

**BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EXPERIMENTALMENTE EL  
FACTOR DE ADHERENCIA DE MOTOCICLETAS, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN**

**SILVIA MILENA ESPINOSA QUINTERO  
FERNANDO DAVID RAMÍREZ CORREDOR**

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

**2016**

**BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EXPERIMENTALMENTE EL  
FACTOR DE ADHERENCIA DE MOTOCICLETAS, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN**

**SILVIA MILENA ESPINOSA QUINTERO  
FERNANDO DAVID RAMÍREZ CORREDOR**

**Trabajo de Grado para optar el título de:  
Ingeniero Mecánico**

**Director:  
JORGE ENRIQUE MENESES FLOREZ MSc.  
Ingeniero Mecánico**

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

**2016**

## DEDICATORIA

Gracias a Dios por darme el mejor regalo que es la vida, y permitirme gozar de una excelente familia y amigos, y en especial por iluminarme mi camino para alcanzar este importante logro de poder cumplir un sueño, de ser una gran profesional, en especial una Ingeniera Mecánica.

A mis padres, por su apoyo incondicional durante toda mi vida.

En especial a mi madre Hilda Quintero por estar siempre presente en mi vida, por haberme formado como persona y por ser la persona que soy hoy.

A mis hermanas, Juley y Paula y mi cuñado Juan Gabriel, por su compañía, apoyo y ayuda, a mi coquito hermoso Molly, por alegrarme la vida.

A todos mis amigos, maravillosos e incondicionales. Por estar siempre en los momentos más importantes de mi vida. Gracias por la alegría, las sonrisas, el apoyo y la compañía. En especial mi mejor amiga Mayra y mi mejor compañía Cristian.

Gracias a mi equipo de fútbol, primera selección de fútbol femenina de la USS.

Simplemente mil gracias a todos los que han hecho y hacen parte de mi vida,

Gracias infinitas a todos.

Silvia Milena Espinosa

Nini #8

## DEDICATORIA

A mi mamá por apoyarme incondicionalmente y nunca dejar que me rindiera ante las adversidades. A mi tía y a Laura, quienes siempre me acogieron y me brindaron el calor de su hogar.

Y a toda mi familia, de la cual me siento orgulloso ser parte.

A los docentes que me enseñaron que el camino a la excelencia se logra con trabajo duro, dedicación y pasión.

***Fernando David Ramírez***

## **AGRADECIMIENTOS**

Expresamos nuestros más sinceros agradecimientos a todas las personas que hicieron posible la realización de este proyecto de grado, especialmente a:

El ingeniero y maestro Jorge Enrique Meneses, por su gran apoyo, orientación y la confianza brindada en el período de formación personal y profesional.

El ingeniero Juan Barajas y José Carlos Blanco por sus aportes valiosos en el desarrollo del trabajo. Gracias por la ayuda y colaboraciones brindadas a lo largo del proyecto.

A nuestros amigos Jhon Nuñez y Andrés Poveda, gracias por su colaboración en las pruebas realizadas.

Y a todos los trabajadores de CDA iTG SAS, quienes sacrificaron parte de su tiempo en ayudarnos en cumplir con nuestros objetivos.

Nuestra querida Universidad Industrial de Santander, por ser la entidad que nos formó como profesionales y ante todo como personas.

## CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	22
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	22
1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	24
1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	27
1.3.1. Objetivo general	27
1.3.2. Objetivos específicos	27
1.4. ALTERNATIVAS DE DISEÑO	28
1.4.1. Según el método	28
1.4.2. Según el tipo de sensor	32
1.4.3. Según el mecanismo generador de desplazamiento	34
1.4.4. Según el tipo de soporte	37
1.5. ALTERNATIVA SELECCIONADA Y METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO	40
2. SÍNTESIS DEL BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EXPERIMENTALMENTE EL FACTOR DE ADHERENCIA DE LA SUSPENSIÓN DE MOTOCICLETAS	42
2.1. COMPOSICIÓN DEL BANCO	46
2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	51
2.3. OPERACIÓN DEL BANCO	52
3. SISTEMA DE GENERACIÓN DE MOVIMIENTO	55
3.1.1. Simulación de fuerzas sobre el banco	56

3.1.3. Acople	67
3.1.4. Chumacera	68
3.1.5. Rodamientos	68
4. SISTEMA DE RESTRICCIÓN DE MOVIMIENTO	74
4.1.1. Plataforma	75
4.1.2. Soporte de la celda	75
4.1.3. Bujes y resortes	76
4.1.4. Bastidor	77
5. CONTROL DE FRECUENCIA	78
5.1.1. Motor	78
5.1.2. Variador de frecuencia	79
6. ADQUISICIÓN DE DATOS	81
6.1.1. Velocidad de muestreo	81
6.1.2. Tarjetas para la comunicación de datos	82
6.1.3. Celda de carga	84
7. CONSTRUCCIÓN	86
7.1. MANUAL DE OPERACIÓN	88
7.2. PLANOS	88
8. FASE DE PRUEBAS Y RESULTADOS	89
8.1. SOFTWARE DE AQUISICIÓN DE DATOS	89
8.2. GUI DE MATLAB (INTERFACE)	91
8.3. PRUEBAS PRELIMINARES	92
8.4. PRUEBAS OFICIALES	100

9.	CONCLUSIONES	112
10.	RECOMENDACIONES	114
	BIBLIOGRAFÍA	115
	ANEXOS	117

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. "Porcentaje de víctimas de accidentes de tránsito".	23
Figura 2. "Prueba invasiva a suspensiones".	29
Figura 3. "Prueba Caída por Gravedad".	30
Figura 4. "Banco de pruebas para carros ST600B-PC".	31
Figura 5. "Celda de Carga".	33
Figura 6. "Alternativa usando Levas".	35
Figura 7. "Alternativa con masa excéntrica".	36
Figura 8. "Alternativa con eje excéntrico".	37
Figura 9. "Mecanismo de mariposa de Apple".	37
Figura 10. "Mecanismo de dos apoyos".	39
Figura 11. "Alternativa seleccionada para el banco".	40
Figura 12. "Banco de pruebas".	42
Figura 13. "Elementos del banco de pruebas".	43
Figura 14. "Generación y restricción de movimiento".	44
Figura 15. "Generación del movimiento".	44
Figura 16. "Vibración inducida".	45
Figura 17. "Movimiento vertical plataforma".	45
Figura 18. "Restricción del movimiento".	46
Figura 19. "Sistema generación de Movimiento".	47
Figura 21. "Sistema de restricción de Movimiento".	48
Figura 24. "Antes de realizar la prueba".	53
Figura 25. "Inicio de la prueba".	54
Figura 26. "Elementos del sistema de generación de movimiento".	55
Figura 27. "Diagrama simplificado de una motocicleta".	56

Figura 28. “Diagrama escogido de fenómeno físico simplificado para análisis de un sistema motocicleta-motociclista”.	57
Figura 29. “Diagrama de bloques”.	58
Figura 30. “Curva obtenida mediante simulación”.	59
Figura 31. “Análisis estático”.	60
Figura 32. “Acople flexible tipo araña”.	68
Figura 33. “Catalogo SKF de rodamientos”.	69
Figura 34. “Placas de protección”.	70
Figura 35. “Tipo de obturación tipo Z”.	72
Figura 37. “Elementos sistema de restricción de movimiento”.	74
Figura 38. “Soporte de la celda”.	76
Figura 39. “Bujes y resortes”.	76
Figura 40. “Bastidor”.	77
Figura 41. “Control de frecuencia”.	78
Figura 42. “Motor eléctrico WMN”.	79
Figura 43. “Variador de frecuencia MIRCROMASTER 440”.	79
Figura 44. “Adquisición de Datos”.	81
Figura 45. “Tarjetas de datos suministradas”.	82
Figura 46. “Tarjeta de entrada”.	83
Figura 47. “Tarjeta de salida”.	84
Figura 48. “Celda de carga SHB-N35”.	85
Figura 49. “Software de adquisición de datos”.	89
Figura 50. “Gráfica obtenida de Serial Monitor Tools”.	90
Figura 51. “GUI del banco de pruebas”.	91
Figura 52. “Resultados del GUI”.	92
Figura 52. “Pruebas iniciales”.	93
Figura 54. “Prueba de motocicleta Honda”.	94
Figura 55. “Prueba motocicleta Honda con peso”.	95
Figura 56. “Sujeción de la Motocicleta”.	96
Figura 57. “Pruebas motocicleta FZ16 ”.	97
Figura 58. “Gráficas pruebas motocicleta FZ16 ”.	99

Figura 59. "Gráficas del Gui motocicleta FZ16 "	100
Figura 60. "Pruebas motocicleta Fazer "	101
Figura 61. "Datos de peso del bulto de arena'.	102
Figura 62. "Gráficas pruebas motocicleta Fazer Validacion "	104
Figura 63. "Graficas Gui pruebas motocicleta Fazer Validacion "	105
Figura 64. "Graficas pruebas motocicleta Fazer Efecto Freno".	106
Figura 65. "Graficas Gui pruebas motocicleta Fazer Efecto Freno".	107
Figura 66. "Graficas pruebas motocicleta Fazer Presion de Aire.	109
Figura 67. "Gráficas Gui pruebas motocicleta Fazer Presión de Aire.	111

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Constantes.	59
Tabla 2. Resultados EES.	67
Tabla 3. Selección de obturaciones.	70
Tabla 4. Dimensiones principales.	72
Tabla 5. Dimensiones del Rodamiento.	73
Tabla 6. Características del Motor	78
Tabla 7. Características de las tarjetas.	84
Tabla 8. Especificaciones técnicas SHB-B35.	85
Tabla 9. Lista de elementos del banco	87
Tabla 10. Datos de la Motocicleta.	97
Tabla 11. Estado de la Motocicleta.	98
Tabla 12. Resultados de las pruebas.	98
Tabla 13. Datos de la Motocicleta.	101
Tabla 14. Prueba 1: Validación.	103
Tabla 15. Resultados Validación.	103
Tabla 16. Prueba 2: Efecto Freno.	106
Tabla 17. Resultados Efecto Freno.	107
Tabla 18. Presiones de aire.	108
Tabla 19. Resultados prueba Presión de Aire.	108

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Norma EuSAMA	117
Anexo B. Tablas y figuras diseño del eje.	121
Anexo C. Manual de Operación.	140
Anexo D. Planos.	161

## RESUMEN

**TITULO:** BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EXPERIMENTALMENTE EL FACTOR DE ADHERENCIA DE MOTOCICLETAS, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.\*

**AUTORES:** SILVIA MILENA ESPINOSA QUINTERO, FERNANDO DAVID RAMÍREZ CORREDOR.\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Suspensión, motocicleta, adherencia, frecuencia, resonancia, EuSAMA, vibraciones.

**DESCRIPCIÓN:** En este trabajo se describe detenidamente el proceso de diseño y construcción del banco de pruebas, capaz de simular vibraciones de amplitud y frecuencia determinadas, que permiten imitar las condiciones de terreno enfrentadas diariamente por las motos. El cual permite a través de un sistema de adquisición y procesamiento de datos, determinar experimentalmente el factor de adherencia de suspensiones en motocicletas, cuyo cilindraje se encuentre entre 150cc y 250cc. Valor que permite realizar una estimación del estado de dicho mecanismo.

Se escoge la alternativa más adecuada para el desarrollo y construcción del banco, según los objetivos planteados, buscando recrear unas condiciones previamente establecidas por la norma EuSAMA. De manera que los resultados obtenidos a partir de pruebas realizadas, permitan tener un punto de comparación con la teoría encontrada, la cual establece un rango de valores cuantitativos (porcentajes) que se traducen en una estimación cualitativa.

Este banco está formado por cuatro sistemas principales, los cuales se encargan de generar el movimiento, controlar la amplitud de las vibraciones generadas, variar la frecuencia de alimentación del motor y un sistema de procesamiento de señales y datos.

Junto al banco de pruebas se desarrollaron tanto los protocolos de comunicación para la operación del banco de pruebas (Manual de operación), como los planos pertinentes de cada elemento mecánico y ensamblajes. Se realizan una serie de pruebas con el propósito de determinar la forma más adecuada de ajustar la motocicleta al suelo, la repetitividad de los datos, el efecto de la aplicación del freno y la presión de inflado de las llantas. Finalmente se culmina este trabajo con un análisis de los resultados obtenidos de las pruebas realizadas.

---

\* Trabajo de Grado.

\*\*Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Jorge Enrique Meneses.

## ABSTRACT

**TITLE:** TEST BENCH TO DETERMINE EXPERIMENTALLY THE FACTOR OF ADHESION OF MOTORCYCLES, DESIGN AND CONSTRUCTION.\*

**AUTHORS:** SILVIA MILENA ESPINOSA QUINTERO, FERNANDO DAVID RAMÍREZ CORREDOR.\*\*

**KEY WORDS:** Suspension, motorbikes, frequency swept, resonance, vibrations, adherence, EuSAMA.

**DESCRIPTION:** In this paper the design process and construction of the test bench, capable of simulating vibration amplitude and frequency determined, allowing mimic field conditions faced daily by the bikes are carefully described. Which allows to determine, through a system of data acquisition and processing experimentally adhesion factor motorcycle suspensions, whose cylinder capacity is between 150cc and 250cc. Value that allows an estimate of the state of the mechanism.

The most suitable alternative for the development and construction of the bank is chosen, according to the objectives, seeking to recreate conditions previously established by EUSAMA standard. So that the results obtained from tests, allow to have a point of comparison with theory found. Which sets a range of quantitative values (percentages) that result in a qualitative estimation.

This bank is comprised of four main subassemblies, which are responsible for generate movement, controlling the amplitude of the vibrations, vary the frequency of engine fueling and a processing system of signals and data.

With this, also both communication protocols for test operation (Operation Manual), as relevant planes of each mechanical element and assemblies were developed. A series of tests are conducted for the purpose of determine the most appropriate way to adjust the motorcycle to the ground, repetitiveness of data, the effect of the brake application and the inflation pressure of the tires. Finally this work ends with an analysis of the results of tests.

---

\* Bachelor thesis.

\*\*Physic-mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director M. Sc. Jorge Enrique Meneses.

## INTRODUCCIÓN

La motocicleta surge de la necesidad del hombre de transportarse de manera práctica y económica. El crecimiento exponencial que presenta el parque automotor en Bucaramanga se ha evidenciado en la presencia de más vehículos en las vías donde las motocicletas aportan cifras significativas. Según el plan de desarrollo 2012-2015 realizado sobre la sostenibilidad de Bucaramanga, se contabilizaron aproximadamente 90 mil motocicletas diariamente circulando.

Consecuencias negativas se pueden presentar tales como la alta accidentalidad, liberación de mayor cantidad de contaminantes a la atmósfera y deterioro de la salud de las personas, tanto peatones como de la gente que las usa.

Regularmente no se da el análisis o la importancia adecuada al factor técnico, al verdadero estado de la motocicleta, es necesario dar mayor importancia al estado de las motocicletas que se encuentran en circulación y a las pruebas técnico-mecánicas a las cuales deben ser sometidas.

Para obtener un diagnóstico más seguro y confiable, que permita establecer si el vehículo cumple con las normas establecidas para su circulación, se trabajó sobre una prueba de suspensión para las motocicletas, cuyo fin es el de calcular un factor de adherencia<sup>1</sup> el cual refleja el estado en que se encuentra la suspensión, ya que esta cumple un papel primordial en la estabilidad, seguridad y confort de la motocicleta.

Para esto se diseñó y construyó un prototipo de un banco con una máquina que permita realizar un diagnóstico experimental del factor de adherencia entre la llanta y la superficie de la plataforma de la suspensión de las motocicletas, a partir de la excitación de la plataforma, generadas por cargas verticales oscilatorias variando la

---

<sup>1</sup> Capacidad de una superficie de permanecer en contacto con otra. Ver anexo 3. Fricción (Adherencia).

frecuencia y que tenga como objeto de pruebas iniciales la motocicleta Yamaha Fazer, ya que está es una de las motocicletas más vendidas en toda Colombia.

Con fin de obtener resultados confiables se realizó un manual de operación del banco de pruebas para que el lector realice las pruebas de la manera adecuada obteniendo resultados reales de cada prueba.

Esté trabajo contiene inicialmente la descripción del problema, justificación, objetivos y las alternativas, seguido de este capítulo, se describirá el banco en general; se explica brevemente sus componentes y como se realiza la prueba y luego se analizan los resultados obtenidos con las pruebas realizadas a la motocicleta.

Como anexos se encuentran los Planos del banco y el Manual de Operación. Este último anexo está dividido en capítulos donde detalladamente se explica cómo poner a funcionar el banco para realizar satisfactoriamente la prueba; el barrido de frecuencia, el software, la interface, entre otros procesos.

# 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

## 1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Alto porcentaje de los accidentes de motocicletas son señalados como error humano, ya sea por imprudencia, exceso de velocidad, estado de embriaguez, entre otras. Sin embargo las fallas mecánicas ya generan cifras significativas, es por esto que es necesario que los transportes terrestres presenten un buen estado del sistema de suspensión y cumplan la ley con el certificado de revisión técnico-mecánica<sup>2</sup> donde se verifica el buen funcionamiento del vehículo.

En Colombia se presenta la problemática del consumo masivo de las motocicletas sin que los usuarios sean debidamente regulados, y la mayor parte de los usuarios son jóvenes sin experiencia ni mayor conocimiento del debido manejo y mantenimiento del vehículo.

El estado por su parte ha sido muy lento al momento de tomar medidas de precaución contra las cifras alarmantes que se han venido presentando en los últimos años, tal como la tasa de mortalidad de motorizados.

Son alarmantes las cifras obtenidas por la dirección de tránsito y transporte, las cuales reflejan como los motociclistas llegan a tener un 42% de participación en la totalidad de los accidentes de tránsito.

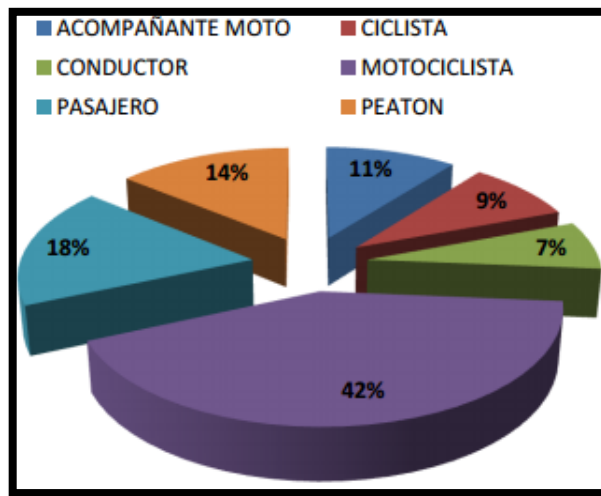
Un sistema de suspensión en mal estado afecta a la estabilidad del vehículo, la adherencia en giros se puede llegar a deteriorar, el control de la dirección se puede perder e incluso se puede llegar a patinar sobre el terreno. También influye al momento de frenar aumentando la distancia de frenado considerablemente. Los

---

<sup>2</sup> Es un procedimiento obligatorio que utilizan las autoridades colombianas para saber si los vehículos poseen las condiciones mecánicas para poder circular por las vías del país.

amortiguadores en mal estado hacen que el resto de piezas (rótulas, soportes...etc.) vean su vida útil acortarse al aumentar su desgaste debido al exceso de vibraciones.

**Figura 1.** "Porcentaje de víctimas de accidentes de tránsito".



**Fuente:** "Errores que matan". Dirección de tránsito y transporte. 2013. Disponible en:[http://www.policia.gov.co/portal/page/portal/UNIDADES\\_POLICIALES/Direccion es\\_tipo\\_Operativas/direccion\\_transito\\_trasporte/Afectacion\\_vial/puentes\\_festivos/](http://www.policia.gov.co/portal/page/portal/UNIDADES_POLICIALES/Direccion_es_tipo_Operativas/direccion_transito_trasporte/Afectacion_vial/puentes_festivos/)

Los anteriores inconvenientes nombrados no son los únicos problemas que pueden presentarse con un mal sistema de suspensión, también pueden generarse graves consecuencias para la salud de la persona, ya que vibraciones de cierto rango son bastante nocivas. Es por esto que sin darse cuenta, a corto y largo plazo la salud y el bienestar del usuario empiezan a deteriorarse.

Exponerse a vibraciones con ciertos valores de frecuencia durante períodos de tiempo considerables, puede llegar a generar:

- Traumatismos en la columna vertebral.

- Dolores abdominales y digestivos.
- Problemas de equilibrio.
- Dolores de cabeza.
- Trastornos visuales.
- Y en el peor de los casos causar un accidente debido a la falta de adherencia de la motocicleta al terreno.

Es necesario entonces un sistema confiable de diagnóstico, buscando de cierta forma un mantenimiento preventivo de la suspensión, y no esperar a un accidente para corregir cierto problema.

Los centros de diagnóstico automotor (CDA) realizan pruebas poco sofisticadas o muy rudimentarias a la suspensión, es decir, simplemente por inspección sensorial, según cómo responda el sistema se determina el estado del sistema, ya que el marco normativo actual no demanda una inspección minuciosa del mismo.

Ya que los métodos existentes no brindan una confiabilidad suficiente para evidenciar el estado verdadero de la suspensión de las motocicletas, y es propio de la cultura en la que nos encontramos el no realizar mantenimientos preventivos, sino de corregir o reparar solo cuando surge la falla, se hace necesario un sistema sofisticado, que pueda hacer lectura de las variables que realmente afectan el funcionamiento y respuesta de la motocicleta.

## **1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA**

La problemática que se presenta en el país es la gran cantidad de motorizados, superando la cantidad de automóviles, siendo casi el doble, de acuerdo a las cifras

dadas a conocer por la ANDI<sup>3</sup>, en 2013 se vendieron un promedio de 72 motos por hora en el país, la gran cantidad de estas trae consigo una cifra elevada de accidentes de tránsito y pérdidas humanas.

Para reducir la cantidad de accidentes se deben evitar las grandes causantes de los mismos. Los reportes de tránsito por lo general culpan al error humano por encima del estado de los vehículos, ya que determinar dicho estado requeriría de un estudio que no se lleva a cabo. En otras palabras, las motocicletas siempre se asumen en perfecto estado al momento de los accidentes, lo cual no permite determinar con certeza la verdadera causa de la falla.

El sistema de suspensión es un conjunto de elementos, colocados entre los ejes y el chasis de la motocicleta, que se encargan de proporcionar confort a la motocicleta y estabilidad al vehículo. La suspensión de las motocicletas es un sistema dinámico acoplado (delante y detrás) que comprende de muelles, amortiguadores y la masa no suspendida y suspendida.

La función principal del sistema de suspensión es:

- Mantener las ruedas en contacto con el suelo en todo momento.
- Procurar que la masa no suspendida de la moto se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo.

No hay duda que parte de la comodidad de la motocicleta es brindada en gran parte por un buen sistema de suspensión, pero no solo brinda comodidad, se basa fundamentalmente en la estabilidad y en el control de la motocicleta.

El mal estado del sistema de suspensión puede llegar a generar una deficiencia en la adherencia de la motocicleta, es decir, por momentos la motocicleta se despega

---

<sup>3</sup>Asociación Nacional de Industriales, el gremio económico más representativo de la plataforma productiva colombiana.

del suelo, provocando la pérdida parcial del control, ya sea debido a vibraciones generadas por el terreno o incluso realizando una curva, la falta de adherencia al suelo puede provocar graves consecuencias.

Más alarmante resulta el hecho de que la norma Colombiana encargada de regular los parámetros de los vehículos ante las alarmantes estadísticas no haya aumentado la exigencia de la prueba técnico-mecánica que evalúa el estado de las suspensiones. Actualmente el alcance limitado de los CDA lleva a que los resultados de sus pruebas se basan en simple inspección visual.

El fin de realizar la revisión técnico-mecánica y de gases a todos los vehículos es el de evitar accidentes, de modo que se certifique el buen estado de los vehículos que circulan por las calles, siendo la prueba de suspensión una de las fases a evaluar. Es por esto que se necesita crear un banco que permita determinar el estado de la suspensión de las motocicletas de manera precisa.

Con el fin de dar un aporte para el desarrollo de futuras pruebas de suspensión de modo que se puedan implementar en las revisiones técnico-mecánicas, se desea diseñar y construir un prototipo de banco de pruebas que permita calcular el porcentaje de adhesión de la suspensión para motocicletas.

Analizando un informe de ventas según las marcas de motocicletas realizado por el Ministerio de Industria y Comercio las siguientes serían las más vendidas en Colombia durante el año anterior: Bajaj con 87.137 motos fue por cuarto año consecutivo la que más unidades pone en el mercado, seguida por Honda con 61.133, en tercer lugar *Yamaha* con 56.636, Suzuki estuvo en cuarto lugar con 53.414, quinto puesto para AKT con 29.951 y la taiwanesa KYMCO con 10.436 unidades vendidas en sexto lugar. Yamaha con la FZ 16 (153 c.c.) que entró al mercado a partir de agosto de 2009, vendió 11.465 unidades superando por más del 100% a la moto más vendida en años anteriores<sup>4</sup>.

---

<sup>4</sup> Boletín económico sectorial: Sector motos. FENALCO. Abril 2013.

Debido a la disposición y basados en la popularidad y las características que presenta la Yamaha Fazer 16 se realizaron pruebas iniciales con esta motocicleta.

### **1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO**

#### **1.3.1. Objetivo general**

Contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander con propósito de formar Ingenieros Mecánicos de alta calidad, ética, técnica y científica, en cuanto a la aplicación y divulgación de conocimiento al diseñar y construir un banco que permita determinar el porcentaje de adherencia de las suspensiones de las motocicletas.

#### **1.3.2. Objetivos específicos**

- Diseñar y construir un prototipo de un banco para la realización de la prueba de suspensión para motocicletas que cumpla con las siguientes características o requerimientos técnicos:
  - Realice un diagnóstico experimental para cuantificar el factor de adherencia entre la llanta y la superficie del suelo, a partir de una plataforma con la cual se excite la suspensión a unas condiciones definidas, generadas por cargas verticales oscilatorias cuya amplitud de desplazamiento se encuentre entre 3 y 5 mm y su frecuencia varié de 0 a 25 Hz de acuerdo a la norma EuSAMA<sup>5</sup>.

---

<sup>5</sup> European Shock Absorber Manufacturer Association. Norma EUSAMA.

- Soporte las cargas oscilantes de impacto que pueden llegar a generar motocicletas cuyo cilindraje se encuentre entre 150cc y 250cc, las cuales no superan los 170 kg de peso estático.
  - Se integre a un sistema de adquisición de datos existente en el *CDA iTG Expertos SAS*<sup>6</sup>, el cual determina el factor de adherencia y lo genere en pantalla.
- Realizar pruebas a la suspensión de una Yamaha Fazer 16 con el fin de determinar su factor de adherencia.
  - Realizar un manual de operación del banco de pruebas.

## 1.4. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

### 1.4.1. Según el método

Es la manera en la que se va a llevar a cabo las pruebas. Los métodos más relevantes son los siguientes:

#### ➤ Alternativa 1: Prueba invasiva

Consiste en un estudio donde se determinan las características de la suspensión sin estar ensamblada a la motocicleta, es decir, se realizan pruebas directamente a los amortiguadores, resortes, y los elementos que conforman la suspensión, tal como se observa en la siguiente figura.

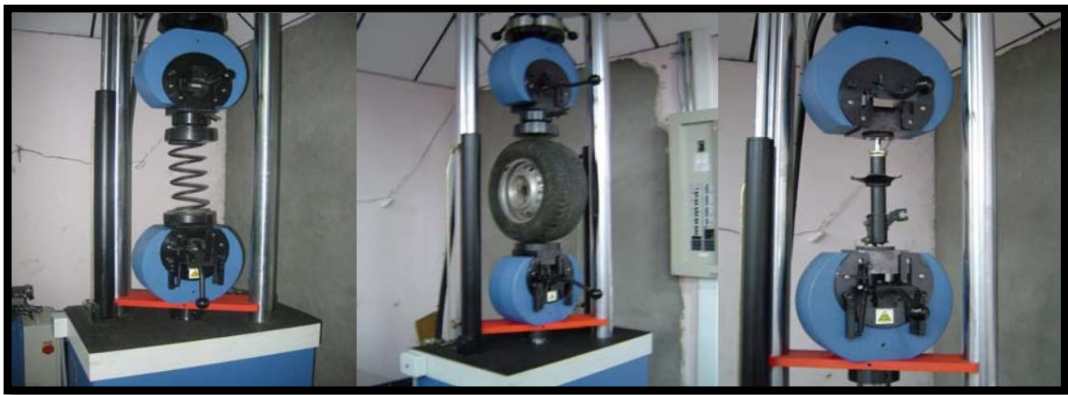
---

<sup>6</sup> CDA iTG Expertos SAS: Centro de diagnóstico automotor. Empresa localizada en la avenida Los Caneyes, Girón, Santander. Especializados en servicios de diagnóstico e inspección técnico mecánica y gases para motos según los requisitos normativos y comprometidos con el mejoramiento de la seguridad vial.

### ***Ventajas***

- Se puede realizar la prueba por independiente a cada elemento que conforma la suspensión.
- Se puede determinar el estado en el que se encuentra cada componente por medio de los datos obtenidos en la prueba.

**Figura 2.** "Prueba invasiva a suspensiones".



**Fuente:** "Modelado, diseño y construcción de un banco de pruebas para el análisis de la adhesión en la evaluación de suspensiones de vehículos livianos bajo la norma EUSAMA". Arbeláez Toro. Universidad tecnológica de Pereira. 2007. 8 congreso iberoamericano de ingeniería mecánica.

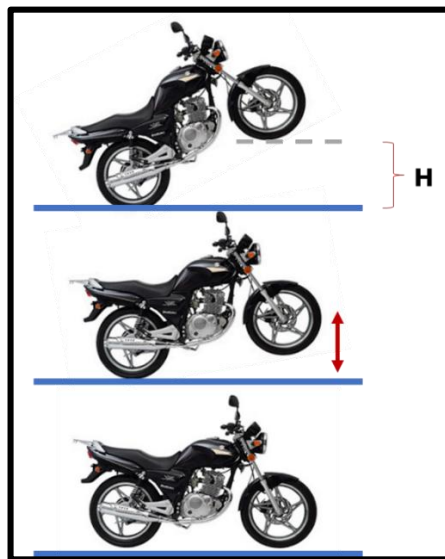
### ***Desventajas***

- Requiere de mayor tiempo la duración de la prueba, debido a que se debe desmontar y montar la suspensión a la motocicleta.
- No se analiza el comportamiento de la suspensión conjunta de la motocicleta.
- El desmontaje y montaje requiere de personal técnico especializado en motocicletas, de modo que el ensamble se realice correctamente después de realizada la prueba.

### ➤ Alternativa 2: Caída por gravedad

Para llevar a cabo este método se debe elevar la parte delantera y la parte trasera de la motocicleta a una altura específica, y dejarla caer libremente, tomando datos de variables como el tiempo que demora en estabilizarse y el desplazamiento de las oscilaciones siguientes.

**Figura 3.** "Prueba Caída por Gravedad".



### ***Ventajas***

- La prueba no requiere desensamblar la suspensión de la motocicleta.
- La prueba requiere de poco tiempo.
- No requiere de la construcción de un banco de pruebas.

### ***Desventajas***

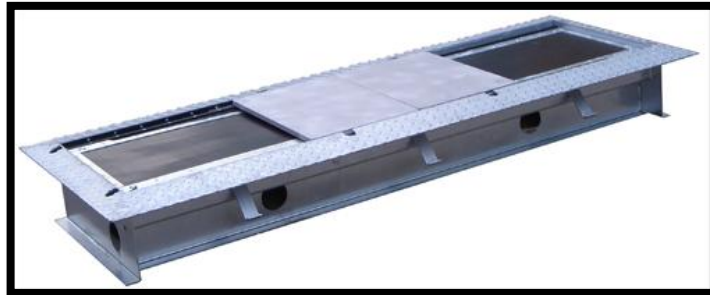
- El inconveniente para este ensayo es la falta de norma que lo respalde y garantice amplia investigación al respecto.

- Pueden surgir algunos inconvenientes al momento de generar diagnósticos confiables, debido a que en la toma de datos se pueden presentar errores significativos.

➤ **Alternativa 3: Plataforma vibratoria**

A partir de una plataforma con la cual excite la suspensión a unas condiciones definidas generadas por cargas verticales oscilatorias, basados en la norma EuSAMA<sup>7</sup>. Consiste en situar al vehículo sobre la plataforma de manera que la llanta se posicione encima de la misma, de esta forma se puedan aplicar las cargas verticales y se realice la toma de datos.

**Figura 4.** "Banco de pruebas para carros ST600B-PC".



**Fuente:** Modular Test. ST600B-PC. Disponible en:  
<http://www.modulartest.cz/en/products/st600b-pc/>. 2004.

***Ventajas***

- La prueba no requiere desensamblar la suspensión de la motocicleta.
- El tiempo que requiere la prueba es corto.
- No se requiere de personal técnico altamente especializado.

---

<sup>7</sup> European Shock Absorber Manufacturer Association. Norma EUSAMA.

- Existe una norma que la respalde.

### ***Desventajas***

- Requiere de calibración periódica para cumplir con la norma EUSAMA.

### **1.4.2. Según el tipo de sensor**

Teniendo en cuenta los métodos para desarrollar la prueba, se tienen dos posibles ideas, usar una cámara de video de alta velocidad o una celda de carga.

#### **➤ Alternativa 1: Cámara de Video**

Las cámaras de alta velocidad son equipos capaces de grabar instantes de tiempo de determinados fenómenos, pueden captar imágenes a velocidades muy elevadas.

### ***Ventajas***

- La visualización de estos fenómenos nos proporciona soluciones a determinados procesos que serían imposibles de captar por el ojo humano.
- Mediante tratamiento de señales pueden determinarse variables como desplazamiento, tiempo, velocidad y aceleración.

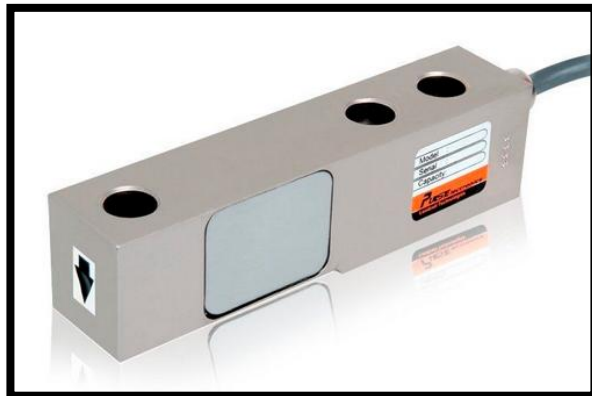
### ***Desventajas***

- Altos costos.
- Requiere de trabajo con software especializado en tratamiento de imágenes.

➤ **Alternativa 2: Celda de carga**

Una celda de carga es un transductor que es utilizado para convertir un esfuerzo en una señal eléctrica. Estos dispositivos aprovechan la naturaleza de una resistencia (galga extensiométrica), que se integra a un puente de Wheatstone, el cual permite realizar lecturas de voltajes gracias a la forma en la que el circuito está diseñado. La galga extensiométrica al estar adherida a una superficie determinada (material que soportará las cargas) presentara cambios en sus dimensiones, tanto área transversal como longitud, lo cual partiendo del principio de resistividad genera una variación en la resistencia del material conductor ante tales deformaciones, y por tanto, el voltaje a través del mismo sufrirá cambios cuantitativos.

**Figura 5.** “Celda de Carga”.



**Fuente:** [www.directindustry.com](http://www.directindustry.com).

***Ventajas***

- Presentan diferentes configuraciones geométricas, trabajan en rangos desde pocos gramos hasta cientos de toneladas.
- Las celdas tienen las características de acuerdo a su uso, capacidad requerida del equipo y las divisiones que se manejen.

- Los diseños de celda de carga se pueden distinguir según el tipo de señal de salida generada (neumática, hidráulica, eléctrica) o según la manera en que detectan el peso (doblez, cizalla, compresión, tensión, etc.)

### ***Desventajas***

- Requiere de un procesador para recibir datos y para realizar los respectivos cálculos que permitan determinar los resultados buscados.
- Requiere de calibración periódica.

### **1.4.3. Según el mecanismo generador de desplazamiento**

Teniendo en cuenta el método a utilizar para el desarrollo de la prueba, se puede pensar en algunas ideas para generar el desplazamiento vertical:

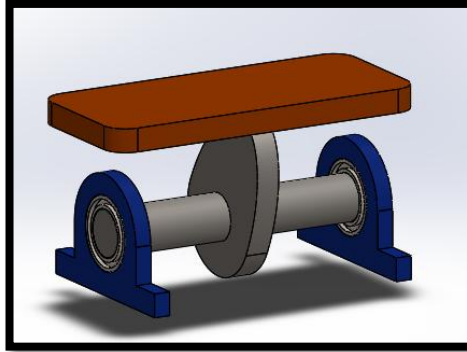
#### **➤ Alternativa 1: Levas**

Uno de los mecanismos comúnmente encontrados en la industria para generar trayectorias definidas son las levas, ya que gracias al diseño geométrico de su contorno se pueden generar trayectorias para aplicaciones específicas.

### ***Ventajas***

- Se puede desarrollar la trayectoria que se desee.

**Figura 6.** "Alternativa usando Levas".



### ***Desventajas***

- Adaptar levas a este tipo de maquina vibratoria significaría un gran control en la trayectoria de la plataforma, pero de igual forma generaría un alto desgaste en la superficie de la misma, debido al constante movimiento relativo entre dichas superficies.

### ➤ **Alternativa 2: Masa excéntrica**

Consta de una masa cuyo centro de gravedad no se alinea con el centro geométrico del eje, de modo que al momento de girar produce vibraciones en todas las direcciones del plano perpendicular al eje, cuya naturaleza es armónica, amplitud y frecuencia se pueden plasmar en forma de senos y cosenos.

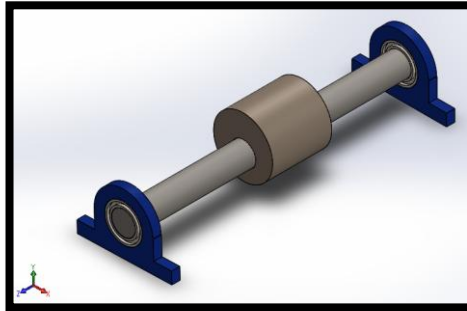
### ***Ventajas***

- Método sencillo para obtener vibraciones.
- Diseño y fabricación sencilla.

### ***Desventajas***

- Al someter el sistema a vibraciones, se debe evitar la falla por fatiga de sus elementos críticos.
- No se posee un control preciso de la amplitud de las vibraciones.

**Figura 7.** "Alternativa con masa excéntrica".



➤ **Alternativa 3: Eje excéntrico**

Consiste en un cilindro macizo el cual gira alrededor de un eje no concéntrico, lo cual permite controlar la amplitud del movimiento vertical de la plataforma.

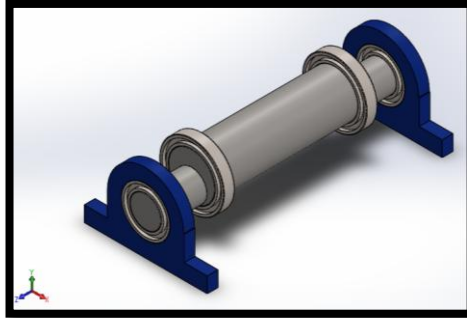
***Ventajas***

- Método más sencillo empleado para obtener vibraciones.
- Diseño y fabricación sencilla.
- Amplitud de las vibraciones controladas.

***Desventajas***

- Se convierte en un banco ligeramente más robusto respecto a los anteriores.

**Figura 8.** “Alternativa con eje excéntrico”



#### 1.4.4. Según el tipo de soporte

Basados en los ítems anteriores, se deben tener en cuenta diferentes mecanismos que brinden estabilidad al banco.

➤ **Alternativa 1: Mecanismo de mariposa**

Lo que se busca con este mecanismo es brindar estabilidad al sistema, pero requeriría de un elemento que soporte altos ciclos contra la fatiga, ya que el elemento elástico en la base del mecanismo es el que permite al sistema descender uniformemente.

