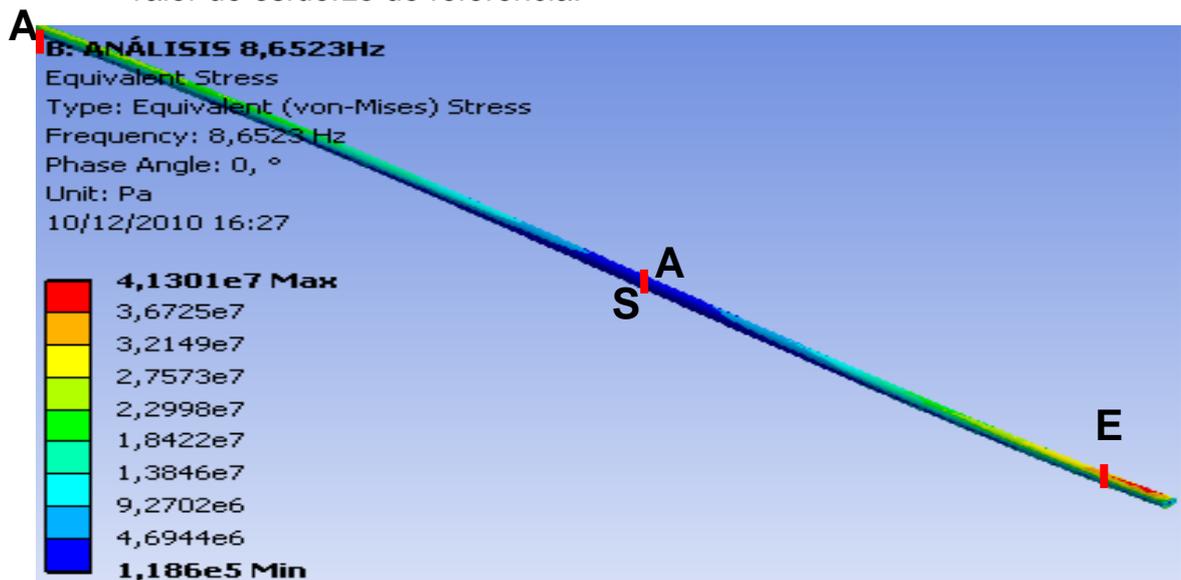


Figura 33. Montaje GV A

- Montaje GV B: Se utilizó el mismo montaje anterior pero se trabajó con la siguiente forma modal que cumpliera con las especificaciones de la prueba, el Shaker se ubica en el extremo de la barra.

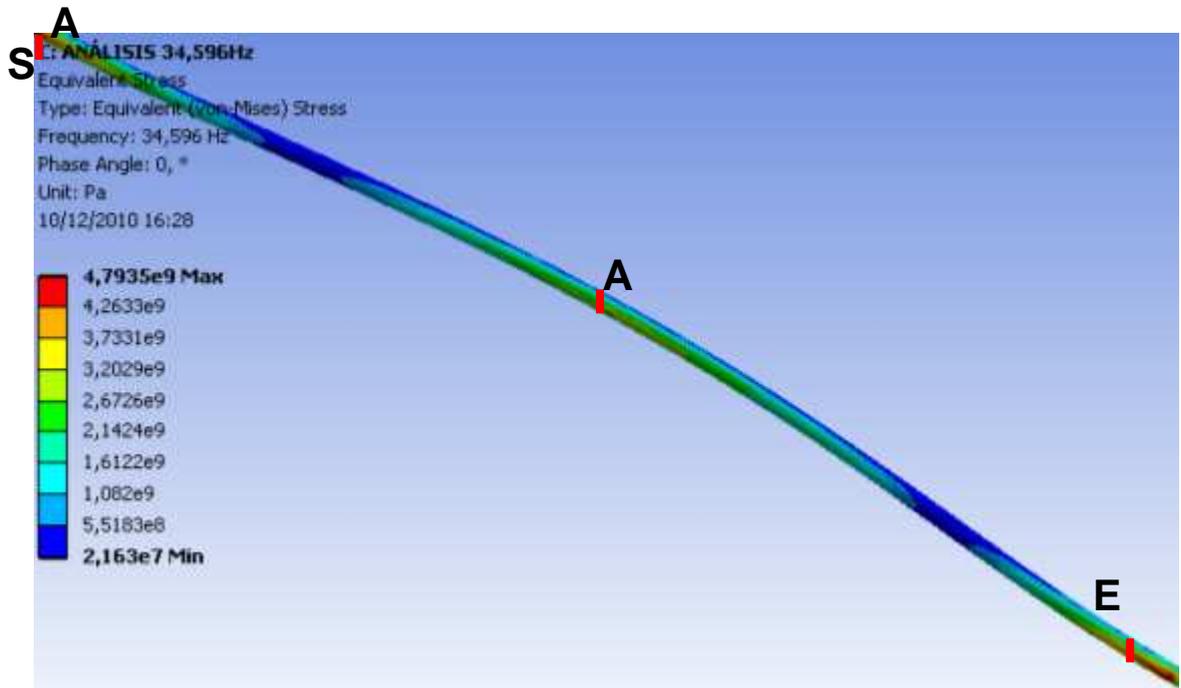


Figura 34. Montaje GV B

- Montaje GH A: Se utilizó la barra H para empotrarla, la intención se basaba en la idea de aumentar el esfuerzo al concentrarlo en un apoyo, no se llevo a cabo esta idea debido a que se encontraba por debajo del valor de esfuerzo de referencia.

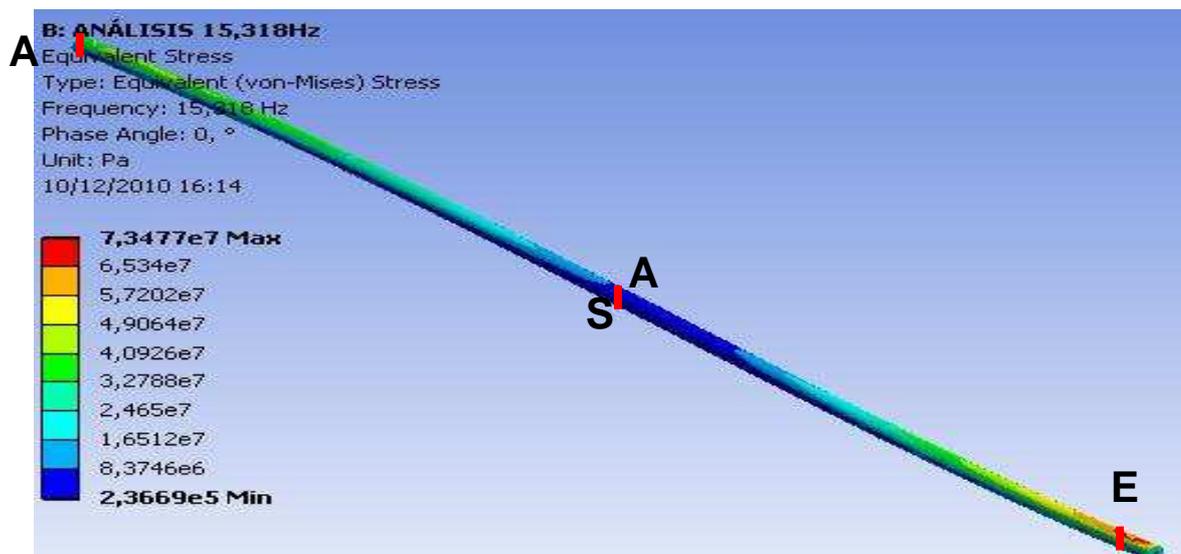


Figura 35. Montaje GH A

- Montaje GH B: Se utilizó el mismo montaje anterior pero se trabajó con la siguiente forma modal que cumpliera con las especificaciones de la prueba, la amplitud utilizada para esta prueba fue de 0,5mm este valor es el valor máximo posible que puede brindar el Shaker a la frecuencia especificada por la gráfica, el shaker se ubica en el extremo de la barra.

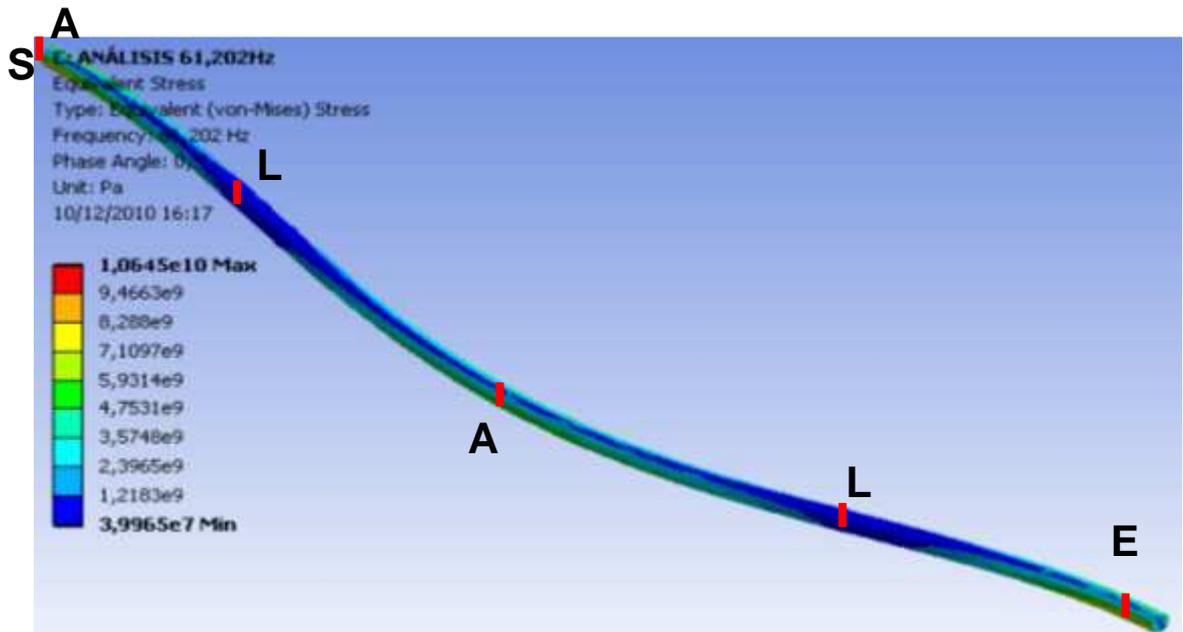


Figura 36. Montaje GH B



Figura 37. Montaje GH B, preparación de prueba



Figura 38. Montaje GH B, preparación de prueba

Este montaje sí se desarrolló, puesto que se supuso que la simulación del empotramiento era factible de realizar con la planta física con la que cuenta el laboratorio. Sin embargo debido a la alta vibración transmitida, no fue posible simular adecuadamente este tipo de soporte, se ubicaron pesos extra (200Kg aproximadamente), pero no se logró superar dicho inconveniente, por lo cual la idea se desechó.



Figura 39. Montaje GH B, preparación de prueba

- Montaje 2H:

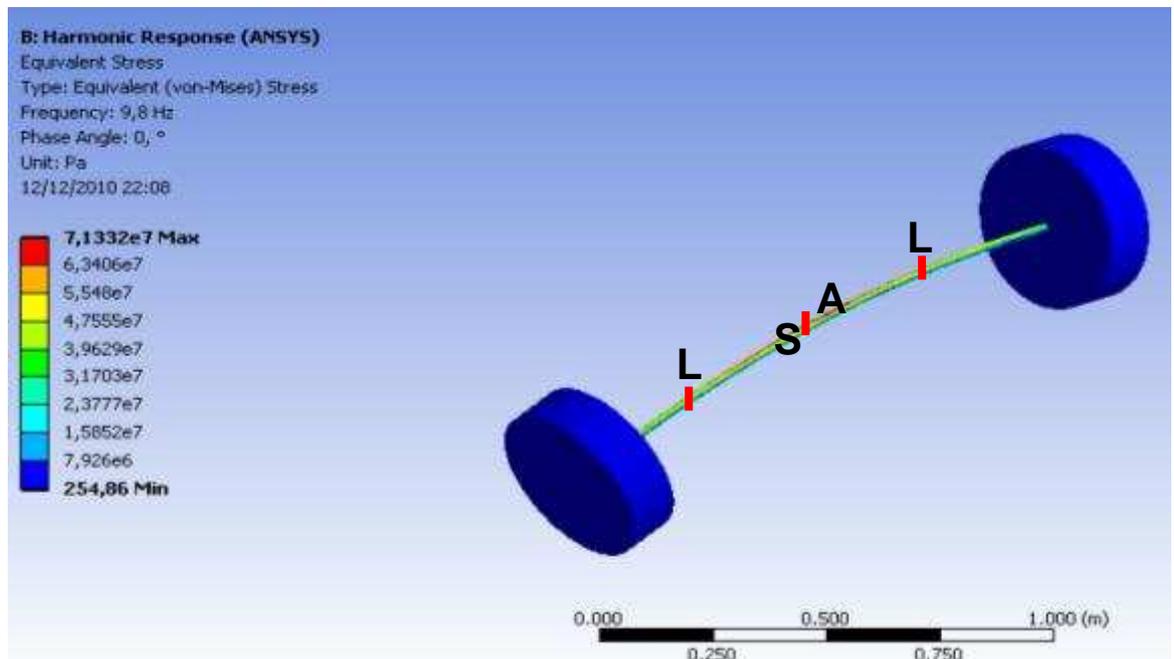


Figura 40. Montaje 2H

El objetivo de este montaje fue generar a través de la aplicación de masas, fuerzas capaces de generar cargas en contra del movimiento dado por el Shaker, sin embargo no se obtuvieron los resultados deseados.

- Montaje E1 A:

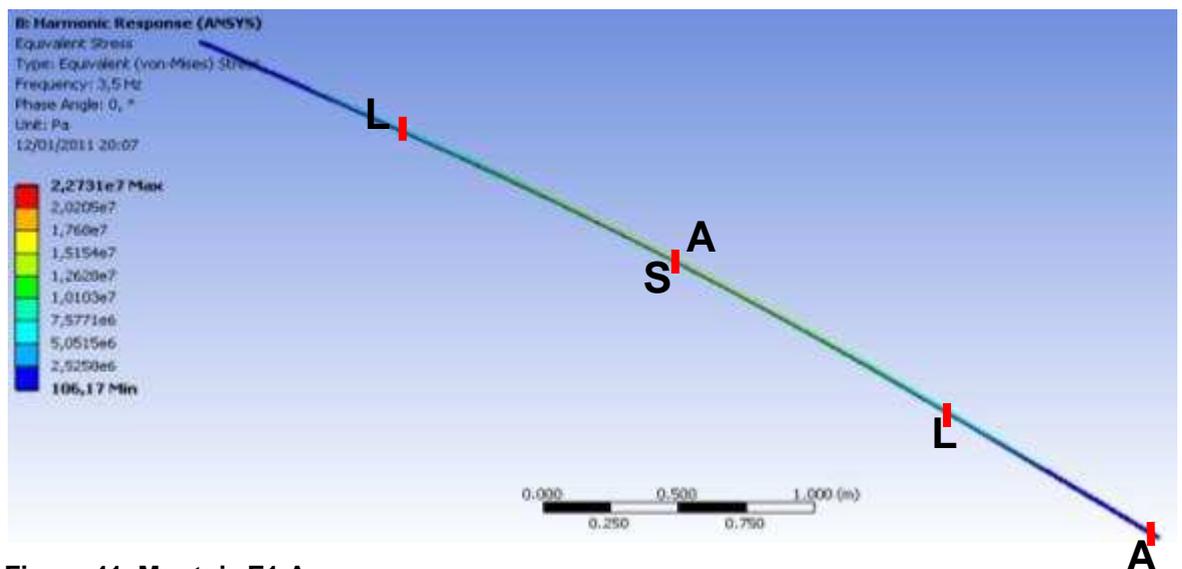


Figura 41. Montaje E1 A

Se utiliza una barra completa de 5m de longitud, basandose en el despeje de la ecuación de ondas de pandeo, se realiza un análisis para la forma modal 6, pero la frecuencia es muy baja y esto genera un aumento de la duración de la prueba (79,4hr), por tal motivo se desecha.

- Montaje E1 B:

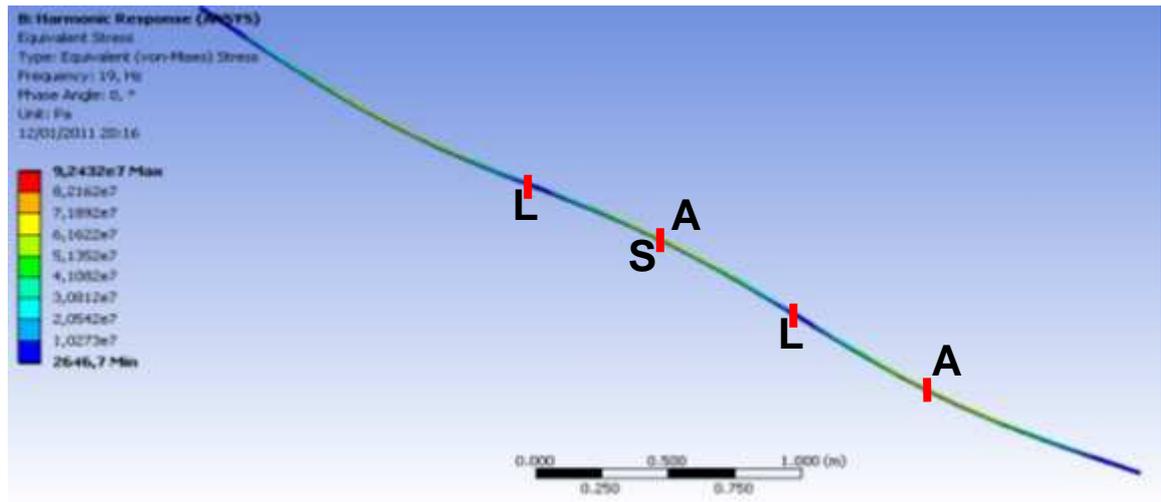


Figura 42. Montaje E1 B

Utilizando el mismo montaje anterior, se recurre a la siguiente forma modal de pandeo (forma modal 10), con el fin de aumentar la velocidad y el esfuerzo de la prueba, sin embargo el esfuerzo no es suficiente.

- Montaje E1 C: Se decide utilizar la tercera forma modal de pandeo, el inconveniente presentado se debe a la alta exigencia que se tendría que hacer a los equipos, ya que 47Hz es un valor muy elevado para poder obtener la máxima amplitud. También es importante tener en cuenta que las dimensiones de la probeta son un inconveniente con la planta física del laboratorio y que a pesar de que se logró un aumento en el valor de esfuerzo, es posible que no se logre llegar a poder trabajar con la totalidad de la gráfica de S vs N.

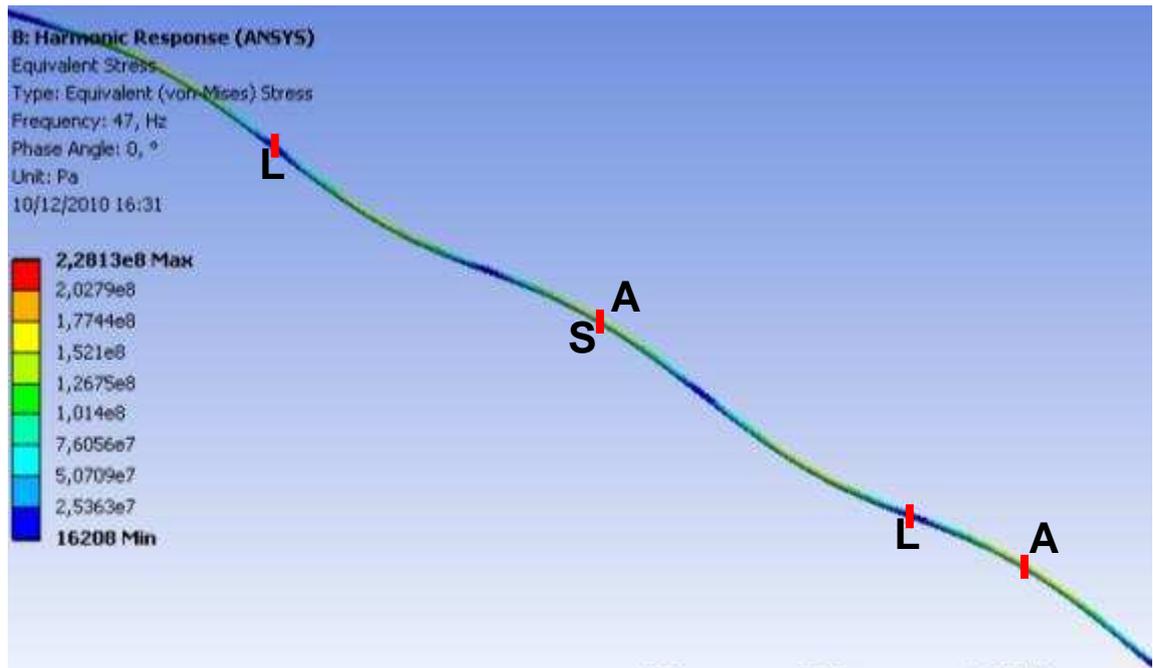


Figura 43. Montaje E1 B

- Montaje MV2: Los montajes en cuya referencia poseen la letra M, indican la aplicación de procesos de maquinado en el centro de la barra, la diferencia entre un grupo y otro radica en el diámetro de maquinado y la forma de maquinado, es importante tener en cuenta que para poder hallar los valores a bajo ciclaje de la gráfica S vs N, se necesita sobre pasar 860MPa que soporta el material.

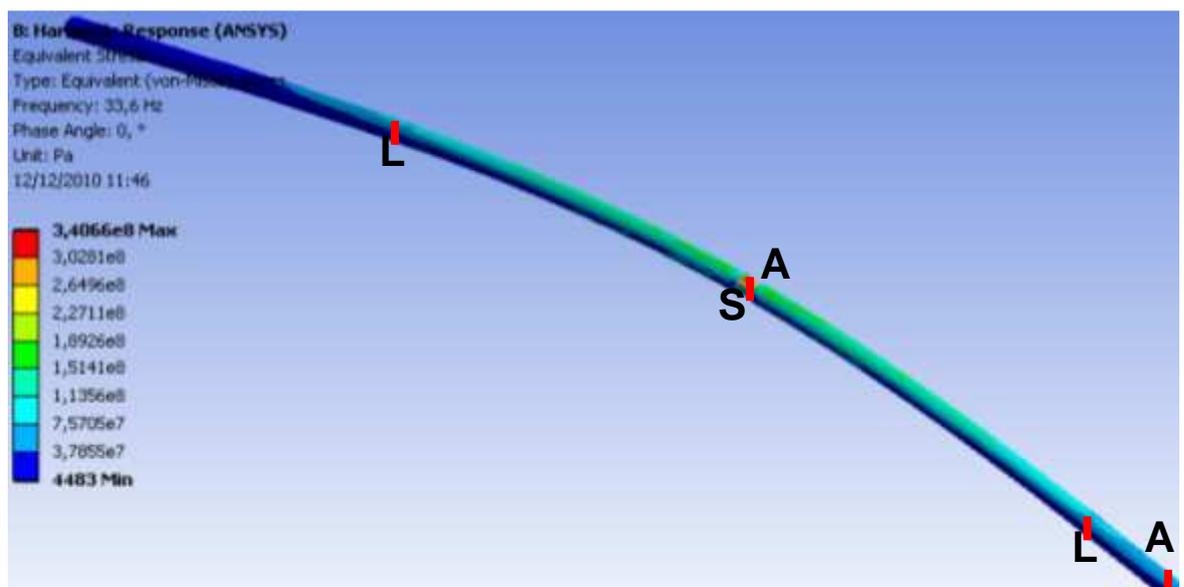


Figura 44. Montaje MV2

En este caso, la barra tiene 4mm menos en la mitad, en una sección de 2cm de longitud justo donde se realiza la instalación de la abrazadera del Shaker, el valor de esfuerzo es adecuado según el valor de referencia. Pero no se cree que llegue a obtener los valores de bajo ciclaje de la gráfica.

- Montaje MV3: Basándose en la probeta de la prueba de RR Moore, se piensa en maquinar la probeta bajo condiciones similares de geometría, esto aumenta drásticamente los costos y disminuye el valor de esfuerzo según el caso anteriormente analizado, este montaje es igual al anterior.

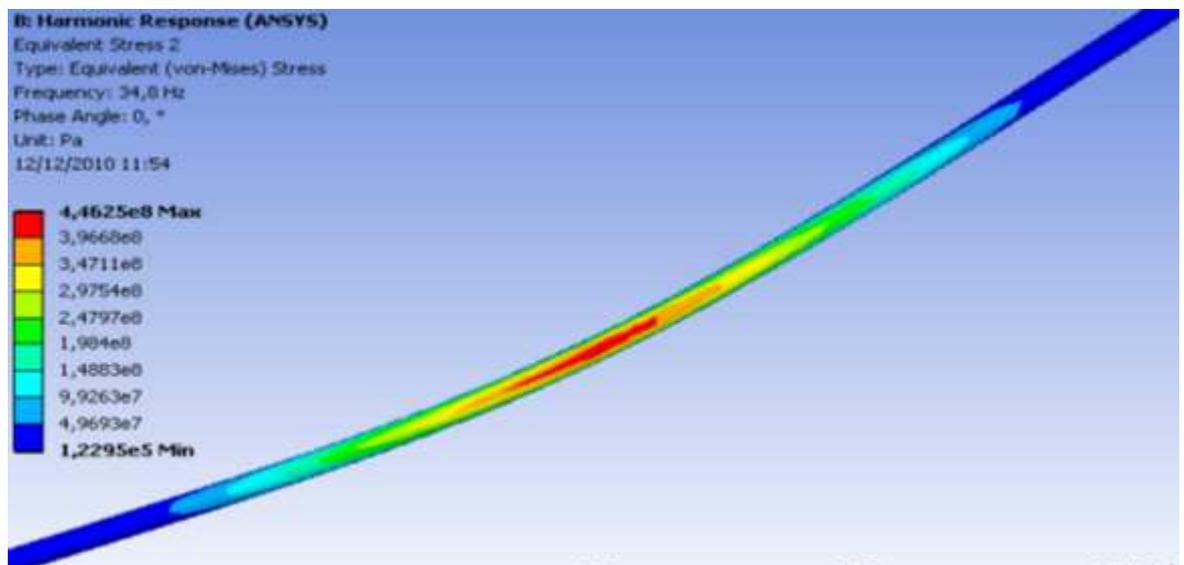


Figura 45. Montaje E1 B

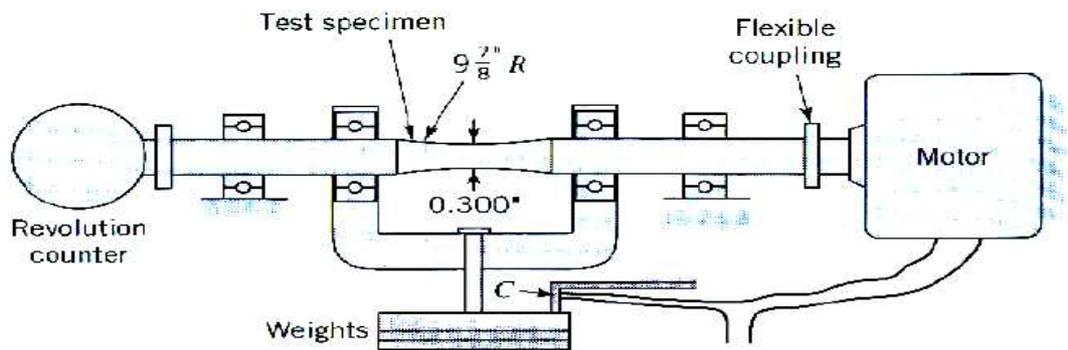
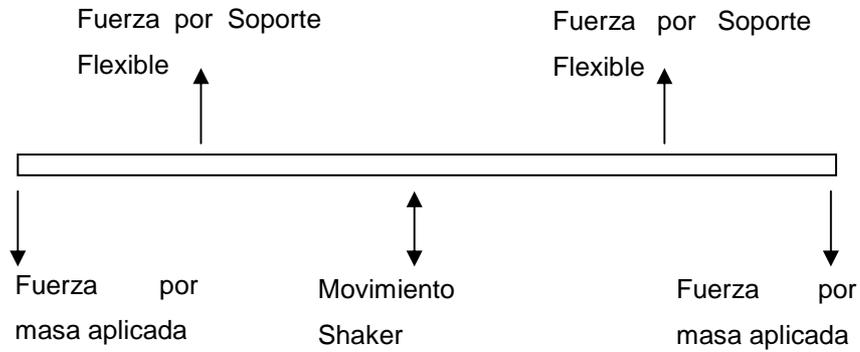


Imagen 6. Maquina de R.R. Moore para pruebas de fatiga rotatoria – flexión

- Montaje V2: Para los montajes VH A, VH2, HH y 2H, la descripción del fenómeno se basa en lo siguiente:



Gráficos representativos de fuerzas y de momentos, Montajes VH A, VH2, HH y 2H

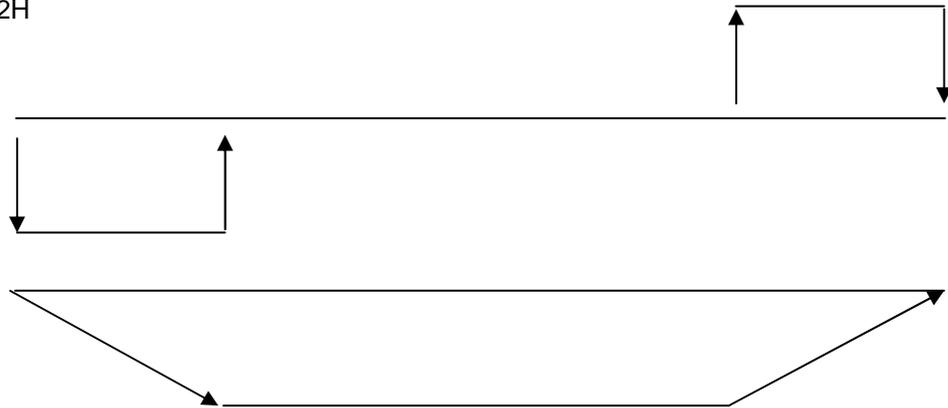


Figura 46. Explicación Montajes VH A, VH2, HH, 2H

Como se puede observar en el gráfico anterior, solo una parte de la carga es en realidad aprovechada para generar el momento interno debido a la necesidad de instalar los soportes elásticos. Por otra parte la interacción del Shaker rompe el equilibrio estático generando un momento interno alternante que facilitaría la fractura de la probeta, desafortunadamente esto no aplica para las pequeñas amplitudes de onda manejadas por el equipo, debido a que la distribución geométrica del montaje, se opone al movimiento dado por la forma modal de pandeo.

Por tal motivo para los Montajes V2 y V3 se realiza la aplicación de una carga en los extremos, pero con la condición de que no existan apoyos flexibles que limiten la capacidad de esta. Es decir:

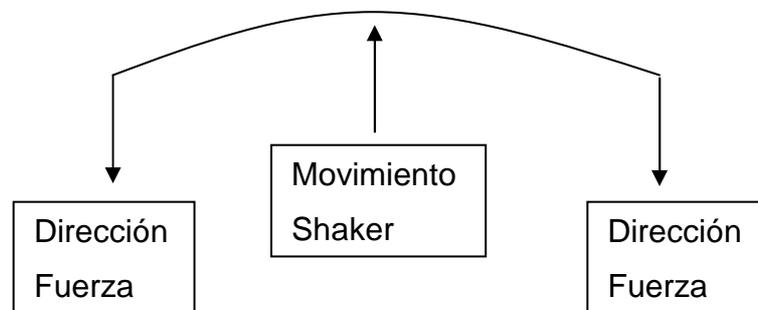


Figura 47. Idea previa, Montaje V2

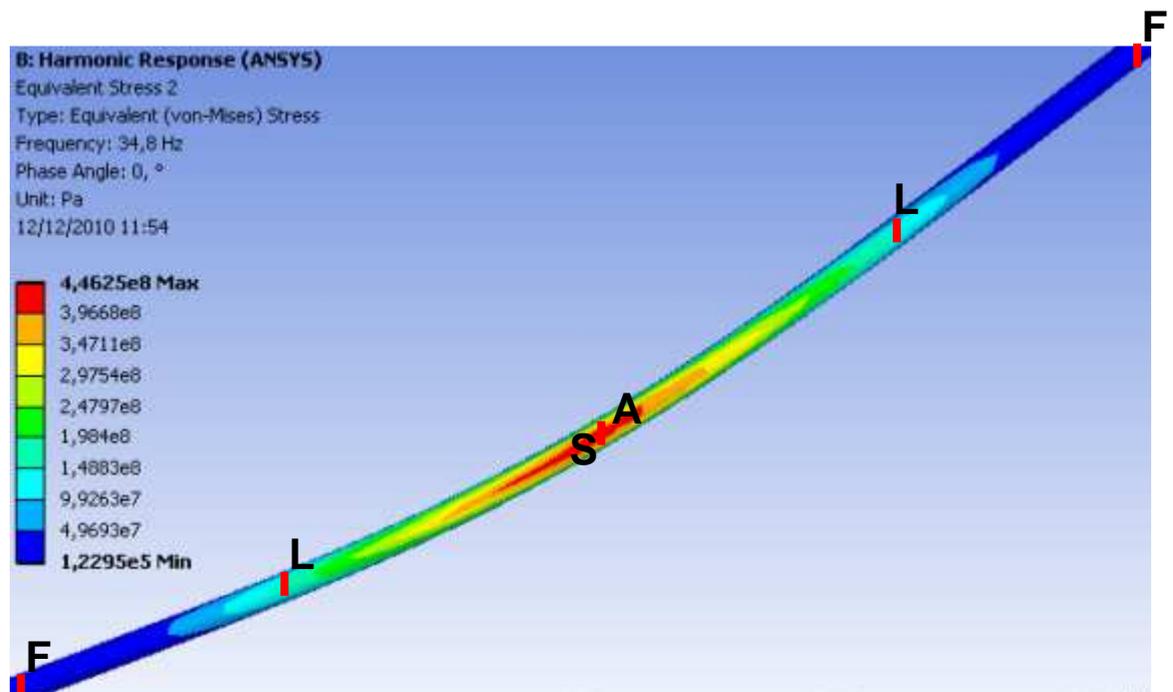


Figura 48. Montaje V2

Esto se logra ubicando pesos en los extremos de la barra, para este montaje se simuló una carga de 30Kg a cada lado de la barra, esto generó el esfuerzo que se observa en la siguiente gráfica, aplicando la simulación de diseño de experimentos del software, se llegó a identificar que para poder trabajar con toda la gráfica el valor de las cargas en los

extremos debería ser de 80Kg o más, teniendo en cuenta que el análisis estático afectaría dramáticamente al Shaker y que la máxima capacidad del dispositivo es de 50Lbf, no se realizó este montaje, pero sirvió para generar el montaje V3.

Esta idea fue tomada a partir de observaciones realizadas a los dispositivos amortiguadores de líneas eléctricas, los cuales tienen una distribución geométrica similar así como del fenómeno que lo afecta.



Figura 49. Amortiguador de líneas eléctricas de alta tensión

- Montaje V3: Utilizando el arreglo geométrico de la figura 50, ubicando bandas elásticas que simulen las cargas según lo que se necesite para la prueba, aplicando la forma modal 7, con una barra de 30cm en la mitad de las dos barras tipo V, y con el Shaker realizando la excitación del sistema, fuera de la estabilidad estática, se logró obtener el Montaje V3 (ver figuras 50 y 51).

El problema presentado con este arreglo es que los valores de las frecuencias naturales son muy seguidas, desde ese punto de vista, puede llegar a ser un problema poder llegar al valor experimentalmente, sin embargo se puede pensar que una posible solución es ubicar un acelerómetro en cada extremo de cada barra tipo V, con esto poder verificar la forma modal en la cual se encuentra. Debido a la fuerza de

las bandas elásticas. Se presentarán dos esfuerzos alternantes, uno por efecto de la deformación por la vibración y otro por la variación de fuerza que brinda las bandas elásticas debido al diferencial de longitud.

