

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA LA
CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE AMORTIGUADORES
SHIBUMI PARA VEHÍCULOS**

**ROXANA ANDREA AMAYA CORENA
WILLIAM SANTIAGO JAIMES ORTIZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA LA
CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE AMORTIGUADORES
SHIBUMI PARA VEHÍCULOS**

**ROXANA ANDREA AMAYA CORENA
WILLIAM SANTIAGO JAIMES ORTIZ**

**TRABAJO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA OPTAR EL TITULO
INGENIERO MECÁNICO**

**DIRECTOR
CARLOS BORRAS PINILLA. Ph.D., MsC**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

DEDICATORIA

Este logro es por ustedes...

Mis Padres Leonardo y Luz Ana, por su dedicación, ejemplo y amor.

Mis hermanos Leonardo y Hector, por su apoyo y complicidad.

Mi hermanita Samy y mi Sobrina Stefany, por que las sorpresas que da la vida muchas veces son maravillosas...

ROXANA ANDREA AMAYA CORENA

Dedicado primeramente a Dios por bendecirme cada día y a pesar de las dificultades, sé que todo tiene un propósito. A toda mi familia; a mi padre Álvaro Jaimes (Q.E.P.D.) por apoyarme, a mi madre María Gloria Ortiz que durante muchos años batalló junto a mí esta larga lucha. A mis hermanas por todo su apoyo y paciencia. Y por supuesto a mi esposa Sonia Marín por cada día que me ha regalado sin dudar ni un solo instante y que sabemos que este es solo el comienzo de algo mucho mejor. Amigos y compañeros que siempre me impulsaron a continuar y no rendirme.

WILLIAM SANTIAGO JAIMES ORTIZ

AGRADECIMIENTOS

Al todopoderoso, por permitirme culminar esta meta y rodearme de seres tan maravillosos que con su paciencia, apoyo y amor me han acompañado en cada uno de mis pasos, MI FAMILIA.

A mis amigos, en especial a Marcela, Carolina, y Yenni, por estar en las buenas y las malas.

A Wilmar, por haberme acompañado en un largo tramo de este recorrido.

Al Profesor Carlos Borrás, María Rene, Henry y Fredy de la escuela de Ingeniería Mecánica por su gran colaboración en el desarrollo de este proyecto.

Al Doctor Jaime Ayala, al Profesor Alfonso García, y a los integrantes del grupo FUNDEPROYES, de quienes y con quienes obtuve valiosas experiencias.

Gracias.

ROXANA ANDREA AMAYA CORENA

AGRADECIMIENTOS

A Dios por cada día que me regala al saber que es un nuevo comienzo y una oportunidad.

A cada uno de los profesores de ingeniería mecánica por todas sus enseñanzas y por todo su apoyo en cada una de las etapas recorridas.

Al profesor Carlos Borrás por darme la oportunidad de compartir con él este proyecto.

A mi familia, esposa, amigos y compañeros que me acompañaron en cada momento decisivo de este logro.

A todos, muchas gracias.

WILLIAM SANTIAGO JAIMES ORTIZ

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	21
1. DESCRIPCION DEL PROYECTO	23
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	23
1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	24
1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	25
1.3.1. Objetivos Generales.....	25
1.3.2. Objetivos Específicos	25
1.4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	26
2. MARCO CONCEPTUAL	29
2.1. TIPOS DE SUSPENSIÓN	29
2.1.1. Suspensión Independiente.....	29
2.1.2. Suspensión No Independiente	33
2.1.3. Suspensión Semi-Independiente.....	34
2.1.4. Suspensión En Espiral	34
2.1.5. Suspensión de hoja.....	35
2.1.6. Suspensión con barra de torsión.....	36
2.2. ELEMENTOS MÁS COMUNES ENCONTRADOS EN LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN.	37
2.3. AMORTIGUADORES HIDRAULICOS.....	38
2.3.1. Amortiguador Telescópico.....	39
2.3.2. Amortiguador Hidráulico	41

2.4.	CARACTERIZACIÓN DE LOS AMORTIGUADORES	48
2.4.1.	Coeficiente de Amortiguamiento	49
2.4.2.	Gráfico Fuerza-Posición	50
2.4.3.	Gráfico fuerza-velocidad	52
3.	ANALISIS DINAMICO	53
3.1.	MODELOS MATEMATICOS.....	53
3.1.1.	Procedimiento para la elaboración de modelos matemáticos	54
3.2.	ANALISIS Y DISEÑO DE SISTEMAS DINAMICOS	54
3.3.	SISTEMAS MECANICOS	56
3.3.1.	Movimiento traslacional.....	56
3.3.3.	Elementos para elaboración de modelos matemáticos	58
3.3.4.	Sistema Masa-resorte-amortiguador	59
3.4.	ANALISIS DEL SERVOSISTEMA HIDRAULICO	61
3.5.	ANALISIS DINAMICO DEL ACTUADOR.....	64
3.6.	ANALISIS DINAMICO DE LA SERVOVALVULA.....	66
3.7.	ANÁLISIS DINÁMICO DEL SENSOR DE POSICIÓN Y CELDA DE CARGA.....	72
4.	DISEÑO Y CONSTRUCCION.....	73
4.1.	DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD).....	74
4.1.1.	Requerimientos del Cliente	75
4.1.2.	Especificaciones y Restricciones	75
4.1.3.	Planteamiento De Alternativas	78
4.1.4.	Evaluación De Las Opciones De Diseño.....	82
4.2.	DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA.....	83

4.2.1.	Análisis estructural de la propuesta seleccionada.....	84
4.2.2.	Sistema Hidráulico.	91
5.	INSTRUMENTOS DE MONITOREO y ADQUISICION DE DATOS.....	93
5.1.	DAQ NATIONAL INSTRUMENTS USB – 6216	93
5.2.	TARJETA (DRIVER) DE POTENCIA.....	94
5.3.	CELDA DE CARGA	95
5.3.1.	Factor de conversión de la celda de Carga.....	96
5.4.	SENSOR DE POSICIÓN LVDT	97
5.4.1.	Factor de conversión del sensor de posición	99
5.5.	DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD PARA LA REALIZACION DE LAS PRUEBAS.....	100
5.6.	PROGRAMA PARA LA ADQUISICION DE DATOS	101
5.6.1.	Descripción del programa para adquisición de datos.....	101
5.6.2.	Adquisición de datos con la máquina de ensayo.	105
6.	PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	106
6.1.	GRAFICA FUERZA DE AMORTIGUACIÓN- POSICIÓN	107
6.1.1.	Amortiguador Nuevo:	108
6.1.2.	Amortiguador Usado:	109
6.1.3.	Amortiguador con Falla:	111
6.2.	RELACIÓN FUERZA DE AMORTIGUACIÓN- VELOCIDAD.....	113
6.3.	ESTADO DE LOS AMORTIGUADORES.....	115
7.	PROTOCOLO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	117
7.1.	Antes de operar el sistema:	117
7.2.	Durante la operación del sistema:	118

7.3. Posterior a la operación del sistema:	119
8. CONCLUSIONES	120
9. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	122
BIBLIOGRAFÍA.....	124
ANEXOS.....	126

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Consumo aparente en vehículos en Colombia 1996-2011, Unidades	27
Figura 2. Mercado Automotor por compañía en Colombia, Unidades	28
Figura 3. Demanda de Vehículos por Modelos	28
Figura 4. Suspensión Independiente	29
Figura 5. Suspensión Mc Pherson	30
Figura 6. Paralelogramo deformable	31
Figura 7. Rueda Tirada	32
Figura 8. Suspensión No Independiente	33
Figura 9. Suspensión Semi-Independiente	34
Figura 10. Suspensión en Espiral	35
Figura 11. Suspensión De Hoja	35
Figura 12. Suspensión Con Barra De Torsión	37
Figura 13. Explosión del Pistón del Amortiguador Mono-tubo	40
Figura 14. Amortiguador Dobletubo (Arriba), Amortiguador Monotubo (Abajo)	41
Figura 15. Componentes Principales del Amortiguador Doble-tubo	42
Figura 16. Amortiguador en Expansión	44
Figura 17. Amortiguador en Compresión	45
Figura 18. Amortiguador No Presurizado (Arriba). Amortiguador Presurizado (Abajo)	46
Figura 19. Amortiguador Monotubo	47
Figura 20. Amortiguador en Compresión (Arriba). Amortiguador en Extensión (Abajo)	48
Figura 21. Diagrama fuerza velocidad de un amortiguador	49
Figura 22. Diagrama de Lissajous	49
Figura 23. Representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la posición para un amortiguador	51

Figura 24. Fuerza de amortiguación frente a las características de velocidad	52
Figura 25. Diagrama de un resorte	58
Figura 26. <i>Diagrama de un amortiguador</i>	59
Figura 27. <i>Diagrama de un sistema masa-resorte-amortiguador</i>	60
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del sistema.....	61
Figura 29. <i>Esquema básico de los elementos hidráulicos del sistema de caracterización</i>	62
Figura 30. <i>Esquema básico de los elementos mecánicos y control del sistema de caracterización</i>	63
Figura 31. Esquema de volúmenes en un actuador.....	64
Figura 32. Vista en corte de la servoválvula MOOG 760	66
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre pistón - vástago	67
Figura 34. Esquema de los puertos de una servoválvula	67
Figura 35. Banco de experimentación para servosistema hidráulico de control de posición (servoválvula Moog 760 y actuador	73
Figura 36. Servoválvula MOOG 760.	74
Figura 37. Actuador lineal no diferencial PARKER serie 2H.....	74
Figura 38. Banco de pruebas MécaDyn.....	79
Figura 39. Diagramadoras tipo EMA.....	81
Figura 40. Diseño del Banco para la Caracterización Dinámica de Amortiguadores Shibumi, Para Vehículos.....	83
Figura 41. Soporte en L	84
Figura 42. Barra tensora superior	85
Figura 43. Tornillo pasante	85
Figura 44. Tapa para pruebas sin resorte	85
Figura 45. Análisis de los elementos críticos por el método de elementos finitos .	88
Figura 46. Análisis estático de los elementos críticos.....	89
Figura 47. Análisis de fatiga de los elementos críticos.	90
Figura 48. Unidad de potencia hidráulica MTS SYSTEM CORPORATION.....	91
Figura 49. Diagrama hidráulico de la unidad de potencia a utilizar.....	92

Figura 50. Tarjeta de adquisición de datos NI 6216.....	93
Figura 51. Celda de carga	96
Figura 52. Sensor de posición Temposonics LVDT.....	98
Figura 53. Diagrama de bloques.....	103
Figura 54. Datos obtenidos en el archivo de texto.....	105
Figura 55. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,05 m/s.....	108
Figura 56. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,1 m/s.....	108
Figura 57. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,3 m/s.....	109
Figura 58. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,05 m/s.....	109
Figura 59. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,1 m/s.....	110
Figura 60. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,3 m/s.....	110
Figura 61. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,05 m/s.....	111
Figura 62. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,1 m/s.....	111
Figura 63. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,3 m/s.....	112
Figura 64. Grafico velocidad-fuerza amortiguador nuevo	113
Figura 65. Grafico velocidad-fuerza amortiguador usado	114
Figura 66. Grafico velocidad-fuerza amortiguador con falla.....	114
Figura 67. Comportamiento de la fuerza de los amortiguadores a una velocidad de 0,3 m/s	115
Figura 68. Ajuste Inferior del amortiguador	117
Figura 69. Ajuste superior del amortiguador	118

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Parámetros conocidos para el modelo matemático del sistema	70
Tabla 2. Requerimientos del cliente	75
Tabla 3. Especificaciones y Restricciones	76
Tabla 4. Matriz de calidad QFD	77
Tabla 5. Porcentaje Especificaciones y Restricciones	78
Tabla 6. Características Técnicas Banco de pruebas MécaDyn.....	80
Tabla 7. Evaluación de las opciones de diseño	82
Tabla 8. Características generales de la unidad de potencia hidráulica.	91
Tabla 9. Características de rendimiento del Integrado AD 843.....	94
Tabla 10. Datos para determinar el factor de conversión de la celda de carga.	97
Tabla 11. Características del sensor de posición Temposonics	98
Tabla 12. Datos teóricos para determinar el factor de conversión del sensor de posición.....	99
Tabla 13. Datos experimentales para determinar el factor de conversión del sensor de posición.....	99
Tabla 14. Calculo de la velocidad	100
Tabla 15. Velocidades de la pruebas	101
Tabla 16. Características generales de la Unidad Hidráulica utilizada en la realización de las pruebas.	107

LISTA DE ANEXOS

Los Anexos se encuentran en el Archivo adjunto, relacionados a continuación:

ANEXO A. Ficha técnica Servoválvula MOOG 760

ANEXO B. Ficha técnica Actuador Lineal Parker

ANEXO C. Ficha técnica Celda de Carga Lexus.

ANEXO D. Ficha técnica Sensor de Posición Temposonics.

ANEXO E. Ficha técnica Tarjeta de Adquisición de Datos DAQ National Instruments USB – 6216.

ANEXO F. Ficha técnica Amplificador Integrado operacional AD 843.

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA LA CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE AMORTIGUADORES SHIBUMI PARA VEHÍCULOS *

AUTORES: ROXANA ANDREA AMAYA CORENA, WILLIAN SANTIAGO JAIMES ORTIZ**

PALABRAS CLAVE: AMORTIGUADORES, CARACTERIZACIÓN DINÁMICA, FUERZA DE AMORTIGUACIÓN, POSICION, VELOCIDAD.

DESCRIPCION:

El proyecto evalúa y caracteriza dinámicamente un Amortiguador vehicular (para este proyecto se escogió un amortiguador de la marca shibumi) , siendo este, componente importante en el sistema de suspensión, al controlar la fuerza generada en función del movimiento no deseado, manteniendo el confort y la maniobrabilidad del vehículo.

El Banco de pruebas para la caracterización dinámica de amortiguadores, mide y registra la fuerza de amortiguación por medio de una tarjeta de adquisición de datos DAQ, y tiene incorporado un sensor de posición y celda de carga que va acoplada a un extremo del amortiguador para medir la fuerza a la que es sometido mientras se mide el desplazamiento con el sensor de posición, este procedimiento se realiza a diferentes velocidades para simular el comportamiento o la reacción que dicho elemento podría presentar en ciertas condiciones de terreno; obteniendo datos que permiten realizar el análisis de las curvas de comportamiento de la fuerza de amortiguamiento en relación con la posición y velocidad del pistón. Por medio de un mecanismo hidráulico conformado por un actuador y servoválvula MOOG 760, se genera el movimiento del amortiguador, la captura y procesamiento de datos se realiza con el software Labview, y la elaboración de las gráficas de Fuerza Vs Desplazamiento y Fuerza Vs Velocidad.

Para el desarrollo de las pruebas y diseño de la máquina se tienen en cuenta algunas recomendaciones de la Norma Técnica Colombiana *NTC 1711: automotores, amortiguadores hidráulicos telescópicos*.

* Tesis de Grado.

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla PhD. MsC.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A BANK FOR DYNAMIC CHARACTERIZATION OF CAR SHOCK SHIBUMI*

AUTHORS: ROXANA ANDREA AMAYA CORENA, WILLIAN SANTIAGO JAIMES ORTIZ**

KEY WORDS: SHOCK, DYNAMIC CHARACTERIZATION, DAMPING FORCE, POSITION, SPEED.

DESCRIPTION:

The project evaluates and characterizes dynamically a shock Absorber (for this project a shock absorber of the brand shibumi), being this, an important component in the suspension system, to controlled the force generated depending on the not wished movement, maintaining the comfort and the maneuverability of the vehicle.

The Test bench for dynamic characterization of absorbers, measures and registers the damping force by card of data acquisition DAQ, And it has built-in a sensor of position and load CELL that is connected to the end of the shock absorber to measure the force to which it is submitted, while the displacement is measured by the sensor of position, this procedure is realized to different speeds to simulate the behavior or the reaction that the shock absorber could present in certain conditions of terrain; obtaining data that allow the analysis of performance curves of the damping force in relation to the position and velocity of the piston. By a hydraulic mechanism composed of an actuator and MOOG servo valve 760, the movement is generated, the capture and data processing is done with the Labview software and the development of graphic Force Vs Displacement and Force Vs Speed.

For the development of the tests and design of the machine, takes some recommendations of the Technical Colombian Norm NTC 1711: motor vehicles , hydraulic telescopic shock absorbers.

* Work Degree.

** Faculty of Physical-Mechanical Engineerings, School of Mechanical Engineering. Director: Carlos Borrás Pinilla PhD. MsC.

INTRODUCCIÓN

Entre los daños más usuales de los vehículos se encuentran fallas en la alineación, balanceo y amortiguación. Para los dos primeros se cuentan con las herramientas necesarias para su respectiva identificación y solución. Mientras que para los daños causados sobre el sistema de amortiguadores, no se cuenta con un equipo específico para determinar su estado. Además el aumento en el número de vehículos en tránsito, debido a los diferentes tratados de libre comercio (TLCs), que no están diseñados para las condiciones propias de las vías Nacionales. Sería conveniente analizar si dichos vehículos puedan adaptarse fácilmente a las condiciones colombianas; ya que en su mayoría están diseñados para transitar en las vías de sus países de origen, que sin lugar a dudas superan en cantidad y calidad a las nuestras.

La Industria Automotriz, apoyada por la Cámara Automotriz de la ANDI, ACOLFA y la Universidad del Valle, han puesto en marcha el Centro de Desarrollo Tecnológico de la Industria Automotriz TECNNA, *el cual pretende establecer las necesidades concretas de desarrollo industrial automotriz, siendo un articulador y promotor de investigación en los centros de educación superior y en las empresas mismas, por medio del conocimiento que proviene de los grupos de investigación nacionales y de centros similares en otros países, colaborándoles a gestionar el conocimiento que demandan y así ser organizaciones de clase mundial y competir con los mejores en otras latitudes*¹.

Ante esta expectativa, se espera contribuir e impulsar la investigación en el área de la Ingeniería automotriz, aportar criterios creativos y analíticos para la

¹ <http://www.tecnna.org.co>

apropiación y optimización de tecnologías con el proyecto diseño y construcción de un banco para caracterización dinámica de amortiguadores vehiculares, realizado con el apoyo del grupo de investigación DICBOT de la Universidad Industrial de Santander, en pro del mejoramiento continuo de la industria automotriz regional y nacional.

El proyecto evalúa y caracteriza dinámicamente el comportamiento de un Amortiguador siendo este, componente importante en el sistema de suspensión al controlar la fuerza generada en función de movimientos no deseados, manteniendo el confort y la maniobrabilidad del vehículo.

Desde el punto de vista de la dinámica asociada al movimiento del amortiguador (desplazamiento, velocidad y fuerza), se obtiene un modelo matemático que permite determinar las variables a utilizar en el desarrollo del proyecto; se buscan y analizan opciones de diseño estructural, construcción y montaje para el banco de pruebas, describiendo los elementos que lo conforman.

Las pruebas se desarrollan siguiendo las recomendaciones de la *Norma técnica colombiana NTC 1711: automotores, amortiguadores hidráulicos telescópicos* evaluando amortiguadores en diferentes estados (nuevo, usado y con falla), obteniendo los datos por medio de un programa desarrollado con el software Labview,

La creación del protocolo de operación y mantenimiento para la realización de ensayos en el banco se crea con el fin de fortalecer y afianzar el conocimiento adquirido en la formación académica a los estudiantes de pregrado y porque no, de posgrado de la escuela de Ingeniería Mecánica, que quieran experimentar y seguir investigando en el área de la ingeniería automotriz.

1. DESCRIPCION DEL PROYECTO

1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

En el sistema de suspensión de un vehículo, el deterioro en los amortiguadores, es uno de los problemas más silenciosos y difíciles de detectar; ya que el conductor se acostumbra poco a poco al fallo progresivo de la amortiguación del vehículo; hasta el momento, en el que se generan daños irreparables. Por la anterior razón, sería conveniente diagnosticar su estado a través de un mantenimiento preventivo. Sobre todo si se reconoce que la mayoría de las vías Santandereanas, como muchas otras de Colombia no se encuentran en las mejores condiciones, debido a la topografía del departamento y como evidencia de malos manejos administrativos, que no vienen al caso; situación que no solo aumenta el desgaste en los amortiguadores sino también deteriora y acarrea costos en el mantenimiento general del vehículo.

Además, con la entrada en vigencia de los diferentes acuerdos de TLCs que el país ha firmado con Estados Unidos y con otros países; que tienen dentro de sus objetivos, de intercambio comercial, la importación de vehículos. Sería conveniente analizar si dichos vehículos puedan adaptarse fácilmente a las condiciones colombianas; ya que en su mayoría están diseñados para transitar en las vías de sus países de origen, que sin lugar a dudas superan en cantidad y calidad a las nuestras.

Por todo lo anterior, La implementación de Un Banco Para Caracterización Dinámica De Amortiguadores Vehiculares, en la Universidad Industrial de Santander; fomenta el desarrollo tecnológico de la región, y la experimentación como parte importante dentro del aprendizaje para asegurar que el estudiante aumente sus competencias y capacidad de análisis.

1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

La situación actual de los transportadores, quienes por causa de las vías de la región cuyo estado no es el mejor, tienen que cubrir los costos, cada vez mayores, de mantenimiento y reparación de sus vehículos y en ciertas circunstancias pagar precios más elevados, ya que el daño no es detectado con facilidad y a tiempo, por lo cual el mantenimiento a realizar es correctivo y no preventivo. Además, de que en el futuro se podrá contar con un mayor número de vehículos en tránsito, debido a los diferentes tratados de libre comercio (TLCs), que no están diseñados para las condiciones propias de las vías Nacionales.

Entre los daños más usuales debido a esta situación se encuentran fallas en la alineación, balanceo y amortiguación. Para los dos primeros se cuentan con las herramientas necesarias para su respectiva identificación y solución. Mientras que para los daños causados sobre el sistema de amortiguadores, no se cuenta con un equipo específico para determinar su estado. Considerando esta situación, en el presente proyecto, se propone un banco de pruebas para analizar el comportamiento y diagnosticar el estado del amortiguador, de forma que se pueda brindar un mantenimiento preventivo más confiable.

Con esto se contribuye al desarrollo de la misión de la Universidad Industrial de Santander que tiene entre sus propósitos la generación y adecuación de conocimientos, y la participación activa liderando procesos de cambio por el progreso y mejor calidad de vida de la comunidad.

1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1. Objetivos Generales

Contribuir a la misión de la Universidad Industrial de Santander, en la formación de profesionales con alto nivel investigativo, fomentando el desarrollo tecnológico, a través de la generación y la adecuación de conocimientos; por medio del trabajo con el grupo de investigación DicBot y de la realización de este proyecto: diseño y construcción de un banco para la caracterización dinámica de los amortiguadores Shibumi; se espera aportar conocimientos en dinámica de vehículos a la escuela de Ingeniería Mecánica y mayor competitividad en el campo de la industria automotriz.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Diseñar y construir un banco de pruebas para el análisis del amortiguador Shibumi, utilizando las recomendaciones para el ensayo de las características de la fuerza de amortiguación, dadas por la Norma Técnica Colombiana NTC 1711: Automotores, Amortiguadores Hidráulicos Telescópicos. Para la construcción del banco se implementara una estructura en perfil cuadrado de 2", sensores y amortiguador Shibumi, se cuenta con un servosistema hidráulico de control de posición (servoválvula MOOG 760), proyecto de grado dirigido por el PhD. Carlos Borrás, para simular el comportamiento de la suspensión de un vehículo y obtener datos que permitan realizar un diagnóstico confiable del estado de los amortiguadores.
- Realizar un sistema de captura y procesamiento de datos con el software Labview, para la medición y elaboración de las gráficas de Fuerza Vs

Desplazamiento y Fuerza Vs Velocidad del pistón, las cuales se obtienen al acoplar un extremo del amortiguador con la celda de carga y excitar el extremo inferior con el conjunto actuador lineal Parker y servoválvula MOOG 760, para medir y registrar la fuerza de amortiguación por medio de una tarjeta de adquisición de datos DAQ y sensor de posición ubicados en el banco y cuya misión será recopilar los datos obtenidos para caracterizar dinámicamente el amortiguador.

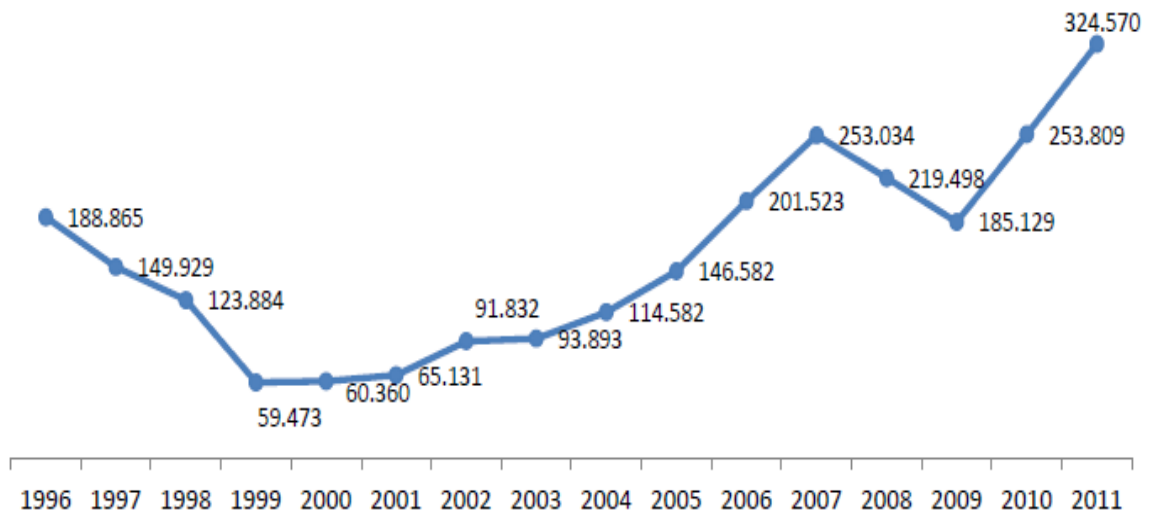
- Desarrollar las pruebas correspondientes al amortiguador, bajo la guía NTC 1711, evaluando 3 amortiguadores de la marca Shibumi en diferentes estados (Amortiguador nuevo, de uso regular en buen estado y con falla) para realizar la caracterización dinámica y así garantizar el buen funcionamiento del banco.
- Generar un protocolo de operación y mantenimiento para la realización de ensayos en el banco.