**Figura 9.** “Mecanismo de mariposa de Apple”.



**Fuente:** <https://www.apple.com/macbook/design/>. Apple. 2015.

### ***Ventajas***

- Uniformidad al momento de descender, sin importar que parte de la plataforma se presione.

### ***Desventajas***

- Sirve para mecanismos del tamaño de teclas de teclado en computadores, su uso en bancos con dimensiones mayores podría no funcionar.
- Posee un diseño más complejo de sus componentes.

#### ➤ **Alternativa 2: Mecanismos de trayectoria rectilínea**

Se busca que la plataforma baje uniformemente con la ayuda de mecanismos de barras que restrinjan el movimiento en línea recta. La plataforma se integraría al elemento del mecanismo que realiza la trayectoria recta, en sus cuatro puntos de apoyo. Con esto se brinda estabilidad al sistema.

### ***Ventajas***

- Permite restringir las vibraciones en solo una dirección.
- Consta de elementos individualmente sencillos.

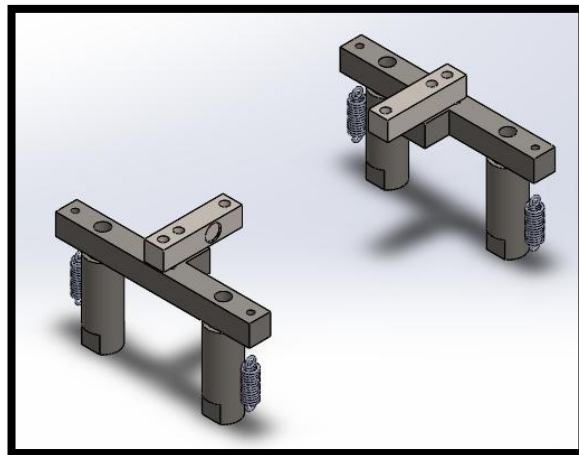
### ***Desventajas***

- La rigidez que puede presentar este mecanismo no permite realizar una buena lectura del estado de los elementos laterales de la suspensión.

#### ➤ **Alternativa 3: Mecanismo de dos apoyos**

Consta de un mecanismo amortiguador, el cual está conformado por una platina sobre la cual va la celda de carga, y ajustados por medio de un sistema de cilindro-buje y resorte, de modo que ayude a soportar las cargas generadas durante la prueba. Este mecanismo se sitúa en ambos extremos de la plataforma, de manera centrada, buscando la máxima estabilidad.

**Figura 10.** “Mecanismo de dos apoyos”.



### ***Ventajas***

- Permite realizar lecturas del estado de los elementos de la suspensión a lado y lado de la llanta.
- Se basa en un mecanismo sencillo y estable.

### ***Desventajas***

- Requiere de un montaje de manera que la plataforma quede correctamente nivelada sobre los apoyos de las celdas.

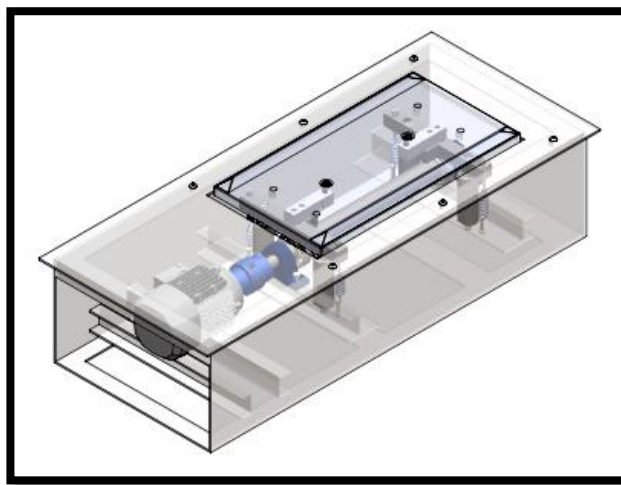
## 1.5. ALTERNATIVA SELECCIONADA Y METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO

Después de haber analizado detalladamente las alternativas anteriores, se determinó que las mejores opciones son las siguientes:

- Según el método, alternativa 3: Plataforma vibratoria
- Según el tipo de sensor, alternativa 2: Celda de carga
- Según el mecanismo generador de desplazamiento vertical, alternativa 3: Eje excéntrico.
- Según el tipo de soporte, alternativa 3: Mecanismo de dos apoyos.

Con el fin de evitar las vibraciones producidas por el desbalance de masa que conlleva un eje excéntrico, se opta por limitar las zonas excéntricas en los puntos donde se situarán las celdas de carga, de manera que la vibración vertical se controle. La plataforma está sujeta a las celdas de cargas, que estas a su vez están sujetadas a una platina (soporte de la celda), las celdas serán los sensores a usar para la toma de datos. Este mecanismo tendrá dos apoyos, por lo tanto se usarán dos celdas de cargas.

**Figura 11.** “Alternativa seleccionada para el banco”.



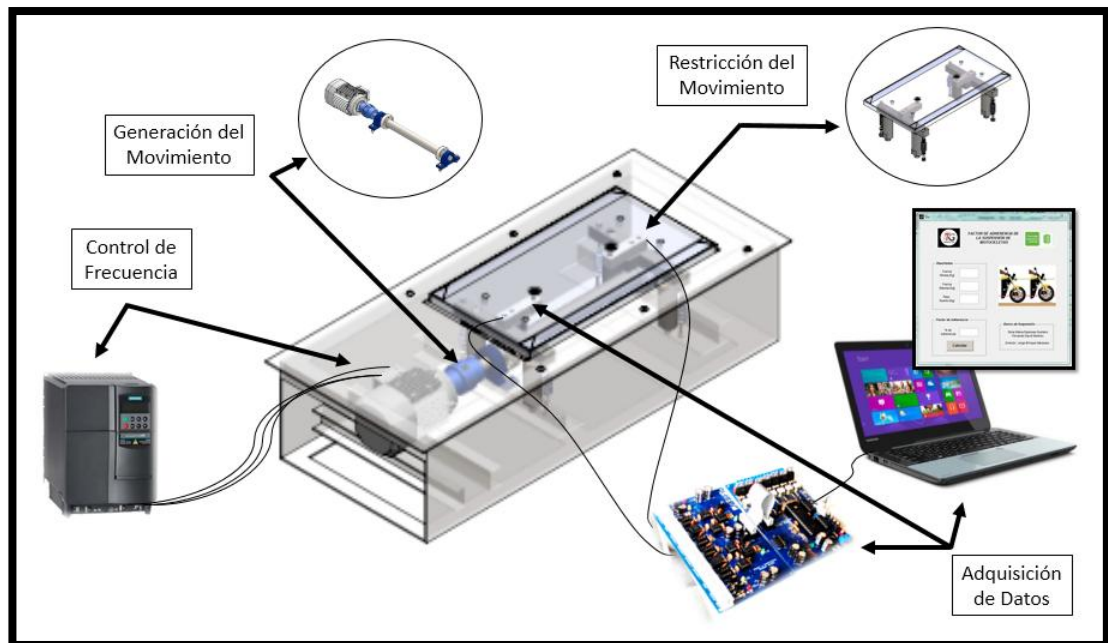
Para el desarrollo del presente proyecto, se dispuso de la siguiente metodología en la que se detallan las etapas y las áreas de actividad que abarcan el progreso de este. Esto permitió alcanzar los objetivos planteados, proyectando la evolución de los mismos.

Se define entonces las áreas de actividad para el progreso como: síntesis del banco de pruebas, subconjuntos del banco y fase de pruebas.

## 2. SÍNTESIS DEL BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINAR EXPERIMENTALMENTE EL FACTOR DE ADHERENCIA DE LA SUSPENSIÓN DE MOTOCICLETAS

En este capítulo se realiza una descripción general del banco; composición del banco, el principio de funcionamiento y la operación del banco.

**Figura 12.** “Banco de pruebas”.



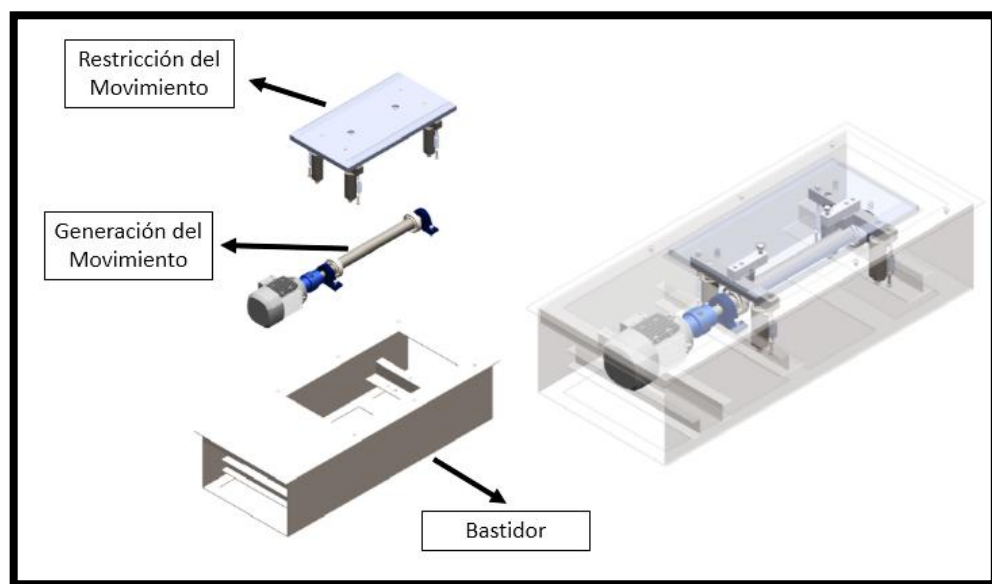
El banco de pruebas se construyó con el fin de determinar el factor de adherencia de la suspensión de las motocicletas. El diagnóstico experimental se realiza a través de una plataforma sobre la cual se ubicará la llanta de la motocicleta, esta plataforma realiza un movimiento vertical generado por un eje excéntrico que está acoplado a un motor eléctrico. Estas vibraciones se generan con el fin de simular

las condiciones que una motocicleta enfrenta al circular diariamente por la carretera. El objetivo es obtener el valor de fuerza mínima, y junto con el peso estático de la motocicleta, obtener la relación que determina la adherencia de su suspensión a la superficie.

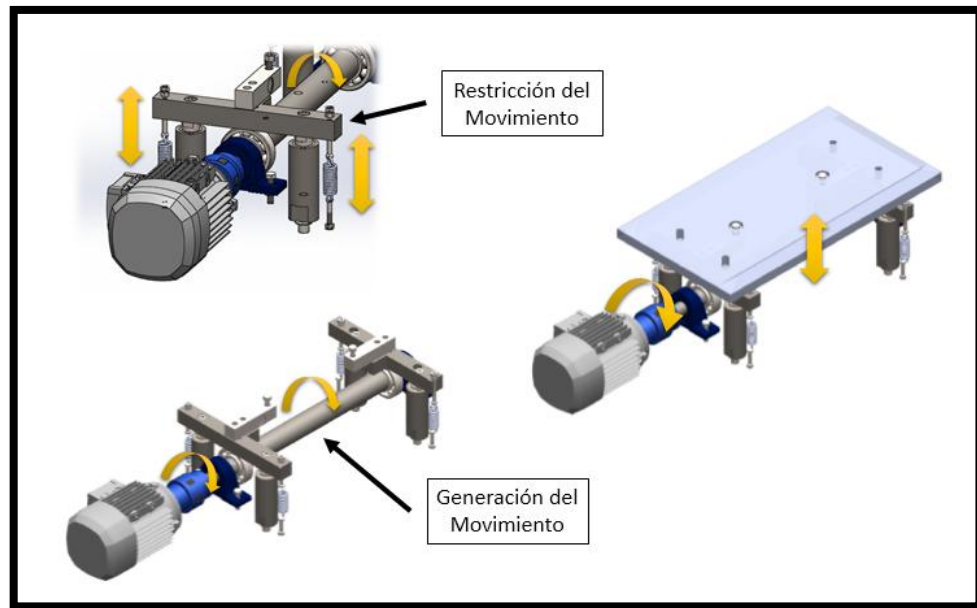
Como se observa en la figura anterior el banco está conformado por los siguientes subconjuntos:

- El sistema de generación del movimiento: encargado de generar el desplazamiento vertical de la plataforma.
- El sistema de restricción de movimiento: encargado de controlar y restringir los movimientos producidos.
- El sistema de control de frecuencia: encargado de variar la frecuencia para la realización de la prueba.
- El sistema de adquisición de datos: encargado de adquirir y transformar la señal de las celdas de carga, y de importar los datos a un computador para su posterior estudio y así de esta forma poder hallar el factor de adherencia.

**Figura 13.** “Elementos del banco de pruebas”.

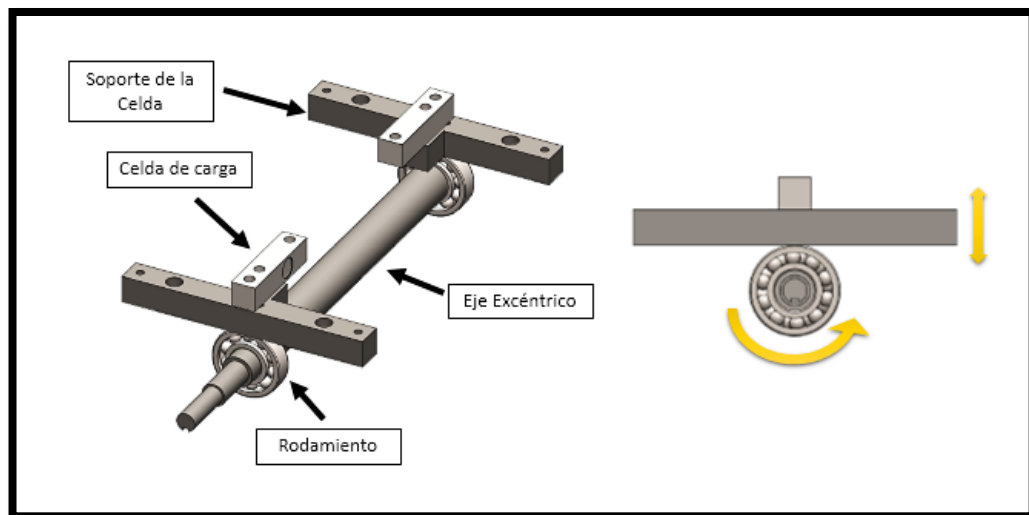


**Figura 14.** “Generación y restricción de movimiento”.

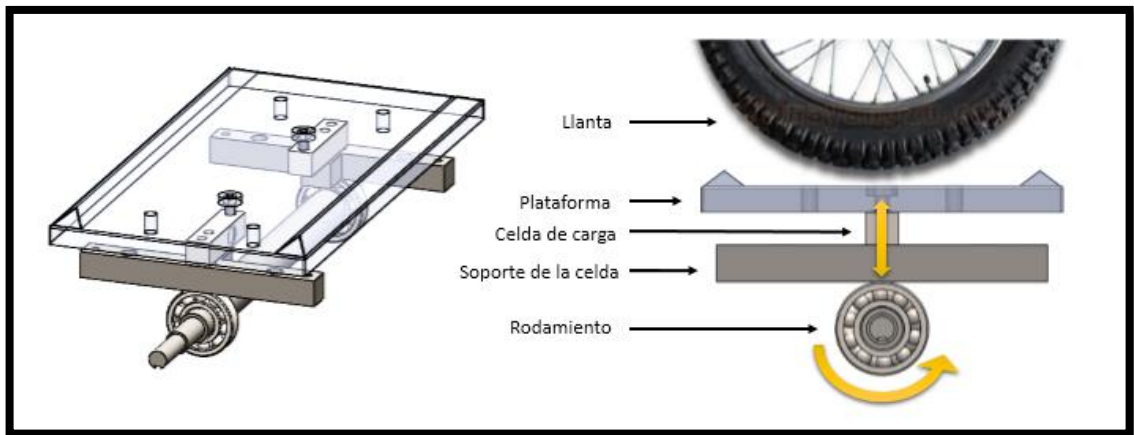


El movimiento vertical de la plataforma se da por el contacto directo entre el rodamiento y el soporte de la celda, el rodamiento está colocado en el eje excéntrico y la celda de carga está entre el soporte y la plataforma.

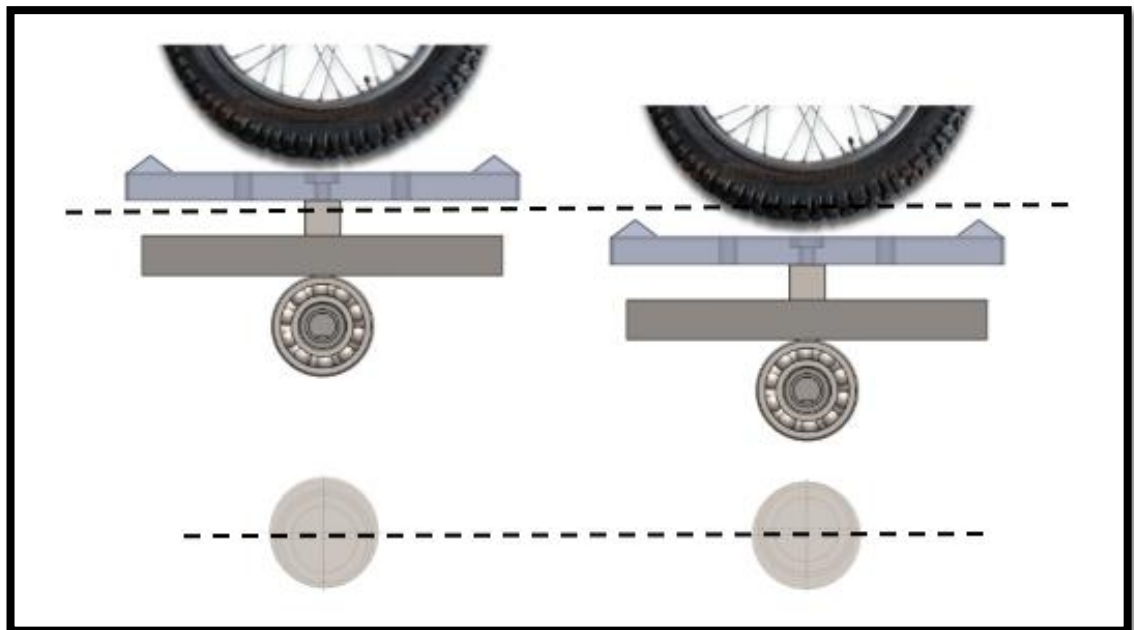
**Figura 15.** “Generación del movimiento”.



**Figura 16.** “Vibración inducida”.



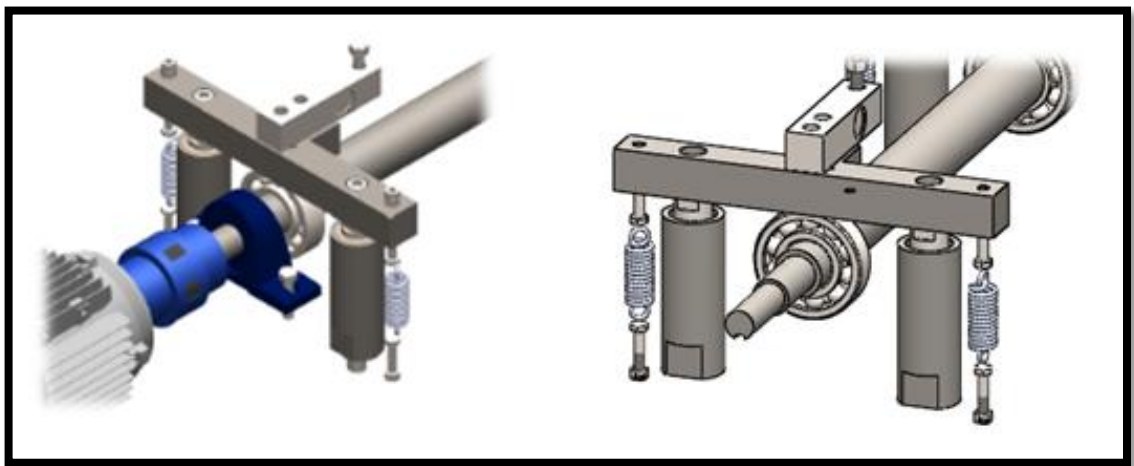
**Figura 17.** “Movimiento vertical plataforma”.



Debido a las vibraciones inducidas por el eje, es necesario obligar a la plataforma a estar en constante contacto con el perfil que genera su trayectoria. Buscando limitar el movimiento a solo oscilaciones verticales, se emplean unos cilindros concéntricos

que no permiten el desplazamiento horizontal de la plataforma, además se agregan unos resortes que evitan que la plataforma se llegue a separar o a perder contacto con el eje, ya que de no contar con un elemento mecánico para esta tarea, la plataforma tendería a desprenderse del eje e impediría realizar su desplazamiento hasta su punto mínimo.

**Figura 18.** “Restricción del movimiento”.



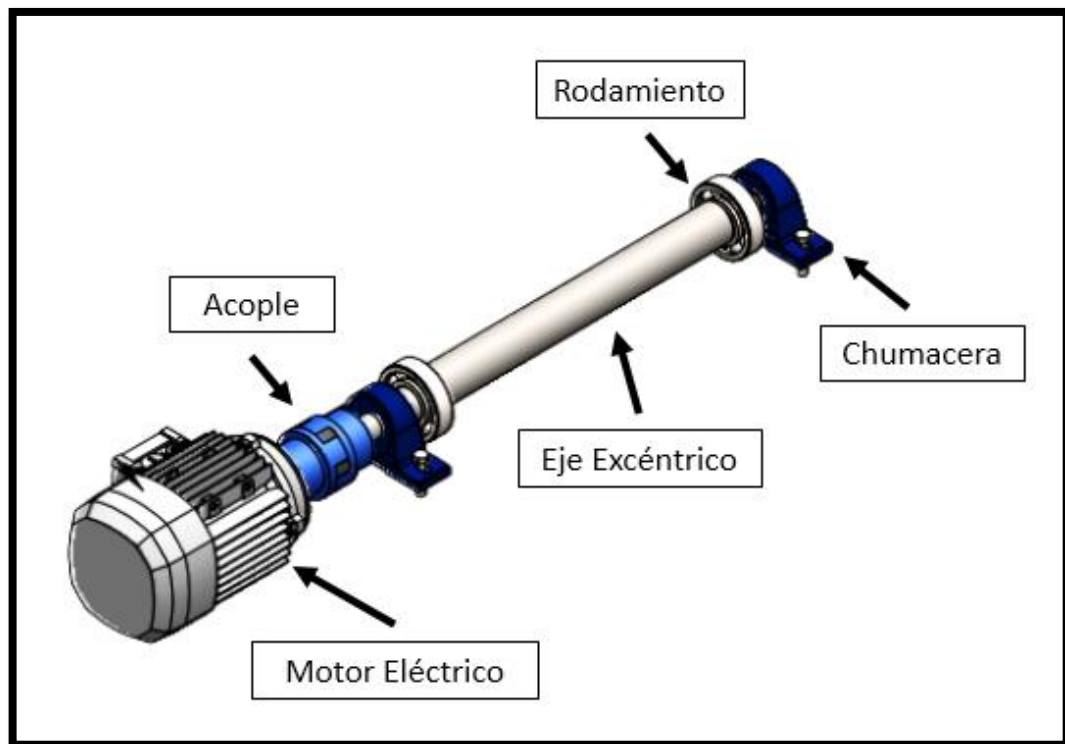
## 2.1. COMPOSICIÓN DEL BANCO

El banco de pruebas se desglosa en los siguientes subconjuntos:

- **Sistema de generación de movimiento:**

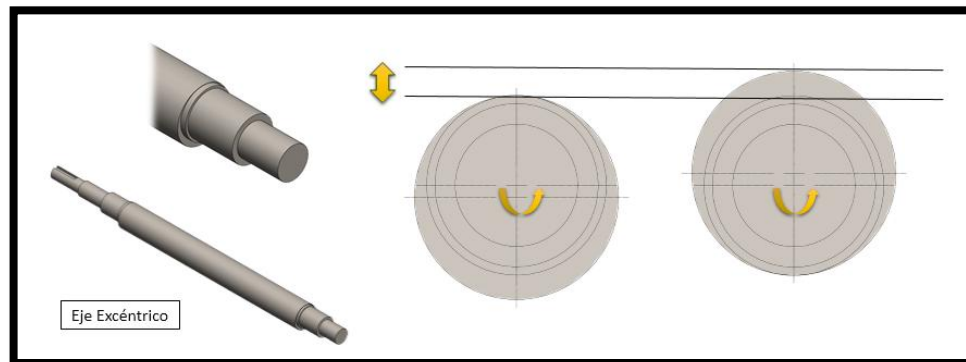
Sistema encargado de generar el movimiento vibratorio de la plataforma.

**Figura 19.** “Sistema generación de Movimiento”.



Este sistema está conformado por el eje excéntrico generador del desplazamiento vertical de la plataforma, sujeto al bastidor por medio de dos chumaceras colocadas a poca distancia de los extremos del eje, con rodapiés de bolas que entran en contacto con el soporte de la celda y esta acoplado al motor eléctrico AC de 2Hp. Al encender el motor eléctrico el eje de este inicia su movimiento de rotación y por medio del acople le transmite el movimiento al eje excéntrico, por su excentricidad al girar genera un movimiento vertical (sube y baja) en la plataforma que se encuentra sobre las celdas de carga y estas a su vez sobre el soporte de la celda en contacto directo con los rodapiés del eje excéntrico.

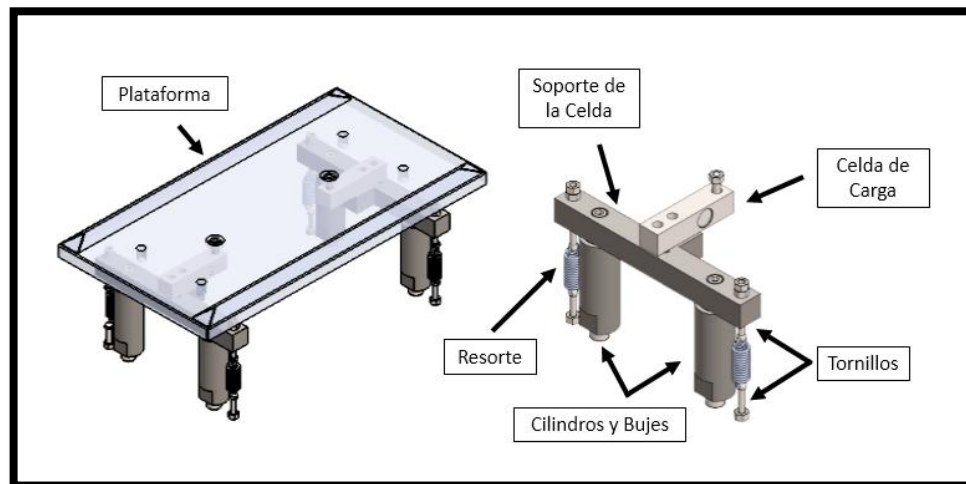
**Figura 20.** “Eje excéntrico”.



- **Sistema de restricción de movimiento:**

Este sistema permite controlar el movimiento brusco que se genera debido a la vibración.

**Figura 21.** “Sistema de restricción de Movimiento”.



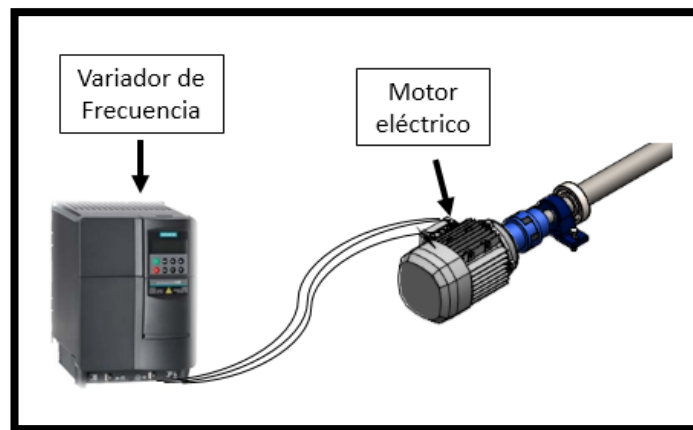
Está compuesto por la plataforma que se encuentra sobre las celdas de cargas, asegurada por medio de tornillos, estas celdas van sujetas a un soporte metálico

(platina o soporte de la celda) el cual está anclado al bastidor por medio de dos sistemas de restricción; mediante resortes en los extremos del soporte y cilindros concéntricos (cilindro interior, buje con balineros y cilindro exterior).

- **Control de la frecuencia:**

La metodología de la norma EuSAMA, define una relación entre el mínimo valor registrado de fuerza y el peso muerto de la motocicleta para hallar la adhesión. Este valor de fuerza mínima se halla, cuando se estimula el sistema con unos valores de frecuencia tal como lo indica la norma (barrido de frecuencia).

**Figura 22.** “Control de frecuencia”.



El barrido de frecuencia se realiza por medio de un variador de frecuencia Siemens MicroMaster 440<sup>8</sup> de 5hp, programado de acuerdo a las características del Motor eléctrico WMN (Anhui Wannan Electric Machine) de corriente alterna AC

---

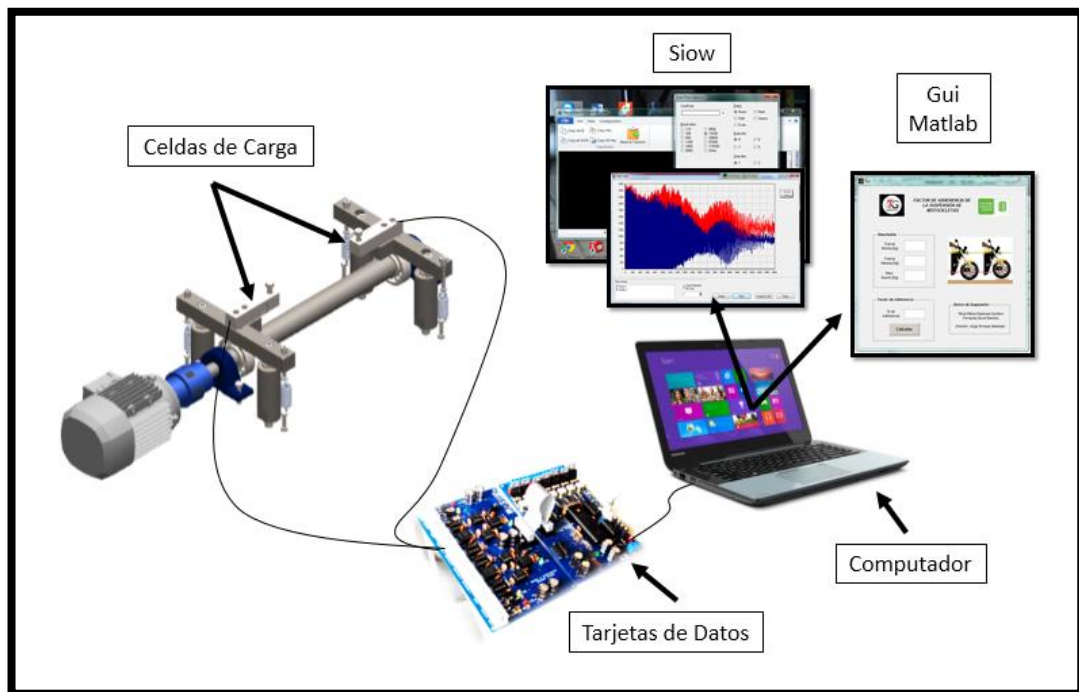
<sup>8</sup> El MICROMASTER 440 usa un sistema de control de vectores sofisticado que asegura una alta calidad de manera uniforme, incluso cuando se produzcan cambios bruscos de carga. Entradas de respuesta rápida y rampas de deceleración pueden ser programadas.

trifásico de 1.5 KW (2 HP), realizando un barrido de 60 Hz a 0 Hz durante 20 segundos.

- **Adquisición de datos:**

Los elementos que se requieren para la adquisición de datos son los siguientes: las celdas de carga, tarjetas de datos y un computador que tenga instalado Matlab y CCS Compiler<sup>9</sup>.

**Figura 23.** "Adquisición de datos".



La adquisición de datos se inicia con la señal generada por las celdas de carga, estas celdas de carga están conectadas a las tarjetas de adquisición de datos

<sup>9</sup> PCC Compiler. Compilador de lenguaje C, Véase Capítulo 7. Adquisición de datos.

(tarjeta de entradas y tarjeta de salidas) suministradas por el CDA iTG SAS donde por medio del puerto serial se transmiten los valores durante el barrido de frecuencia a un computador. Estos valores son visualizados en el computador por medio del software CCS Compiler, usando la herramienta Siow<sup>10</sup>, estos datos se ajustan y se cargan en la interfaz realizada en Matlab (GUI) para visualizar los resultados (gráficas y valores).

## 2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El diagnóstico experimental del nivel de adhesión, se realiza a partir de una plataforma individual donde se ubica la llanta de la motocicleta, por medio de la cual se excita la suspensión a unas condiciones de frecuencia y amplitud de desplazamiento establecidas, produciendo en consecuencia un movimiento oscilante en el cuerpo de la motocicleta.

Con el método de EuSAMA, se probará la adherencia definida así: relación expresada en porcentaje, entre la mínima fuerza vertical de contacto entre la rueda y el probador de suspensión registrada durante la oscilación vertical de la rueda, con respecto al peso registrado en la misma rueda en su estado estático. Tal como se muestra en la siguiente formula:

$$Adherencia = 100 * \left( \frac{F_{min}}{P} \right)$$

En donde:

- *Adherencia* = Adherencia en porcentaje (%).
- *F<sub>min</sub>* = Fuerza mínima vertical durante oscilación vertical (N) en la rueda.
- *P* = Masa estático (Kg) \* gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>) en la rueda.

---

<sup>10</sup> SLOW, Serial Input/output Monitor.

De esta manera, después de realizar la prueba se obtienen una serie de datos de acuerdo al barrido de frecuencia, de estos datos se toma el valor de la fuerza mínima, y el peso estático medido, para poder hallar el porcentaje de adherencia que tiene la suspensión.


### **2.3. OPERACIÓN DEL BANCO**

Para la operación del banco se desarrolló un procedimiento teniendo en cuenta artículos relacionados con la aplicación de la norma EuSAMA y de la suspensión de motocicletas. Inicialmente se toma la medida de la presión de aire de cada llanta, esta se debe encontrar dentro de un rango de acuerdo al tipo de motocicleta, si llegado el caso no cumple con el rango se debe corregir para que la prueba tenga validez. Después se ubica la motocicleta en el medio de la plataforma y se ajusta por medio de las correas de modo que quede en posición vertical y no permita que se desestabilice, se coloca un dinamómetro entre la correa y el gancho a cada lado con el fin de saber el valor de tensión a la que se encuentra sujeta, de modo que cumpla con un valor de tensión especificado en ambos lados, se amarra un bulto o masa específica que simula la de un pasajero. Posteriormente el variador de frecuencia se pone en funcionamiento, e inmediatamente se inicia la toma de datos por medio de CCS Compiler, el cual entrega un archivo de datos, se ajustan para ser usados en Matlab y así obtener el factor de adherencia de la suspensión de la motocicleta.

Figura 24. "Antes de realizar la prueba".


**ANTES DE LA PRUEBA**


- 1 Se mide la presión de aire de la llanta.




Rango  
↑  
Presión

**Nota:** La presión de aire de la llanta se debe encontrar dentro del rango de acuerdo al tipo de motocicleta.
- 2 Se ubica la motocicleta sobre la plataforma.

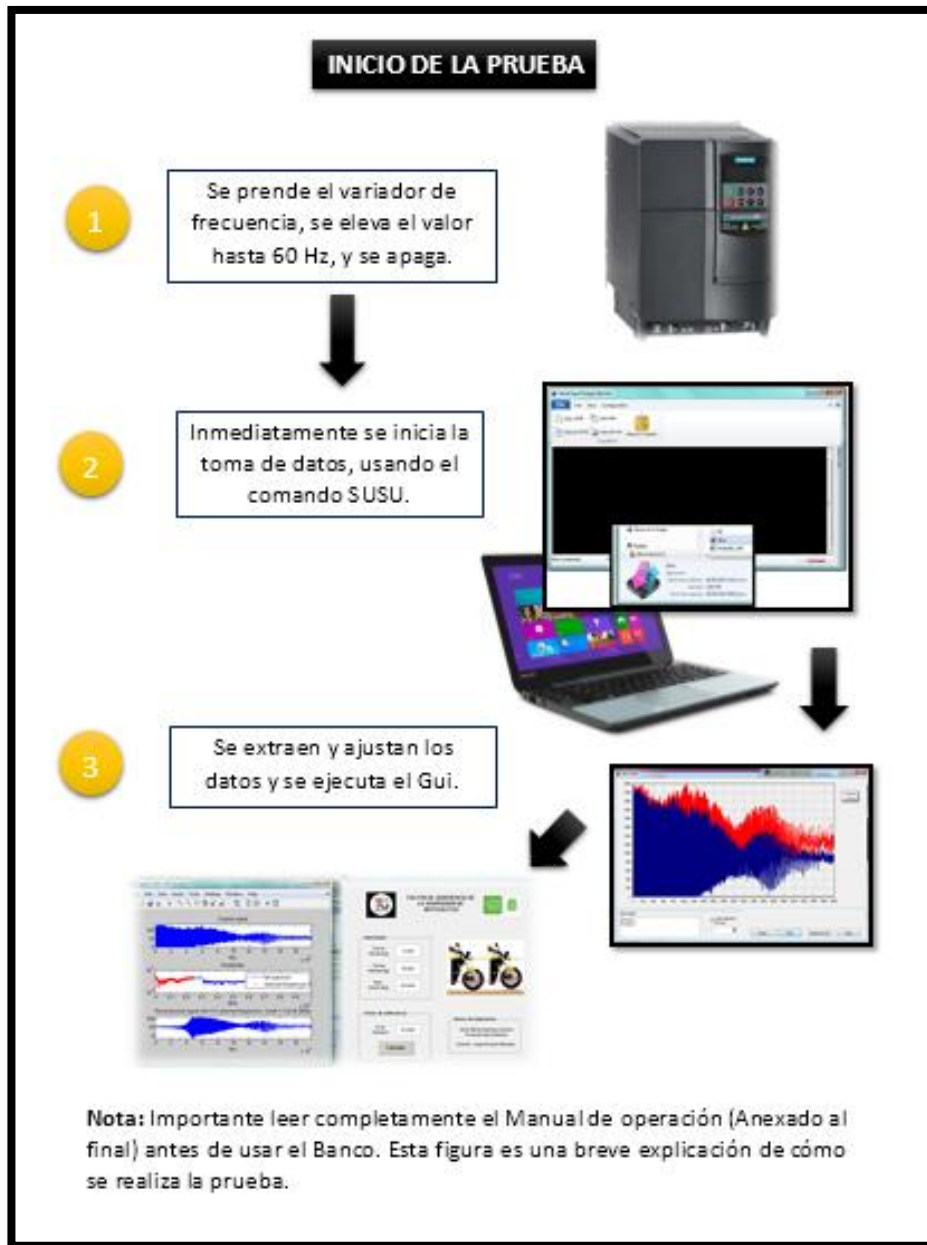

- 3 Se amarra un bulto con peso específico simulación de un pasajero.


- 4 Se ajusta por medio de las correas y se coloca el dinamómetro.



**Nota:** El valor de tensión de las correas debe estar dentro de un rango determinado. Este debe ser el mismo en cada lado.