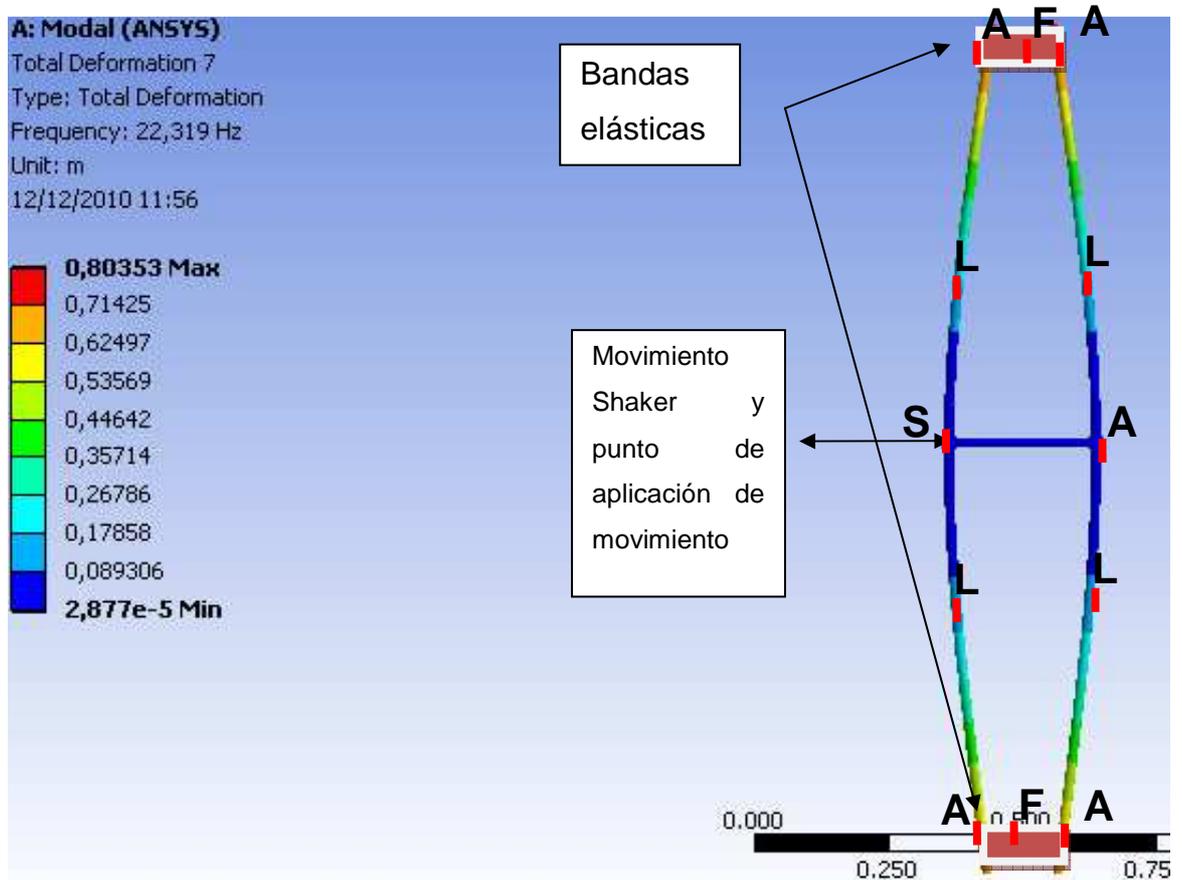


Figura 50. Montaje V3

Desde este punto de vista la barra no sentirá el mismo esfuerzo cada 90° de la onda sinusoidal, pero sí un aumento considerable en uno de los picos, como puede observarse en la figura 51, que representa el valor de esfuerzo ubicando bandas que generen una fuerza de 784N. La vista desde la cual se observa en la primera gráfica, es una vista superior del montaje, esto quiere decir que se puede asegurar el Shaker de una mejor forma ya que no va a sufrir el vástago cuando ocurra fractura, por otra parte, siempre existirá un equilibrio de cargas por la distribución geométrica del sistema.

Las barras estarán sujetas al mismo valor de esfuerzo, si una de las dos entra en fatiga la otra también estará, por tanto se podría llegar a la fractura de dos barras de forma simultánea, disminuyendo el tiempo de pruebas a la mitad; por otra parte dependiendo de la carga aplicada por las bandas elásticas (o cualquier dispositivo que actúe de forma similar) sería posible obtener la totalidad de los puntos de la gráfica de S vs N. El material de la barra de 30cm es de acero 4140, mientras los puntos de unión se utilizaron una serie de abrazaderas, ubicadas por cuartetos en cada barra.

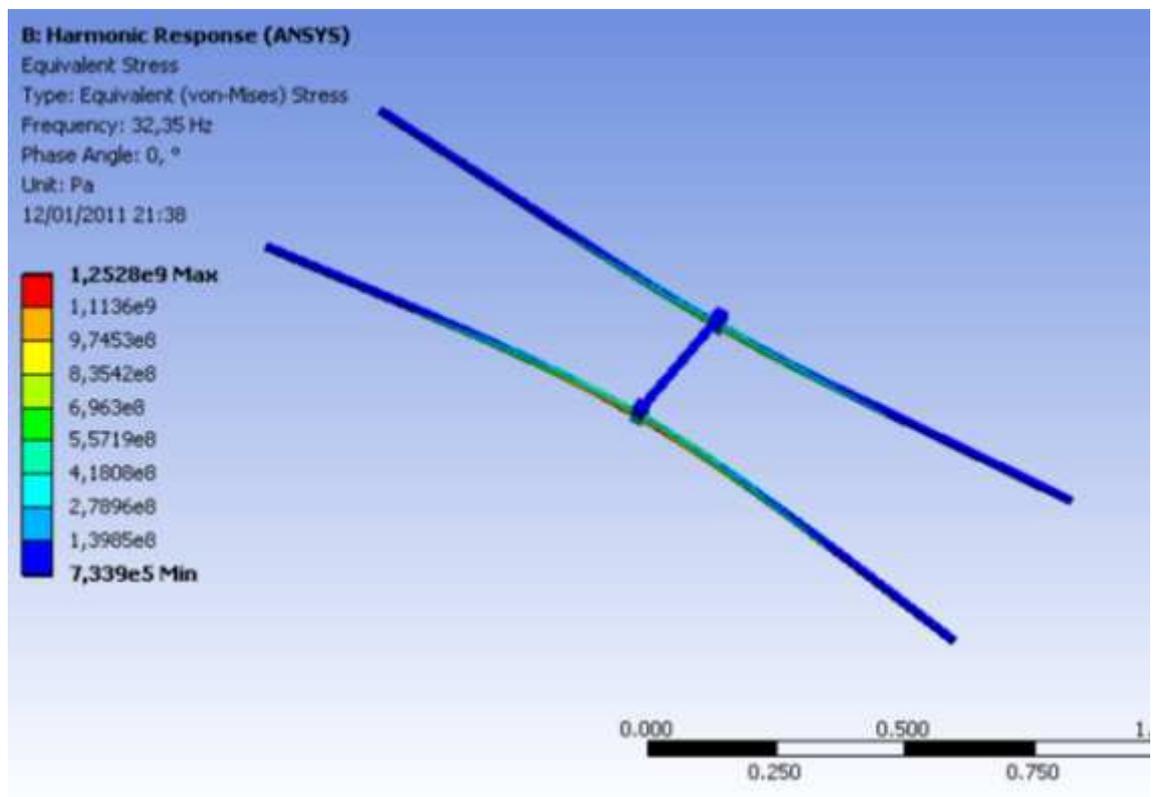


Figura 51. Montaje V3

Es importante destacar que para este montaje será necesario (preferiblemente) el uso de 5 acelerómetros y 6 cables.

Este montaje se llevó a cabo, como se puede observar en las figuras 52, 53 y 54, desafortunadamente solo se sometió a 15min de prueba por una falla en los equipos de laboratorio, por lo que no fue posible llegar a sacar conclusiones sobre su viabilidad.



Figura 52. Montaje V3



Figura 53. Montaje V3



Figura 54. Montaje V3

4.4 OTRAS IDEAS PARA EXPERIMENTACIÓN

Con el fin de brindar una mayor cantidad de posibles soluciones a estas pruebas y de menor complejidad, se presentarán a continuación dos casos especiales, en ambas situaciones se parte del uso del Montaje V, debido a que ha sido el único arreglo capaz de generar fatiga en todas las pruebas realizadas, el primero de los casos se basa en el tipo de Shaker necesario para lograr llevar a la fatiga las probetas de acero 4140 con las que actualmente se cuentan. Mientras, en el segundo se hace referencia a las dimensiones que deben tener las probetas de acero 4140 para lograr llegar a la fatiga con el Shaker que actualmente se encuentra en la universidad.

4.4.1 Shaker necesario para llevar a la fatiga de las probetas actuales

Desarrollando el primer punto expuesto, se ejecutó una simulación en el software ANSYS, que permitió a través de un diseño de experimento, llegar a la siguiente gráfica, esta gráfica solo aplica a las barras con las características del Grupo V.



Figura 55. Response Chart, Gráfico de esfuerzo vs amplitud necesaria del Shaker, para barras del Grupo V.

Teniendo en cuenta la dificultad que representa la lectura de esta gráfica, a continuación se presentará la ecuación de la recta que la rige:

$$Y = 1,06797 \cdot 10^{10} \cdot X - 6097,6$$

Para el caso de manejar probetas con las mismas características del grupo H, se llegó a la siguiente ecuación:

$$Y = 1,51754065 \cdot 10^{10} \cdot X - 32520,33$$

Y la gráfica que lo representa es la siguiente:

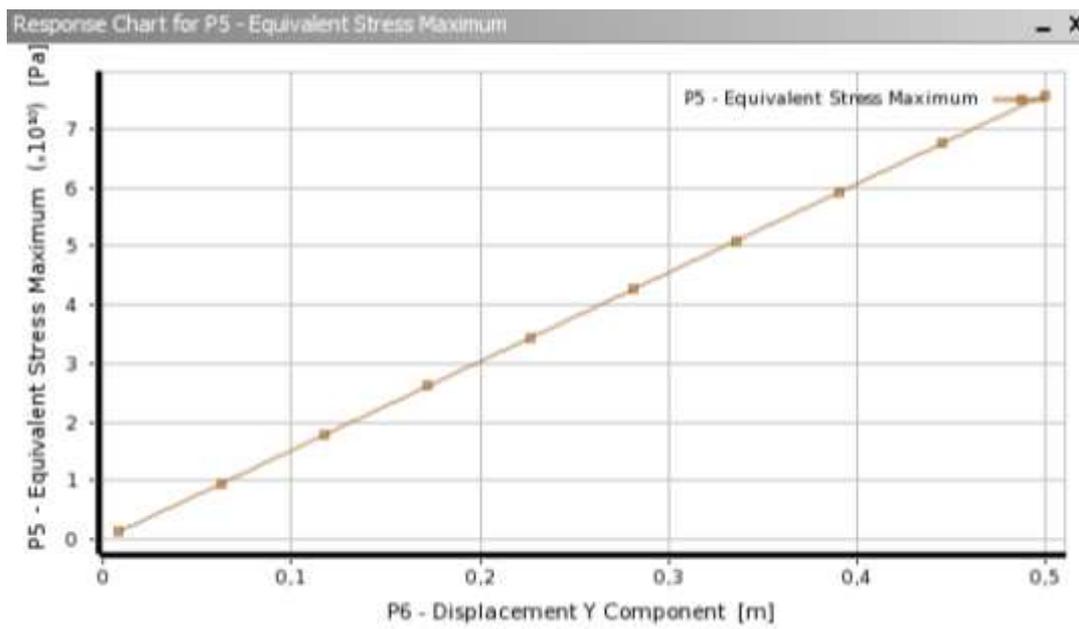


Figura 56. Response Chart, Gráfico de esfuerzo vs amplitud necesaria del Shaker, para barras del Grupo H.

Con el fin de mostrar resultados más concretos, se presentará una tabla que indica un valor posible de amplitud mínimo necesario para llevar a estas probetas a falla en puntos cercanos a la vida infinita, es de sobre entenderse que valores de amplitud mayores, ayudaran a obtener una porción mayor de la gráfica.

	BARRA V	BARRA H
VALOR DE FRECUENCIA NATURAL (Hz)	33,4	66,5
AMPLITUD MÍNIMA QUE DEBE GENERAR EL SHAKER(m)	0,04	0,028

Tabla 5. Amplitud mínima de respuesta del Shaker a la frecuencia de resonancia de las barras tipo V y tipo H, para lograr llevarlas a fatiga en alto ciclaje.

Recordando los límites del Shaker actual, mencionados en la página 30 y comparándolos con los valores de amplitudes halladas, se detalla la incapacidad de los equipos del laboratorio para suplir esta necesidad.

4.4.2 Características geométricas necesarias de barras de acero 4140, para poder llegar a fatiga con los equipos actuales de laboratorio.

Para el segundo punto, se realizó una simulación sustentada en las experiencias adquiridas, dando como resultado la siguiente gráfica:

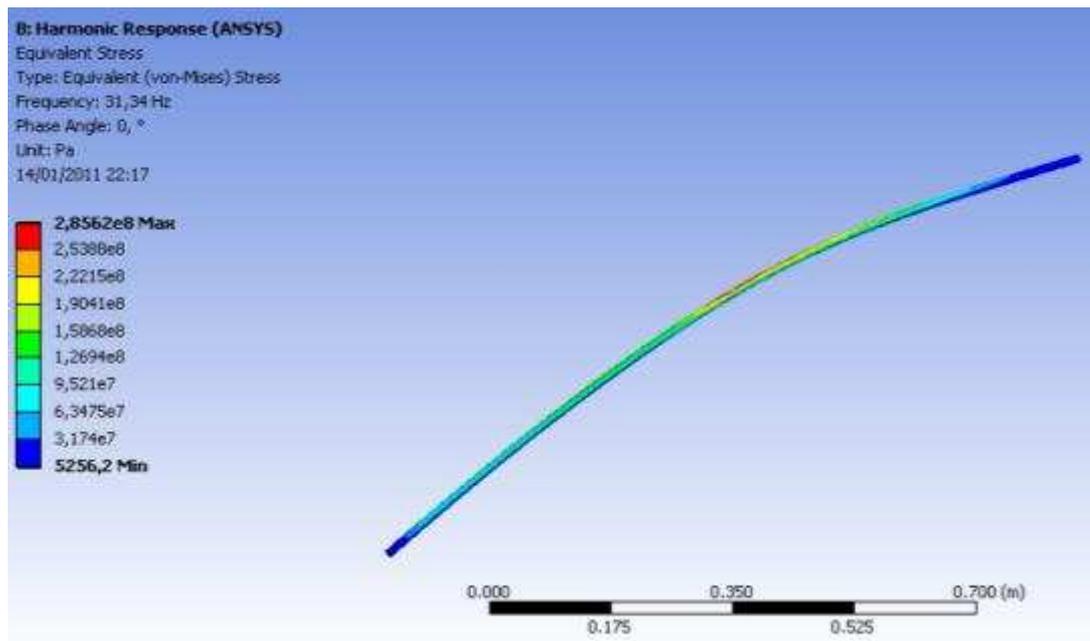


Figura 57. Resultado de valor de esfuerzo equivalente, Análisis Frequency Response hallado a través del software ANSYS, acero 4140, Barra con nuevas dimensiones.

El valor de esfuerzo encontrado en dicha gráfica es de 285,62 MPa, este resultado puede llegar a considerarse válido puesto que supera el valor de referencia descrito para los montajes analizados en las páginas 54 y 55, y a su vez se encuentra por encima del valor de esfuerzo a fatiga que se aprecia en la página 45.

Las medidas de la probeta se hallaron con el objetivo de mantener un número de hercios que permitiera trabajar con la máxima amplitud del Shaker y facilitará el desarrollo de la prueba en el menor tiempo posible.

Se espera que con esto se logre llevar a la fatiga en alto ciclaje, una barra de acero 4140 bajo las siguientes dimensiones:

- Largo: 1,4m
- Diámetro: ½"

Sin embargo, el valor de fatiga hallado no es suficiente para lograr llevar a la fractura de la probeta a bajo ciclaje (menor a 400.000 ciclos), por consiguiente es de esperarse que la disminución del diámetro y de la longitud de dicha probeta generara un aumento del valor de esfuerzo, y facilitará los procesos vividos en la experimentación, aumentando la capacidad de lograr un mayor número de puntos dentro de la gráfica del acero 4140.

5. DEBILIDADES DETECTADAS A PARTIR DE LA EJECUCIÓN DEL PROYECTO

Al hacer una revisión detallada de los procesos realizados y de los resultados obtenidos, se resaltan las siguientes debilidades que serán estado del arte para nuevas investigaciones, demostrándose lo relevante del proceso investigativo como avance en este campo del conocimiento.

1. Las propiedades de las probetas de acero 1020, no corresponden con los estándares mencionados en la guía de catálogo de la empresa que suministra el material; lo anterior se puede verificar a partir de los resultados hallados en las pruebas de tracción que se registran en las tablas 1 y 2 del presente documento.
2. A partir del planteamiento inicial expuesto en el diagrama de flujo y siguiendo las directrices de asesoría, una vez dado su desarrollo se pudo comprobar que tanto el planteamiento como el proceso reflejaba falencias, verificables en primer lugar, en el desconocimiento del software utilizado y en segundo lugar, la variable seleccionada no fue la más acertada para validar el proceso experimental. Lo que generó conclusiones confusas en etapas tempranas de la experimentación, conduciendo a hipótesis erróneas y en algunos casos incoherentes.
3. Referentes de estudios anteriores [11], empleados como insumos para esta investigación exigieron de procesos de análisis y verificación que dilataron los tiempos estipulados para la consecución de los objetivos del presente estudio. Estos eventos desde el punto de vista científico, aportan avances en este campo de saber, lo que convierte una debilidad en fortaleza para nuevas investigaciones.
4. El diámetro de las probetas de acero 4140, fue seleccionado tomando como referencia la mejor oferta del mercado nacional [20] y la capacidad del equipo. Esto limitó la experimentación debido a que sólo se utilizó probetas con diámetro de $\frac{3}{4}$ ". Diámetros superiores no fue posible

evaluarlos por la capacidad del equipo y diámetros inferiores no existen en el mercado nacional.

5. Se realizó una primer prueba con el acero 4140, aplicando el montaje V, cumplido el tiempo de desarrollo de prueba, no se logró llevar la probeta a fatiga (ver página 44 a página 47). Por lo tanto, fue necesario plantear un nuevo montaje que no pudo comprobarse por la falla del equipo, lo que limitó la investigación.

Teniendo en cuenta que el objetivo general del presente proyecto basa su validación en datos teóricos de esfuerzo hallados mediante el Software ANSYS, y considerando la debilidad número dos, que conllevó a crear la idea de que la plataforma ANSYS, tenía la capacidad de indicar valores de esfuerzo en análisis realizados sobre las frecuencias de resonancia de cualquier arreglo geométrico, se concluye que no es posible alcanzar el objetivo general propuesto.

En el proceso experimental, se destaca la experimentación con dos montajes, montaje GH B y montaje V3. Para el primero de ellos era necesario realizar el empotramiento de la probeta (ver páginas 60 y 61); diseño no funcional dadas las condiciones de la planta física, aspecto que no fue considerado por la universidad pese a la solicitud.

Con relación al montaje V3, se alcanzó un aproximado de 29.700 ciclos en 15 minutos de prueba, después de esto, presentó una falla que fue detectada en la fuente amplificadora MB500VI, la cual indicaba la falta de corriente eléctrica.

Por lo anterior, no fue posible adelantar la totalidad de la prueba; sin embargo, es importante destacar que este montaje fue el único capaz de cumplir con los parámetros enunciados (ver página 54) y por tal motivo se considera como una opción recomendable para llevar a fatiga el material que actualmente se encuentra en el laboratorio.

6. FORTALEZAS DESARROLLADAS DURANTE LA EJECUCIÓN DEL PROYECTO

Resulta de gran importancia destacar los avances encontrados en los diferentes campos que abarca la investigación realizada a partir del presente trabajo de grado:

- **Futuras investigaciones en temas diversos:** Los diagramas de flujo son una herramienta que facilitan el entendimiento de los procesos vividos en la experimentación. De la misma forma, se convierte en un sistema de búsqueda de errores y debilidades que favorece las actividades del investigador, a través del cual se mejora el planteamiento de puntos de retroalimentación permitiendo el desarrollo adecuado del proyecto de trabajo.
Sí se dispone de una adecuada formación en los diferentes procesos que son planeados como métodos de verificación y de análisis, puede llegarse sin contratiempos, a un método capaz de cumplir a cabalidad los objetivos de un proyecto, y a un diagrama de flujo de procesos apto para el entendimiento del público en general.
- **Diferente tipo de estudios que relacionen experiencias con el Shaker electrodinámico y análisis desarrollados en el software ANSYS:** Con el fin de generar conocimiento en el campo del aprendizaje y enseñanza de la materia sonido y vibraciones, de la Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga, fue posible establecer parámetros de trabajo para el correcto uso de los equipos de laboratorio, así como estrategias de análisis de montajes, referentes a la importancia del peso de las piezas de estudio, a la ubicación exacta de apoyos elásticos sobre la probeta, y su efecto sobre la forma modal de respuesta, entre otras (ver página 43).
- **Valor agregado para futuras experimentaciones:** A demás de las consideraciones mencionadas en los puntos anteriores, es importante

destacar que se desarrollaron tres montajes diferentes sobre la forma como podría llegar a alcanzarse la fatiga para probetas de acero 4140 con las especificaciones geométricas correspondientes (ver páginas 68 a 76). Lo anterior es un avance en cuanto a montajes que no deben asumir los investigadores que continúen con este proyecto.

Por otra parte es importante destacar que llegado el caso, se logre llevar a la fractura por fatiga, con los equipos que actualmente se encuentran en el laboratorio de sonido y vibraciones, a un material de alta resistencia como lo es el acero 4140, sería posible concluir que, el arreglo geométrico del sistema juega un papel aún más importante que la misma geometría de la probeta, y que con equipos de laboratorio de baja capacidad es posible llevar a cabo estudios con materiales de alta resistencia, sin llegar a sobre – exigir los aparatos.

De la misma forma es muy importante destacar que se encontraron las variables de mayor relevancia dentro de la experimentación. A pesar de ser considerado como una debilidad puesto que se plantearon métodos erróneos de verificación a partir de esta falencia; puede asumirse como fortaleza, ya que en la continuidad del trabajo de investigación, y a partir de los registros que proporcionados en el presente documento, no será necesario repetir tales pruebas.

7. CONCLUSIONES

- La metodología utilizada es viable, ya que a través del uso de la aplicación de la frecuencia de resonancia se han logrado llevar probetas a la fractura por fatiga, sin embargo el método de aplicación sigue siendo un problema para lograr objetivos aún más grandes.
Las posibles soluciones planteadas garantizan (teóricamente) la fatiga del acero 4140, esto se sustenta con lo observado en el subtítulo, otras ideas de experimentación.
- El software ANSYS es una herramienta muy útil para la investigación, pero la veracidad de las respuestas solo se dan por el análisis previo realizado. La mayoría de las incoherencias encontradas en diferentes puntos del proceso de investigación, son solo productos de planteamientos incorrectos realizados en el software, por tanto el análisis preliminar y el conocimiento previo de la forma como sucede el fenómeno es de vital importancia en el desarrollo de cualquier experimentación en la que sea necesaria dicha herramienta.
- Al definir los métodos de verificación es importante tener en cuenta qué factores afectan drásticamente la experimentación, para el caso del Módulo de Young, se demostró lo inapropiado de la comparación entre los resultados de las pruebas de tracción y la prueba de resonancia realizada.
- Se define que dentro de una experimentación que utiliza elementos como los aquí aplicados y procesos bajo el mismo orden de pasos a seguir, es la correcta simulación de la geometría de la pieza lo que afecta los resultados en una mayor proporción, y la necesidad que representa el recurrir a pruebas estandarizadas para la comprobación del estado del material.
- El uso de diagramas de flujo para la descripción de los procesos es una herramienta que facilita el entendimiento de todas las actividades realizadas para personas externas a la experimentación. Por otra parte es importante tener en cuenta que sí dentro de la experimentación se

encontraron errores, parte de ellos pueden tener desarrollo en una incorrecta programación de actividades.

Estos procesos erróneos pueden facilitar la realización de conclusiones en puntos muy precoces de la experiencia, generando inconsistencias e incoherencias.

- Con el fin de poder entregar una labor en lo posible limpia y de verdadero valor científico, es importante tener dentro del diagrama de flujo de procesos, varios puntos de retroalimentación en donde se detallen errores y los motivos que llevaron a su desarrollo. De la misma forma la generación de un diagrama “activo”, que permita su modificación en diferentes puntos de la investigación, dependiendo de las nuevas necesidades presentes, y que permita seguir basándose de los errores para brindar mejores soluciones.
- Se encontró que un mejor aprovechamiento de la distribución geométrica del montaje puede ayudar (teóricamente) a generar un mayor esfuerzo sobre la probeta. A través de lo cual se puede habilitar a los equipos a trabajar con un mayor rango de materiales y en condiciones que parecen adversas.
- No es recomendable continuar con un estudio del acero 4140 en donde se siga utilizando el mismo montaje V y con los equipos actuales del laboratorio, como se pudo observar los resultados presentados no representan un aumento significativo en el esfuerzo, no se garantiza la capacidad de llegar a lograr encontrar la totalidad de la gráfica.
- Se logró encontrar el esfuerzo a fatiga del acero 4140, el cual es de 226MPa. Sin embargo el máximo esfuerzo desarrollado por las pruebas fue de 187,02MPa, lo cual deja a la probeta en vida infinita. El valor de esfuerzo que se quiso manejar era de 850MPa, ya que esto permitiría trabajar con la sección de vida a bajo ciclaje de la gráfica.

8. RECOMENDACIONES

- Es de vital importancia realizar una documentación completa de todos los procesos realizados durante una experimentación, sin importar el ámbito de la misma ni los errores cometidos.

Esto ayuda a poder llevar una continuidad en el estudio, no solo en el campo de la investigación, sino en cualquier caso en donde se requieran realizar observaciones a una mayor profundidad.

De la misma forma, esto también afecta los tiempos dedicados, aumentando la eficiencia del personal encargado del estudio, dejando en claro un documento con verdadera calidad científica y con el fin de evitar el desgaste administrativo y de equipos.

- Se recomienda el cambio del material, por un acero de calidad y con propiedades de menor resistencia y preferiblemente que el diámetro de las probetas no supere $\frac{1}{2}$ ".
- Se recomienda realizar la prueba con el montaje V3, la respuesta dada por dicho montaje fue la ideal puesto que cumplió con todos los requisitos aplicados, a pesar de no tener pruebas ni haber alcanzado la toma de valores de deflexión sobre las barras durante el poco tiempo de prueba, en la observación se detallan deflexiones que superan en más de 4cm las observadas por la barra del montaje V, y con una condición de trabajo mínima para el Shaker.
- Llegado el caso, contando con la adquisición o préstamo de algún equipo de simulación de vibración como el Shaker, se recomienda la aplicación de las gráficas y ecuaciones halladas para dicha condición, puesto que sus resultados fueron muy favorables y cumplieron con los puntos pertinentes.
- Es importante tener en cuenta que una vez se logre llegar al método para concebir la fatiga de las probetas, y se comience con la elaboración de la gráfica, se deben tener en cuenta todos los procesos de estadísticos necesarios.

Es imprescindible realizar un diseño de experimento, que permita encontrar el número de puntos dentro de la gráfica que se deben hallar para que se logre una correcta validación estadística y por ende se llegue a resultados científicamente válidos. Por tal motivo, es importante que para cada punto dentro de la gráfica se realice inicialmente un cierto número de pruebas, con el cual se pueda llegar a encontrar aquellos estadísticos útiles para calcular el tamaño de la muestra y a partir de esta se logren evidencias estadísticamente significativas en cuanto a lo que se pretende.

9. BIBLIOGRAFÍA

1. HAMROCK Bernard J, JACOBSON Bo O y SCHMID Steven R. Elemento de máquinas. McGraw Hill. México. 2000. 926p.
2. BEER Ferdinand P y JOHNSTON E Russell. Mecánica Vectorial para ingenieros. McGraw Hill. New York. 1962. 436p.
3. GARCIA REYES Luis Enrique. Dinámica estructural aplicada al diseño sísmico. Universidad de los andes. Bogotá. 1998. 574p.
4. CALERO R., Fundamentos de Mecanismos y Máquinas, Mc Graw Hill. Madrid. 1999. 508p
5. CUICHÁN SIMBA Fausto Rodrigo y DUEÑAS JARAMILLO Wilson Fernando. Rediseño y construcción de la máquina de viga rotatoria sometida a flexión para ensayos de resistencia a la fatiga. Escuela Politécnica Nacional, Quito. 2008. 3p
6. TOBAR CHICAIZA Mauricio Fernando y CARRILLO CHAGLLA Javier Mauricio. Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria versión II. Escuela Politécnica Nacional, Quito. 2010. 5p
7. GLEN White. Introducción al análisis de vibraciones. Ázima DLI. México 1990. 528p
8. ALI Ashraf y RAJAKUMAR Charles. The boundary element method applications in Sound and Vibration. Balkeman Publishers. Londres. 2004. 188p
9. BALACHANDRAN Balakumar y MAGRAB Edward B. Vibraciones. Thompson Learning. Australia. 2006. 581p
10. MOTT Robert L. Diseño de elementos de máquinas 4ª edición. Pearson Educación. México. 2006. 872p
11. PEREZ Nestor y FORERO Jonathan. Desarrollo de una metodología basada en resonancia para ensayos de fatiga a flexión en probetas metálicas. Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga. Bucaramanga. 2009.

12. RUIZ RIPOLL Maria Luisa. A statistical fatigue model covering the tension and compression Whöler fields and allowing damage accumulation. Universidad de Cantabria. Santander. 2008. 27p
13. XIUYU Gao. Seminario: Vibrations and Structure-Borne Sound in Civil Engineering – Theory and Applications. Survey of wave types and characteristics. 2006.
14. M. C. Brink. The acoustic representation of bending waves. Laboratory of Acoustic Imaging and Sound Control, Delft University of Technology. Delft. 2002. 17p
15. WOLFGANG Kropp. Technical Acoustics I. Chalmers University of technology. Gotemburgo. 2003.
16. Ing. Rossvan Plata, Jefe de Mantenimiento de Planta, Refinería Barrancabermeja, Ecopetrol S.A., Comentario de clase, Gerencia de Mantenimiento, Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga, viernes 06 de agosto de 2010.
17. Deming William Edwards. Calidad, Productividad y Competitividad, La salida de la crisis. Cambridge University. Cambridge. 1986.
18. <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=8b43d8b59e4140b88ef666336ba7371a>
19. <http://www.zwick.com/en/products/fatigue-strength-testing-machines/vibrophones-from-5-to-550-kn.html>
20. Catálogo Digital, Compañía General de Aceros. 2007

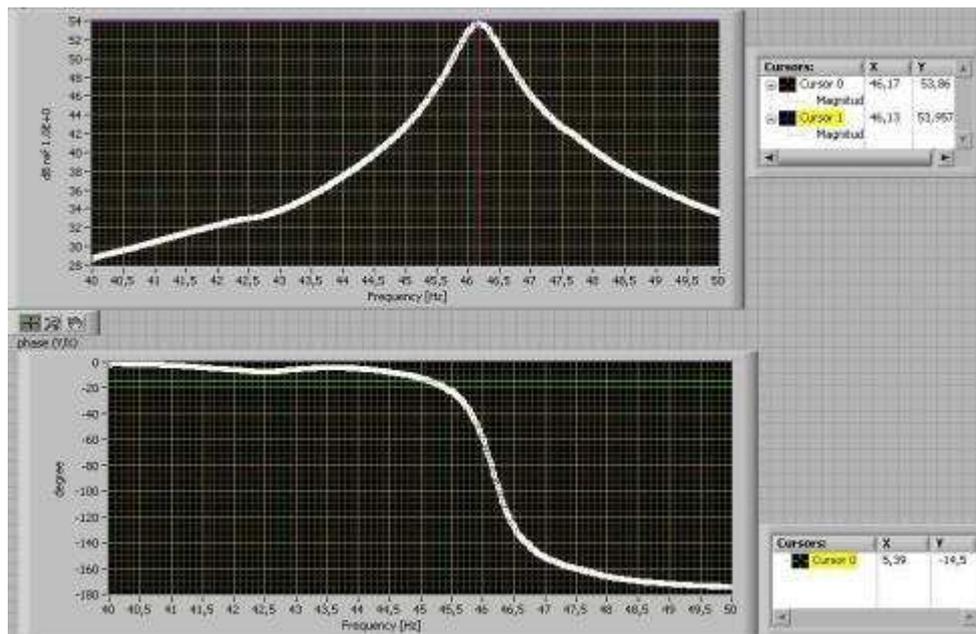
10.ÍNDICE DE IMÁGENES Y TABLAS

Imagen 1. AVILÉS González Rafael. Análisis de fatiga en máquinas. Thompson Learning. México año 2000. 476p	21
Imagen 2. NORTON Robert L. Diseño de maquinaria. McGraw Hill. México año 2000.	22
Imagen 3. BALACHANDRAN Balakumar y MAGRAB Edward B. Vibraciones. Thompson Learning. Australia año 2006.	23
Imagen 4. PEREZ Nestor y FORERO Jonathan. Desarrollo de una metodología basada en resonancia para ensayos de fatiga a flexión en probetas metálicas. Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga. Bucaramanga año 2009.	25
Imagen 6. Maquina de R.R. Moore para pruebas de fatiga rotatoria – flexión	66