1.4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

La finalidad del proyecto es el diseño y construcción de un banco de pruebas que permita diagnosticar el estado de los amortiguadores doble tubo, al someter al amortiguador a diferentes condiciones de carga y percibir su comportamiento por medio de las gráficas: Fuerza Vs Desplazamiento y Fuerza Vs Velocidad; las cuales se esperan obtener gracias al uso del software Labview, que se implementara en el sistema a diseñar y cuyos resultados permitirán analizar el estado en que se encuentra el amortiguador, al compararlos con la información ofrecida en los catálogos del fabricante.

También cabe resaltar que en los últimos años la industria automotriz en Colombia se ha movido vertiginosamente de manera que los precios de los automóviles, tanto nuevos como usados, se han reducido, lo que implica en una mayor demanda por parte de los usuarios como se puede ver en la Figura 1.

Figura 1. Consumo aparente en vehículos en Colombia 1996-2011, Unidades



Fuente: Econometría (comité de la Industria Automotriz Colombiana)

Colombia es el cuarto productor de vehículos en Latinoamérica empleando el 2,5% del personal ocupado dentro de la industria manufacturera del país y que para el año 2011 Colombia alcanzó un parque automotor de 3,8 millones de vehículos.

La producción de vehículos ligeros en Colombia comprende la operación de tres ensambladoras en la actualidad: General Motors, Renault y Mazda. En el 2011 el porcentaje de participación nacional de vehículos ensamblados en el país como se observa en la Figura 2, asciende a 40,5%.

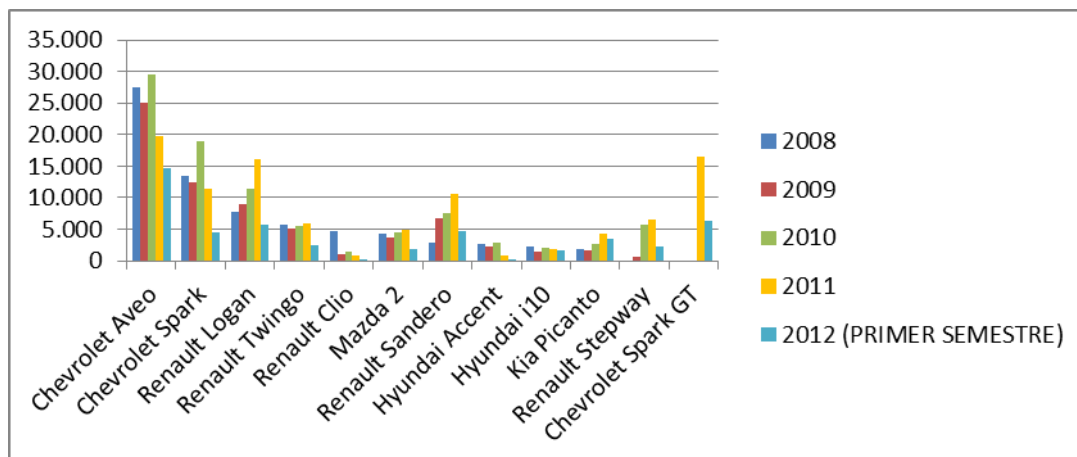
Figura 2. Mercado Automotor por compañía en Colombia, Unidades

Mercado automotor en Colombia por compañía						
Compañía	2010	2011	2010 % Participación	2011 % Participación	Variación Ventas 2010 - 2011	Cambio en la participación 2010 - 2011
Chevrolet	85.171	105.823	33,5%	32,6%	24,2%	-0,9
Renault	38.026	46.841	15,0%	14,4%	23,2%	-0,5
Hyundai	24.910	29.622	9,8%	9,1%	18,9%	-0,7
Kia	19.632	26.736	7,7%	8,2%	36,2%	0,5
Nissan	14.800	24.193	5,8%	7,5%	63,5%	1,6
Toyota	14.179	13.534	5,6%	4,2%	-4,5%	-1,4
Mazda	13.736	13.345	5,4%	4,1%	-2,8%	-1,3
Ford	6.964	10.669	2,7%	3,3%	5,3%	0,5
Volkswagen	7.006	7.707	2,8%	2,4%	10,0%	-0,4
International	1.167	4.312	0,5%	1,3%	269,5%	0,9
Otros	28.278	41.788	11,1%	12,9%	47,8%	1,8
Total	253.869	324.570	100%	100	27,8	-

Fuente: Revista Motor- Enero 2012

Tomando estadísticas de diferentes medios Figura 3, se identifica que en Colombia la marca de vehículo con mayor demanda es Chevrolet y con su modelo AVEO acapara la mayoría de las ventas en Colombia. Según Chevrolet el tipo de amortiguadores que utiliza el AVEO son de la marca Shibumi, el cual es el que proponemos en este proyecto.

Figura 3. Demanda de Vehículos por Modelos



Fuente: Autor

2. MARCO CONCEPTUAL

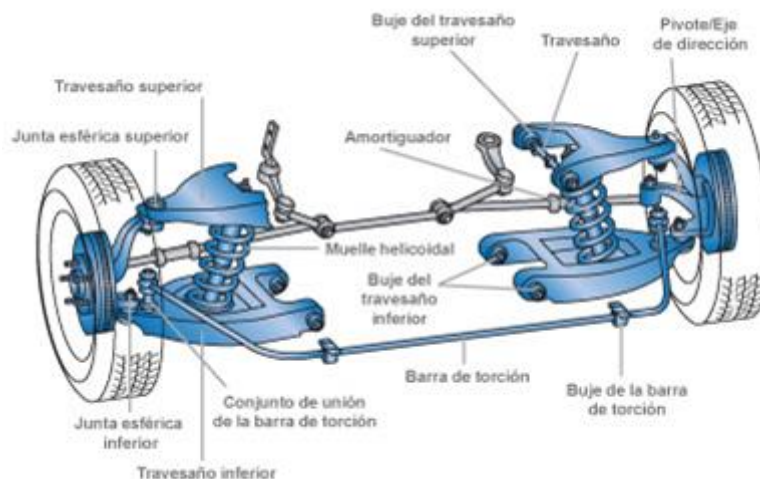
La suspensión de un vehículo está formada por un conjunto de piezas que aseguran una unión elástica entre las ruedas y la carrocería. Esta unión tiene como cometido evitar a la carrocería, así como a cada una de las partes mecánicas unidos a ella, las perturbaciones generadas por las irregularidades de la carretera.

2.1. TIPOS DE SUSPENSIÓN

2.1.1. Suspensión Independiente

Los primeros automóviles tenían la transmisión a las ruedas traseras, y el eje consistía en una unión rígida que unía ambas ruedas. Hoy en día se usan ballestas para amortiguar el movimiento del eje, un sistema que sólo se usa en algunos vehículos industriales.

Figura 4. Suspensión Independiente



- Paralelogramo deformable

Sistema de suspensión en el que la unión entre la rueda y la carrocería son elementos transversales, colocados en diferentes planos, Figura 6. Toma su nombre de los primeros sistemas de este tipo, en los que hay dos elementos superpuestos paralelos que, junto con la rueda y la carrocería, forman la aproximadamente la figura de un paralelogramo.

Al moverse la rueda con relación a la carrocería, ese paralelogramo se «deforma». No todos los paralelogramos deformables son tan simples, los hay con varios elementos (hasta cinco) y no todos ellos transversales, también alguno oblicuo. El paralelogramo deformable es fácilmente visible en la suspensión delantera de un auto de Fórmula 1.

Figura 6. Paralelogramo deformable



Fuente: <http://www.purotuning.com>

El paralelogramo deformable más común inicialmente tenía como elementos de unión dos triángulos superpuestos. Hay variantes de este sistema en el que se reemplaza un triángulo por otro elemento de unión; en esta suspensión, el plano inferior lo forman un brazo transversal (que hace de soporte para el muelle) y un

brazo casi longitudinal. En esta suspensión hay un brazo curvo como elemento superior y un trapecio en el plano inferior.

- Rueda Tirada

Tipo de suspensión en el que el elemento de unión entre la rueda y el bastidor está articulado por delante del eje. La suspensión de rueda tirada tiene un brazo que en su parte anterior está unido al bastidor y en la posterior a la rueda. Si los brazos de cada lado están unidos, se trata de una suspensión de «eje torsional » o «en H». El elemento de unión puede ser más complejo que un brazo, bien un triángulo (dos puntos de unión al bastidor en lugar de uno) o bien varios brazos independientes, Figura 7.

Figura 7. Rueda Tirada



Fuente: <http://www.purotuning.com>

Son muy raros los casos en los que este tipo de suspensión se usa en el eje delantero. Todas las que se pueden ver seguidamente son suspensiones traseras. Hay básicamente dos tipos de suspensión longitudinal o de rueda tirada: una, la que tiene un brazo longitudinal para cada rueda (unidos por un eje torsional); dos,

la que tiene otros elementos de unión, que pueden ser más de un brazo, un triángulo o un trapecio.

El sistema está compuesto por un elemento flexible (muelle de resorte (ballesta) helicoidal, barra de torsión, estabilizador, muelle de caucho, gas o aire y un elemento de amortiguación, cuya misión es neutralizar las oscilaciones del amasa suspendida originada por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno.

2.1.2. Suspensión No Independiente

Las ruedas izquierda y derecha están conectadas al mismo eje sólido. Cuando una rueda se mueve hacia arriba o hacia abajo, hace que la rueda del lado opuesto se incline en su parte superior hacia afuera o hacia adentro. Normalmente es utilizada en la parte trasera de algunos automóviles con tracción trasera y en algunos automóviles en la parte delantera con tracción de cuatro ruedas.

Figura 8. Suspensión No Independiente



<http://mecaniqueando.wikispaces.com/>

2.1.3. Suspensión Semi-Independiente

Es utilizada en algunos automóviles de tracción delantera, lo cual permite un movimiento independiente limitado de cada rueda, al transmitir una acción de torsión al eje sólido de conexión.

Figura 9. Suspensión Semi-Independiente



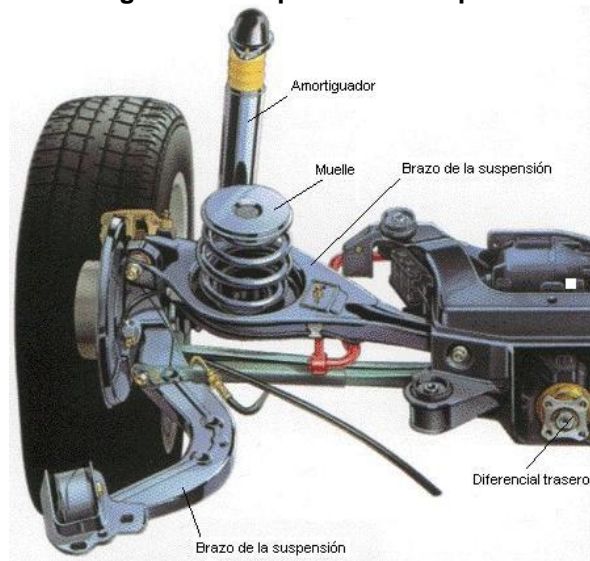
<http://mecaniqueando.wikispaces.com/>

2.1.4. Suspensión En Espiral

Los resortes en espiral son los más utilizados en los automóviles actuales, se emplean tanto en la suspensión delantera como la trasera. Un resorte en espiral es una varilla de acero enrollada.

La presión requerida para comprimir el resorte es el coeficiente del resorte. El coeficiente del resorte es calculado para hacerlo compatible con cada automóvil; en algunos casos esto es distinto de derecha a izquierda.

Figura 10. Suspensión en Espiral



<http://mecaniqueando.wikispaces.com/>

2.1.5. Suspensión de hoja

La mayor parte de muelles de hoja, Figura 11, están fabricados en placas de acero. Se utilizan muelles de una o varias hojas, en algunos casos como en la parte delantera como la trasera.

Figura 11. Suspensión de Hoja



<http://mecaniqueando.wikispaces.com/>

Actualmente son utilizados exclusivamente en la parte trasera de automóviles y camiones ligeros.

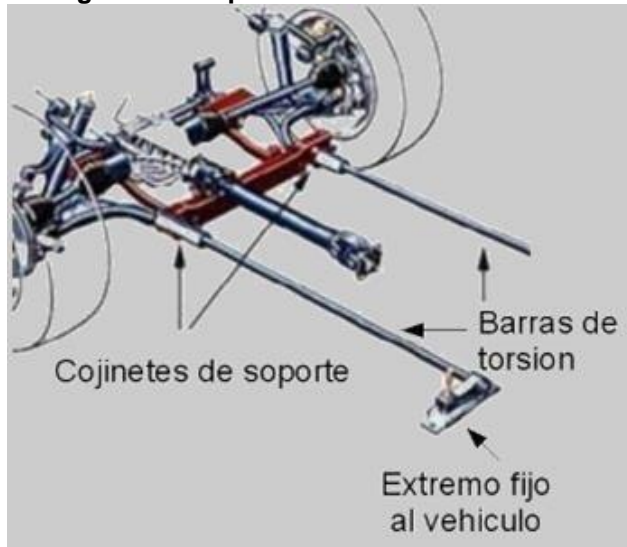
Unos muelles de una sola hoja son del tipo de placa de acero de espesor variable, con una sección central gruesa y delgada hacia ambos lados, lo cual permite un coeficiente de resorte variable para una conducción suave y una buena capacidad de soporte de carga. Un muelle de varias hojas posee una hoja principal con las terminales en cada extremo y varias hojas sucesivas más cortas unidas mediante un perno central o abrazadera. El perno central o abrazadera se ajusta al eje, lo cual impide movimiento hacia delante y hacia atrás del eje, conservándolo alineado. En algunos casos se utilizan tacones o grapadas entre las hojas con el fin de reducir el desgaste, fricción y el ruido. Los muelles de las hojas poseen un ojo en cada extremo para fijarse con el chasis o bastidor.

2.1.6. Suspensión con barra de torsión

La barra de torsión está sujeta al bastidor y se conecta indirectamente con la rueda. En algunos casos el extremo trasero de la barra esta fijo al chasis y el delantero al brazo de control de la suspensión, que actúa como palanca; al moverse verticalmente la rueda, la barra se tuerce

Las barras de torsión pueden estar montadas longitudinalmente o transversalmente. Las barras de torsión están hechas de una aleación tratada por calor para el acero, durante la manufactura son precisamente estiradas para darles una resistencia contra la fatiga.

Figura 12. Suspensión con barra de torsión



Fuente: <http://mecaniqueando.wikispaces.com/>

2.2. ELEMENTOS MÁS COMUNES ENCONTRADOS EN LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN.

- **BRAZOS DE CONTROL:** conectan la articulación de la dirección, eje de la rueda, con la carrocería o chasis. Los brazos oscilan en ambos extremos, permitiendo movimientos hacia arriba y hacia abajo. Los extremos exteriores permiten acción oscilatoria para la conducción.
- **ARTICULACION DE LA DIRECCION:** forma del eje muñón o eje de rueda para soporte del cojinete y de la rueda.
- **BUJES DE HULE:** los bujes torsionales de caucho permiten la acción oscilatoria hacia arriba y hacia abajo, de los brazos de control.
- **ROTULAS:** permiten la acción oscilatoria entre el extremo de los brazos de control, para el movimiento de la suspensión hacia arriba y hacia abajo para la acción de viraje del automóvil

- **RESORTES:** soportan el peso del automóvil. La flexión de los resortes en compresión y la extensión permite que las ruedas se muevan hacia arriba y hacia abajo para amortiguar la conducción
- **AMORTIGUADORES:** amortiguan la acción de los resortes, impidiendo que la suspensión tenga una acción prolongada hacia arriba y hacia abajo.

2.3. AMORTIGUADORES HIDRAULICOS

Entre los órganos que componen la suspensión se encuentra el amortiguador, y aunque rara vez se tiene una idea exacta sobre su función, y los fenómenos que se observan durante la fase de envejecimiento. Hay que reconocer que el movimiento continuo y oscilante de esta pieza desempeña una función muy importante en el confort y en la seguridad de cualquier vehículo. Entre las funciones básicas del amortiguador se encuentran:

- El disminuir y eliminar las oscilaciones de los ejes y la carrocería
- Mantener las ruedas en contacto con la calzada
- Asegurar un buen confort de marcha.
- Controlar la dirección del vehículo
- Mantenerla altura optima del vehículo.

Los amortiguadores hidráulicos más empleados en la actualidad son los de tipo telescópico; por este motivo, en este trabajo solo haremos mención de ellos, presentando la información básica acerca de los factores que influyen en el funcionamiento y las principales características de los amortiguadores.

2.3.1. Amortiguador Telescópico

Utilizado ya hace mucho tiempo, este amortiguador, ha alcanzado niveles avanzados de eficiencia y duración. Constan de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que hay aceite. Sobre el pistón existen una serie de orificios que representan el paso permanente y las válvulas de paso por presión; y válvulas que permiten el paso del fluido de un lado al otro del pistón.

El paso permanente vienen a ser orificios fijos (salvo cuando el amortiguador es mono-tubo regulable) que restringen el flujo del caudal. En el caso de válvulas de abertura por presión² (

Figura 13). Cuando disminuye la velocidad entre ambos extremos del amortiguador, la válvula de apertura por presión permanece cerrada y el aceite pasa a través de los orificios de apertura por área. Una vez que la presión del aceite alcanza la de tarado de la válvula de presión, ésta empieza a abrirse y deja pasar el aceite.

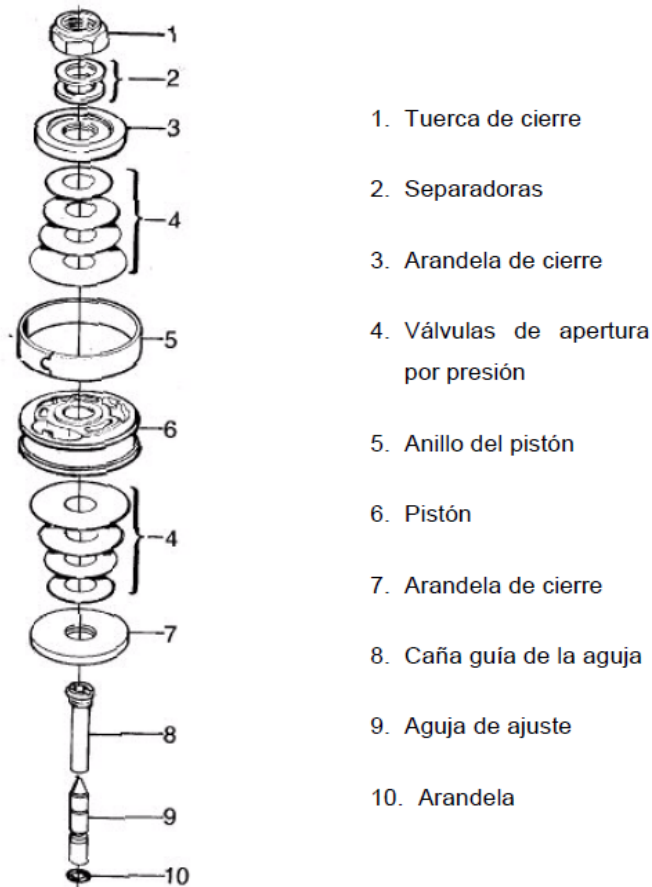
Lo normal es que la válvulas de extensión y compresión sean diferentes posibilitando, de esta forma, que el esfuerzo en compresión sea menor para una misma velocidad, característica que interesa utilizar en los vehículos para evitar la transmisión a través del amortiguador de las grandes fuerzas compresivas que se generarían en el mismo cuando la rueda se encuentra con un obstáculo.³

²[ALBERDI URBIETA, Juan. Manuales de automoción. Amortiguadores y suspensión. TECNUN. P. 9.]

³[RUIZ PÉREZ, Christian-Israel Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos]

Un inconveniente de estos amortiguadores se presenta cuando aparecen fugas a través de los retenes del vástago o a lo largo del perímetro del pistón. En ambos casos la eficiencia disminuye tanto que, normalmente, se dice que el amortiguador está descargado. Un sencillo control que todos pueden utilizar consiste en imprimir, con el coche parado, una oscilación a la carrocería; si el amortiguador está descargado, la oscilación se repetirá más de una vez.

Figura 13. Explosión del Pistón del Amortiguador Mono-tubo



Fuente: ALBERDI URBIETA, Juan. TECNUN

En estas condiciones la comodidad resulta perjudicada, pues las oscilaciones de la carrocería no son amortiguadas y producen sobre el habitáculo amplios movimientos de cabeceo mal tolerados por el cuerpo humano. Una segunda consecuencia es la pérdida de adherencia debido a la inercia de las masas no suspendidas que tienden a seguir las oscilaciones transmitidas por los muelles y

no la superficie de la carretera. La regeneración de un amortiguador consiste en el rellenado del aceite del cilindro central y del depósito de compensación, así como el control y la eventual sustitución de las válvulas y retenes.

De aquí en adelante al hablar de amortiguadores hidráulicos, se hará referencia a los de tipo telescópico.

2.3.2. Amortiguador Hidráulico

Comercialmente se pueden encontrar dos tipos de amortiguadores hidráulicos: Bitubo o Doble-tubo, y Monotubo, Figura 14. Su diferencia se debe a la forma en que absorben el aceite desplazado debido a la variación del volumen en el interior del cilindro.

Figura 14. Amortiguador Doble-tubo (Arriba), Amortiguador Monotubo (Abajo)



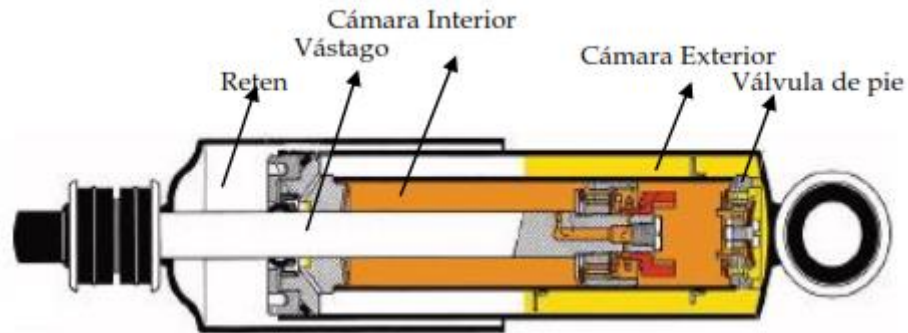
Fuente: <http://www.actiweb.es/tcsport/pagina4.html>

2.3.2.1. Amortiguadores doble-tubo.

Constan de dos cámaras, una interior y otra de reserva. El cuerpo consiste en dos tubos de acero concéntricos, de los cuales el tubo principal o tubo de trabajo es perfectamente cilíndrico y tiene unas dimensiones exactas. Los dos tubos se comunican entre sí a través de la válvula de pie.

Entre los componentes principales de los amortiguadores doble-tubo (Figura 15) se encuentran:⁴

Figura 15. Componentes Principales del Amortiguador Doble-tubo



Fuente: ALBERDI URBIETA, Juan. TECNUN

El Retén.

El retén a través del cual se desliza el vástago subiendo y bajando en el amortiguador es muy importante por sí mismo: debe retener el aceite en el interior del amortiguador y mantener fuera los agentes exteriores (agua, sales, polvo).

El conjunto de válvulas.

El pistón y la válvula de pie del amortiguador llevan un conjunto de válvulas que abren o cierran los conductos de dimensiones exactas a través de las cuales pasa el aceite a presión. Al ser de acero inoxidable mantienen sus características durante más de 20 millones de ciclos.

⁴[ARMAS, Álvaro Fabián. MURILLO, Guillermo Mauricio. Diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores.]

El Vástago.

Va unido al pistón y desempeña un papel importante. No solamente ha de ser muy robusto para soportar esfuerzos mecánicos, también su estado superficial tiene gran importancia. El vástago está fabricado en acero templado por inducción que va después cromado. Ha de ser lo más liso posible a fin de evitar cualquier rugosidad que pudiera causar el desgaste del retén de aceite. La capa de cromo duro confiere al vástago una excelente resistencia a la corrosión.

El Pistón.

El pistón que desliza dentro del cilindro de trabajo es de metal sinterizado (el sinterizado es un proceso que consiste en fabricar piezas a partir de un polvo metálico que se comprime a alta presión dentro de un molde y posteriormente se calienta). La porosidad de este material asegura un grado de lisura óptimo para el movimiento del pistón en el aceite. El pistón lleva un retén de sellado metálico, de teflón o nailon.

El Aceite.

Es el elemento esencial de los amortiguadores, sin el cual no tendría utilidad alguna. El índice de viscosidad permite que el amortiguador tenga un rendimiento constante entre -40°C y 120°C . El aceite ha de lubricar también los componentes lo mejor posible para asegurarles una larga vida útil.