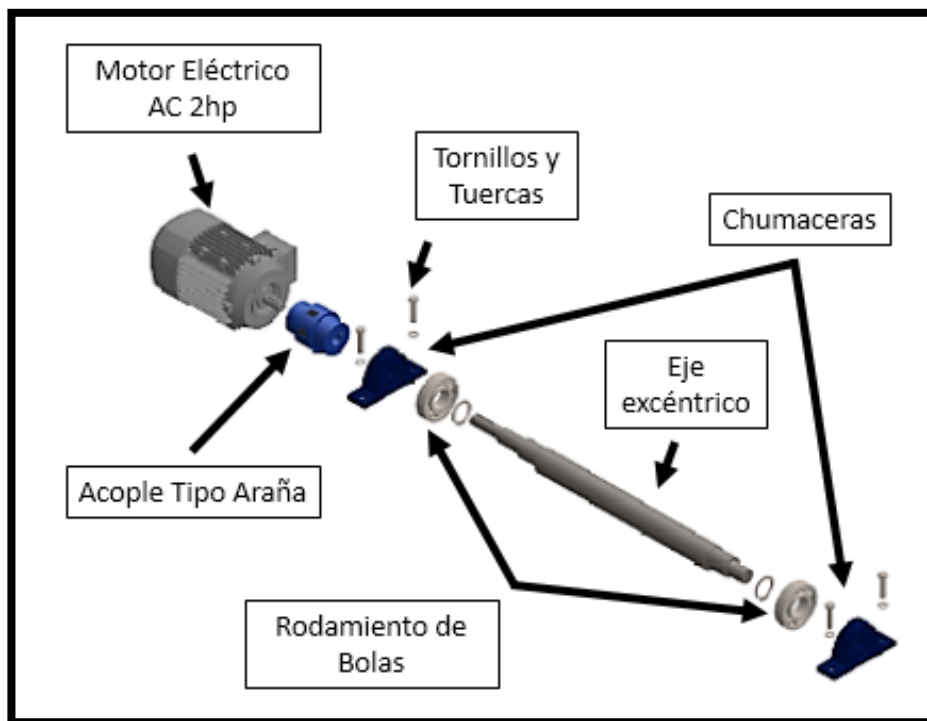
Figura 25. "Inicio de la prueba".



### 3. SISTEMA DE GENERACIÓN DE MOVIMIENTO

Como se describió anteriormente, este sistema está encargado de generar el movimiento vibratorio de la plataforma, siendo el eje excéntrico el generador del desplazamiento vertical de la plataforma por medio del contacto directo entre el rodamiento y el soporte de la celda.

**Figura 26.** “Elementos del sistema de generación de movimiento”.

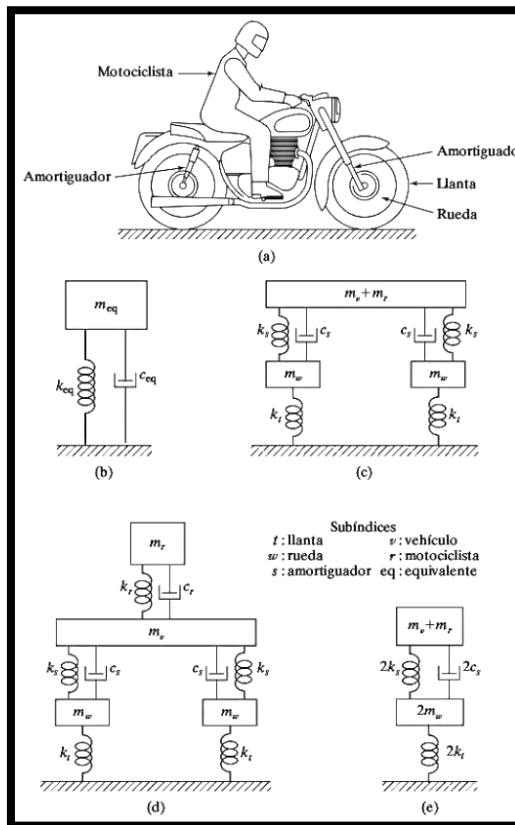


Para realizar el diseño de los componentes y la selección de elementos se debe hallar la fuerza máxima que debe soportar el sistema (la fuerza máxima generada cuando la motocicleta está sobre la plataforma durante el barrido de frecuencia). A continuación se realiza una simulación de la motocicleta aplicando el barrido de frecuencia, obteniendo la curva de fuerzas.

### 3.1.1. Simulación de fuerzas sobre el banco

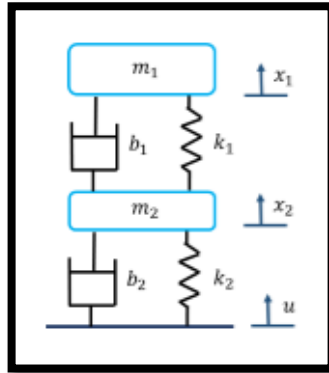
Primero se simula el sistema de dos niveles de libertad para determinar las condiciones críticas, es decir, asumiendo el caso de empleo del banco en su mayor exigencia (ingresando valores de las propiedades y características de las motocicletas lo más cercano a la realidad posible). De allí se obtienen las cargas máximas que pueden llegar a generarse al situar la motocicleta más pesada.

Figura 27. "Diagrama simplificado de una motocicleta".



**Fuente:** Singiresu Rao. Vibraciones Mecánicas. 5ta Edición. Cap. 1.6 Fundamentos de vibración: Procedimiento del análisis de la vibración. Pág. 20. Pearson Education. México, 2012.

**Figura 28.** “Diagrama escogido de fenómeno físico simplificado para análisis de un sistema motocicleta-motociclista”.



Teniendo en cuenta la masa suspendida y la masa no suspendida, al igual que la fuerza ejercida por la suspensión de la motocicleta, se halla una fuerza resultante, de modo permita saber cuál es la fuerza de impacto que debe soportar el sistema. Mediante un análisis de diagrama de cuerpo libre realizado a ambas masas individualmente se llegan a las siguientes ecuaciones:

$$m_1 * \ddot{x}_1 = -k_1(x_1 - x_2) - b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$$

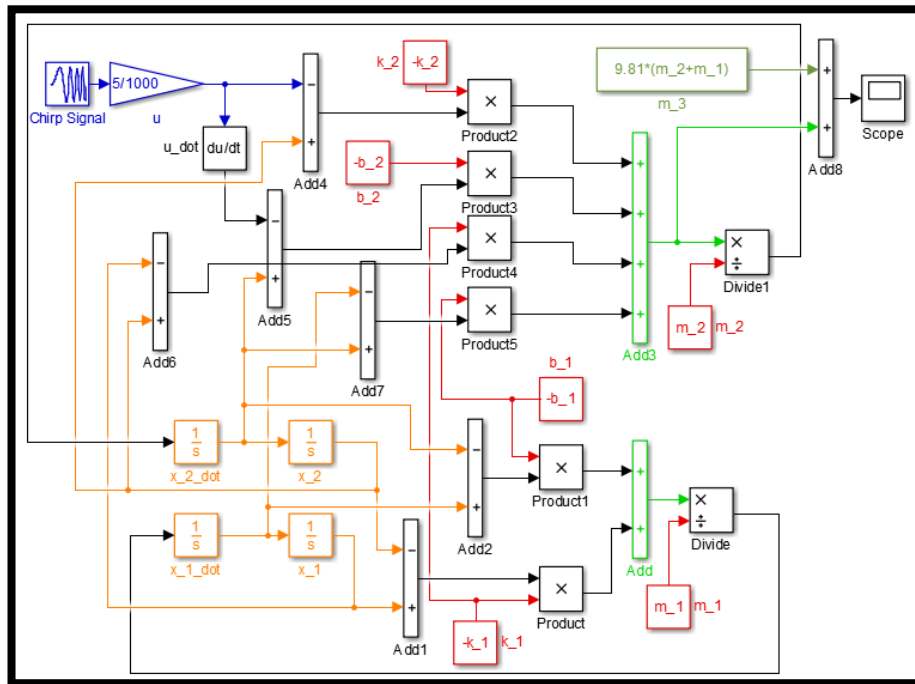
$$m_2 * \ddot{x}_2 = -k_1(x_2 - x_1) - b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - u) - b_2(\dot{x}_2 - \dot{u})$$

Donde:

- $m_1$  = *Peso de la Masa suspendida*
- $m_2$  = *Peso de la Masa no suspendida*
- $k_1$  = *Coficiente de elasticidad del mecanismo de suspensión*
- $k_2$  = *Coficiente de elasticidad de la llanta*
- $b_1$  = *Coficiente de amortiguamiento del mecanismo de suspensión*
- $b_2$  = *Coficiente de amortiguamiento de la llanta*
- $x_1$  = *Desplazamiento vertical de la Masa suspendida*
- $x_2$  = *Desplazamiento vertical de la Masa no suspendida*
- $u$  = *Desplazamiento generado por la excitación*

Se realiza el diagrama de bloques en Simulink:

Figura 29. "Diagrama de bloques".



Donde las líneas tienen los siguientes códigos de color:

- Azul: Entrada de la excitación  $u$ .
- Naranja: Variables  $\dot{x}_1$  y  $\dot{x}_2$  con sus respectivas integrales.
- Rojo: Constantes ingresadas, las cuales simulan los valores de masa, amortiguación y elasticidad del sistema.
- Verde claro: ecuaciones principales, las cuales son alimentadas con los términos pertinentes.
- Verde oscuro: Peso muerto de la motocicleta, al cual se le agregan las fuerzas producidas en  $u$ , es decir, en la plataforma.

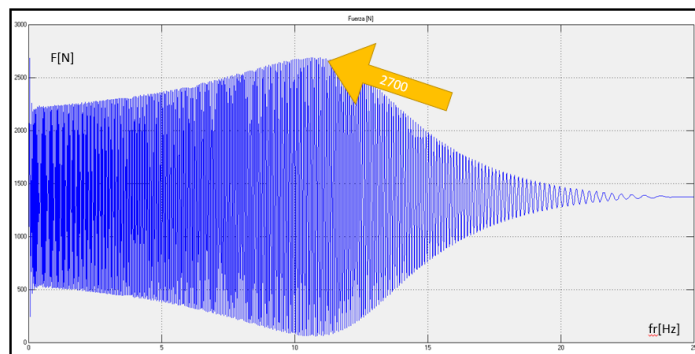
La masa máxima de las motos de 250cc es de 170kg, la cual se distribuye en mayor medida en su mitad trasera. Para realizar un diseño conservativo se toma  $m_1$  como 170kg y  $m_2$  como la masa de una llanta común 20kg.

**Tabla 1.** Constantes.

CONSTANTES	
$m_1$	170 [kg]
$m_2$	20 [kg]
$k_1$	18708 [N/m]
$k_2$	127200 [N/m]
$b_1$	800 [Ns/m]
$b_2$	10 [Ns/m]

Haciendo uso de unos valores extraídos de publicaciones de investigación que abarcan el tema de dinámica de motocicletas<sup>11</sup> (los cuales son valores promedio cercanos a la realidad), se ejecuta el código en Simulink.

**Figura 30.** “Curva obtenida mediante simulación”.



<sup>11</sup>Torres-López, Edward A., Arbeláez-Toro, Juan J., Hincapié-Zuluaga, Diego A., Rodríguez-Ledesma, Carlos M., Evaluación de la Adhesión de una Suspensión McPherson bajo la Norma EuSAMA en un Modelo Matemático y uno Multi-cuerpo Tecno Lógicas 2013.

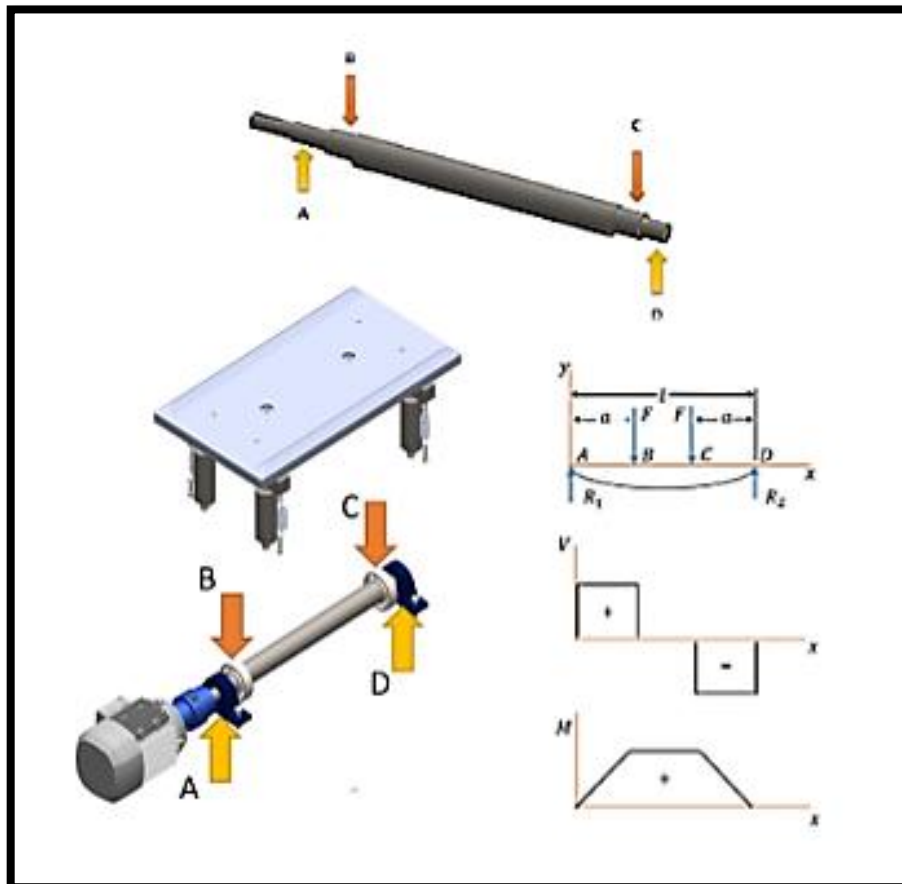
Donde se observa como la carga máxima de impacto no supera los 2700[N]. Se usa entonces, esta curva de comportamiento de fuerzas como base para el diseño del banco.

### 3.1.2. Proceso de diseño del eje

Se determina el eje mediante el procedimiento de cálculo para vida infinita:

Siendo A y D los puntos de los apoyos (chumaceras), B y C los puntos que soportan la plataforma (rodamientos).

**Figura 31.** “Análisis estático”.



$$R_1 = R_2 = F$$

$$\begin{aligned} V_{AB} &= F \\ V_{CD} &= -F \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{BC} &= 0 \\ M_{BC} &= Fa \end{aligned}$$

$$M_{AB} = Fx$$

$$M_{CD} = F(l - x)$$

Donde:

$$F = \frac{W_{plataforma} + P + W_{persona}}{2}$$

Siendo

$W_{plataforma}$  = Peso de la plataforma.

$P$  = Carga máxima generada por el impacto de la motocicleta.

$W_{persona}$  = Peso del motociclista. Basada en una masa promedio de aproximadamente 70[kg].

Para nuestro caso:

$$F = \frac{W_{plataforma}^{12} + P + W_{persona}}{2} = \frac{167[N] + 2700[N] + 700[N]}{2} = 1783,5[N]$$

Por tanto

$$M_{BC} = Fa = F * (5cm) = 1783,5 * \frac{5}{100} = 89,18[N * m]$$

Para evitar que los puntos B y C, los cuales están soportando la plataforma, se deformen de gran manera debido a la carga, se localizan cerca a los apoyos A y D respectivamente, de tal forma que la flecha del eje en tal punto sea mínima. Se conoce entonces a partir del corto análisis de cargas que el momento máximo generado es  $M_{BC}$  y la carga máxima cortante es  $F$ . Analizando ahora las fuerzas que se oponen al movimiento, a continuación se determina el torque requerido. En

---

<sup>12</sup> Peso de plataforma obtenido mediante báscula. Proceso de diseño de plataforma explicado en capítulo siguiente.

el esquema no se tiene en cuenta el torque generado por el propio peso del eje, ya que no es significativo, y es muy cercano al centro geométrico. De esta manera se determina el torque del motor necesario para soportar las cargas de impacto sin presentar deslizamientos o atascamientos en el rotor. Mediante el esquema (Ver *Figura N.1 Análisis de torque, ANEXO B*) se generan las expresiones que permiten determinar el toque a vencer.

Se estima el torque aproximado mediante la siguiente expresión (Sumatoria de momentos respecto a  $o$ ):

$$\sum M_o = I_o * \alpha$$

Donde

$$I_o = \frac{1}{2} * M * R^2 = \frac{1}{8} * M * D^2$$

$$M = \pi * R^2 * L * \rho = \frac{\pi}{4} * D^2 * L * 7850^{13} \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

Y se espera que el motor alcance la velocidad de 1500 rpm en 1 segundo.

$$\text{Por tanto } \alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{25 \frac{rev}{seg}}{1 seg} = 25 \left[ \frac{rev}{s^2} \right] * \frac{2\pi}{1 rev} = 157,1 \left[ \frac{rad}{s^2} \right]$$

De donde se determina que el torque a vencer es el siguiente:

$$T = N * (L * \cos \theta) + f_r * (L * \sin \theta) + I_o * \alpha$$

Siendo:  $f_r = \mu * N$

Para este caso

$$N = F$$

$$(L * \cos \theta) = e * \cos \theta$$

$$(L * \sin \theta) = \frac{D}{2} + e * \sin \theta$$

---

<sup>13</sup> Densidad del acero.

Donde  $e$  es la distancia entre centros geométricos del eje y de su excéntrico.

Donde el valor de  $\theta$  varia de  $0 - 360^\circ$ , conforme rota el eje. Alcanzando un valor de fricción máximo con  $\theta = 90^\circ$ , y para el brazo generado por la normal es  $\theta = 0^\circ$ . (Ver *Figura N.2 Esquema de Excentricidad, ANEXO B*)

Se toma un valor estándar del coeficiente de fricción entre la superficie de rodamiento y una superficie metálica sacado de SKF. (Ver *Tabla N.1 Coeficiente de fricción constante  $\mu$  para rodamientos sin obturaciones, ANEXO B*)

Se deja una expresión del torque en función del diámetro del eje, de su excentricidad y el torque necesario para vencer la inercia.

$$T = V * e \cos \theta + \mu * V * \left( \frac{D}{2} + e \right) \sin \theta + \frac{\pi}{32} * D^4 * L * \rho * \alpha$$

Expresión a la cual se maximiza por cuestiones de comodidad para su manejo, buscando el máximo valor de  $T$  para un  $\theta$ . Se emplea EES y se maximiza el valor de  $T$ , resultando en un  $\theta = 1,206^\circ$ .

Partiendo de la teoría del diseño de ejes sometidos a esfuerzos variables en el texto de Shigley<sup>14</sup>, el cual indica que para que un material dure ciclos infinitos, la resistencia utilizada en el diseño debe ser un porcentaje de su resistencia total. Como lo indica la figura (Ver *Figura N.3 Teoría del diseño de ejes sometidos a esfuerzos variables, ANEXO B*).

Se observa que si se desea un elemento que resista la fatiga a vida infinita, se debe emplear el valor de  $S_e$  en los cálculos, el cual se determina a partir del  $S'_e$  y los factores de modificación. Donde  $S'_e$  depende del material mismo, por cuestión de accesibilidad y costos, se utilizará un acero 4340 templado y revenido a  $300^\circ\text{C}$  cuyas propiedades son:

$$S_{ut} = 1720E6 [Pa] \quad S_y = 1590E6 [Pa]$$

---

<sup>14</sup> BUDYNAS, Richard. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Capítulo 6: "Fallas por fatiga resultantes de carga variable. 8va Edición. Mc Graw Hill.

(Ver Tabla A-21. *Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente, ANEXO B*).

Según curvas obtenidas de pruebas de fatiga realizadas por la ASME a aceros de este tipo, se toma el valor de límite de fatiga para cargas:

$$S'_e \cong 450[MPa]^{15}$$

*Factor de superficie  $k_a$* : Dependiendo del tratamiento térmico y el acabado superficial empleado al eje, variara su valor, mediante la expresión:

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Donde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión.

Para este caso:  $S_{ut} = 1720[MPa]$

(Ver Tabla A-22 *Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* y Tabla A-23 *Propiedades esfuerzo deformación media de aceros seleccionados, ANEXO B*.)

El factor  $k_a$  depende de los factores  $a$  y  $b$ . (Ver Tabla N.2 *Factor  $k_a$ , ANEXO B*.)

Para este caso:

$$A = 57,7 [MPa]$$

$$B = -0,718$$

*Factor de tamaño  $k_b$* : A menor diámetro aumenta el factor de corrección  $k_b$ , debido a que el elemento es de sección circular y es rotatoria, se determina mediante:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

En este caso no se conoce de primera mano el diámetro exacto, por tanto se realizan iteraciones para determinar el rango en el cual se encuentra, el cual es entre 2,79 y 51 mm de diámetro.

---

<sup>15</sup> ASM Handbook, Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys. P 673-688. 1990. ASM International.

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107}$$

*Factor de carga  $k_c$* : Dependiendo del modo de aplicación de las cargas se determina el factor  $k_c$ , el cual para este caso hay combinación de torsión y flexión, para tal caso:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

$$k_c = 1 \text{ "Carga combinada"}^{16}$$

*Factor de temperatura  $k_d$* : Se debe tener precaución con la temperatura de operación del elemento de la máquina.

Se determina mediante:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4$$

Formula. Sacada de la Shigley<sup>17</sup>.

Donde  $T_F$  es la temperatura de operación en [ $^{\circ}F$ ]

*Factor de confiabilidad  $k_e$* : Se parte de la cantidad de pruebas realizadas, la cual muestra claramente como el límite medio de resistencia a la fatiga es  $0.5 * S_{ut}$ , pero no todos los casos fallan en el mismo punto, es por tanto que al abarcar una mayor área bajo la campana de gauss se tendrá una mayor confiabilidad del elemento a diseñar. (Ver *Figura N.4 Limite de resistencia vs Resistencia a la tensión, ANEXO B*). De forma muy aproximada se puede calcular mediante la tabla de confiabilidad. (Ver *Tabla N.3 Confiabilidad y Figura N.5 Curva de confiabilidad, ANEXO B*).

Una vez calculados los factores que afectan la base del eje, se debe calcular el factor de concentración del esfuerzo y sensibilidad a la entalla, con la ayuda de catálogos de rodamientos. Dependiendo de la manera de cargar el eje, se calcula

<sup>16</sup> Diseño de elementos de máquinas. Shigley, pág. 282. Fórmula 6.26. 8va Edición. Mc Graw Hill.

<sup>17</sup> Diseño de elementos de máquinas. Shigley, pág. 283. Fórmula 6.27. 8va Edición. Mc Graw Hill.

un factor para la flexión y uno para la torsión. Como primer iteración se toma  $d=25\text{mm}$ , para tener un conocimiento de los cambios de sección transversal, de manera que se pueda calcular el factor de concentración de esfuerzos.

$$D = 30[\text{mm}]$$

$$r/d = 0,08$$

$$d = 25 [\text{mm}]$$

$$r = 2[\text{mm}]$$

$$D/d = 1,2$$

(Ver *Figura N.6 Cambio de sección, ANEXO B*)

Aplicado a la resistencia a la fatiga:  $\sigma_{max} = K_f \sigma_0$

O bien  $\tau_{max} = K_{fs} \tau_0$

Debido a la naturaleza del ensayo, se generan cargas fluctuantes, pero es sabido que su forma diferente a un patrón sinusoidal. Pero se ha determinado que no es el patrón el factor fundamental en la aplicación, pero si los valores en los cuales se encuentra dicho curva. (Ver *Figura N.7 Esfuerzos, ANEXO B*).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

En este caso e combinan cargas de flexión y torsionales variables, por tanto se hallan valores equivalentes:

$$\sigma'_a = \left\{ \left[ (K_f)_{flexion} (\sigma_a)_{flexion} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[ (K_{fs})_{torsion} (\tau_a)_{torsion} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[ (K_f)_{flexion} (\sigma_m)_{flexion} + (K_f)_{axial} (\sigma_a)_{axial} \right]^2 + 3 \left[ (K_{fs})_{torsion} (\tau_m)_{torsion} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

Se realiza un código en EES<sup>18</sup>, con las aproximaciones tomadas anteriormente. (Ver *Figura N.8 Código en EES, ANEXO C*). Se evalúan diferentes factores de seguridad,

---

<sup>18</sup> EES; Engineering Equation Solver. Programa que permite resolver sistemas de ecuaciones simultaneas.

de manera que desde distintos puntos de vista se logre un diseño conservador y seguro.

**Tabla 2. Resultados EES.**

1.50	1 d [m]	2 $n_{ASME}$	3 $n_{gerber}$	4 $n_{goodman}$	5 $n_{soderberg}$	6 $T_{max}$ [N*m]	7 POT [W]
Run 1	0,024	2,046	1,977	1,636	1,603	13,62	1401
Run 2	0,02402	2,051	1,982	1,64	1,607	13,62	1401
Run 3	0,02404	2,056	1,987	1,644	1,611	13,62	1401
Run 4	0,02406	2,061	1,992	1,648	1,615	13,62	1401
Run 5	0,02408	2,066	1,997	1,652	1,619	13,62	1401
Run 6	0,0241	2,071	2,002	1,656	1,623	13,62	1401
Run 7	0,02412	2,076	2,007	1,66	1,627	13,62	1401
Run 8	0,02414	2,081	2,012	1,664	1,631	13,62	1401
Run 9	0,02416	2,086	2,017	1,668	1,635	13,62	1401
Run 10	0,02418	2,091	2,022	1,672	1,639	13,62	1401
Run 11	0,0242	2,096	2,027	1,676	1,643	13,62	1401
Run 12	0,02422	2,101	2,031	1,68	1,647	13,62	1401
Run 13	0,02424	2,107	2,036	1,685	1,651	13,62	1401
Run 14	0,02427	2,112	2,041	1,689	1,655	13,62	1401
Run 15	0,02429	2,117	2,046	1,693	1,66	13,62	1402
Run 16	0,02431	2,122	2,051	1,697	1,664	13,62	1402
Run 17	0,02433	2,127	2,056	1,701	1,668	13,62	1402
Run 18	0,02435	2,132	2,061	1,705	1,672	13,62	1402
Run 19	0,02437	2,138	2,066	1,709	1,676	13,63	1402
Run 20	0,02439	2,143	2,071	1,714	1,68	13,63	1402
Run 21	0,02441	2,148	2,077	1,718	1,684	13,63	1402
Run 22	0,02443	2,153	2,082	1,722	1,688	13,63	1402

Por tanto se obtiene un diámetro mínimo de 24mm, un motor de aproximadamente 1500 [W] para un factor de seguridad mayor a 2 según la norma ASME.

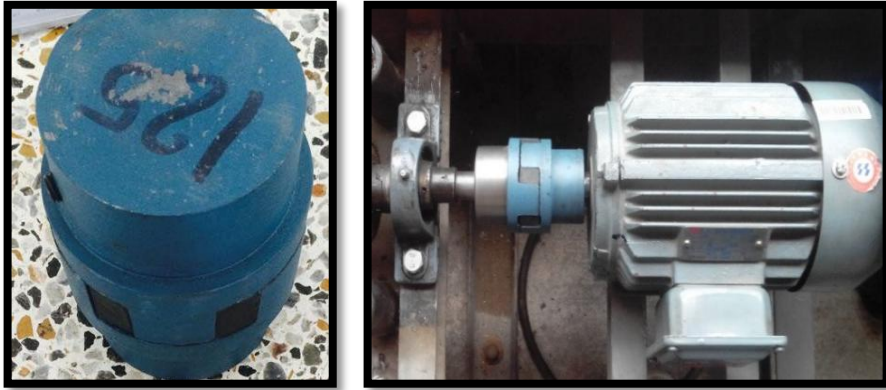
### 3.1.3. Acople

Se selecciona un tipo de acople que permita la absorción de vibraciones y sea de montaje sencillo, un acople flexible con capacidad de absorber los esfuerzos de arranque, haciéndolos más suaves.

De acuerdo al montaje y a la aplicación, el acople más recomendado es el tipo araña 125, el cual se mandó a torner en ambas caras un diámetro de 24 mm con su

respectivo cuñero. Este acople se ubica entre el eje del motor, y el eje excentrico, tal como se observa en la figura.

**Figura 32.** "Acople flexible tipo araña".



#### **3.1.4. Chumacera**

Tomando el diámetro del eje se procede a seleccionar sus apoyos. Los cuales deben cumplir:

- Diámetro interior de 30mm.
- Soporte vibraciones.
- Soporte suciedad del ambiente.
- Soporte cargas radiales únicamente

La chumacera P206 se seleccionó obedeciendo el diámetro del eje, las velocidades de trabajo del motor y costo.

#### **3.1.5. Rodamientos**

Se emplea el diagrama del catalogo de la SKF para seleccionar el tipo de rodamiento<sup>19</sup>:

**Figura 33.** "Catalogo SKF de rodamientos".

Tipo de rodamiento	Tipos de rodamientos - diseño y características					Características Rodamientos adecuados para									
	apoyero cónico	placas de protección u obstrucciones	autoalineable	no desarmable	desarmable	carga puramente radial	carga puramente axial	carga combinada	carga de momento	alta velocidad	alta exactitud de giro	alto grado de rigidez	funcionamiento silencioso	baja fricción	compensación de desalineación durante el funcionamiento
Rodamientos rígidos de bolas						+	+	+	+	+	+	+	+	+	-
Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera						+	+	+	-	+	+	+	+	+	-
de una hilera apareados, de dos hileras						++	+	+	+	+	+	+	+	+	--
de cuatro puntos de contacto						-	+	+	+	+	+	+	+	+	--
Rodamientos de bolas a rótula						+	-	-	--	+++	++	-	++	+++	+++
Rodamientos de rodillos cilíndricos, con jaula						++	--	--	--	++	++	++	++	++	-

**Fuente:** SKF Catálogo general de rodamientos SKF, mayo 2006.

El cual permite visualizar que la opción de rodamiento rígido de bolas es la más adecuada. Se procede entonces a seleccionar el tipo, de tal manera que presente un mecanismo de sello hacia el interior del rodamiento.

La protección mínima que se puede emplear es la de placas Z a lado y lado del rodamiento.

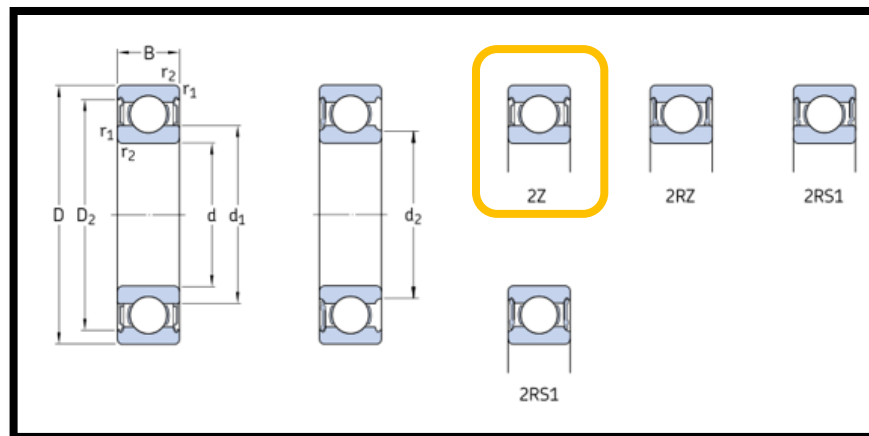
<sup>19</sup> Ver diagrama completo en Anexo B.

**Tabla 3.** Selección de obturaciones.

Requisito	Tabla de selección de obturaciones		Obturaciones de bajo rozamiento		Obturaciones rozantes	
	Placas de protección Z	RSL	RZ	RSH	RS1	
Baja fricción	+++	++	+++	o	o	
Altas velocidades	+++	+++	+++	o	o	
Retención de grasa	o	+++	+	+++	++	
Exclusión de polvo	o	++	+	+++	+++	
Exclusión de agua estática	-	o	-	+++	++	
Exclusión de agua dinámica	-	o	-	+	+	
Exclusión de agua alta presión	-	o	-	+++	o	

Simbolos: +++ excelente ++ muy buena + buena o adecuada - no recomendada

**Figura 34.** "Placas de protección".



**Fuente:** SKF Catálogo general de rodamientos SKF, mayo 2006.

Se calcula la vida útil del rodamiento en base a las cargas empladas sobre el mismo. Mediante las siguientes expresiones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{Pe} \text{ Millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \text{ Horas de funcionamiento}$$

$$Pe = 3 \text{ "Para rodamiento r\u00edgido de bolas"}$$

C=Carga nominal admisible por el rodamiento

Debido a que las cargas que deber\u00e1 soportar son \u00fanicamente radiales, la fuerza equivalente sobre el rodamiento es la misma fuerza radial usada en el dise\u00f1o.

$$P = \frac{2700 + 170 + 700}{2000} [kN] \text{ "Fuerza empleada para el dise\u00f1o"}$$

$$n = 1670 \text{ "RPM del motor"}$$

Para un dise\u00f1o mas conservador se aplican las siguientes expresiones, las cuales presentan un factor de correccion sugerido por SKF:

$$L_{nm} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} \text{ Millones de revoluciones}$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{nm} \text{ Horas de funcionamiento}$$

$$a_1 = 0,21 \text{ "Factor de correcci\u00f3n"}$$

$$a_{SKF} = 0,1 \text{ "Factor de correcci\u00f3n SKF"}$$

Factores tomados de acuerdo a las Figura 2 y 3 del ANEXO B.

Debido al ambiente adverso en el que se encuentra el banco de pruebas, el factor  $a_{SKF}$  tiene a tomar el valor de 0,1.

Seg\u00fan recomendaciones del catalogo de SKF, se opta por un rodamiento que permita un alto numero de horas de operaci\u00f3n. Finalmente se escoge el 6308-2z: Significa que posee una placa de protecci\u00f3n a ambos lados del rodamiento.

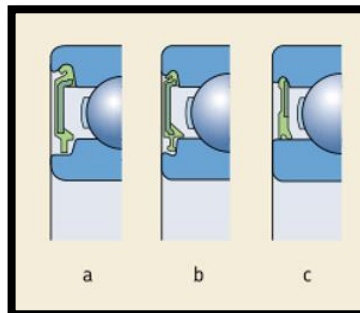
**Tabla 4.** Dimensiones principales.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>2)</sup>		Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
40	52	7	4,94	3,45	0,186	26 000	13 000	0,034	61808-2RZ	-
	52	7	4,94	3,45	0,186	-	7 500	0,034	61808-2RS1	-
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	12 000	0,12	61908-2RZ	-
	62	12	13,8	10	0,425	-	6 700	0,12	61908-2RS1	-
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	11 000	0,19	* 6008-2Z	* 6008-Z
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	11 000	0,19	* 6008-2RZ	* 6008-RZ
	68	15	17,8	11,6	0,49	-	6 300	0,19	* 6008-2RS1	* 6008-RS1
	68	21	16,8	11,6	0,49	-	6 300	0,26	63008-2RS1	-
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,37	* 6208-2Z	* 6208-Z
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,37	* 6208-2RZ	* 6208-RZ
	80	18	32,5	19	0,8	-	5 600	0,37	* 6208-2RS1	* 6208-RS1
	80	23	30,7	19	0,8	-	5 600	0,44	62208-2RS1	-
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,63	* 6308-2Z	* 6308-Z
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,63	* 6308-2RZ	* 6308-RZ
	90	23	42,3	24	1,02	-	5 000	0,63	* 6308-2RS1	* 6308-RS1
	90	33	41	24	1,02	-	5 000	0,89	62308-2RS1	-

**Fuente:** SKF Catálogo general de rodamientos SKF, mayo 2006.

El cual cuyo diametro exterior al ser mayor de 90mm es del tipo C:

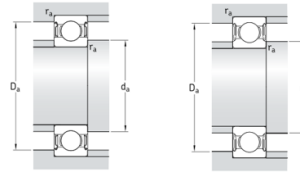
**Figura 35.** ‘‘Tipo de obturación tipo Z’’.



**Fuente:** SKF Catálogo general de rodamientos SKF, mayo 2006.

Siguiendo con las recomendaciones de diseño, se amplía la sección transversal del eje a 50mm.

**Tabla 5.** Dimensiones del Rodamiento.

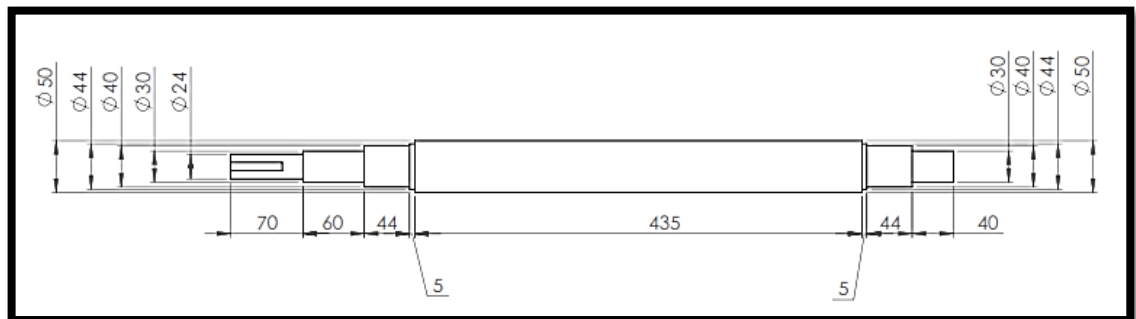


Dimensiones				Dimensiones de acuerdos y resaltes				Factores de cálculo		
d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min	d <sub>a</sub> min	d <sub>a</sub> máx	D <sub>da</sub> máx	r <sub>a</sub> máx	k <sub>v</sub>	f <sub>0</sub>
mm										
40	43.7	-	49.6	0.3	42	-	50	0.3	0.015	14
	-	42.6	49.6	0.3	42	42.5	50	0.3	0.015	14
	46.9	-	57.3	0.6	43.2	-	58.8	0.6	0.02	16
	46.9	-	57.3	0.6	43.2	-	58.8	0.6	0.02	16
	49.3	-	61.1	1	44.6	-	63.4	1	0.025	15
	49.3	-	61.1	1	44.6	-	63.4	1	0.025	15
	49.3	-	61.1	1	44.6	-	63.4	1	0.025	15
	49.3	-	61.1	1	44.6	-	63.4	1	0.025	15
	52.6	-	69.8	1.1	47	-	73	1	0.025	14
	52.6	-	69.8	1.1	47	-	73	1	0.025	14
	52.6	-	69.8	1.1	47	-	73	1	0.025	14
	52.6	-	69.8	1.1	47	-	73	1	0.025	14
56.1	-	77.7	1.5	49	-	81	1.5	0.03	13	
56.1	-	77.7	1.5	49	-	81	1.5	0.03	13	
56.1	-	77.7	1.5	49	-	81	1.5	0.03	13	

**Fuente:** SKF Catálogo general de rodamientos SKF, mayo 2006.

Se concluye, entonces que la longitud del eje es de 60cm, teniendo espacio suficiente para la ubicación de todos los elementos. Siendo la mayor sección transversal de 50mm, los cuales ayudaran al mecanismo a generar fuerza vibratoria y a conservar el movimiento<sup>20</sup>.