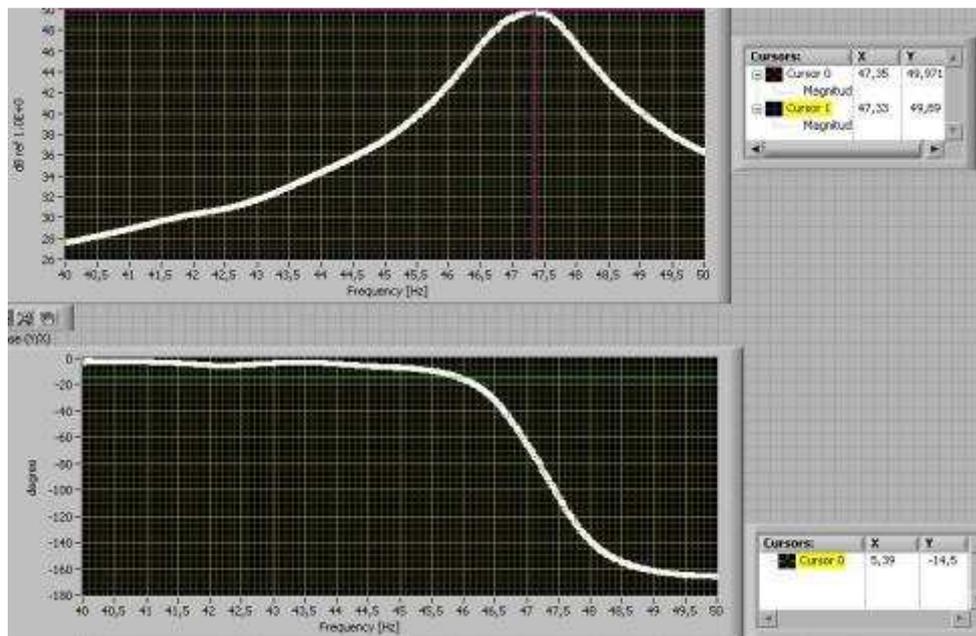
11. ANEXOS

11.1 ANEXO A. Gráficos de Prueba de Resonancia Grupo 2.

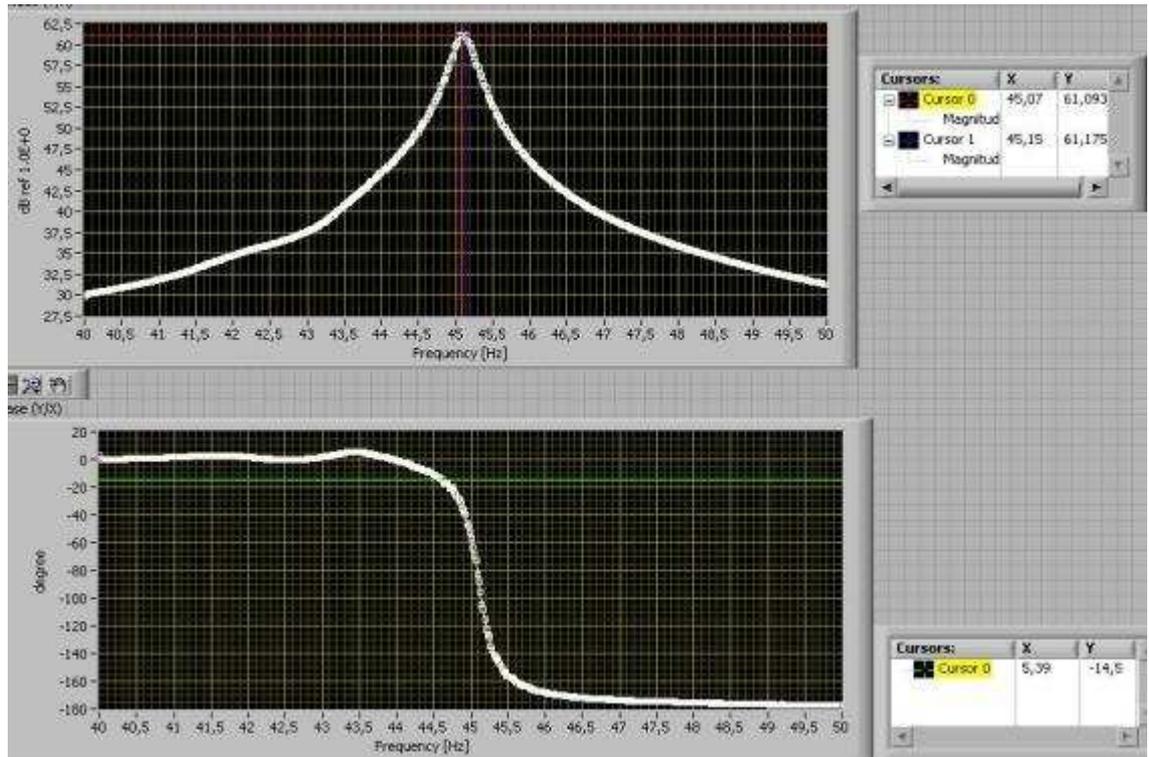
BARRA 1



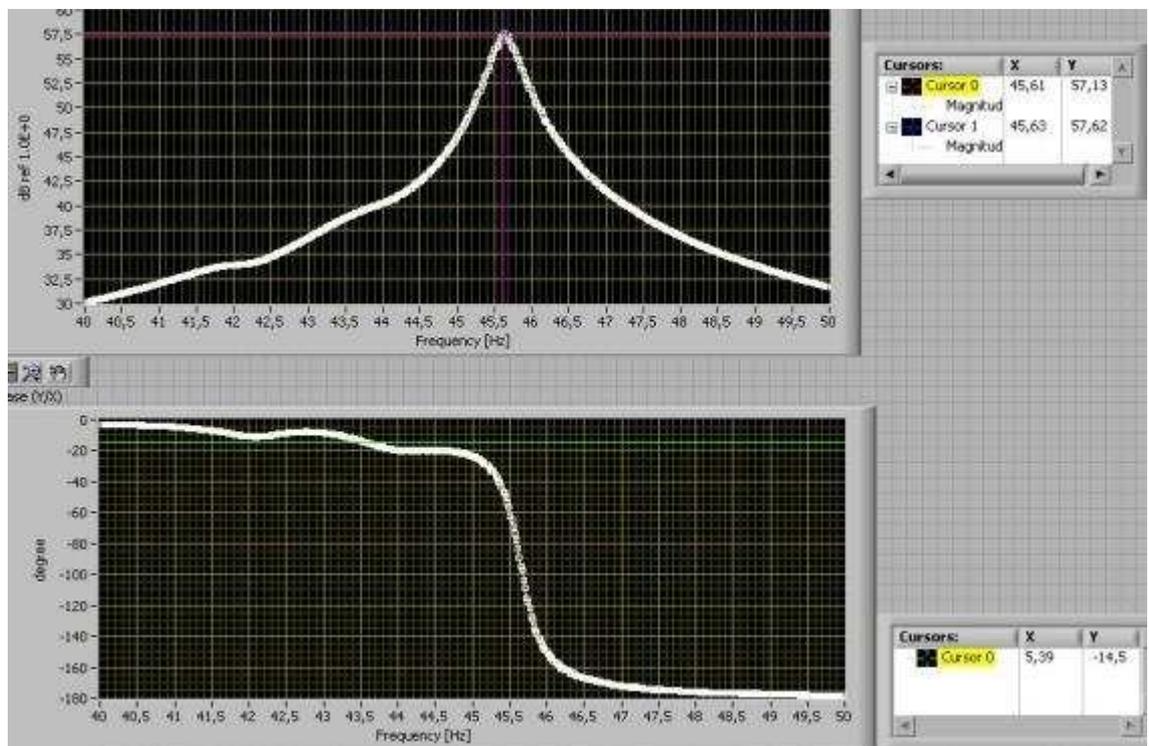
BARRA 2



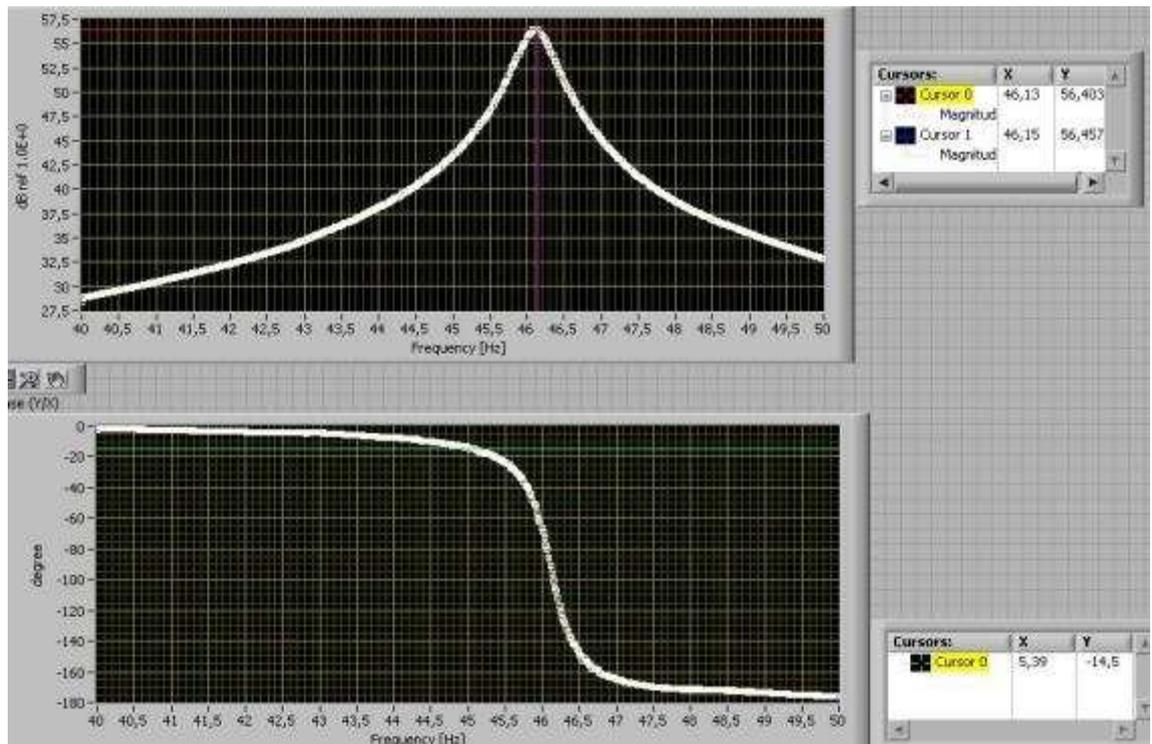
BARRA 3



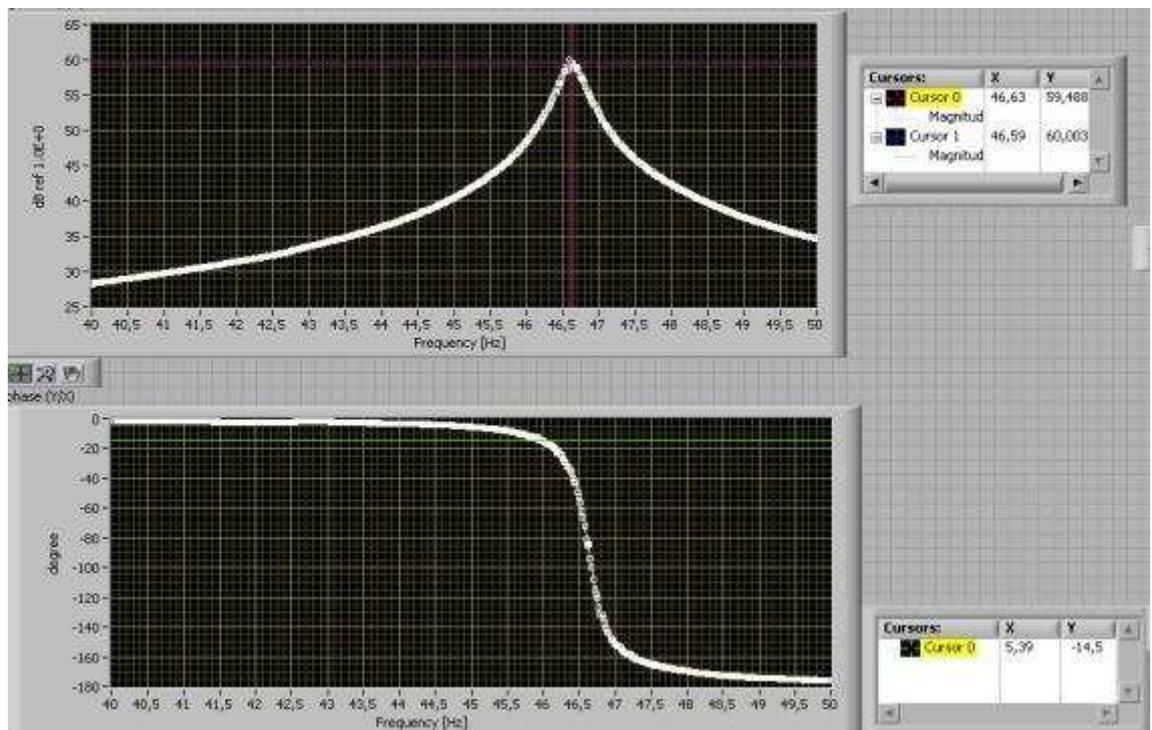
BARRA 4



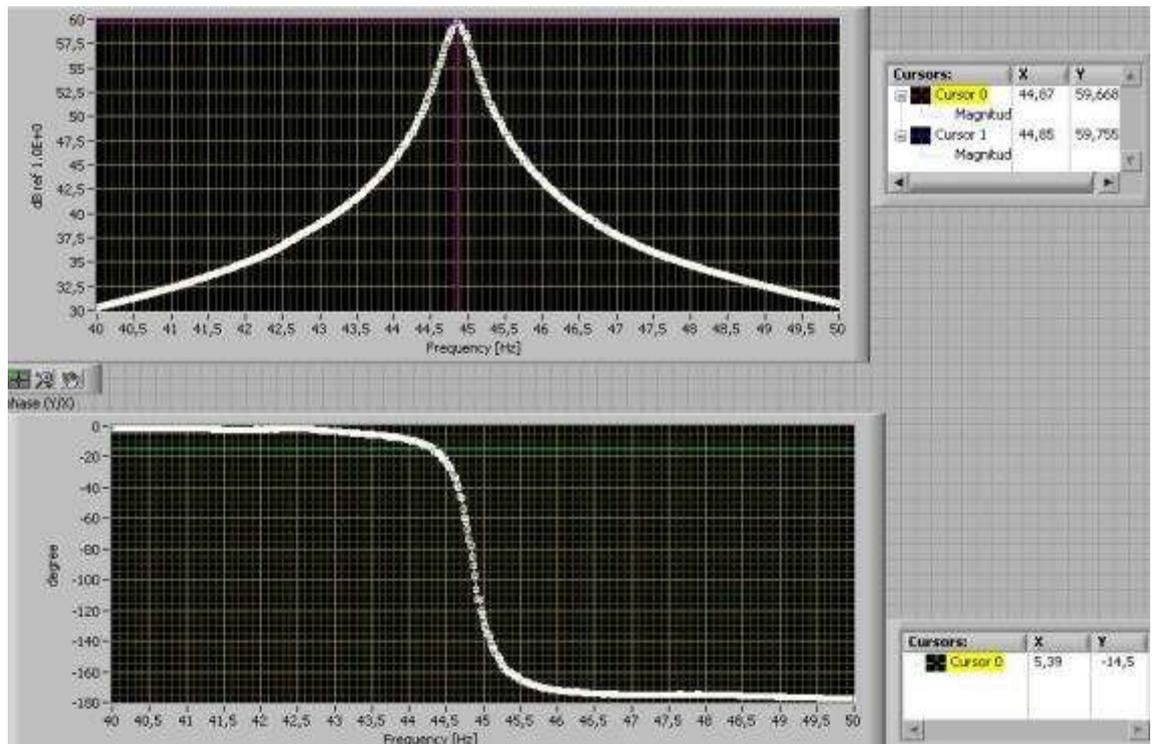
BARRA 5



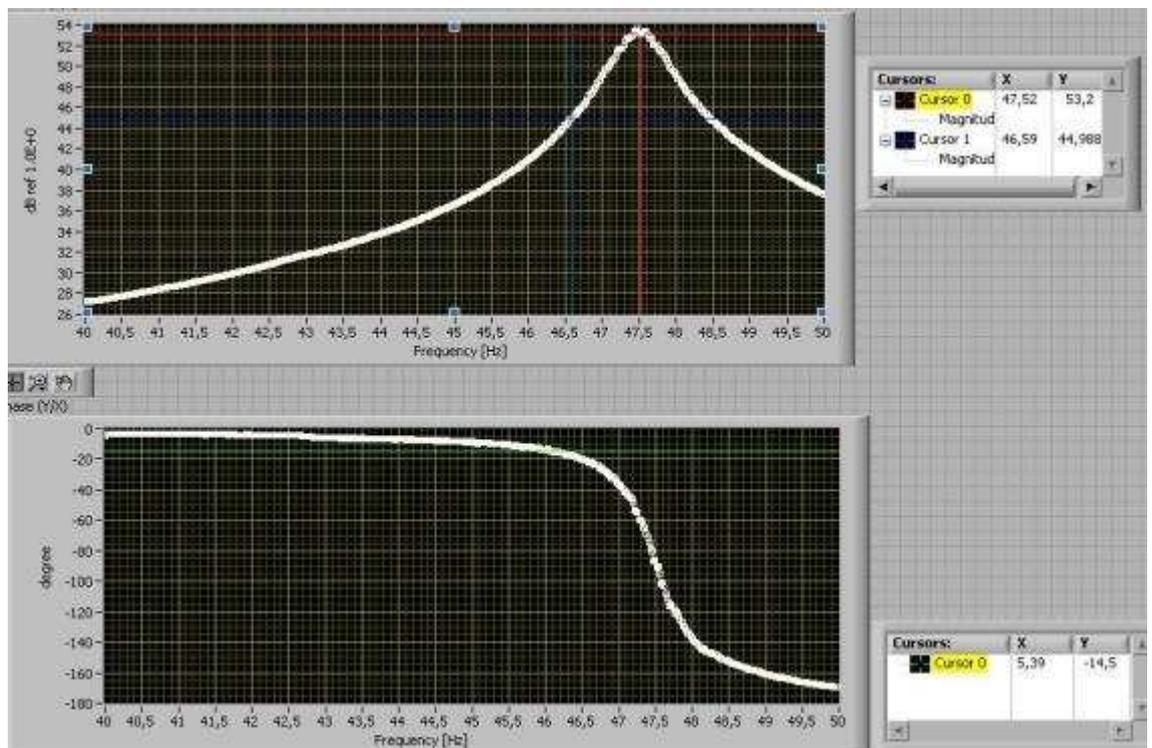
BARRA 6



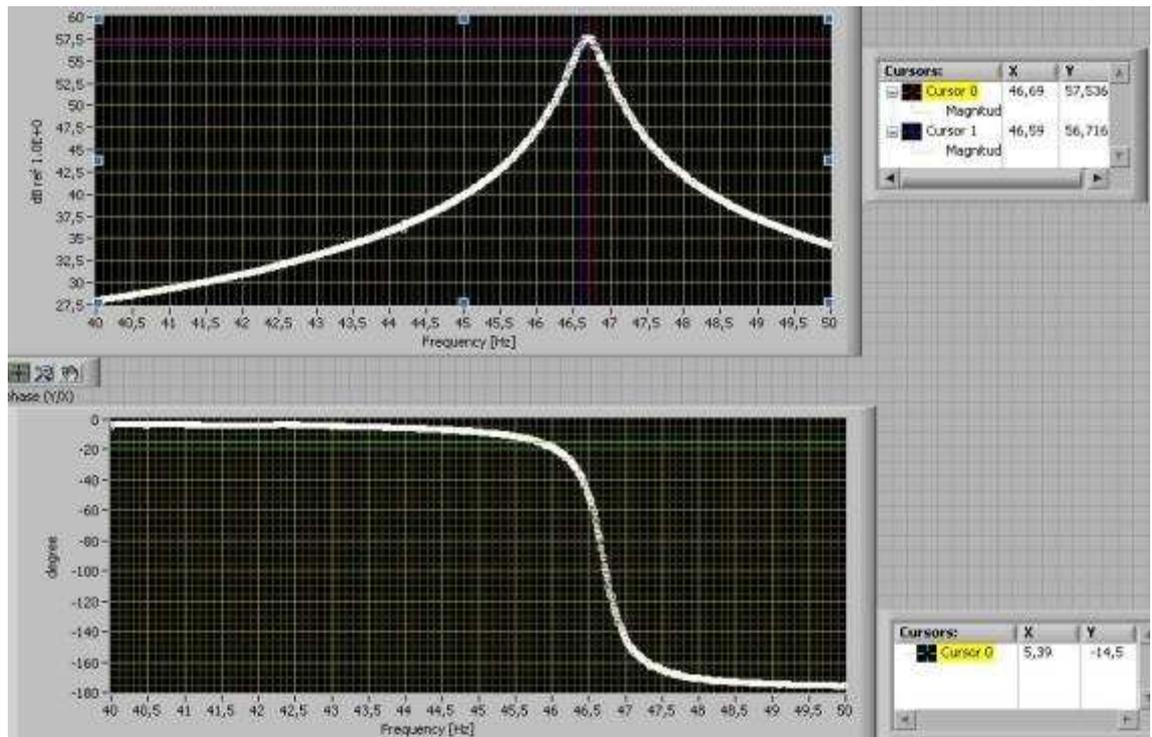
BARRA 7



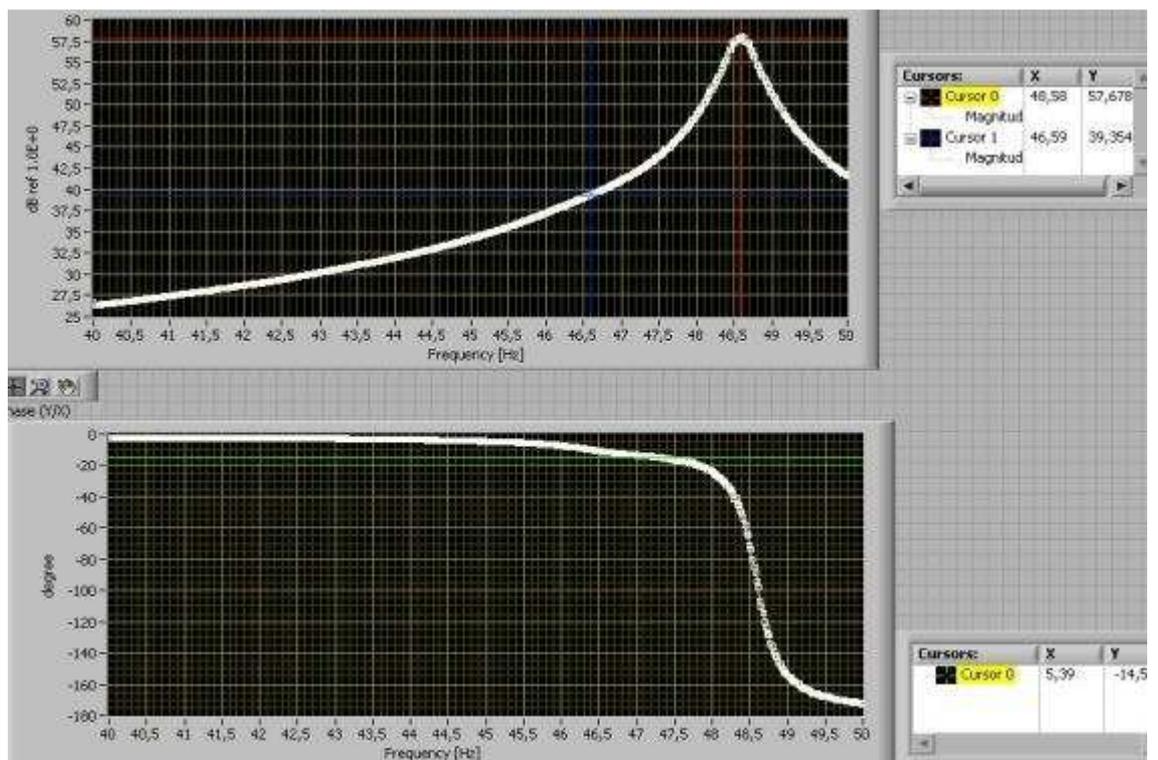
BARRA 8



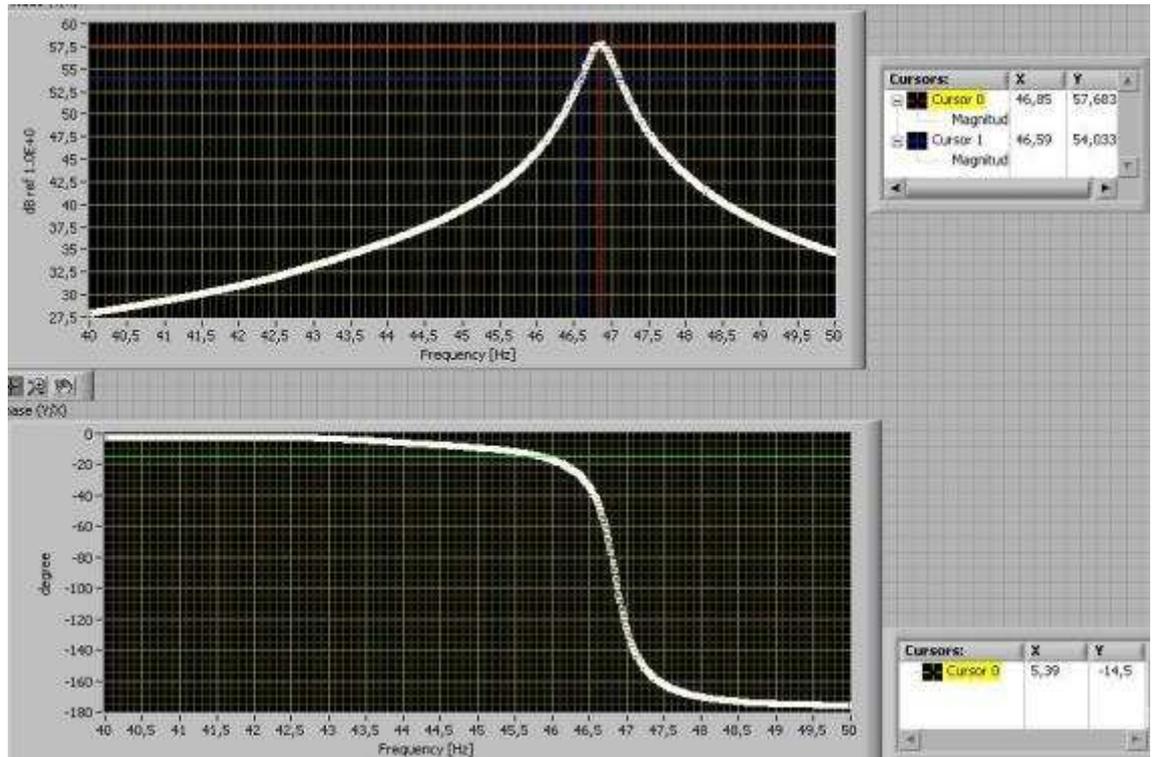
BARRA 9



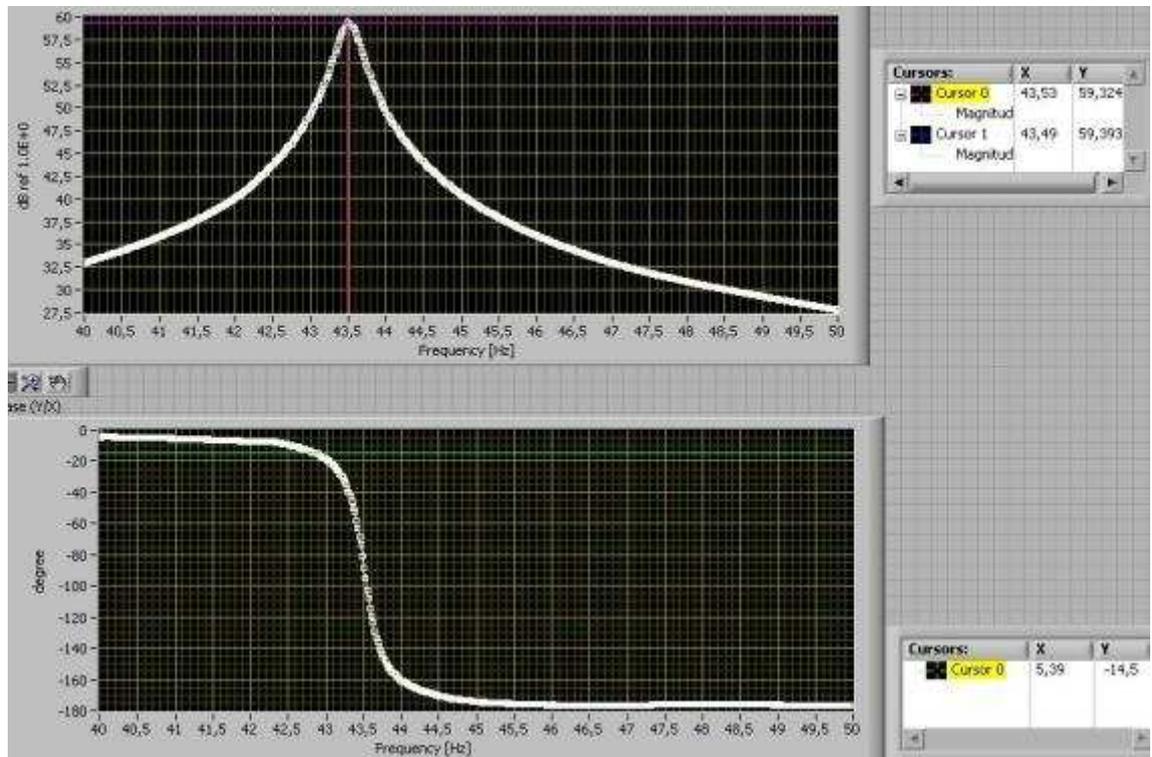
BARRA 10



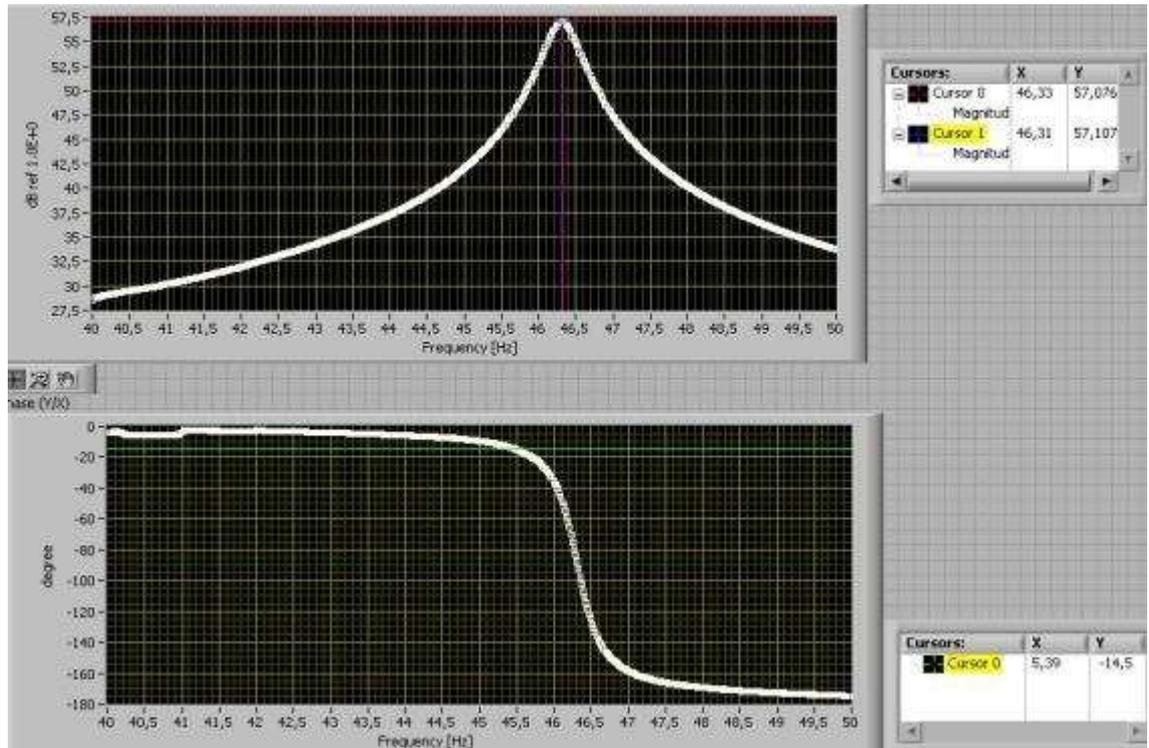
BARRA 11



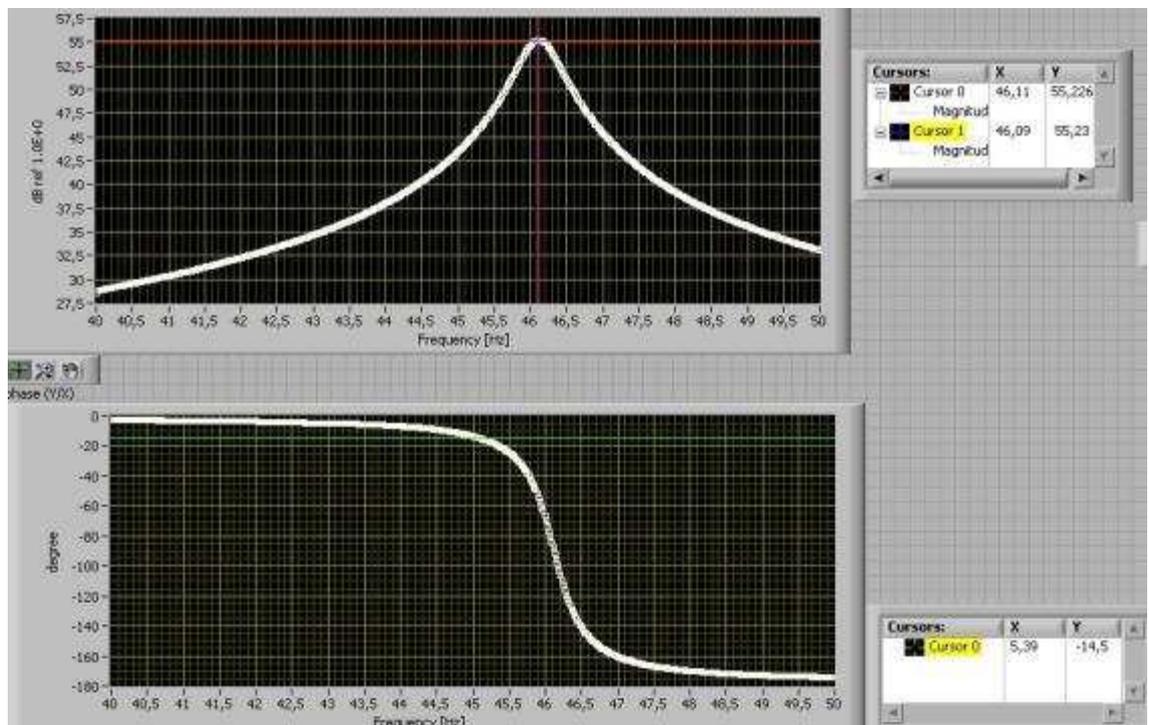
BARRA 12



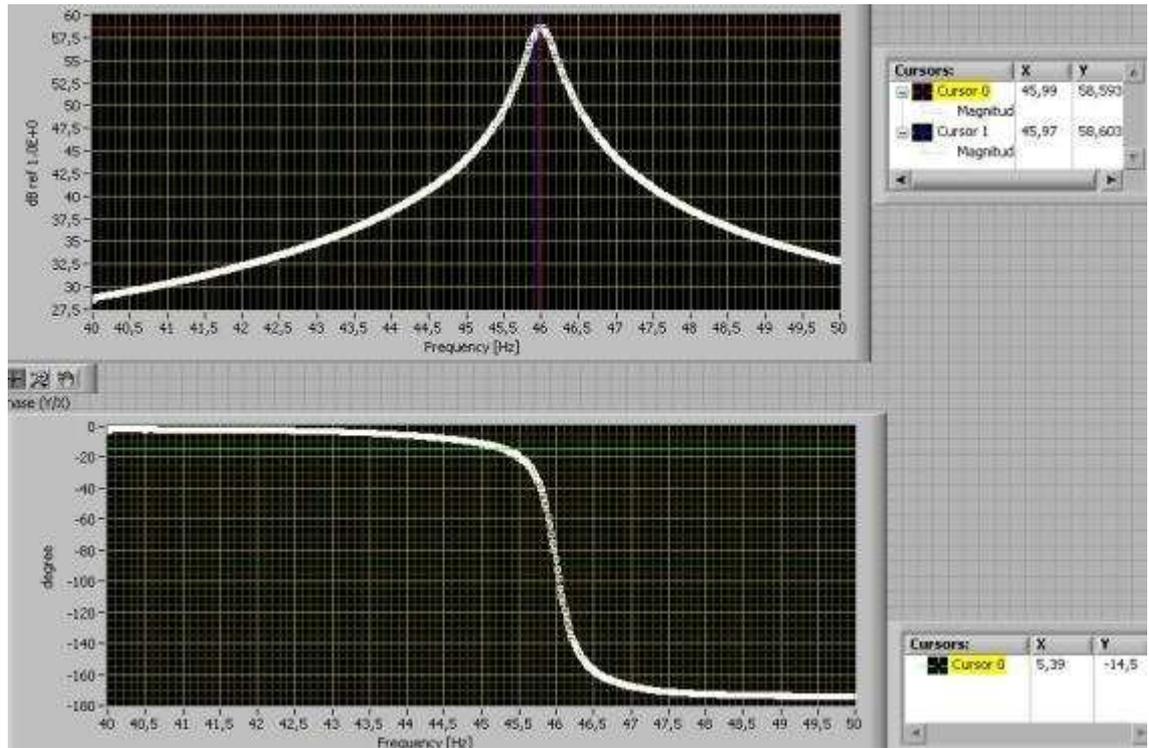
BARRA 13



BARRA 14

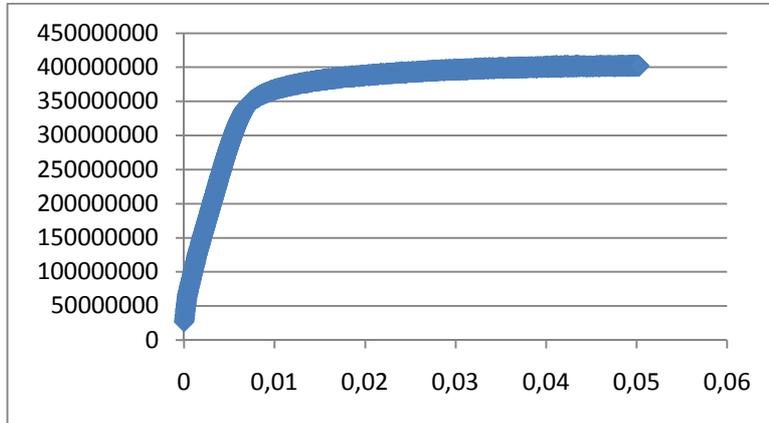


BARRA 15

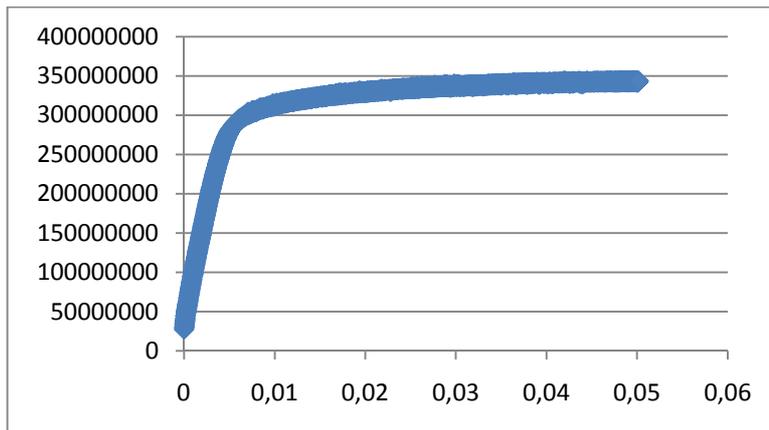


11.2 ANEXO B. Gráficos de Esfuerzo vs Deformación unitaria, Grupo 1

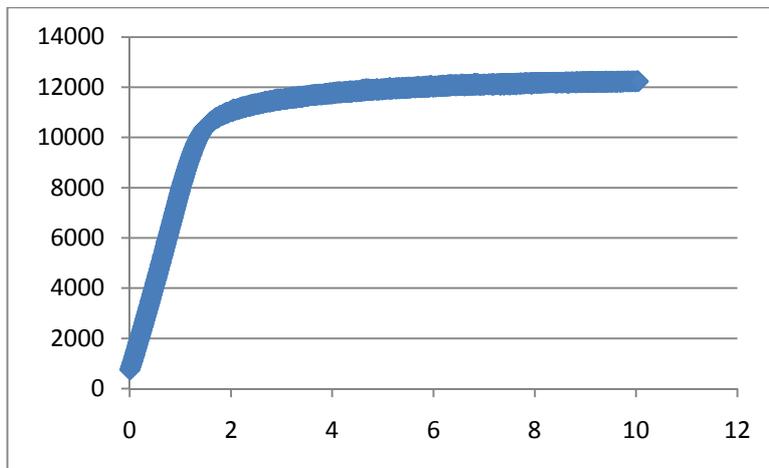