*Funcionamiento*⁵.

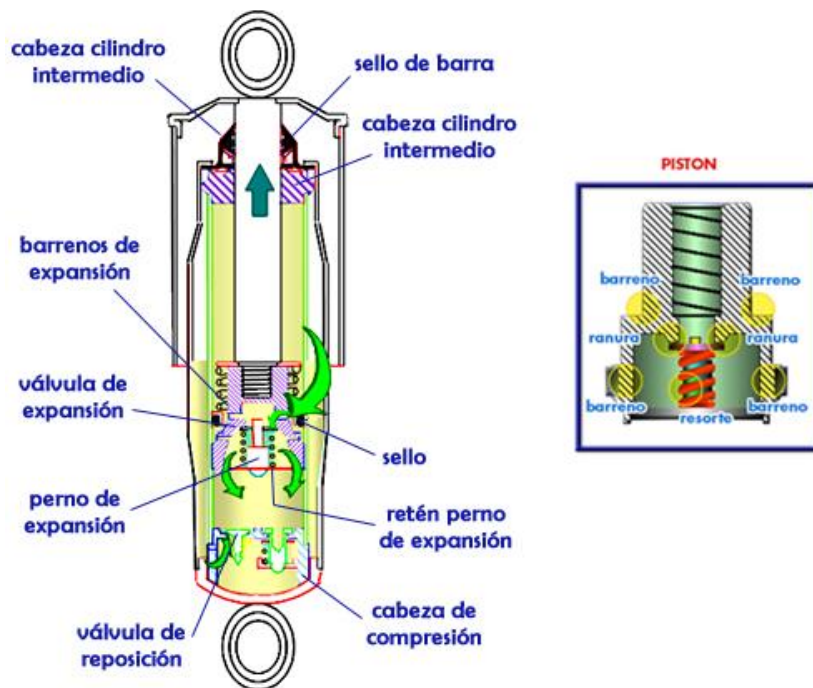
El funcionamiento del amortiguador bitubo en general, se basa en la circulación de aceite a través de un conjunto de válvulas que generan una resistencia al paso del mismo entre las cámaras del amortiguador. Controlando de esta forma las oscilaciones de la suspensión.

⁵[ARMAS, Álvaro Fabián. MURILLO, Guillermo Mauricio. Diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores.]

Carrera de Expansión.

Para que el amortiguador se abra, el pistón necesita subir y esto solo se logra si el aceite que está arriba del pistón fluye a través de este. Para controlar el paso del aceite, están los barrenos ubicados en el cuello del pistón y las ranuras que se hacen en el asiento de la válvula de expansión, Figura 16. Además de los barrenos y las ranuras, está también el resorte de expansión que mantiene la válvula bajo presión controlada. El actuar de estos tres elementos, proporciona las fuerzas del amortiguador que se conocen como resistencias hidráulicas.

Figura 16. Amortiguador en Expansión.



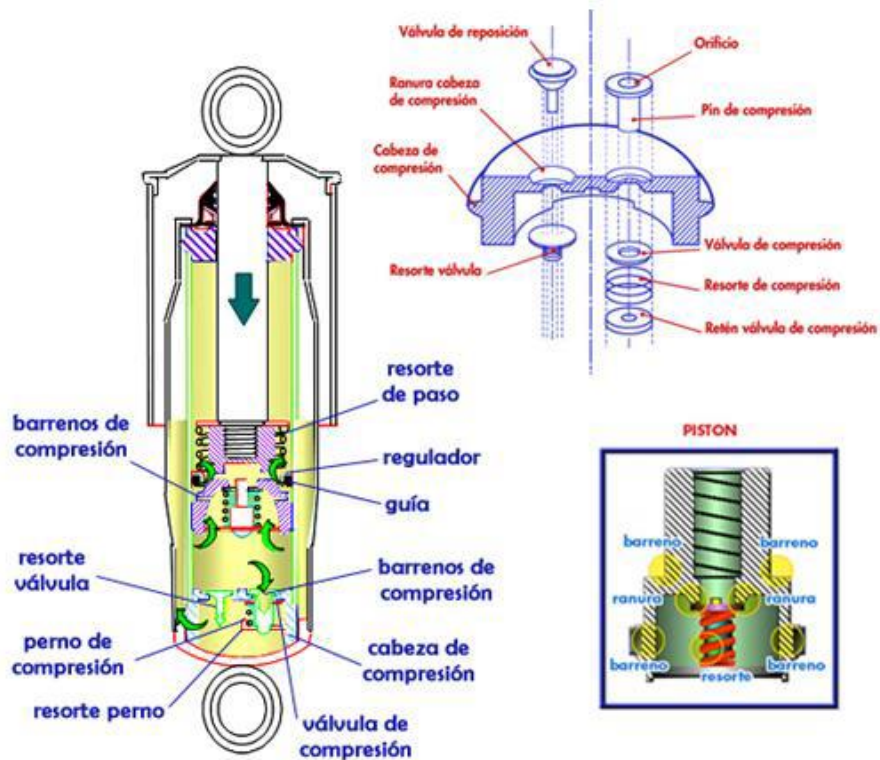
Fuente: <http://www.gabriel.com.mx/ES/Asesoriatecnica/Paginas/Funcionamientodelamortiguador.aspx>

Carrera de Compresión.

Para que el amortiguador se cierre, el pistón necesita bajar y esto solo se logra si el aceite que está en la parte inferior del pistón fluye a través de este.

Para controlar el paso del aceite, están los barrenos ubicados en el cuerpo del pistón y las ranuras que se hacen en la cabeza de compresión donde se ubica la válvula de reposición. Además de los barrenos y las ranuras, está también el resorte de compresión ubicado en la cabeza de compresión que mantiene la válvula controlada. Como en la expansión, el trabajo de estos elementos, genera las fuerzas del amortiguador que se conocen como resistencias hidráulicas. Figura 17

Figura 17. Amortiguador en Compresión

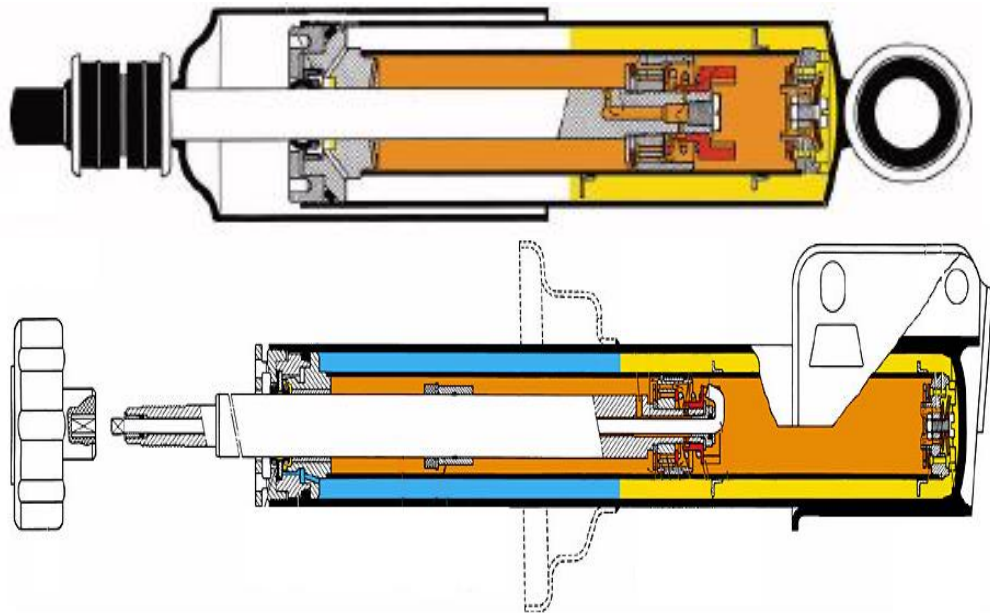


Fuente: <http://www.gabriel.com.mx/ES/Asesoriatecnica/Paginas/Funcionamientodelamortiguador.aspx>

Se pueden encontrar dos tipos de amortiguadores doble tubo, presurizados y no presurizados, Figura 18; esto debido a que el aceite utilizado en los amortiguadores contiene diluido partículas de aire.

El movimiento rápido del pistón del amortiguador provoca lo que se conoce como cavitación. Esto sucede cuando el aire contenido en el aceite forma espuma. El aceite con espuma no provee la resistencia adecuada. Esto afecta el funcionamiento del amortiguador; lo que sucede en los no presurizados. Los presurizados son de baja presión buscan mejorar las prestaciones de los amortiguadores de doble tubo convencionales añadiendo una cámara de gas de baja presión (ya que la fuerza amortiguadora en compresión la sigue proporcionando la válvula de pie) de forma que la fuerza de extensión realizada por el amortiguador en su posición nominal es baja⁶.

Figura 18. Amortiguador No Presurizado (Arriba). Amortiguador Presurizado (Abajo)



Fuente: ALBERDI URBIETA, Juan. TECNUN

Presurizando el aceite, se pueden eliminar los efectos negativos de la cavitación. El resultado es un control más consistente y un manejo superior.

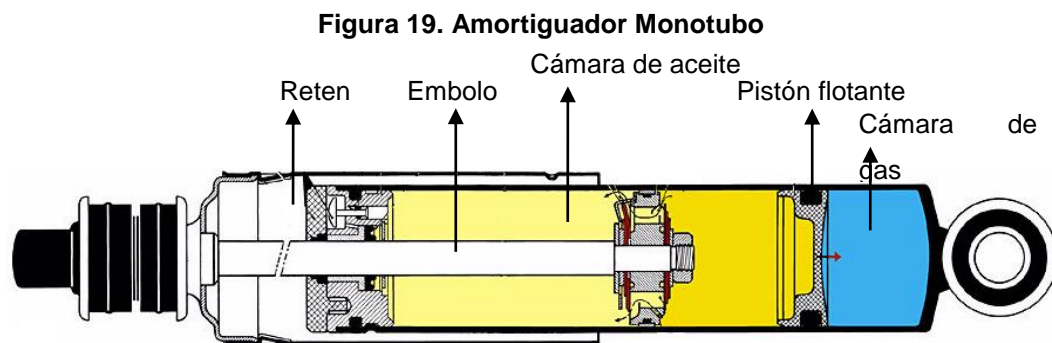
⁶, [RUIZ PÉREZ, Christian-Israel Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos]

2.3.2.2. Amortiguadores Monotubo⁷

Los amortiguadores mono-tubo Figura 19, constan de dos cámaras principales; una contiene el aceite y la otra gas a presión que están separadas por un pistón flotante. El gas utilizado es normalmente nitrógeno debido a que no reacciona con el aceite y no presenta grandes cambios en sus propiedades por efecto del calor generado. De aparición más tardía que los bitubo, su uso está cada vez más extendido, sobre todo en vehículos de altas prestaciones y en competición

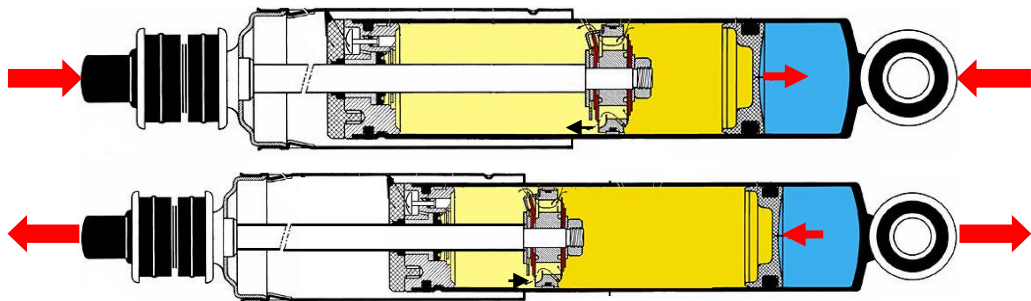
Carrera de Compresión

A diferencia del doble-tubo el amortiguador monotubo no tiene cámara de reserva; de esta forma, el problema de ubicar el aceite que ocupa el espacio tomado por el vástago al penetrar se soluciona con una cámara de volumen variable. El pistón flotante se encarga de dividir la cámara interior en dos zonas; una la del aceite, y otra rellena de gas presurizado (20 a 30 bares).



Al empujar el vástago hacia dentro la presión que ejerce el aceite sobre el pistón flotante hace que la zona del gas se comprima, aumentando la presión en ambos lados, por lo cual, el aceite se ve obligado a pasar a través de las válvulas del pistón. La resistencia que oponen dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento, Figura 20.

Figura 20. Amortiguador en Compresión (Arriba). Amortiguador en Extensión (Abajo).



Fuente: ALBERDI URBIETA, Juan. TECNUN

Carrera de Extensión

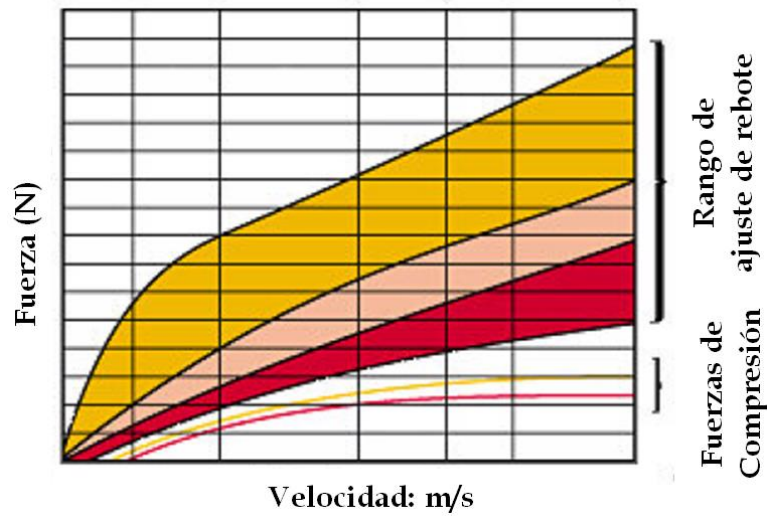
Tirar del vástago hacia fuera el aceite que queda por encima del pistón se comprime y pasa a través de las válvulas que hay en él. La resistencia que el aceite encuentra en dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento de extensión.

2.4. CARACTERIZACIÓN DE LOS AMORTIGUADORES

El control de los amortiguadores se efectúa sobre bancos de prueba adecuados, donde se verifican las curvas de prestaciones (Figura 21.) de los mismos en las fases de compresión y distensión, y a dos velocidades. El trazado de las curvas de prestaciones indica las condiciones en que se encuentra el amortiguador.

Existen tres formas diferentes de caracterizar el comportamiento del amortiguador. La primera consiste en dar a conocer el coeficiente de amortiguamiento, la segunda en presentar gráficamente la fuerza generada con respecto a la posición relativa del pistón y la tercera consiste en presentar la dependencia de la fuerza con la velocidad relativa de sus partes.

Figura 21. Diagrama fuerza velocidad de un amortiguador

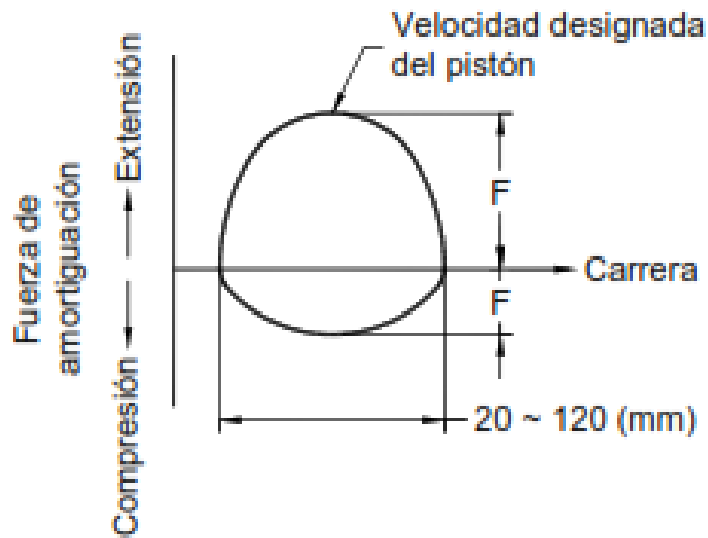


Fuente: ALBERDI URBIETA, Juan. TECNUN

2.4.1. Coeficiente de Amortiguamiento

La primera y la menos utilizada consisten en presentar el coeficiente de amortiguamiento (constante de proporcionalidad entre la fuerza generada y la velocidad).

Figura 22. Diagrama de Lissajous



Fuente: NTC 1711

La derivación lógica de este método consiste en hallar el coeficiente de amortiguamiento definido como la relación puntual entre la fuerza y la velocidad del pistón. El resultado se puede representar por medio del diagrama de Lissajous, Figura 22, en donde el valor de F se define como la fuerza de amortiguación.

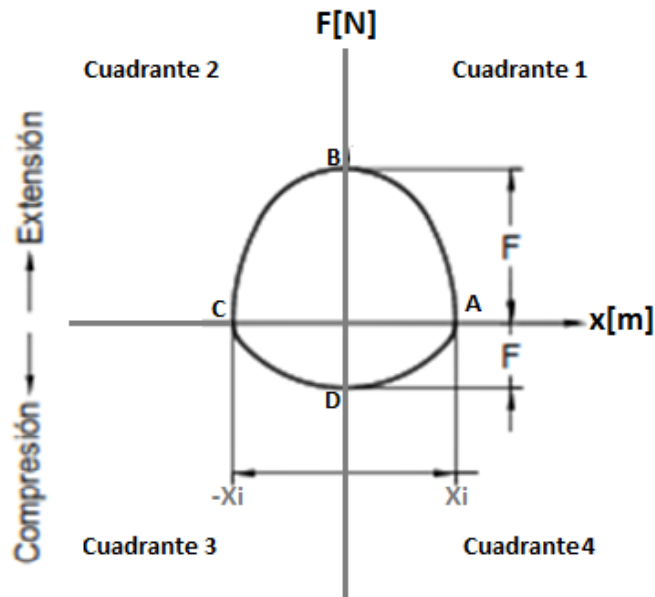
2.4.2. Gráfico Fuerza-Posición

La ventaja del gráfico posición fuerza frente al coeficiente de amortiguamiento es que permite la determinación directa de la fuerza de amortiguamiento a la vez que permite observar los momentos de apertura y de cierre de las válvulas limitadoras. Es importante que la fuerza de amortiguamiento sea una función de la velocidad debido a que es la velocidad quien “determina” los caudales circulantes por las válvulas, por lo que el gran inconveniente que presenta este método es no mostrar dicha variable de forma explícita, si bien es deducible a partir de la frecuencia a la que se han obtenido los datos.

El diagrama de Lissajous también permite la representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la posición del pistón de trabajo una vez escogido el nivel cero y para una velocidad dada como ejemplo de este tipo de gráfico para un amortiguador se muestra en la Figura 23, donde se ha escogido el origen de coordenadas en la posición media de la carrera.

El punto A del cuadrante 1 corresponde al inicio del ciclo de tracción (por lo que su Compresión es máxima). A partir de este punto empiezan a trabajar las válvulas de baja velocidad hasta el punto en que la presión es suficiente para abrir las limitadoras.

Figura 23. Representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la posición para un amortiguador



En el punto B se alcanza la velocidad máxima del amortiguador para el ciclo de tracción, por lo que la característica de actuación está gobernada por la actuación conjunta de las válvulas de alta y baja velocidad. En algún punto del segundo cuadrante se produce el cierre total de las limitadoras a tracción, por lo que nuevamente son los conductos de baja velocidad los que determinan la fuerza de amortiguamiento.

Una vez se ha alcanzado el punto C del tercer cuadrante, el amortiguador se encuentra en su máxima extensión y comenzando el ciclo de compresión. En la primera zona, de la misma forma que sucedía en el inicio del ciclo de tracción, la fuerza de amortiguamiento está gobernada por las válvulas de baja velocidad a compresión, hasta el punto en que las limitadoras empiezan a funcionar.

El punto D es el momento de máxima velocidad de compresión y el comportamiento del amortiguador está definido tanto las válvulas de baja como de

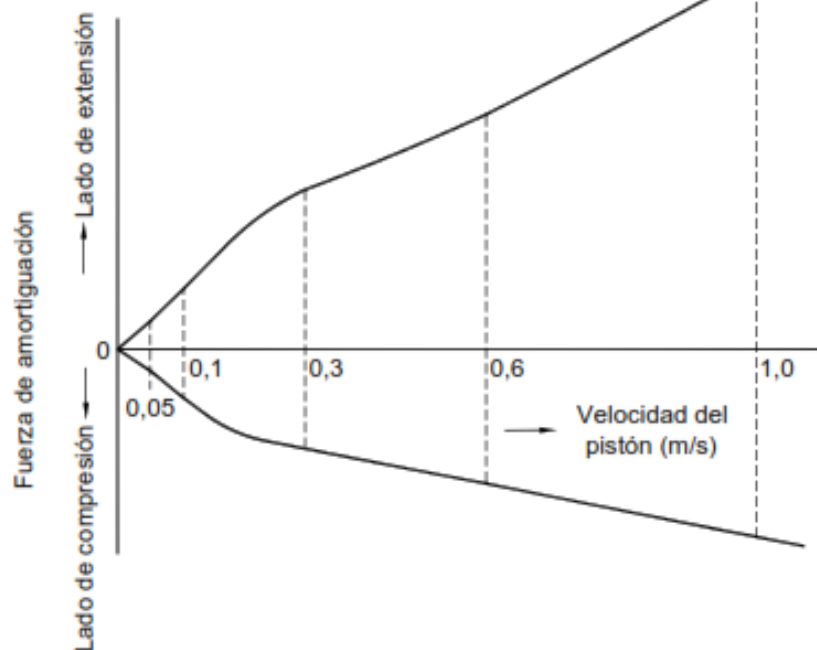
alta velocidad. Nuevamente, en algún momento del cuarto cuadrante, las válvulas limitadoras a compresión cierran y el comportamiento se encuentra impuesto por las válvulas de baja velocidad.

2.4.3. Gráfico fuerza-velocidad

La representación gráfica de la fuerza de amortiguamiento en función de la velocidad, es el método más empleado para la caracterización del amortiguador al permitir visualizar de una forma directa la linealidad del amortiguador, Figura 24.

Este tipo de gráfico, del mismo modo que lo hacía el gráfico de fuerza posición, permite ver los momentos de apertura y cierre de las válvulas limitadoras, lo cual facilita su ajuste en el caso en que la unidad lo requiera.

Figura 24. Fuerza de amortiguación frente a las características de velocidad



Fuente: NTC 1711

3. ANALISIS DINAMICO

3.1. MODELOS MATEMATICOS

Al aplicar las leyes físicas a un sistema específico es posible desarrollar un modelo matemático que describa al sistema. Tal sistema puede incluir parámetros desconocidos los cuales deben evaluarse mediante pruebas reales.

Cuando se piensa construir un modelo, debe establecerse un equilibrio entre la simplicidad del modelo y la exactitud de los resultados del análisis. Es importante notar que los resultados obtenidos en el análisis son válidos en la medida en que el modelo se aproxime al sistema físico dado.

Para determinar un modelo razonablemente simplificado, se necesita decidir cuáles de las variables y relaciones físicas pueden despreciarse y cuales son cruciales en la exactitud del modelo. Con objeto de obtener un modelo en la forma de ecuaciones diferenciales lineales, se deben despreciar cualesquiera parámetros distribuidos y las no linealidades que pueden estar presentes en el sistema físico.

Ningún modelo matemático puede representar cualquier componente o sistema físico con precisión. Siempre se involucran aproximaciones y suposiciones. Tales aproximaciones y suposiciones restringen el nivel de validez del modelo matemático. Así pues, al hacer una predicción acerca del funcionamiento del sistema, debe tenerse presente cualquier aproximación o suposición involucrada en el modelo.

3.1.1. Procedimiento para la elaboración de modelos matemáticos

Se puede resumir como sigue:

- Dibujar un diagrama esquemático del sistema y definir las variables.
- Utilizando leyes físicas, escribir ecuaciones para cada componente, combinándolos de acuerdo con el diagrama del sistema y obtener un modelo matemático.
- Para verificar la validez del modelo, la predicción acerca del funcionamiento obtenida al resolver las ecuaciones del modelo, se compara con resultados experimentales. Si los resultados experimentales se alejan de la predicción en forma considerable, el modelo debe ajustarse. Entonces se obtiene un nuevo modelo y las nuevas predicciones se comparan con los resultados experimentales.

3.2. ANALISIS Y DISEÑO DE SISTEMAS DINAMICOS

El análisis de sistemas constituye, en condiciones especificadas, la investigación del funcionamiento de un sistema cuyo modelo matemático se conoce.