**Figura 36.** “Diseño final del eje”.

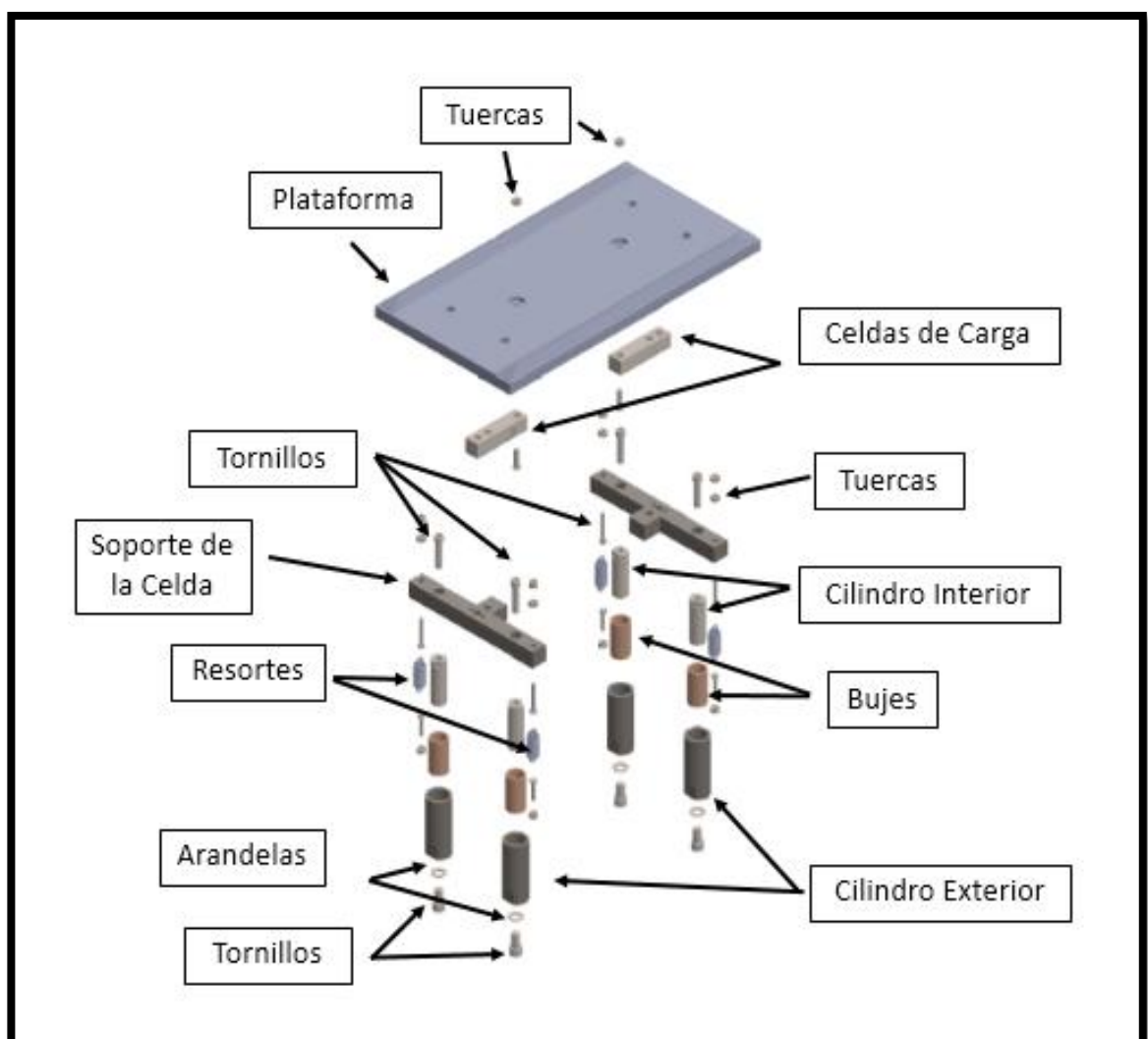


<sup>20</sup> Sugerencia de diseño tomada del catálogo SKF.

#### 4. SISTEMA DE RESTRICCIÓN DE MOVIMIENTO

Este sistema permite controlar el movimiento brusco que se genera debido a la vibración inducida en el sistema.

**Figura 37.** "Elementos sistema de restricción de movimiento".



#### **4.1.1. Plataforma**

Es importante tener en cuenta que el largo de la plataforma debe estar acorde con el sistema de rotación, es decir, con el tamaño del eje y de acuerdo a la distancia de separación entre los soportes de las celdas.

La plataforma es de forma rectangular, debido al mecanismo que se encontrará debajo de ella. Partiendo de unas dimensiones básicas estimadas a partir de la superficie de contacto de la llanta de la motocicleta, se determina que las dimensiones de la plataforma deben ser no inferiores a 20 cm x 15 cm que puede llegar a ser el ancho de una motocicleta robusta. Se considera entonces, una plataforma de ancho 35cm, los suficientes para que la llanta de la motocicleta se localice, agregando unas guías, de manera que el usuario pueda localizar la mitad más fácilmente. Las guías se hacen de base 5 cm y de sobresalte de 1,5 cm, de manera que sea fácil para el usuario pasar la motocicleta por encima de estos. La plataforma se fabrica en acero, de 650x350 mm, con un espesor de 5mm y tiene 2 perforaciones para sujetar la plataforma a las celdas<sup>21</sup> por medio de tornillos Bristol. La masa de la plataforma es de 17[kg].

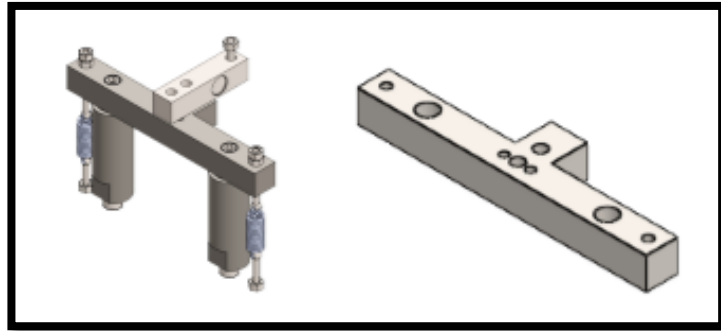
#### **4.1.2. Soporte de la celda**

El soporte de la celda es una platina de acero a la cual se ajustan el sistema de restricción de manera que impidan el movimiento brusco vertical y horizontal generado por las vibraciones del sistema. En la parte superior de la platina va anclada la celda de carga por medio de dos tornillos bristol. En la cara contraria a esta, se encuentra sujetado por medio de tornillos el conjunto de cilindro interior, cilindro exterior, buje con balineras y en los extremos están anclados los resortes por medio de tornillos con cabeza modificada, tal como se observa en la figura.

---

<sup>21</sup> Debido al diseño de las celdas escogidas (shear beam) se realizan dos agujeros con los cuales la plataforma pueda apoyarse.

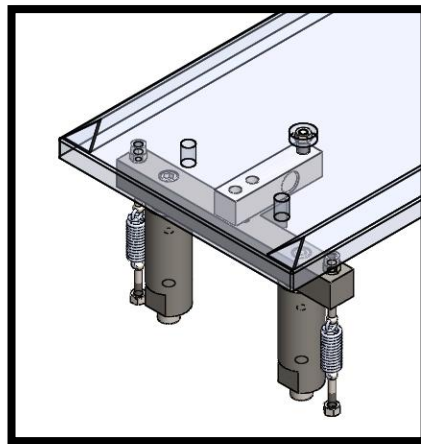
**Figura 38.** “Soporte de la celda”.



#### **4.1.3. Bujes y resortes**

Como se indicó anteriormente para impedir el movimiento brusco se dispone de dos sistemas, como se observa en la figura el resorte está anclado a dos tornillos de cabeza modificada, un tornillo rosca con el soporte de la celda y es ajustado por medio de dos tuercas, y el segundo es roscado en el bastidor ajustado con tuercas y así mismo está anclado el sistema de cilindros, roscado al soporte por medio de un tornillo Bristol y al bastidor con otro tornillo Bristol. Este sistema de restricción fue suministrado por el CDA iTG SAS.

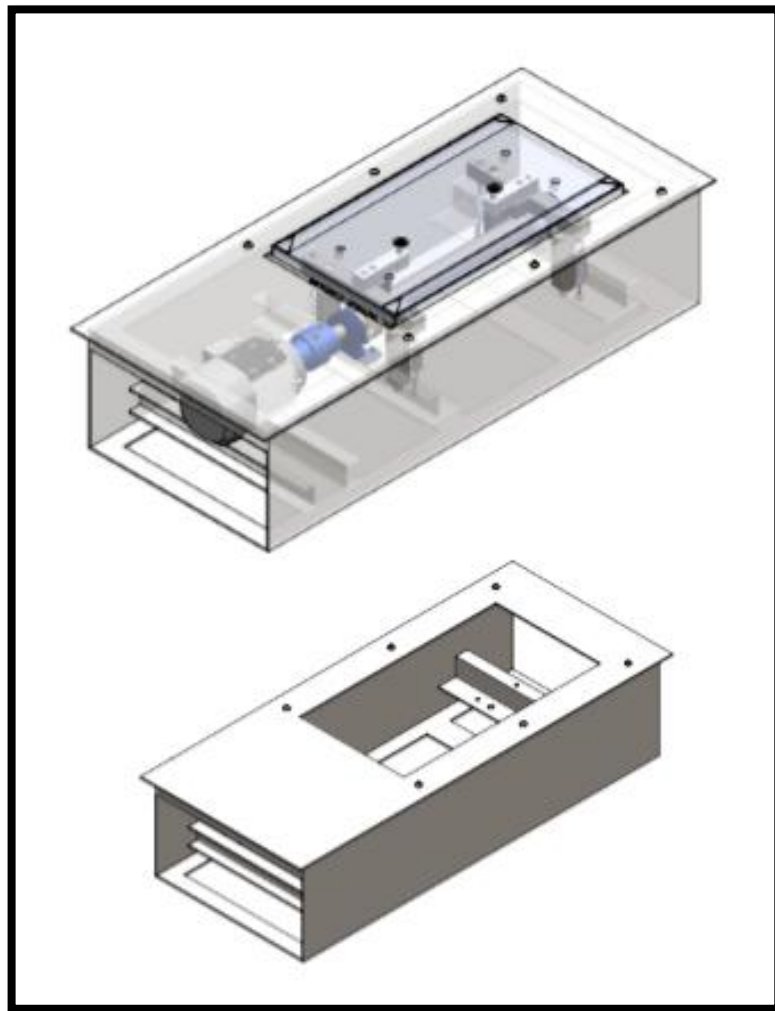
**Figura 39.** “Bujes y resortes”.



#### 4.1.4. Bastidor

El bastidor es de lamina de acero de 5mm de espesor. Construido de acuerdo a las medidas del sistema de generación y restricción de movimiento de modo que la máquina quedara totalmente alineada en especial motor-eje.

**Figura 40.** “Bastidor”.



## 5. CONTROL DE FRECUENCIA

Este sistema está conformado por el variador de frecuencia y el motor eléctrico.

**Figura 41.** “Control de frecuencia”.



**Fuente:** Los autores.

### 5.1.1. Motor

Motor eléctrico WMN (Anhui Wannan Electric Machine) de corriente alterna AC trifásico de 1.5 KW (2 HP) con las características mostradas en la Tabla 3.

**Tabla 6.** Características del Motor.

CARACTERISTICAS MOTOR		
WNM AC INDUCTION MOTOR CE		
220 V	60 Hz	1670 r/min
1.5 kW	6.4 A	$\cos\phi$ 0.78
DE/ODE BRG 205/C3		22 Kg

**Figura 42.** “Motor eléctrico WMN”.



### 5.1.2. Variador de frecuencia

Para lograr que la frecuencia de giro del motor varíe de (0 a 1500) min<sup>-1</sup> en un lapso de tiempo y así alcanzar el barrido de frecuencias que la norma EuSAMA exige para la prueba, se acondiciona el motor eléctrico a un variador de frecuencia que se selecciona por la potencia del motor y la aplicación.

**Figura 43.** “Variador de frecuencia MIRCROMASTER 440”.



**Fuente:** Aparatos Eléctricos y Electrónicos, Soluciones y Servicios: variador de frecuencia MIRCROMASTER 440. 2014.

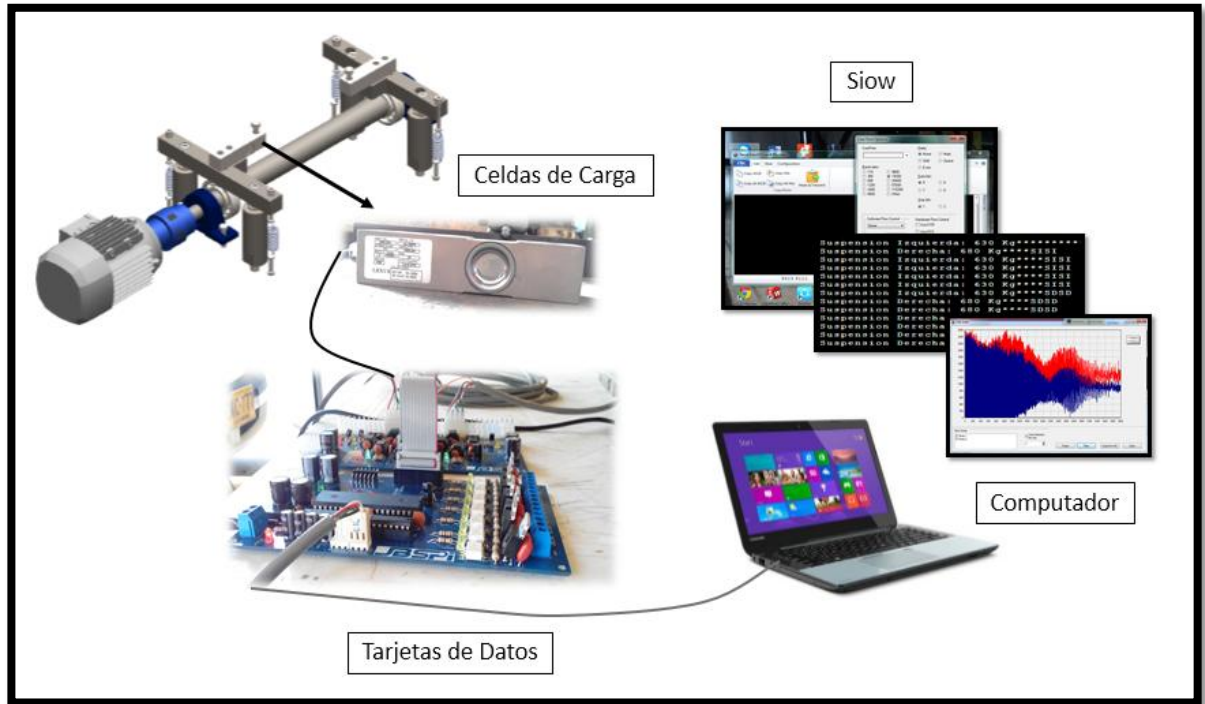
Después de una serie de pruebas realizadas con variadores marca Siemens<sup>22</sup> y teniendo en cuenta la potencia del motor y la corriente consumida por el motor, junto con la ayuda de un profesional capacitado en motores y variadores, se seleccionó el variador MICROSMMASTER 440 de 5hp trifásico, el cual se programó teniendo en cuenta los datos del motor (Tabla 3) y de acuerdo a la aplicación (barridos de frecuencia).

---

<sup>22</sup> Siemens, Compañía de tecnología en aplicaciones de ingeniería eléctrica y electrónica que ofrece soluciones tecnológicas para la industria, energía, salud e infraestructura.

## 6. ADQUISICIÓN DE DATOS

Figura 44. “Adquisición de Datos”.



### 6.1.1. Velocidad de muestreo

Partiendo de la velocidad máxima que maneja la máquina, 30 [Hz] aproximadamente, se aplica el teorema de Nyquist para determinar la velocidad de muestreo mínima para registrar el fenómeno de manera adecuada.

$$F_s > 2 * F_{max}$$

Donde  $F_{max}$  es la frecuencia del fenómeno o frecuencia máxima de trabajo. Para nuestro caso 30 [Hz].

Y  $F_s$  es la frecuencia recomendada mínima para registrar el fenómeno deseado de manera correcta, sin perder información valiosa.

Por tanto

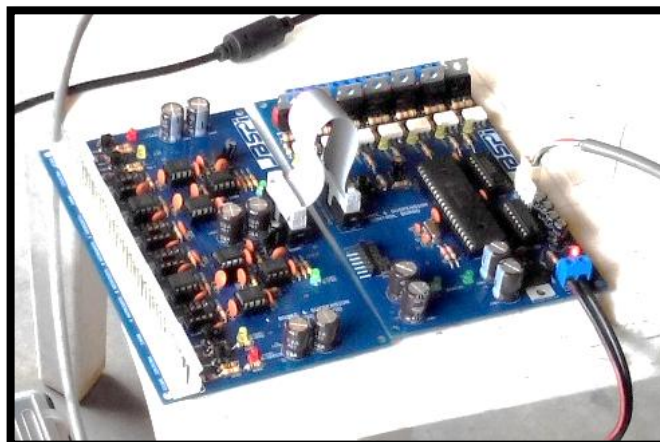
$$F_s > 60 [Hz]$$

Frecuencia la cual es superada por la frecuencia de muestreo de la tarjeta de adquisición (200 [Hz]), cuyas características se explicarán a continuación.

### 6.1.2. Tarjetas para la comunicación de datos

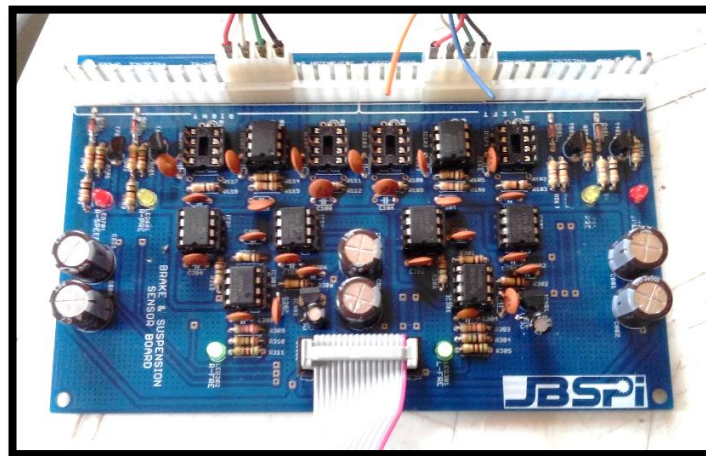
Las tarjetas suministradas por el *CDA iTG SAS*, fueron desarrolladas por el ingeniero electrónico de la empresa, son tarjetas con capacidad para 4 sensores, para el banco se usan dos de estos (dos celdas de carga). Como se observa en la imagen la comunicación de datos se hace por medio de dos tarjetas comunicadas entre sí, una tarjeta de entrada, y una tarjeta de salida.

**Figura 45.** “Tarjetas de datos suministradas”.



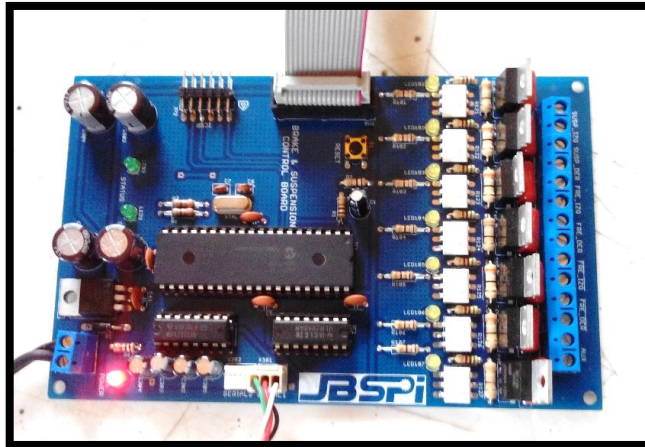
La tarjeta del lado izquierdo, es la tarjeta de entrada (Figura 46), esta contiene 6 puertos analógicos tipo wheatstone y 4 puertos digitales, para el banco se usan dos puertos analógico ya que se esta usando como sensores las dos celdas de cargas, estas manejan muy pocos voltios por el rango de milivoltios, es por esto que se requiere un amplificador de instrumentación que va en esta misma tarjeta. La alimentación de esta tarjeta es de 12Voltios.

**Figura 46.** “Tarjeta de entrada”.



La segunda tarjeta (Figura 47) posee un integrado que amplia la señal, esta tarjeta contiene 7 salidas digitales, esta modifica los niveles de voltaje para poder alimentar el procesador, entre otros elementos que funcionan con (0-5V). Esta tarjeta convierte la lectura de las celdas (milivoltios) en peso (kilogramos), que son enviadas al puerto serial de un portátil. Su velocidad de muestreo es de 5 milisegundos, es decir, en los 20 segundos que dura la prueba, la tarjeta puede leer 4000 datos.

**Figura 47.** “Tarjeta de salida”.



**Tabla 7.** Características de las tarjetas.

CARACTERÍSTICAS TARJETAS	
Entradas Digitales	4
Entradas Analógicas	6
Voltaje del Procesador	5 VDC
Voltaje de Alimentación	12 VDC
Salidas digitales	7
Puertos Seriales	2
Tiempo de muestreo	5 Milisegundos
Velocidad de comunicación	115200
Paridad	Ninguno
Data Bits	8

### 6.1.3. Celda de carga

La celda escogida es la SHB-B35, celda tipo Shear Beam, esta celda de carga tiene una capacidad de 1000 *lb*, de modo que la integridad de la celda no se vea afectada por la máxima fuerza que se puede generar sobre la plataforma y los esfuerzos generados por el montaje mecánico. Para la selección de la celda se tuvo en cuenta la capacidad, el valor de excitación, el material de la celda y la geometría.

**Figura 48.** “Celda de carga SHB-N35”.



**Tabla 8.** Especificaciones técnicas SHB-B35.

PARÁMETRO	ESPECIFICACIÓN	UNIDAD
Capacidades ( $E_{max}$ )	0.5, 1, 2.5, 5, 10	$klb$
Sensibilidad ( $C_n$ )	$3.0 \pm 0.25 \%$	$Mv/V$
Balance de cero	$\pm 0.06$	$Mv/V$
Linealidad	$< \pm 0.017$	% de la capacidad
Repetitividad	$< \pm 0.017$	% de la capacidad
Histéresis	$< \pm 0.017$	% de la capacidad
Creep en 30 Min	$< \pm 0.023$	% de la capacidad
Resistencia de entrada ( $R_{ic}$ )	$> 380$	Ohm
Resistencia de salida ( $R_o$ )	$350 \pm 7$	Ohm
Resistencia de aislamiento	$> 2 [50 VDC]$	Giga-Ohm
Límite de sobrecarga	150	% de la capacidad
Ruptura de celda	300	% de la capacidad
Rango de temp. En operación	-10 a + 40 / 14 a + 140	$^{\circ}C/^{\circ}F$
Excitación recomendada	10	V (AC o DC)
Máxima excitación permitida	15	V (AC o DC)
Peso aproximado	1 a 2 kg	KG
Material	Aleación de acero	
Clase de protección	IP67	
Cable	$\varnothing 5.1 \text{ mm} \times 6\text{m}$	

## 7. CONSTRUCCIÓN

Después de estudiar la mejor alternativa y de seleccionar los materiales, se procede a la construcción, unión, adaptación y modificación de los elementos mecánicos del banco de pruebas. Cabe recordar que se hizo uso de materiales y elementos que se encontraban disponibles para este banco en el CDA iTG Expertos SAS, ya que estos se encontraban en buen estado y de esta manera se logró también un ahorro económico. De esta forma, se construyen y se acondicionan todos los elementos metalmecánicos y eléctricos del banco, además se acondicionaron las señales de voltaje enviadas por la celda de carga, para poder ser visualizados en un computador con ayuda de las tarjetas suministradas por el *CDA iTG Expertos SAS*.

- Eje y plataforma: El material del eje y la plataforma es acero. El torneado del eje se realizó en un taller contacto del Ingeniero Juan Barajas (*Dirección: calle 28 no 11-69*). Se utilizó un acero 4340 templado a 300°C
- Acople: Acople tipo araña I25 de buena calidad para soportar corte, se compró en *Cadenas y Bandas Ltda*. Se torneo el diámetro interior 24mm y el cuñero de 4x8 mm.
- Chumaceras y rodamientos: Se consiguen por distribuidora SKF, se seleccionan base a especificaciones de uso y diseño. Chumacera; soporte SYK, tipo 30 TR, con rodamiento YAR 206-2RF, y el rodamiento de bolas SKF 6308 Z.
- Soporte de la celda y modificación: elemento de acero de dimensiones 320x35x35, con un elemento anexado mediante soldadura para mejorar el apoyo de la celda. Trabajo de soldadura realizado en taller metalmecánico.
- Bujes y resortes: Disponibles en el CDA iTG.
- Celdas de carga: En base a funcionamiento, montaje y dimensiones se seleccionó la celda Lexus Shear Beam B35 adquirida en Sensomatic del Oriente.

- Variador de frecuencia: Debido a que el montaje sufre un arranque forzado y de alto amperaje, se seleccionó el variador Micromaster 440 de 5 hp adquirido en Sensomatic del Oriente.
- Tarjeta de datos: proporcionada y desarrollada por el Ingeniero José Carlos Blanco, la cual cumple con las necesidades del banco.
- Motor: motor eléctrico WNM trifásico jaula de ardilla procedencia china.

Acontinuación se encuentran todos los elementos tabulados:

**Tabla 9.** “Lista de elementos del banco”.

LISTA DE ELEMENTOS		
Elemento	Material / Tipo	Características
Tapa de soporte	Acero	Lamina calibre 5mm
Bastidor	Acero	Lamina calibre 5mm
Soporte de la celda	Acero	Platina de 320x35x35
Resorte		7 Hilos por pulgada
Cilindro prisionero, buje de bronce, cilindro interior	Acero y Bronce	Buje contiene bolineras
Celda de carga	Shear Beam Aleación de acero	SHB B-35 Capacidad de 1Klb
Eje	Acero 4340	Diseñado a fatiga, flexión y torsión.
Tuercas	Hexagonales	NUT ISO 7417- M8, M10, M12
Tornillos	Bristol	ISO 4762 M12X60 ISO 4762 M10X25 ISO 4762 M16X30
Rodamiento	De bolas	SKF 6308 Z
Chumacera	Soporte SYK	SYK 30 TR Rodamiento YAR 206-2RF

Arandelas	Metal	Arandela de circlip (Seeger) para sujetar retenes.
Motor	Eléctrico de Inducción AC	1,5 KW de potencia y 1760 rpm
Acople	125	Acople flexible tipo araña.

## 7.1. MANUAL DE OPERACIÓN

Con el diseño del manual de operación se desea que el lector adquiriera los conocimientos básicos en el manejo del banco de pruebas de suspensión para motocicletas de modo que la prueba sea realizada exitosamente y se pueda confiar en los resultados obtenidos. (Ver ANEXO C).

## 7.2. PLANOS

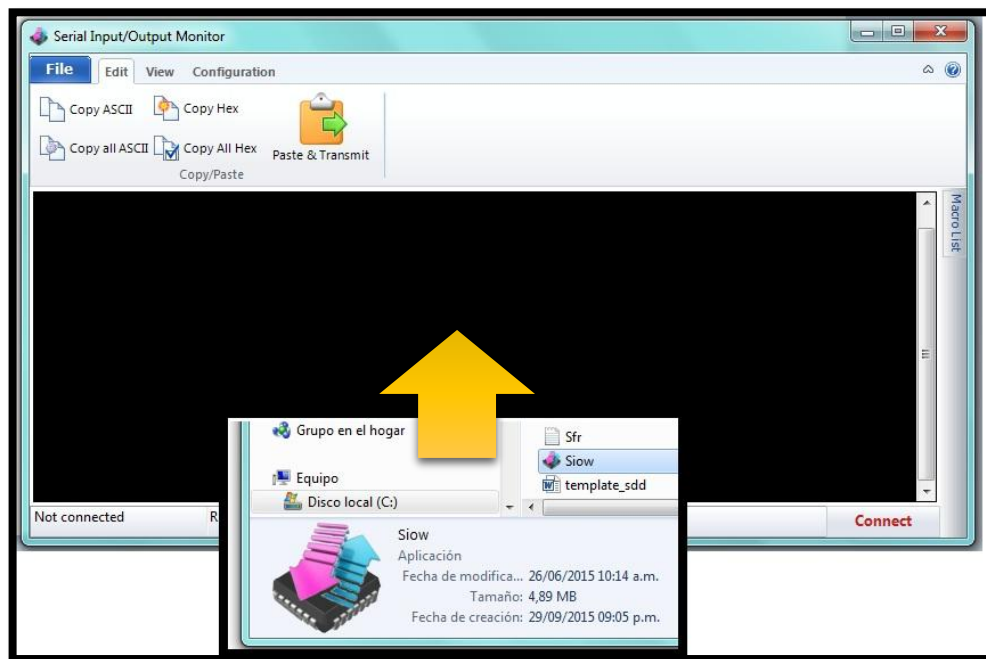
En el ANEXO D se encuentran los planos del banco desarrollados usando el software CAD *SolidWorks*.

## 8. FASE DE PRUEBAS Y RESULTADOS

### 8.1. SOFTWARE DE AQUISICION DE DATOS

El software a utilizar para la comunicación de datos es el CCS Compiler mediante puerto serial, este es un compilador en lenguaje c, útil para el desarrollo y programación de códigos de microcontroladores. La herramienta a utilizar es el Serial Monitor Tools (Siow), la cual recibe los datos transformados en fuerza, (kilogramos) y a su vez genera la respectiva gráfica despues de realizar el barrido de frecuencia.

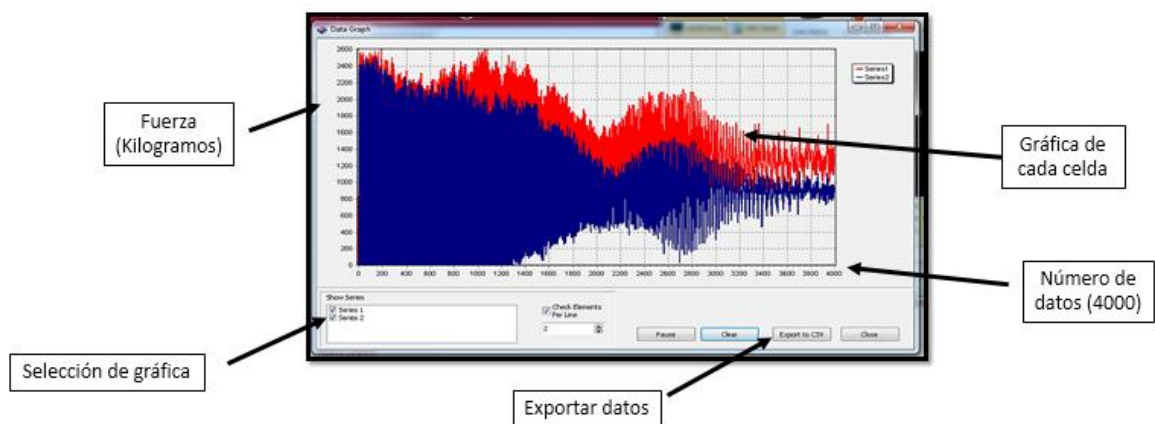
**Figura 49.** “Software de adquisición de datos”.



Al usar la herramienta Serial Monitor Tools es importante saber los siguientes comandos:

- SISI → Leer Celda Izquierda.
- SDSD → Leer Celda Derecha.
- SIZQ → Gráfica.
- SUSU → Realiza la toma de datos ininterrumpidamente de ambas celdas durante 20 segundos.

**Figura 50.** “Gráfica obtenida de Serial Monitor Tools”.



Los primeros dos comandos sirven para comprobar el estado de la celda, es decir, se verifica la correcta lectura de las celdas, de modo que el valor que generen concuerde con el peso que se tiene encima de la plataforma. Y también para verificar el cero, cuando no halla ningún peso encima de la plataforma. Es importante tener en cuenta que esta herramienta recibe los datos procesados de las celdas de carga, las grafica y los exporta a un archivo Excel. En la Figura 48 se observa un ejemplo de la gráfica que se genera con la toma de datos de las celdas de carga, en esta imagen se superponen dos gráficas, cada gráfica correspondiendo a los datos de la respectiva celda (roja y azul).

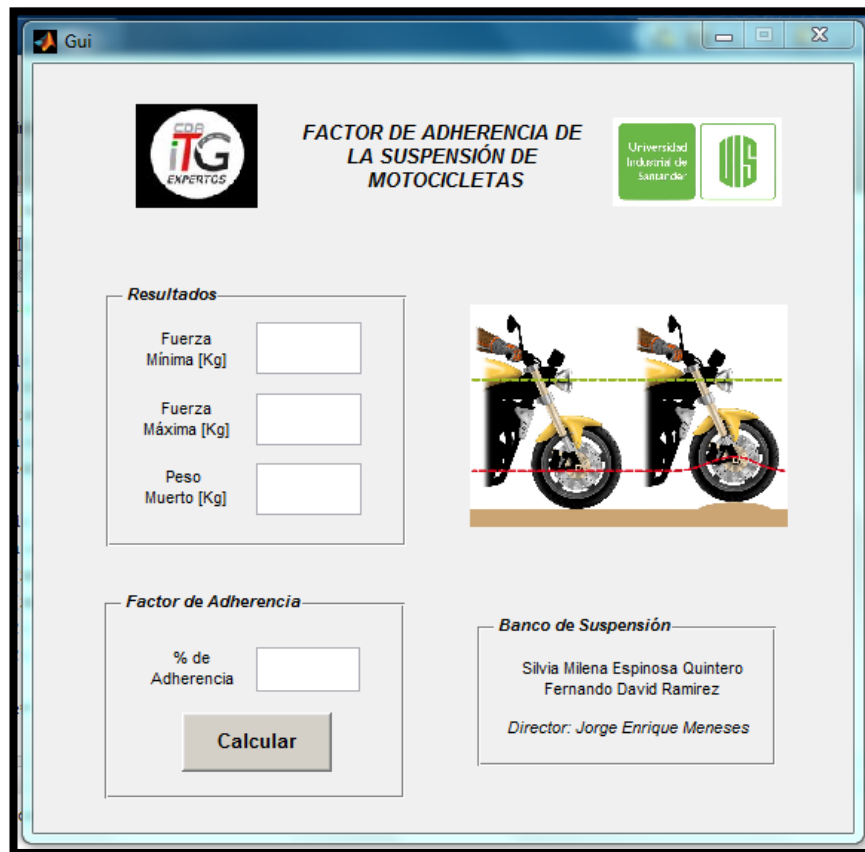
Al exportar estos datos es importante tener en cuenta que el tipo de archivo queda guardado como *Archivo de valores separados por comas de Microsoft Excel*, en el

cual se almacenan las series de datos en una sola columna separados por una coma.

## 8.2. GUI DE MATLAB (INTERFACE)

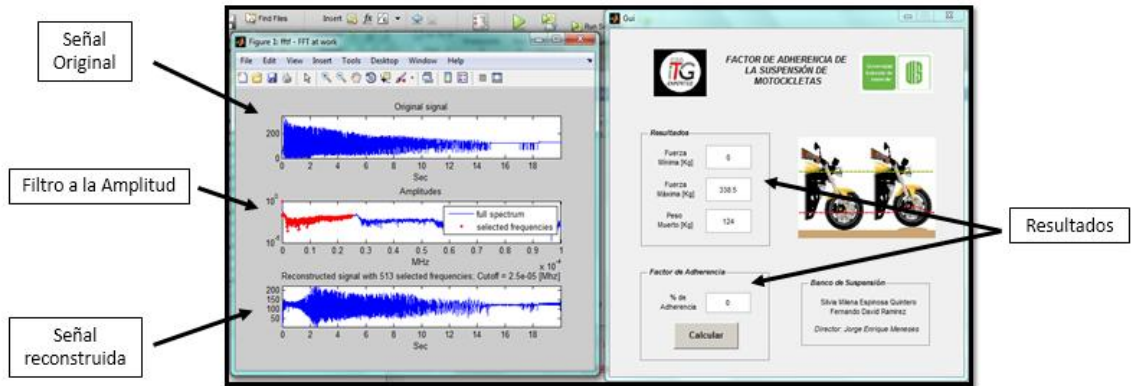
Se realizó una interfaz gráfica de usuario sencilla con el fin de obtener en pantalla el porcentaje de factor de adherencia y sus respectivas gráficas. El código importa el archivo de datos de la prueba desde Excel, y después aplica un filtro para obtener una señal con menos ruido, para finalmente calcular la fuerza máxima, mínima y el factor de adherencia.

Figura 51. "GUI del banco de pruebas".



Es importante verificar el nombre del archivo en el código de Matlab, luego se ejecuta el programa y se presiona en el botón “Calcular”.

**Figura 52.** “Resultados del GUI”.



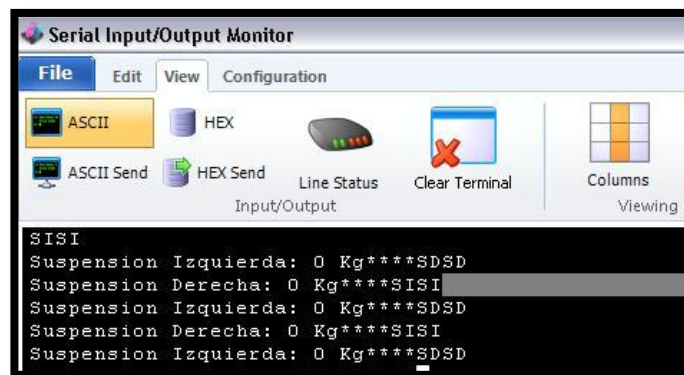
Como se observa en la figura anterior, a la izquierda de la imagen se encuentran una serie de gráficas, de arriba hacia abajo; la primer gráfica es la señal original, el eje Y es la fuerza en kilogramos y en el eje X el tiempo en segundos, la segunda gráfica es un filtro realizado a la amplitud con la transformada de Fourier (valores absolutos) y la tercera gráfica es la señal reconstruida generada por la transformada inversa. A la derecha de la imagen se observa el GUI, el cual calcula los resultados de fuerza mínima, máxima, peso muerto y el porcentaje de adherencia.

### 8.3. PRUEBAS PRELIMINARES

Una vez construido el banco, con el objetivo de verificar el buen funcionamiento del banco, en especial el variador y la adquisición de datos, se opta por la realización de unas pruebas iniciales (preliminares). Después de verificar las conexiones del variador (fuente y motor) y las conexiones de las tarjetas de datos (puerto serial,

fuente, celdas de carga), se realizan las primeras pruebas. Inicialmente se comprueba la calibración de las celdas, para esto se realizan diferentes tomas de datos, usando los comando descritos anteriormente (SDSD y SISI), de modo que se verifique el cero, y los valores que generen el programa concuerde con el peso que esté sobre en la plataforma. Después de corroborar que las celdas se encuentren calibradas, se continua con las pruebas usando el banco completo. Se recomienda leer completamente el Manual de operación del banco<sup>23</sup>, con el fin de verificar que todas las conexiones esten correctamente y se realice la prueba satisfactoriamente.

**Figura 53.** "Pruebas iniciales".



Después se pone en marcha el banco completo y se usa la motocicleta Honda Súper Cub C90, cuya capacidad de cilindraje es de 125cc, y se realizan pruebas para determinar el porcentaje de adherencia de la suspensión de esta motocicleta. Se usó esta motocicleta ya que se encontraba en total disposición para cualquier tipo de pruebas, ideal para el desarrollo de las primeras pruebas. El fin de estas primeras pruebas es primordialmente verificar que el banco funcione correctamente, y que se pueda observar el comportamiento esperado durante la prueba, para

---

<sup>23</sup> Anexo C

posteriormente realizar un respectivo análisis, de modo que cualquier fallo o inconsistencia se pueda detectar a tiempo y se realice su corrección inmediata, para que las pruebas siguientes (oficiales) sean confiables. Se realizaron diversas pruebas con el fin de observar el comportamiento de la motocicleta con correas ancladas al suelo, con el objetivo de encontrar la mejor disposición para sostener la motocicleta verticalmente. Como se observa en la siguiente figura, se emplearon correas sobre la motocicleta en la parte de anterior y posterior.

**Figura 54.** “Prueba de motocicleta Honda”.



Se realizaron pruebas simulando el peso de un pasajero por medio de un costal con peso de 65,5 kilos, tal como se observa en la Figura 53. Se coloca la motocicleta sobre la plataforma, lo más centrada posible, se ajusta y se realiza un barrido de frecuencia llevado a cabo en 20 segundos desde 27 Hz hasta 0Hz en cada prueba. Usando el software descrito anteriormente se inicia la adquisición de datos y se exportan los archivos de las pruebas.

**Figura 55.** “Prueba motocicleta Honda con peso”.



Después de exportar los datos, estos quedan guardados como *Archivos de valores separados por comas de Microsoft Excel*. Al abrir este documento se observan los datos de las celdas en una columna separados por una coma. Se separan los datos en dos columnas en *Datos*, mediante la herramienta *Texto en columnas*, luego de tener las dos columnas de datos, se crea una tercera columna para calcular el promedio de estas series de datos, y una vez hecho esto, se podrá importar a Matlab guardando el archivo como *Hoja de cálculo de Microsoft Excel*. Estos pasos se puede ver de manera más detallada en el ANEXO *Manual de Operación*. Luego se ejecuta el GUI realizado en Matlab, para poder visualizar las gráficas y para obtener el factor de adherencia.