BARRA 1



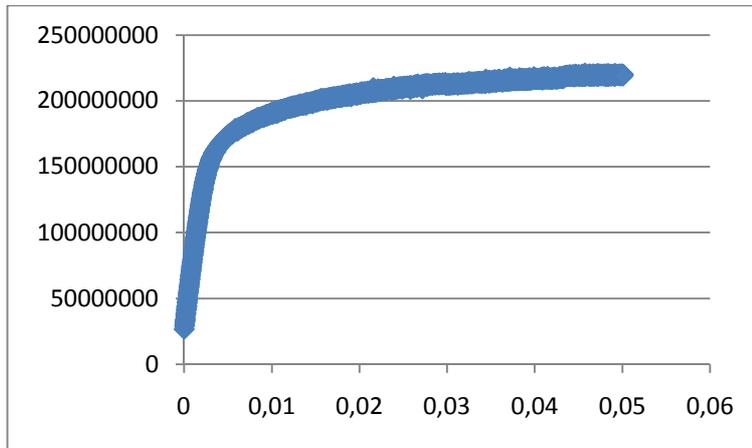
BARRA 2



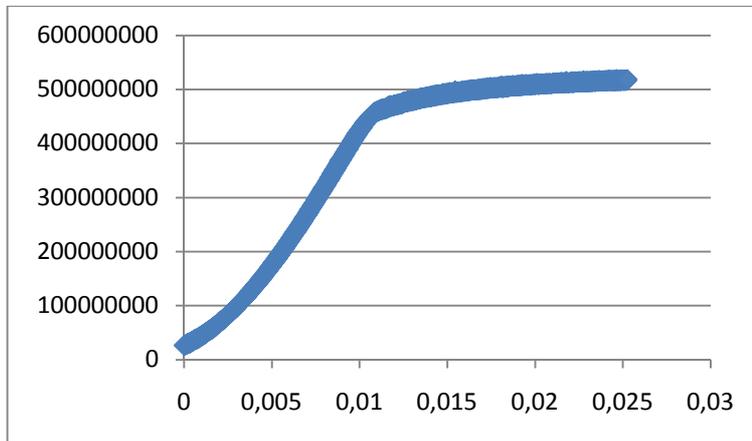
BARRA 3



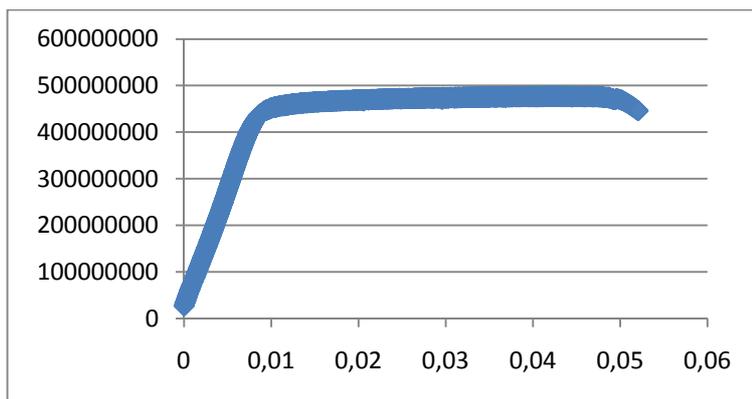
BARRA 4



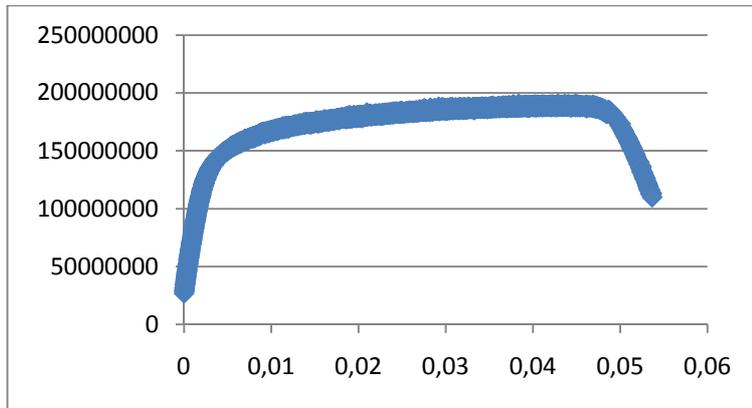
BARRA 5



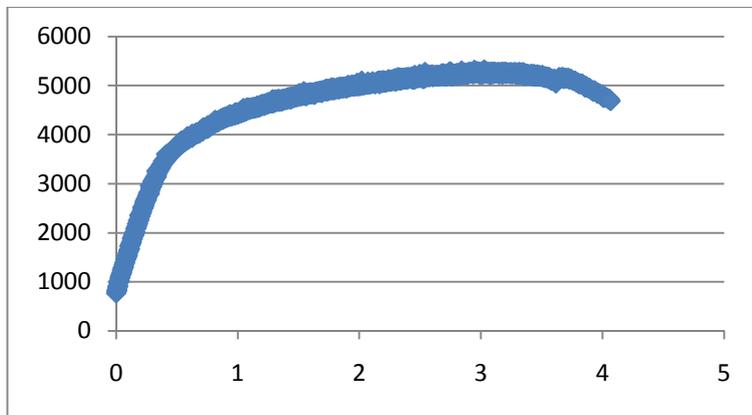
BARRA 6



BARRA 7

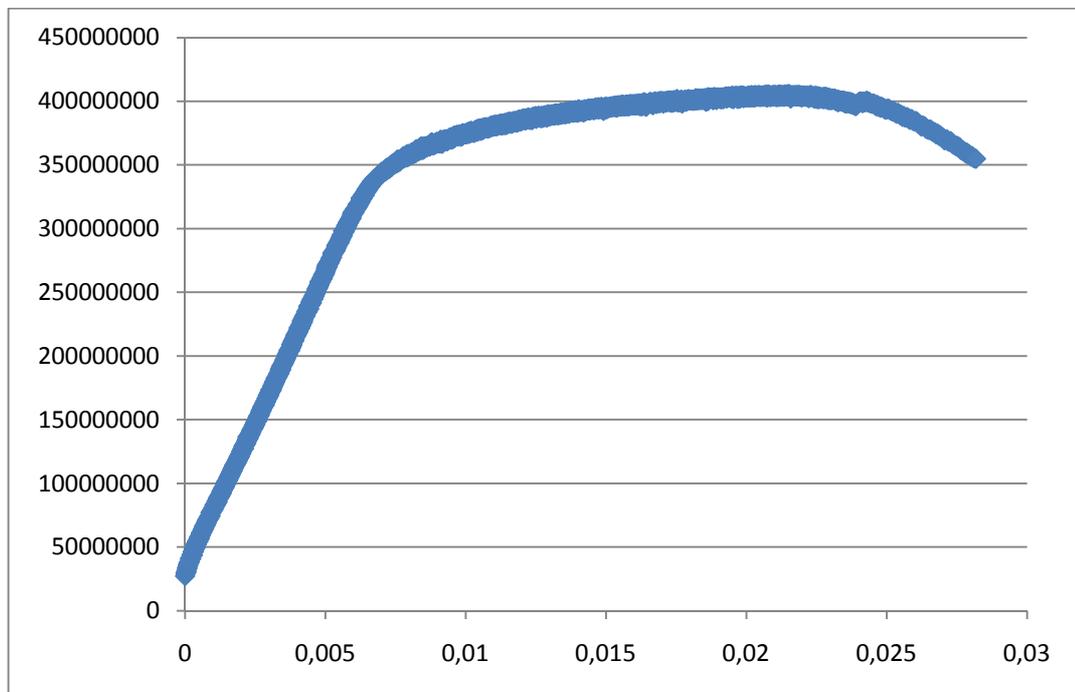
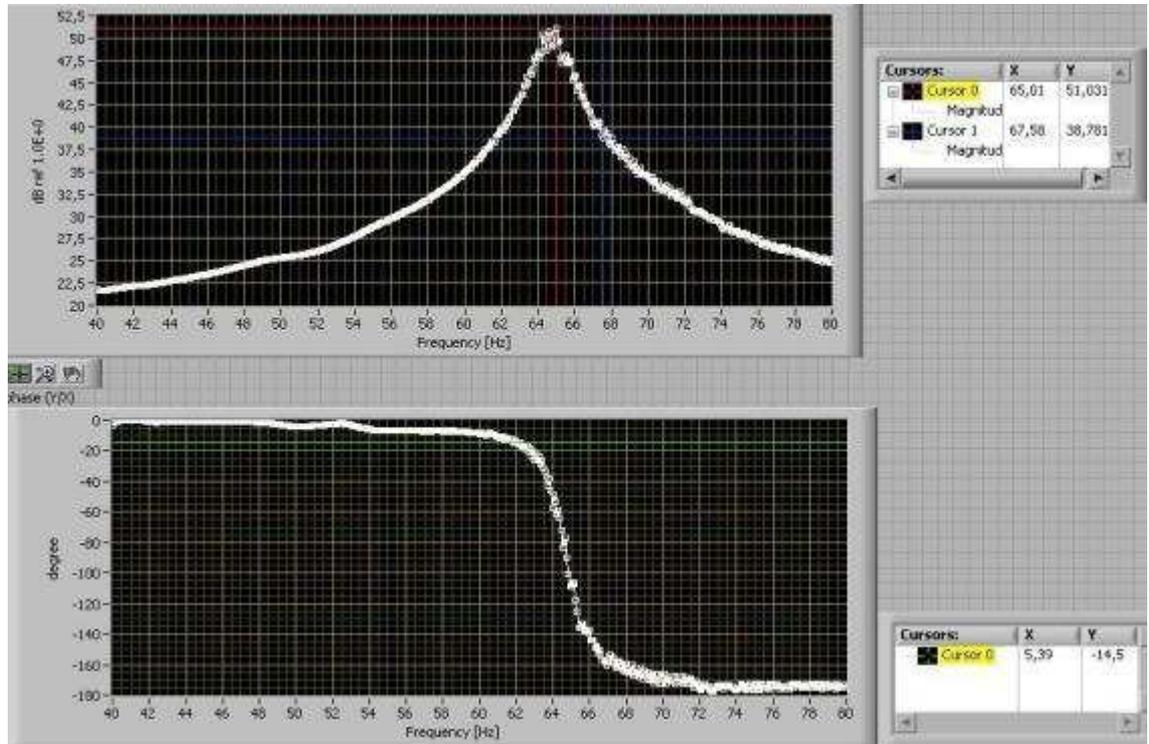


BARRA 8

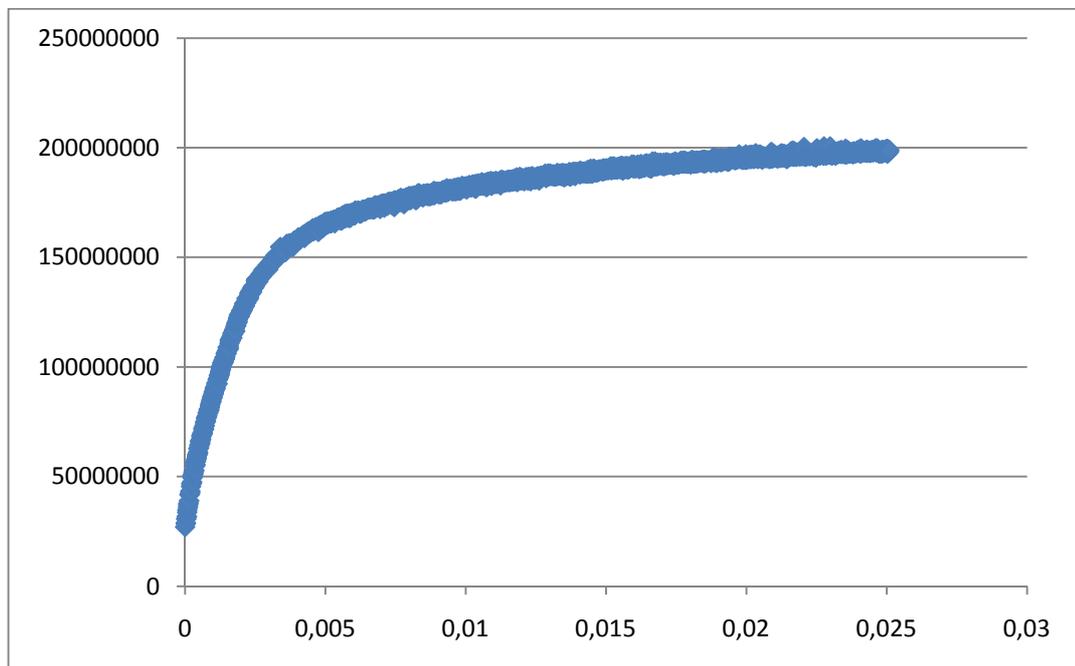
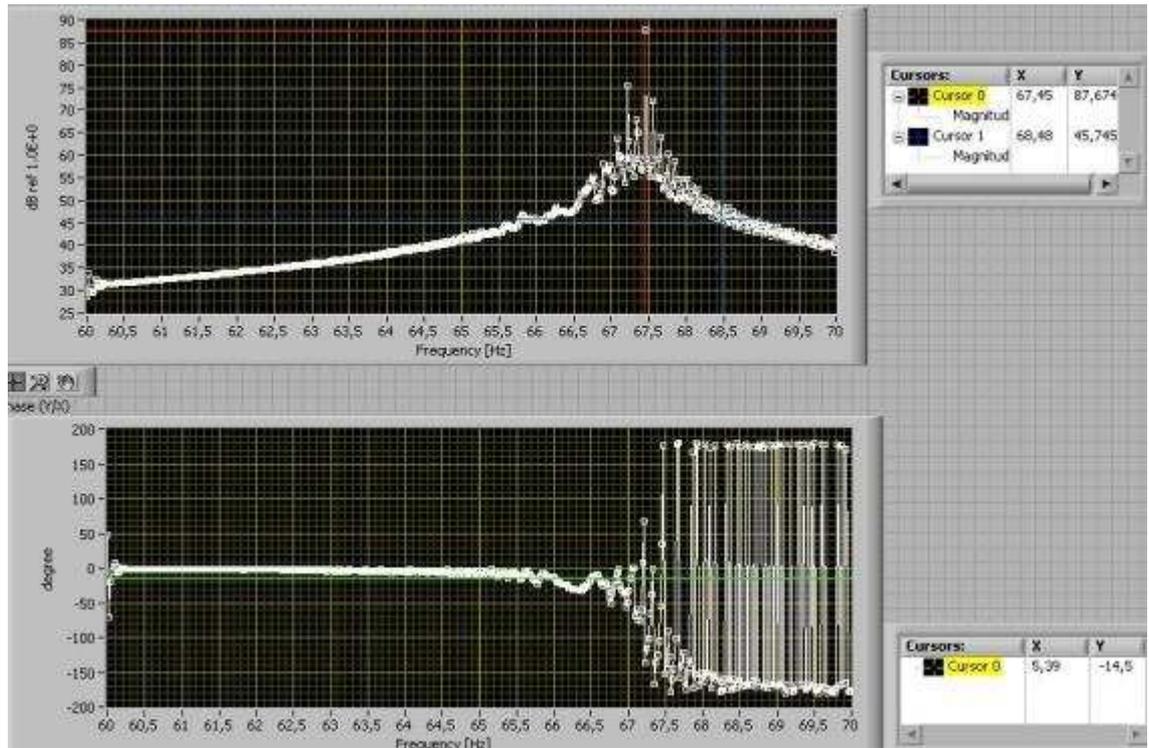


11.3 ANEXO C. Gráficos de Prueba de Resonancia y de Tracción, Grupo T

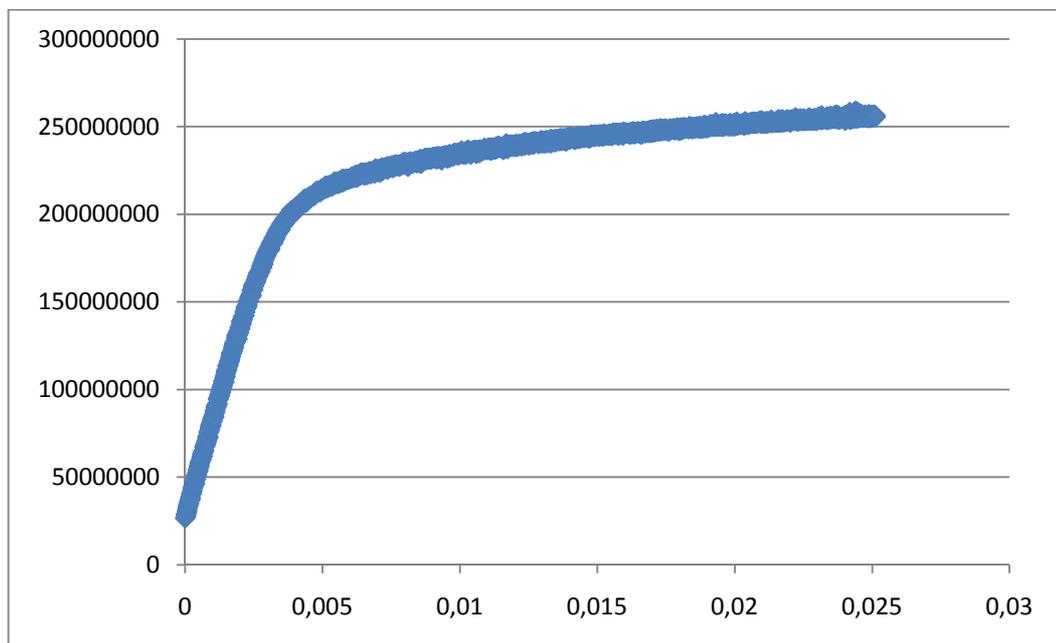
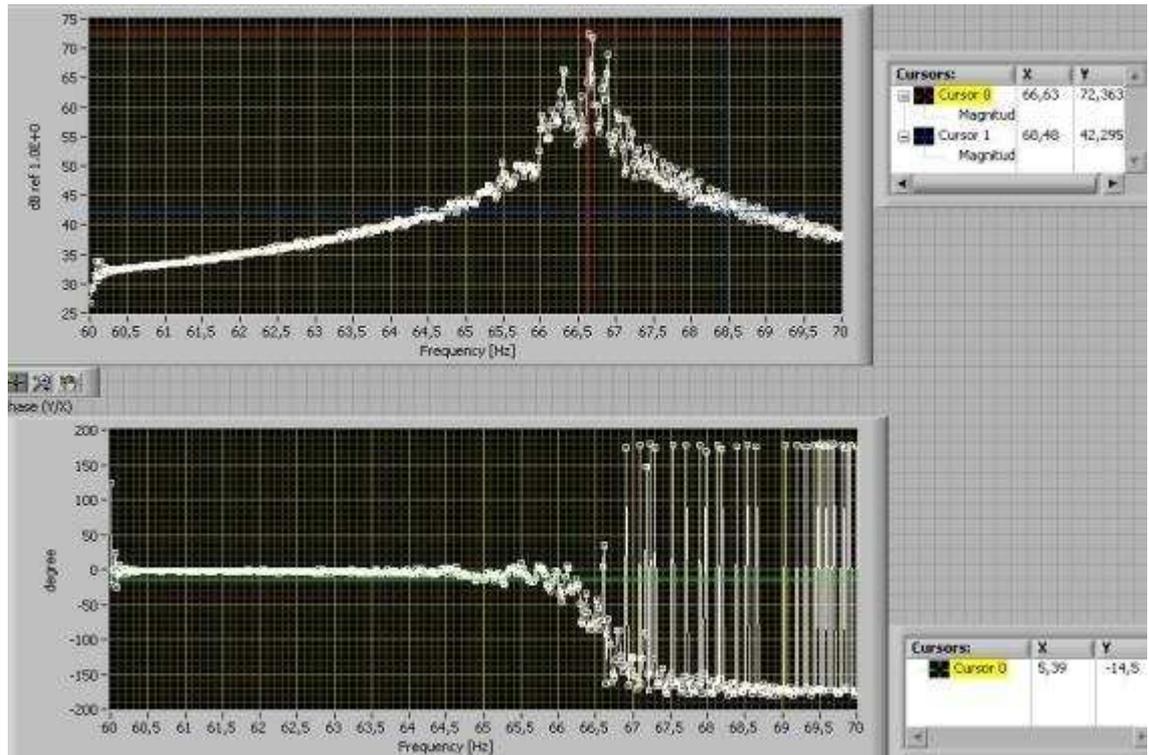
BARRA 1



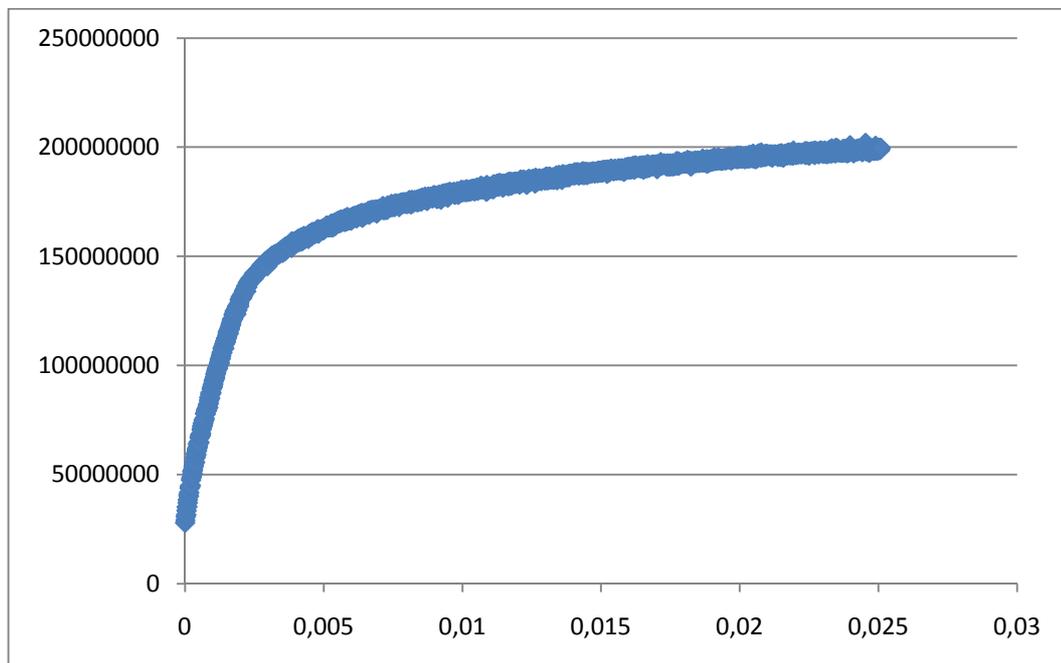
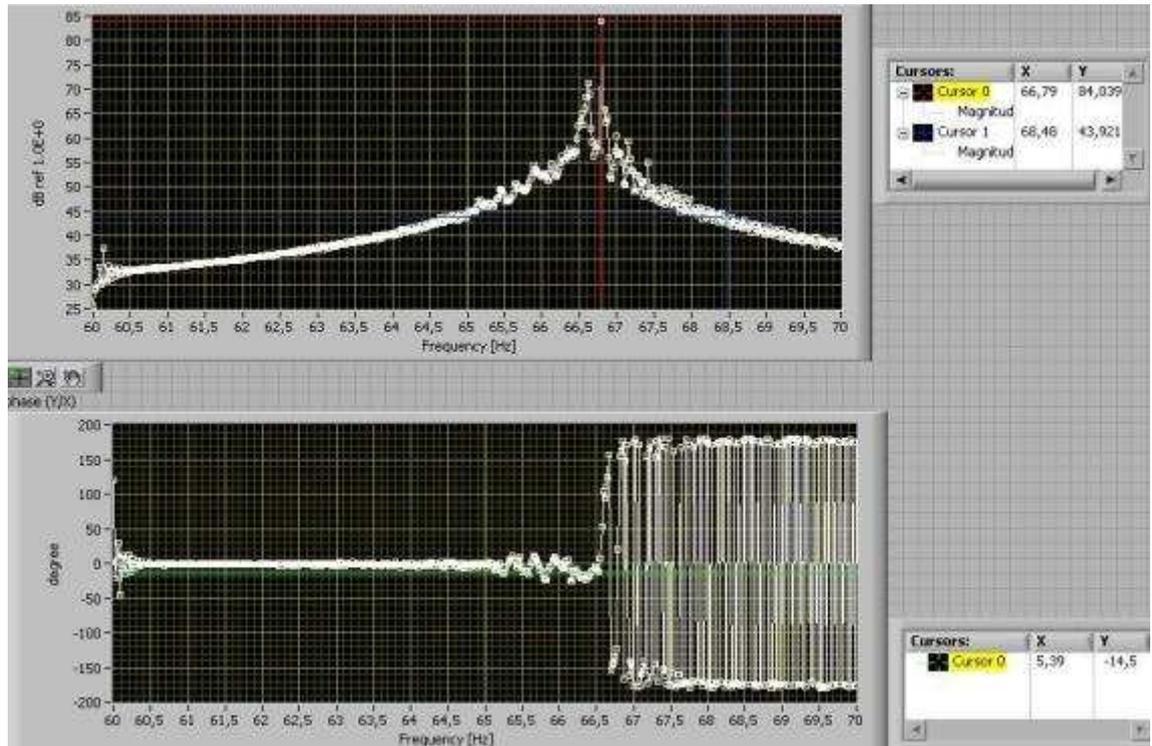
BARRA 2



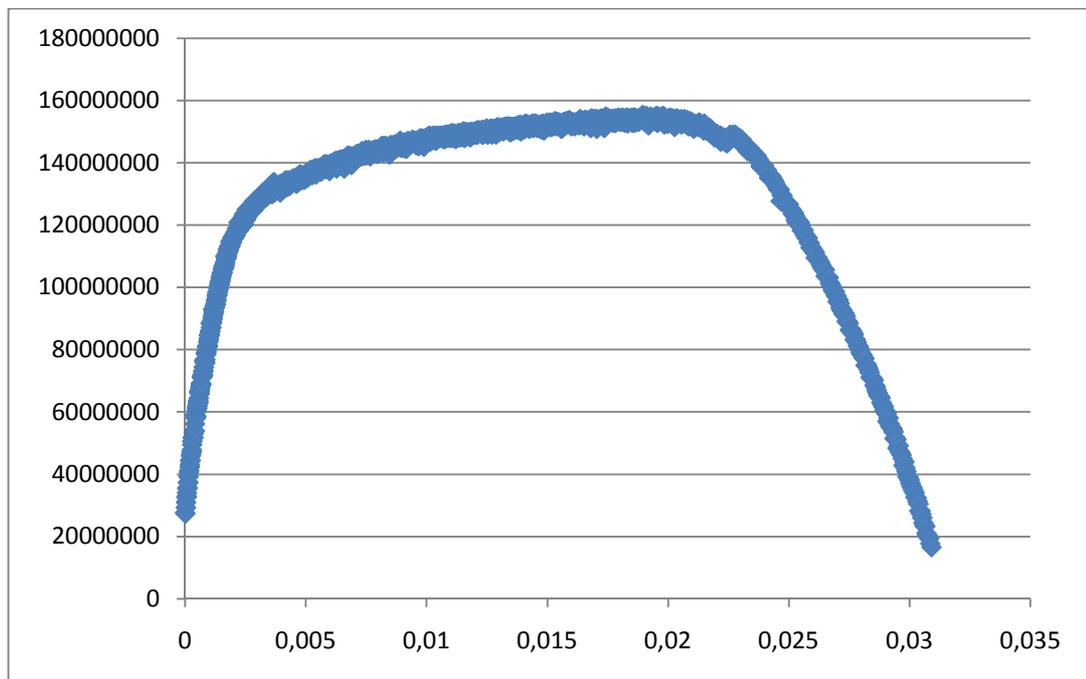
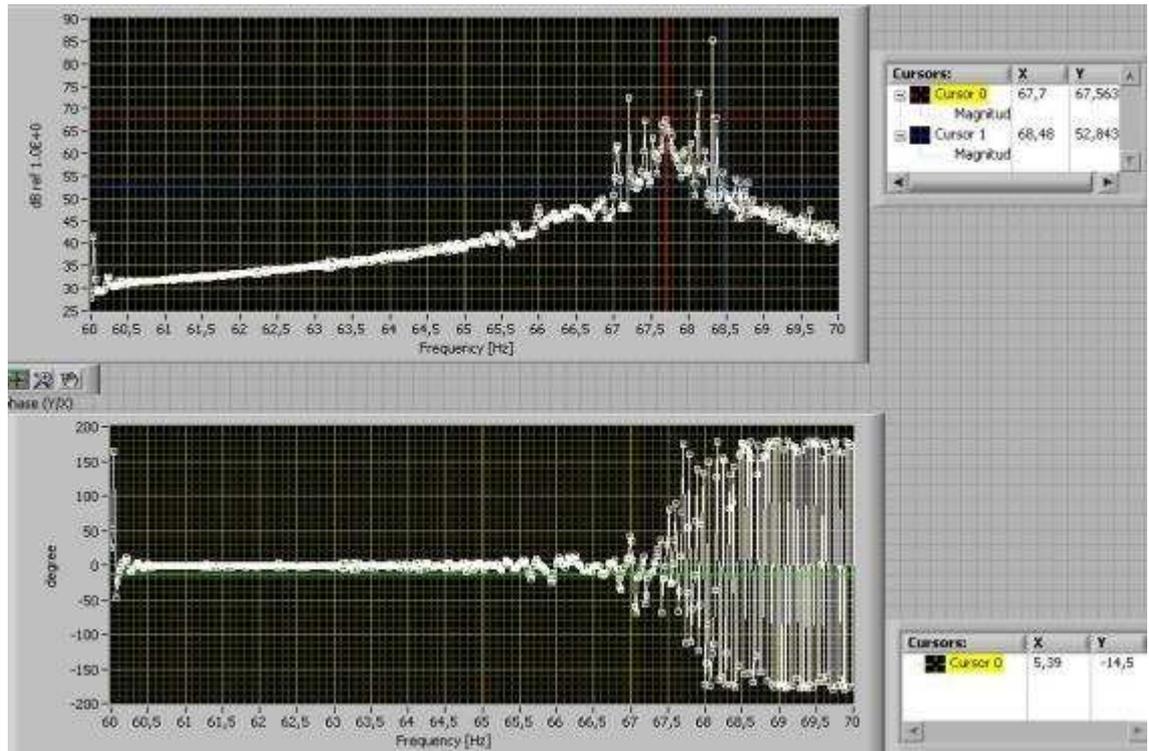
BARRA 4



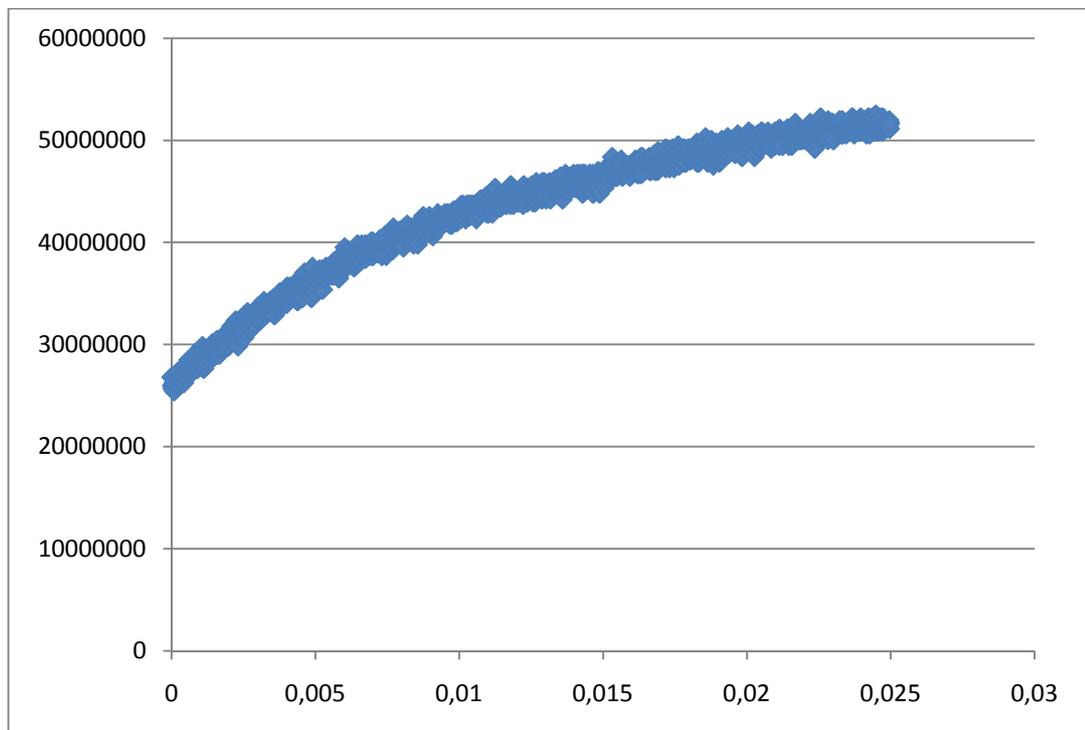
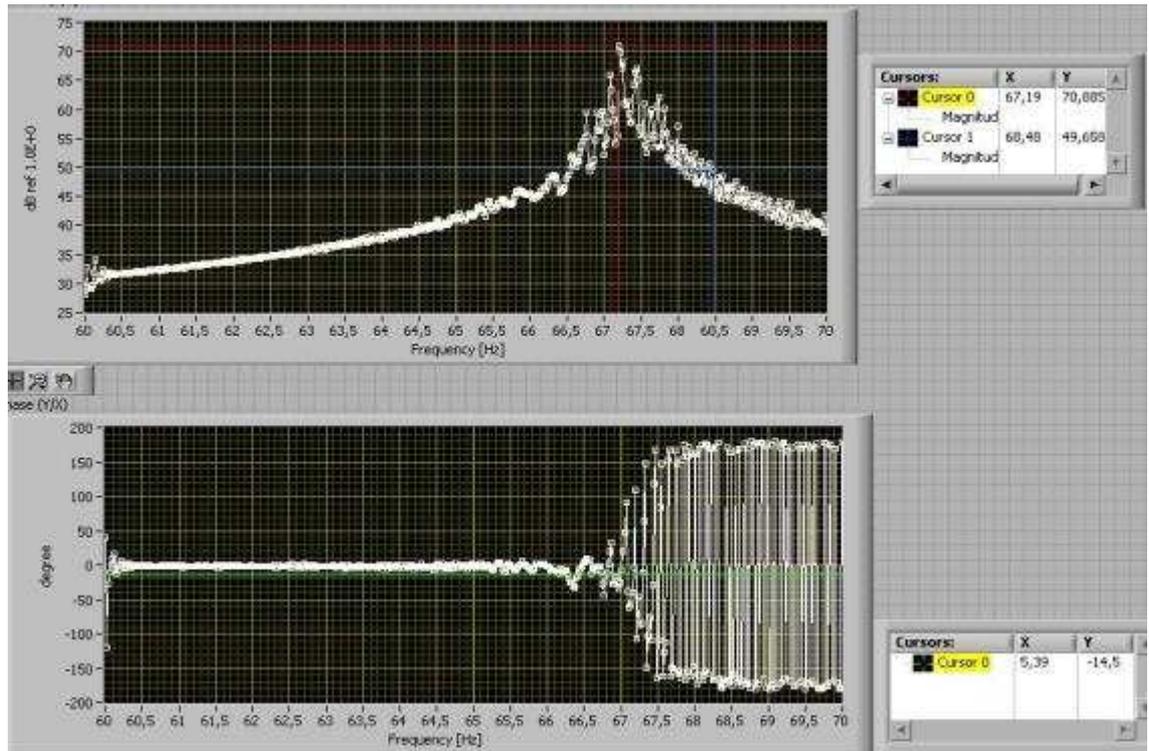
BARRA 5



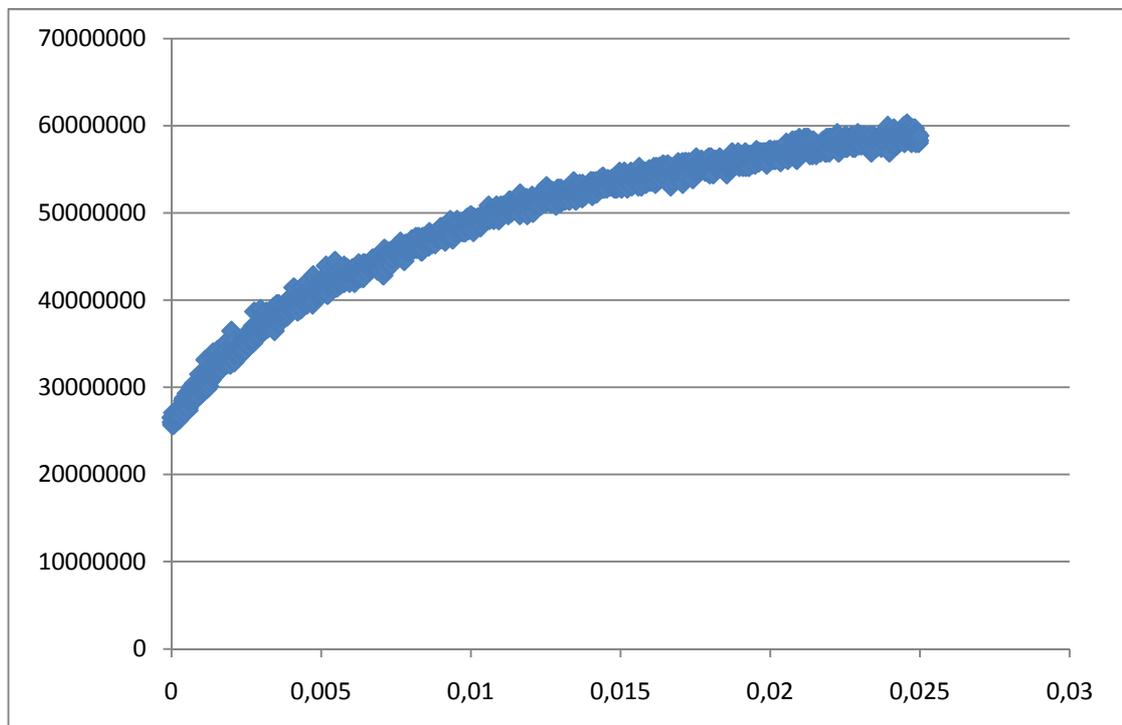
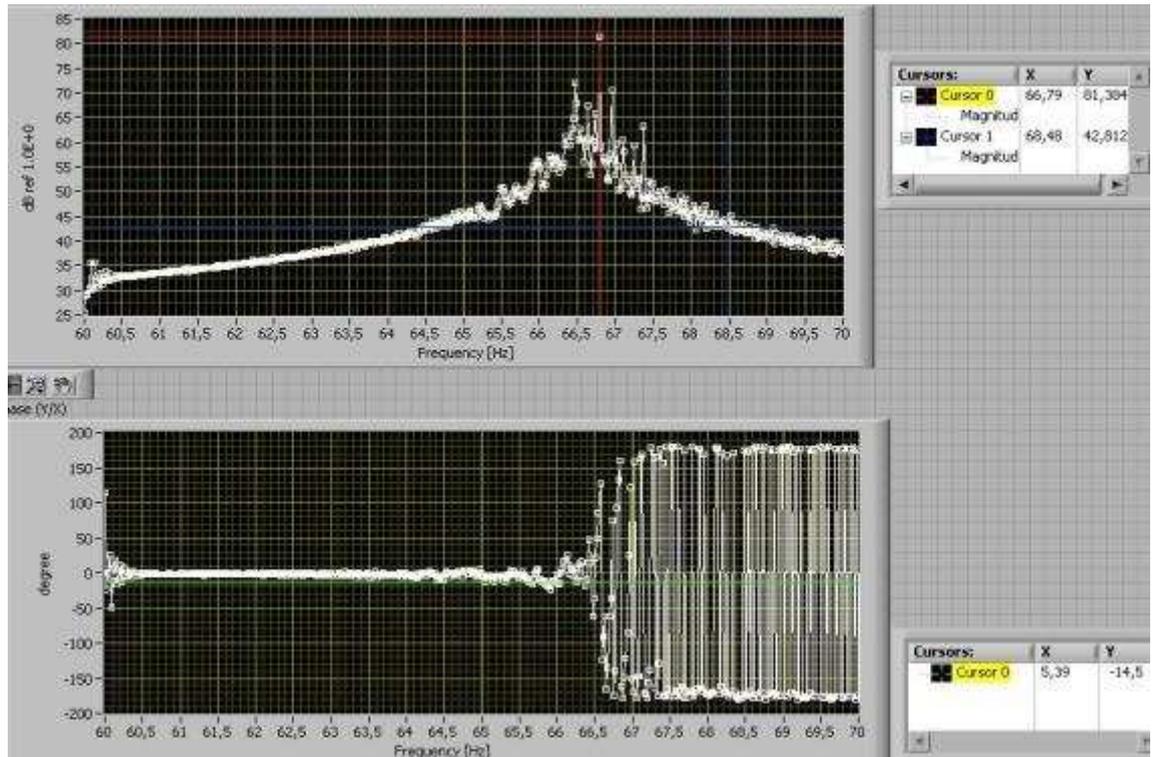
BARRA 6