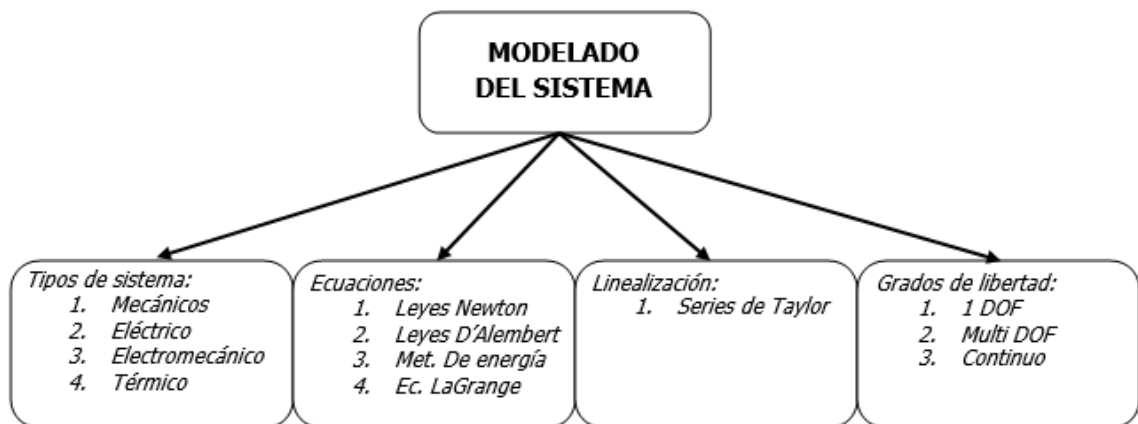
El primer paso al analizar un sistema dinámico consiste en obtener un modelo matemático. Puesto que cualquier sistema está formado por componentes, el análisis debe iniciarse obteniendo un modelo matemático de cada componente y combinando esos modelos con el objeto de construir un modelo del sistema completo. Una vez obtenido el modelo final, se puede formular el análisis de tal manera que los parámetros del sistema en el modelo se hacen variar para producir varias soluciones. Entonces se comparan estas soluciones e interpretan y aplica los resultados de su análisis a su tarea básica.

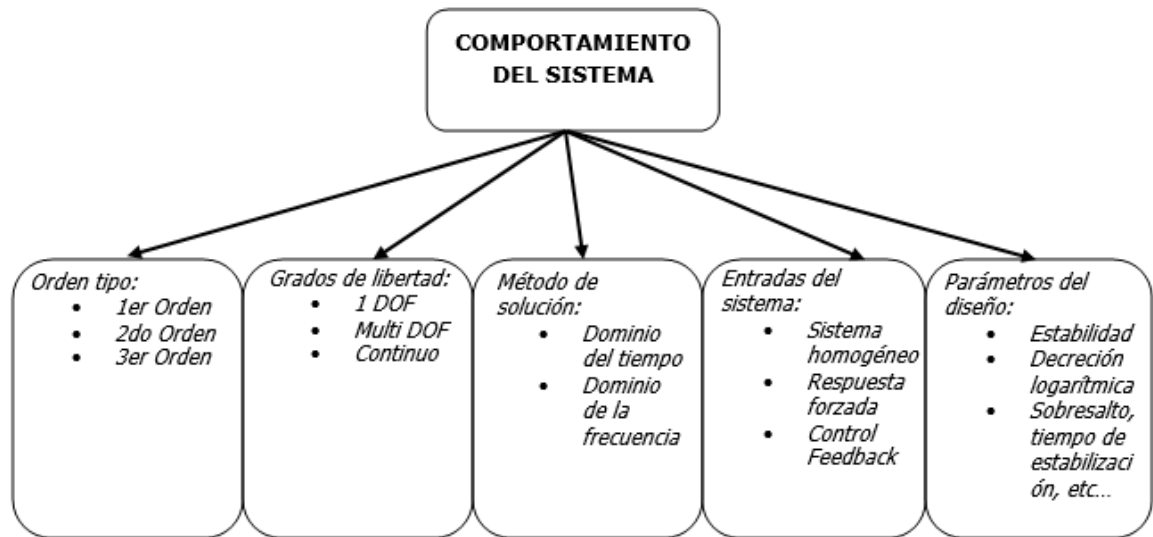
El diseño del sistema se refiere al proceso de encontrar un sistema que satisfaga una tarea específica. En general, el proceso de diseño no es directo y requiere de ensayo y error.

Por síntesis se entiende el uso de un procedimiento explícito para encontrar un sistema que funcione de manera especificada. Aquí las características deseadas del sistema se postulan al principio y después se usan diferentes técnicas matemáticas para sintetizar un sistema que tenga esas características.

El enfoque básico del diseño de cualquier sistema dinámico necesariamente incluye procedimientos por tanteo. Teóricamente es posible síntesis de sistemas lineales y se puede determinar sistemáticamente las componentes necesarias para alcanzar el objetivo dado.

Una vez que el problema de diseño se ha formulado en términos de este modelo, se lleva a cabo un diseño matemático que produce una solución a la versión matemática del problema de diseño.





3.3. SISTEMAS MECANICOS

Para cualquier sistema mecánico se puede desarrollar un modelo matemático, aplicando al sistema leyes de Newton.

Además de esto, el modelado matemático de sistemas mecánicos pueden necesitarse tres tipos de elementos básicos: elemento de inercia, resorte y amortiguadores.

3.3.1. Movimiento traslacional

Para un movimiento traslacional, la segunda ley de Newton dice que la aceleración de cualquier cuerpo rígido es directamente proporcional a la fuerza que actué sobre él e inversamente proporcional a la masa del cuerpo.

$$Fuerza = (Masa)(Aceleración)$$

$$\sum F = m.a \quad (3.1)$$

Si tenemos en cuenta que $V = \dot{x}$ y que $a = \ddot{x}$ entonces:

$$\sum F = m. (dv/dt) \quad (3.2)$$

$$\sum F = m. (d^2x/dt^2) \quad (3.3)$$

$\sum F$ es la suma de todas las fuerzas que actúan en una dirección dada, "a" es la aceleración resultante en esa dirección. La línea de acción de la fuerza que actúa sobre una masa debe pasar a través del centro de la masa. De otra manera también se vería envuelto un movimiento rotacional.

3.3.2. Movimiento rotacional

Para un cuerpo rígido en rotación pura alrededor de un eje fijo, la segunda ley de Newton establece que:

$$\sum \text{Pares} = (\text{Momento de inercia}). (\text{Aceleración angular})$$

Que se puede traducir de la siguiente manera:

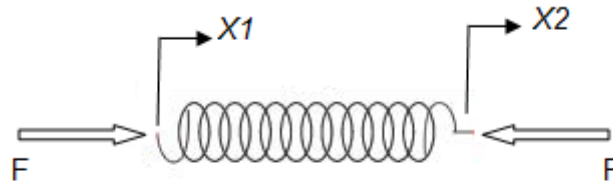
$$\sum T = J. \alpha \quad (3.4)$$

Donde $\sum T$ es la suma de todos los pares que actúan alrededor de un eje dado, J es el momento de inercia del cuerpo alrededor de ese eje y α es la aceleración angular.

3.3.3. Elementos para elaboración de modelos matemáticos

Resorte: Es un elemento mecánico que puede ser deformado por una fuerza externa tal que la deformación sea directamente proporcional a la fuerza o par que se le aplique.

Figura 25. Diagrama de un resorte



La Figura 25 es un diagrama esquemático de un resorte. Aquí se considera solamente el movimiento traslacional. El resorte ha sido deflecionado de su posición original por una fuerza aplicada en cada extremo. Las posiciones X_1 y X_2 de los extremos de los resortes se han medido en relación con el mismo marco de referencia. Las fuerzas en ambos extremos del resorte están en la misma línea y son de igual magnitud. Por lo tanto la fuerza F y el desplazamiento neto X de los extremos del resorte están relacionados por:

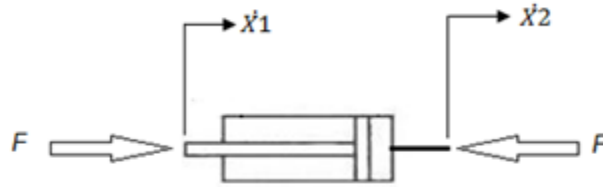
$$F = k \cdot x = k \cdot (x_1 - x_2) \quad (3.5)$$

Donde k es una constante de proporcionalidad llamada *constante del resorte*. La dimensión de la constante del resorte k es fuerza/desplazamiento.

Amortiguador: Es un elemento mecánico que disipa energía en forma de calor en lugar de almacenarla.

$$\dot{x}_1 \dot{x}_2$$

Figura 26. Diagrama de un amortiguador



La Figura 26, muestra un diagrama esquemático de un amortiguador traslacional. Consiste es un pistón y un cilindro lleno de aceite. Cualquier movimiento relativo entre el vástago del pistón y el cilindro encuentra resistencia por el aceite ya que este debe fluir alrededor del pistón de un lado a otro.

Las velocidades $\dot{X}1$ y $\dot{X}2$ se consideran relativas al mismo marco de referencia. Las fuerzas en los extremos del amortiguador traslacional están en la misma línea y son de igual magnitud. En el amortiguador la fuerza F que actúa sobre él es proporcional a la diferencia de velocidad de ambos extremos.

$$F = b \cdot \dot{X}$$
$$F = b \cdot (\dot{X}1 - \dot{X}2) \quad (3.6)$$

Donde la constante de proporcionalidad b que relaciona a la fuerza externa F y la diferencia de velocidad, se denomina el coeficiente de fricción viscosa o constante de fricción viscosa.

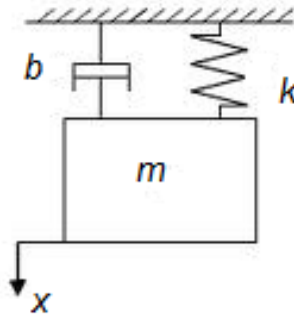
3.3.4. Sistema Masa-resorte-amortiguador

La mayor parte de los sistemas físicos constan de algún tipo de amortiguamiento: amortiguamiento viscoso, amortiguamiento seco, amortiguamiento magnético, etc.

Tal amortiguamiento no solo retarda el movimiento, sino que dado el caso, causa que se detenga.

Si se pone en movimiento la masa entonces se producirá un movimiento en el sistema. Si el amortiguamiento es ligero entonces se producirá un movimiento vibratorio (sistema sub-amortiguado). Si por el contrario el amortiguamiento es fuerte no habrá movimiento vibratorio (sistema sobre-amortiguado). Un sistema críticamente amortiguado es un sistema que está en medio de los dos mencionados anteriormente.

Figura 27. Diagrama de un sistema masa-resorte-amortiguador



Al medir el desplazamiento de la masa desde una posición de equilibrio estático, la fuerza gravitacional no participa en la ecuación de movimiento. Por lo tanto, al medir el desplazamiento x de la posición de equilibrio estático, se obtiene la ecuación del movimiento.

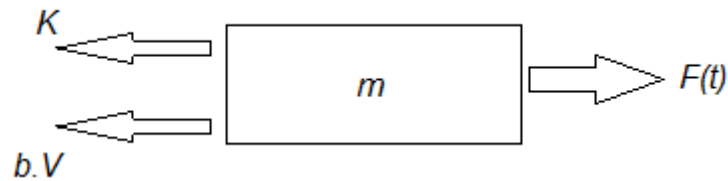
$$m \cdot \ddot{x} = \sum F = -k \cdot x - b\dot{x} \quad (3.7)$$

O bien

$$m \cdot \ddot{x} + b\dot{x} + k \cdot x = 0 \quad (3.8)$$

Esta ecuación también define el modelo matemático del sistema. Para este caso en particular se tiene cuenta el diagrama de cuerpo libre para el sistema, Figura 28.

Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del sistema



Entonces se tiene que:

$$\sum F = m.a$$

$$F(t) - \text{Fuerza(Resorte)} - \text{Fuerza(Axmortiguador)} = m.a \quad (3.8)$$

$$Ap.Pp - k.x - b.v = m.a \quad (3.9)$$

$$Ap.Pp = m.\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right) + b.\left(\frac{dx}{dt}\right) + k.x \quad (3.10)$$

Esta ecuación (3.10) se puede expresar también mediante su función de transferencia. Laplace no solamente es útil para la solución matemática de ecuaciones sino que se presta especialmente para ser utilizado con el concepto de función de transferencia.

$$F(s) = m.s^2.X(s) + b.s.X(s) + k.X(s) \quad (3.11)$$

$$F(s) = X(s)[m.s^2 + b.s + k] \quad (3.12)$$

Se busca entonces la relación $G(s)$, entre las variables de salida con las variables de entrada

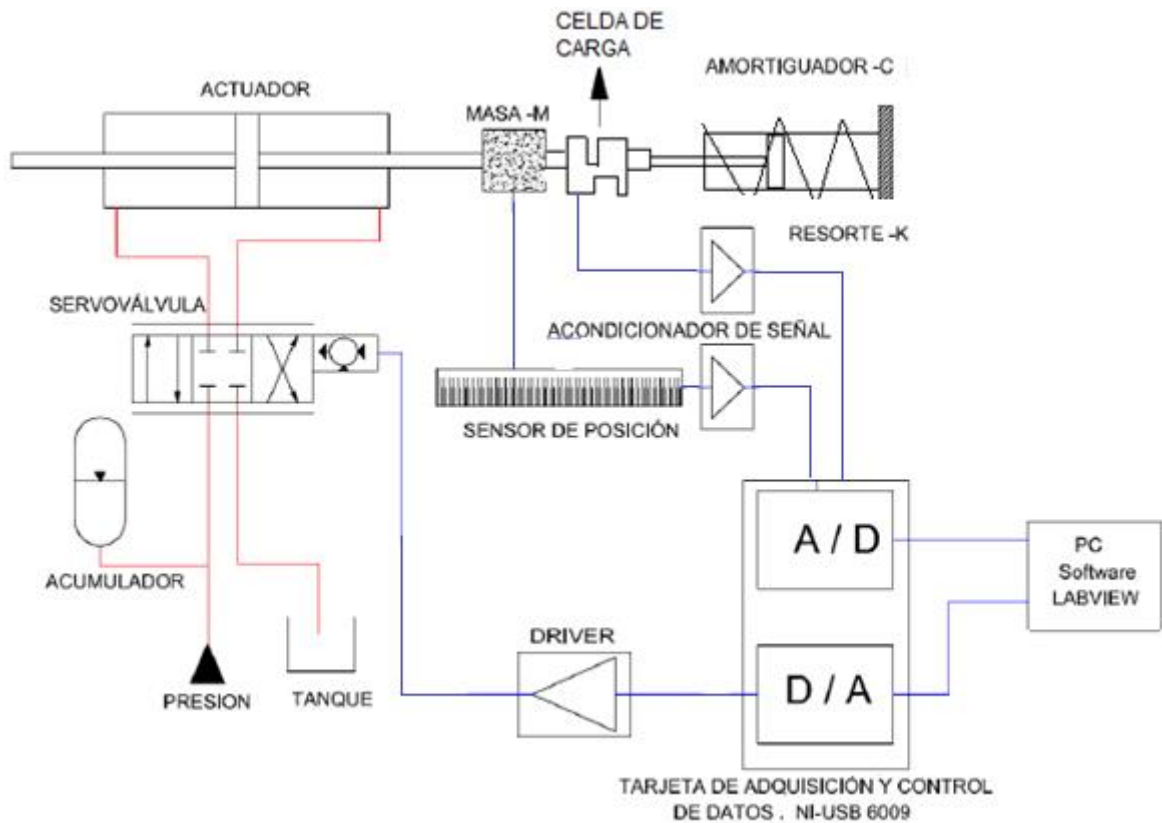
$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + b.s + k} \quad (3.13)$$

3.4. ANALISIS DEL SERVOSISTEMA HIDRAULICO

En esta sección se examinan los componentes básicos del servomecanismo hidráulico a utilizar. La figura 29 muestra un diagrama esquemático de los principales componentes de dicho sistema.

La carga, que será movida por el actuador, es un sistema mecánico masa-resorte-amortiguación y presenta un solo grado de libertad lo que permite simplificar el estudio además que el movimiento del actuador y del sistema será solo un movimiento vertical.

Figura 29. Esquema básico de los elementos hidráulicos del banco de pruebas

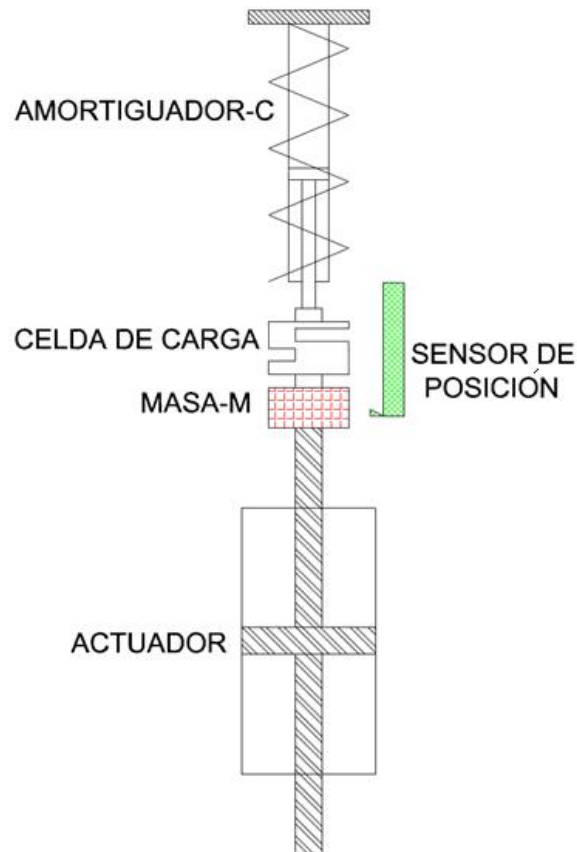


Para poder realizar el análisis matemático del servosistema hidráulico se tienen en cuenta algunas consideraciones que simplificarán el modelo matemático pero que no son muy relevantes y no incidirán notablemente en los resultados.

- No existe resbalamiento ni elasticidad en las uniones del sistema.
- Se desprecian las fugas que puedan existir en el actuador.

- No existen fuerzas de fricción en los componentes del sistema mecánico (pasadores, barras, masa, amortiguador) y las que existen dentro del actuador en el pistón con la camisa.

Figura 30. Esquema básico de los elementos mecánicos y control del banco de pruebas



El actuador genera una fuerza que mueve el sistema de caracterización de amortiguadores que a su vez representa la carga sobre el sistema. El sensor de posición LVDT tiene una carrera de 6" (15,24 cm) y la espiral del amortiguador estará ya a compresión en su posición inicial de manera que trabajará a compresión en todo su recorrido.

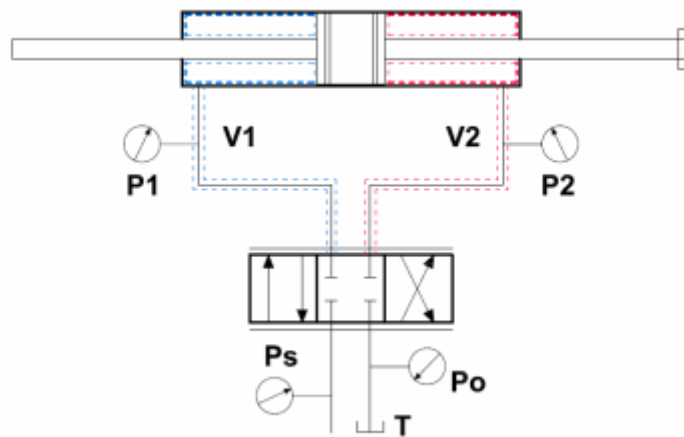
3.5. ANALISIS DINAMICO DEL ACTUADOR

Para esta parte del proceso se debe considerar la compresibilidad del fluido y las pérdidas o fugas en la servoválvula. El módulo de Bulk es una constante que representa el cambio de volumen cuando el fluido es presurizado y obedece a la siguiente expresión:

$$\beta = V * \frac{\partial P}{\partial v}$$

Al analizar cada una de las cámaras del actuador Figura 31 se ve el cambio de volumen de las mismas con respecto al tiempo.

Figura 31. Esquema de volúmenes en un actuador



Si el actuador se mueve, por poner un ejemplo, hacia el lado izquierdo, se tiene que:

$$V_2 = V_{c2} + (A_p - A_v) * X \quad (3.14)$$

$(A_p - A_v)$ = Área del pistón menos el área del vástago

V_{c2} = Volumen confinado en la cámara 2 para la posición central

X = Distancia desplazada desde el centro

Se puede decir que el caudal que existe en la cámara 2:

$$Q_{c2} = \frac{V_2}{\beta} * P_2 + \dot{V}_2 \quad (3.15)$$

$$Q_{c2} = \frac{V_2}{\beta} * P_2 + (Ap - Av)\dot{x} \quad (3.16)$$

En el instante inicial el volumen de la cámara 1 es igual al volumen de la cámara 2 y que el volumen total V_T es igual a 2 veces el volumen de cualquier cámara, entonces se asume que en la mayor parte del tiempo de trabajo estará muy cerca al centro y se puede expresar que:

$$Q_{c2} = \frac{V_2}{2*\beta} * P_2 + (Ap - Av)\dot{x} \quad (3.17)$$

Si ahora se desprecia la variación del volumen con respecto al volumen inicial:

$$Q_{c2} = \frac{V_T}{2 * \beta} * P_2$$

Planteando las mismas ecuaciones en la cámara 1, teniendo en cuenta el signo por el desplazamiento de spool, para el caudal 1:

$$Q_{c1} = -\frac{V_1}{2*\beta} * P_1 + (Ap - Av)\dot{x} \quad (3.18)$$

Despreciando la variación del volumen con respecto al volumen inicial:

$$Q_{c2} = -\frac{V_T}{2*\beta} * P_1 \quad (3.19)$$

El caudal requerido para vencer la carga (Q_L) es la suma entre el caudal de perdidas más el promedio de los 2 caudales en las cámaras del cilindro.

$$Q_L = C_f * P_l + \frac{Q_{c1} + Q_{c2}}{2} \quad (3.20)$$

Donde C_f es el coeficiente de fugas y $P_l = P_2 - P_1$.

Reemplazando las ecuaciones 3.17 y 3.18 en la 3.20, se obtiene:

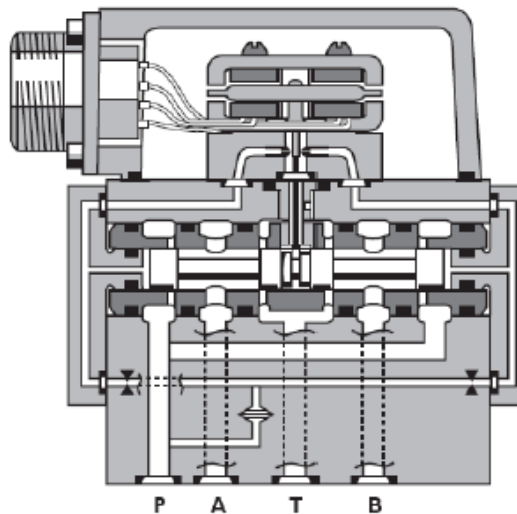
$$Q_L = C_f * P_l + \frac{Vt}{4*\beta} * P_l + (A_p - A_v)\dot{x} \quad (3.21)$$

3.6. ANALISIS DINAMICO DE LA SERVOVALVULA

La servoválvula controla el líquido de flujo hidráulico a la etapa del actuador. Su propósito es transformar la señal de impulso eléctrico producida por el controlador en la señal de comando, el flujo hidráulico que llena los compartimientos de la etapa del actuador.

Para realizar el análisis matemático de la servoválvula se asume que el flujo es incompresible. Otra incógnita es la presión a cada lado del actuador cuando se dé el movimiento.

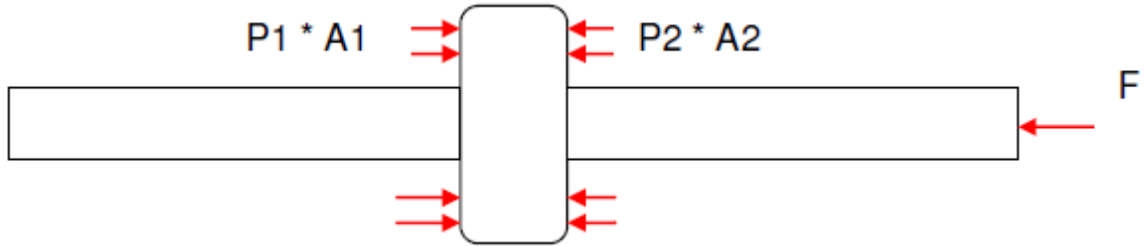
Figura 32. Vista en corte de la servoválvula MOOG 760



Fuente: MOOG 760 series servovalves

Realizando el diagrama de cuerpo libre para el pistón se tiene:

Figura 33. Diagrama de cuerpo libre pistón - vástago

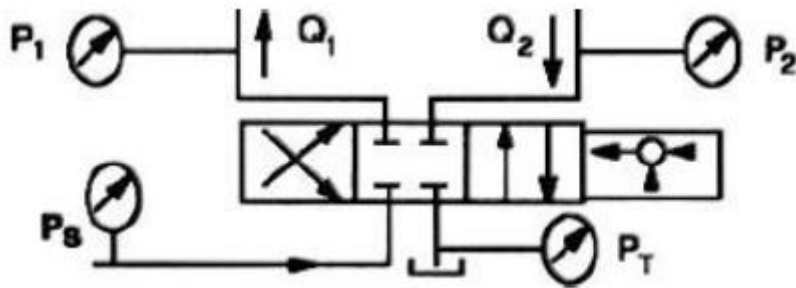


$$P1 * A1 = P2 * A2 + F \quad (3.22)$$

En este caso la F representa todas las fuerzas externas: Rozamientos, masa, resorte, amortiguación, etc.

Para los puertos de la servoválvula:

Figura 34. Esquema de los puertos de una servoválvula



Fuente: Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. VICKERS 1990

$$P_s - P_1 = (P_2 - P_t)R^2 \quad (3.23)$$

Donde R es igual a la relación de áreas $A1/A2$. Para el caso de cilindro de doble efecto se tiene que $A1 = A2$ por lo tanto el valor de $A1/A2 = 1$.