### ***Conclusión:***

Después de analizar los datos y el comportamiento obtenidos en las diferentes pruebas realizadas a la motocicleta atándola de diferentes formas, se concluyó que la mejor forma para realizar la prueba es atando la motocicleta en el extremo que no va sobre la plataforma, es decir, si se realiza la prueba a la suspensión trasera únicamente se ata en su parte delantera. También debe tenerse en cuenta la tensión

aplicada, por tanto se emplea un dinamómetro en cada extremo de la correa, de manera que se pueda conocer el valor de tensión en Kilogramos-fuerza, y se puedan equilibrar las fuerzas a cada lado. Es importante tener en cuenta que esta tensión varía de acuerdo a cada motocicleta y que no debe superar la fuerza necesaria para mantenerla verticalmente ya que afectaría en los resultados.

**Figura 56.** "Sujeción de la Motocicleta".



### 8.3.1. Pruebas Moto FZ 16

Con el fin de observar la variación del comportamiento y del resultado, se realizaron una serie pruebas a la motocicleta FZ 16, en total se realizaron 4 pruebas teniendo en cuenta las mismas condiciones; el pasajero con peso de 81 Kg, el valor de presión de aire de las llantas, y la tensión de las correas de sujeción de la motocicleta.

**Figura 57.** "Pruebas motocicleta FZ16".



**Tabla 10.** Datos de la Motocicleta.

DATOS MOTOCICLETA	
Marca	Yamaha
Modelo	FZ 16 2015
Tipo de motor	4 tiempos, mono cilíndrico, enfriado por aire SOHC.
Peso (con aceite y tanque de gasolina lleno)	134 Kg
Potencia Máxima	13,5 HP a 7500 rpm
Rueda delantera	100/80-17M/C(52P)
Rueda trasera	140/60-R17M/C(63P)
Freno delantero	Disco Hidráulico
Freno trasero	Tambor
Tipo de suspensión delantera	Horquilla telescópica
Tipo de suspensión trasera	Monoshock
Cilindraje	153,0 cm <sup>3</sup>

**Tabla 11.** Estado de la Motocicleta.

ESTADO MOTOCICLETA	
Moto Modelo	FZ 16
Peso estático trasero de la moto	71 Kg
Presión Llanta trasera	25 PSI
Presión Llanta delantera	21 PSI
Estado amortiguador trasero	BUENO
Freno aplicado	NO
Moto encendida	NO
Tensión Correas	18 Kg

En la Figura 57 y en la Tabla 12 podemos observar los resultados de las cuatro pruebas realizadas a la FZ16, tal como se observa en las graficas el comportamiento es el mismo en cada prueba, dando valores muy semejantes en las cuatro pruebas, con valores de desviación menores de 9.

**Conclusión:**

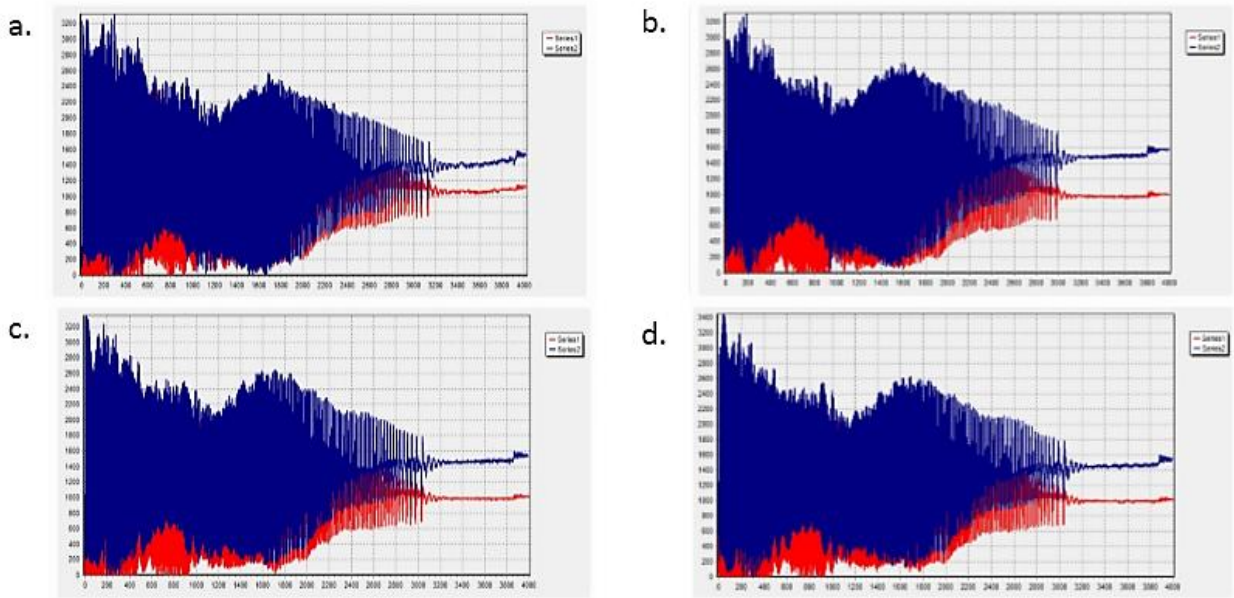
Estos datos permiten concluir que la prueba presenta alta repetitibilidad.

**Tabla 12.** Resultados de las pruebas.

RESULTADOS PRUEBAS FZ16							
	Fuerza Mínima*	Fuerza Máxima	Promedio	Despegue	Peso Muerto	Porcentaje de Adherencia	Fuerza Mínima
Prueba 1	6	297	115.5	3100	123	4.87805	0
Prueba 2	3.5	278	116.5	3156	122.5	2.85712	0
Prueba 3	4	301	116.7	3068	122.5	3.2653	0
Prueba 4	8.5	305	116.1	3072	122	6.96721	0
Desviación	1.75	8.6	0.4	29.0	0.25	1.43071	-
Desv. Media	2.273030	12	0.5290	40.6	0.408248	1.8666	-

\*Fuerza Mínima: Segundo valor mínimo de fuerza. Valores de masa en Kg.

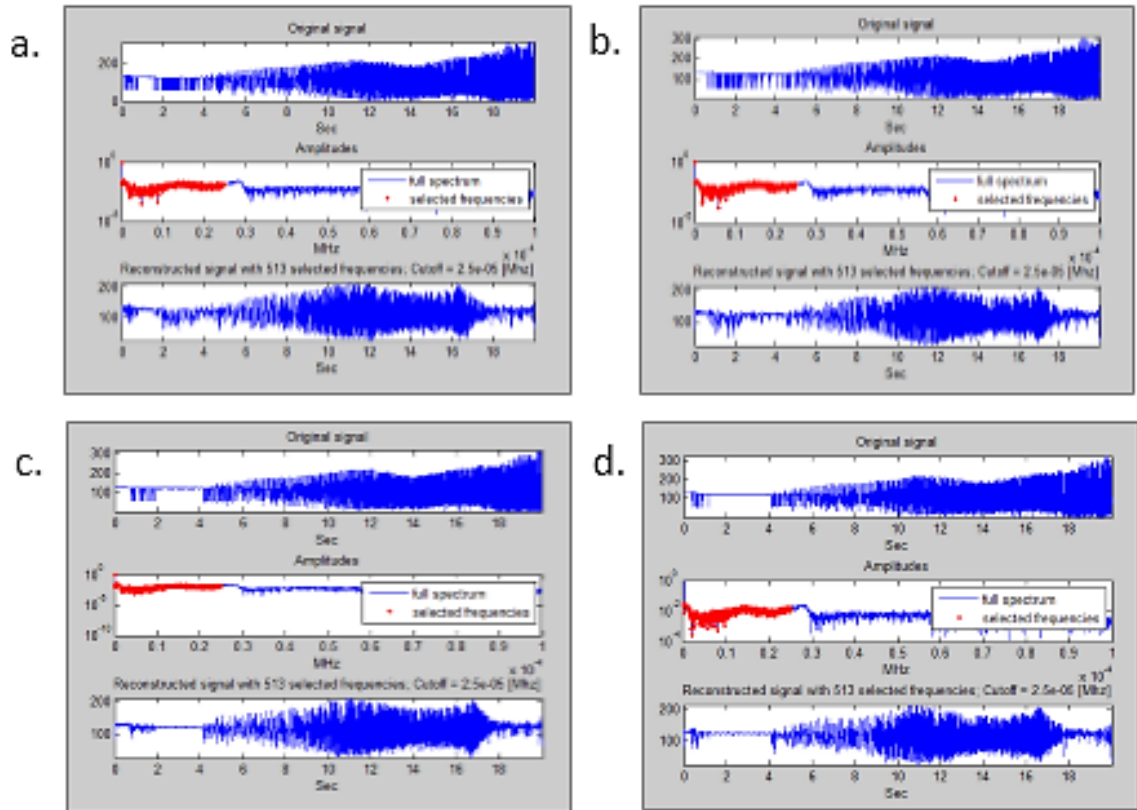
**Figura 58.** "Gráficas pruebas motocicleta FZ16".



*a. Prueba 1, b. Prueba 2, c. Prueba 3, d. Prueba 4. (Eje X → Número de datos 4000, Eje Y → Masa en kilogramos).*

En la figura 57 podemos observar los datos graficados desde el GUI desarrollado en Matlab. En estas imágenes se observa el comportamiento invertido a las obtenidas con Siow, En los cuatro casos la fuerza mínima es cero por lo tanto el porcentaje de adherencia también es cero. Sin embargo se halló un porcentaje de adherencia teniendo en cuenta el siguiente valor mínimo, tal como se muestra en la Tabla 12 y los porcentajes hallados se encuentra dentro de un rango de 2 a 7 %, lo cual según la interpretación de la norma para vehículos sería pobre contacto dinámico de la llanta.

Figura 59. "Gráficas del Gui motocicleta FZ16".



a. Prueba 1, b. Prueba 2, c. Prueba 3, d. Prueba 4. (Eje X  $\rightarrow$  Tiempo en segundos, Eje Y  $\rightarrow$  masa en kilogramos).

#### 8.4. PRUEBAS OFICIALES

Con las pruebas preliminares se concluyó de acuerdo a los resultados obtenidos la mejor forma de sujetar la motocicleta por medio de correas, atando la motocicleta en la suspensión de la motocicleta en la que no va a ser medido el factor de adherencia, el cual se comprobó con la realización de las pruebas a la motocicleta Honda. Se continuó la fase de pruebas con la motocicleta FZ 16 con el fin de comprobar la validación de la prueba, donde se concluyó la prueba posee baja desviación.

Cumpliendo con el objetivo del proyecto de grado, se realizaron pruebas a la motocicleta Fazer 16, cabe recordar que la motocicleta Fazer 16, es una de las 5 motocicletas más vendidas en Colombia y la suspensión de esta es de las más comunes en las motocicletas.

**Figura 60.** "Pruebas motocicleta Fazer".



**Tabla 13.** Datos de la Motocicleta.

DATOS MOTOCICLETA	
Marca	Yamaha
Modelo	Fazer 2015
Tipo de motor	4 tiempos SOHC, refrigerado por aire
Peso (con aceite y tanque de gasolina lleno)	141 Kg
Potencia Máxima	13,5 HP a 7500 rpm
Rueda delantera	100/80-17M/C(52P)
Rueda trasera	140/60-R17M/C(63P)
Freno delantero	Disco
Freno trasero	Tambor
Tipo de suspensión delantera	Horquilla telescópica
Tipo de suspensión trasera	Basculante
Cilindraje	153,0 cm <sup>3</sup>

Para simular el peso del pasajero, se uso un bulto de 65,5 kg, que fue amarrado a la motocicleta por medio de unos pulpos.

*Bulto de arena:*

- SD → Celda Derecha 68 Kg
- SI → Celda Izquierda 63 Kg
- Promedio:  $(63 + 68)/2 = 65,5$  Kg
- Peso en Báscula: 65 Kg

**Figura 61.** "Datos de peso del bulto de arena".

```
Suspension Izquierda: 630 Kg*****
Suspension Derecha: 680 Kg****SISI
Suspension Izquierda: 630 Kg****SISI
Suspension Izquierda: 630 Kg****SISI
Suspension Izquierda: 630 Kg****SISI
Suspension Izquierda: 630 Kg****SISI
Suspension Izquierda: 630 Kg****SDSD
Suspension Derecha: 680 Kg****SDSD
Suspension Derecha: 680 Kg****SDSD
Suspension Derecha: 680 Kg****SDSD
Suspension Derecha: 680 Kg****SDSD
Suspension Derecha: 680 Kg****SDSD
Suspension Derecha: 680 Kg****SISI
```

Como se describió anteriormente, la herramienta *Siow* permite obtener la masa individualmente mediante cada celda usando los comandos descritos anteriormente y graficar los datos procesados por la tarjeta por medio de comunicación serial, en estas gráficas se pueden observar los datos de las dos celdas a la vez o por separado.

Se realizaron las siguientes pruebas:

- Prueba 1: Validación.
- Prueba 2: Aplicación del Freno.
- Prueba 3: Diferentes presiones de Aire.

#### 8.4.1. Prueba 1: Validación

Con el objetivo de corroborar la validación de la prueba de suspensión, se realizaron dos pruebas con las mismas condiciones (Tabla 14. Prueba 1: Validación) a la motocicleta Fazer.

**Tabla 14.** Prueba 1: Validación.

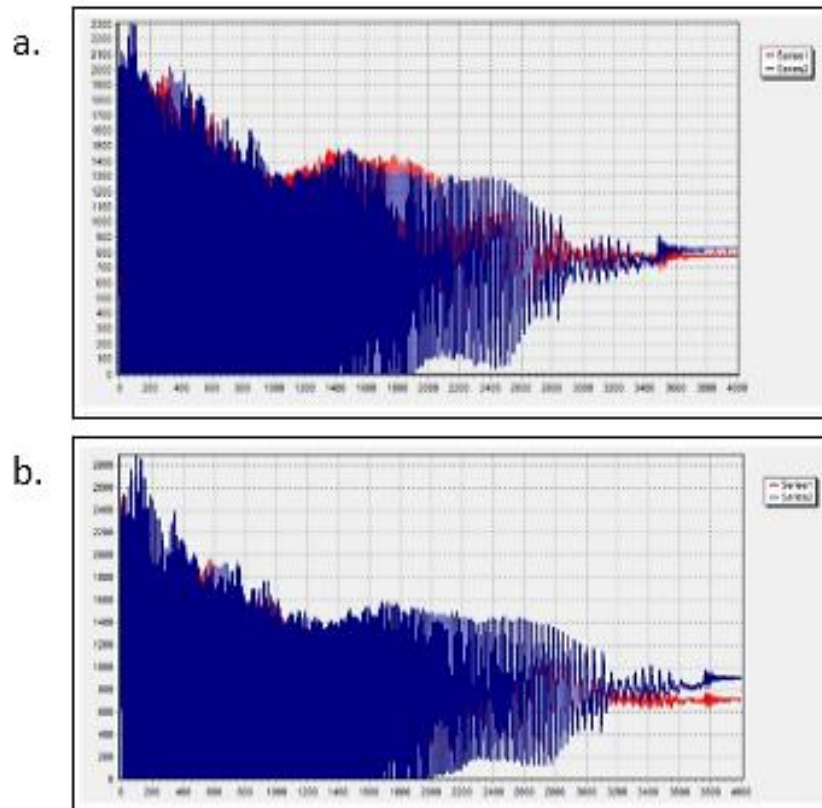
PRUEBA 1	
Moto Modelo	Fazer 2015
Peso estático moto	72 Kg
Peso carga (persona o bulto)	NO
Presión Llanta trasera	22 PSI
Presión Llanta delantera	20 PSI
Estado amortiguador derecho	Bueno
Estado amortiguador izquierdo	Bueno
Freno aplicado	NO
Tensión amarre delantero	18.08 y 19 Kg
Tensión amarre trasero	NO
Moto encendida	NO

Después de completar la tabla anterior se realiza la prueba de suspensión, se ubica la motocicleta sobre la plataforma, se ajusta adecuadamente de modo que quede firmemente sujeta por medio de las correas, para poder realizar la prueba y toma de datos. Esta Prueba 1 se realiza con el fin de corroborar que es suficiente con una sola prueba la validación de los datos. Se obtienen los siguientes datos:

**Tabla 15.** Resultados Validación.

VALIDACION				
	Prueba 1	Prueba 2	Desviación	Desv. Media
Peso Muerto	73.73	73.72	0.005	0.00707107
Fuerza Mínima	0	0	0	0
Promedio	73.73	73.72	0.0707	0.05
Fuerza Máxima	195.0	194.0	0.7071	0.5

**Figura 62.** “Gráficas pruebas motocicleta Fazer Validacion ”.

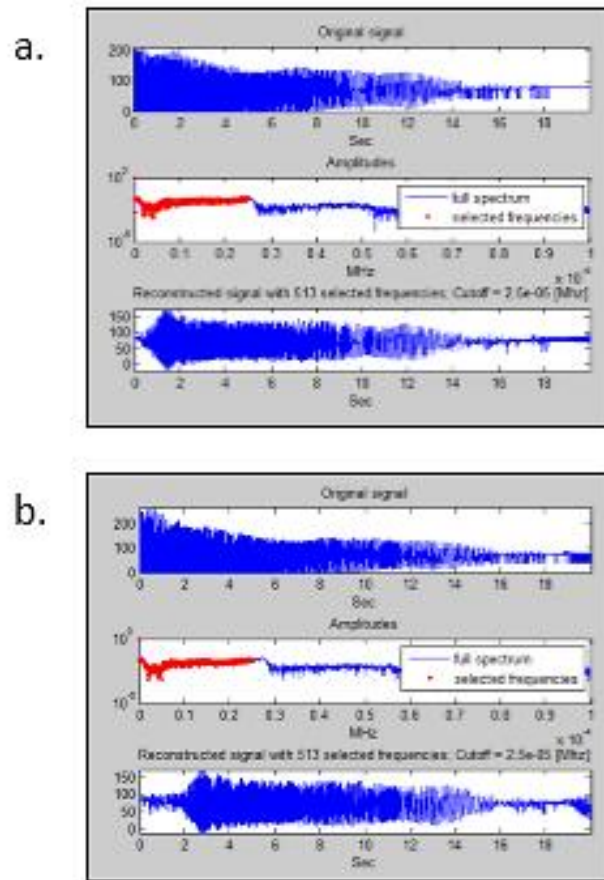


*a. Prueba 1, b. Prueba 2. (Eje X → Número de datos 4000, Eje Y → Masa en kilogramos).*

**Conclusión:**

Como se observa en las figuras anteriores, en las gráficas del Gui y en la tabla de resultados, los datos son bastantes similares, el factor de adherencia para ambos casos es cero, ya que le llanta se despega en varias ocasiones. El comportamiento de la curva es muy semejante en ambas pruebas.

Figura 63. "Graficas Gui pruebas motocicleta Fazer Validacion".



a. Prueba 1, b. Prueba 2. (Eje X → Tiempo en segundos, Eje Y → Masa en kilogramos).

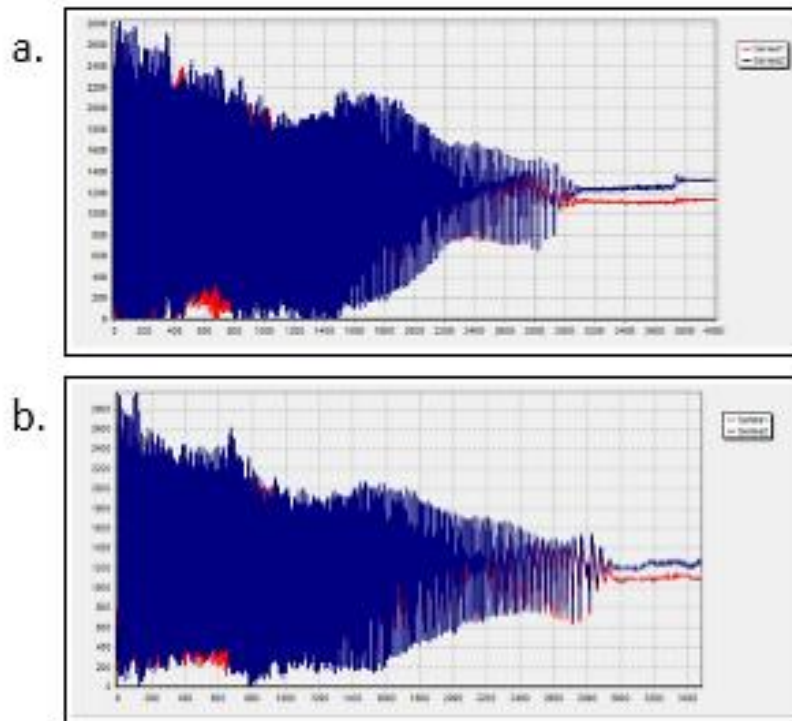
#### 8.4.2. Prueba 2: Efecto Freno

La prueba 2 se basa en realizar la prueba teniendo en cuenta la aplicación del freno. Para este caso se realiza inicialmente la prueba sin el freno, después teniendo en cuenta las mismas condiciones anteriores se realiza la prueba aplicando el freno y se realiza su respectivo análisis y comparación con los resultados obtenidos.

**Tabla 16.** Prueba 2: Efecto Freno.

PRUEBA 2	
Moto Modelo	Fazer
Peso estático moto	128 Kg
Peso carga (persona o bulto)	65,5 Kg
Presión Llanta trasera	22 PSI
Presión Llanta delantera	20 PSI
Estado amortiguador derecho	BUENO
Estado amortiguador izquierdo	BUENO
Freno aplicado	SI
Moto encendida	NO

**Figura 64.** "Graficas pruebas motocicleta Fazer Efecto Freno".

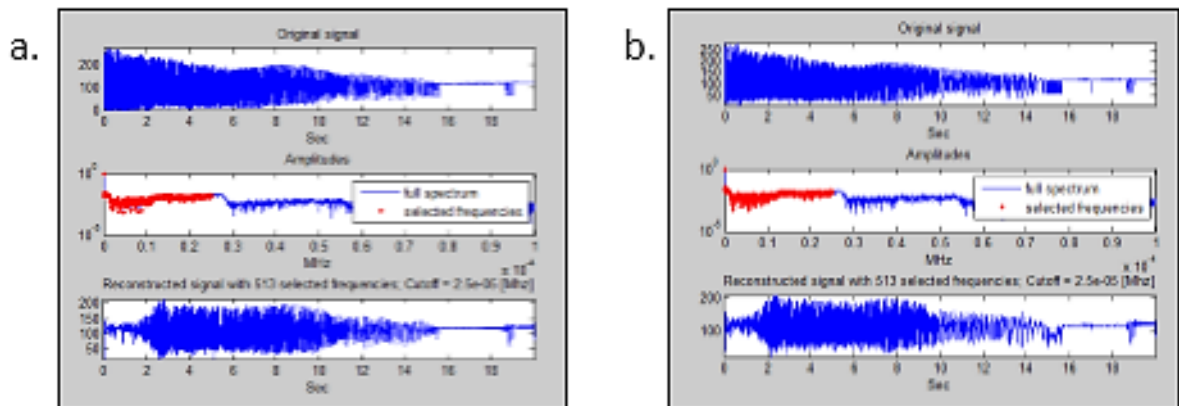


*a. Prueba sin freno, b. Prueba con freno. (Eje X → Número de datos 4000, Eje Y → Masa en kilogramos).*

**Tabla 17.** Resultados Efecto Freno.

EFECTO FRENO		
	Sin Freno	Con Freno
Peso Muerto	113.21 Kg	113.043kG
Fuerza Mínima	0	6.5 Kg
Fuerza Máxima	272 Kg	284,5 Kg
Porcentaje de Adherencia	0	5.50847 %

**Figura 65.** “Graficas Gui pruebas motocicleta Fazer Efecto Freno”.



*a. Prueba sin freno, b. Prueba con freno. (Eje X → Número de datos 4000, Eje Y → Masa en kilogramos).*

**Conclusión:**

Al analizar los datos obtenidos en ambas pruebas, se puede observar que en el caso de la prueba con el freno aplicado, mejora la adherencia de la motocicleta, se observa en la gráfica (la del freno aplicado) que la fuerza mínima no llega a cero a diferencia de la prueba sin el freno aplicado. Aunque el comportamiento es muy semejante, se mejora la adherencia al aplicar el freno. Con la realización de esta prueba se quería saber cuál era el efecto de aplicar el freno, y como se observa, este ayuda a mejorar la adherencia de la llanta con el suelo.

### 8.4.3. Prueba 3: Presión de Aire

Esta prueba se realiza para observar cómo se comporta la suspensión de acuerdo al valor de presión de aire que presente la llanta a la hora de realizar la prueba, para estas pruebas se tomaron tres valores de presión, de modo que se pueda realizar una comparación.

Para este caso se tomó el valor normal de presión de aire que se encuentra dentro del rango de presión que debe manejar esta motocicleta, y se tomaron dos valores inferiores a este.

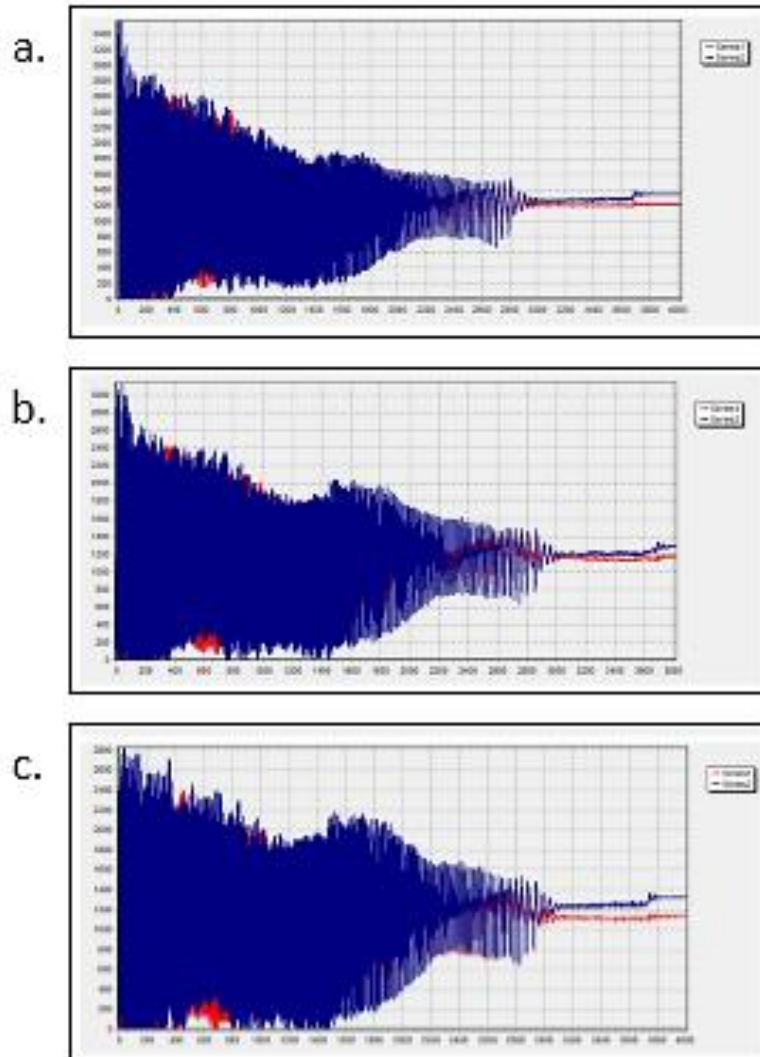
**Tabla 18.** Presiones de aire.

PRESIÓN AIRE			
	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
Presión llanta delantera	22 psi	22 psi	22 psi
Presión llanta trasera	12 psi	15 psi	20 psi

**Tabla 19.** Resultados prueba Presión de Aire.

PRESIÓN DE AIRE			
	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3
Peso Muerto	118,5 Kg	117,925 Kg	113,21 Kg
Fuerza Mínima	0	0	0
Fuerza Máxima	338,5 Kg	304,5 Kg	272,0 Kg
Porcentaje de Adherencia	0	0	0

**Figura 66.** "Graficas pruebas motocicleta Fazer Presion de Aire.



*a. Prueba 1, b. Prueba 2, c. Prueba 3. (Eje X → Número de datos 4000, Eje Y → Masa en kilogramos).*

**Conclusión:**

Como se puede observar los resultados señalan que el valor de peso muerto cambia de acuerdo a la presión de aire, cuando la presión es menor el valor de peso muerto se hace mayor. Esto sucede igual con la fuerza máxima.

En los tres casos se observa que inicialmente la motocicleta tiene valores de fuerza mínima en cero, lo cual señala que la motocicleta se despega durante en inicio de la prueba, si observamos más detalladamente las gráficas, después del tercer segundo de iniciada la prueba, para el caso de menor presión el valor de fuerza mínima ya no es cero. Para los otros casos se presenta que la fuerza mínima es cero es más de una ocasión, y se puede observar con la curva que a mayor presión de aire la curva tiende a tener valores de fuerza más cercanos a cero.

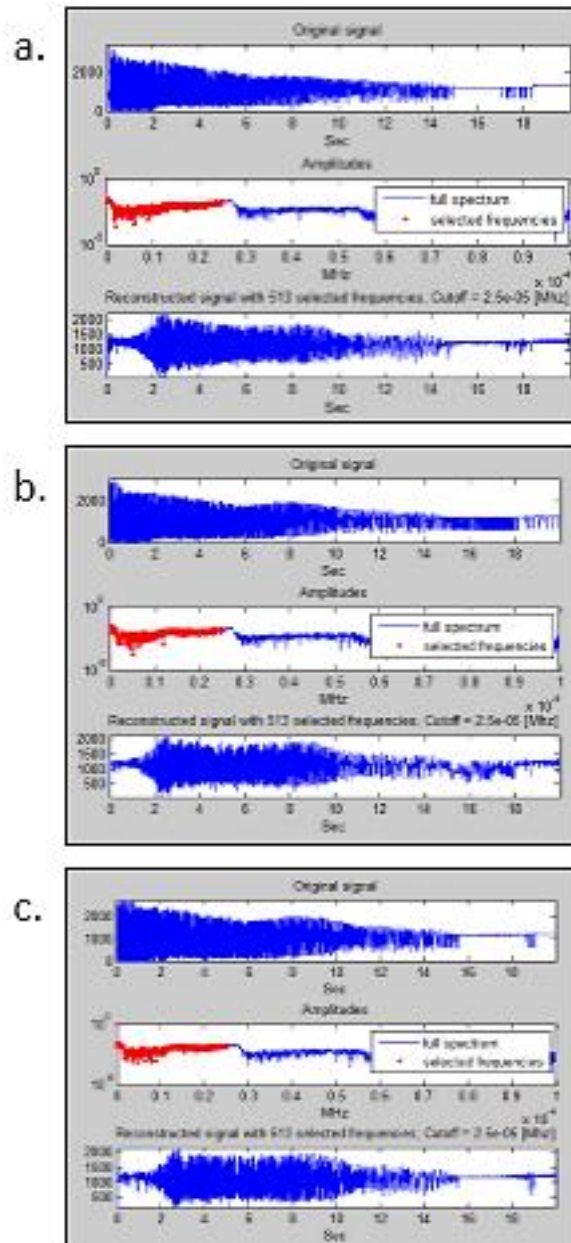
Se podría concluir que el mejor comportamiento es el de la gráfica de la menor presión, ya que esta como se dijo anteriormente después de los tres segundos de iniciada la prueba su fuerza mínima no es cero, la gráfica señala que la motocicleta no se despega durante los segundos de prueba restantes, analizando los datos después de los tres segundos de iniciada la prueba se obtienen los siguientes resultados:

- Carga Mínima: 18,5 Kg-m
- Carga Máxima: 229,5 Kg-m
- Peso Muerto: 124 Kg-m

Por lo tanto el factor de adherencia sería de 14,92%. Aunque este valor es mayor a comparación de las otras pruebas se encontraría en el rango de pobre contacto dinámico de la llanta de acuerdo a la norma para automóviles.

Cabe recalcar que la interpretación de los porcentajes de la norma EuSAMA está basada en vehículos (automóviles), como se observó en las pruebas con los resultados, se debe de realizar una nueva interpretación de la norma para las motocicletas, de modo que de acuerdo al porcentaje obtenido se pueda describir el estado de la suspensión concordando con la realidad.

Figura 67. "Gráficas Gui pruebas motocicleta Fazer Presión de Aire.



a. Prueba 1, b. Prueba 2, c. Prueba 3. (Eje X → Número de datos 4000, Eje Y → Masa en kilogramos).

## 9. CONCLUSIONES

- En las pruebas realizadas a las motocicletas se obtuvo como resultado el factor de adherencia igual a cero o en algunos casos menores del 10%, las motocicletas usadas en estas pruebas contaban con buen estado de la suspensión pero el factor calculado presentó un valor muy por debajo de lo esperado. De acuerdo a la norma establecida para los vehículos sería un caso de pobre contacto dinámico de la llanta. Esto se presenta ya que se está usando un método para automóviles en motocicletas, aunque el banco se modificó de acuerdo al peso y características de estas, se concluye que no es recomendado usar la interpretación de la adherencia según la norma EUSAMA de vehículos para el caso de las motocicletas, los porcentajes de adherencia interpretados por la norma EuSAMA para los automóviles no concuerdan con los resultados obtenidos en las pruebas a las motocicletas.
- Basados en las pruebas realizadas se concluye que el valor de presión de la llanta interfiere en el resultado de la prueba, es por esto que es importante antes de realizar la prueba verificar que este valor de presión se encuentre dentro del rango de acuerdo al tipo de motocicleta que se le realice la prueba. Como se observó en las pruebas de presión de aire, al ser menor la presión la motocicleta logra mayor adherencia al suelo. La presión de los neumáticos es un factor determinante a la hora de obtener el valor del factor de adherencia.
- Como se observa en las figuras y en la tablas de resultados de las pruebas de validación, los datos son bastantes similares cuando se realizan una serie

de pruebas a la misma motocicleta con las mismas condiciones, el comportamiento de la curva es muy semejante. Estos datos permiten concluir que el banco de pruebas presenta una baja desviación en sus resultados.

- Al analizar los datos obtenidos en la prueba de freno aplicado, se puede observar que mejora la adherencia de la motocicleta. Aunque el comportamiento es muy semejante, se observa que los valores de fuerza mínima son mayores con el freno aplicado, por lo tanto el factor de adherencia se hace mayor al aplicar el freno.

## 10. RECOMENDACIONES

Se recomienda el desarrollo de una serie de experimentos que tengo como objetivo establecer una norma que interprete los datos obtenidos y realice una definición de los rangos de respuesta con el estado físico de la suspensión, de esta forma se concrete un procedimiento específico para la evaluación el rendimiento de la suspensión de las motocicletas, estableciendo un conjunto de valores estándar de la adhesión.

Se aconseja realizar un estudio más profundo a las variables que interfieren en la prueba, teniendo como base la norma EUSAMA y un análisis más detallado al barrido de frecuencia aplicado, investigar más a fondo este tipo de pruebas de modo que se pueda validar con experimentos existentes. Analizar detalladamente el efecto que genera la constante del resorte del sistema de restricción del banco en la realización de la prueba, realizando una serie de pruebas o experimentos variando este valor y analizando los resultados.

Estudiar y analizar un escalamiento del banco de pruebas basado en la máquina existente para la realización de la prueba de suspensión en automóviles.

## BIBLIOGRAFÍA

FERNADEZ, Oscar. FERRE, Manuel Jorge. Diseño de una suspensión delantera para una motocicleta. 2003.

FOALES, Tony. Motocicletas: comportamiento dinámico y diseño de chasis: el arte y la ciencia. 2005.

CROUSE; William H. Mecánica de la motocicleta. Marcombo. 1992.

MARTIN, Juan Carlos. Automatismos industriales. Editex. 2009.

ROMERO, Manuel. Normas Básicas de Acotación. 2005.

ARBELAEZ, Juan. RODRIQUEZ, Carlos. HINCAPIE, Diego. Evaluación de la Adhesión de una Suspensión McPherson bajo la Norma EuSAMA en un modelo matemático y uno multi-cuerpo. Tecno. Lógicas. Edición Especial. Octubre de 2013.

VALBUENA, Sandra. Muertes y Lesiones no fatales por accidentes de transporte. Colombia. 2011.

FENALCO. INVESTIGA. Boletín Económico Sectorial. Sector Motos. Boletín No. 19. Abril 2013.

POLICIA NACIONAL DE COLOMBIA. Errores que Matan. Dirección de tránsito y Transporte. 2012.

SIEMENS. MICROMASTER 440 Operating Instructions. Issue 10/06. 2005.

SCHEFFER, Cornelius y GURLHAR, Paresh. Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance. London: Elsevier, 2004. 264p.

SHIGLEY, Joseph y MITECHELL, Larry. Diseño en Ingeniería Mecánica, 3 ed. México: Mc Graw- Hill, 1985.465p.

**ANEXOS**

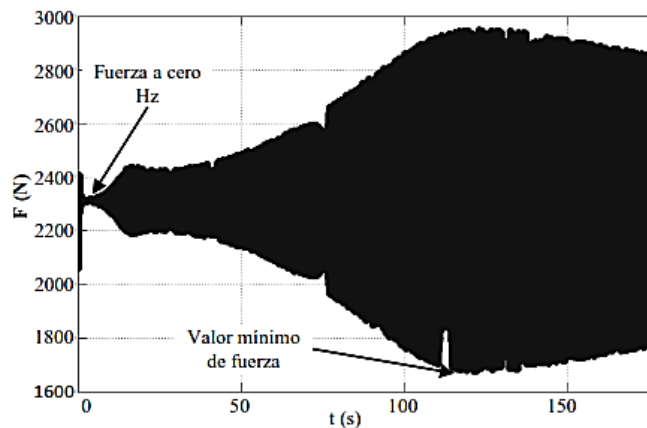
**ANEXO A**  
NORMA EUSAMA

## EUSAMA

(European Shock Absorber Manufacturers Association)

Para comprobar el estado de la suspensión de los vehículos, es usual utilizar la metodología definida por la norma EUSAMA (European Shock Absorber Manufacturers Association), la cual se basa en colocar cada una de las ruedas del vehículo sobre una plataforma vibratoria y determinar la fuerza normal de contacto plataforma-rueda. La normativa EUSAMA ha concretado un procedimiento específico para la evaluación del rendimiento de la suspensión de un vehículo, estableciendo un conjunto de valores estándar de la adhesión. Esta adhesión se interpreta según la siguiente escala de calidad:  $a > 60$ , excelente;  $40 > a > 20$ , regular;  $20 > a > 0$ , escasa;  $a = 0$ , carente.

**Figura 1.** Diagrama de fuerza de contacto vs frecuencia



**Tabla 1.** Interpretación de la EuSAMA.

Medida de Adhesión	Interpretación de la EuSAMA
61 % a 100 %	Excelente contacto dinámico de la llanta
41 % a 60 %	Buen contacto dinámico de la llanta
21% a 40 %	Aceptable contacto dinámico de la llanta
1 % a 20 %	Pobre contacto dinámico de la llanta
0 %	Ningún contacto dinámico de la llanta

La expresión matemática que muestra la adhesión está dada por la relación en porcentaje entre la fuerza mínima vertical de contacto entre la rueda y la plataforma del banco de suspensión registrada durante la oscilación vertical, con respecto al peso vacío registrado en la misma rueda, tal que

$$Adherencia = 100 * \left( \frac{F_{min}}{P} \right)$$

En donde:

- *Adherencia* = Adherencia en porcentaje (%).
- *F<sub>min</sub>* = Fuerza mínima vertical durante oscilación vertical (N) en la rueda.
- *P* = Masa estático (Kg) \* gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>) en la rueda.

La norma Eusama ha sido desarrollada con el objetivo de comprobar el estado del sistema de suspensión de los automóviles. Para llevar a cabo el proceso, se ubican cada una de las ruedas sobre una plataforma vibratoria y se analiza el contacto establecido entre ambos elementos. De esta manera, se trata de un método de simulación que intenta prevenir los posibles obstáculos a los cuales puede enfrentarse el vehículo una vez que toque la carretera.

*Principio operativo de Eusama:* El parámetro principal a tener en cuenta es el de la adhesión, valor que se obtiene al dividir peso dinámico de la rueda (peso mínimo cuando vibra en una banda de frecuencias) y el peso estático. En este nivel, están involucrados tanto el inflado de los neumáticos como el desgaste de los amortiguadores. Se considera que el auto está en buenas condiciones si todas las ruedas superan el 45% de adhesión y la diferencia entre dos del mismo eje es menor al 15%. Si se reducen estos porcentajes, la adhesión puede ser débil y hasta peligrosa.