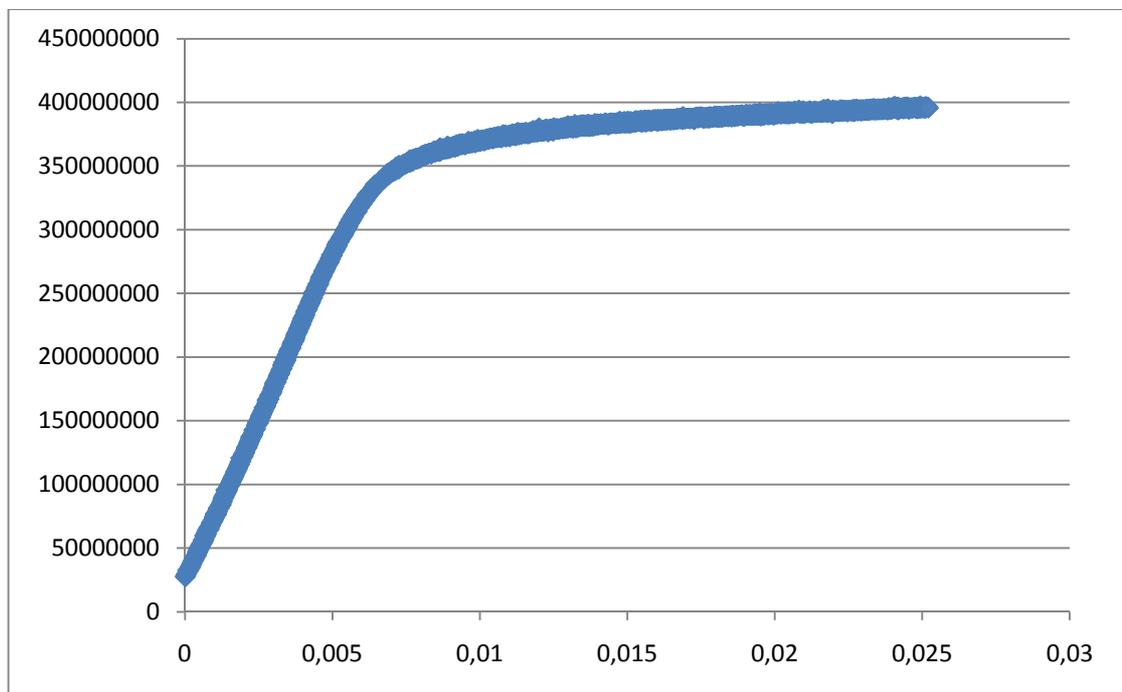
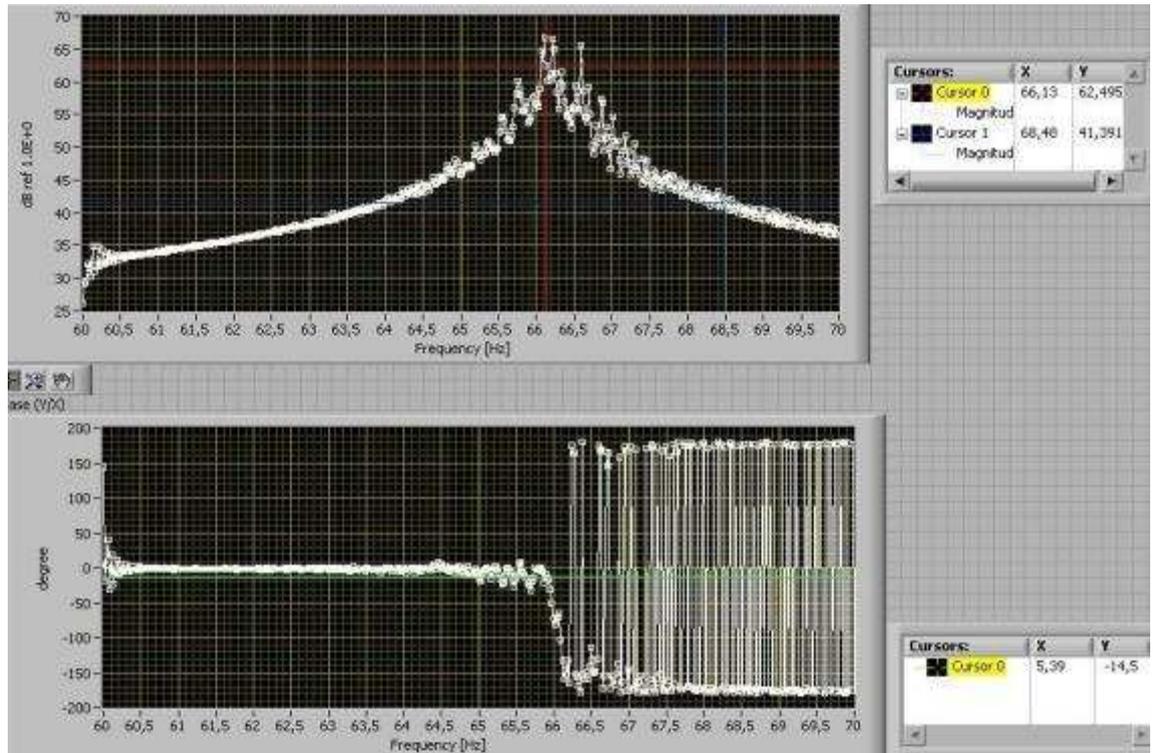
BARRA 7



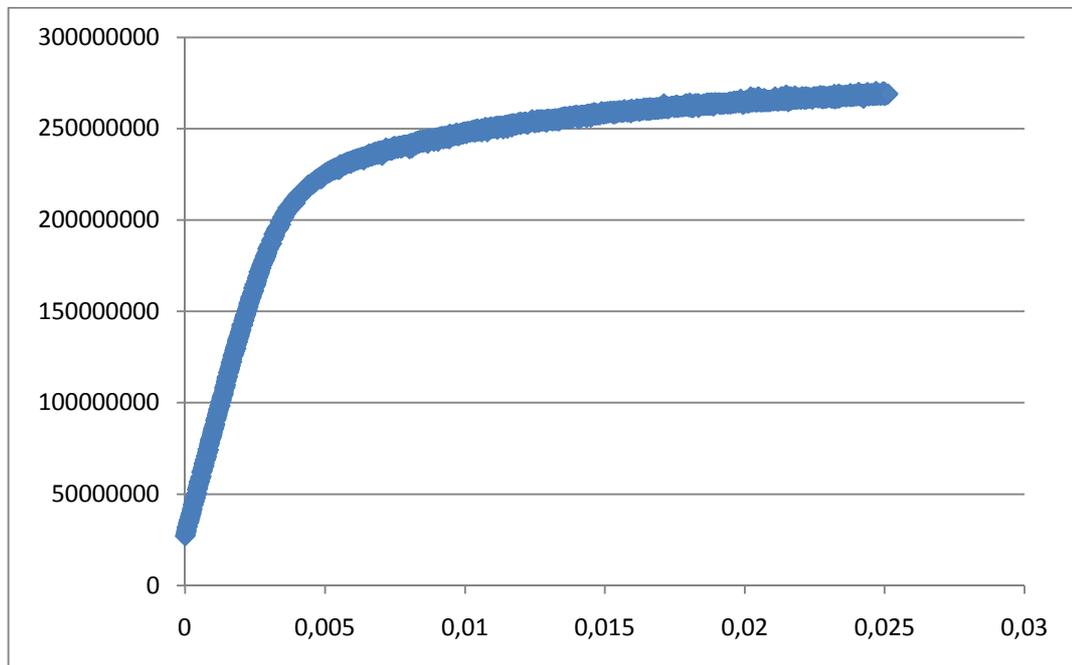
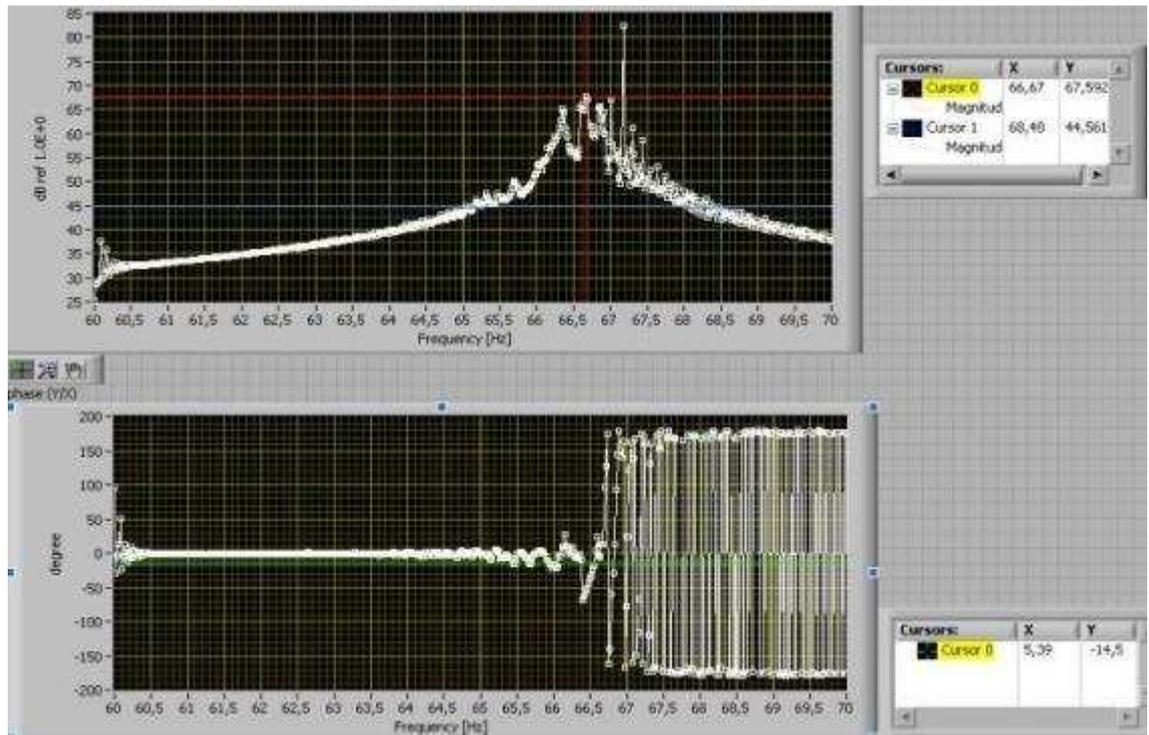
BARRA 8



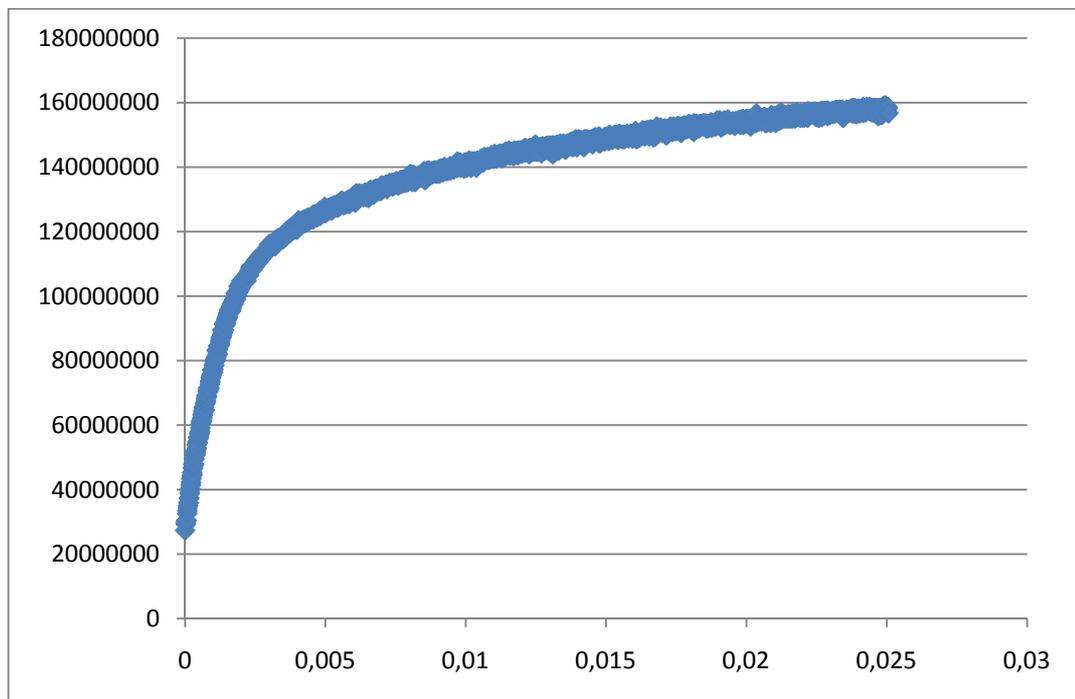
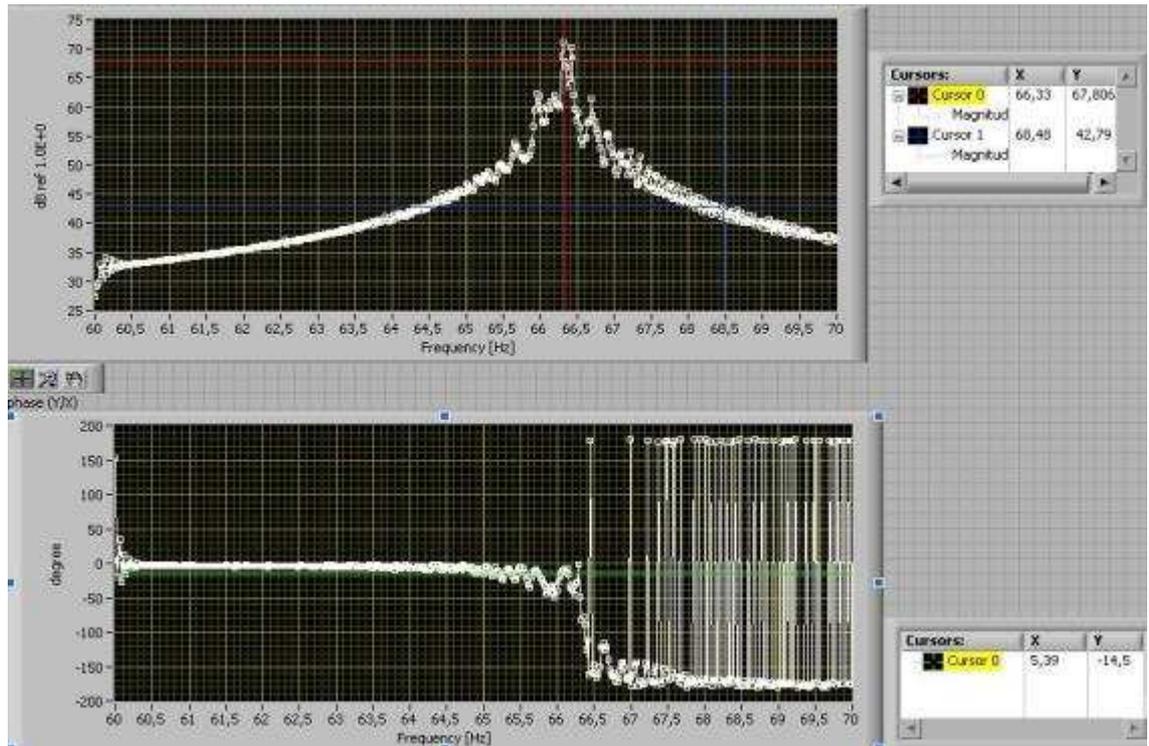
BARRA 9



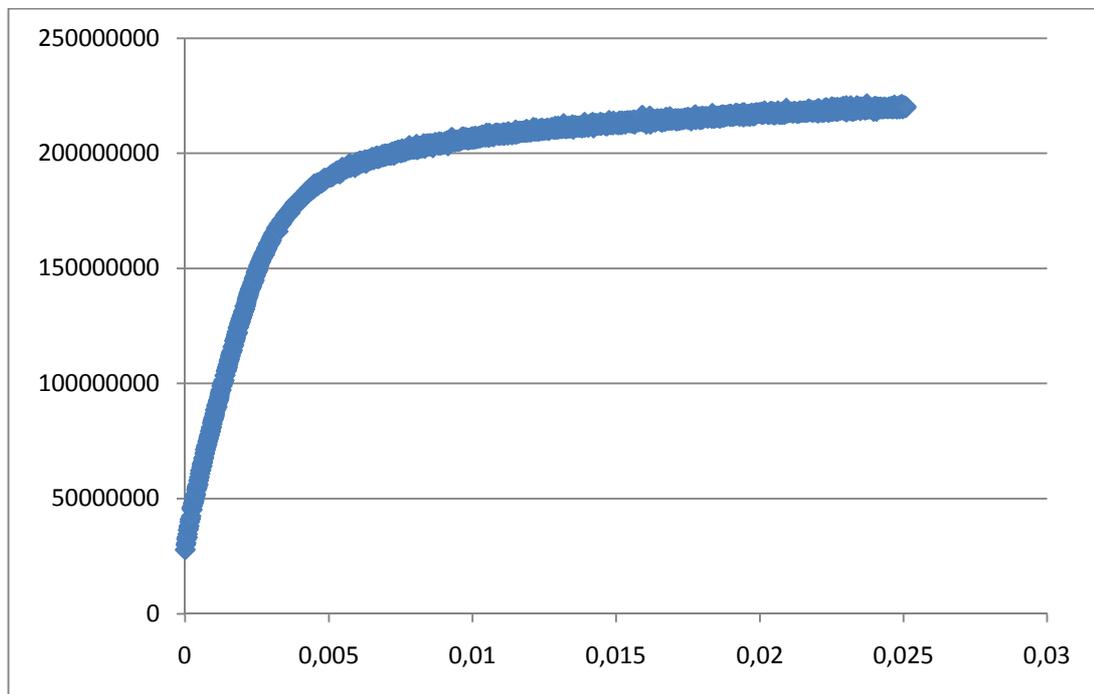
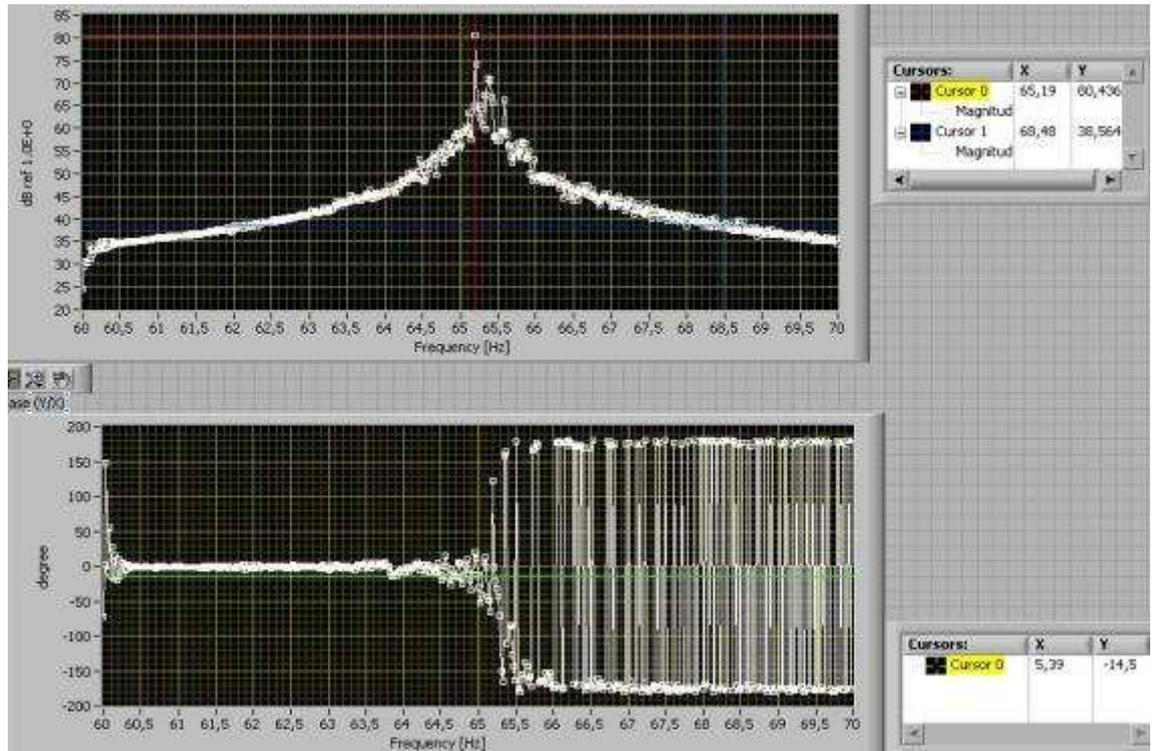
BARRA 10



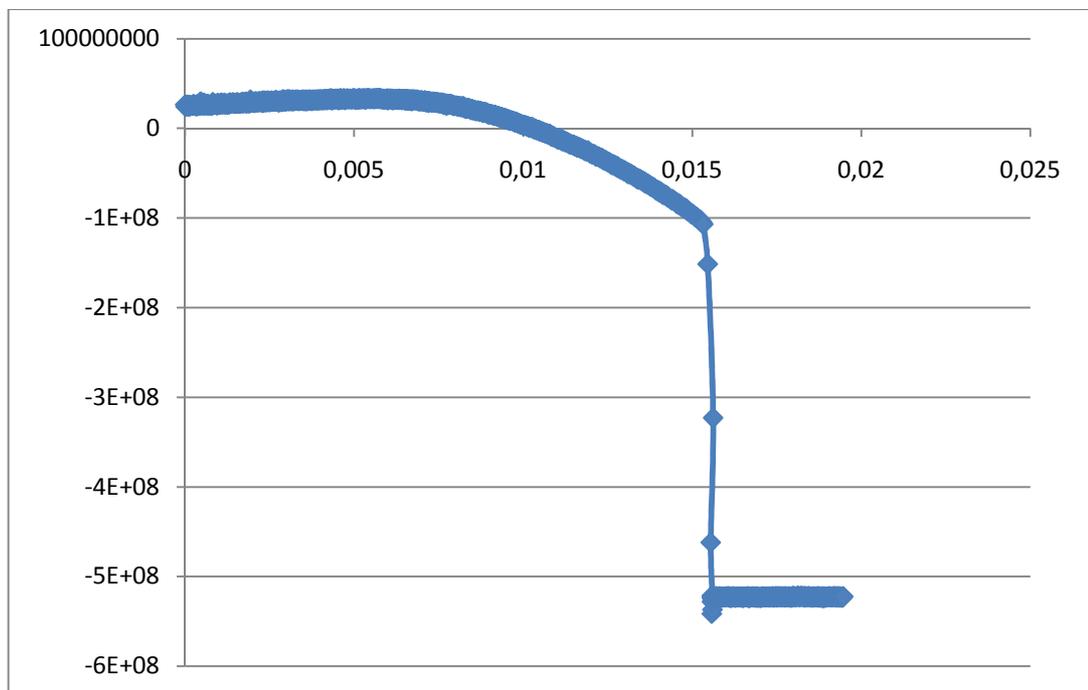
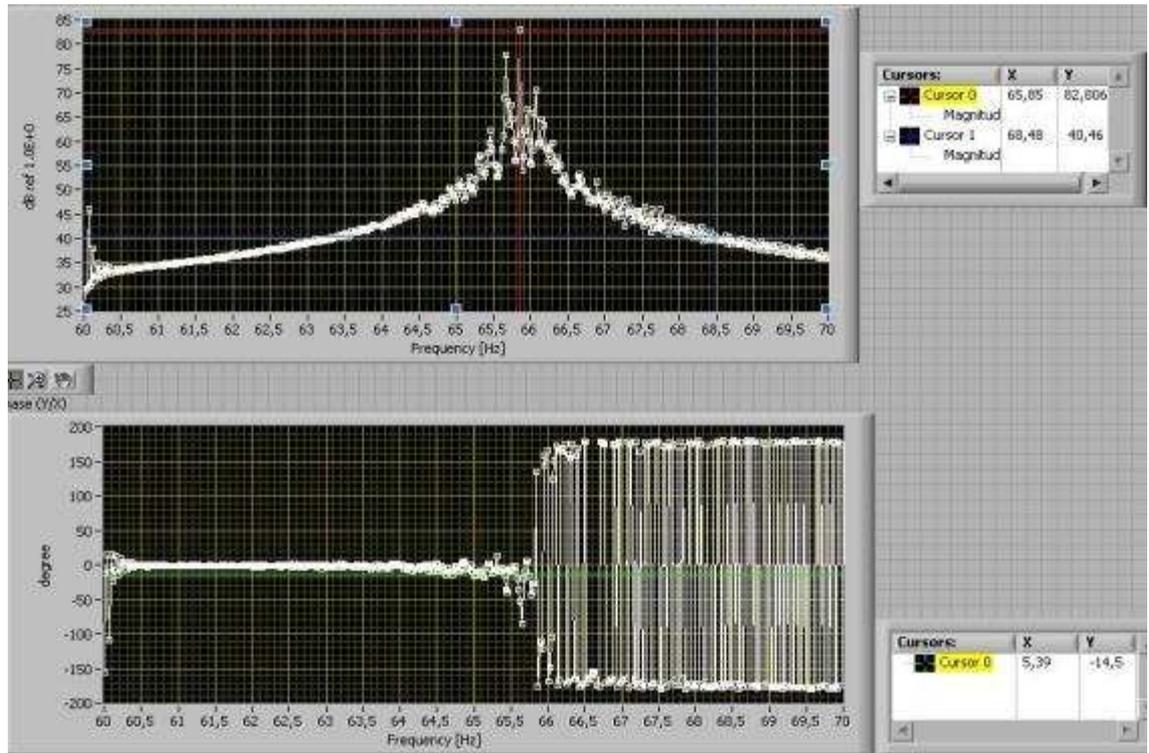
BARRA 11



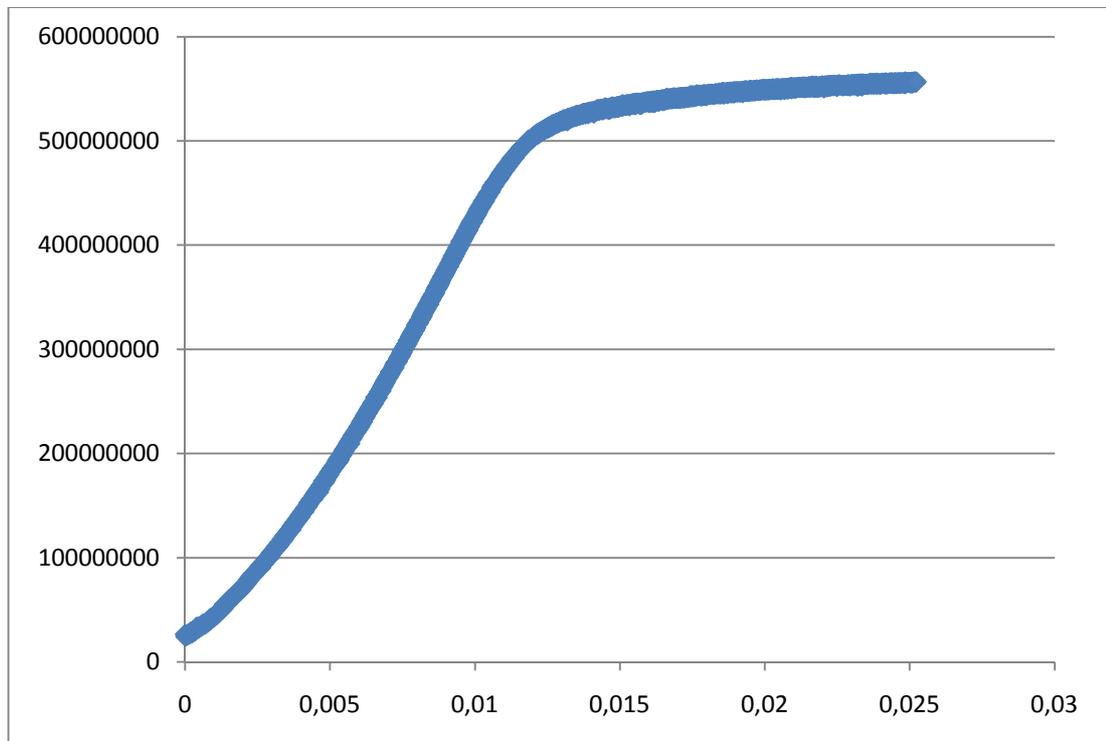
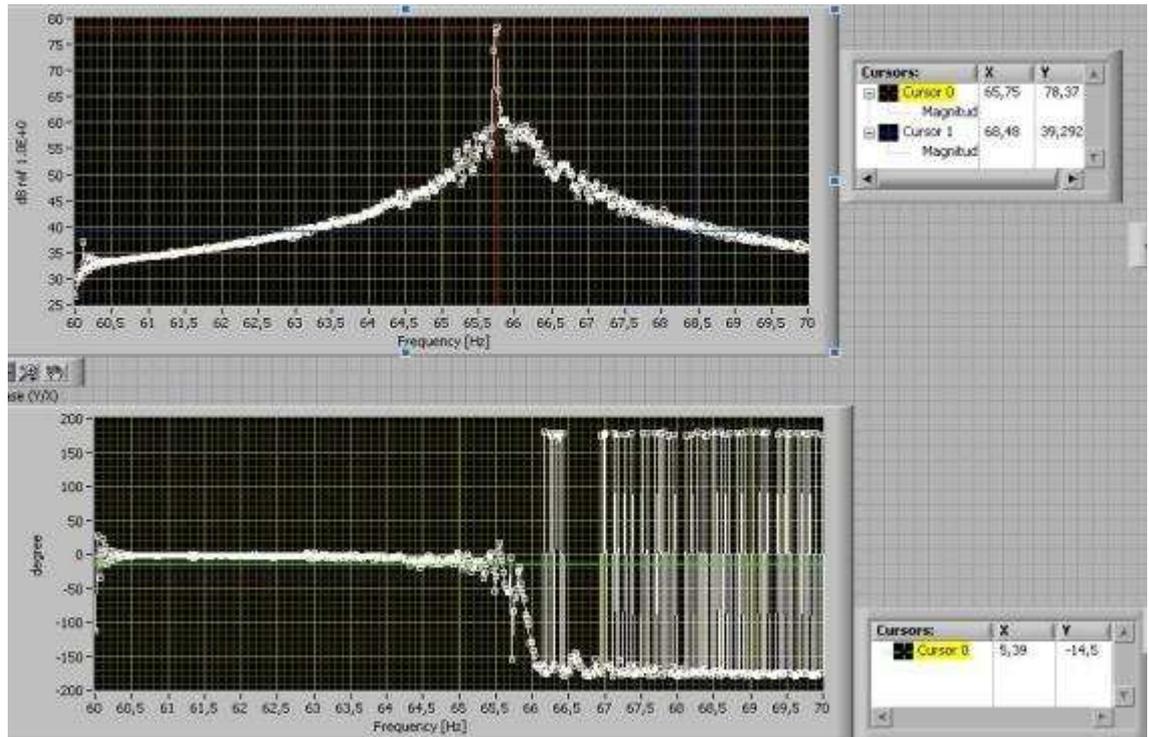
BARRA 12



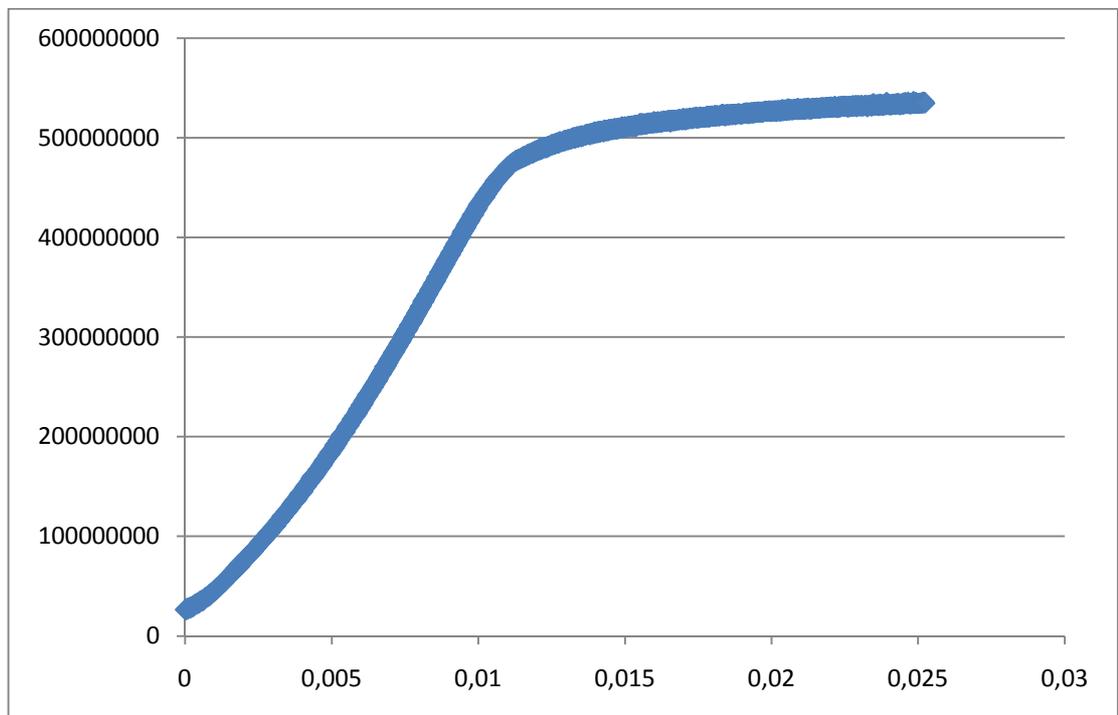
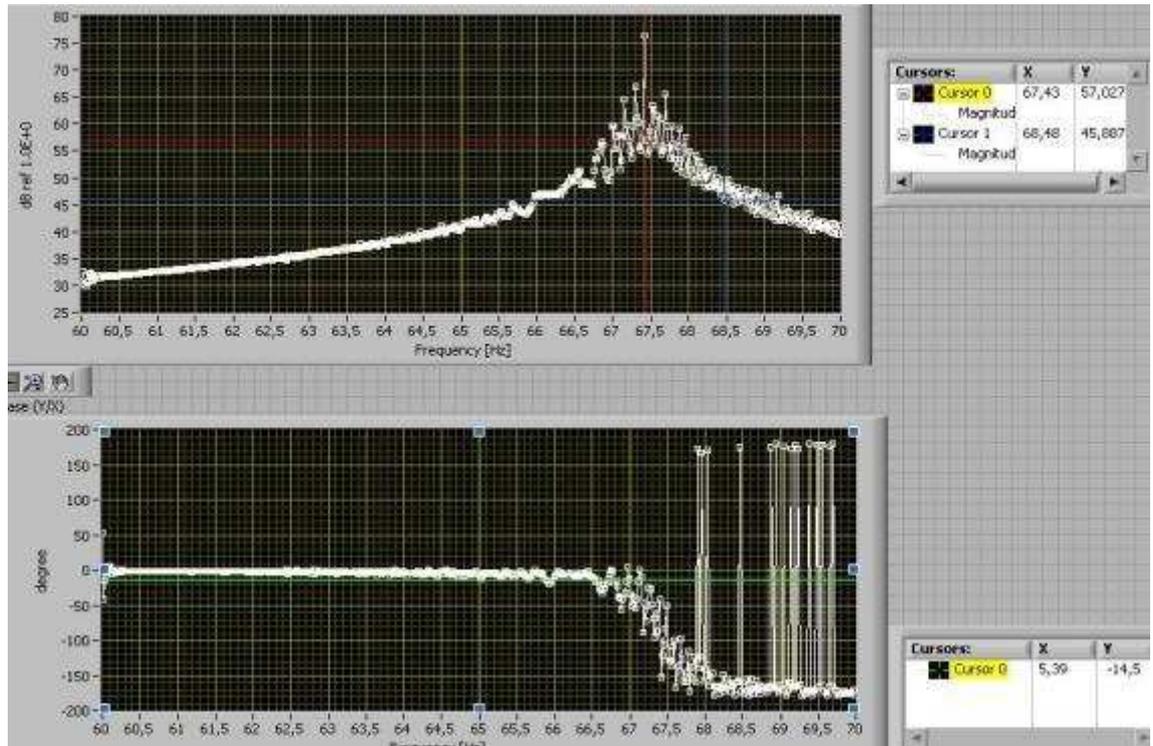
BARRA 13