La caída de presión a través de la servoválvula es proporcional al caudal entonces:

$$P1 = \frac{P_s * A + [F + P_t * A]}{2A} \quad (3.24)$$

$$P2 = P_t + P_s - P1 \quad (3.25)$$

Despreciando la presión de tanque, las ecuaciones anteriores resultan:

$$P1 = \frac{P_s}{2} + \frac{F}{2A} \quad (3.26)$$

$$P2 = \frac{P_s}{2} - \frac{F}{2A} \quad (3.27)$$

Para simplificar el modelo se asume que el fluido es incompresible, la servoválvula es simétrica y el actuador de doble efecto $A1 = A2$, se puede decir que los caudales en ambos puertos de la servoválvula que se comunican en el actuador, son iguales.

Este flujo se expresa mediante:

$$Q1 = Cd * \sqrt{\frac{2}{g} * (P_s - P1)} \quad (3.28)$$

$$Q2 = Cd * \sqrt{\frac{2}{g} * (P2 - P_t)} \quad (3.29)$$

Donde Cd es el coeficiente de descarga, es el factor de corrección dado por las pérdidas de energía del fluido a través de los agujeros.

El caudal a través de la servoválvula debe ser proporcional a la abertura de los agujeros de los puertos de la servoválvula. Este caudal debe responder al desplazamiento del carretal dentro de la servoválvula. Por lo tanto se debe incluir dentro de la ecuación anterior el desplazamiento del mismo (Xc) por una constante de proporcionalidad (b).

$$Q1 = Q2 = QL = Cd * b * Xc * \sqrt{\frac{2}{g} * \left(\frac{Ps}{2} - \frac{F}{2A}\right)} \quad (3.30)$$

$$Q1 = Q2 = QL = Cd * b * Xc * \sqrt{\frac{1}{g} * \left(Ps - \frac{F}{A}\right)} \quad (3.31)$$

El caudal debe ser el mismo sin importar el sentido de donde se desplaza el carretel y solo depende de la magnitud del desplazamiento:

$$QL = Cd * b * |Xc| * \sqrt{\frac{1}{g} * (Ps - |PL|)} \quad (3.32)$$

Aplicando este teorema de Taylor se obtiene una serie polinómica de la cual se evalúa solo el primer término para que la expresión lineal converja en $Q_L = Q_{L0}$ y $P_L = P_{L0}$ lo cual representa la posición inicial del spool con una pequeña oscilación a partir de su posición de equilibrio.

$$QL = \left(\frac{\partial QL}{\partial Xv}\right)_{Xvo, PLo} * Xv + \left(\frac{\partial QL}{\partial PL}\right)_{Xvo, PLo} * PL \quad (3.33)$$

Se define que:

$$\left(\frac{\partial QL}{\partial Xv}\right)_{Xvo, PLo} = Cd * k * \sqrt{\frac{1}{g} * (Ps - PLo)} = Kq \quad (3.34)$$

$$\left(\frac{\partial QL}{\partial PL}\right)_{Xvo, PLo} = -\frac{Cd * k * Xvo * \sqrt{\frac{1}{g}}}{2 * \sqrt{Ps - PLo}} = Kc \quad (3.35)$$

Simplificando la ecuación 3.33 :

$$QL = Kq * Xv + Kc * PL \quad (3.36)$$

Los coeficientes Kc y Kq se llaman coeficientes de la válvula y varían con el punto de operación del sistema.

El efecto predominante en la respuesta se determina principalmente por el cilindro, y si se desprecian los efectos de fricción e inercia para el modelo dinámico del spool se tiene la siguiente expresión:

$$Xv = Ki * Ku * u \quad (3.37)$$

Donde Xv es el desplazamiento del spool de la servoválvula, Ki es la ganancia de carrera del spool para una entrada de corriente i y Ku es la ganancia de la entrada de corriente i sobre la entrada de voltaje u . Entonces, reemplazando (3.37) en (3.36):

$$QL = Kq * Ki * Ku * u + Kc * PL \quad (3.38)$$

Teniendo finalmente todas estas ecuaciones para modelar un sistema de segundo orden, servoactuador-servoválvula, se busca una relación entre las 3 principales para una sola ecuación que represente todo el sistema.

Tomando la ecuación (3.21), despejamos \dot{Pl} y combinamos con la (3.38) tenemos:

$$\dot{Pl} = \frac{4*\beta}{vt} [(Kc - Cf) * Pl - (Ap - Av)\dot{x} + Kq * Ki * Ku * u \quad (3.39)$$

Redefiniendo la ecuación (3.10) para obtener la segunda ecuación diferencial:

$$\ddot{Xp} = \frac{Ap}{M} * Pl - \frac{b}{M} * \dot{Xp} + \frac{K}{M} * Xp \quad (3.40)$$

Finalmente se consiguen las dos ecuaciones diferenciales que definen todo el sistema.

En la .

Tabla 1. Parámetros conocidos para el modelo matemático del sistema, se resume los valores de las constantes del modelo y despejamos aquellas que pueden ser calculadas.

Tabla 1. Parámetros conocidos para el modelo matemático del sistema

PARAMETRO	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Módulo de Bulk	B	4,6e8	N/m ²
Presión de suministro	Ps	1500	PSI

PARAMETRO	SIMBOLO	VALOR	UNIDAD
Gravedad	G	9,81	m/s ²
Área efectiva del cilindro	(Ap-Av)	16,1e-4	m ²
Volumen total	Vt	4,34e-4	m ³
Masa de la prueba	M	6	Kg
Densidad del fluido	P	858	Kg/m ³

Luego de conocer las constantes se procede a calcular la frecuencia natural del servoactuador que está definido por la siguiente ecuación y que corresponde a una servoválvula de 2 etapas con un actuador hidráulico no diferencial:

$$\omega = \sqrt{\frac{4\beta(Ap-Av)^2}{MVt}} \quad (3.41)$$

$$= 1353 \text{ rad/seg}$$

$$= 215 \text{ Hz}$$

Esto indica que el sistema presenta un régimen de resonancia alrededor de este valor.

Para validar el sistema es necesario encontrar la función de transferencia que lo representa. Para esto aplica la transformada de Laplace teniendo en cuenta que la entrada U es un valor de voltaje y la salida X es un valor de posición. Esta posición será medible gracias al sensor LVDT y mediante el amplificador de esta señal que se traduce como el desplazamiento del spool.

$$\frac{X_p(s)}{u(s)} = \frac{(k_q * k_i * k_u)}{\left[\frac{M * V_T}{4 * A_P * \beta} \right] * s^3 + \left[(C_f + k_c) * \frac{M}{A_P} + \frac{V_T * C}{4 * \beta * A_P} \right] * s^2 + \left[\frac{K * V_T}{4 * \beta * A_P} + \frac{C}{A_P} * (C_f + k_c) \right] * s + \frac{K}{A_P} * (C_f + k_c)} \quad (3.42)$$

3.7. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SENSOR DE POSICIÓN Y CELDA DE CARGA

Para medir el valor en longitud y fuerza que representa la señal del LVDT y la celda de carga se debe tener en cuenta el rango de voltaje que se configura para la carrera del LVDT y el valor registrado por la celda, es decir, una relación que represente estos datos en valores de corriente la cual se consigue mediante la siguiente ecuación:

$$X_p = K_{LVDT} * u \quad (3.43)$$

$$X_{fza} = K_{fza} * u \quad (3.44)$$

Donde el factor de conversión desplazamiento-voltaje del LVDT es K_{LVDT} y el Fuerza-voltaje de la celda de carga es K_{fza} .

Reemplazando en la ecuación de transferencia:

$$G(s) = X/u \quad (3.44)$$

Se obtiene la ecuación de transferencia que representaría todo el sistema.

$$\frac{X(s)}{u(s)} = \frac{K_q * K_i * K_u * K_{LVDT} * K_{fza}}{\left[\frac{M * V_T}{4 * A_p * \beta} \right] * s + \left[(C_f + K_c) * \frac{M}{A_p} + \frac{V_T * C}{4 * A_p * \beta} \right] * s^2 + \left[(C_f + K_c) * \frac{C}{A_p} + \frac{V_T * K}{4 * A_p * \beta} \right] * s + \frac{K}{A_p} * (C_f + K_c)} \quad (3.45)$$

4. DISEÑO Y CONSTRUCCION

Para el diseño y construcción del Banco Para la Caracterización Dinámica De Amortiguadores Vehiculares, se cuenta inicialmente con un servosistema hidráulico de control de posición (servoválvula MOOG 760 Figura 36 y actuador de doble efecto no diferencial PARKER serie 2H, Figura 37) de un proyecto de grado realizado anteriormente⁷, Figura 35, el cual está conformado por un sistema de segundo orden masa resorte amortiguador que permite conocer la respuesta en frecuencia del sistema al realizar el control de posición mediante un sensor de posición LVDT, Figura 52. El sistema permite variar las condiciones de carga gracias a la tensión o compresión del resorte

Figura 35. Banco de experimentación para servosistema hidráulico de control de posición (servoválvula Moog 760 y actuador)



⁷Diseño y construcción de un banco de experimentación para servosistema hidráulico de control de posición (servoválvula Moog 760 y actuador)

Figura 36. Servoválvula MOOG 760.



Fuente: www.moog.com

Figura 37. Actuador lineal no diferencial PARKER serie 2H



Fuente: www.parker.com

El Banco Para la Caracterización Dinámica De Amortiguadores Vehiculares debe Cumplir con los requerimientos y necesidades señaladas por el grupo de investigación en sistemas dinámicos, control y robótica DICBOT, quienes patrocinan en un alto porcentaje la realización de este trabajo de grado y a su vez busca apoyarla docencia en asignaturas como Ingeniería de Control, Máquinas Térmicas Alternativas, Potencia Fluida, y Sistemas Dinámicos a nivel de pregrado e investigaciones en postgrado. Debido a lo anterior se debe busca un orden secuencial de cómo enfrentar el problema de diseño y su posterior construcción.

4.1. DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)

Con la matriz de calidad se pretende traducir las necesidades del cliente en los requisitos técnicos apropiados para cada etapa del desarrollo de diseño y construcción del banco, que satisfaga estas demandas y los objetivos del proyecto.

4.1.1. Requerimientos del Cliente

Se estudiaron diferentes prioridades, para determinar la importancia de cada inciso y basados en esto se hará una evaluación para determinar las características del diseño.

En la Tabla 2, se presentan los diferentes requisitos estudiados, para la creación del Banco.

Tabla 2. Requerimientos del cliente

REQUERIMIENTOS
Seguridad en el servicio
Bajo costo de fabricación
Bajo costo de operación
Eficiencia y confiabilidad en el proceso
Ahorro y cuidado del medio ambiente
Fácil Mantenimiento
Vida útil de la Maquina
Software Licenciado
Funcionamiento Automático

4.1.2. Especificaciones y Restricciones

En la Tabla 3, se plantean las especificaciones y restricciones consideradas, para responder a las necesidades del cliente.

Tabla 3. Especificaciones y Restricciones

Especificaciones
Aprovechamiento del espacio
Pocas piezas
Implementación de controles
Dimensiones
Restricciones
Rigidez de la Maquina
Implementación de la NTC 1711
Materiales

Su ponderación depende de la relación que tenga con cada uno de los requerimientos del cliente (Tabla2.) de la siguiente manera:

- Fuerte: 9
- Media: 3
- Ligera: 1
- No hay: 0

Estos valores se pueden observar en la matriz de calidad (Tabla 4).

En la Tabla 5. Porcentaje Especificaciones y Restricciones, se ordenan mayor a menor puntaje obtenidos en la matriz QFD, para que en conjunto sean los criterios y parámetros que se tendrán en cuenta en la realización del proyecto.

Tabla 4. Matriz de calidad QFD

Necesidad del Cliente	Especificaciones				Restricciones		
	Aprovechamiento del espacio	Pocas piezas	Implementación de controles	Dimensiones	Rigidez de la Maquina	Implementación de la NTC 1711	Materiales
Requerimientos							
Seguridad en el servicio	9	3	3	3	9	1	9
Bajo costo de fabricación	3	9	3	9	9	9	9
Bajo costo de operación	3	9	9	3	9	9	3
Eficiencia y confiabilidad en el proceso	9	3	9	9	3	9	9
Ahorro y cuidado del medio ambiente	9	9	9	0	1	0	9
Fácil Mantenimiento	9	9	3	9	1	3	3
Vida útil de la Maquina	1	1	3	0	9	0	9
Software Licenciado	0	3	9	3	0	9	1
Funcionamiento Automático	3	3	9	3	1	3	3
Total	46	49	57	39	42	43	55

Los resultados obtenidos de la matriz QFD se pueden ver en la Tabla 7.

Tabla 5. Porcentaje Especificaciones y Restricciones

Especificaciones y Restricciones	Porcentaje
Implementación de controles	63,3%
Materiales	61,1%
Pocas piezas	54,4%
Aprovechamiento del espacio	51,1%
Rigidez de la Maquina	46,7%
Implementación de la NTC 1711	47,8%
Dimensiones	43,3%

4.1.3. Planteamiento De Alternativas

Una vez que se conocen las características, las necesidades, funcionamiento y disposición que debe tener el banco se llega al punto del planteamiento de soluciones y alternativas seleccionando aquella que permita cumplir con todos los parámetros expuestos con anterioridad.

Las alternativas de este proyecto están planteadas a los requerimientos del grupo de Investigación DicBot, cuyo objetivo será garantizar el aprendizaje y realizar un diagnóstico confiable del estado del amortiguador Shibumi.

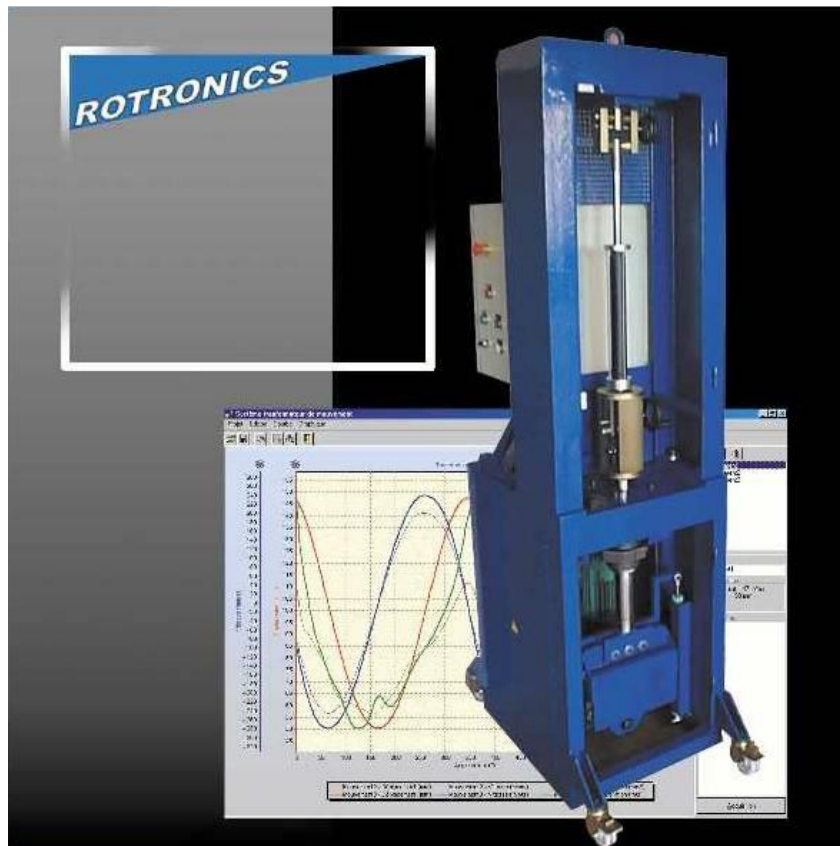
A continuación se presentan dos alternativas de construcción del banco de pruebas, exponiendo ciertas características que les dotan de versatilidad; para su posterior análisis con vistas a la mejora o a la correcta aplicación de los mismos, teniendo en cuenta los valores obtenidos para los parámetros de diseño de la matriz de calidad.

Bancos de ensayo electromecánicos

Son equipos cuya central de potencia consiste en un motor eléctrico que proporciona giro a un volante, el cual, mediante un vástago conectado al pistón, transforma el movimiento de rotación en un movimiento lineal, permitiendo simular diferentes condiciones de uso. Estos marcos de ensayo son los más escasos debido a que la fuerza suministrada por su central de potencia es menor que en el caso de las servo-hidráulicas.

Como ejemplo a este tipo de bancos de ensayo se puede citar el modelo MécaDyn 101 (Figura 38), elaborado por la empresa Francesa ROTRONICS, para el estudio del funcionamiento de los resortes y amortiguadores a uso pedagógico.

Figura 38. Banco de pruebas MécaDyn



Fuente: http://www.rotronics.com/docs_html/Mecadyn_uk/index.htm

Tabla 6. Características Técnicas Banco de pruebas MécaDyn.

Banco de pruebas de peso	350 Kg.
Fuente de Alimentación	220V AC 50 Hz, 32 ^a
Velocidad del volante	0 a 200 rpm
El par máximo del volante	110 Nm
Carrera min. / Máx	60 a 180 mm
Biela: longitudes	250 - 270 - 290 mm
Velocidad máxima del émbolo	2,0 ms ⁻¹
La aceleración máxima del émbolo	36,0 ms ⁻²
La máxima fuerza en el pistón	3500 N
Desplazamiento del pistón	50 mm et-50mm

MecaDyn⁸, permite la comprobación de los muelles y amortiguadores, la demostración de los principios fundamentales de dinámica y el estudio de cambios en el movimiento de acuerdo a dos modalidades: una manivela rotativa - sistema de biela y un sistema de pistón lineal. Incluye un motor eléctrico que hace girar un volante en la parte inferior del chasis. El volante, por intermedio de una biela, causa el movimiento lineal de un pistón situado en la parte superior del chasis. Los elementos del estudio, los resortes y amortiguadores, son fijados entre el pistón y el chasis.

Bancos de ensayo servo-hidráulicos.

Este tipo de equipos están dotados de uno o varios actuadores servo-hidráulicos que proporcionan mayor fuerza que las electromecánicas. Se definen de acuerdo con las

⁸http://www.rotronics.com/docs_html/Mecadyn_uk/index.htm

necesidades del ensayo en cuanto a rango de fuerza, amplitud de desplazamiento, rango de frecuencias, velocidades de carga o deformación, etc. Como el nuevo producto de la empresa Argentina Pronello: Sistema de servo columna para aplicarse en Post Rigso como Diagramadoras tipo EMA (Figura 39).

Las Diagramadoras tipo EMA, permiten ensayar al amortiguador bajo cualquier tipo de curva. Por ejemplo insertar en un ensayo típico, un golpe (como el que se produce al agarrar con esa rueda un piano del circuito), y evaluar el comportamiento del amortiguador. Permite simular ensayos con diferentes velocidades para compresión y expansión, como se precisa en un Rally donde la compresión maneja otras velocidades respecto de la expansión. También pueden utilizarse como sistema de Post-Rig, para realizar ensayos directamente sobre el vehículo (Figura 39, derecha).

Figura 39. Diagramadoras tipo EMA



Fuente: <http://www.pronello.com.ar>

4.1.4. Evaluación De Las Opciones De Diseño

Conocidas las alternativas de diseño, el Banco para Caracterización Dinámica de Amortiguadores Shibumi para Vehículos, se procede a evaluarlas. Teniendo en cuenta los criterios que más se destacaron en el QFD Tabla 5, las opciones serán ponderadas con un valor de 1 a 5, (siendo 5 un valor óptimo y 1 deficiente); para finalmente llegar a un compendio donde se observa la opción con mejor puntaje Tabla 7.

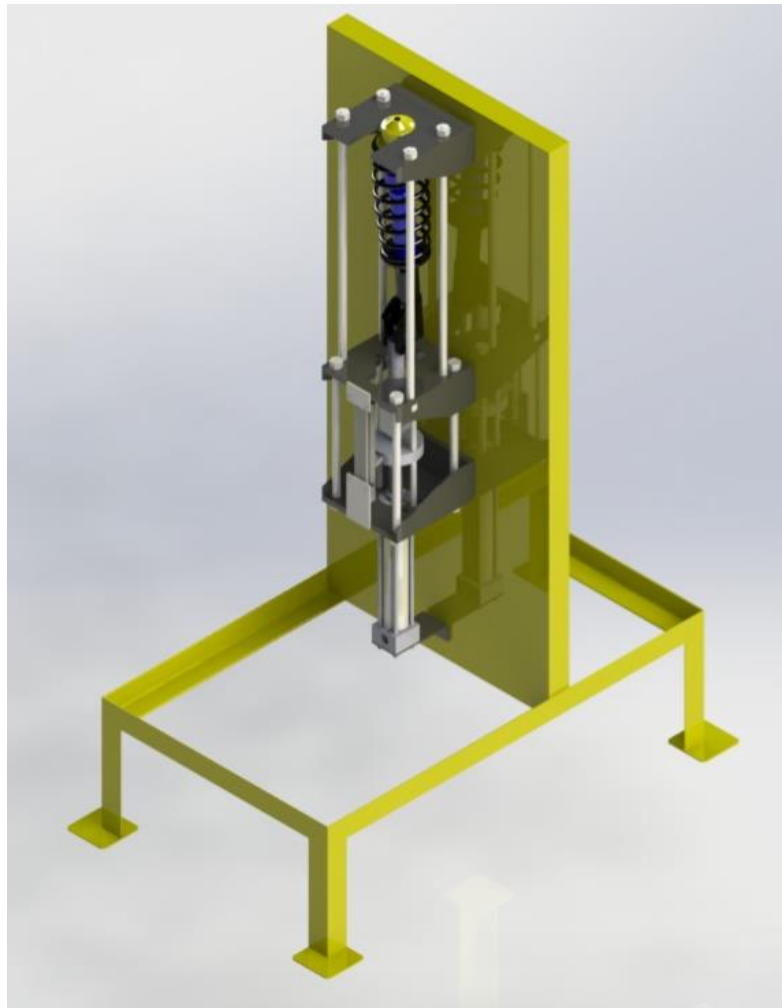
Tabla 7. Evaluación de las opciones de diseño

Especificaciones y Restricciones	Banco Mecánico	Banco Servohidráulico
Implementación de controles	5	5
Materiales	4	3
Pocas piezas	4	5
Aprovechamiento del espacio	3	4
Rigidez de la Maquina	4	5
Implementación de la NTC 1711	5	5
Dimensiones	2	4
Total	27	31

4.2. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

La propuesta consiste en el diseño y construcción de un Banco para la Caracterización Dinámica de Amortiguadores Vehiculares con un funcionamiento servo-hidráulico pero con algunas características físicas de uno electromecánico. En la Figura 40 se presenta el diseño del banco a Construir:

Figura 40. Diseño del Banco para la Caracterización Dinámica de Amortiguadores Shibumi, Para Vehículos.



4.2.1. Análisis estructural de la propuesta seleccionada.

Uno de los paquetes de simulación mecánica más reconocido a nivel mundial es *SolidWorks*. Esta herramienta no solo permite hacer el diseño virtual de la solución propuesta sino que además podemos hacer un análisis de fatiga de los elementos involucrados en la solución propuesta, usando el método de elementos finitos para determinar los desplazamientos y deformaciones que presenta un pieza ante una fuerza que lo afecta y los respectivos apoyos conocidos.

A continuación se presenta el análisis estructural de los elementos más críticos del banco de pruebas, es decir aquellos de mayor exigencia en el momento de soportar los esfuerzos. Estos elementos serán los soportes en L Figura 41, las barras tensoras Figura 42, el pasador en cortante Figura 43 y la base tapa para pruebas sin resorte Figura 44.

Figura 41. Soporte en L

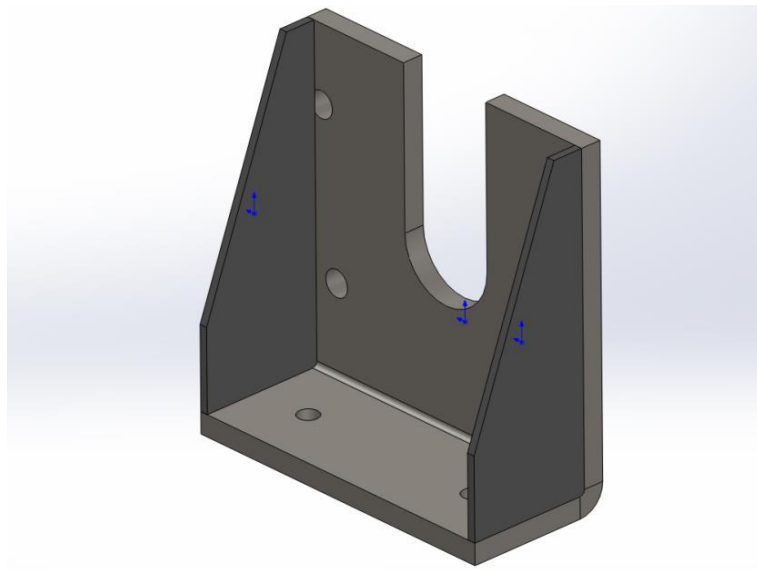


Figura 42. Barra tensora superior

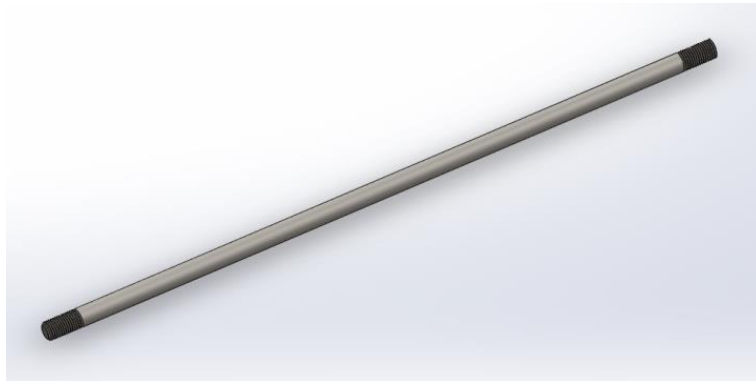


Figura 43. Tornillo pasante

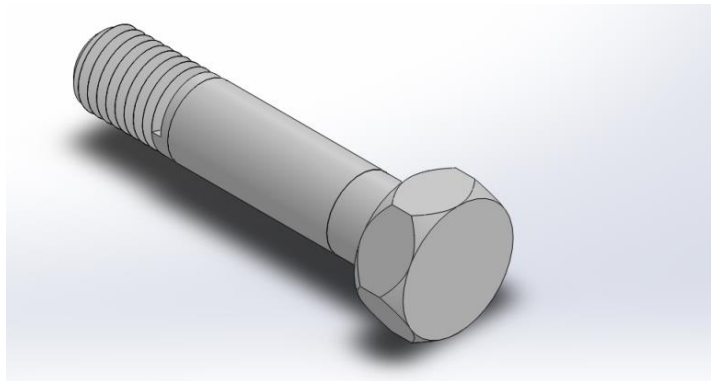


Figura 44. Tapa para pruebas sin resorte



Para probar la resistencia o el comportamiento que presentaran estas piezas se tiene que encontrar y configurar la fuerza que se aplique sobre las mismas. Para esta simulación es importante llevar los elementos a las condiciones extremas de funcionamiento, para esto utilizaremos una fuerza sinusoidal que se presentará cuando se quiera conocer la respuesta del servosistema en frecuencia.