En 1971 el grupo EUSAMA, establece un conjunto de guías para la evaluación de suspensiones en los vehículos automotores, denominadas también recomendación

del desempeño de la suspensión de un vehículo. La norma EUSAMA en principio calcula la fuerza de contacto entre la llanta y la plataforma según la deformación del resorte de la plataforma debido a la vibración de la misma. De igual forma, la norma debe considerar la frecuencia de oscilación en un rango determinado. Es decir la norma impone las condiciones necesarias para evaluar el comportamiento dinámico de la suspensión del automotor, variando la frecuencia de oscilación entre 0 a 25 Hz. De igual forma la norma del rango de vibración a que debe estar cometida la plataforma del banco de suspensión de 3 a 6 milímetros.

## **ANEXO B**

### **TABLAS Y FIGURAS DISEÑO DEL EJE Y SELECCIÓN RODAMIENTO**

Figura N.1. "Esquema Análisis de torques".

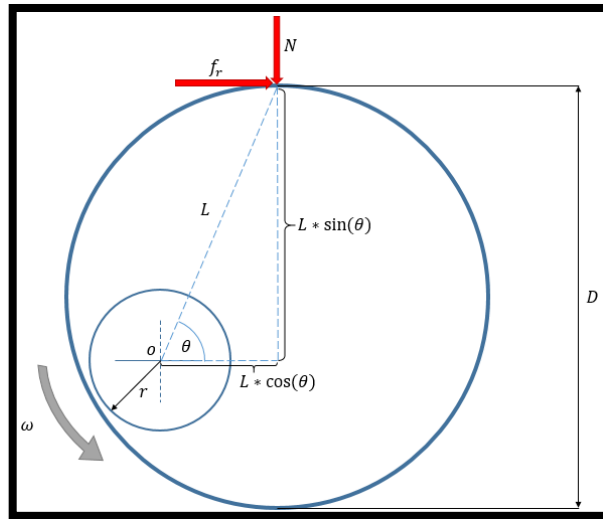
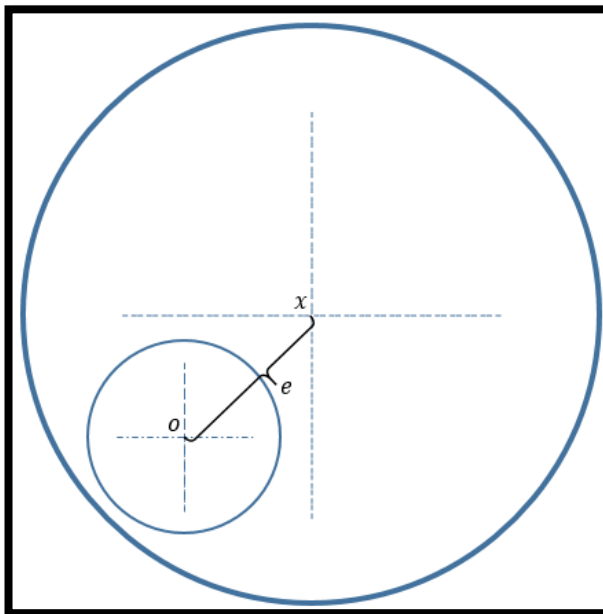


Figura N.2. "Esquema excentricidad".



**Tabla N.1** Coeficiente de fricción constante  $\mu$  para rodamientos sin obturaciones.

<b>Tabla 1</b>	
<b>Coeficiente de fricción constante <math>\mu</math> para rodamientos sin obturaciones</b>	
<b>Tipo de rodamiento</b>	<b>Coeficiente de fricción <math>\mu</math></b>
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas con contacto angular	
– de una hilera	0,0020
– de dos hileras	0,0024
– de cuatro puntos de contacto	0,0024
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de rodillos cilíndricos	
– con jaula, cuando $F_a = 0$	0,0011
– completamente llenos de rodillos, cuando $F_a = 0$	0,0020
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos CARB	0,0016
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018

**Tabla A-21.** Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente.

**Tabla A-21**

Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente  
 [Éstas son propiedades típicas de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades de aceros templados y revenidos (TyR) son de una sola colada. Debido a las muchas variables, las propiedades listadas son promedios generales. En todos los casos, los datos se obtuvieron de piezas con diámetro de 0.505 pulg, maquinadas a partir de barras redondas de 1 pulg y la longitud de calibración es de 2 pulg. A menos que se especifique otra cosa, todas las piezas se templaron en aceite] Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción en el área, %	Dureza Brinell
1030	TyR*	205 (400)	848 (123)	648 (94)	17	47	495
	TyR*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	TyR*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	TyR*	540 (1 000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	TyR*	650 (1 200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado	925 (1 700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
	Recocido	870 (1 600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137
1040	TyR	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	TyR	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	TyR	650 (1 200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado	900 (1 650)	590 (86)	374 (54)	28	55	170
	Recocido	790 (1 450)	519 (75)	353 (51)	30	57	149
1050	TyR*	205 (400)	1 120 (163)	807 (117)	9	27	514
	TyR*	425 (800)	1 090 (158)	793 (115)	13	36	444
	TyR*	650 (1 200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado	900 (1 650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
	Recocido	790 (1 450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187
1060	TyR	425 (800)	1 080 (156)	765 (111)	14	41	311
	TyR	540 (1 000)	965 (140)	669 (97)	17	45	277
	TyR	650 (1 200)	800 (116)	524 (76)	23	54	229
	Normalizado	900 (1 650)	776 (112)	421 (61)	18	37	229
	Recocido	790 (1 450)	626 (91)	372 (54)	22	38	179
1095	TyR	315 (600)	1 260 (183)	813 (118)	10	30	375
	TyR	425 (800)	1 210 (176)	772 (112)	12	32	363
	TyR	540 (1 000)	1 090 (158)	676 (98)	15	37	321
	TyR	650 (1 200)	896 (130)	552 (80)	21	47	269
	Normalizado	900 (1 650)	1 010 (147)	500 (72)	9	13	293
1141	Recocido	790 (1 450)	658 (95)	380 (55)	13	21	192
	TyR	315 (600)	1 460 (212)	1 280 (186)	9	32	415
	TyR	540 (1 000)	896 (130)	765 (111)	18	57	262

(continúa)

**Tabla A-21** (continuación)

Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente

[Éstas son propiedades típicas de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades de aceros templados y revenidos (TyR) son de una sola colada. Debido a las muchas variables, las propiedades listadas son promedios generales. En todos los casos, los datos se obtuvieron de piezas con diámetro de 0.505 pulg, maquinadas a partir de barras redondas de 1 pulg y la longitud de calibración es de 2 pulg. A menos que se especifique otra cosa, todas las piezas se templaron en aceite] Fuente: *ASM Metals Reference Book*, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
	4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38
TyR		315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
TyR		425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
TyR		540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
TyR		650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
Normalizado		870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
Recocido		815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340		TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

\*Templado en agua.

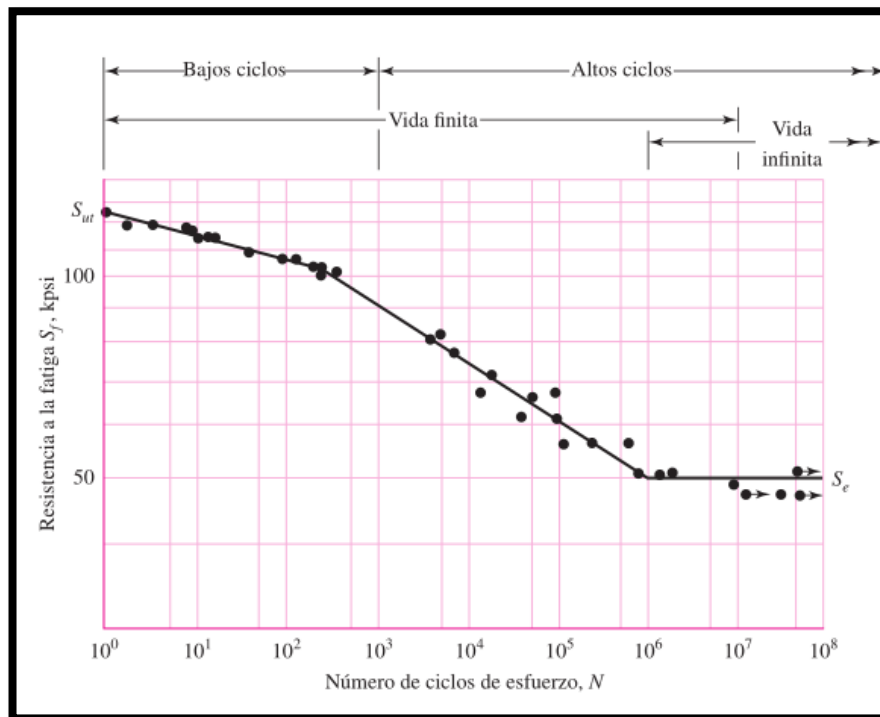
**Tabla A-22** Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales.

**Tabla A-22**  
Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales\* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49:32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente $m$	Resistencia a la fractura $\epsilon_f$
			Fluencia	Última	A la fractura,	Coficiente			
			$S_{yf}$	$S_{uf}$	$\sigma_u$	$\sigma_{ov}$			
			MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) <sup>†</sup>	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) <sup>†</sup>	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) <sup>†</sup>	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) <sup>†</sup>	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) <sup>†</sup>	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) <sup>†</sup>	1 410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) <sup>†</sup>	1 270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) <sup>†</sup>	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) <sup>†</sup>	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) <sup>†</sup>	882 (128)	0.13	0.18	

\*Los valores se tomaron de uno o dos colados y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.  
<sup>†</sup>Valor derivado.

**Figura N.3** Teoría del diseño de ejes sometidos a esfuerzos variables.



**Tabla A-23** Propiedades esfuerzo deformación media de aceros seleccionados.

**Tabla A-23**  
Propiedades esfuerzo-deformación media monótona y cíclica de aceros seleccionados Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983, p. 217.

Grado a)	Orientación e)	Descripción f)	Dureza HB	Resistencia a la tensión $S_{UT}$		Reducción en área %	Deformación verdadera a la fractura $\epsilon_f$		Módulo de elasticidad E		Coeficiente de resistencia a la fatiga $\sigma'_f$		Exponente de resistencia a la fatiga b	Coeficiente de ductilidad a la fatiga $\epsilon_f$	Exponente de ductilidad a la fatiga c
				MPa	ksi		GPa	10 <sup>6</sup> psi	MPa	ksi					
A538A b)	L	STA	405	1 515	220	67	1.10	185	27	1 655	240	-0.065	0.30	-0.62	
A538B b)	L	STA	460	1 860	270	56	0.82	185	27	2 135	310	-0.071	0.80	-0.71	
A538C b)	L	STA	480	2 000	290	55	0.81	180	26	2 240	325	-0.07	0.60	-0.75	
AM-350 c)	L	HR, A		1 315	191	52	0.74	195	28	2 800	406	-0.14	0.33	-0.84	
AM-350 d)	L	CD	496	1 905	276	20	0.23	180	26	2 690	390	-0.102	0.10	-0.42	
Gainex c)	LT	Lámina HR		530	77	58	0.86	200	29.2	805	117	-0.07	0.86	-0.65	
Gainex c)	L	Lámina HR		510	74	64	1.02	200	29.2	805	117	-0.071	0.86	-0.68	
H11	L	Ausformado	660	2 585	375	33	0.40	205	30	3 170	460	-0.077	0.08	-0.74	
RQC-100 d)	LT	Placa HR	290	940	136	43	0.56	205	30	1 240	180	-0.07	0.66	-0.69	
RQC-100 d)	L	Placa HR	290	930	135	67	1.02	205	30	1 240	180	-0.07	0.66	-0.69	
10B62	L	TyR	430	1 640	238	38	0.89	195	28	1 780	258	-0.067	0.32	-0.56	
1005-1009	LT	Lámina HR	90	360	52	73	1.3	205	30	580	84	-0.09	0.15	-0.43	
1005-1009	LT	Lámina CD	125	470	68	66	1.09	205	30	515	75	-0.059	0.30	-0.51	
1005-1009	L	Lámina CD	125	415	60	64	1.02	200	29	540	78	-0.073	0.11	-0.41	
1005-1009	L	Lámina HR	90	345	50	80	1.6	200	29	640	93	-0.109	0.10	-0.39	
1015	L	Normalizado	80	415	60	68	1.14	205	30	825	120	-0.11	0.95	-0.64	
1020	L	Placa HR	108	440	64	62	0.96	205	29.5	895	130	-0.12	0.41	-0.51	
1040	L	Como sale de la forja	225	620	90	60	0.93	200	29	1 540	223	-0.14	0.61	-0.57	
1045	L	TyR	225	725	105	65	1.04	200	29	1 225	178	-0.095	1.00	-0.66	
1045	L	TyR	410	1 450	210	51	0.72	200	29	1 860	270	-0.073	0.60	-0.70	
1045	L	TyR	390	1 345	195	59	0.89	205	30	1 585	230	-0.074	0.45	-0.68	
1045	L	TyR	450	1 585	230	55	0.81	205	30	1 795	260	-0.07	0.35	-0.69	
1045	L	TyR	500	1 825	265	51	0.71	205	30	2 275	330	-0.08	0.25	-0.68	
1045	L	TyR	595	2 240	325	41	0.52	205	30	2 725	395	-0.081	0.07	-0.60	
1144	L	CDSR	265	930	135	33	0.51	195	28.5	1 000	145	-0.08	0.32	-0.58	

1144	L	DAT	305	1 035	150	25	0.29	200	28.8	1 585	230	-0.09	0.27	-0.53
1541F	L	Forjado TyR	290	950	138	49	0.68	205	29.9	1 275	185	-0.076	0.68	-0.65
1541F	L	Forjado TyR	260	890	129	60	0.93	205	29.9	1 275	185	-0.071	0.93	-0.65
4130	L	TyR	258	895	130	67	1.12	220	32	1 275	185	-0.083	0.92	-0.63
4130	L	TyR	365	1 425	207	55	0.79	200	29	1 695	246	-0.081	0.89	-0.69
4140	L	TyR, DAT	310	1 075	156	60	0.69	200	29.2	1 825	265	-0.08	1.2	-0.59
4142	L	DAT	310	1 060	154	29	0.35	200	29	1 450	210	-0.10	0.22	-0.51
4142	L	DAT	335	1 250	181	28	0.34	200	28.9	1 250	181	-0.08	0.06	-0.62
4142	L	TyR	380	1 415	205	48	0.66	205	30	1 825	265	-0.08	0.45	-0.75
4142	L	TyR y deformado	400	1 550	225	47	0.63	200	29	1 895	275	-0.09	0.50	-0.75
4142	L	TyR	450	1 760	255	42	0.54	205	30	2 000	290	-0.08	0.40	-0.73
4142	L	TyR y deformado	475	2 035	295	20	0.22	200	29	2 070	300	-0.082	0.20	-0.77
4142	L	TyR y deformado	450	1 930	280	37	0.46	200	29	2 105	305	-0.09	0.60	-0.76
4142	L	TyR	475	1 930	280	35	0.43	205	30	2 170	315	-0.081	0.09	-0.61
4142	L	TyR	560	2 240	325	27	0.31	205	30	2 655	385	-0.089	0.07	-0.76
4340	L	HR, A	243	825	120	43	0.57	195	28	1 200	174	-0.095	0.45	-0.54
4340	L	TyR	409	1 470	213	38	0.48	200	29	2 000	290	-0.091	0.48	-0.60
4340	L	TyR	350	1 240	180	57	0.84	195	28	1 655	240	-0.076	0.73	-0.62
5160	L	TyR	430	1 670	242	42	0.87	195	28	1 930	280	-0.071	0.40	-0.57
52100	L	SH, TyR	518	2 015	292	11	0.12	205	30	2 585	375	-0.09	0.18	-0.56
9262	L	A	260	925	134	14	0.16	205	30	1 040	151	-0.071	0.16	-0.47
9262	L	TyR	280	1 000	145	33	0.41	195	28	1 220	177	-0.073	0.41	-0.60
9262	L	TyR	410	565	227	32	0.38	200	29	1 855	269	-0.057	0.38	-0.65
950C d)	LT	Placa HR	159	565	82	64	1.03	205	29.6	1 170	170	-0.12	0.95	-0.61
950C d)	L	Barra HR	150	565	82	69	1.19	205	30	970	141	-0.11	0.85	-0.59
950X d)	L	Canal placa	150	440	64	65	1.06	205	30	625	91	-0.075	0.35	-0.54
950X d)	L	Placa HR	156	530	77	72	1.24	205	29.5	1 005	146	-0.10	0.85	-0.61
950X d)	L	Canal placa	225	695	101	68	1.15	195	28.2	1 055	153	-0.08	0.21	-0.53

Notas: a) Grado AISI/SAE, o menos que se indique lo contrario. b) Designación ASTM. c) Designación propietaria. d) Grado SAE HSLA. e) Orientación del eje de la pieza, relativo a la dirección del laminado; L es longitudinal (paralelo a la dirección del laminado); LT es transversal largo (perpendicular a la dirección de laminado). f) STA, solución tratada y envejecida; HR, laminado en caliente; CD, laminado en frío; TyR, templado y revenido; CDSR, estrado en frío aliviado de deformaciones; DAT, estrado a temperatura; A, recocido. De ASM Metals Reference Book, 2a. ed., 1983; ASM International, Materials Park, OH 44073-0002; tabla 217. Reproducido con permiso de ASM International®, www.asminternational.org.

Tabla N.2 Factor  $ka$ .

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura N.4 Limite de resistencia vs Resistencia a la tensión.

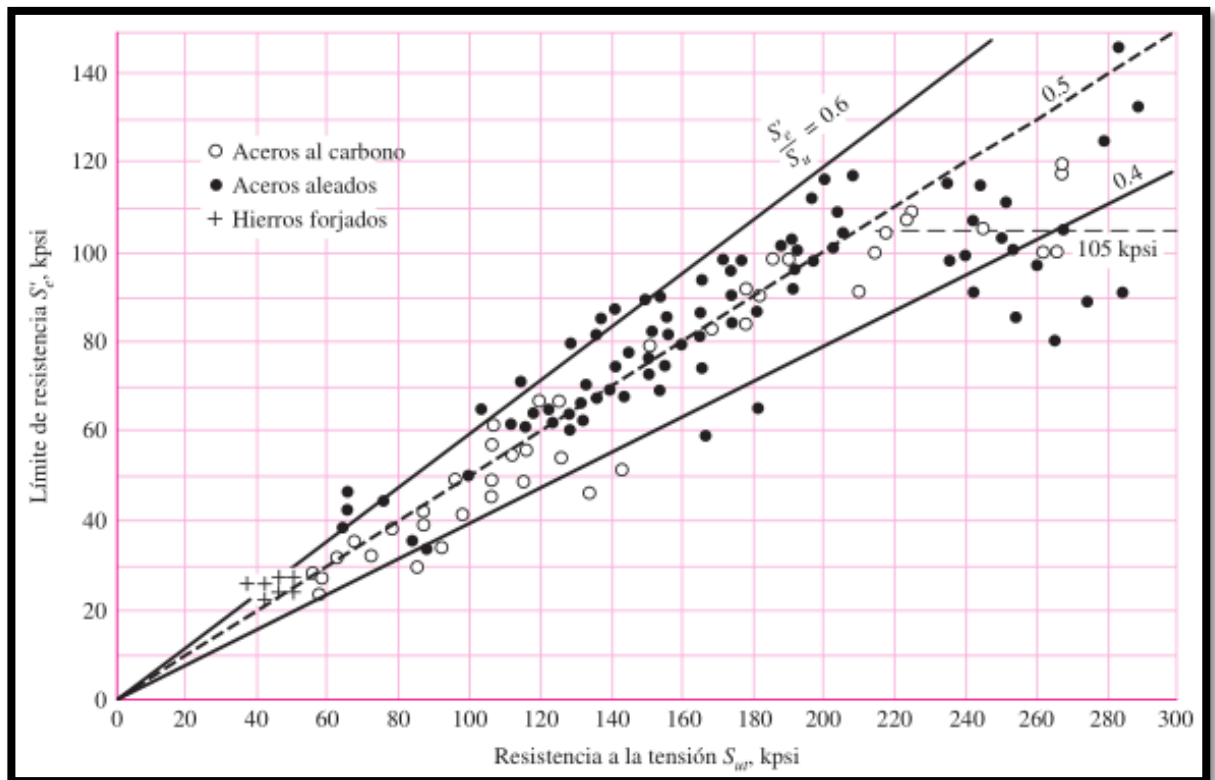


Figura N.5. "Curva de confiabilidad".

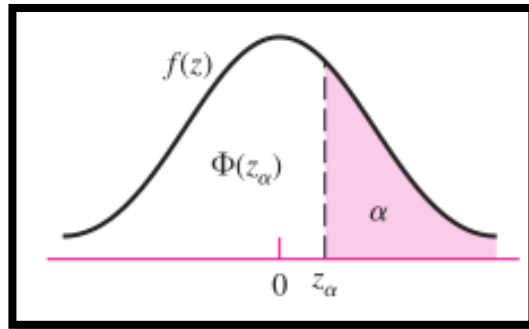
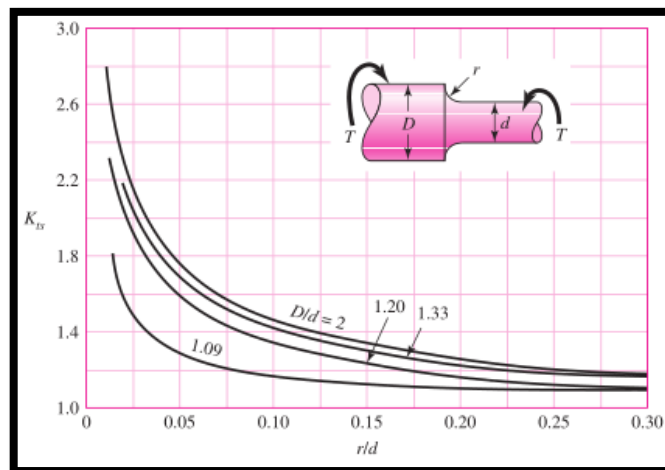


Tabla N.3 Confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_\alpha$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura N.6 Cambio de sección.



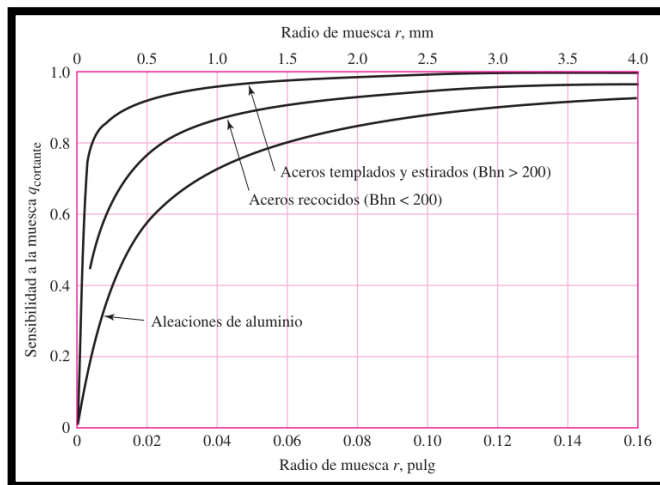
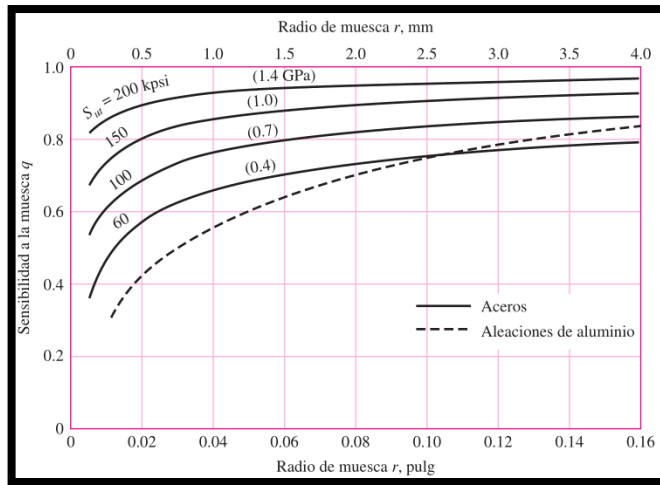
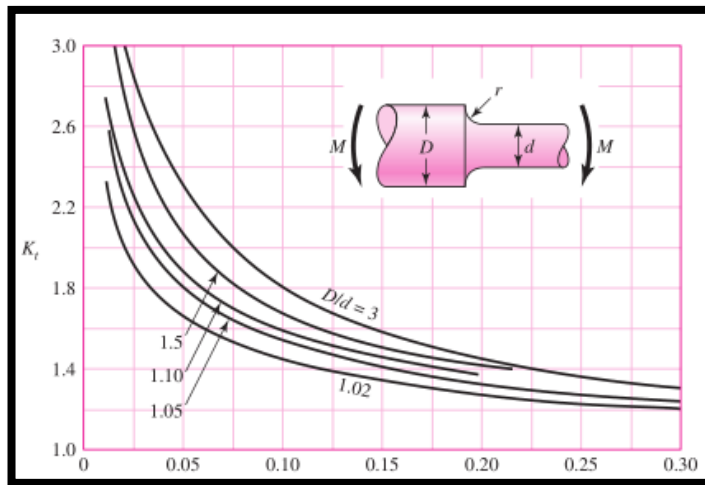


Figura N.7 Esfuerzos.

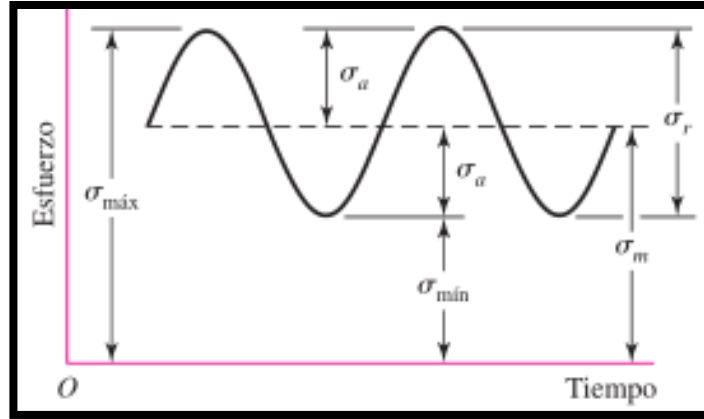


Figura N.8 Código en EES.

```

        Sut = 1720E6 [Pa]
        "Acero 4340 105ksi T y R a 315°C "
        Sy = 1590E6 [Pa]

        Sdot_e = 700E6[Pa]

        "Limite de resistencia a la fatiga en la ubicacion critica de una parte de maquina en la g

        T = 35[°C]
        Tf = T * convert(°C; °F)

        Se = ka * kb * kc * kd * ke * Sdot_e
        "Limite de resistencia a la fatiga en la ubicacion critica de una parte de
        maquina en la geometria y condicion de uso"

        ka = (a / 1E6) * (Sut / 1E6)^b
        "Factor de modificacion de la condicion superficial a y Sut en Mpa"
        a = 57,7E6 [Pa] "Tabla 6 - 2 pag 280"
        b = -0,718 "Tabla 6 - 2 pag 280"
    
```

$$k_b = \left( \frac{d}{\frac{1000}{7}}, 62 \right)^{-0.107}$$

*"Factor de modificacion de la condicion superficial 2,79 < d < 51mm"  
"o"*

$k_c = 1$  *"Factor de modificacion de la condicion superficial – carga combinada"*

$$k_d = 0,975 + 0,432 * (1E - 3) * T_f - 0,115 * (1E - 5) * T_f^2 + 0,104 * (1E - 8) * T_f^3 - 0,595 * (1E - 12) * T_f^4$$

*"Factor de modificacion de la condicion superficial"*

$$k_e = 1 - 0,08 * z_a$$

*"Factor de modificacion de la condicion superficial"*

$$z_a = 2,326$$

*"Conf 99%"*

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

*"Factor de modificacion de la condicion superficial"*

$$k_{fs} = 1 + q_s * (k_{ts} - 1)$$

$$k_t = 1,7$$

$$k_{ts} = 1,5$$

$$q = 0,8$$

$$q_s = 0,92$$

$$\theta = 1,206$$

$$\nu = 0,0015$$

$$e = 5/1000$$

$$L = 0,6[m]$$

$$r = \frac{d}{2}$$

$$c = \frac{d}{2}$$

$$I = \left( \pi * \frac{d^4}{64} \right)$$

$$I_o = \frac{1}{2} * m * \frac{\left( d + \frac{3}{100} \right)^2}{4}$$

$$m = \pi * \frac{\left(d + \frac{3}{100}\right)^2}{4} * L * \rho$$

$$\rho = 7850 \text{ [kg/m]}$$

$$\alpha = \frac{\Delta_w}{\Delta_t}$$

$$\Delta_w = 1500 * \frac{\pi}{30}$$

$$\Delta_t = 1$$

$$J = 2 * I$$

$$\text{Area} = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$V_{max} = 300 * 9,81 \text{ [N]}$$

$$V_{min} = 50 * 9,81 \text{ [N]}$$

$$M_{max} = V_{max} * \frac{9}{100}$$

$$M_{min} = V_{min} * \frac{9}{100}$$

$$T_{max} = V_{max} * e * \cos(\theta) + \nu * V_{max} * \left(\frac{d + 2 * e + 4}{2000} + e\right) * \sin(\theta) + I_o * \alpha$$

$$T_{min} = V_{min} * e * \cos(\theta) + \nu * V_{min} * \left(\frac{d + 2 * e + 4}{2000} + e\right) * \sin(\theta) + I_o * \alpha$$

**"FALTA EL VALOR DEL TORQUE POR FRICCIÓN DEL RODAMIENTO"**

$$\sigma_{max} = k_f * \frac{M_{max} * c}{I}$$

$$\sigma_{min} = k_f * \frac{M_{min} * c}{I}$$

$$\tau_{max} = k_f * \frac{4 * V_{max}}{3 * \text{Area}} + \left(T_{max} * \frac{r}{J}\right)$$

$$\tau_{min} = k_f * \frac{4 * V_{min}}{3 * \text{Area}} + \left(T_{min} * \frac{r}{J}\right)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\frac{1}{n_{soderberg}} = \frac{\sigma_{dot_a}}{S_e} + \frac{\sigma_{dot_m}}{S_y}$$

$$\frac{1}{n_{goodman}} = \frac{\sigma_{dot_a}}{S_e} + \frac{\sigma_{dot_m}}{S_{ut}}$$

$$1 = n_{gerber} * \frac{\sigma_{dot_a}}{S_e} + \left( n_{gerber} * \frac{\sigma_{dot_m}}{S_{ut}} \right)^2$$

$$1 = \left( n_{ASME} * \frac{\sigma_{dot_a}}{S_e} \right)^2 + \left( n_{ASME} * \frac{\sigma_{dot_m}}{S_y} \right)^2$$

$$\sigma_{dot_a} = \text{sqrt} \left( (k_f * \sigma_a)^2 + 3 * (k_{fs} * \tau_a)^2 \right)$$

$$\sigma_{dot_m} = \text{sqrt} \left( (k_f * \sigma_m)^2 + 3 * (k_{fs} * \tau_m)^2 \right)$$

### **Torque de motor y potencia**

$$Tor_{AC} = \frac{T_{max}}{1}, 7$$

$$rpm = 1500$$

$$rad_s = rpm * \frac{\pi}{30}$$

$$POT = Tor_{AC} * rad_s$$

# SELECCIÓN RODAMIENTO

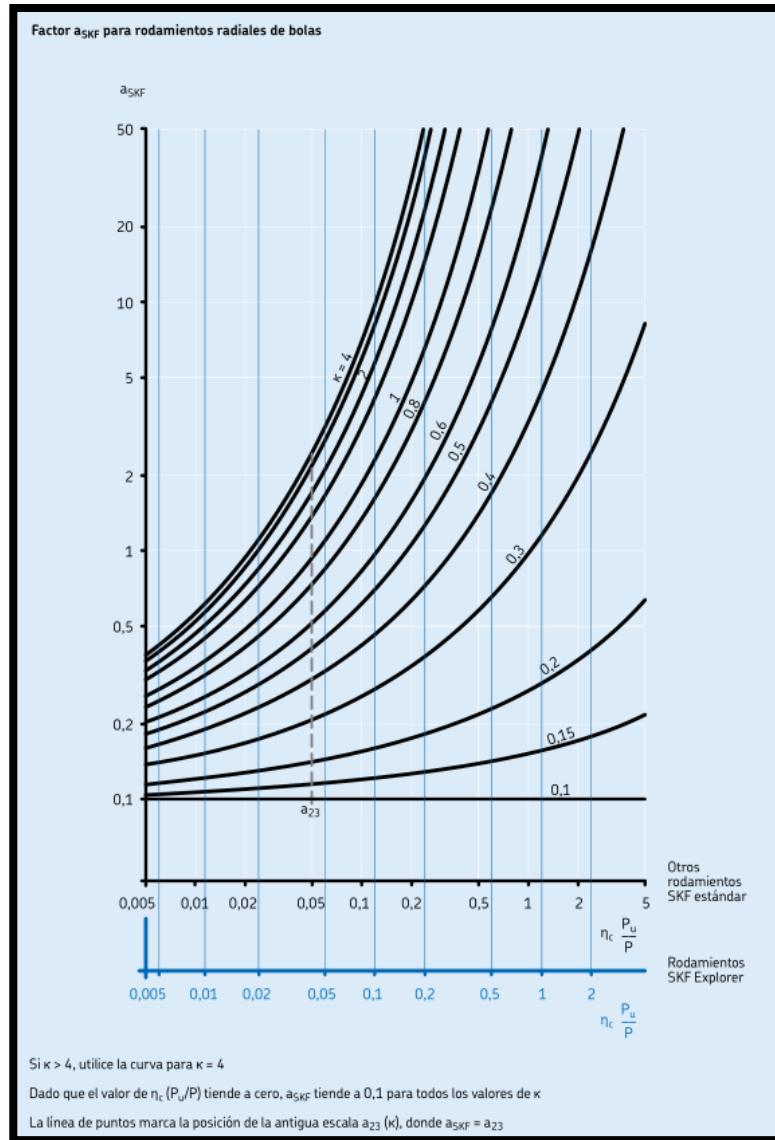
Figura N.1 Catalogo de rodamientos.

La matriz sólo sirve de orientación aproximada, de modo que es necesario realizar una selección más cualificada en cada caso individual, según la información mostrada en las páginas precedentes o la información detallada en el texto que precede cada sección de tablas. Si se muestran varios diseños de un mismo rodamiento juntos, la información correspondiente se indica mediante la misma letra pequeña utilizada para identificar el diseño individual.

**Símbolos**  
 +++ excelente  
 ++ bueno  
 + aceptable  
 - pobre  
 -- inadecuado  
 + de simple efecto  
 ++ de doble efecto

Tipo de rodamiento	Tipos de rodamientos - diseño y características				Características														
	Diseño	Diseño			Rodamientos adecuados para														
	apujero cónico	plata de protección u obturadores	autolubrificable	no desarmable	desarmable	carga puramente radial	carga puramente axial	carga combinada	carga de momento	alta velocidad	alta exactitud de giro	alta rigidez	funcionamiento silencioso	baja fricción	compensación de desalineación durante el funcionamiento	compensación de errores de alineación (inicial)	dispositivos de rodamientos tipo	dispositivos de rodamientos libres	desplazamiento axial en el rodamiento
Rodamientos rígidos de bolas		a				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera						++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
de una hilera apareados, de dos hileras		b		a, b	c	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
de cuatro puntos de contacto						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Rodamientos de bolas a rótula						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Rodamientos de rodillos cilíndricos, con jaula						++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
completamente lleno de rodillos, de una hilera				a	b	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
completamente lleno de rodillos, de dos hileras		d				+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de agujas, con arros de acero		a				++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
conjuntos/casquillos de agujas		b, c				++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
rodamientos combinados		b, c				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Rodamientos de rodillos cónicos						++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++
de una hilera apareados						+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos de rodillos a rótula						+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos CARB, con jaula						+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
completamente lleno de rodillos						+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++
Rodamientos axiales de bolas						--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
con arandela de alojamiento esférica						--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
Rodamientos axiales de agujas						--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos						--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
Rodamientos axiales de rodillos a rótula						--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

**Figura N.2** Factor  $a_1$  para rodamientos radiales de bolas.



**Tabla N.1** Valores factor de ajuste de la vida.

Valores para el factor de ajuste de la vida $a_1$			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF $L_{nm}$	Factor $a_1$
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,62
96	4	$L_{4m}$	0,53
97	3	$L_{3m}$	0,44
98	2	$L_{2m}$	0,33
99	1	$L_{1m}$	0,21

**Tabla N.2** Valores orientativos de vida nominal para maquinas.

Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos periodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrifugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

**Tabla N.3** Valores orientativos para el factor de seguridad estático.

Valores orientativos para el factor de seguridad estático $s_0$								
Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos					Rodamientos estacionarios		
	Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso					Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
	no importante		normal		alto			
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar  $s_0 \geq 4$

<sup>1)</sup> Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de  $s_0$  por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de  $s_0$  menores

**Figura N.3** Código EES.

$$C = 42,3[kN]$$

$$C_o = 24,0[kN]$$

$$P_u = 1,02[kN]$$

$$s_o = \frac{C_o}{P_o}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{Pe} \text{ Millones de revoluciones}$$

$$Pe = 3$$

$$P = \frac{2700 + 170 + 700}{2000} [kN]$$

$$P = P_o$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \text{ Horas de funcionamiento}$$

$$n = 1670$$

$$a_1 = 0,21$$

$$L_{nm} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} \text{ Millones de revoluciones}$$

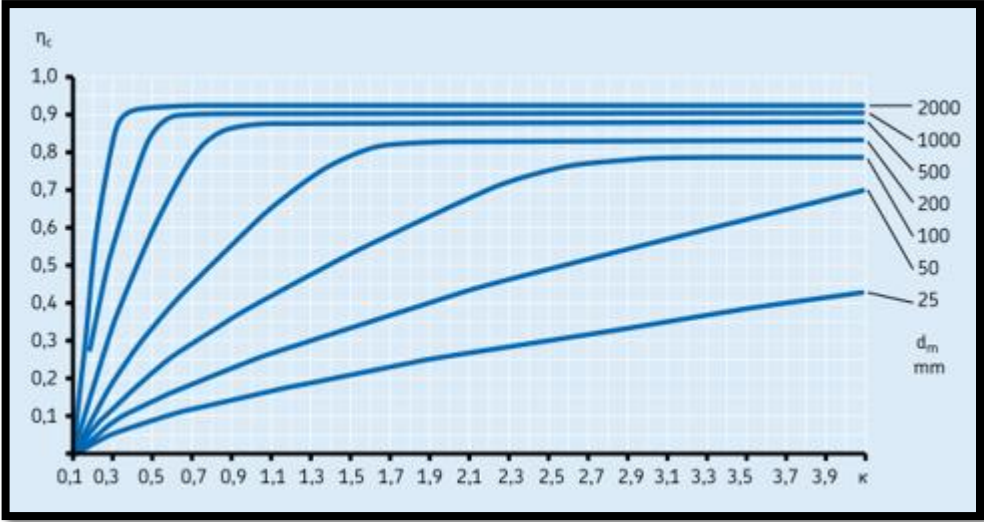
$$a_{SKF} = 0,1$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{nm} \text{ Horas de funcionamiento}$$

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

a <sub>1</sub> = 0,21	a <sub>SKF</sub> = 0,1	C = 42,3 [kN]	C <sub>0</sub> = 24 [kN]	L <sub>10</sub> = 13308	L <sub>10h</sub> = 132812	L <sub>nm</sub> = 279,5	L <sub>nmh</sub> = 2789
n = 1670	P = 1,785	P <sub>e</sub> = 3	P <sub>0</sub> = 1,785	P <sub>u</sub> = 1,02 [kN]	s <sub>0</sub> = 13,45		

Figura N.4 Factor  $n_c$  función de condiciones ambientales.