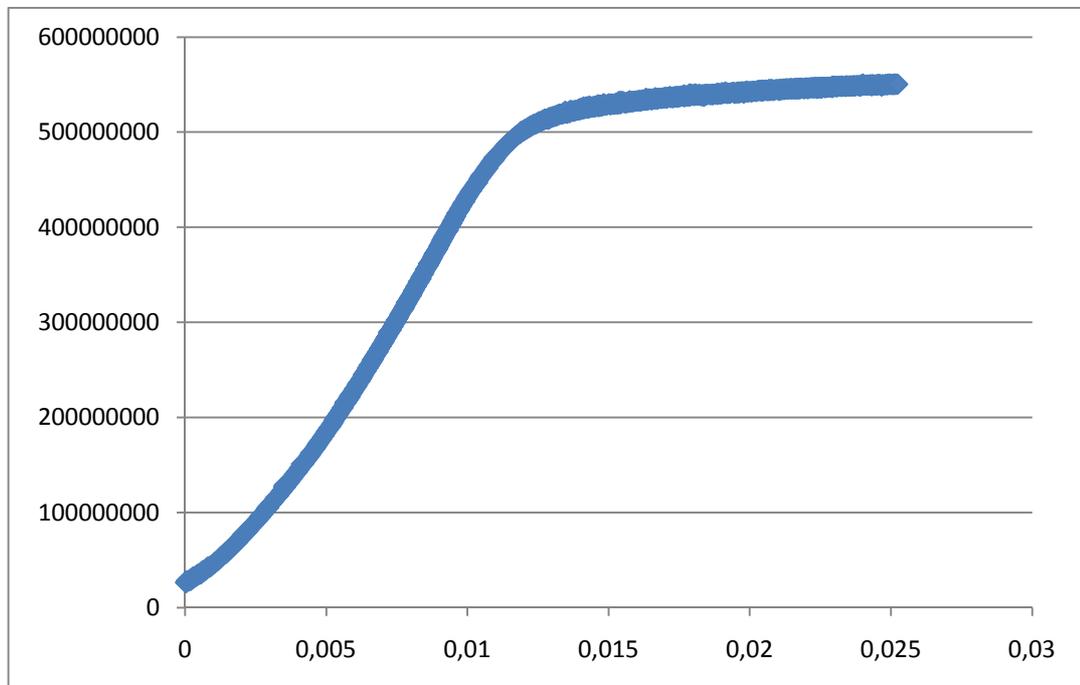
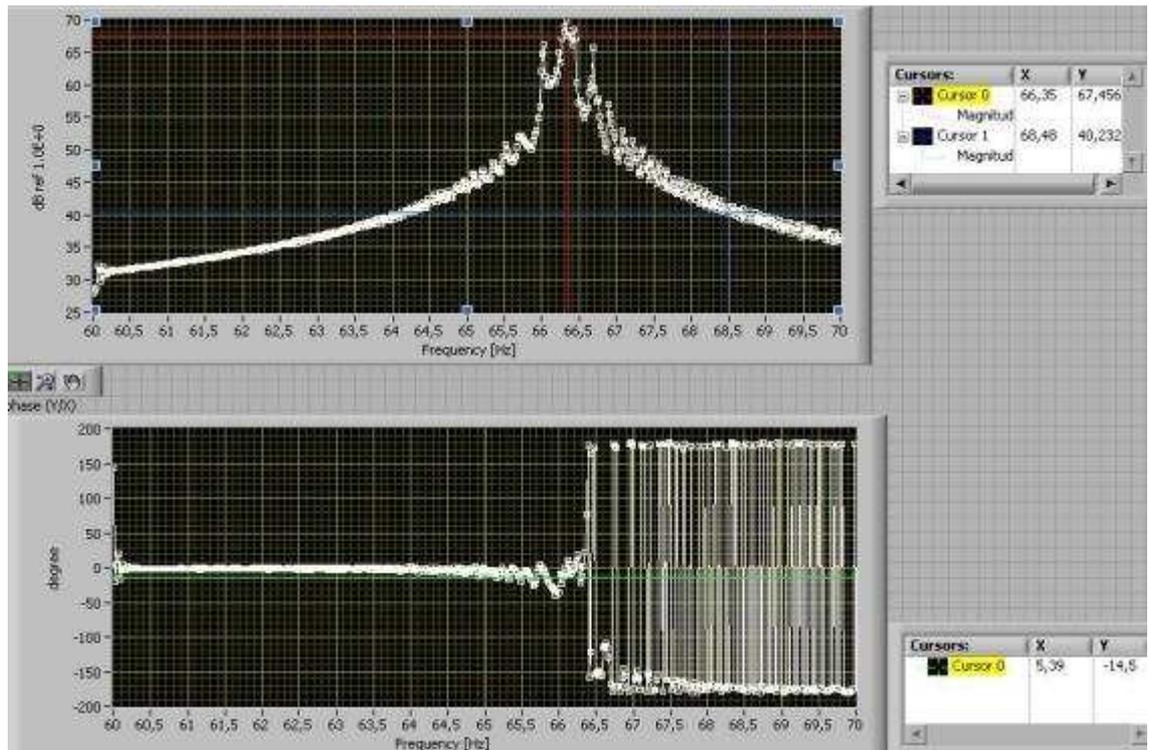
BARRA 14



BARRA 15

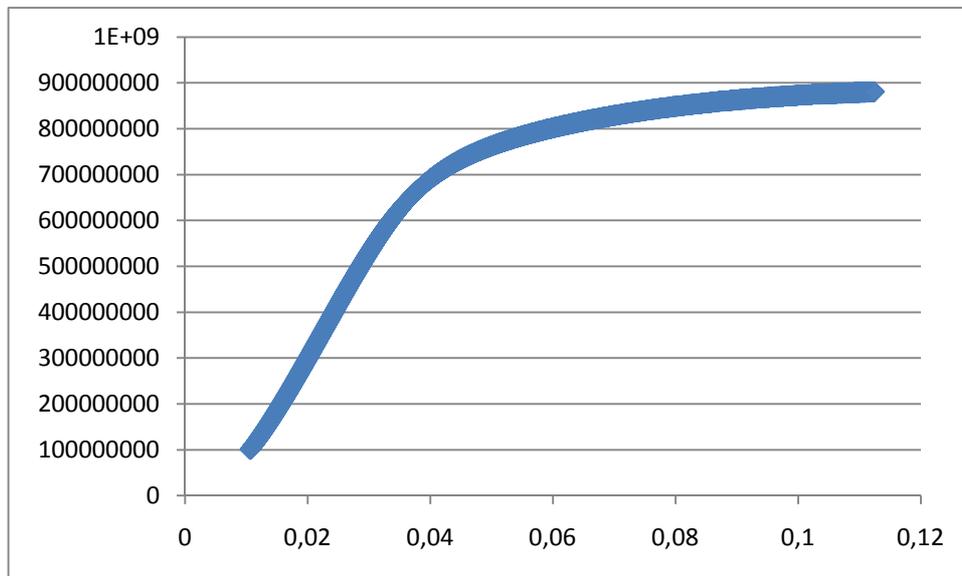
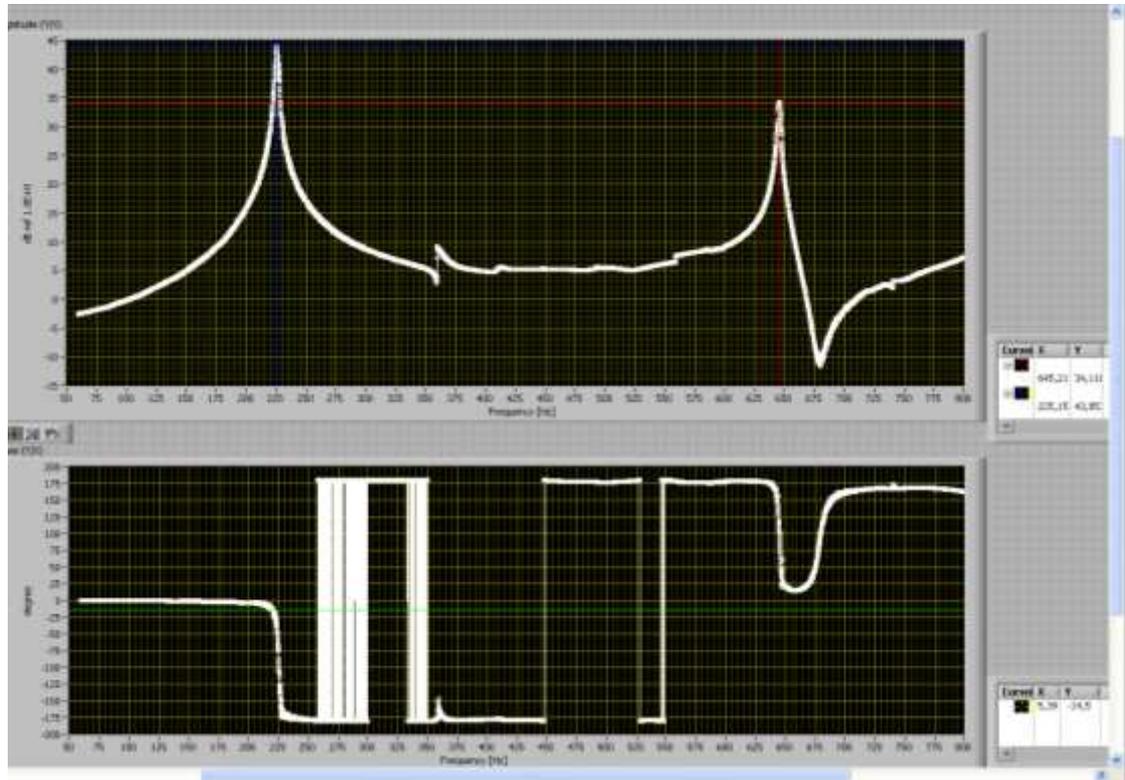


BARRA 16

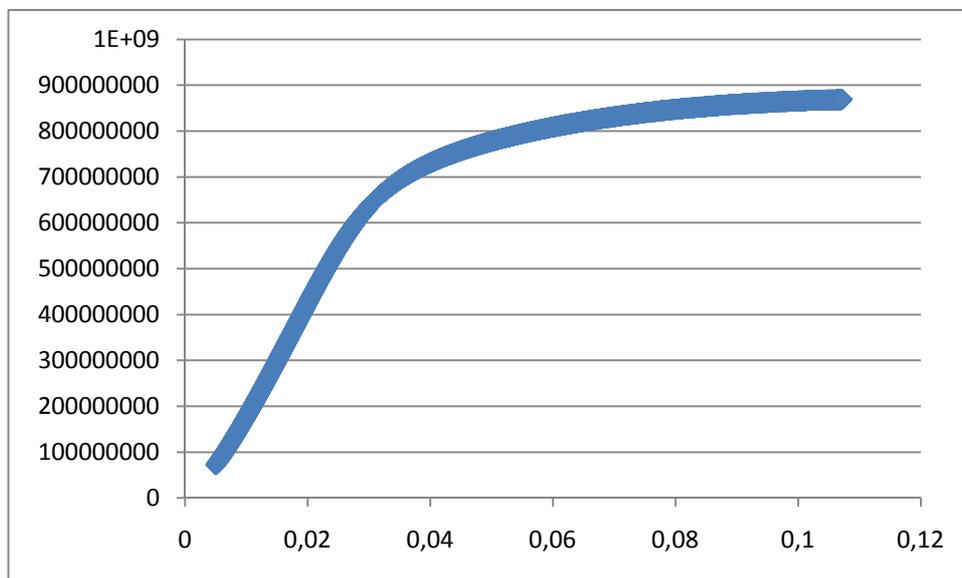
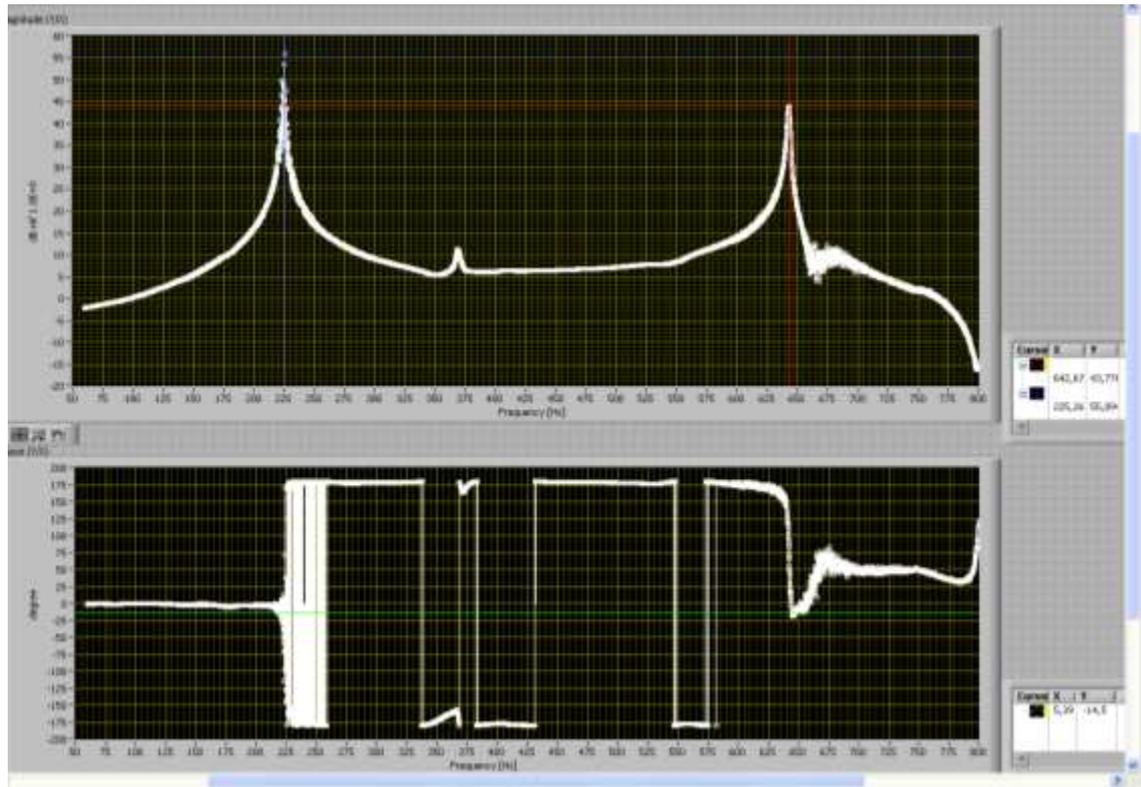


11.4 ANEXO D. Gráficos de Prueba de Resonancia y de Tracción, Grupo T2

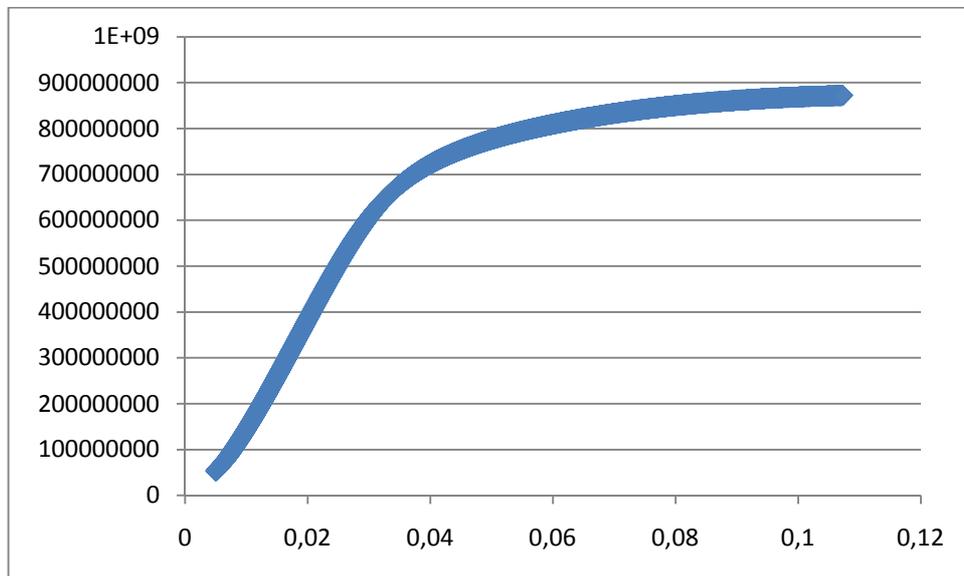
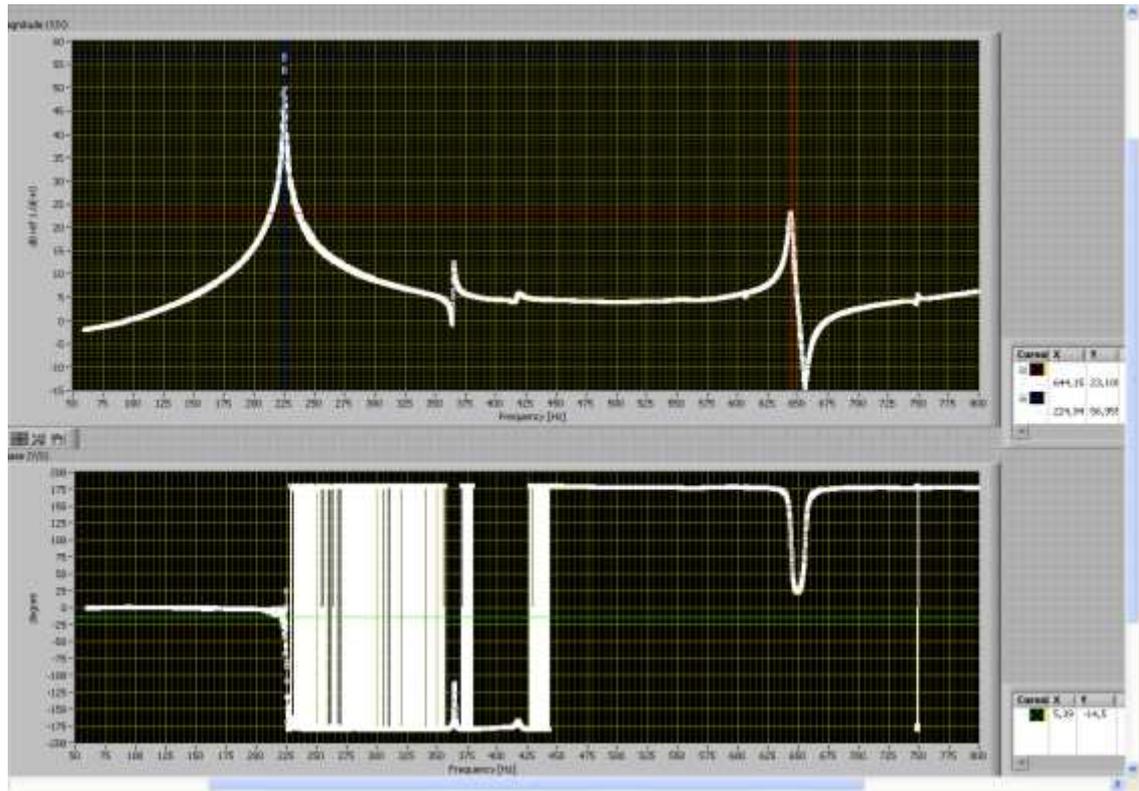
BARRA T2-1



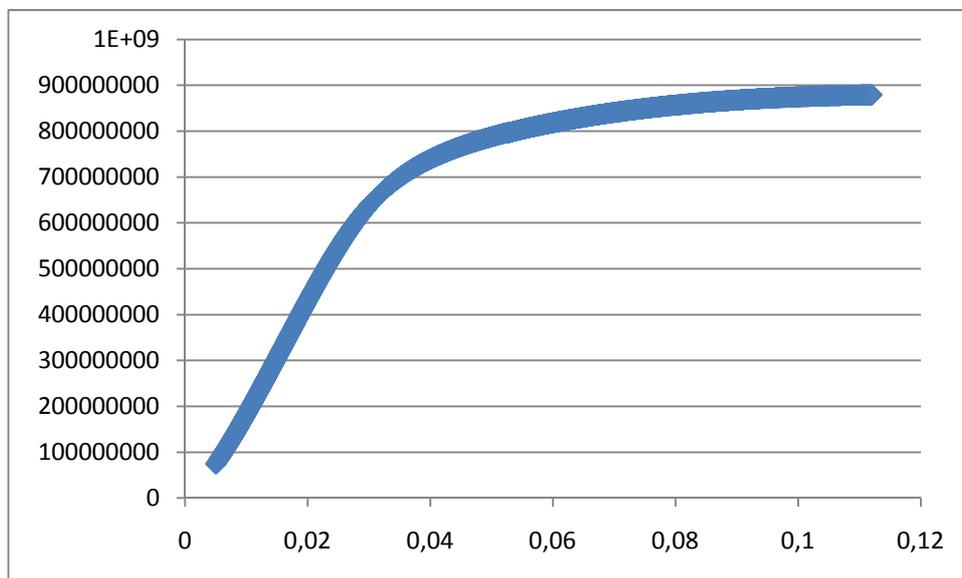
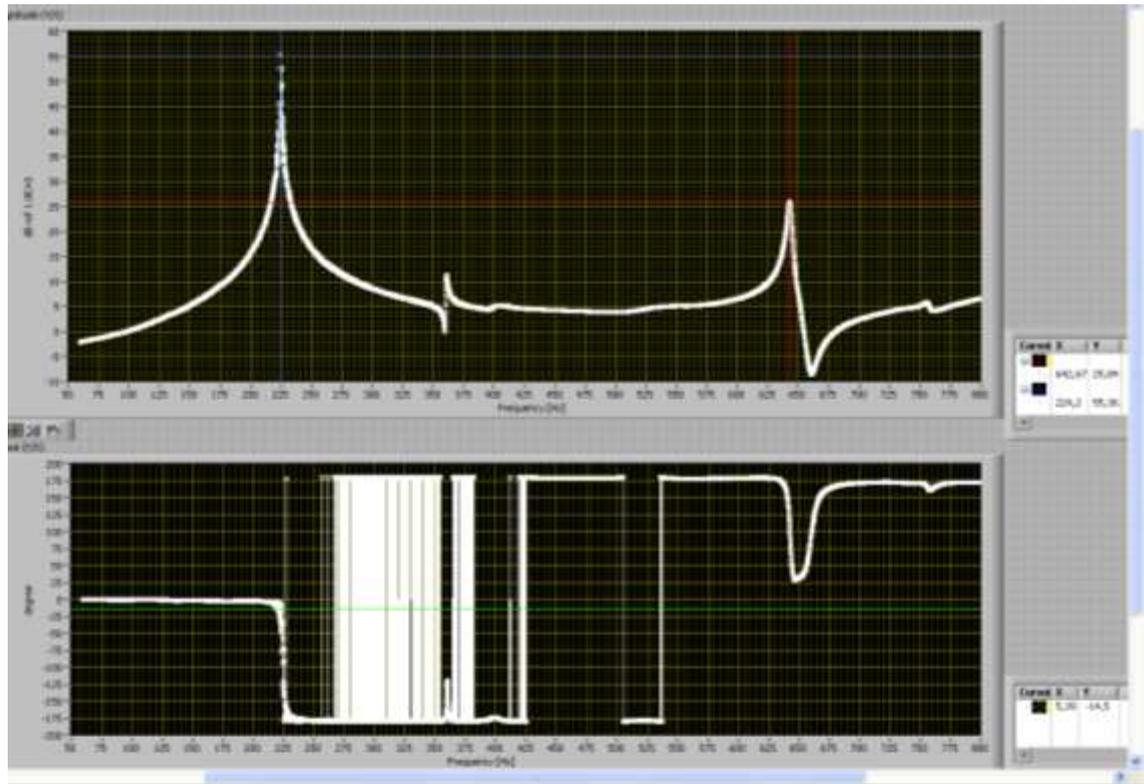
BARRA T2-2



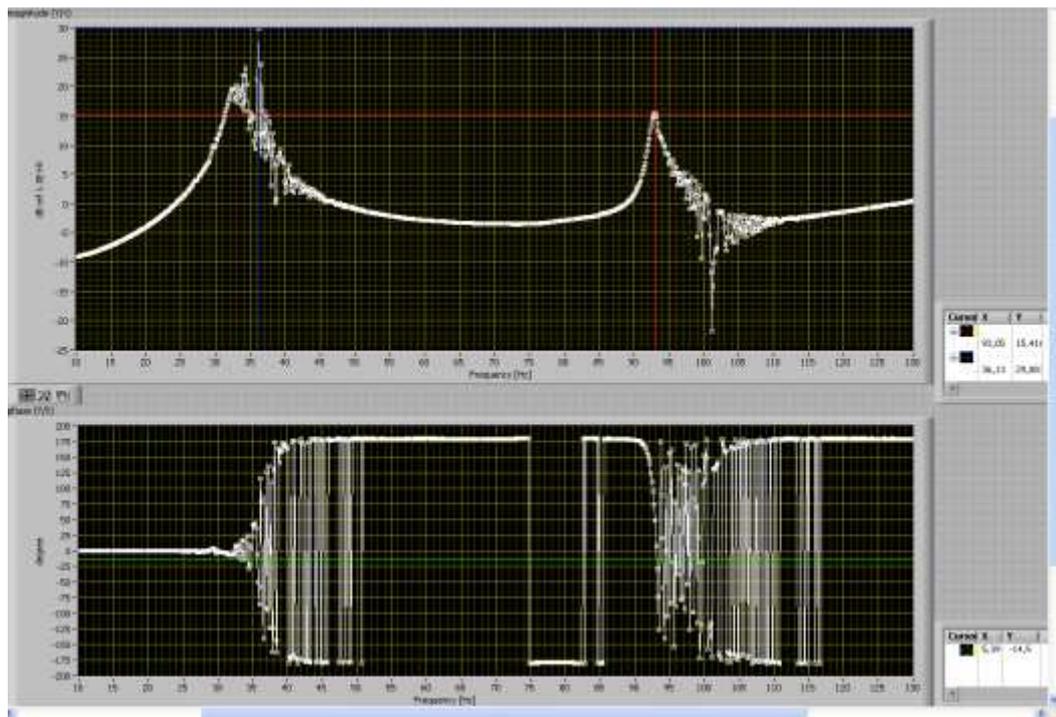
BARRA T2-3



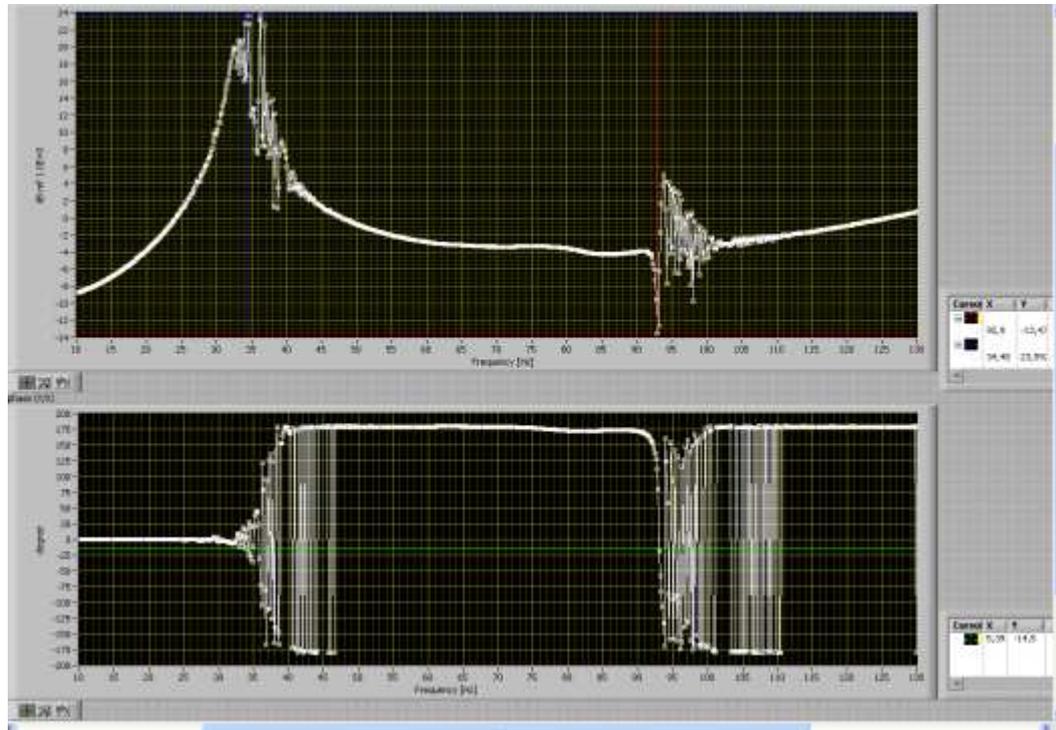
BARRA T2-4



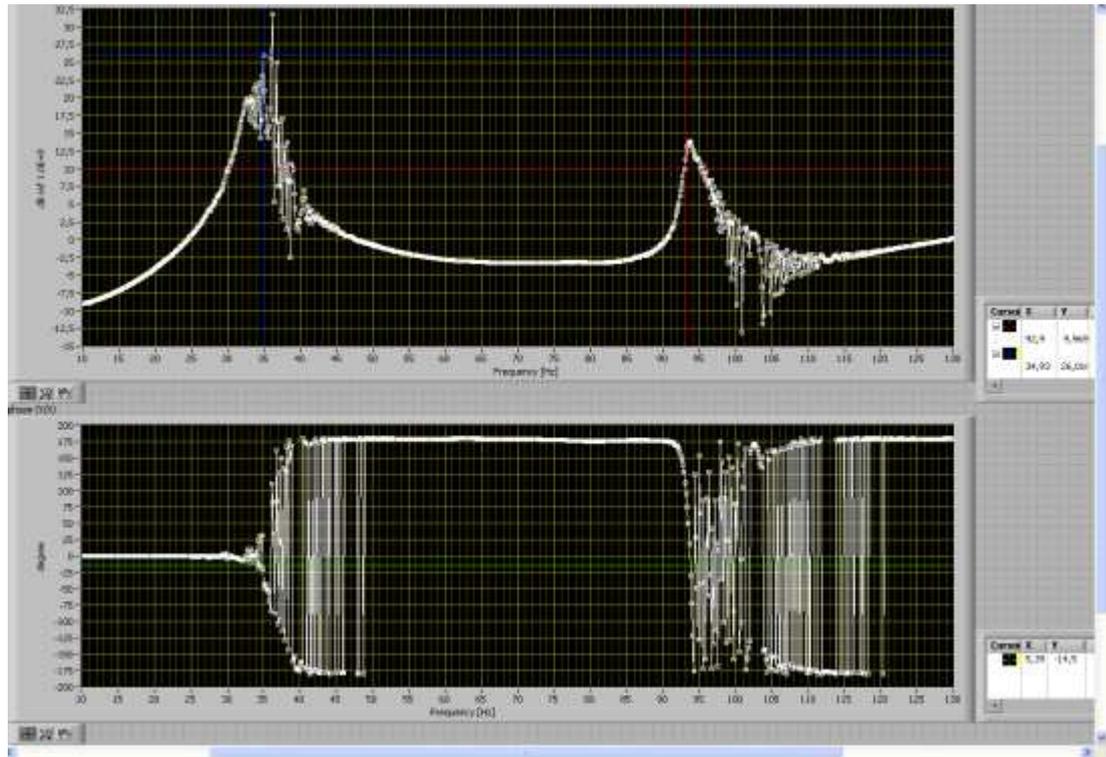
11.5 ANEXO E. Gráficos de Pruebas de Resonancia Grupo V
BARRA V1-1