Por la fuerza que actúa sobre la estructura del servosistema con el sistema de segundo orden acoplados y a la fuerza de inercia debemos conocer la masa de todas las piezas móviles del servosistema, es decir, es necesario que conozcamos la masa del vástago.

El vástago es fabricado en acero inoxidable, el cual tiene una densidad de 7900Kg/m^3 . Para poder calcular la masa se necesita saber su volumen:

$$\text{Volumen}(V) = (\text{Area}_{Ext} - \text{Area}_{Int}) * \text{Longitud} (l) \quad (5.1)$$

Si tenemos que:

Longitud = 62 cm

Diámetro Exterior = 4.5cm

Diámetro Interior = 3cm

Entonces:

$$V = [\pi * (2.25^2 - 1.5^2)] * 62$$
$$V = 547815 \text{ cm}^3 \cong 5.48 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Calculando la masa del vástago:

$$\text{masa} (m) = V * \text{densidad} \quad (5.2)$$
$$m = (5.48 \times 10^{-4}) * (7900\text{Kg/m}^3)$$
$$m = 4.33 \text{ Kg}$$

Esta masa del vástago se debe sumar a la masa de prueba del sistema de segundo orden que para nuestro caso es de 6Kg y se rosca al vástago.

$$M_t = 10.33 \text{ Kg}$$

Determinando la aceleración del sistema, con los siguientes datos:

$$\text{Vel. Inicial} = 0 \text{ m/s}$$

$$\text{Vel. Final} = 1.5 \text{ m/s}$$

Estos valores corresponden al caso extremos de funcionamiento del sistema. El tiempo en que hace el recorrido es de 0.5 segundos, entonces:

$$a = \frac{1.5 \frac{m}{s} - 0 \text{ m/s}}{0.5 \text{ s}} = 3 \text{ m/s}^2 \quad (5.3)$$

Esta masa se moverá en el sistema con una aceleración de 3 m/s^2 . Con esto se puede calcular la fuerza de inercia:

$$Fuerza_{Inercia}(F_i) = 10.33(\text{kg}) * 3 \left(\frac{m}{s^2}\right) = 30.99 \text{ (N)} \quad (5.4)$$

Para la condición crítica de una fuerza sinusoidal se tiene la ecuación:

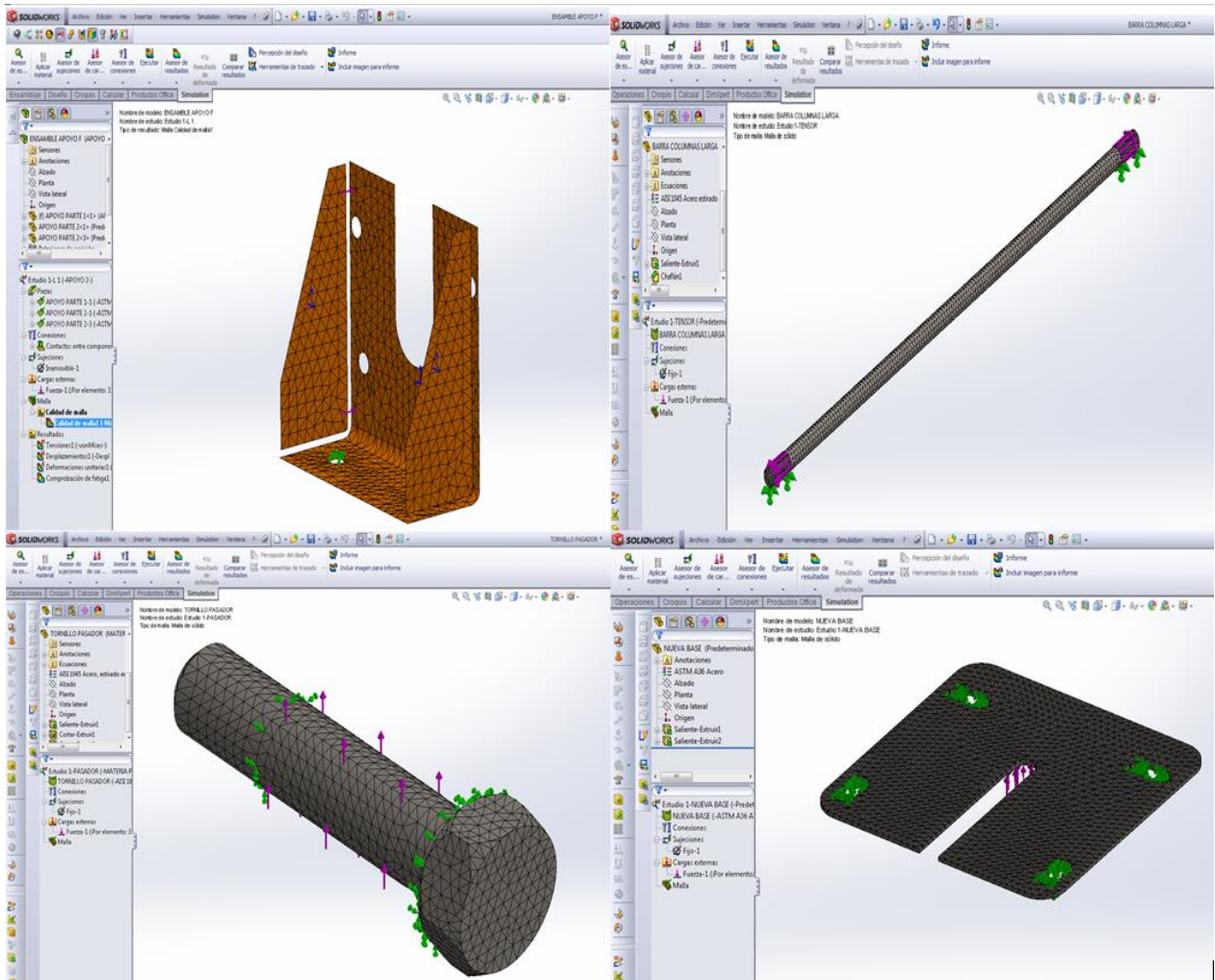
$$F = F_i * \text{seno}(2 * \pi * f * t) \quad (5.5)$$

Trabajando a una frecuencia de 1Hz y reemplazando este valor y el de la fuerza inercial en la ecuación de carga sinusoidal para analizar el comportamiento de las piezas.

$$F = 30.99 * \text{seno}(2 * \pi * t) \quad (5.6)$$

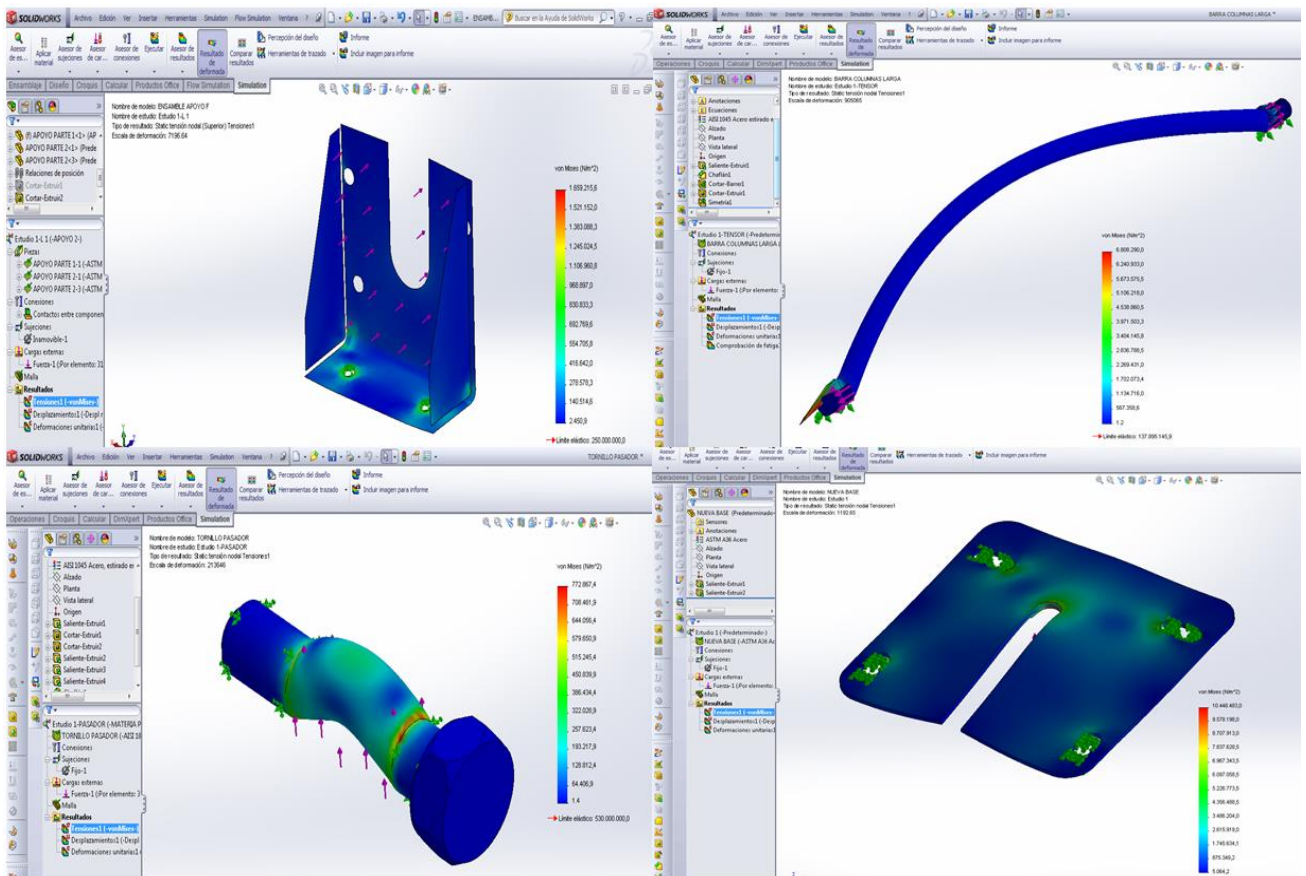
Se Define el mallado que se requiere para realizar el posterior análisis bajo el método de elementos finitos Figura 45.

Figura 45. Análisis de los elementos críticos por el método de elementos finitos



Ahora se insertar la carga en solidworks para verificar el comportamiento de cada elemento susceptible a falla. Para hacer el análisis en solidworks, primero se realiza un análisis estático con la fuerza de la ecuación (5.6). Los resultados son los que vemos en la Figura 46.

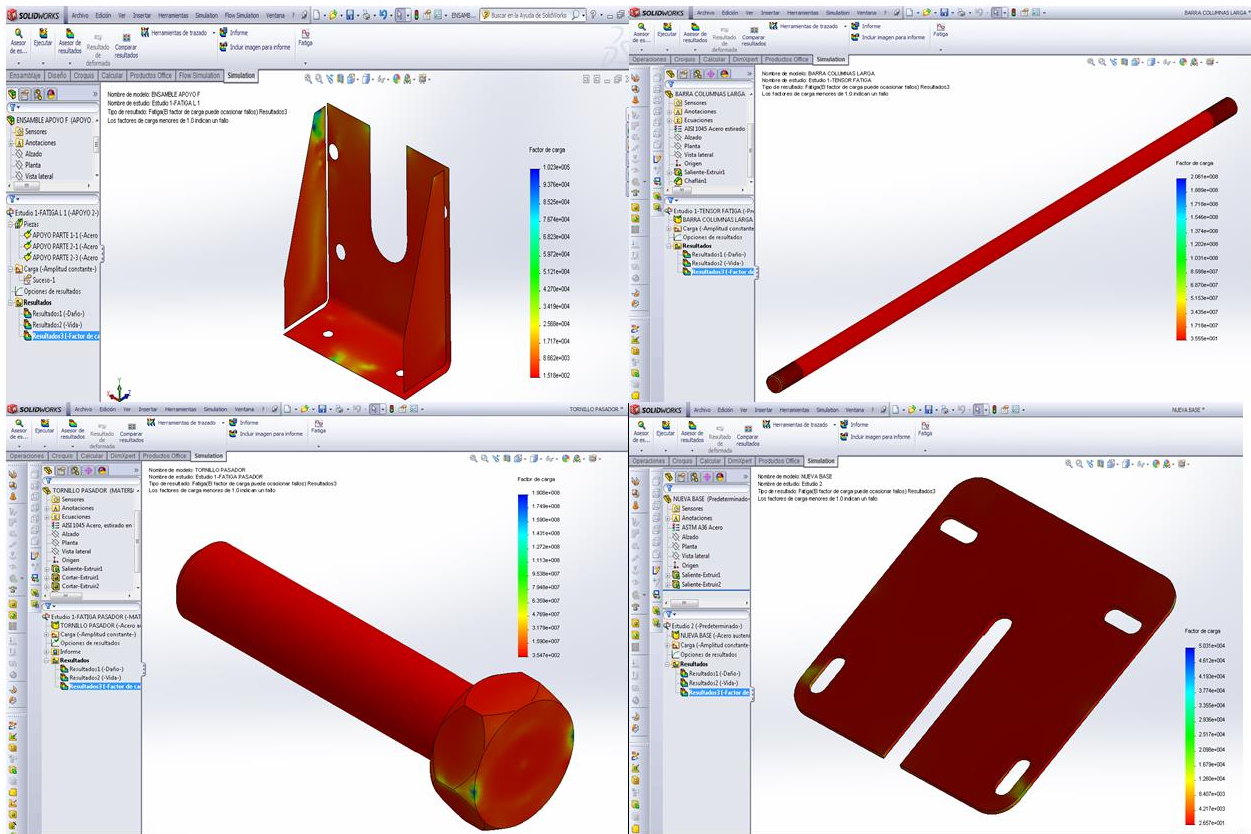
Figura 46. Análisis estático de los elementos críticos.



Como se puede apreciar los valores de tensión en cada una de las piezas es menor que el máximo permisible, así que se calcula a través de SolidWorks el factor de carga de los elementos para comprobar si en carga por fatiga los elementos siguen siendo seguros.

Los resultados de este análisis se pueden verificar en la Figura 47.

Figura 47. Análisis de fatiga de los elementos críticos.



Este factor de carga lo que quiere decir que si en algún punto del elemento el valor es de uno, entonces es susceptible a falla. Para este caso ninguno de los elementos presenta valores por debajo o igual a uno.

El menor valor es de 2.7 lo que indica que se cuenta con un diseño seguro y se puede proceder a la construcción del modelo.

4.2.2. Sistema Hidráulico.

Banco para Caracterización Dinámica de Amortiguadores Shibumi para Vehículos, será acoplado para que la potencia hidráulica sea suministrada por una fuente externa: *la unidad de potencia hidráulica compacta de laboratorio MTS SYSTEM CORPORATION*, Figura 48. La unidad se encuentra en el laboratorio de Investigación de Estructuras adscrito a la escuela de Ingeniería Civil y cuenta con un motor eléctrico de 25 hp a 1750 rpm, y una bomba de caudal variable alcanza a una presión de hasta 3000 psi, además cuenta con el depósito y la respectiva válvula de cheque. Otras características aparte de las mencionadas se pueden apreciar en la Tabla 8.

Figura 48. Unidad de potencia hidráulica MTS SYSTEM CORPORATION.



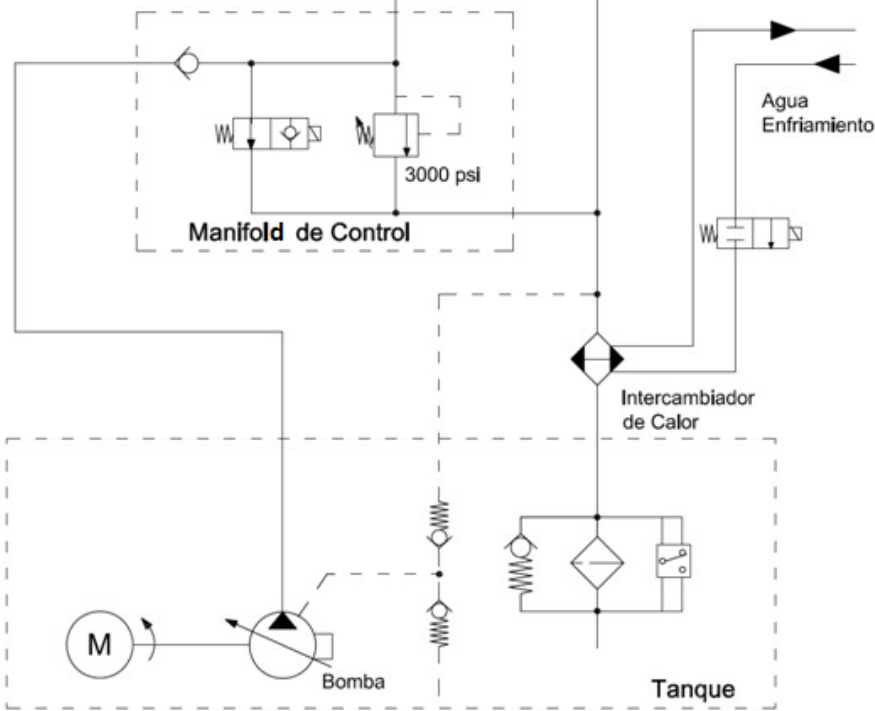
Tabla 8. Características generales de la unidad de potencia hidráulica.

CARACTERÍSTICAS GENERALES UPH	
Temperatura de Operación	5-40°C (41-104°F)
Fluido Hidráulico	Shell Tellus 46 AW

CARACTERÍSTICAS GENERALES UPH	
Filtro	3 micrones
Capacidad del Tanque	174 L (46 Gal)
Voltaje Potencia	220 V AC 50/50 Hz
Voltaje Control	24 V DC
Máxima Presión	21 Mpa (3000 psi)
Máximo Flujo Bomba	41,6 L/m (11 gpm)
Potencia Motor	18,6 Kw (25 hp)
Acumulador externo unidad	1 Galón (tipo vejiga)

El sistema cuenta con una electroválvula para distribuir el fluido y además puede ajustar los niveles de alta y baja presión, Figura 49.

Figura 49. Diagrama hidráulico de la unidad de potencia a utilizar.



5. INSTRUMENTOS DE MONITOREO y ADQUISICION DE DATOS.

Para la realización de las pruebas y operación del banco, se hace necesario diseñar un sistema de adquisición de datos. Para lo cual, a continuación se describen los instrumentos encargados de realizar esta función.

5.1. DAQ NATIONAL INSTRUMENTS USB – 6216

Para el sistema de adquisición de datos, que consiste en tomar un conjunto de señales físicas, convertirlas en tensiones eléctricas y digitalizarlas de manera que se puedan procesar en una computadora, se utiliza la tarjeta de adquisición de datos DAQ National Instruments usb – 6216, Figura 50.

Figura 50. Tarjeta de adquisición de datos NI 6216



Fuente. National Instruments Data Sheets 6209

Esta tarjeta de adquisición de datos (DAQ) multifunción de la Serie M energizado por bus (USB). Tiene 16 entradas analógicas a 16 bits, velocidad de muestreo de hasta 400 kS/s, dos salidas analógicas, 32 líneas de E/S digital, cuatro rangos de entrada programable (± 0.2 V a ± 10 V) por canal, disparo digital y dos

contadores/temporizadores. Está diseñada específicamente para aplicaciones móviles o con restricciones de espacio y también cuenta con la tecnología NI Signal Streaming la cual permite transferencia de datos bidireccional a alta velocidad.

5.2. TARJETA (DRIVER) DE POTENCIA

La tarjeta de potencia es la encargada de enviar la señal de control que recibe el spool de la servoválvula. El elemento principal de esta tarjeta es el Integrado amplificador operacional AD 843. También la conforman transistores y otros componentes integrados en un solo circuito.

Recibe la señal de posicionamiento enviada por la tarjeta National Instruments y es la encargada de enviar la señal a los solenoides del motor par de la servoválvula logrando que el solenoide de la misma se posicione con precisión. La tarjeta se conecta a una fuente de alimentación de + o – 15V. Ya que se encuentra dentro del rango de alimentación del integrado. En la Tabla 9, se encuentra las características más importantes del integrado.

Tabla 9. Características de rendimiento del Integrado AD 843.

CARACTERÍSTICAS GENERALES	
RENDIMIENTO CA	Unidad de ancho de banda de ganancia: 34 MHz
	Ajuste 130ápido: 135 ns a 0,01%
	Velocidad de ascenso: 250 V / ms
	Estable a las ganancias de 1 o mayor
	Ancho de Banda de energía completo: 3,9 MHz
RENDIMIENTO CC	Offset de entrada de voltaje: un máximo mV (AD843K / B}
	Corriente de entrada diagonal: 0.6 típico Na

CARACTERÍSTICAS GENERALES	
	Voltaje de entrada de ruido: 19 nV / ohz
	Ganancia de lazo abierto: 30 V / mV en una carga de 500 V
	Corriente de salida: 50 min mA
	Corriente de entrada: máximo 13 mA
APLICACIONES	Amplificadores de alta velocidad de muestra y retener
	Filtros activos de alto ancho de banda
	Integradores de alta velocidad
	El condicionamiento de señal de alta frecuencia

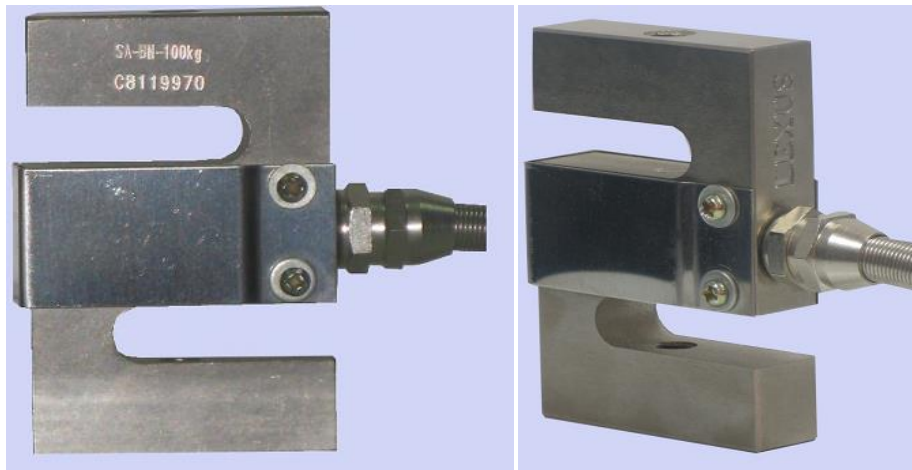
Tanto para la tarjeta de potencia como para la tarjeta de pre-amplificación se utiliza una fuente de alimentación de + o – 15 V. y 5 A. de salida de corriente directa y entrada de corriente alterna de 110 V.

5.3. CELDA DE CARGA

Una celda de carga Figura 51, es un transductor utilizado para convertir una fuerza en una señal eléctrica, basado en la deformación mecánica la cual estrangula el flujo eléctrico en una resistencia embebida en el dispositivo. La resistencia se conoce como galga, y se encuentra con otras resistencias formando un "puente de wheatstone".

Entre dos puntos opuestos del puente se aplica un voltaje DC o AC, entre 5 a 12 Voltios dependiendo de la celda de carga; la deformación mecánica de la celda generará una variación en mili-voltios proporcional al voltaje aplicado y a la carga.

Figura 51. Celda de carga



Fuente: <http://www.burster.com>

Presentan diferentes configuraciones geométricas, trabajan en rangos desde pocos gramos hasta cientos de toneladas. La precisión de cada celda varía desde las comerciales hasta las científicas.

5.3.1. Factor de conversión de la celda de Carga.

Debido a que la celda de carga está compuesta por galgas extensiométricas, el comportamiento será lineal. En tal caso, una determinada tensión de salida V supondrá una carga F .

Se colocaron diferentes pesos sobre la celda de carga obteniendo un voltaje de salida. Los datos que adquirimos se relacionan en la Tabla 10.