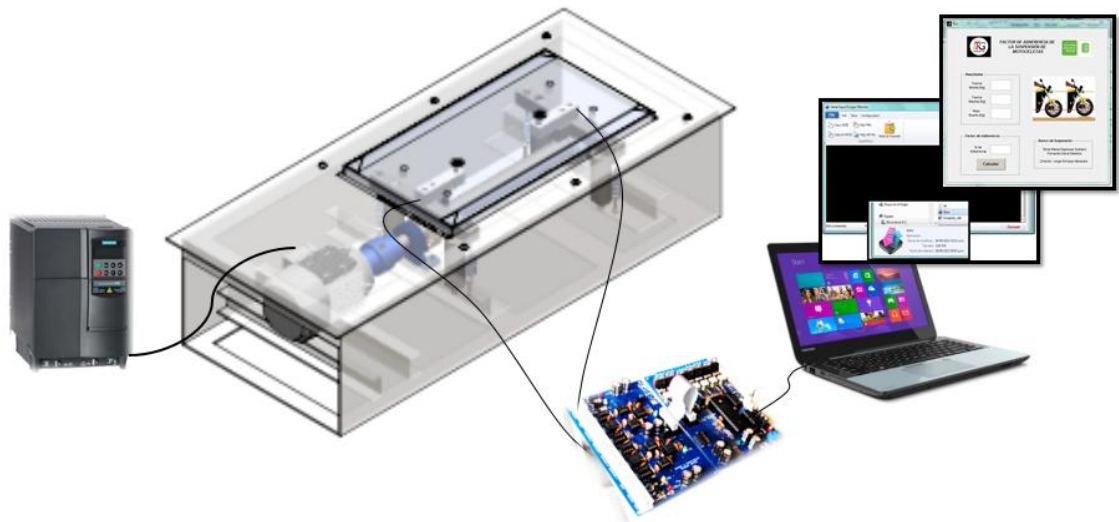


# **ANEXO C**

## **MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO DE SUSPENSIÓN**

# MANUAL DE OPERACIÓN

## BANCO DE SUSPENSIÓN



## CONTENIDO

	<i>Pág.</i>
INTRODUCCION.....	136
1. CONEXIONES.....	138
2. PASOS PARA REALIZAR LA PRUEBA.....	141
3. BARRIDO DE FRECUENCIA.....	143
4. SOFTWARE CCS COMPLIER.....	145
5. COMANDOS.....	150
6. GUI – MATLAB.....	152

## INTRODUCCIÓN

El banco fue diseñado y construido para la realización de la prueba de suspensión para motocicletas, que cumpla con los siguientes requerimientos técnicos:

Realice un diagnóstico experimental del factor de adherencia entre la llanta y la superficie del suelo (porcentaje), por medio de la excitación de la plataforma donde va ubicada la motocicleta a unas condiciones definidas, generadas por movimientos oscilatorios cuya frecuencia varié de 0 a 25 Hz de acuerdo a la norma EuSAMA.

El banco puede realizar el diagnóstico a las motocicletas que cumplan las siguientes características:

- *Cilindraje*: Se encuentre dentro del rango 150cc-225cc.
- *Peso*: No superen los 170 Kg de peso estático.

Para la realización de la prueba de suspensión para las motocicletas se debe tener en cuenta inicialmente lo siguiente respecto al banco:

1. Corroborar que el variador esté conectado, y programada de acuerdo a las características del motor. El variador es trifásico, debe estar conectado a 220v.

**Nota:** El variador ya se encuentra programado de acuerdo a las características del motor, en caso de reset o pérdida de datos en el variador, se debe de introducir nuevamente los datos de la siguiente tabla.

CARACTERISTICAS MOTOR		
WNM AC INDUCTION MOTOR CE		
220 V	60 Hz	1670 r/min
1.5 kW	6.4 A	cosØ 0.78
DE/ODE BRG 205/C3		22 Kg

2. Contar con un ordenador con CCS Compiler, la herramienta Siow y Matlab. Verificar que se tenga el archivo GUI (Interfaz que permite calcular el porcentaje de adherencia).
3. Corroborar que la tarjeta esté conectada al computador (puerto serial) y alimentada por medio de una fuente de 12VDC.
4. Revisar que el puerto de las celdas de carga esté conectado a la tarjeta.
5. Revisar que la motocicleta se encuentre con las condiciones adecuadas para la prueba, es decir que la presión de las llantas se encuentre dentro del rango al igual que la tensión de las correas.

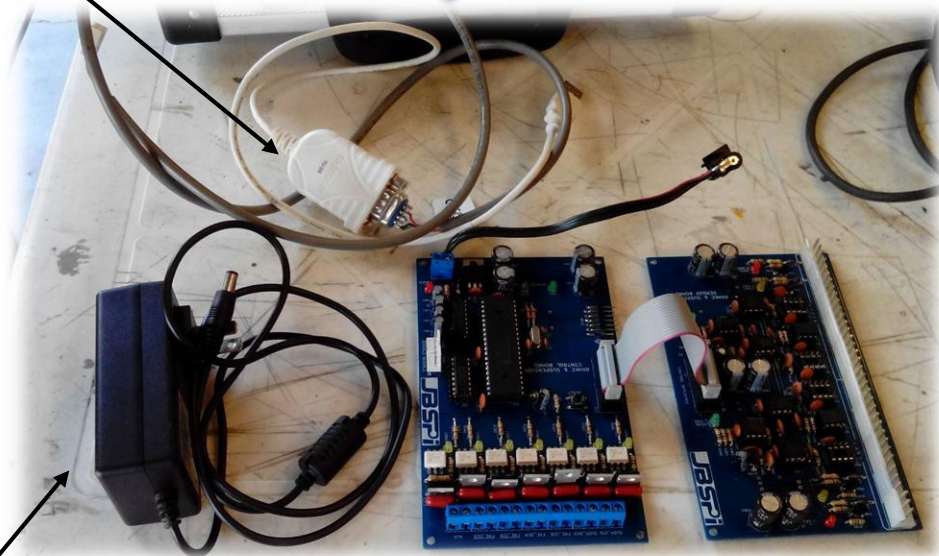
**Nota:** Es importante que se verifique el funcionamiento del banco antes de realizar las pruebas a las motocicletas, esto incluye revisar los valores que generan las celdas (el cero y con carga).

## 1. CONEXIONES

Este capítulo contiene las conexiones de las tarjetas de datos, las celdas de carga, las conexiones al computador, fuente y variador de frecuencia.



Convertidor serial-USB

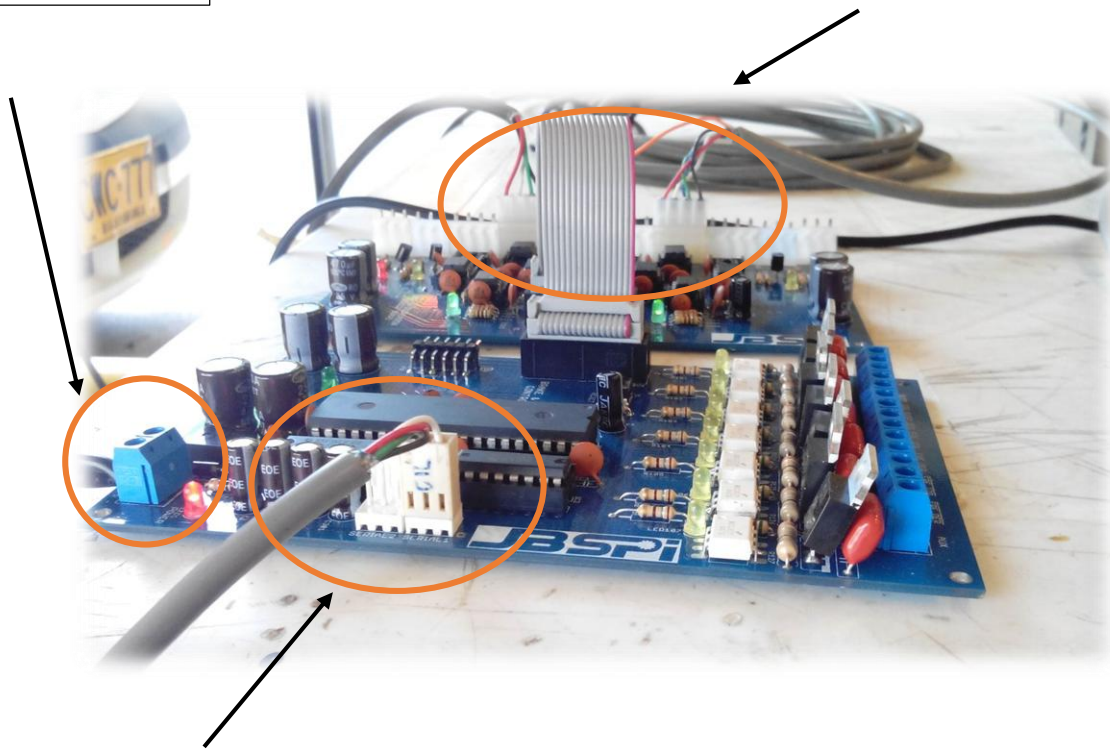


Fuente de 12 VDC

Tarjetas de datos  
(entradas y salidas)

Conexión a la fuente

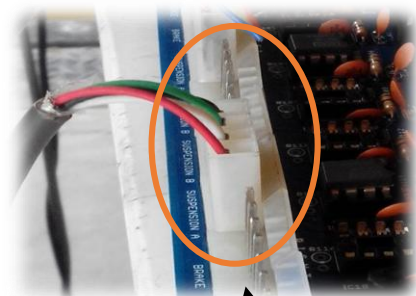
Conexión celdas de carga



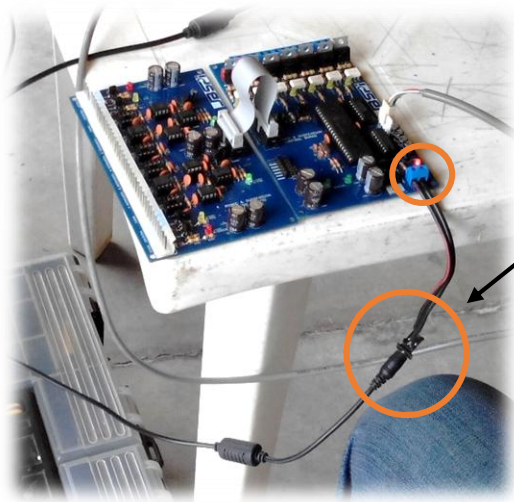
Conexión puerto serial



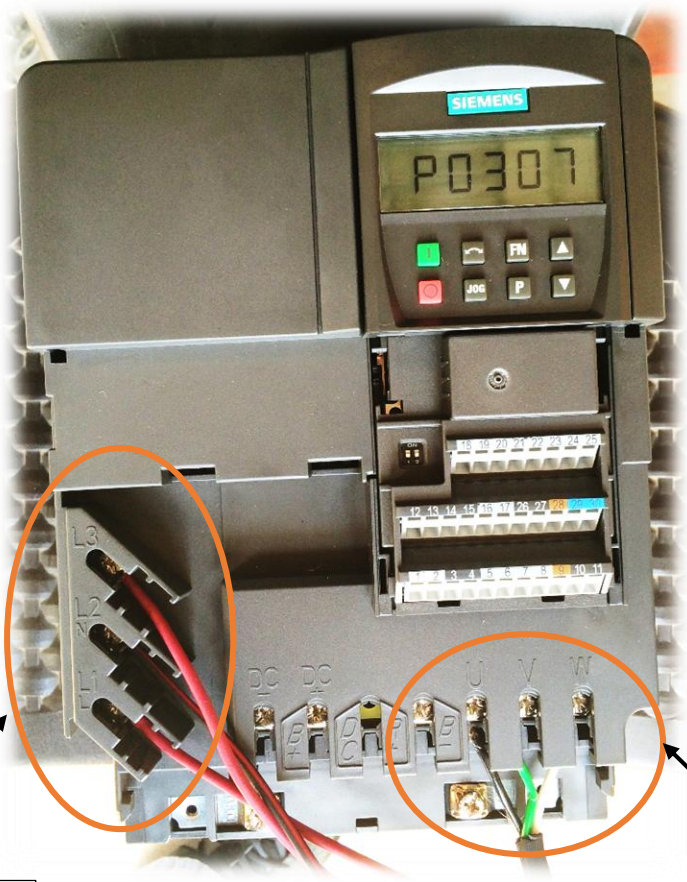
Conexión al convertidor serial-USB.



Conexión celda de carga a la tarjeta.



Conexión fuente de 12V a la tarjeta.

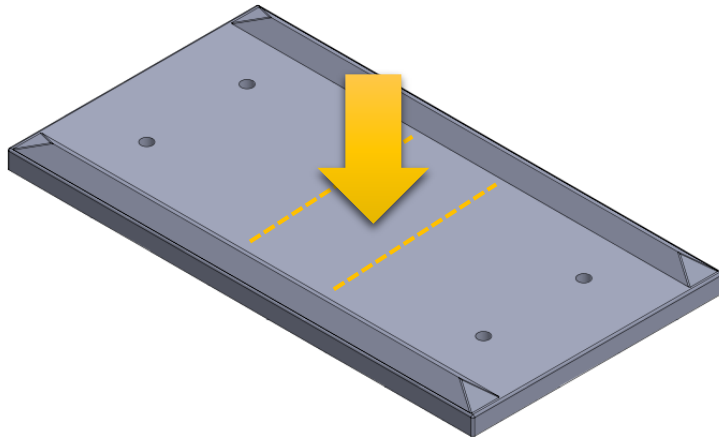


Líneas de corriente

Conexión de las líneas del motor al variador.

## 2. PASOS PARA REALIZAR LA PRUEBA

1. Coloque la llanta de la motocicleta en el centro de la plataforma.



2. Se ajusta la motocicleta usando las correas de modo que esta quede firme, y lo más recta posible.

Se sujeta la motocicleta por medio de dos correas en cada lado, atándola al piso donde está anclado un gancho.



Correas de Seguridad



Se coloca el dinamómetro en medio de la correa y el gancho, de modo que me permita saber el valor de tensión.



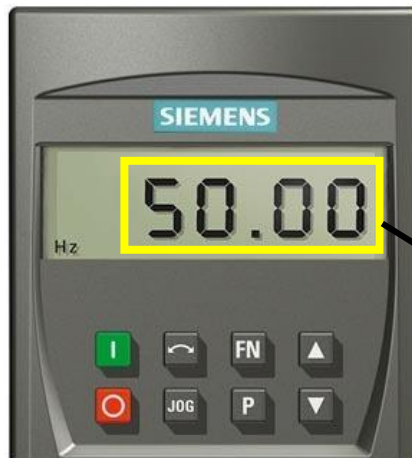
3. Inicie con el barrido de frecuencia preñdiendo el variador de frecuencia llevándolo hasta 60 Hz, y oprimiendo el botón rojo. A su vez inicia con la toma de datos (Comando SUSU), usando la herramienta Siow del CCS Compiler. De esta manera se adquieren los datos tomados por las celdas.
4. Extraiga los datos en archivo Excel.
5. Edite el archivo, de modo que los datos de las celdas queden en columnas separadas y en otra columna el promedio, guarde el archivo como Hoja de Excel.
6. Abra el Gui en Matlab del Banco de suspensión, escriba el nombre del archivo en el código de Matlab. Tener en cuenta que debe estar escrito correctamente para que Matlab lo puede leer.
7. Calcular el factor de adherencia en porcentaje.

**Nota:** A continuación se explican detalladamente los pasos que se deben seguir de cada ítem.

### 3. BARRIDO DE FRECUENCIA

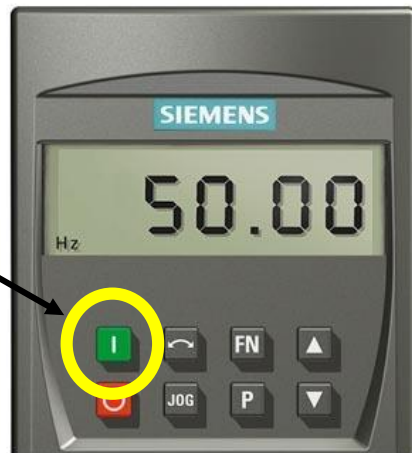
Para realizar el barrido de frecuencia se debe conectar el variador, este por defecto mostrará en pantalla 50 Hz, se oprime el botón de prender, e iniciará la vibración de la maquina a una frecuencia de 50 Hz, manualmente haciendo uso de las flechas de lleva hasta 60 Hz, se oprime el botón rojo y a su vez se inicia la toma de datos con el software de adquisición de datos. Este empezará desde 60 a 0 Hz, en un tiempo de 20 segundos.

1. Se conecta el variador

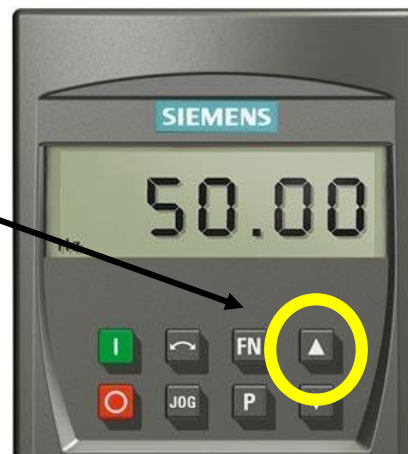


Debido a la programación realizada, por defecto aparecerá 50Hz.

2. Prender el variador

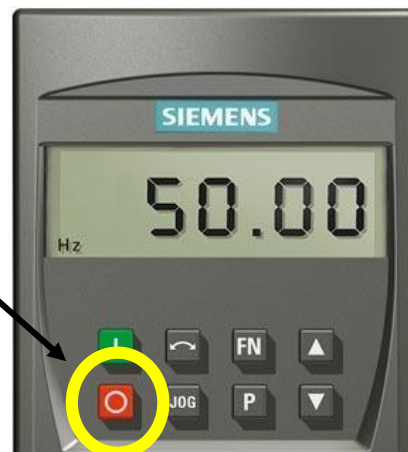


3. Se selecciona 60Hz



Manualmente, se aumenta al valor hasta 60Hz.

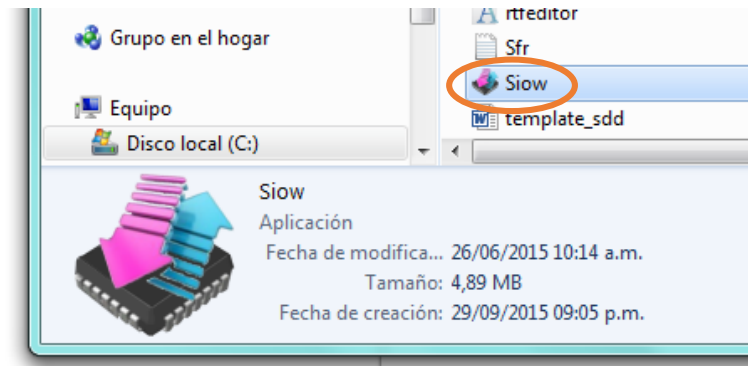
4. Se apaga el variador



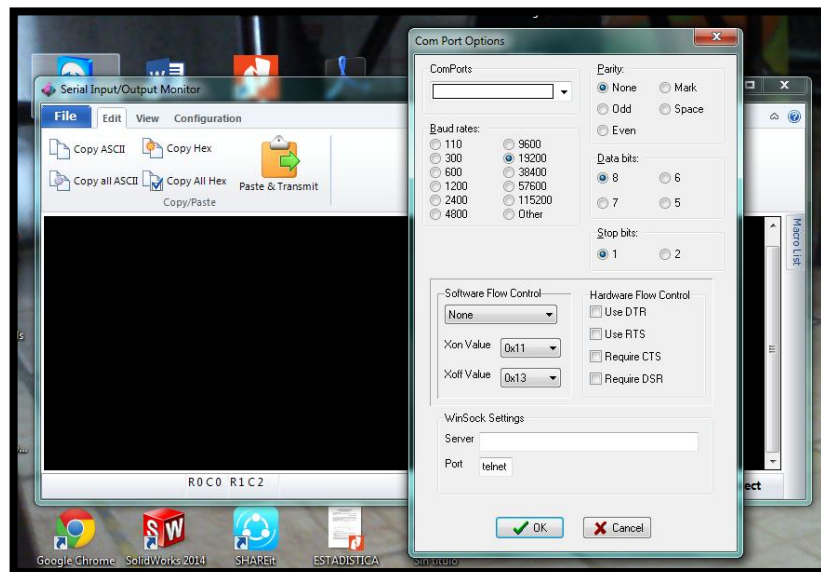
El variador empieza a disminuir los Hz desde 60 hasta 0, siguiendo el comportamiento de una rampa, con un tiempo de 20 segundos.

## 4. SOFTWARE CCS COMPILER

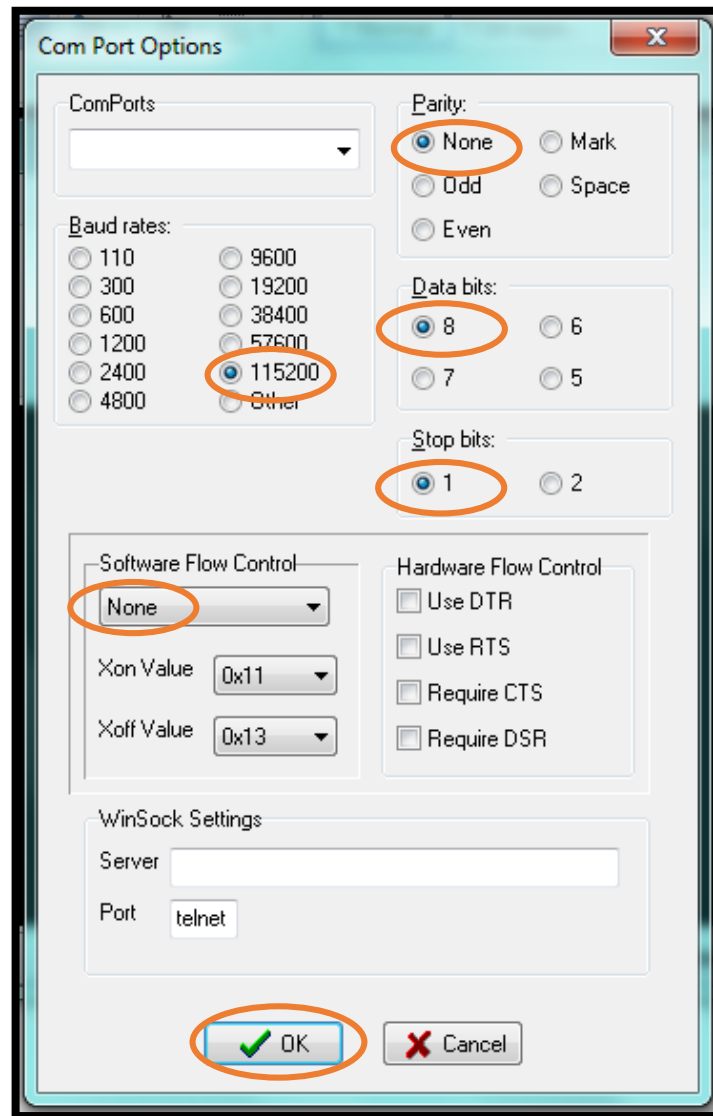
Compiladores CCS permite utilizar diferentes herramientas, Siow es una herramienta que permite a la vez de procesar datos generar la gráfica con estos datos.



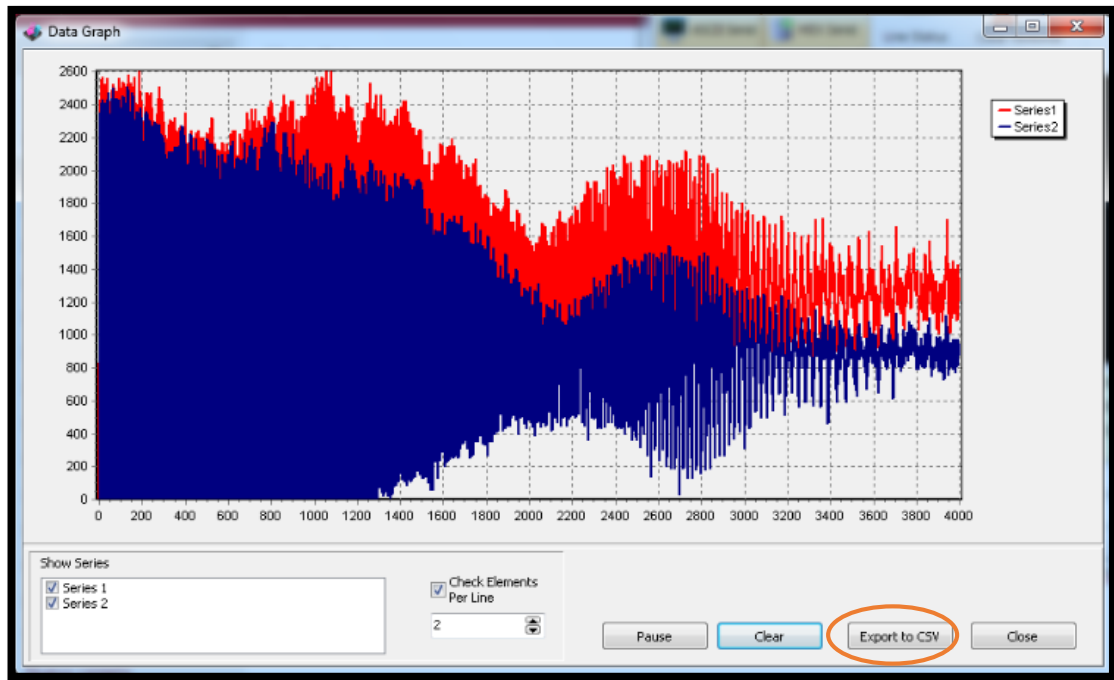
Al ejecutar la herramienta Siow, abre la siguiente ventana:



Es importante revisar que los datos concuerden con los siguientes, seleccionados de acuerdo a la referencia de la tarjeta de adquisición y los datos de la celda de carga.



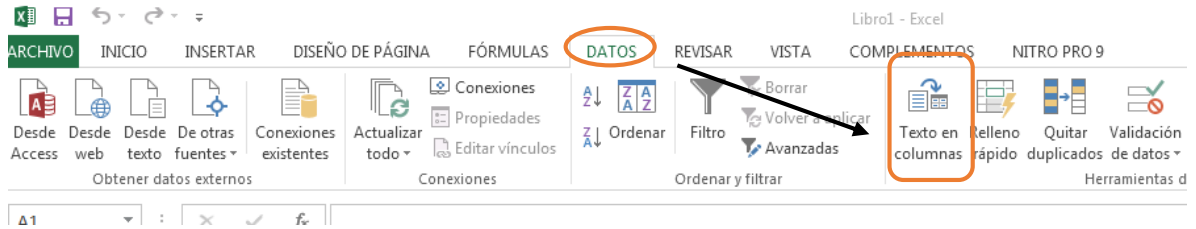
Después se oprime OK, se escribe el comando de acuerdo a lo que se desee valores o gráfica. En el caso de usar el comando SUSU se obtiene una gráfica como la siguiente.



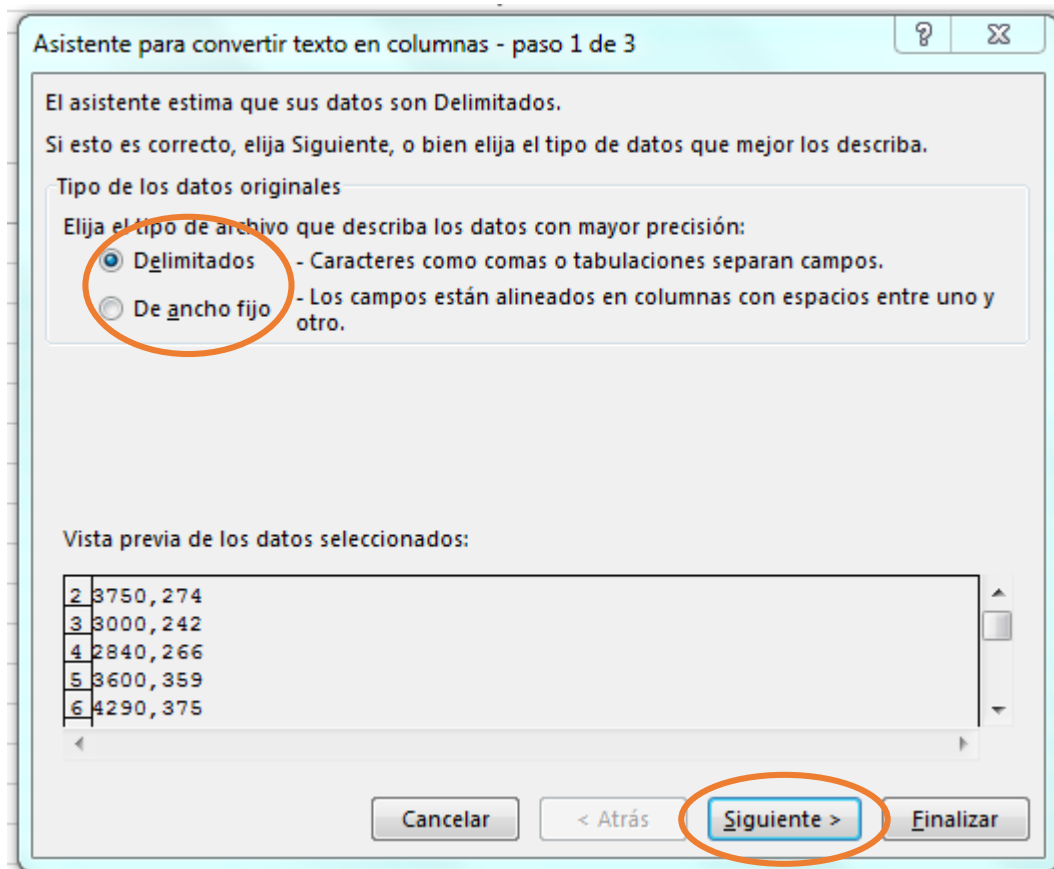
Y por último se exportan los datos. Estos archivos quedan guardados como *Archivo de valores separados por comas de Microsoft Excel*. Al abrir este documento se observan los valores de las dos celdas en una sola columna, separadas por una coma.

Para separar los datos de cada celda, en su respectiva columna, en el Menú de Excel le damos en *DATOS*; en la opción *Texto en columnas*, se abre el asistente para convertir texto en columna que se realiza en tres pasos; el primero es elegir el tipo de archivo que describa los datos con mayor precisión; *Delimitados* o de *Ancho fijo*; escogeremos *Delimitados*, el segundo paso, es establecer los separadores contenidos en los datos; *Coma*, por último el formato de los datos en columna; *General*, y finalizar. Se pueden observar que los datos quedan en dos columnas. Usando una tercera columna para realizar el promedio de las dos celdas, para todos los datos.

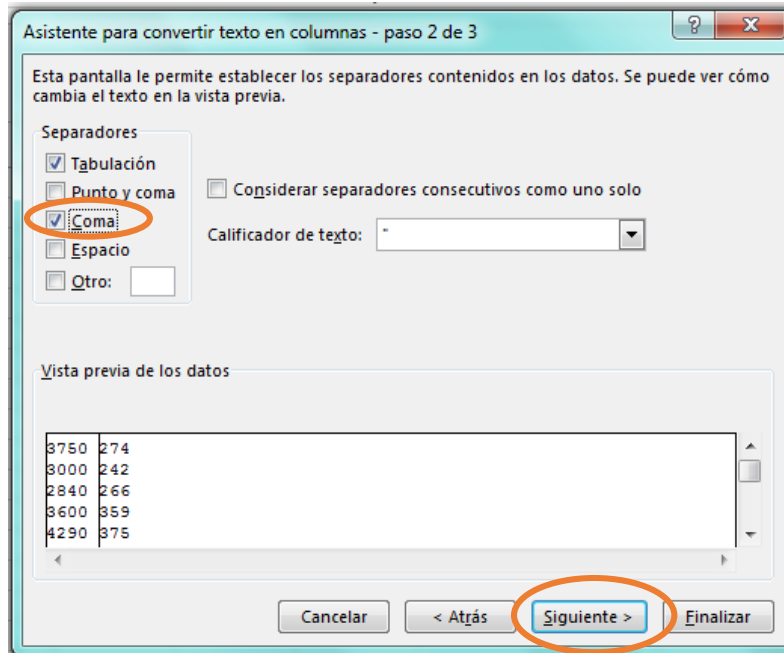
1. Seleccionar los datos, clic en la opción **DATOS**, y luego *Texto en columnas*.



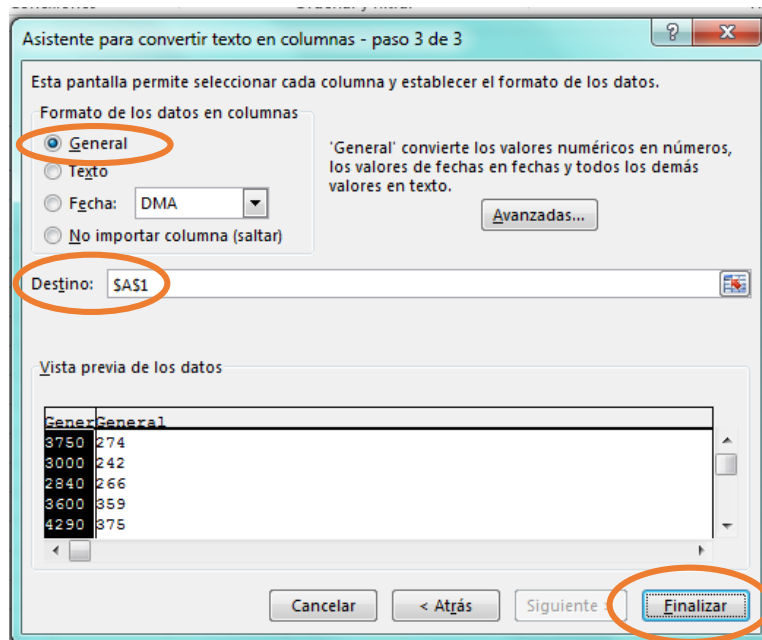
2. Elegir el tipo de archivo que describa los datos con mayor precisión y **Siguiente**.



### 3. Seleccionar el separador y Siguiente.



### 4. Seleccionar el formato de los datos en columnas, seleccionar el destino y Finalizar.



## 5. COMANDOS

Al utilizar la herramienta Siow, se debe tener conocimiento de los siguientes comandos realizados de acuerdo a la programación de las tarjetas de datos.

Para obtener los valores de cada celda:

- SISI → Suspensión Celda Izquierda.
- SDSD → Suspensión Celda derecha.

Para realizar graficas:

- SIZQ → Grafica.
- SUSU → Graficar los datos de las celdas.

Para cuadrar la pendiente de conversión a kilogramos de las celdas:

- P1SI → Punto cero de la celda izquierda.
- P1SD → Punto cero de la celda derecha.
- P2SI → Segundo punto de la celda izquierda.
- P2SD → Segundo punto de la celda derecha.

## 6. GUI-MATLAB

Esta interfaz hecha en Matlab permite calcular el porcentaje de adherencia de la suspensión, de acuerdo con los datos exportados de la herramienta Siow, con estos se halla el valor de fuerza mínima, de fuerza máxima y el peso muerto, y de esta manera se calcula el porcentaje de adhesión explicado anteriormente.

Gui

 **FACTOR DE ADHERENCIA DE LA SUSPENSIÓN DE MOTOCICLETAS** 

**Resultados**

Fuerza Mínima [Kg]

Fuerza Máxima [Kg]

Peso Muerto [Kg]

**Factor de Adherencia**

% de Adherencia

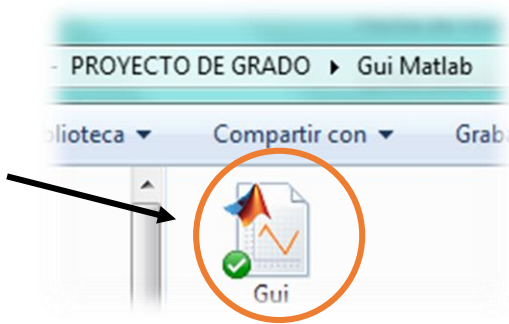
**Calcular**

**Banco de Suspensión**

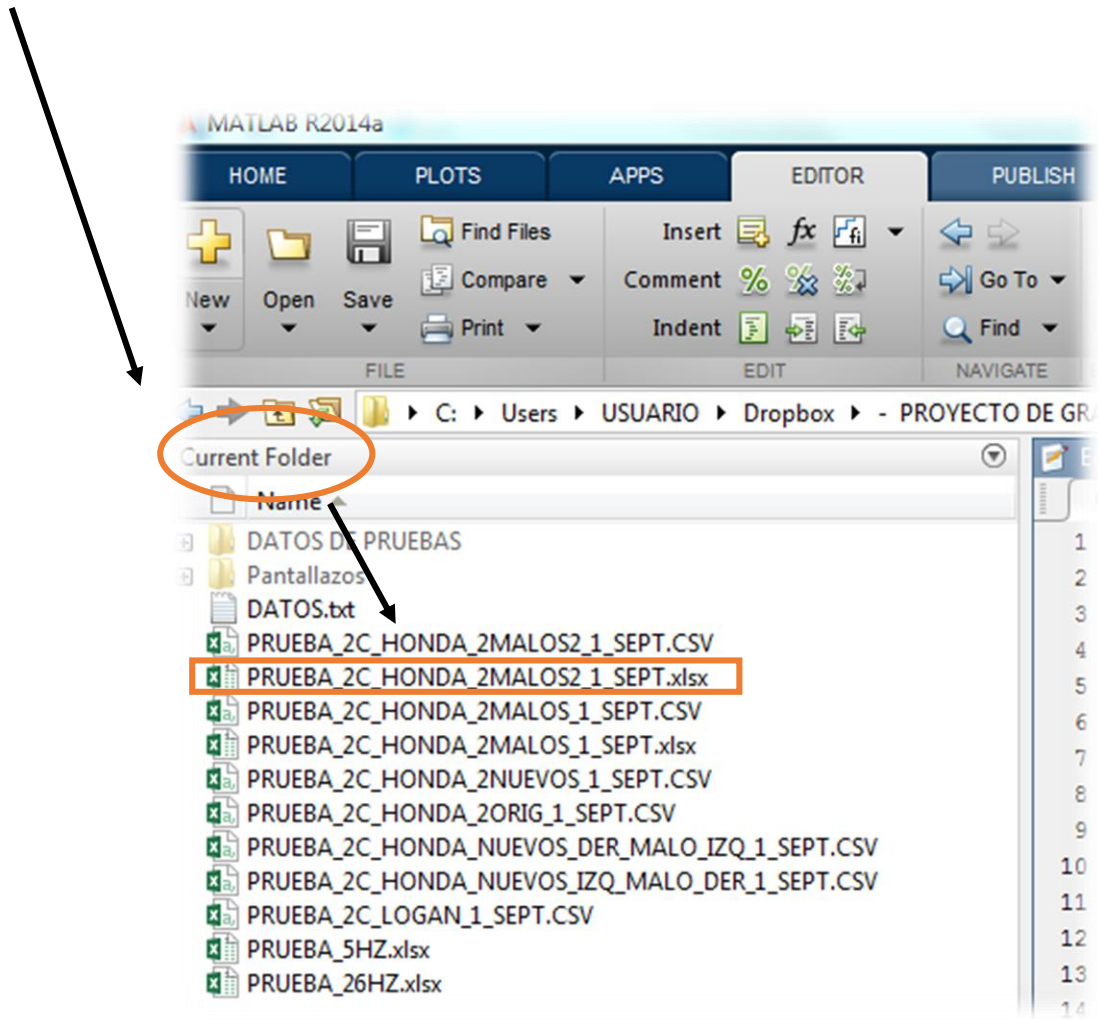
Silvia Milena Espinosa Quintero  
Fernando David Ramirez  
Director: Jorge Enrique Meneses

A continuación encontramos los pasos para hallar el porcentaje usando el Gui.