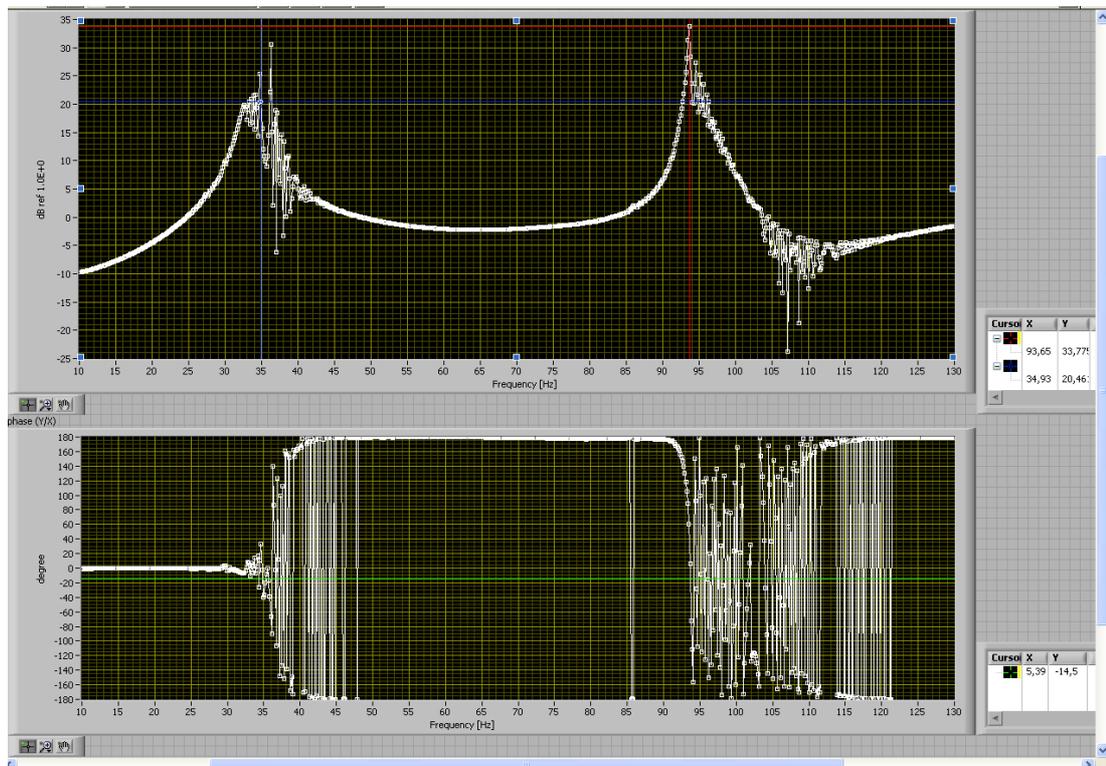
BARRA V1-2



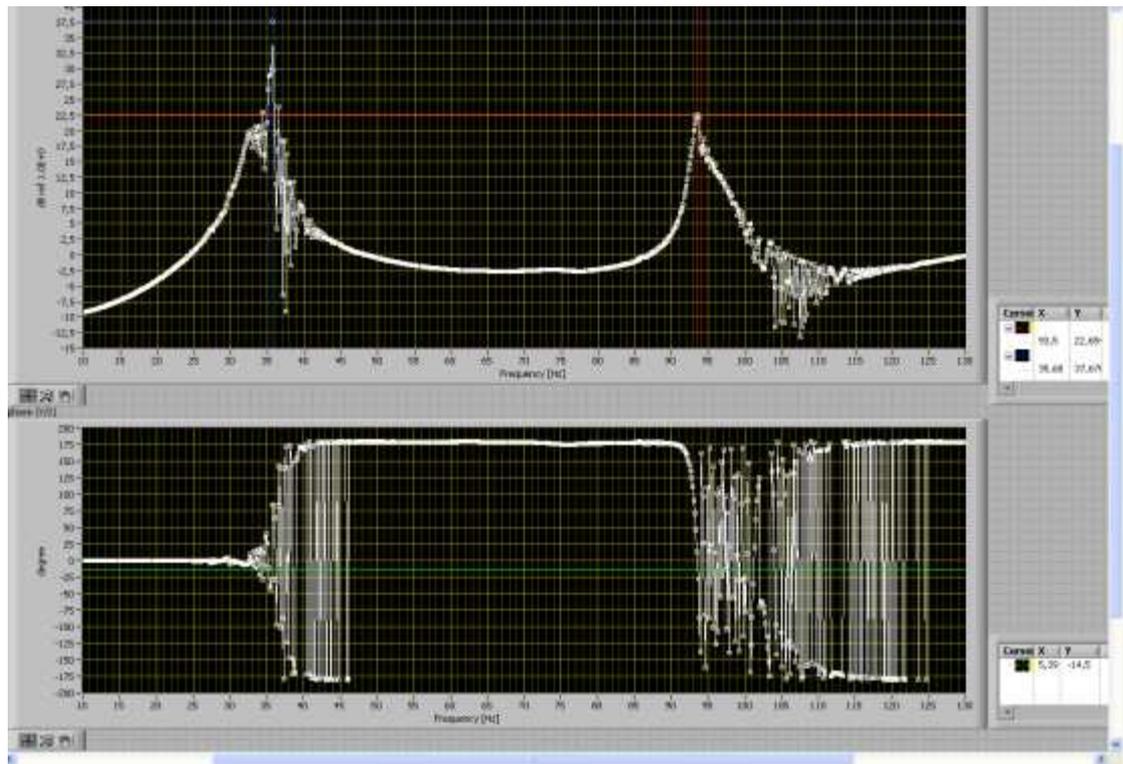
BARRA V2-1



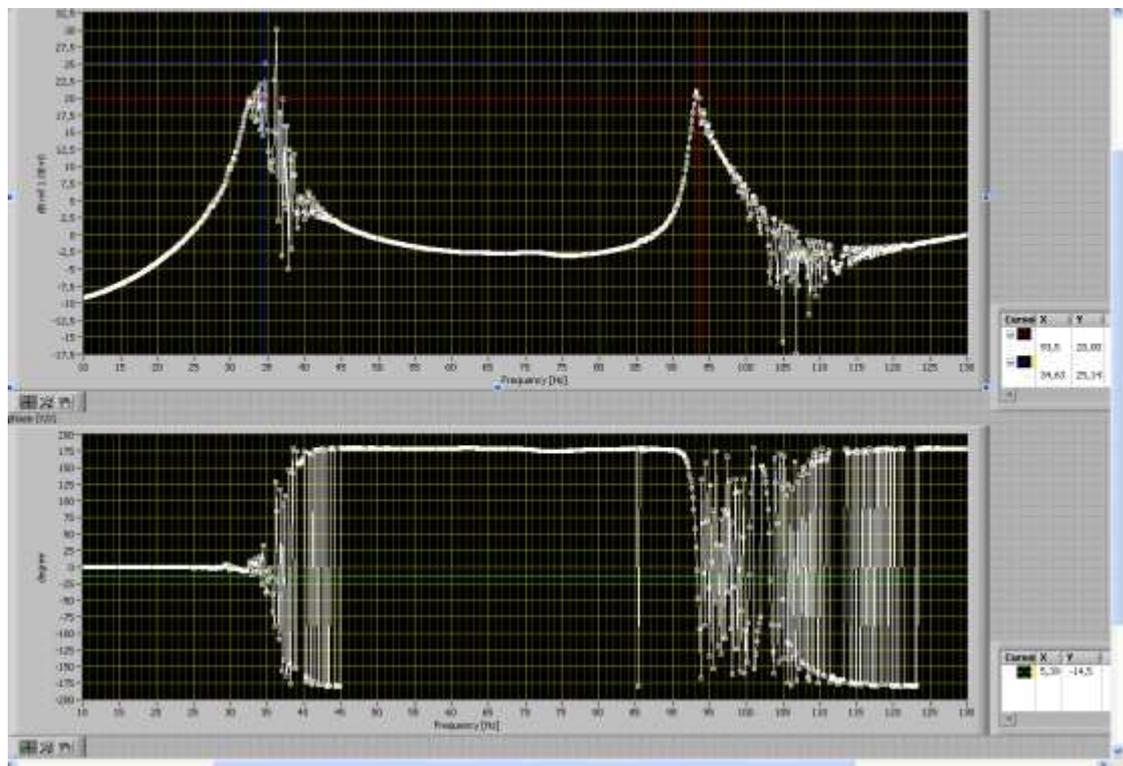
BARRA V2-2



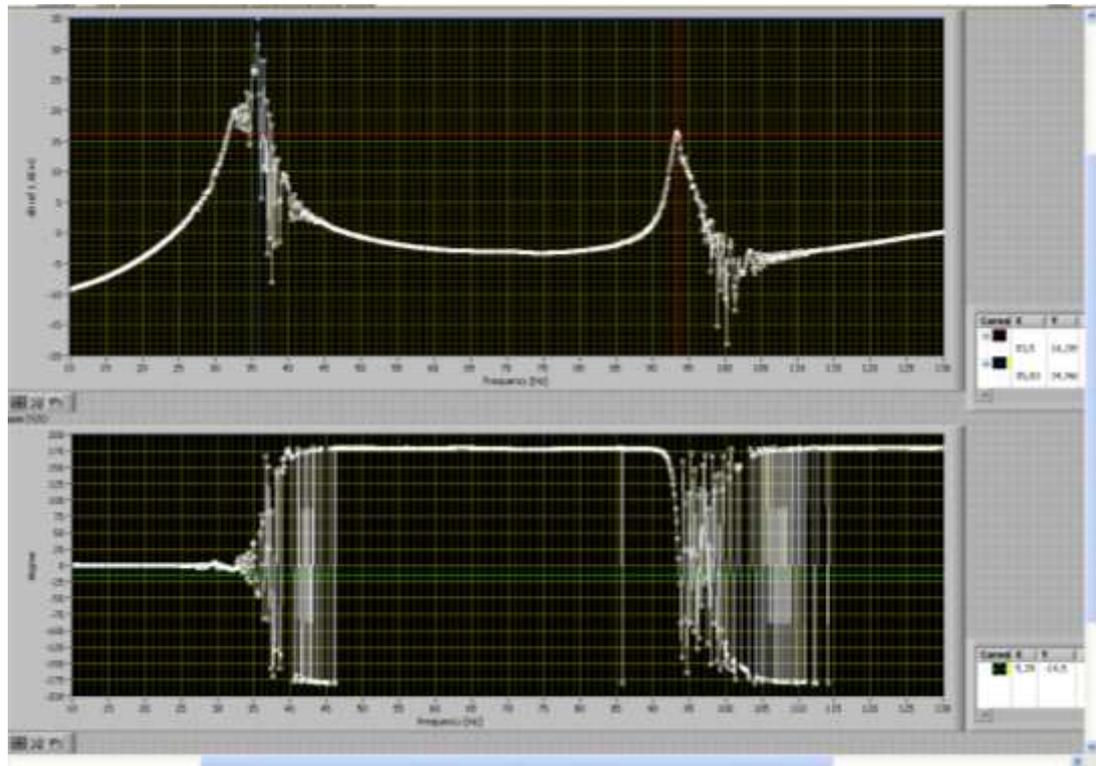
BARRA V3-1



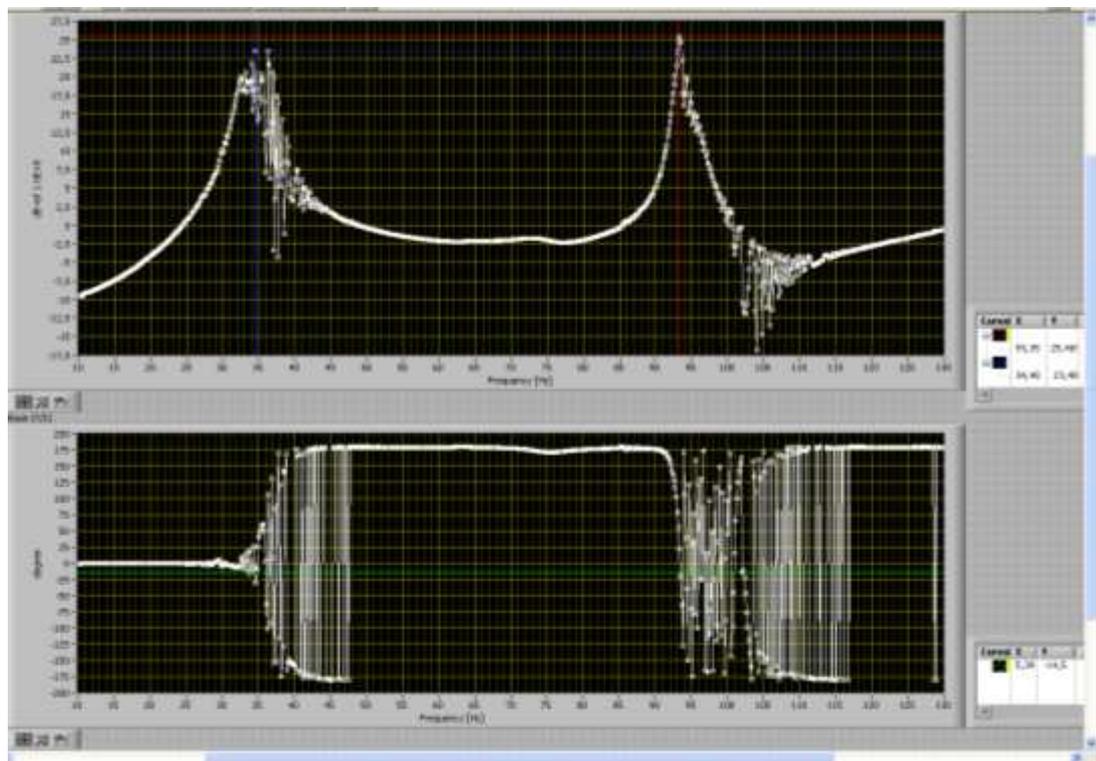
BARRA V3-2



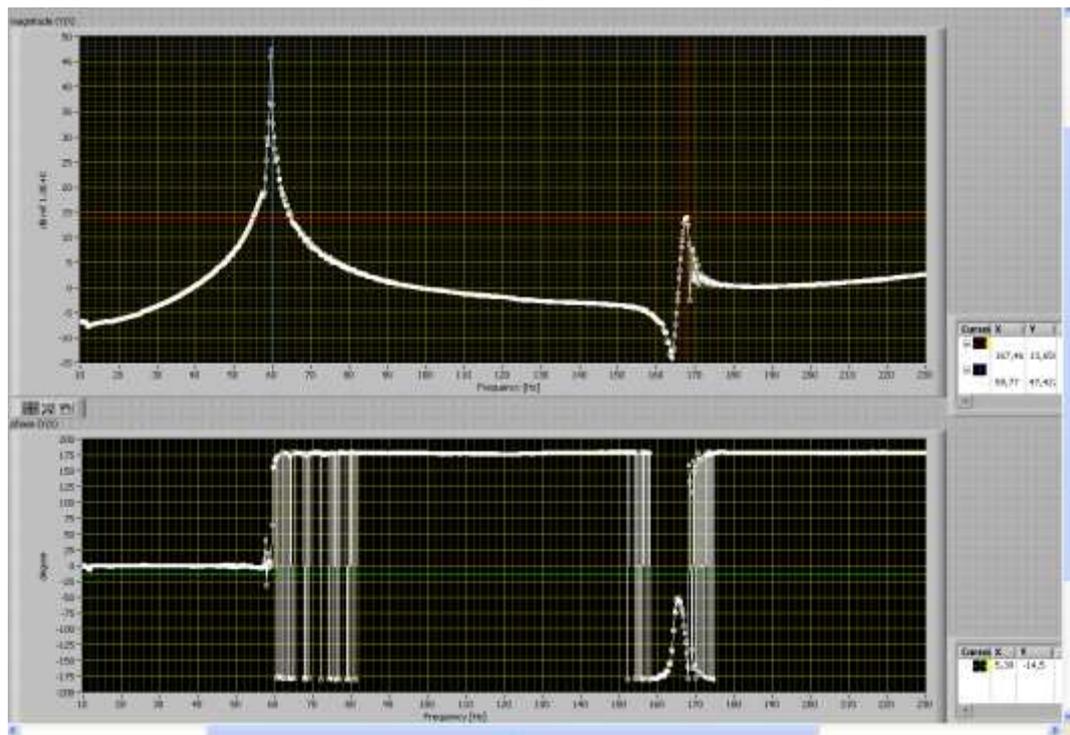
BARRA V4-1



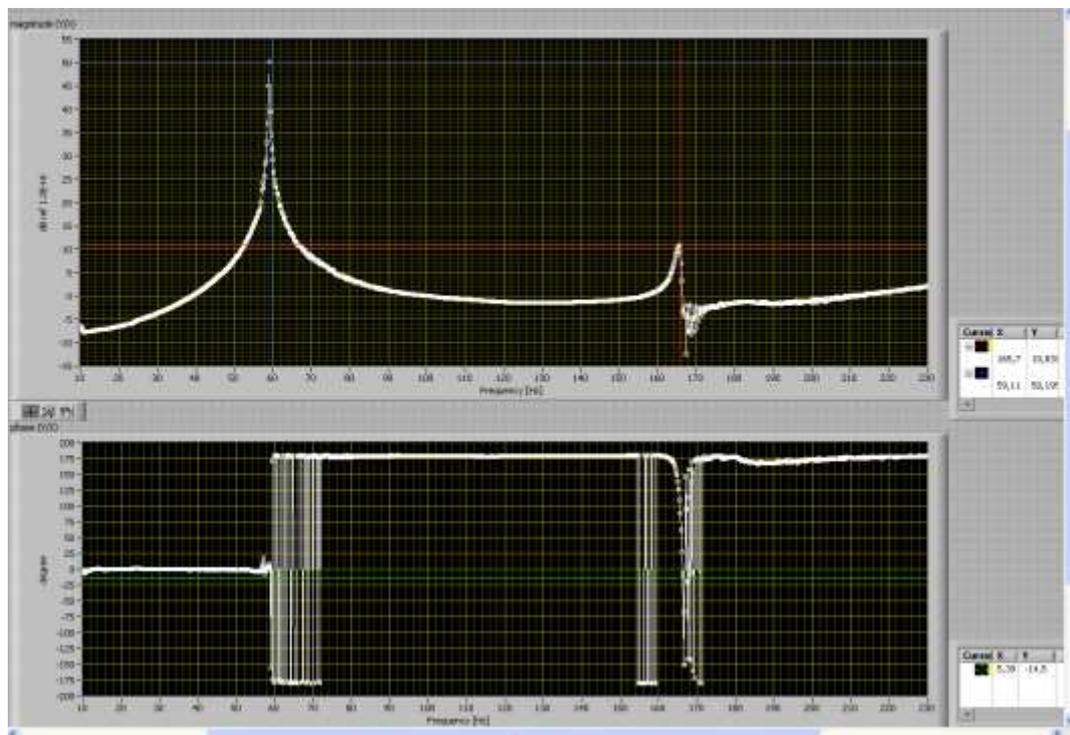
BARRA V4-2



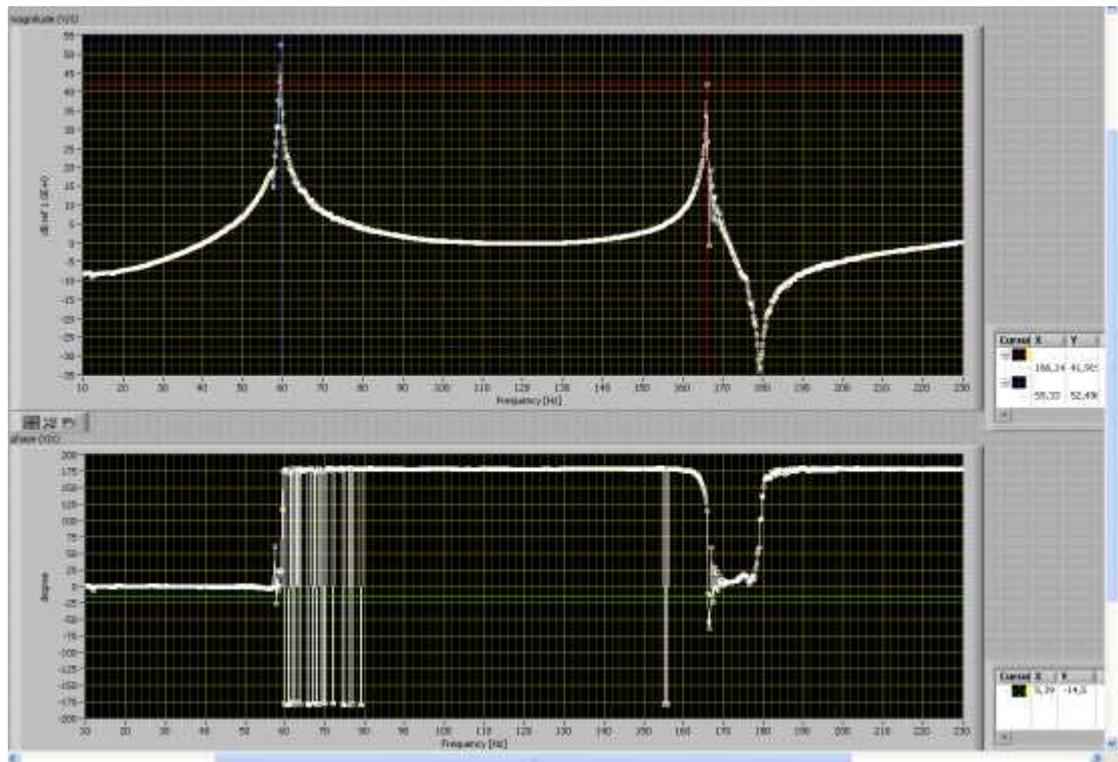
11.6 ANEXO F. Gráficos de Pruebas de Resonancia Grupo H BARRA H-1



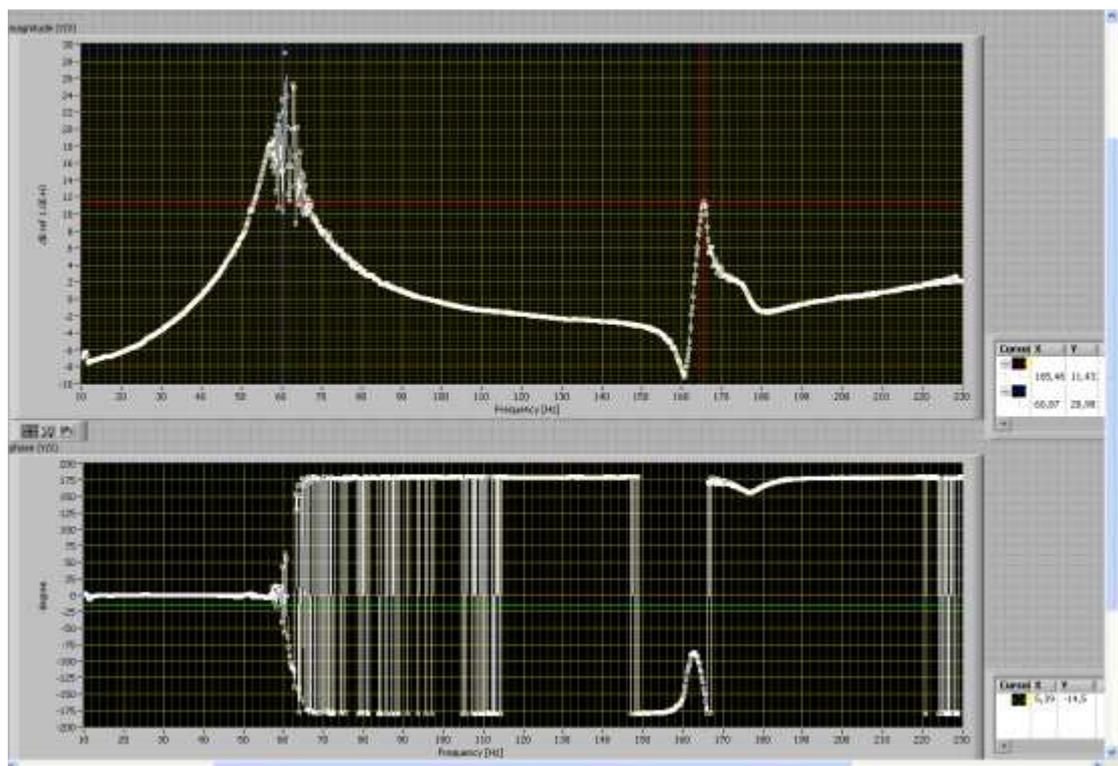
BARRA H-2



BARRA H-3



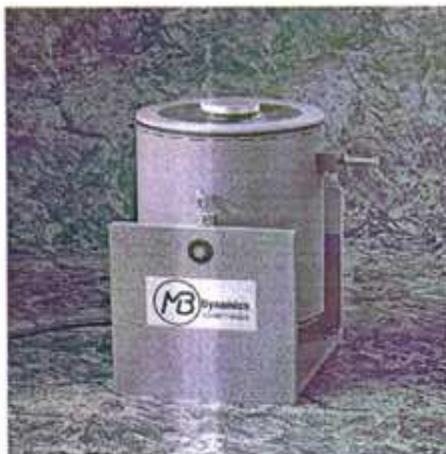
BARRA H-4



11.7 ANEXO G. MANUAL SHAKER



PM-SHAKERS Specifications



MB PM-Series Shakers use *permanent magnet technology* and the voice coil principle to create vibration. These general-purpose shakers are heavy duty, industrial-quality equipment with a proven track record of lasting ten, fifteen, even over twenty years in demanding applications. You can buy "bargain basement" shakers or you can invest in MB PM-Shakers that will provide you with years of dependable, reliable, and consistent testing. Choose from five different sizes -- depending on your needs -- with maximum sine force ratings of 25, 50, 100, 250 or 500 pounds.

The PM25A, PM50A, and PM100A Shakers all have ½" stroke and a 2.7" diameter mounting table. The PM250HP and PM500HP Shakers each have 2" of stroke and a 4.1" diameter mounting table.



PERFORMANCE RATINGS

* Rated output with forced air cooling. Derate 30% for natural convection cooling.

Description	PM25A	PM50A	PM100A	PM250HP	PM500HP
Force Output	25 pounds Pk*	50 pounds Pk*	100 pounds Pk*	250 pounds Pk*	500 pounds Pk*
Displacement	0.5" Pk-Pk	0.5" Pk-Pk	0.5" Pk-Pk	2" Pk-Pk	2" Pk-Pk
Velocity	70 in/sec Pk	70 in/sec Pk	70 in/sec Pk	60 in/sec Pk	60 in/sec Pk
Acceleration (bare table)	50 g Pk	80 g Pk	106 g Pk	80 g Pk	80 g Pk
Frequency Range	DC-10,000 Hz	DC-10,000 Hz	DC-7000 Hz	DC-3500 Hz	DC-3000 Hz
Cooling	8 scfm @3" H ₂ O	13 scfm @3" H ₂ O	26 scfm @12" H ₂ O	80 scfm @30" H ₂ O	80 scfm @30" H ₂ O
Coil Current & Resistance	4 amps; 2.7 ohms	8.5 amps; 1.3 ohms	8 amps; 2.6 ohms	40 amps; 0.21 ohms	38 amps; 0.5 ohms
Suspension Stiffness	75 lbs/in	75 lbs/in	75 lbs/in	40 lbs/in	40 lbs/in
Stray Field - 1" over center	< 20 gauss	< 7 gauss	< 8 gauss	< 40 gauss	< 20 gauss
DC Centering				Drives 25 lbs to 1" Pk-Pk with 20% force derating	Drives 50 lbs to 1" Pk-Pk with 20% force derating

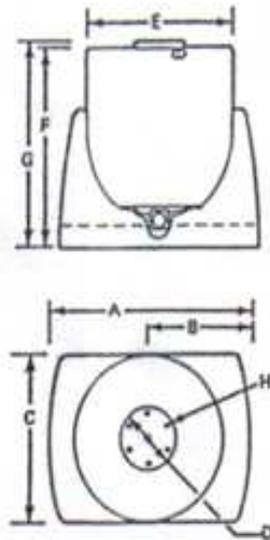
MECHANICAL SPECIFICATIONS

Description	PM25A	PM50A	PM100A	PM250HP	PM500HP
Mounting Surface Bolt Holes	Six 10-32 threaded holes at 60° on 2.25" bolt circle (+ center)	Six 10-32 threaded holes at 60° on 2.25" bolt circle (+ center)	Six 10-32 threaded holes at 60° on 2.25" bolt circle (+ center)	Six 1/2x28 threaded holes at 60° on 3.50" bolt circle (+ center)	Six 1/2x28 threaded holes at 60° on 3.50" bolt circle (+ center)
Moving Element Diam.	2.70"	2.70"	2.70"	4.10"	4.10"
Base Footprint	10" x 7.5"	10" x 7.5"	10" x 7.5"	18" x 14"	18" x 14"
Body Diameter	7"	7"	7"	14 1/2"	14 1/2"
Height (to table top)	7 1/2"	9 1/2"	13 1/2"	17 1/2"	20 1/2"
Moving Element Axial Resonance	8200 Hz	8000 Hz	6000 Hz	3000 Hz	2800 Hz
Weight, Moving Element	0.50 pounds	0.52 pounds	0.94 pounds	2.6 pounds	5.0 pounds
Weight, Exciter	38 pounds	55 pounds	80 pounds	250 pounds	420 pounds
Weight, Base	7 pounds	11 pounds	15 pounds	25 pounds	25 pounds
Base Type	2-position; rigid	2-position; rigid	2-position; rigid	trunnion	trunnion
Trunnion Base	optional	optional	optional	standard	standard
Cooling Connections	0.5" NPT	0.5" NPT	0.5" NPT	2.0" port	2.0" port

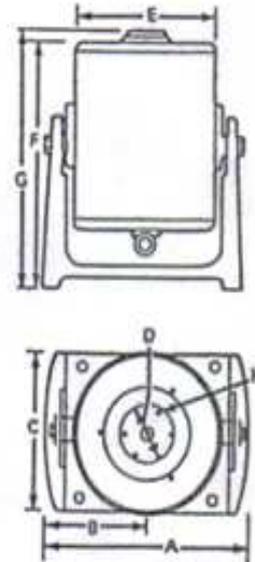
(Example 6 Specifications subject to change without notice) 11/17

DIMENSIONS

PM SHAKERS
25A / 50A / 100A



PM SHAKERS
250HP / 500HP



Dimensions	A	B	C	D	E	F	G	H	Cooling
PM25A	10"	5"	5 1/2"	2.25"	7-3/8"	7-7/32"	7-15/32"	10-32	1/2" NPT connection for cooling air 6 CFM at 3" H ₂ O
PM50A	10"	5"	7 1/2"	2.25"	7-3/8"	9-7/32"	9-15/32"	10-32	1/2" NPT connection for cooling air 13 CFM at 4" H ₂ O
PM100A	10"	5"	7 1/2"	2.25"	7-3/8"	13-7/32"	13-15/32"	10-32	1/2" NPT connection for cooling air 26 CFM at 12" H ₂ O
PM250HP	18"	9"	14"	3.50"	14 1/2"	16-5/8"	17-3/16"	1/2" - 28	2" connection for cooling air 60 CFM
M500HP	18"	9"	14"	3.50"	14 1/2"	19-3/4"	20-5/16"	1/2" - 28	2" connection for cooling air 80 CFM

(Example 6 Specifications subject to change without notice) 11/17

11.8 ANEXO H. MANUAL FUENTE AMPLIFICADORA MB500VI



MB Series Linear Amplifiers

for use with MB MODAL, ENERGIZER, PM-SERIES, and CAL Shakers

SPECIFICATIONS	MB500VI	MB1000VI
Frequency Range	DC-20,000 Hz, -3 dB Useable to 50kHz at reduced power levels	DC-20,000 Hz, -3 dB
Input Coupling	AC or DC	AC or DC
Feedback Mode	Voltage or Current, switchable with External Toggle Switch	Voltage or Current, switchable with External Toggle Switch
Input Impedance	>10k Ω	>10k Ω
Input Power Requirements	100, 110, 120, 200, 220, 240 VAC; 48-62 Hz	100, 110, 120, 200, 220, 240 VAC; 50/60 Hz
Input Power Required	1,000 VA (max)	2,000 VA (max)
Max. Output Volts	25 V RMS	50 V RMS
Max. Output Amps	20 A RMS (30 A Pk)	20 A RMS (30 A Pk)
Over Current & Voltage Shutdown	User-adjustable trips, external	User-adjustable trips, external
Over Temperature Protection	Yes	Yes
Set-up and Monitor Amplifier from Remote PC	Over LAN or Wireless Link Using MB-supplied GUI	Over LAN or Wireless Link Using MB-supplied GUI
Current measurement	BNC, 250 mV/A; front panel LCD	BNC, 250 mV/A; front panel LCD
Total Harmonic Distortion	< 1.0%	< 1.0%
Dimensions (rack mount)	3 1/2" H (2HE); 19" W (482 mm); 14 1/4" D (362 mm)	7" H (4HE); 19" W (482 mm); 14 1/4" D (362 mm)
Signal In for Full Power Out	\pm 3 V pk (Factory) (Int. switch: \pm 1, 3, 5, 10 Vpk)	\pm 3 V pk (Factory) (Int. switch: \pm 1, 3, 5, 10 Vpk)
Weight or mass	33 lbs (15 kg)	73 lbs. (33 kg)
CE Mark	Yes	Yes
Instruction Manual	Yes	Yes

Specs subject to change without notice



MB500VI Power Amplifier

MB Dynamics Inc - 35865 Richmond Road - Cleveland OH 44146 USA - 216.292.5850 - fax 216.292.5614 - www.mbdynamics.com
©2008. MB Dynamics, Inc. All rights reserved. Specifications subject to change without notice. (11/08)

11.9 ANEXO I. MANUAL TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS DE SONIDO Y VIBRACION NI9233

Sound and Vibration Data Acquisition

NI 9233, NI 9234 *NEW!*

- 24-bit resolution
- 102 dB dynamic range
- 4 simultaneous analog inputs
- ±5 V input range
- Antialiasing filters
- TEDS read/write
- Supported in NI CompactDAQ, CompactRIO, and Hi-Speed USB carrier

Recommended Software

- LabVIEW
- LabVIEW Sound and Vibration Toolkit
- Sound and Vibration Measurement Suite



Model	Max Sampling Rate	IEPE	Coupling
NI 9233	50 kS/s	Always enabled (2 mA)	AC coupling
NI 9234	51.2 kS/s	Software selectable (0 or 2 mA)	Software selectable (AC/DC coupling)

Table 1. C Series Dynamic Signal Acquisition Selection Guide

Overview

The National Instruments 9233 and 9234 are four-channel dynamic signal acquisition modules for making high-accuracy measurements from IEPE sensors. The NI 9233 and 9234 C Series analog input modules deliver 102 dB of dynamic range and incorporate IEPE (2 mA constant current) signal conditioning for accelerometers and microphones. The four input channels simultaneously acquire at rates from 2 to 50 kS/s or, with the NI 9234, up to 51.2 kS/s. In addition, the modules include built-in antialiasing filters that automatically adjust to your sampling rate. Compatible with a single-module USB carrier and NI CompactDAQ and CompactRIO hardware, the NI 9233 and 9234 are ideal for a wide variety of mobile/portable applications such as industrial machine condition monitoring and in-vehicle noise, vibration, and harshness testing.

Hardware

Analysis Capabilities Each simultaneous signal is buffered, analog prefiltered, and sampled by a 24-bit delta-sigma analog-to-digital converter (ADC) that performs digital filtering with a cutoff frequency that automatically adjusts to your data rate. The NI 9233 and 9234 feature a voltage range of ±5 V and a dynamic range of more than 100 dB. In addition, the modules include the capability to read and write to transducer electronic data sheet (TEDS) Class 1 smart sensors. The NI 9233 and 9234 provide ±30 V of

overvoltage protection (with respect to chassis ground) for IEPE sensor connections. The NI 9234 has three software-selectable modes of measurement operation: IEPE-on with AC coupling, IEPE-off with AC coupling, and IEPE-off with DC coupling. IEPE excitation and AC coupling are not software-selectable and are always enabled for the NI 9233.

The NI 9233 and 9234 use a method of A/D conversion known as delta-sigma modulation. If, for example, the data rate is 25 kS/s, then each ADC actually samples its input signal at 3.2 MS/s (128 times the data rate) and produces samples that are applied to a digital filter. This filter then expands the data to 24 bits, rejects signal components greater than 12.5 kHz (the Nyquist frequency), and digitally resamples the data at the chosen data rate of 25 kS/s. This combination of analog and digital filtering provides an accurate representation of desirable signals while rejecting out-of-band signals. The built-in antialiasing filters automatically adjust themselves to discriminate between signals based on the frequency range, or bandwidth, of the signal.

Sound and Vibration Data Acquisition

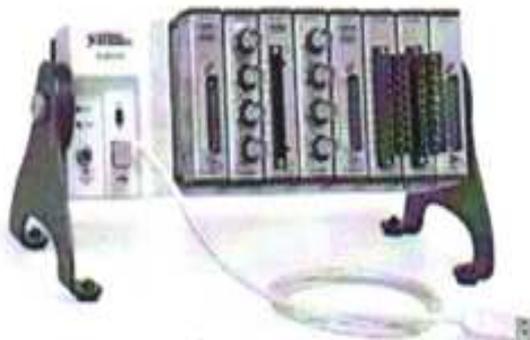
USB Platform

The NI Hi-Speed USB carrier makes portable data acquisition easy. Simply plug the NI 9233 or 9234 into the USB carrier and begin acquiring data. Communication to the USB carrier is over Hi-Speed USB, guaranteeing data throughput.



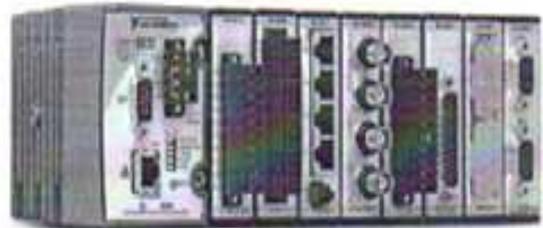
NI CompactDAQ Platform

NI CompactDAQ delivers the simplicity of USB to sensor and electrical measurements on the benchtop, in the field, and on the production line. By combining the ease of use and low cost of a data logger with the performance and flexibility of modular instrumentation, NI CompactDAQ offers fast, accurate measurements in a small, simple, and affordable system. Flexible software options make it easy to use NI CompactDAQ to log data for simple experiments or to develop a fully automated test or control system. The modular design can measure up to 256 channels of electrical, physical, mechanical, or acoustical signals in a single system. In addition, per-channel ADCs and individually isolated modules ensure fast, accurate, and safe measurements.



NI CompactRIO Platform

When used with the small, rugged CompactRIO embedded control and data acquisition system, NI C Series analog input modules connect directly to reconfigurable I/O (RIO) field-programmable gate array (FPGA) hardware to create high-performance embedded systems. The reconfigurable FPGA hardware within CompactRIO provides a variety of options for custom timing, triggering, synchronization, filtering, signal processing, and high-speed decision making for all C Series analog input modules. For instance, with CompactRIO, you can implement custom triggering for any analog sensor type on a per-channel basis using the flexibility and performance of the FPGA and the numerous arithmetic and comparison function blocks built into NI LabVIEW FPGA.



Sound and Vibration Data Acquisition

Analysis Software

The NI 9233 and 9234 are well-suited for noise and vibration analysis applications. The NI Sound and Vibration Measurement Suite, which specifically addresses these applications, has two components: the NI Sound and Vibration Assistant and LabVIEW analysis VIs (functions) for power spectra, frequency response (FRF), fractional octave analysis, sound-level measurements, order spectra, order maps, order extraction, sensor calibration, human vibration filters, and torsional vibration.

NI Sound and Vibration Assistant

The Sound and Vibration Assistant is interactive software designed to simplify the process of acquiring and analyzing noise and vibration signals by offering:

- A drag-and-drop, interactive analysis and acquisition environment
- Rapid measurement configuration
- Extended functionality through LabVIEW

Interactive Analysis Environment

The Sound and Vibration Assistant introduces an innovative approach to configuring your measurements using intuitive drag-and-drop steps. Combining the functionality of traditional noise and vibration analysis software with the flexibility to customize and automate routines, the Sound and Vibration Assistant can help you streamline your application.

Rapid Measurement Configuration

There are many built-in steps available for immediate use in the Sound and Vibration Assistant. You can instantly configure a measurement and analysis application with:

- Hardware I/O – generation and acquisition of signals from a variety of devices, including data acquisition devices and modular instruments
- Signal processing – filtering, windowing, and averaging
- Time-domain analysis – sound- and vibration-level measurements
- ANSI and IEC fractional-octave analysis
- Frequency-domain analysis – power spectrum, frequency response, power-in-band, peak search, and distortion
- Order analysis – tachometer processing, order power spectrum, order tracking, and order extraction
- Report generation – ability to drag and drop signals to Microsoft Excel or export data to Microsoft Word or UFF58 files

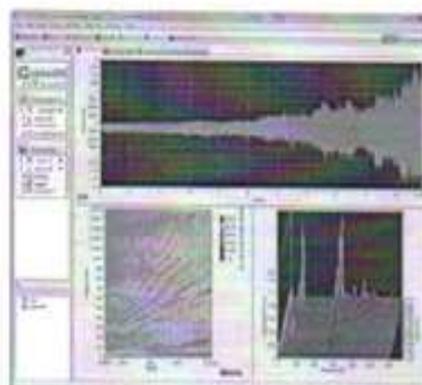


Figure 1. NI Sound and Vibration Assistant Performing Engine Run-up Test

Extended Functionality through LabVIEW

Reuse your measurement applications developed with the Sound and Vibration Assistant in LabVIEW by converting projects into LabVIEW block diagrams. With the LabVIEW full-featured graphical programming environment, you can further automate your application or customize your analysis.

Sound and Vibration Analysis VIs for LabVIEW

With the sound and vibration analysis VIs in LabVIEW, you can develop a variety of custom audio, acoustic, and vibration applications. Functionality includes:

- Full, 1/3, 1/5, 1/12, and 1/24 octave analysis with linear, A, B, or C weighting
- Baseband, zoom, and subset power spectrum
- Peak search and Power in band
- Frequency response (FRF)
- Filtering
- Swept sine
- Distortion analysis (THD, THD+N, IMD)
- Noise measurements (SNR)
- Human vibration weighting filters
- Torsional vibration
- Tachometer signal processing
- Order tracking, spectrum, and Order extraction
- Waterfall display for power, octave, and order spectra
- Shaft centerline, orbit, Bode, and polar plot format
- File input and output to UFF58

Sound and Vibration Data Acquisition

Recommended Hardware

The Sound and Vibration Measurement Suite includes more than 50 examples that work with both dynamic signal acquisition (DSA) and multifunction data acquisition devices. For sound and vibration data acquisition, National Instruments recommends DSA devices. With 24-bit ADCs and digital-to-analog converters (DACs) and integrated antialiasing filters, DSA devices are ideal for acoustic, noise, and vibration measurements.