Tabla 10. Datos para determinar el factor de conversión de la celda de carga.

Carga (Kg)	Señal de Salida (V)
0	0,32
5,5	0,345
12,5	0,37
15	0,38
20,5	0,4
50	0,52

$$X_{fza} = 258,25v - 84,044$$

El factor de conversión de la celda de carga:

$$K_{fza} = 258,25 \frac{Kg}{V}$$

5.4. SENSOR DE POSICIÓN LVDT

Para el control de posición se utiliza un sensor análogo Temposonics LVDT serie EP2, Figura 52, determinando con exactitud la posición del actuador y enviando la señal hacia la tarjeta de adquisición de datos para llevar a cabo la corrección.

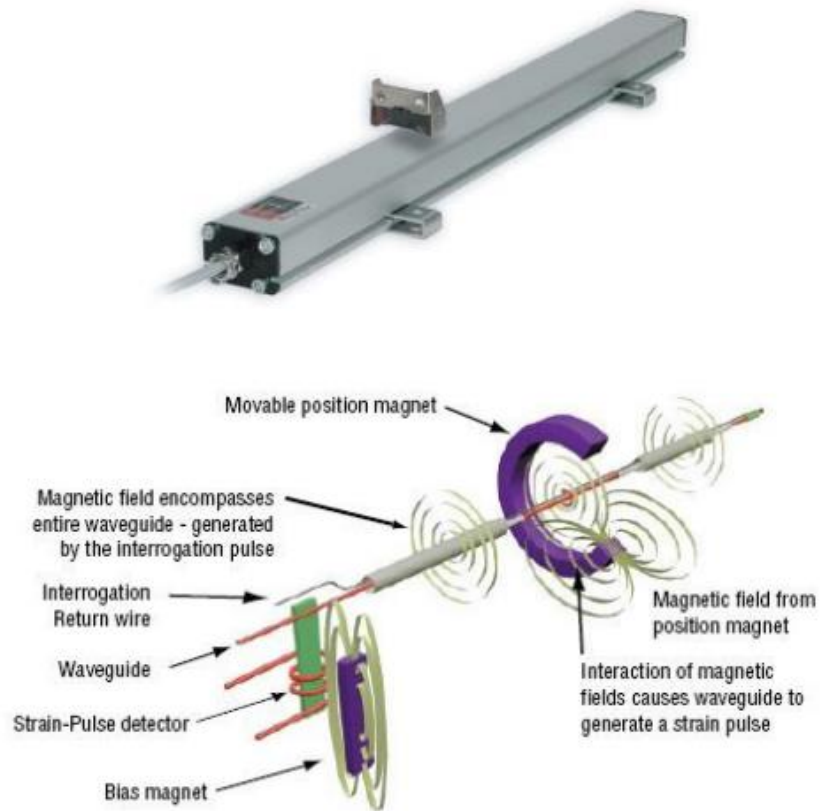
El sensor de posición consiste en un imán permanente que se desliza sobre una guía de onda, una caja de protección, combinado de detección electrónica y salida electrónica de acondicionamiento. La electrónica produce un pulso de corriente este pulso genera un campo electromagnético que interactúa con el campo generado por el imán permanente. Esta interacción de los campos produce un pulso de presión que viaja a la velocidad del sonido por la guía de onda hasta que se detecta a la cabeza del sensor. La electrónica determina la posición del imán con alta precisión el tiempo

transcurrido entre la aplicación del pulso de interrogatorio y la llegada como resultado de impulsos de tensión. Las características más relevantes se muestran en la Tabla 11.

Tabla 11. Características del sensor de posición Temposonics

CARACTERÍSTICAS
Variable de medida: Posición
Resolución: Infinita
No-linealidad: + o - 0.03% carrera completa.
Repetibilidad: + o - 0.005% carrera completa
Voltaje de salida Análoga: 0 a10 V.
Carrera de medición: 6 in.

Figura 52. Sensor de posición Temposonics LVDT.



Fuente. Temposonics serie EP2 data sheet.

5.4.1. Factor de conversión del sensor de posición

La utilización del sensor de posición requiere conocer la señal de salida en función de la posición del patín deslizante. Desde la posición inferior hasta la posición superior dentro del rango útil de medida, la tensión de salida oscila entre 0V y 10 V de forma lineal. La medición de la posición se realizará de forma incremental, es decir, para una posición conocida del amortiguador X_p se determinará la actual a partir del incremento existente en la señal de salida (V):

Según la información técnica del sensor de posición se tiene que:

Tabla 12. Datos teóricos para determinar el factor de conversión del sensor de posición.

Posición (m)	Señal de Salida (V)
0	0
0,1524 (6")	10

$$Xp = K_{LVDT} * v$$

$$Xp_{(teórico)} = 0,0152 * v$$

Tabla 13. Datos experimentales para determinar el factor de conversión del sensor de posición.

Posición (m)	Señal de Salida (V)
0,14	8,28
0,12	6,83
0,1	5,76
0,08	4,35
0,06	3,08
0,04	1,77
0,02	0,52
0,01	0
0	-0,7

De acuerdo a los datos experimentales se obtiene la siguiente correlación:

$$Xp = K_{LVDT} * v + c$$

$$Xp = 0,0156v + 0,0117$$

Al comparar el factor de conversión sensor de posición obtenido experimentalmente con el teórico, se obtiene un porcentaje de error del 2,6%, por lo cual $K_{LVDT} = 0,0156$ m/v es un valor válido.

5.5. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD PARA LA REALIZACIÓN DE LAS PRUEBAS

Consecuentemente, la obtención de la velocidad no se puede hacer de forma directa, sino que se debe hacer mediante la derivación numérica de la posición.

Para un recorrido de 0,125m a un determinado voltaje se tomaron diferentes tiempos y se determinó la velocidad, Tabla 14.

Tabla 14. Cálculo de la velocidad

Tiempo promedio (s)	Voltaje Salida (V)	Velocidad X' (m/s)
4,788	-0,5	0,0261
1,717	-1	0,0728
1,243	-1,5	0,1005
0,7386	-2	0,1692
0,551	-2,5	0,2269
0,535	-3	0,2335
0,51	-3,5	0,2451
0,447	-4	0,2796
0,394	-5	0,3167

Para la realización de las pruebas se utilizan las siguientes velocidades:

Tabla 15. Velocidades de la pruebas

Velocidad X' (m/s)	Voltaje (V)
0,05	-0,8
0,1	-1,7
0,3	-5,3
0,6	-10,6
1	-17,7

$$\dot{X}_p = -0,0556v + 0,0056$$

5.6. PROGRAMA PARA LA ADQUISICION DE DATOS

Para realizar llevar a cabo el control del servoactuador se utilizó como lenguaje de programación el software LABVIEW® este software es un instrumento que permite el control de sistemas mediante un lenguaje G o ambiente gráfico, es decir los programas no se escriben, se dibujan. El programa que se desarrolla en LABVIEW® recibe el nombre de instrumento virtual y se denomina mediante las siglas VI's.

5.6.1. Descripción del programa para adquisición de datos.

El software posee dos grandes partes y son sus dos pantallas: una muestra el panel frontal de la pantalla que interactúa con el usuario una vez se está ejecutando el programa y la otra en donde se observan los datos del mismo diagrama de bloques o el programa propiamente dicho, donde por medio de iconos se determinan las funciones del programa. En la figura 53 se muestra el diagrama de flujo para el proceso de adquisición y procesamiento de los datos.

El panel frontal debe tener la información completa para controlar con precisión el servoactuador modificando las variables que intervienen en el mismo. El panel frontal que se desarrolló consta de dos pantallas de trabajo, la primera presenta un control de lazo cerrado para determinar la respuesta en del sistema en escalón, en rampa y como es el comportamiento del servoactuador frente a una señal sinusoidal.

El diagrama de bloques Figura 54, es la otra ventana que maneja LABVIEW® en el cual por medio de iconos se da las funciones a los comandos que se deben cumplir en el desarrollo del programa.

Figura 53. Diagrama de flujo para la adquisición y procesamiento de datos

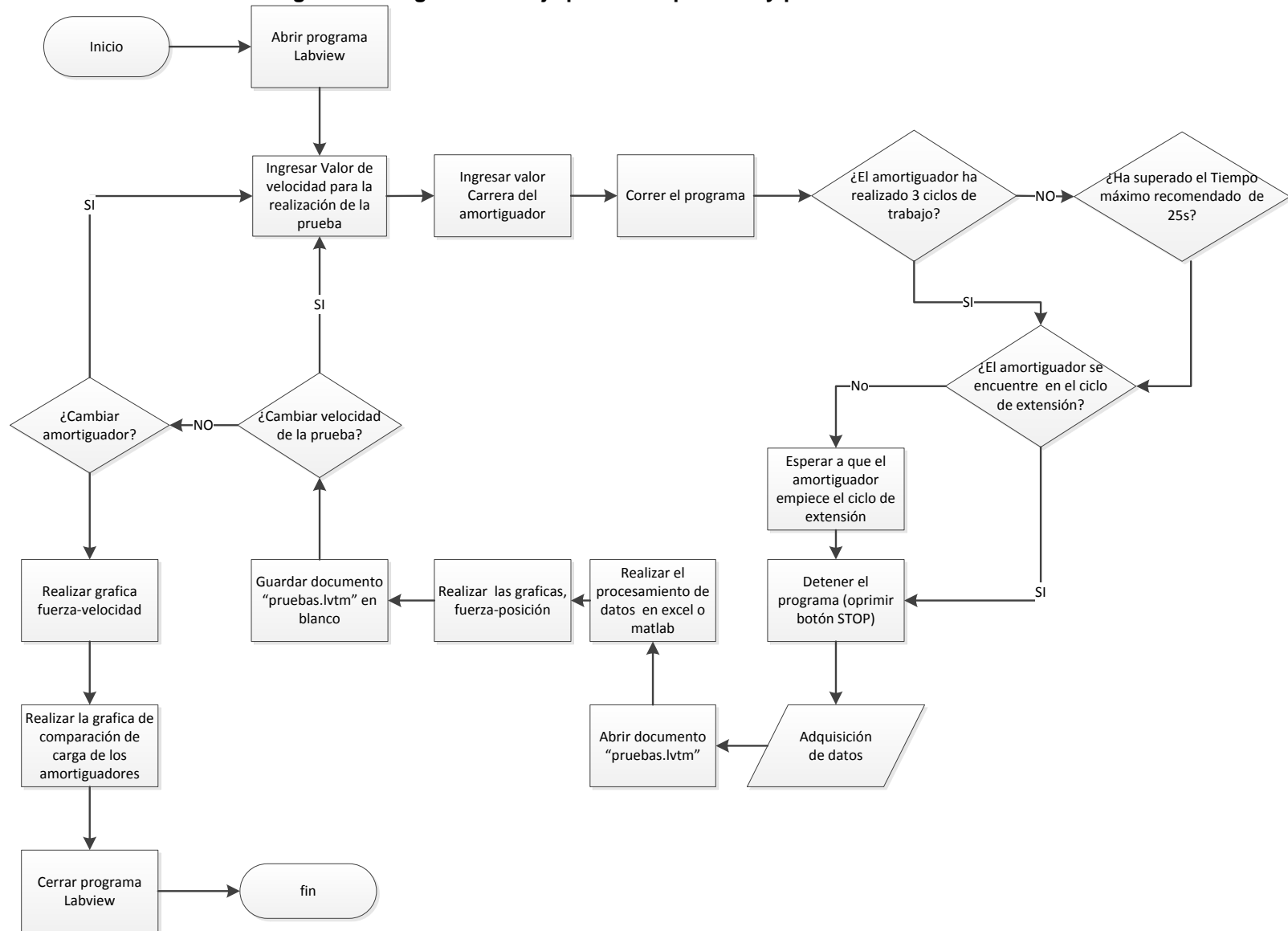
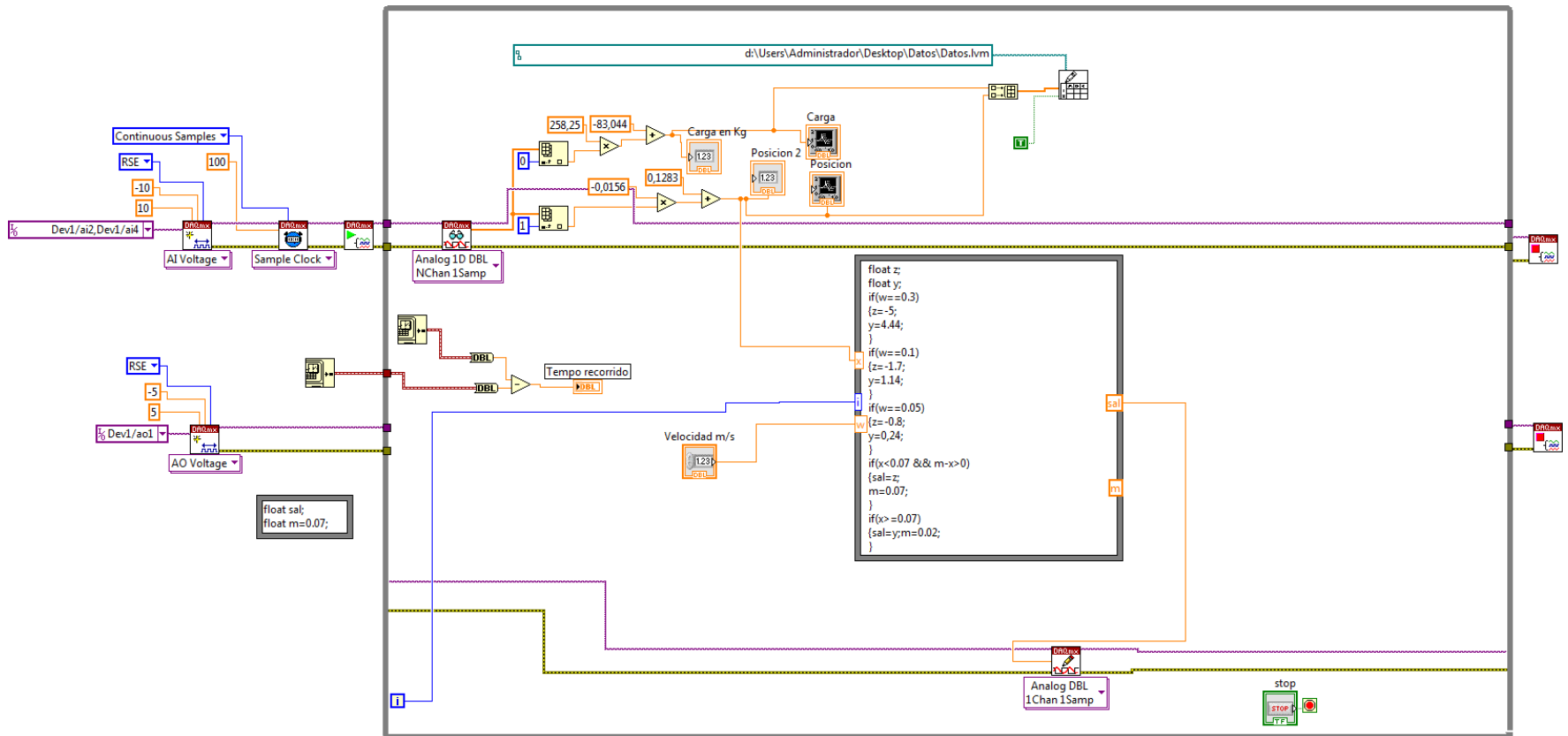


Figura 54. Diagrama de bloques



5.6.2. Adquisición de datos con la máquina de ensayo.

El primer paso a realizar consiste en conectar el sistema de adquisición, el cual dispone de las fuentes de alimentación necesarias para los transductores de fuerza y de posición. Posteriormente se debe ejecutar el programa de control del sistema de adquisición. Una vez se ha ejecutado, envía la señal pertinente al sistema de adquisición y éste empieza la adquisición de datos. A partir de este momento y hasta que el usuario lo informa, el sistema de adquisición lee y guarda los datos experimentales correspondientes a los valores leídos.

Como resultado de todo el proceso se obtienen un ficheros de texto, el cual presenta dos columnas, la primera guarda los valores correspondientes fuerza de amortiguamiento (Kg) y la segunda guarda los valores de a la posición del pistón de trabajo (m) función del offset del sensor Figura 55.

Figura 55. Datos obtenidos en el archivo de texto.

Fuerza de amortiguación (Kg)	Posición del pistón (m)
2,870	-0,025
0,323	-0,025
1,087	-0,025
3,039	-0,025
0,068	-0,025
3,719	-0,025
0,068	-0,025
-7,487	-0,025
-2,988	-0,025
0,408	-0,025
0,747	-0,025
3,973	-0,025
-0,356	-0,025
0,238	-0,025
0,493	-0,025
-2,224	-0,025
2,275	-0,025
-1,120	-0,025
8,303	-0,025
-1,460	-0,025
2,700	-0,025
1,936	-0,025
-1,375	-0,025
0,832	-0,025
-6,214	-0,025
-3,837	-0,025
0,238	-0,025
-1,290	-0,025
0,323	-0,025
-3,243	-0,025
6,775	-0,025
3,888	-0,025
-4,092	-0,025
0,238	-0,025
-7,997	-0,025
3,124	-0,025
-0,781	-0,025
-0,526	-0,025

6. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez se tiene el servosistema instalado, el hardware y software del sistema de adquisición de datos, y los implementos electrónicos para realizar el control y el monitoreo de variables se procede a la etapa de realización de pruebas con las cuales se busca conocer la respuesta de 3 amortiguadores de la marca Shibumi en diferentes estados bajo diferentes estímulos o señales de entrada.

El banco de pruebas únicamente dispone de un sensor de posición y una celda de carga, por lo que los únicos resultados obtenibles directamente son la posición y la fuerza. Sin embargo los ensayos se realizan a las diferentes velocidades relacionadas en la

Tabla 15, tomando los valores máximos de la fuerza de amortiguamiento a compresión y tensión. La medida del tiempo se hace de forma implícita a partir de la frecuencia de muestreo del sistema de adquisición de datos, es decir, se conoce el intervalo de tiempo transcurrido entre la lectura experimental de dos puntos consecutivos; Esto con el fin de obtener fácilmente todas las propiedades requeridas del ciclo de trabajo al que se encuentra sometido el amortiguador y poder determinar las curvas características del amortiguador.

A partir de los datos experimentales y una vez han sido tratados y filtrados (eliminación de ruidos), para cada amortiguador utilizado en los ensayos:

- Amortiguador No 1: Amortiguador Nuevo.
- Amortiguador No 2: Usado en buen estado.
- Amortiguador No 3: Amortiguador con Falla.

Debido a que en el momento de realizar las pruebas la unidad hidráulica descrita anteriormente no se encontraba disponible, las pruebas se realizaron con otra unidad cuyas características se describen a continuación.

Tabla 16. Características generales de la Unidad Hidráulica utilizada en la realización de las pruebas.

CARACTERÍSTICAS GENERALES UPH	
Temperatura de Operación	5-40°C (41-104°F)
Fluido Hidráulico	Lubrigas TP 46
Filtro	3 micrones
Capacidad del Tanque	5 Galones
Voltaje Potencia	220 V AC 50/50 Hz
Voltaje Control	24 V DC
Máxima Presión	21 Mpa (3000 psi)
Máximo Flujo Bomba	0,5 gpm
Potencia Motor	2,3 hp
Acumulador externo unidad	1 Galón (tipo vejiga)

6.1. GRAFICA FUERZA DE AMORTIGUACIÓN- POSICIÓN

Por la posición de la celda de carga en el banco de pruebas los datos registrados como valores positivos, hacen parte del ciclo de compresión del amortiguador y los negativos del ciclo de extensión. Para la realización de las gráficas solo se tuvo en cuenta un ciclo de trabajo del amortiguador (compresión – extensión).

Relacionando la fuerza de amortiguamiento con la posición del pistón a diferentes velocidades: 0,05 m/s, 0,1 m/s, 0,3 m/s; se obtiene las siguientes curvas:

6.1.1. Amortiguador Nuevo:

Figura 56. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,05 m/s

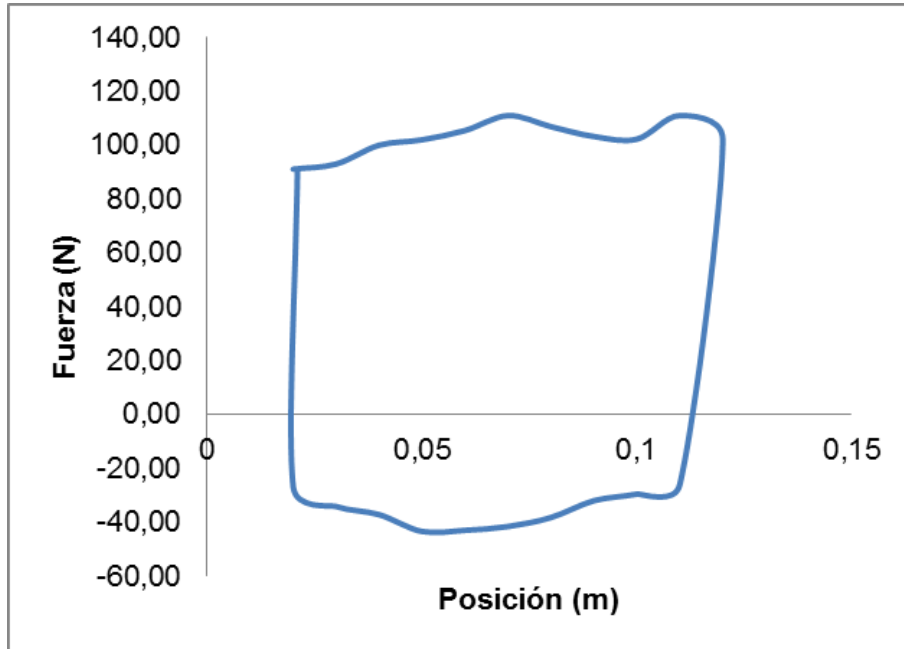


Figura 57. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,1 m/s

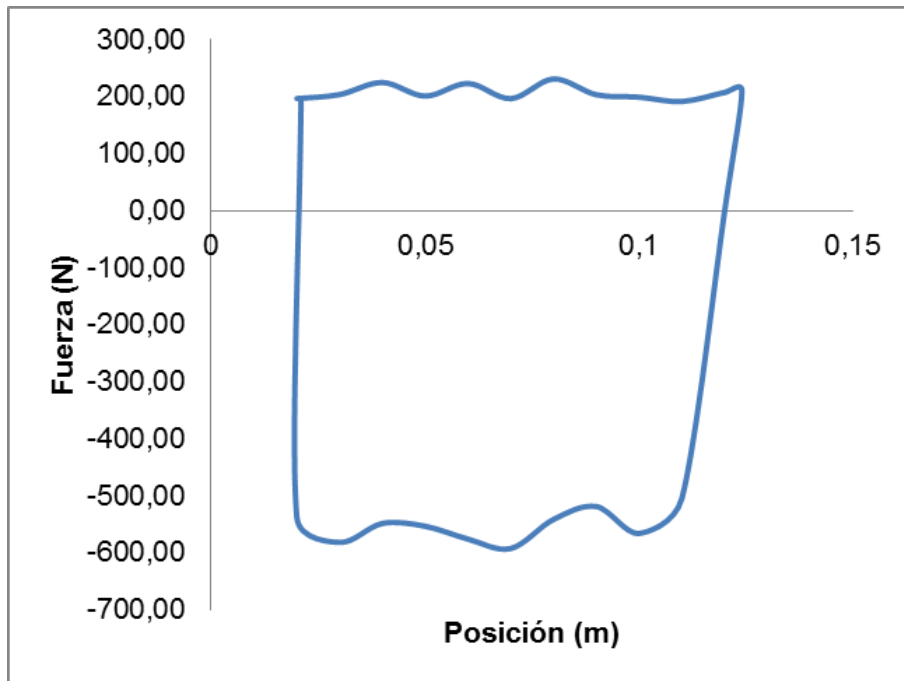
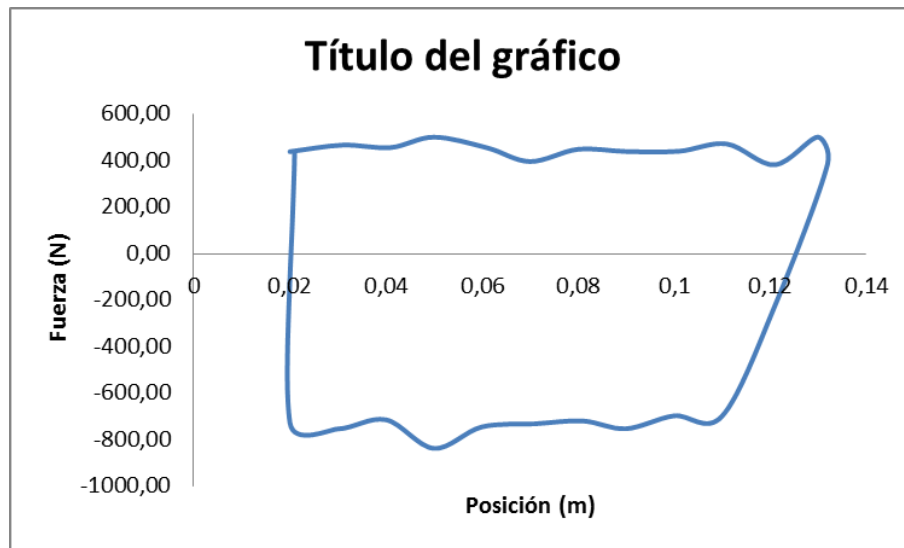