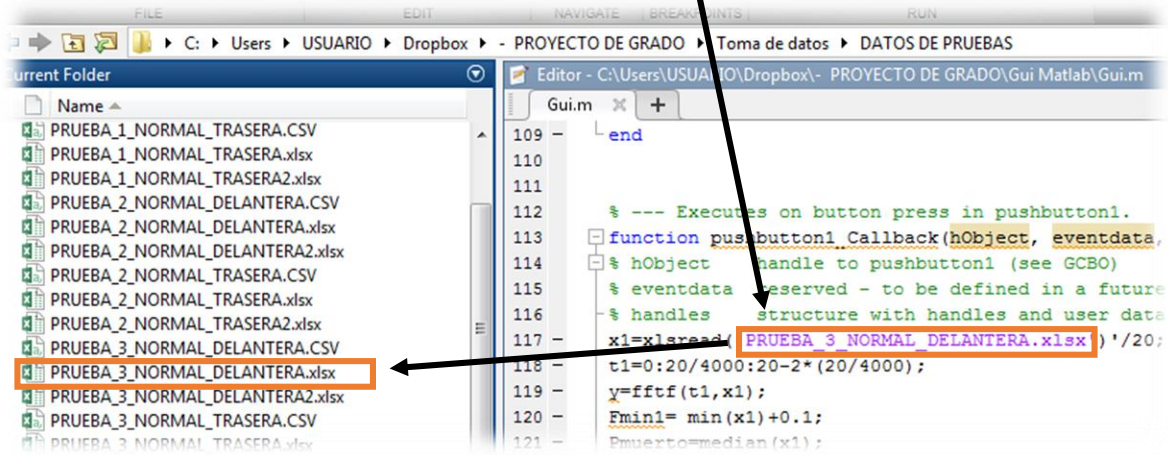
1. Abrir el archive GUI



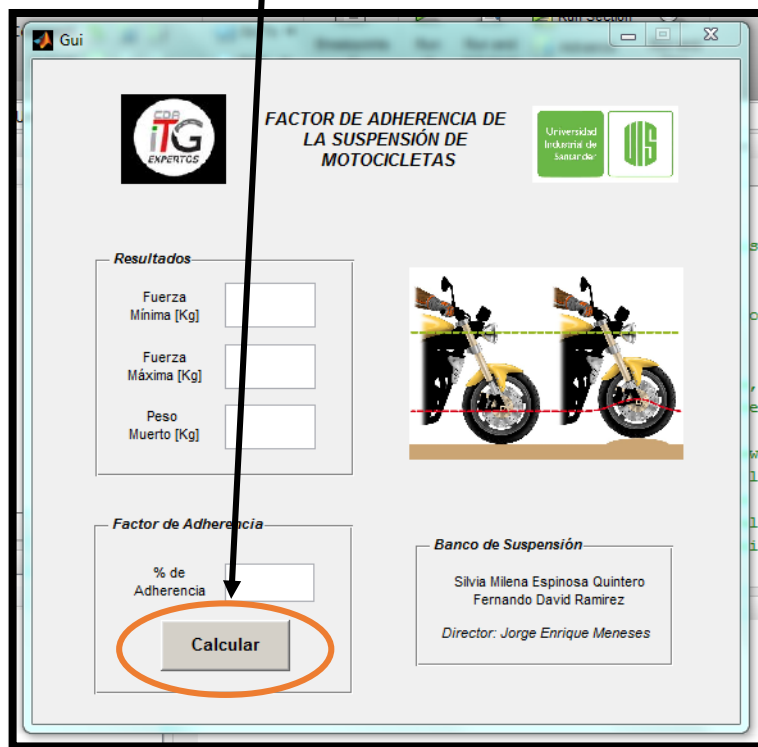
2. Verificar que los archivos se encuentren en el Current Folder



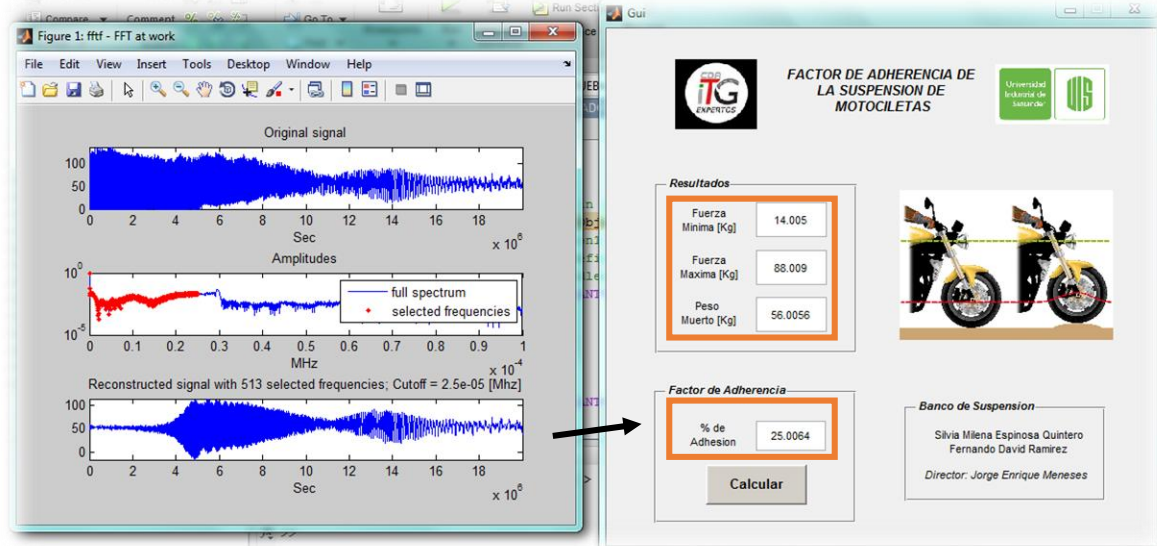
3. Verificar que el nombre del archivo, este bien escrito, de modo que Matlab lo pueda encontrar y leer.



4. Oprimir el botón Calcular.



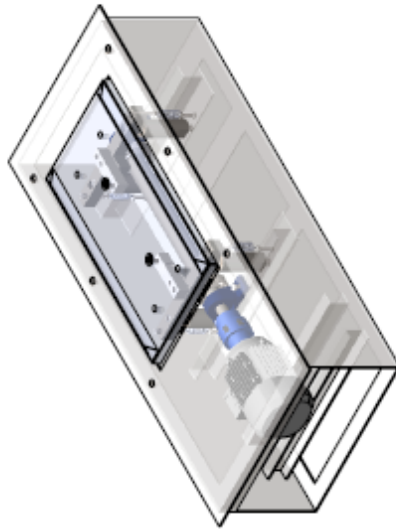
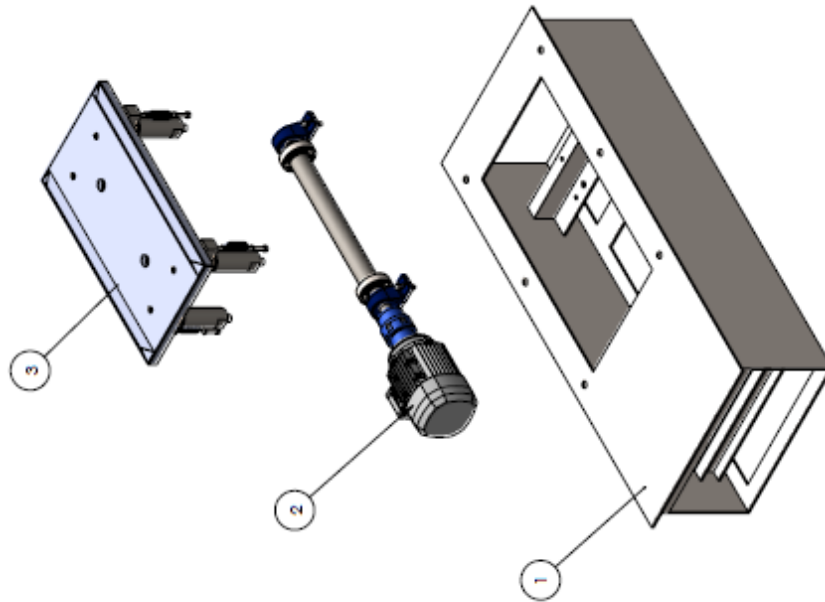
El resultado es el siguiente:




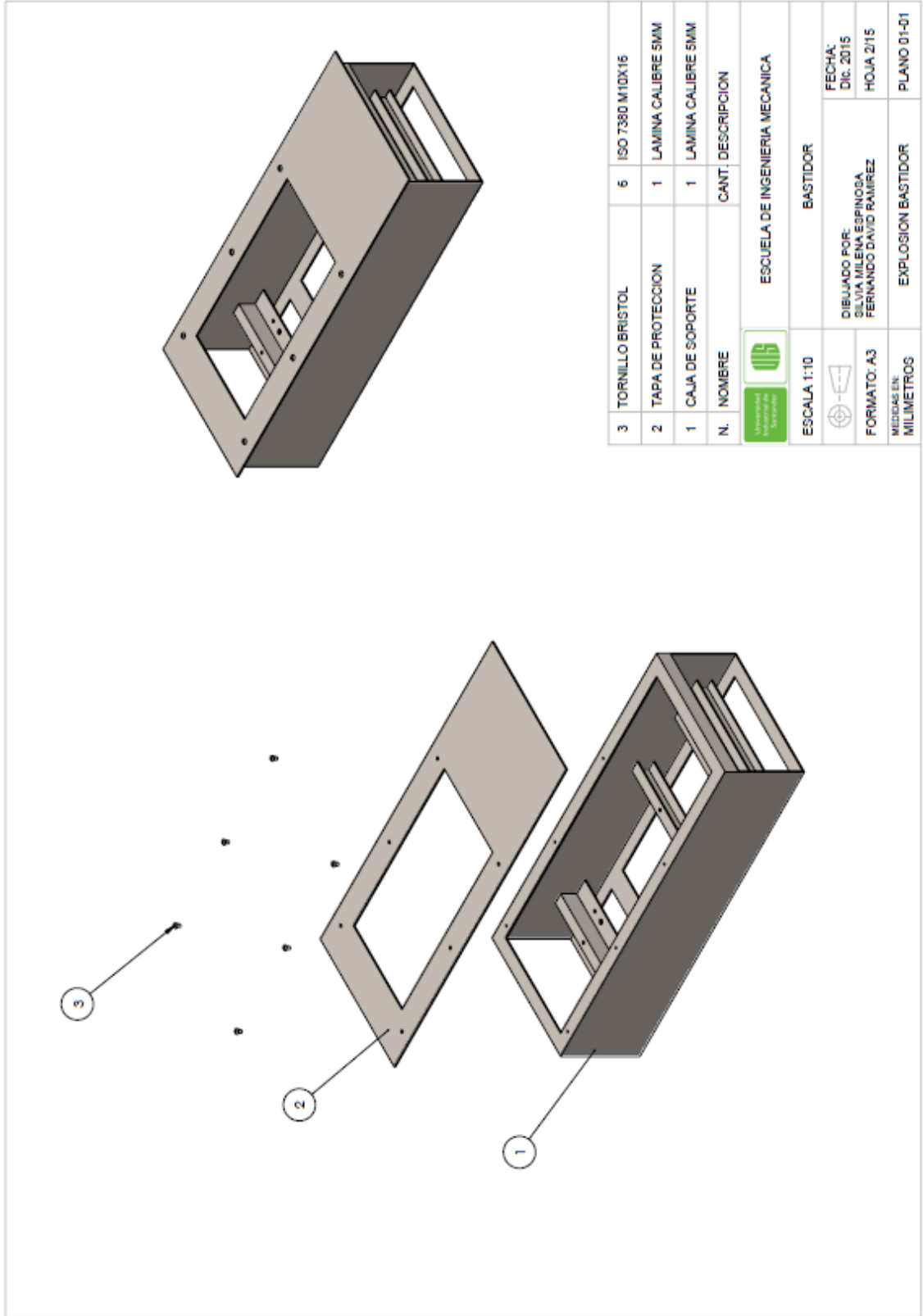
Al darle calcular, el Gui busca la fuerza mínima, la fuerza máxima y el peso muerto, y lo muestra en pantalla, con estos datos es posible hallar el porcentaje del adherencia, a su vez me genera un cuadro de gráficas, la primer grafica es la original, de acuerdo a los datos exportados, la segunda grafica es el espectro para realizar el filtro, y la tercera grafica es después de realizado un filtro.

**ANEXO D**

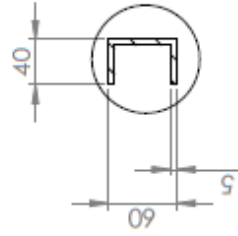
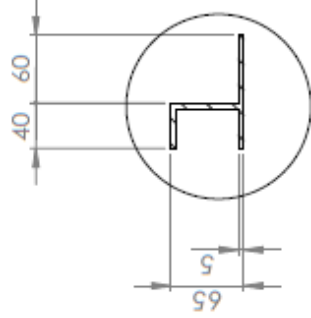
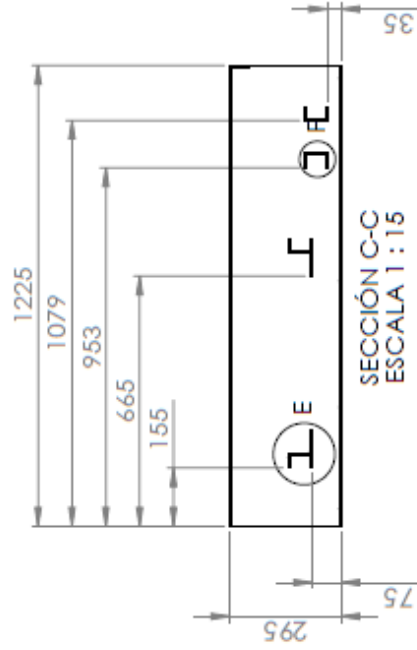
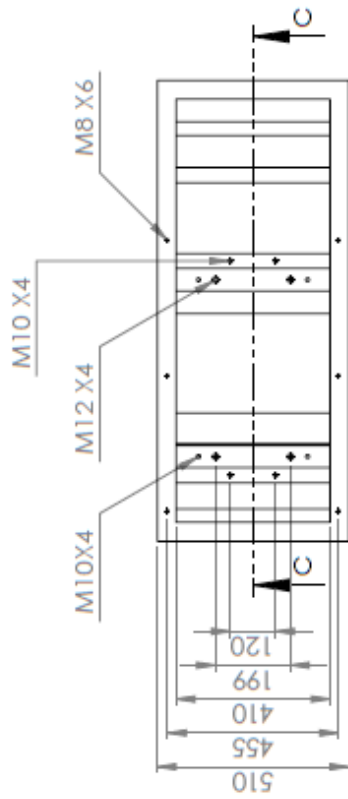
**PLANOS BANCO DE SUSPENSIÓN**



3	SISTEMA DE RESTRICCIÓN	1	SUBENSAMBLE 3
2	SISTEMA DE GENERACIÓN	1	SUBENSAMBLE 2
1	BASTIDOR	1	SUBENSAMBLE 1
N.	NOMBRE	CANT.	DESCRIPCIÓN
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			
BANCO DE PRUEBAS DE SUSPENSIÓN			
ESCALA 1:10		FECHA:	
 DIBUJADO POR: SILVIA MILENA ESPINOSA FERNANDO DAVID RAMÍREZ		DIC. 2015 HOJA 1/15	
FORMATO: A3		EXPLOSIÓN TOTAL	
MEDIDAS EN MILÍMETROS		PLANO 01-00	



3	TORNILLO BRISTOL	6	ISO 7380 M10X16
2	TAPA DE PROTECCION	1	LAMINA CALIBRE 5MM
1	CAJA DE SOPORTE	1	LAMINA CALIBRE 5MM
N.	NOMBRE	CANT.	DESCRIPCION
 <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>			
ESCALA 1:10		BASTIDOR	
 DIBUJADO POR: SILVIA MILENA ESPINOSA FERNANDO DAVID RAMIREZ		FECHA: Dic. 2015	
FORMATO: A3 MEDIDAS EN: MILIMETROS		HOJA 2/15 EXPLOSION BASTIDOR	
		PLANO 01-01	



Universidad Industrial de Santander

ESCUELA INGENIERIA MECANICA

ESCALA 1:15

MEDIDAS EN: mm

FECHA: Dic. 2015

DIBUJADO POR:  
Sivia Milena Espinosa  
Fernando David Ramirez

CAJA DE SOPORTE

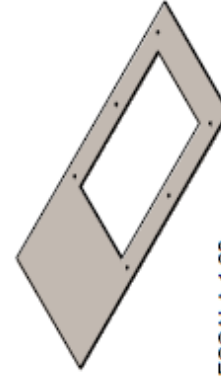
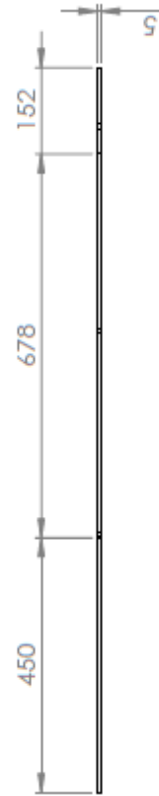
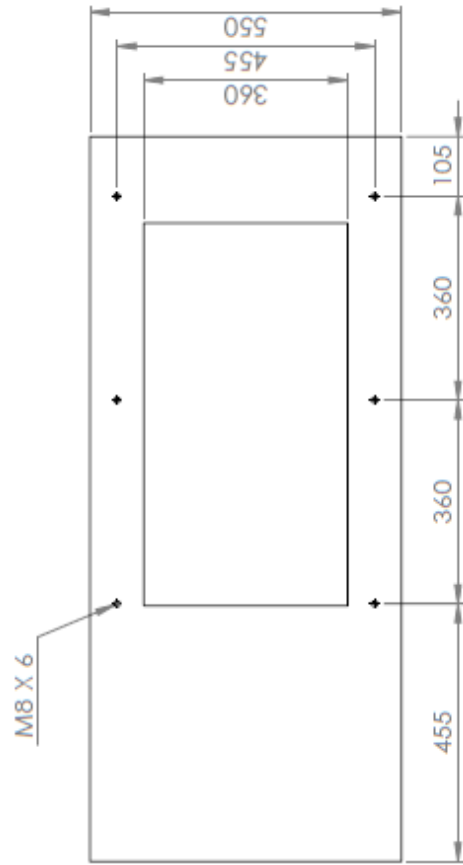


PIEZA N. 1.1

HOJA 3/15

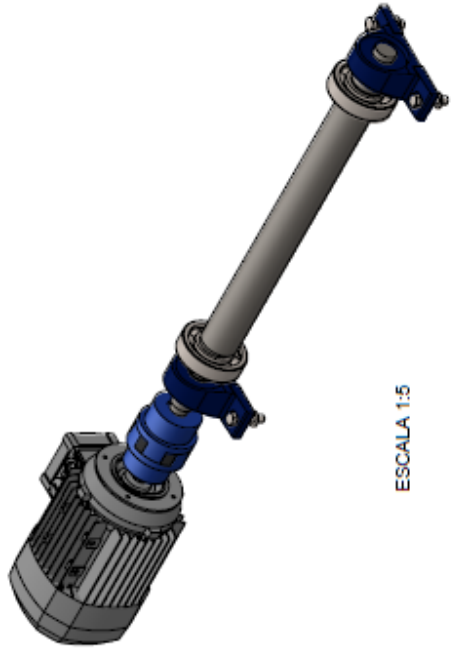
MATERIAL:  
Acero

PL # 01-01-01



ESCALA 1:20

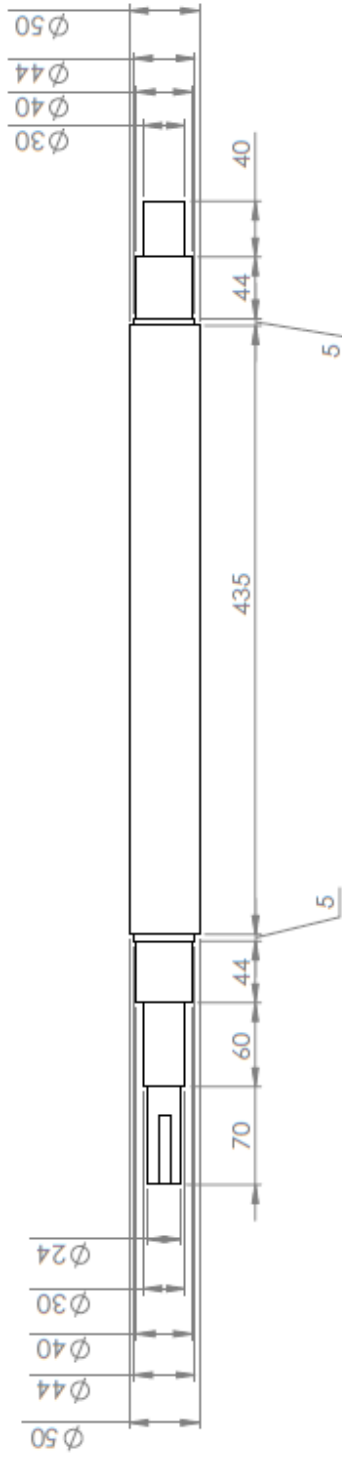
	<b>ESCUELA INGENIERIA MECANICA</b>		<b>TAPA DE PROTECCION</b>		<b>PIEZA N. 1.2</b>		<b>MATERIAL:</b> Acero	
	ESCALA 1:10	MEDIDAS EN: mm	FECHA: Dic. 2015	DIBUJADO POR: Sivia Milena Espinosa Fernando David Ramirez		HOJA 4/15	PL # 01-01-02	



ESCALA 1:5

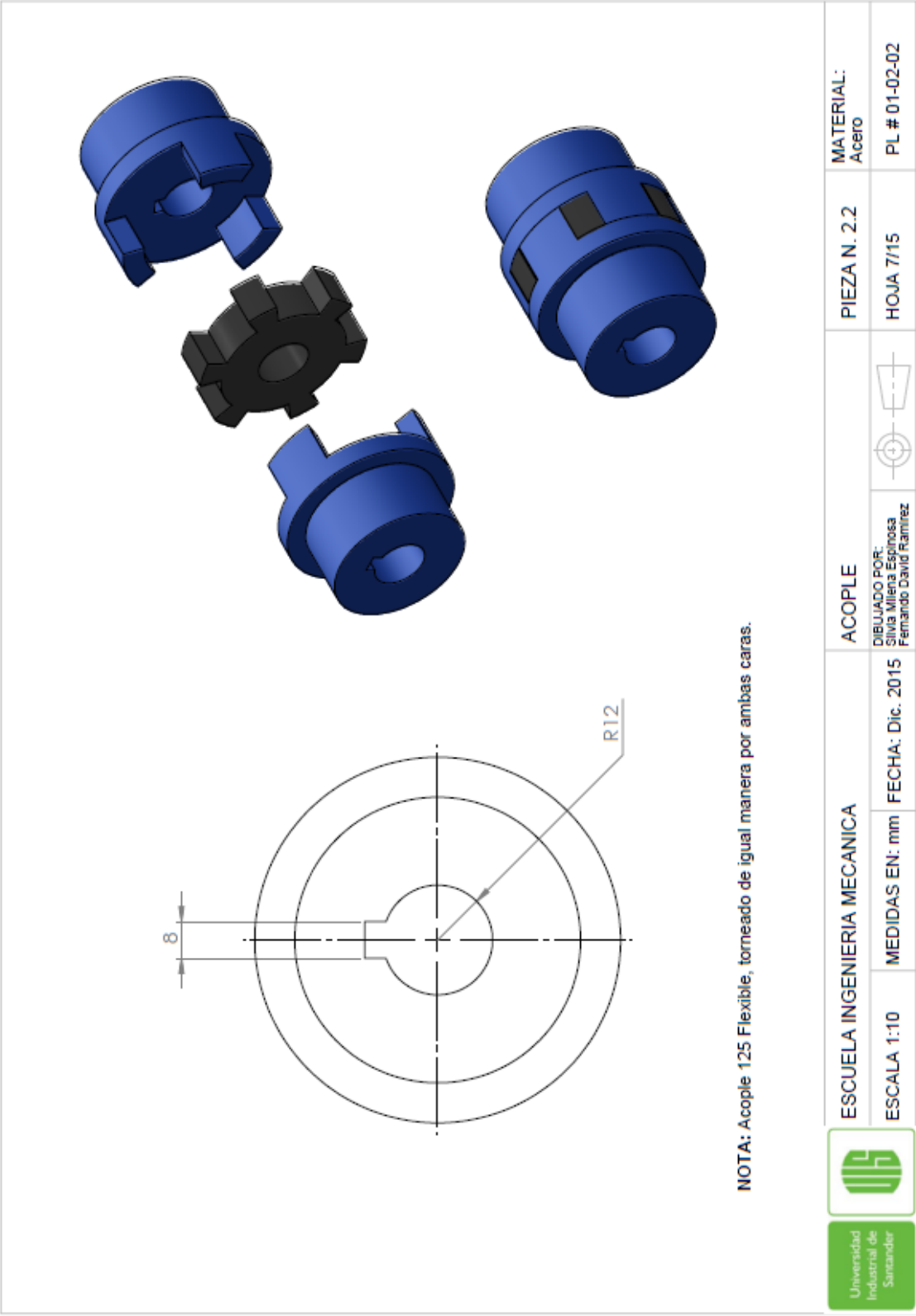


9	MOTOR	1	AC INDUCTIVO 1670RPM
8	ACOPLE	1	MATERIAL ACERO
7	CHAVETA	1	MATERIAL ACERO 1040
6	EJE	1	ACERO
5	ANILLO DE SUECION	2	IS 3075 HE-40
4	RODAMIENTO	2	SKF-6308 Z
3	ARANDELA	4	ISO 7090-10
2	TORNILLO BRISTOL	4	ISO 4016- M10X45X45- NC
1	CHUMACERA	2	8YK 20 TR RODAMIENTO YAR 206-2RF
N.	NOMBRE	CANT.	DESCRIPCION
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
ESCALA 1:5.5			
SISTEMA DE GENERACION			
 DIBUJADO POR: SILVIA MILENA ESPINOSA FERNANDO DAVID RAMIREZ		FECHA: DIC. 2015 HOJA 5/15	
 FORMATO: A3		MEDIDAS EN MILIMETROS	
		EXPLOSION	
		PLANO 01-02	





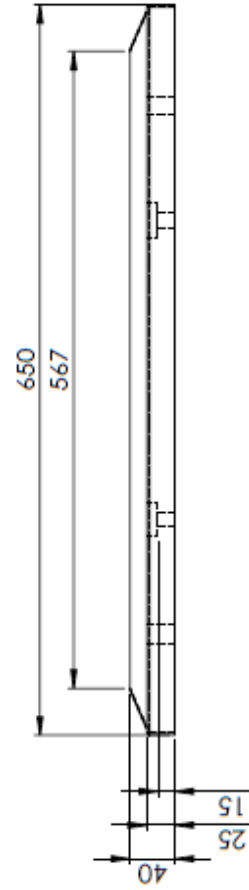
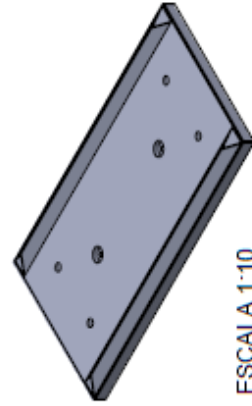
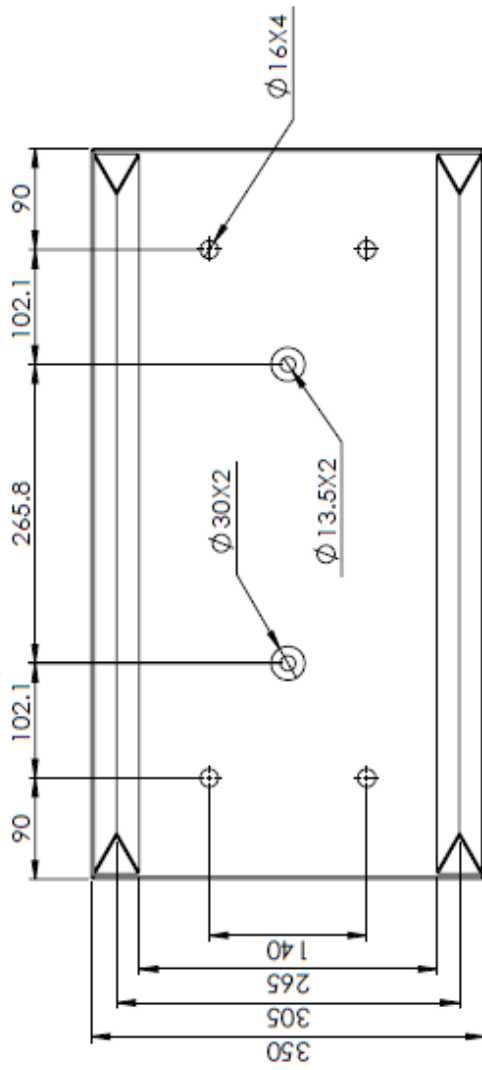
ESCALA 1:10

 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA INGENIERIA MECANICA		EJE DIBUJADO POR: Silvia Milena Espinosa Fernando David Ramirez		MATERIAL: Acero
	ESCALA 1:4	MEDIDAS EN: mm			FECHA: Dic. 2015



ESCALA 1:10

16	TUERCA	2	ISO HN 7417- M10
15	TORNILLO BRISTOL	2	ISO 4762 M10X45
14	TORNILLO MODIFICADO	4	ISO 4762 M10X80
13	RESORTE	4	7 HILOS-PULGADA
12	TORNILLO MODIFICADO	4	ISO 4762 M10X50
11	TUERCA	4	ISO HN 7417- M10
10	TORNILLO BRISTOL	4	ISO 4762 M16X30
9	ARANDELA	4	MATERIAL ACERO
8	CILINDRO	4	MATERIAL ACERO
7	BIJUE	4	BALINERAS
6	CILINDRO INTERIOR	4	MATERIAL ACERO
5	SOPORTE CELDA	2	MATERIAL ACERO
4	TUERCA	8	ISO HN 7417- M10
3	TORNILLO BRISTOL	4	ISO 4762 M10X25
2	CELDA DE CARGA	2	SHB B35
1	PLATAFORMA	1	LAMINA CALIBRE 5MM
N.	NOMBRE	CANT. DESCRIPCION	
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
ESCALA 1:6		SISTEMA DE RESTRICCION	
		DIBUJADO POR: SILVIA MILENA ESPINOSA FERNANDO DAVID RAMIREZ	
FORMATO: A3		FECHA: DIC. 2015	
MEDIDAS EN MILIMETROS		HOJA 8/15	
		EXPLOSION	
		PLANO 01-03	



ESCUELA INGENIERIA MECANICA

PLATAFORMA

MATERIAL:  
Acero

ESCALA 1:5

MEDIDAS EN: mm



PIEZA N. 3.1

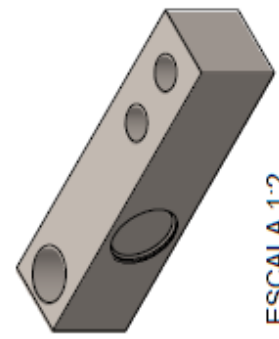
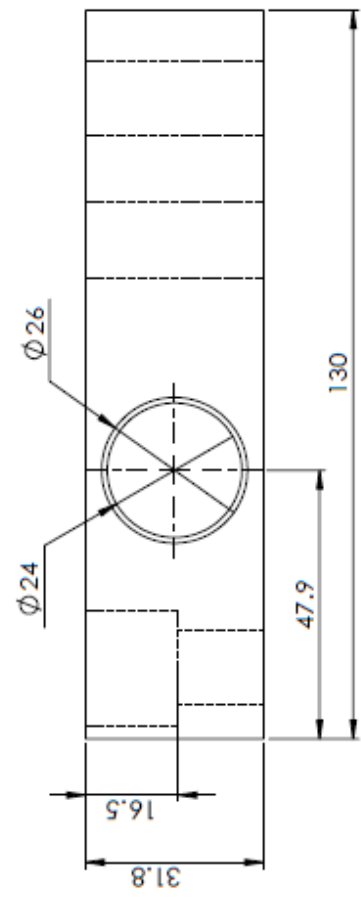
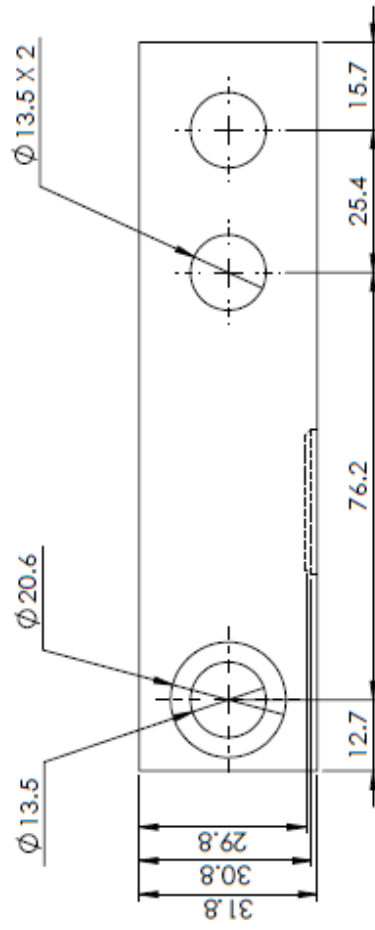
PL # 01-03-01

DIBUJADO POR:  
Silvia Milerá Espinosa  
Fernando David Ramirez



FECHA: Dic. 2015

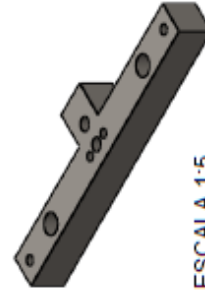
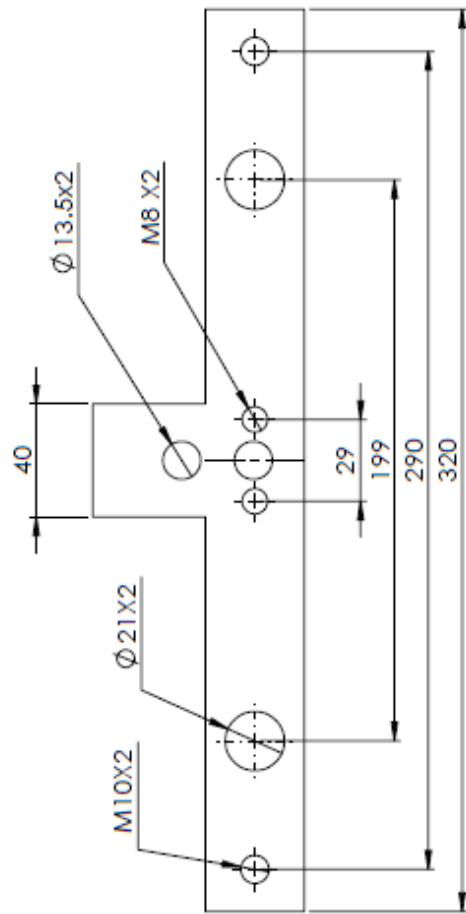


HOJA 9/15



ESCALA 1:2

		<b>ESCUELA INGENIERIA MECANICA</b>		<b>CELDA DE CARGA</b>		<b>PIEZA N. 3.2</b>		<b>MATERIAL:</b> Acero	
ESCALA 1:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: Dic. 2015	DIBUJADO POR: Silvia Milena Espinosa Fernando David Ramirez		HOJA 10/15	PL # 01-03-02			



ESCALA 1:5



Universidad  
Industrial de  
Santander

ESCUELA INGENIERIA MECANICA

SOPORTE DE CELDA

PIEZA N. 3.3

MATERIAL:  
Acero

ESCALA 1:2

MEDIDAS EN: mm

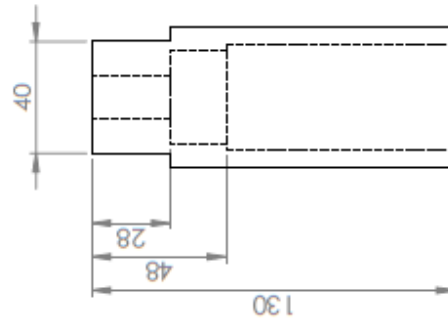
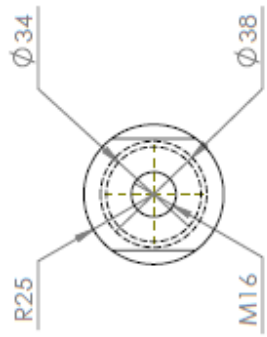
FECHA: Dic. 2015

DIBUJADO POR:  
Silvia Milena Espinosa  
Fernando David Ramirez

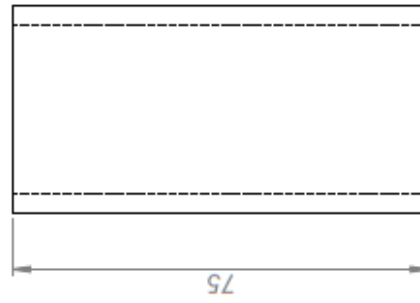
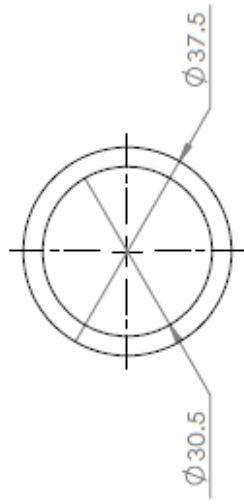


HOJA 11/15

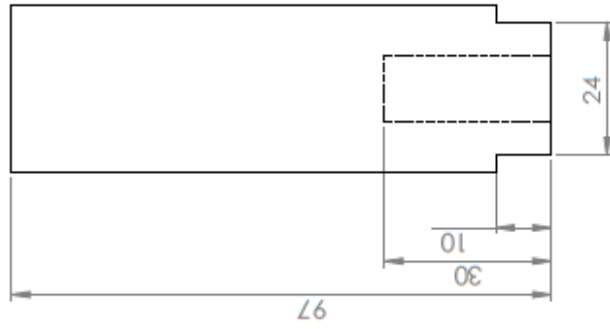
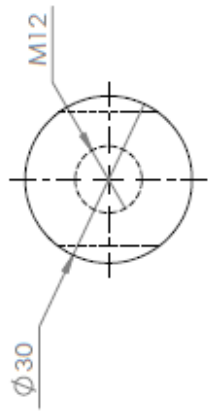
PL # 01-03-03



 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA INGENIERIA MECANICA		CILINDRO PRISIONERO		MATERIAL: Acero
	ESCALA 1:2	MEDIDAS EN: mm	FECHA: Dic. 2015	DIBUADO POR: Silvia Milena Espinosa Fernando David Ramirez	

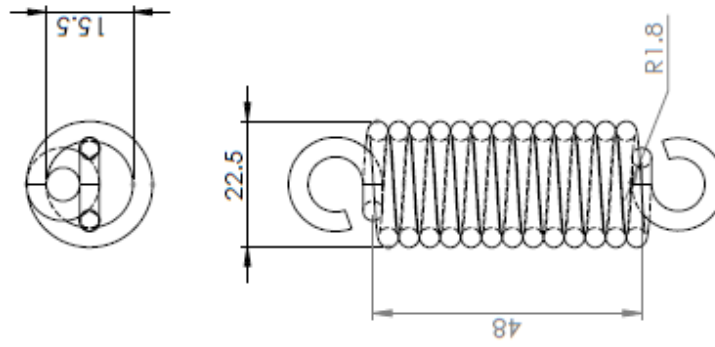


 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA INGENIERIA MECANICA		BUJE		PIEZA N. 3.5	MATERIAL: Acero
	ESCALA 1:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: Dic. 2015		DIBUJADO POR: Silvia Milena Espinosa Fernando David Ramirez	HOJA 13/15



ESCALA 1:2

	<b>ESCUELA INGENIERIA MECANICA</b>		<b>CILINDRO INTERIOR</b>		<b>PIEZA N. 3.6</b>	<b>MATERIAL:</b> Acero
	ESCALA 1:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: Dic. 2015	DIBUJADO POR: Silvia Milena Espinosa Fernando David Ramirez	HOJA 14/15	PL # 01-03-06



 Universidad Industrial de Santander	ESCUELA INGENIERIA MECANICA		RESORTE	 DIBUJADO POR: Silvia Milena Espinosa Fernando David Ramirez	PIEZA N. 3.7	MATERIAL: Acero
	ESCALA 1:1	MEDIDAS EN: mm	FECHA: Dic. 2015		HOJA 15/15	PL # 01-03-07