There are numerous system requirements to consider when selecting data acquisition hardware for measuring or generating sound and vibration signals. From IEPE signal conditioning for accelerometers and microphones to high dynamic range (up to 118 dB) and multichannel synchronization (up to 13,000 channels), National Instruments offers a wide range of hardware products for your applications.

Product	Bus	Input Resolution (bits)	Dynamic Range (dB)	Sampling Rate per Channel	Analog Inputs	Input Range	Gain Settings	Coupling	TEBS Support	Analog Outputs
High Performance										
NI 4461	PXI, PCI	24	118	204.8 kS/s	2	±42 V to 316 mV	-20 to 30 dB in 10 dB increments	AC/DC	✓	2
NI 4462	PXI, PCI	24	118	204.8 kS/s	4	±42 V to 316 mV	-20 to 30 dB in 10 dB increments	AC/DC	✓	-
High Density										
NI 4495	PXI	24	114	204.8 kS/s	16	±10 to 1 V	0 to 20 dB	DC	-	-
NI 4496	PXI	24	114	204.8 kS/s	16	±10 to 1 V	0 to 20 dB	AC	✓	-
NI 4498	PXI	24	114	204.8 kS/s	16	±10 V to 316 mV	0 to 20 dB	AC	✓	-
Low Cost										
NI 4472	PXI, PCI	24	110	102.4 kS/s	8	±10 V	-	AC/DC	-	-
NI 4474	PCI	24	110	102.4 kS/s	4	±10 V	-	AC/DC	-	-
Ultraportable										
NI 9233	USB	24	102	50 kS/s	4	±5 V	-	AC	✓	-
NI 9234	USB	24	102	51.2 kS/s	4	±5 V	-	AC/DC	✓	-

Table 2. Additional NI Dynamic Signal Acquisition Devices

Ordering Information

NI 9233	779015-01
NI 9233 with Sound and Vibration Measurement Suite	779015-02
NI USB-9233 with USB carrier	779365-01
NI USB-9233 with Sound and Vibration Measurement Suite	779366-01
NI 9234	779680-01
NI 9234 with Sound and Vibration Measurement Suite	779680-02
NI USB-9234	780235-01
NI USB-9234 with Sound and Vibration Measurement Suite	780235-02

BUY NOW!

For complete product specifications, pricing, and accessory information, call 800 813 3633 (U.S.) or go to ni.com/soundandvibration.

Sound and Vibration Data Acquisition

NI 9233 Specifications

» For complete specifications, see the **NI 9233 Operating Instructions and Specifications** at ni.com/manuals.

The following specifications are typical for the range 0 to 60 °C unless otherwise noted.

Input Characteristics

Number of channels	4 analog input
ADC resolution	24 bits
Type of ADC	Delta-sigma (with analog prefiltering)

Data rate (fs)

Minimum	2 kS/s
Maximum	50 kS/s

Master timebase (internal)

Frequency	12.8 MHz
Accuracy	±100 ppm max
Input coupling	AC

AC cutoff frequency

-3 dB	0.5 Hz typ
-0.1 dB	4.2 Hz max

AC voltage full-scale range

Typical	5.4 V _{pk}
Minimum	5 V _{pk}
Maximum	5.8 V _{pk}

Common-mode voltage

(AI- to earth ground)	±2 V
-----------------------	------

IEPE excitation current

Minimum	2.0 mA
Typical	2.2 mA
IEPE compliance voltage	19 V max

Overvoltage protection (with respect to chassis ground)

For an IEPE sensor connected to AI+ and AI-	±30 V
For a low-impedance source connected to AI+ and AI-	-6 to 30 V

Accuracy (0 to 60 °C)

Error	Accuracy
Calibrated max	±0.3 dB
Calibrated typ	±0.1 dB
Uncalibrated max	±0.8 dB

NI 9234 Specifications

» For complete specifications, see the **NI 9234 Specifications** at ni.com/manuals.

The following specifications are typical for the range 0 to 60 °C unless otherwise noted.

Input Characteristics

Number of channels	4 analog input
ADC resolution	24 bits
Type of ADC	Delta-sigma (with analog prefiltering)

Data rate (fs)

Minimum	1.65 kS/s
Maximum	51.2 kS/s

Master timebase (internal)

Frequency	13.1 MHz
Accuracy	±50 ppm max
Input coupling	Software-selectable AC/DC

AC cutoff frequency

-3 dB	0.5 Hz typ
-0.1 dB	4.6 Hz max

AC voltage full-scale range

Typical	5.1 V _{pk}
Minimum	5 V _{pk}
Maximum	5.2 V _{pk}

Common-mode voltage

(AI- to earth ground)	±2 V
-----------------------	------

IEPE excitation current

Minimum	2.0 mA
Typical	2.1 mA
IEPE compliance voltage	19 V max

Overvoltage protection (with respect to chassis ground)

For an IEPE sensor connected to AI+ and AI-	±30 V
For a low-impedance source connected to AI+ and AI-	-6 to 30 V

Accuracy (0 to 60 °C)

Error	Accuracy
Calibrated max	±0.3 dB
Calibrated typ	±0.302 dB
Uncalibrated max	±0.16 dB

11.10 ANEXO J. MANUAL TARJETA DE GENERACION DE DATOS NI9263



Technical Sales
United States
(866) 531-6285
orders@ni.com

NI USB-9263

10 V Analog Output Module

- NI-DAQmx driver software and NI LabVIEW SignalExpress LE interactive data-logging software
- 16-bit resolution
- NIST-traceable calibration
- 4 simultaneously updated analog outputs



Overview

The NI USB-9263 is a four-channel analog output device with an update rate of 100 kS/s per channel. The USB-9263 kit includes the NI 9263 C Series module, the NI USB-9162 C Series module carrier, a USB cable, and a driver kit.

You can program the USB-9263 with the included NI-DAQmx API for use with NI LabVIEW or text-based programming languages such as NI LabWindows/CVI, ANSI C, C++, C#, Visual Basic 6.0, and .NET.

LabVIEW SignalExpress LE data-logging software is included with all NI-DAQmx hardware from National Instruments. Use this software to begin taking interactive measurements right out of the box.

The mark LabWindows is used under a license from Microsoft Corporation. Windows is a registered trademark of Microsoft Corporation in the United States and other countries.

Specifications

Specifications Documents

- Detailed Specifications

Specifications Summary

General

Form Factor	USB
Operating System / Target	Windows
Measurement Type	Voltage
Isolation Type	Ch-Earth Ground Isolation

Analog Input

Number of Channels	0
Analog Output	
Number of Channels	4
Update Rate	100 kS/s
Resolution	16 bits
Maximum Voltage Range	-10..10 V
Range Accuracy	.02247 V
Current Drive (Channel/Total)	1 mA/4 mA
Digital I/O	
Number of Channels	0
Counter/Timers	
Number of Counter/Timers	0

11.11 ANEXO K. MANUAL SENSOR DE FUERZA PCB 208C02



Model 208C02
ICP® Dynamic Force Sensor
Installation and Operating Manual

For assistance with the operation of this product , contact the Division of PCB Piezotronics, Inc.

Division toll-free 888-684-0015
24-hour SensorLineSM 716-684-0001
Fax 716-684-8877
E-mail force@pcb.com



PCB PIEZOTRONICS^{INC}
FORCE / TORQUE DIVISION

mounting studs (M081B05 for metric installation) are supplied.

Versions offering full-scale measurement ranges of 10 lb to 5000 lb compression (45 to 22k N) and 500 lb (2,200 N) tension are available. For higher ranges, consider the dedicated ring, link, or impact style sensor configurations.

Applications include matrix print-head studies, drop testing, machinery studies, punching and forming operations, tensile testing, fatigue testing, fracture analysis, and materials testing.

RINGS

Series 201B to 207C Ring Sensors are designed to measure compression forces from 10 lbs to 100,000 lbs (44.48 N to 444.8k N).

Each sensor is provided with a calibration certificate reflecting the sensitivity of the sensor using the supplied mounting stud. If the supplied stud cannot be used for installation, PCB can provide a custom calibration using the desired bolt for accurate sensitivity readings. Using a different mounting stud will result in a sensitivity that differs from the original calibration. Refer to Section 3 for recommended force ring mounting and preload requirements.

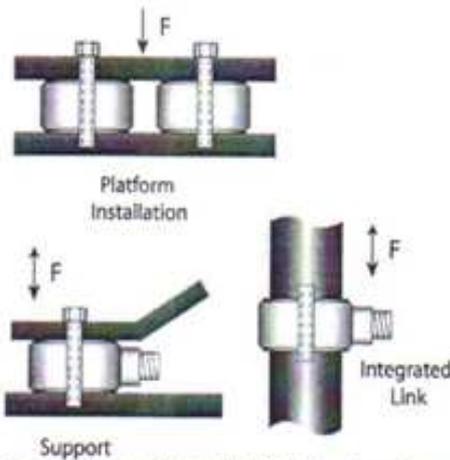


Figure 4 - Series 201 to 207 ICPs Ring Force Sensor

GENERAL PURPOSE - RADIAL

Model 208C01-C05 General Purpose Sensors are designed to measure compression and impact forces from 10 lbs to 5,000 lbs (44.48 N to 22.24 kN). Tension forces can be measured to 500 lbs. (2.224 kN). Model 084A03, a convex, stainless steel cap with integral 10-32 mounting stud is supplied for impact measurements. Polyimide film tape covers the cap surface to

reduce high frequency ringing associated with metal-to-metal impacts.

GENERAL PURPOSE - AXIAL

Models 208A11-A15 Axial Sensors provide performance and possess specifications similar to the Model 208C Sensors. These sensors are designed primarily to measure compression and impact forces from 10 lbs to 5,000 lbs (44.48 N to 22.24 kN). Tensile forces can be measured to 500 lbs (2.224 kN). The 10-32 axial electrical connector orientation associated with these sensors makes them ideal for installations when radial space is restricted or where physical connector damage may occur due to the nature of the specific application. The M7 x 0.75-6g mounting threads may be installed directly into test structure so that the 10-32 electrical connector exits from the opposite side of the mounting fixture to prevent potential damage. This version also uses the Model 084A03 cap for impact measurements.

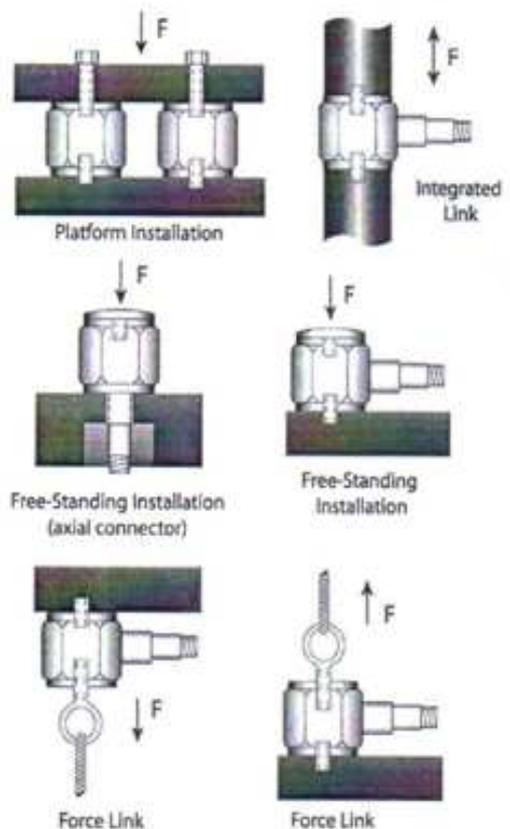


Figure 5 - Series 208 General Purpose ICP® Force Sensor

ICP® FORCE SENSOR OPERATION MANUAL

1.0 INTRODUCTION

ICP® force sensors incorporate a built-in MOSFET microelectronic amplifier. This serves to convert the high impedance charge output into a low impedance voltage signal for analysis or recording. ICP® sensors, powered from a separate constant current source, operate over long ordinary coaxial or ribbon cable without signal degradation. The low impedance voltage signal is not affected by triboelectric cable noise or environmental contaminants.

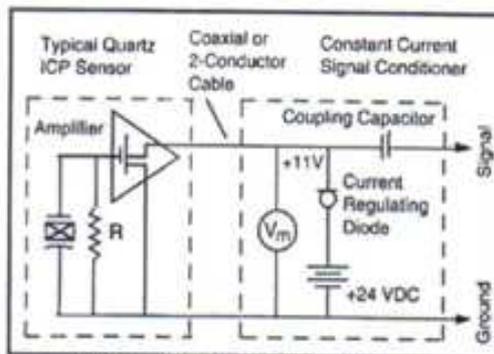


Figure 1 - ICP® Sensor System Schematic

Power to operate ICP® sensors is generally in the form of a low cost, 24-27 VDC, 2-20 mA constant current supply. Figure 1 schematically illustrates a typical ICP® sensor system. PCB offers a number of AC or battery-powered, single or multi-channel power/signal conditioners, with or without gain capabilities for use with force sensors. (See Related Products Section of this catalog for available models.) In addition, many data acquisition systems now incorporate constant current power for directly powering ICP® sensors. Because static calibration or quasi-static short-term response lasting up to a few seconds is often required, PCB manufactures signal conditioners that provide DC coupling. Figure 2 summarizes a complete 2-wire ICP® system configuration.

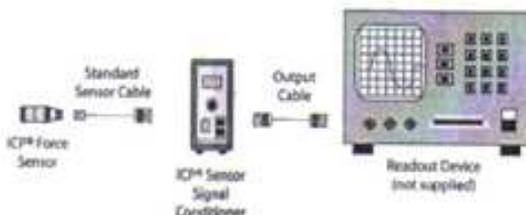


Figure 2 Typical ICP® Sensor System

In addition to ease of operation, ICP® force sensors offer significant advantages over charge mode types. Because of the low impedance output and solid-state, hermetic construction,

ICP® force sensors are well suited for continuous, unattended force monitoring in harsh factory environments. Also, ICP® sensor cost-per-channel is substantially lower, since they operate through standard, low-cost coaxial cable, and do not require expensive charge amplifiers.

Refer to the installation/outline drawing and specification sheet at the front of this manual for details and dimensions of the particular sensor model number(s) purchased. The following pages give a brief description of the various sensor series available, recommended mounting procedures, operation and recommended calibration.

Charge mode versions with high output impedance are also available for higher temperature applications. These models can also be used for applications where it is desirable to manually set the output range. In addition to standard products, PCB has the ability to design and manufacture custom sensors/systems for specific applications.

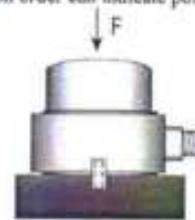
If questions arise regarding the operation or characteristics of the force sensor products as outlined in this manual, feel free to contact an experienced applications engineer from the Force/Torque Division of PCB toll-free 888-684-0004.

2.0 DESCRIPTION

IMPACT

Series 200 Impact Sensors are designed to measure compression and impact forces from 10 lbs to 50,000 lbs (44.48 N to 22.4 kN). The flat sensing surface is located on the top of the sensor and is designed to measure force as it is applied axially to the sensor.

As highlighted in Figure 3 compression forces directed against the sensing surface produce a positive-going output. This force-directed input and corresponding output apply to all charge mode sensors. If desired, adding the prefix "N" to a model number upon order can indicate polarity reversal.



Free Standing Impact Installation

Figure 3 - Series 200 ICP® Impact Sensor

Polyimide film tape covers the cap surface to reduce high frequency ringing associated with metal-to-metal impacts. Internal mounting holes with uniform 10-32 threads are prepared on each end of the sensor. Two Model 081B05-

Materials Authorization (RMA) Number. This RMA number should be clearly marked on the outside of all package(s) and on the packing list(s) accompanying the shipment. A detailed account of the nature of the problem(s) being experienced with the equipment should also be included inside the package(s) containing any returned materials.

A Purchase Order, included with the returned materials, will expedite the turn-around of serviced equipment. It is recommended to include authorization on the Purchase Order for PCB to proceed with any repairs, as long as they do not exceed 50% of the replacement cost of the returned item(s). PCB will provide a price quotation or replacement recommendation for any item whose repair costs would exceed 50% of replacement cost, or any item that is not economically feasible to repair. For routine calibration services, the Purchase Order should include authorization to proceed and return at current pricing, which can be obtained from a factory customer service representative.

Warranty – All equipment and repair services provided by PCB Piezotronics, Inc. are covered by a limited warranty against defective material and workmanship for a period of one year from date of original purchase. Contact

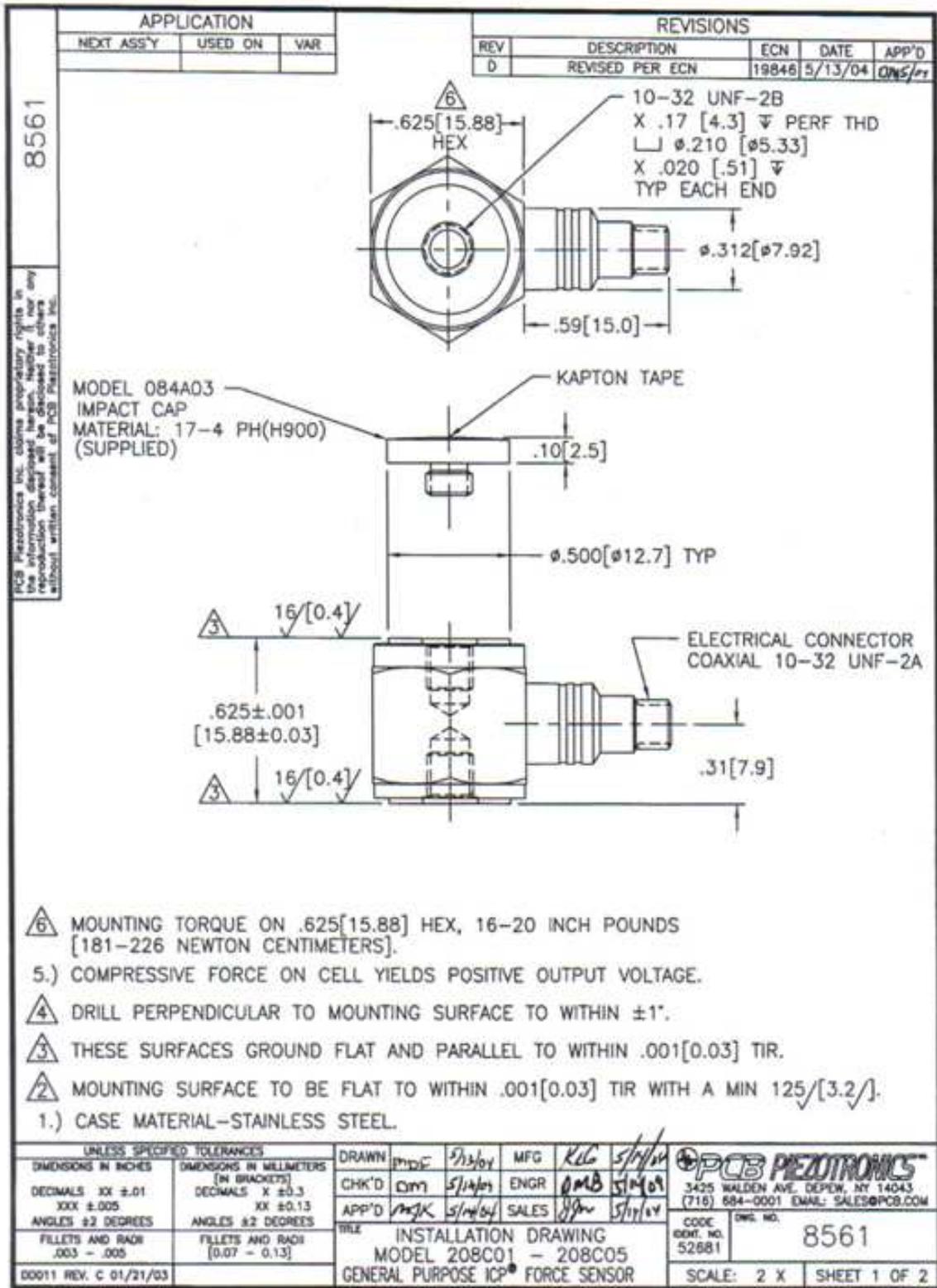
PCB for a complete statement of our warranty. Expendable items, such as batteries and mounting hardware, are not covered by warranty. Mechanical damage to equipment due to improper use is not covered by warranty. Electronic circuitry failure caused by the introduction of unregulated or improper excitation power or electrostatic discharge is not covered by warranty.

Contact Information – International customers should direct all inquiries to their local distributor or sales office. A complete list of distributors and offices can be found at www.pcb.com. Customers within the United States may contact their local sales representative or a factory customer service representative. A complete list of sales representatives can be found at www.pcb.com. Toll-free telephone numbers for a factory customer service representative, in the division responsible for this product, can be found on the title page at the front of this manual. Our ship to address and general contact numbers are:

PCB Piezotronics, Inc.
3425 Walden Ave.
Depew, NY 14043 USA
Toll-free: (800) 828-8840
24-hour SensorLineSM: (716) 684-0001
Website: www.pcb.com
E-mail: info@pcb.com

Model Number 209C02	ICP® FORCE		Revision: G ECH #: 17909
Performance Sensitivity (± 15 %) Measurement Range (Compression) Measurement Range (Tension) Maximum Static Force (Compression) Maximum Static Force (Tension) Broadband Resolution (1 to 10,000 Hz) Low Frequency Response (± 5 %) Upper Frequency Limit Non-Linearity Environmental Temperature Range Temperature Coefficient of Sensitivity Electrical Discharge Time Constant (at room temp) Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Spectral Noise (1 Hz) Spectral Noise (10 Hz) Spectral Noise (100 Hz) Spectral Noise (1 kHz) Output Polarity (Compression)	ENGLISH 50 mV/lb 100 lb 100 lb 600 lb 500 lb 0.001 lb-rms 0.001 Hz 36 kHz ≤ 1 % FS -65 to +250 °F ≤ 0.05 %/F ≥ 500 sec 20 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤ 100 ohms 8 to 14 VDC 0.000135 lb/√Hz 0.000278 lb/√Hz 0.000099 lb/√Hz 0.000021 lb/√Hz Positive	SI 11,241 mV/kN 0.4448 kN 0.4448 kN 2.669 kN 2.224 kN 0.004 N-rms 0.001 Hz 36 kHz ≤ 1 % FS -54 to +121 °C ≤ 0.09 %/C ≥ 500 sec 20 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤ 100 ohms 8 to 14 VDC 0.000603 N/√Hz 0.00123 N/√Hz 0.000427 N/√Hz 0.000099 N/√Hz Positive	[1] [1] [1] [1] [1]
Physical Stiffness Size (Hex x Height x Sensing Surface) Weight Housing Material Sealing Electrical Connector Electrical Connection Position Mounting Thread Mounting Torque (Recommended)	6 lb/in 0.625 in x 0.625 in x 0.500 in 0.80 oz Stainless Steel Hermetic 10-32 Coaxial Jack Side 10-32 Female 16 to 20 in-lb	1.05 kN/m 15.88 mm x 15.88 mm x 12.7 mm 22.7 gm Stainless Steel Hermetic 10-32 Coaxial Jack Side Not Applicable 181 to 228 N-cm	[1]
OPTIONAL VERSIONS Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. N - Negative Output Polarity Output Polarity (Compression) W - Water Resistant Cable	Negative Negative	NOTES: [1] Typical. [2] Calculated from discharge time constant. [3] Estimated using rigid body dynamics calculations. [4] Zero-based, least-squares, straight line method. [5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.	[1]
SUPPLIED ACCESSORIES: Model 086A11 Thread Locker (1) Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2) Model 084A03 Impact Cap (1) Model M081M2 Mounting stud, 10-32 to M6 x 1, BeCu with shoulder (2)	ICP® Force Entered: <i>[Signature]</i> Engineer: <i>[Signature]</i> Sales: <i>[Signature]</i> Date: 7/9/03 Date: 7/9/03 Date: 7/9/03	Approved: <i>[Signature]</i> Date: 7/10/03 Date: 7/10/03 Date: 7/10/03	Spec Number: 8467
		PCB PIEZOTRONICS™ FORCE / TORQUE DIVISION 3425 Watson Avenue, Depew, NY 14043 Phone: 716-684-0001 Fax: 716-684-8877 E-Mail: force@pcb.com	[5]

All specifications are at room temperature unless otherwise specified. In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice. ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.



APPLICATION		
NEXT ASS'Y	USED ON	VAR

REVISIONS				
REV	DESCRIPTION	ECN	DATE	APP'D
D	REVISED PER ECN	19846	5/13/04	ONS/rt

PCB Piezotronics Inc. claims proprietary rights in the information disclosed herein. Neither it nor any reproduction thereof will be approved to others without written consent of PCB Piezotronics Inc.

MODEL 084A03
 IMPACT CAP
 MATERIAL: 17-4 PH(H900)
 (SUPPLIED)

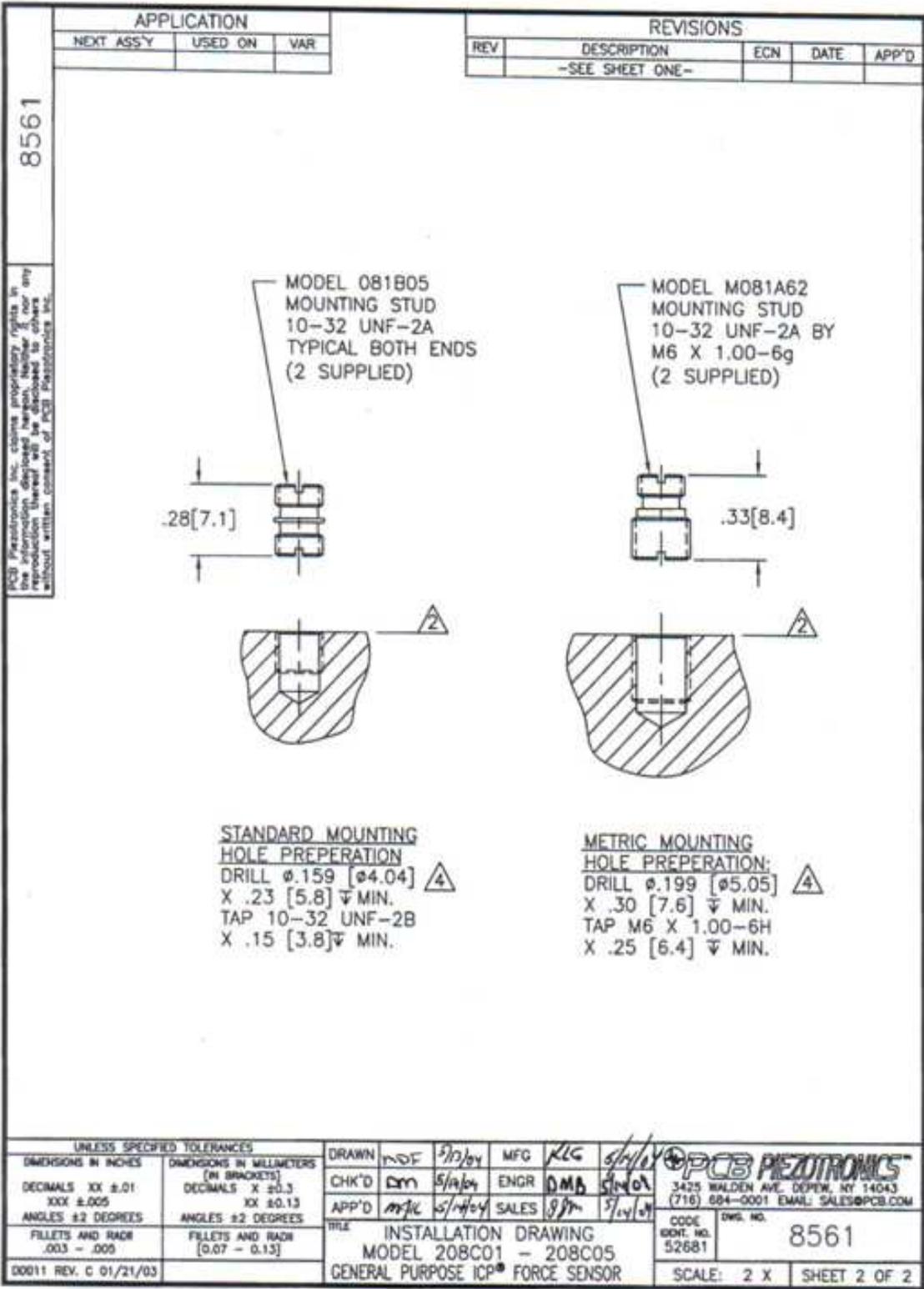
10-32 UNF-2B
 X .17 [4.3] ∇ PERF THD
 L ϕ .210 [ϕ 5.33]
 X .020 [.51] ∇
 TYP EACH END

∇ 16/[0.4]
 ∇ 16/[0.4]
 ϕ .625 \pm .001
 [15.88 \pm 0.03]

ELECTRICAL CONNECTOR
 COAXIAL 10-32 UNF-2A

- ∇ MOUNTING TORQUE ON .625[15.88] HEX, 16-20 INCH POUNDS [181-226 NEWTON CENTIMETERS].
- 5.) COMPRESSIVE FORCE ON CELL YIELDS POSITIVE OUTPUT VOLTAGE.
- ∇ DRILL PERPENDICULAR TO MOUNTING SURFACE TO WITHIN \pm 1'.
- ∇ THESE SURFACES GROUND FLAT AND PARALLEL TO WITHIN .001[0.03] TIR.
- ∇ MOUNTING SURFACE TO BE FLAT TO WITHIN .001[0.03] TIR WITH A MIN 125/[3.2].
- 1.) CASE MATERIAL-STAINLESS STEEL.

UNLESS SPECIFIED TOLERANCES		DRAWN	IMP'D	CHK'D	APP'D	TITLE	PCB PIEZOTRONICS	
DIMENSIONS IN INCHES	DIMENSIONS IN MILLIMETERS (IN BRACKETS)	IMDF	5/13/04	DM	5/14/04	INSTALLATION DRAWING MODEL 208C01 - 208C05 GENERAL PURPOSE ICP® FORCE SENSOR	3425 WALDEN AVE. DEPIW, NY 14043 (716) 684-0001 EMAIL: SALES@PCB.COM	
DECIMALS XX \pm .01	DECIMALS X \pm 0.3						CODE	DWG. NO.
XXX \pm .005	XX \pm 0.13						52681	8561
ANGLES \pm 2 DEGREES	ANGLES \pm 2 DEGREES							
FILLETS AND RADI .003 - .005	FILLETS AND RADI [0.07 - 0.13]							
00011 REV. C 01/21/03							SCALE: 2 X	SHEET 1 OF 2



11.12 ANEXO L. MANUAL SENSOR DE ACELERACION PCB 352C34



PCB PIEZOTRONICS™

Model 352C34

Product Type: Accelerometer, Vibration Sensor

High sensitivity, ceramic shear ICP® accel., 100 mV/g, 0.5 Hz to 10k Hz, 10-32 top conn.

[View Spec Sheet \(PDF\)](#)
[View photo and drawing .](#)

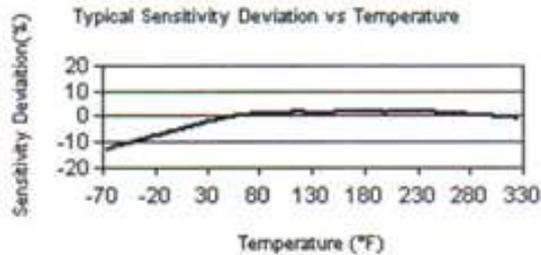
PERFORMANCE	ENGLISH	SI
Sensitivity(± 10 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)
Measurement Range	± 50 g pk	± 490 m/s ² pk
Frequency Range(± 5 %)	0.5 to 10,000 Hz	0.5 to 10,000 Hz
Frequency Range(± 10 %)	0.3 to 15,000 Hz	0.3 to 15,000 Hz
Resonant Frequency	≥ 50 kHz	≥ 50 kHz
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.00015 g rms	0.0015 m/s ² rms [1]
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 % [4]
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 %
ENVIRONMENTAL		
Overload Limit(Shock)	± 5000 g pk	± 49,000 m/s ² pk
Temperature Range(Operating)	-65 to +200 °F	-54 to +93 °C [3]
Temperature Response	See Graph	See Graph [1]
Base Strain Sensitivity	0.003 g/µε	0.029 (m/s ²)/µε [1]
ELECTRICAL		
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA
Output Impedance	≤ 200 ohm	≤ 200 ohm
Output Bias Voltage	7 to 12 VDC	7 to 12 VDC
Discharge Time Constant	1.0 to 2.5 sec	1.0 to 2.5 sec
Settling Time(within 10% of bias)	<10 sec	<10 sec
Spectral Noise(1 Hz)	39 µg/√Hz	380 (µm/sec ²)/√Hz [1]
Spectral Noise(10 Hz)	11 µg/√Hz	110 (µm/sec ²)/√Hz [1]
Spectral Noise(100 Hz)	3.4 µg/√Hz	33 (µm/sec ²)/√Hz [1]
Spectral Noise(1 kHz)	1.4 µg/√Hz	14 (µm/sec ²)/√Hz [1]
PHYSICAL		
Sensing Element	Ceramic	Ceramic
Sensing Geometry	Shear	Shear
Housing Material	Titanium	Titanium
Sealing	Hermetic	Hermetic
Size (Hex x Height)	0.44 in x 0.88 in	11.2 mm x 22.4 mm
Weight	0.20 oz	5.8 gm [1]
Electrical Connector	10-32 Coaxial Jack	10-32 Coaxial Jack
Electrical Connection Position	Top	Top
Mounting Thread	10-32 Female	10-32 Female
Mounting Torque	10 to 20 in-lb	113 to 226 N-cm
SUPPLIED ACCESSORIES:		
Model 080A Adhesive Mounting Base (1)		
Model 080A109 Petro Wax (1)		
Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (1)		
Model ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point).		
Model M081B05 Mounting Stud 10-32 to M6 X 0.75 (1)		
OPTIONAL VERSIONS		
HT- High temperature, extends normal operation temperatures		
Frequency Range(5 %)	6 to 10,000 Hz	6 to 10,000
Frequency Range(10 %)	4.5 to 15,000 Hz	4.5 to 15,000
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.0009 g rms	0.009 m/s ² rms
Temperature Range(Operating)	-65 to +325 °F	-54 to +163 °C
Excitation Voltage	22 to 30 VDC	
Discharge Time Constant	0.07 to 0.15 sec	
Spectral Noise(1 Hz)	107 µg/√Hz	1050 (µm/sec ²)/√Hz
Spectral Noise(10 Hz)	58 µg/√Hz	570 (µm/sec ²)/√Hz
Spectral Noise(100 Hz)	41 µg/√Hz	400 (µm/sec ²)/√Hz
Spectral Noise(1 kHz)	9.8 µg/√Hz	96 (µm/sec ²)/√Hz
Output Bias Voltage	10 to 15 VDC [2]	
Supplied Accessory : Model ACS-68 Single Axis Amplitude Response Calibration from 5 Hz to upper 5%, plotted on dB scale replaces Model ACS-1		
J- Ground Isolated		
Frequency Range(5 %)	0.5 to 9000 Hz	0.5 to 9000 Hz
Frequency Range(10 %)	0.3 to 14,000 Hz	0.3 to 14,000 Hz
Resonant Frequency	≥ 40 kHz	≥ 40 kHz

Electrical Isolation(Base)	>10 ⁸ ohm	
Size - Hex x Height	0.44 in x 0.93 in	11.2 mm x 23.6 mm
Weight	0.21 oz	6.0 gm
T- TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4		
Temperature Range(Memory Access)	-10 to +200 °F	-23 to +93 °C
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	
Output Bias Voltage	7.5 to 13 VDC	
TLA- TEDS LMS International - Free Format		
Temperature Range(Memory Access)	-10 to +200 °F	-23 to +93 °C
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	
Output Bias Voltage	7.5 to 13 VDC	
TLB- TEDS LMS International - Automotive Format		
Temperature Range(Memory Access)	-10 to +200 °F	-23 to +93 °C
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	
Output Bias Voltage	7.5 to 13 VDC	
TLC- TEDS LMS International - Aeronautical Format		
Temperature Range(Memory Access)	-10 to +200 °F	-23 to +93 °C
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	
Output Bias Voltage	7.5 to 13 VDC	
TLD- TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE 1451.4		
Temperature Range(Memory Access)	-10 to +200 °F	-23 to +93 °C
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	
Output Bias Voltage	7.5 to 13 VDC	
W- Water Resistant Cable		
Electrical Connector	Sealed Integral Cable	
Electrical Connection Position	Top	

All specifications are at room temperature unless otherwise specified.

NOTES:

- [1] Typical.
- [2] TEDS option adds 1.0 VDC to bias voltage.
- [3] 200 °F to 325 °F data valid with HT option only.
- [4] Zero-based, least-squares, straight line method.
- [5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.



11.13 ANEXO M. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA REAL ESTIMADA

- Material: acero 4140
- Resistencia última a tensión: 1,02GPa.
- Resistencia a la fatiga modificada: Superficie pulida: S_e : 500MPa
- Cálculo de factores:
 - Factor de material: C_m : acero forjado: 1.0
 - Factor de tipo de esfuerzo: esfuerzo a flexión: C_{St} : 1.0
 - Factor de confiabilidad: 100% de confiabilidad: C_R : 0,5
 - Factor de tamaño: diámetro de $\frac{3}{4}$ " : C_S :0,904
- Resistencia a la fatiga estimada real:

$$S'_e = S_e * C_m * C_{St} * C_R * C_S$$

$$S'_e = 500 * 1 * 1 * 0,5 * 0,904 = 226MPa$$