Figura 58. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,3 m/s



6.1.2. Amortiguador Usado:

Figura 59. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,05 m/s

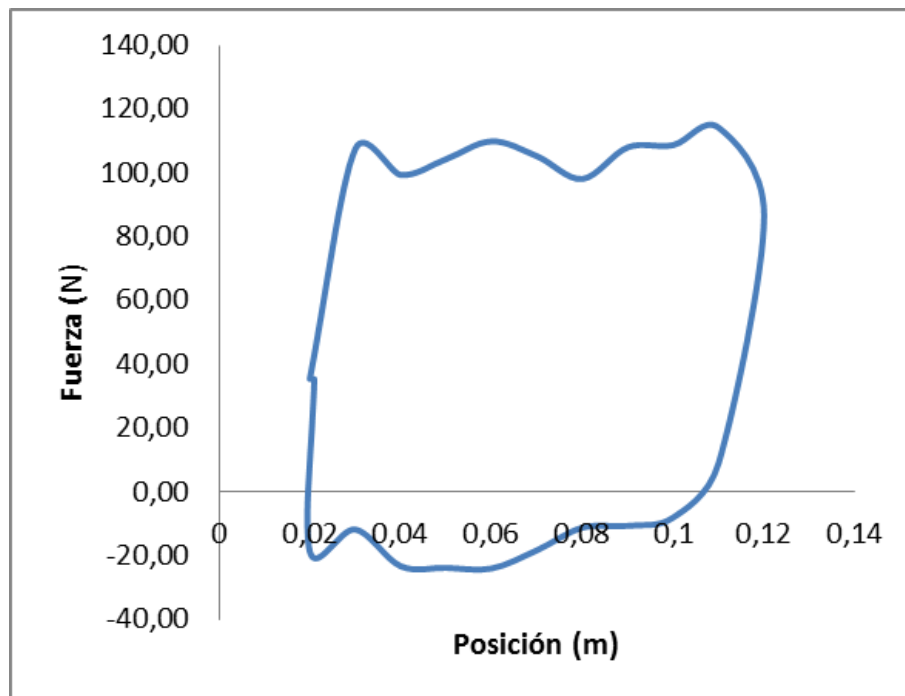


Figura 60. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,1 m/s

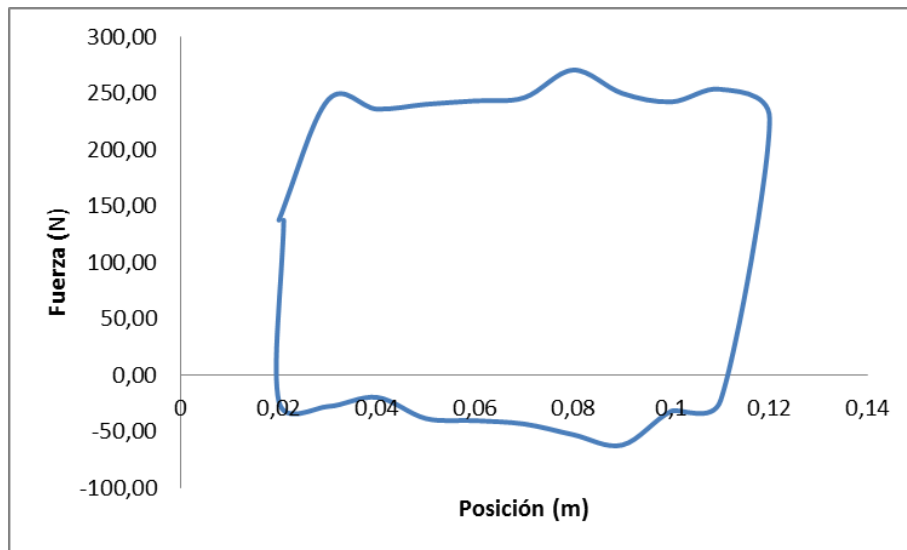
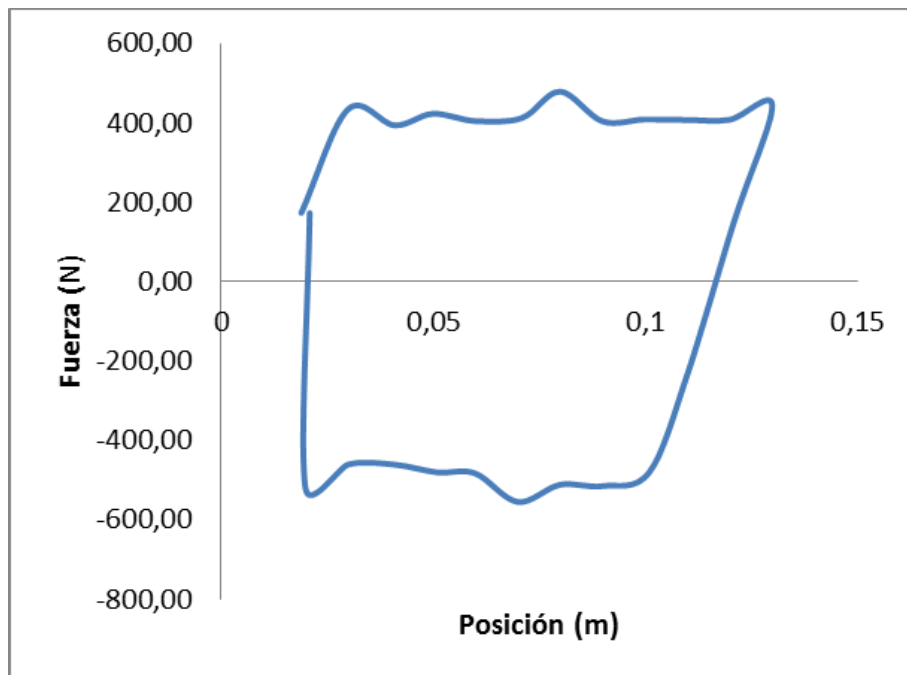


Figura 61. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,3 m/s



6.1.3. Amortiguador con Falla:

Figura 62. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,05 m/s

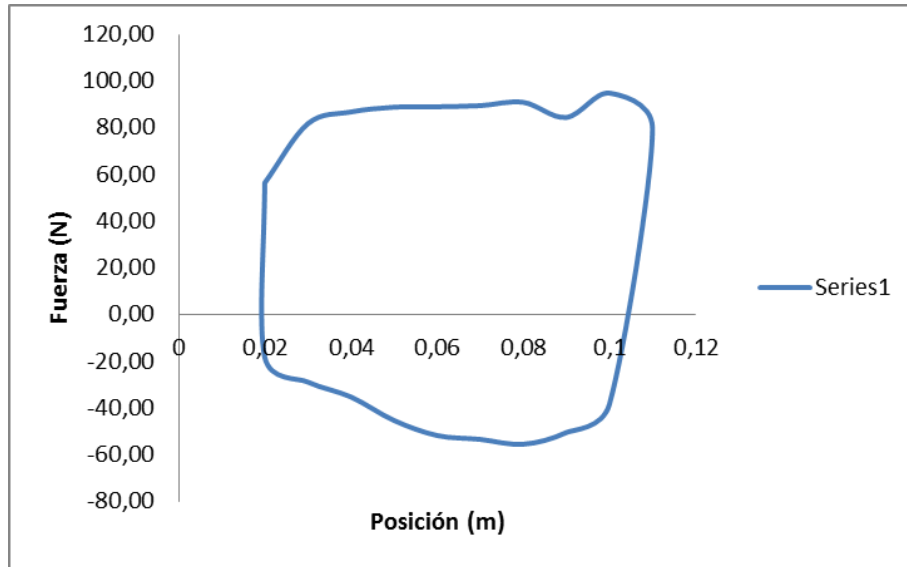


Figura 63. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,1 m/s

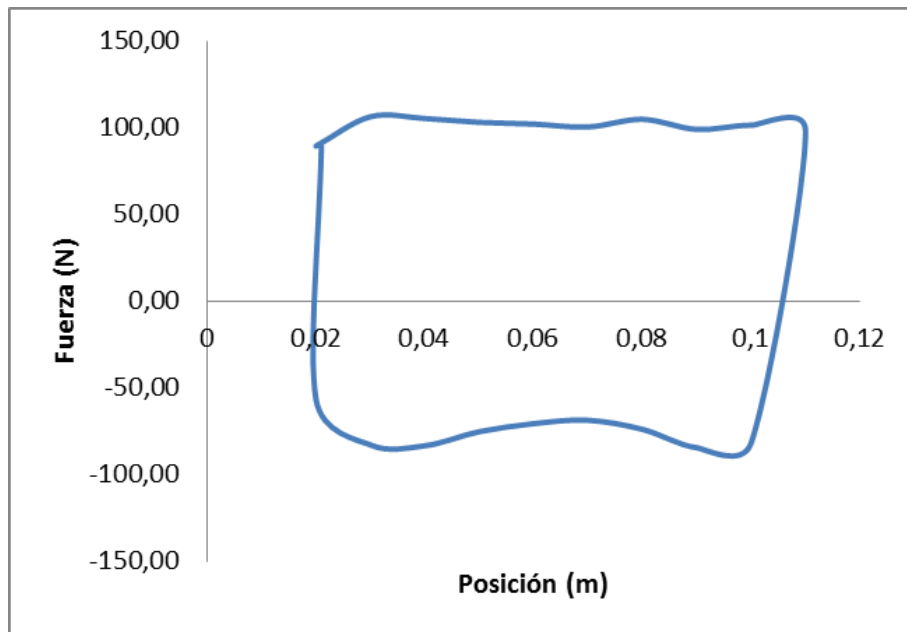
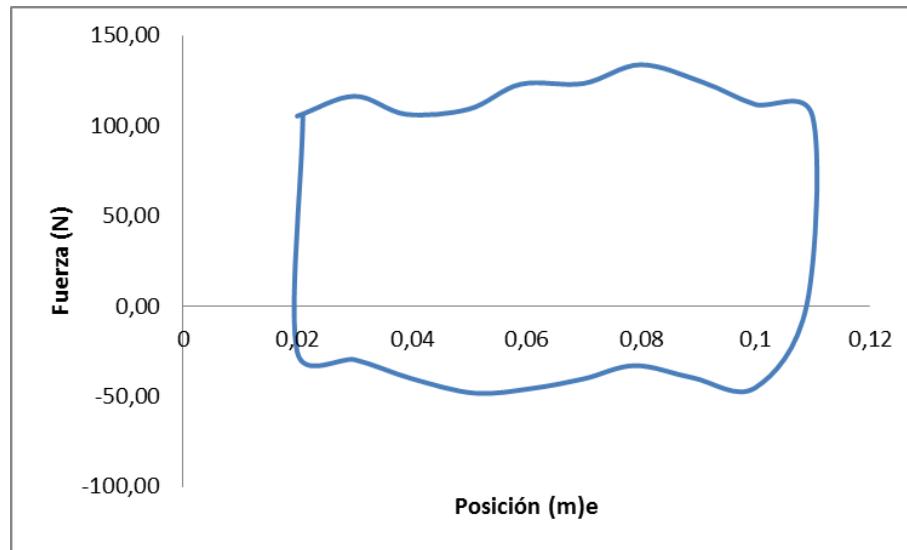


Figura 64. Grafico Fuerza- Posición a velocidad de 0,3 m/s



Aunque la fuerza que ocasiona el cambio de volumen del gas provoca histéresis en todo el ciclo, no es capaz de explicar, por sí sola, la diferencia tan marcada que se aprecia en las zonas de velocidad baja (final de los ciclos compresión/ extensión). Esta diferencia es debida, a juicio del autor, a la inercia de los gases en su respectiva cámara y a la existencia del movimiento relativo con contacto entre diferentes partes del amortiguador por lo cual aparecen fuerzas de fricción que también influyen en la fuerza de amortiguamiento este efecto de la fricción aumenta con la disminución de la velocidad.

Según los datos adquiridos en las pruebas se pueden notar las diferencias en el comportamiento del amortiguador al aumentar la velocidad de excitación del pistón aumentando la fuerza absorbida en los amortiguadores nuevo y usado tanto en extensión como en compresión, mientras que en el que presenta falla esta fuerza se mantiene en los mismos rangos debido a que en este estado no hay resistencia al impacto.

6.2. RELACIÓN FUERZA DE AMORTIGUACIÓN- VELOCIDAD

En el ciclo de extensión, la velocidad máxima a que se someterá el amortiguador aparecerá cuando la rueda pierda el contacto con el suelo y se produzca la caída libre del vehículo (o parte de él), siendo el muelle el único responsable de separar la masa suspendida de la no suspendida mientras que en compresión son elementos externos a través del neumático los responsables de comprimirlo.

En las siguientes figuras veremos la fuerza de amortiguación frente a las características de velocidad.

Figura 65. Grafico velocidad-fuerza amortiguador nuevo

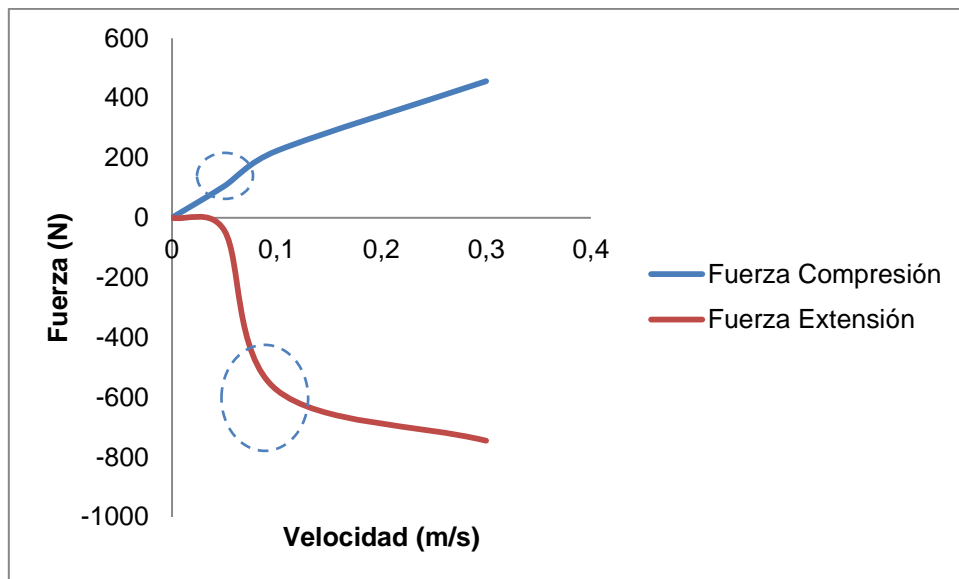
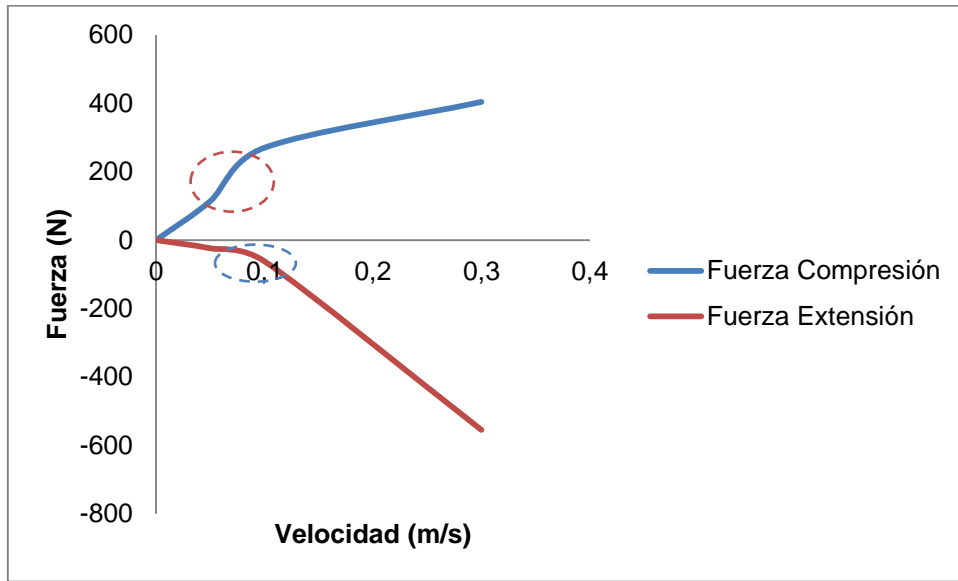
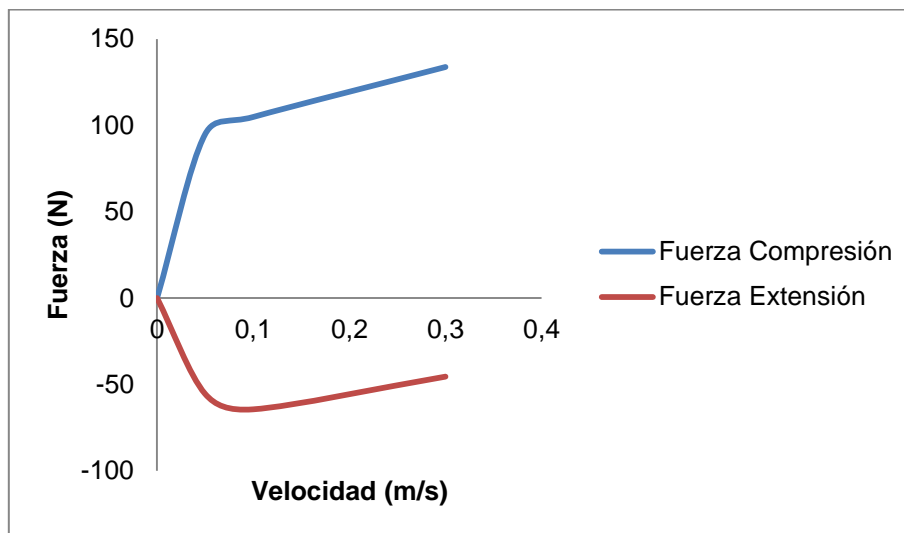


Figura 66. Grafico velocidad-fuerza amortiguador usado



Los parámetros relativos a las restricciones entre el pistón - el cuerpo del amortiguador y del agujero del vástago producen mayores fuerzas restrictivas según se aumenta la velocidad. Estos dos parámetros son los responsables de los cambios de pendiente observados en las gráficas fuerza- velocidad Figura 65 y Figura 66.

Figura 67. Grafico velocidad-fuerza amortiguador con falla



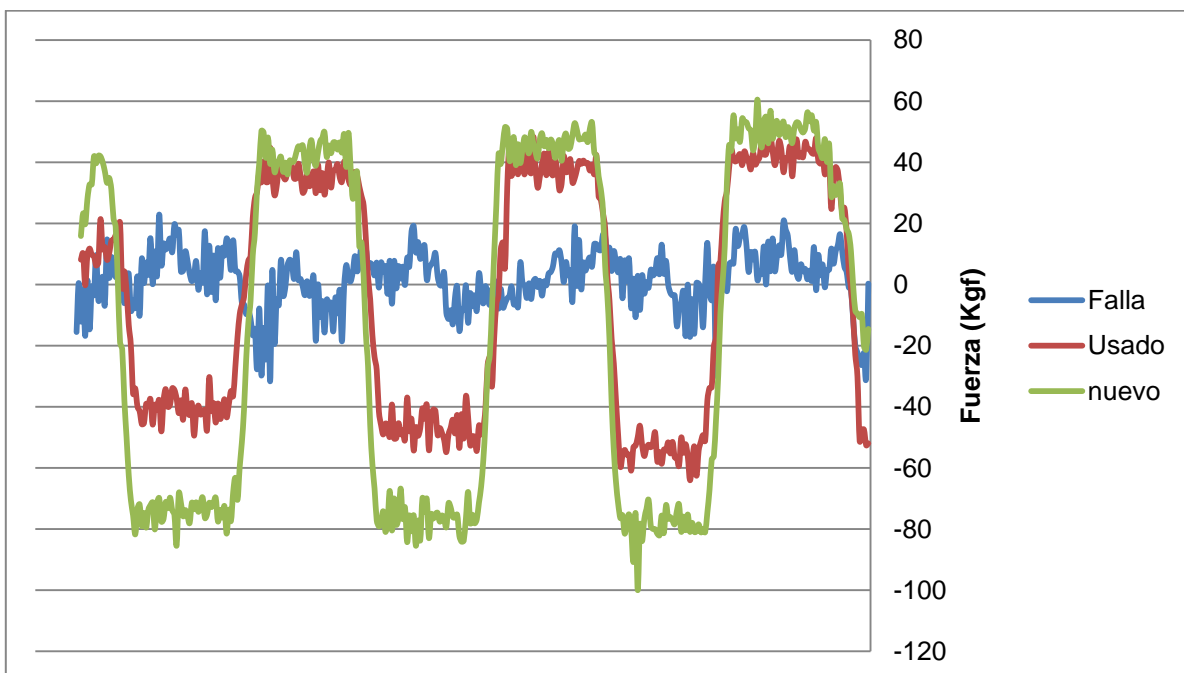
En la Figura 67, se puede ver que en el amortiguador con falla se presenta poca variación en la fuerza de amortiguamiento a pesar del cambio de velocidad; por lo que se produce un efecto de golpe al ser usado en el vehículo.

Se muestra la comparación de los datos obtenidos por los tres amortiguadores, demostrando la validez del modelo desarrollado para caracterizar el comportamiento del amortiguador en los rangos de velocidades señalados.

6.3. ESTADO DE LOS AMORTIGUADORES

En la Figura 68, muestra la fuerza registrada por la celda de carga a una velocidad de 0,03 m/s comparando el comportamiento de los 3 amortiguadores en varios ciclos de trabajo; destacando que la fuerza del amortiguador que presenta falla es aproximadamente un 50% menor en relación con la que presentan los otros amortiguadores.

Figura 68. Comportamiento de la fuerza de los amortiguadores a una velocidad de 0,3 m/s



Ante estos resultados y para este proyecto se considera que el amortiguador se encuentra en buen estado si este porcentaje se encuentra en el rango del 50 al 100% en comparación con los datos obtenidos en un amortiguador nuevo , si las mediciones indican que la fuerza es menor a este rango el amortiguador está en mal estado.

7. PROTOCOLO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

7.1. Antes de operar el sistema:

- 1) Verificar que las bases y soportes en L del sistema, las barras tensoras, el actuador y sensor de posición estén completamente ajustados para evitar contratiempos durante la operación del sistema.
- 2) Comprobar las conexiones de las mangueras para asegurar que sean correctas.
- 3) Revisar que se cuente con las suficientes conexiones eléctricas para los elementos de la medición y toma de datos necesario: Unidad hidráulica, fuente eléctrica del amplificador, conexión de la fuente para la servoválvula y PC.

Figura 69. Ajuste Inferior del amortiguador



- 4) Asegurar el amortiguador a la barra de conexión Figura 69 y en la parte superior apriete con tornillos la base con la barra del amortiguador hasta quedar ajustado, **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

Figura 70. Ajuste superior del amortiguador



- 5) Poner a recircular el aceite del sistema camino a los filtros con el fin de evitar que partículas pasen con el aceite hacia el actuador o servo válvula y se propicie algún daño. En caso de usar el sistema con el recuperador de aceite, accione la electroválvula para poner a recircular el aceite.

7.2. Durante la operación del sistema:

- 1) Comenzando, revisar que la tarjeta de adquisición de datos, la caja amplificadora y el pc este correctamente conectados.

- 2) Corra el programa en LabView y verificar que no marque algún error.
- 3) Hacer un primer test y cerciórese que el programa está adquiriendo los datos.
- 4) Permitir que el sistema tome la presión necesaria para hacer los ensayos. Por experiencia adquirida con una presión de 500 psi se pueden realizar de 3 a 5 ciclos en una solo prueba.
- 5) Ingresar los valores de velocidad con los cuales desea hacer la prueba en la interfaz de LabView y proceder a realizar los ensayos.
- 6) Tomar los datos adquiridos y cópielos en una hoja de datos con el fin de poder graficarlos cuando sea necesario.
- 7) Una vez terminado de probar cada uno de los amortiguadores, poner a recircular el aceite camino a los filtros para evitar impurezas.
- 8) Soltar los tornillos de sujeción y cambiar el amortiguador.
- 9) Repetir los pasos mencionados en el numeral 6.3.1 “Antes de operar el sistema” necesarios para el montaje del siguiente amortiguador a probar.

7.3. Posterior a la operación del sistema:

- 1) Suelte el último amortiguador puesto para el ensayo.
- 2) Asegúrese de guardar los datos adquiridos para evitar la pérdida de los mismos.
- 3) Cierre la interfaz de LabView.
- 4) Apague el sistema hidráulico.
- 5) Desconecte todos los elementos eléctricos.

8. CONCLUSIONES

El diseño y construcción del banco para la Caracterización Dinámica de Amortiguadores Shibumi para Vehículos, Se realizó siguiendo las instrucciones de la Norma Técnica Colombiana NTC 1711: Automotores, Amortiguadores Hidráulicos Telescópicos. Para realizar las respectivas pruebas que permitan obtener las características de la fuerza de amortiguación.

El sistema de captura y procesamiento de datos con el software Labview, permite la elaboración de las gráficas de Fuerza Vs Desplazamiento y Fuerza Vs Velocidad para caracterizar el comportamiento del amortiguador y verificar el estado en que se encuentra.

Se desarrollaron los ensayos correspondientes para realizar la caracterización del amortiguador, bajo la guía NTC 1711, evaluando 3 amortiguadores de la marca Shibumi en diferentes estados (Amortiguador nuevo, de uso regular en buen estado y con falla) comparando las curvas obtenidas en las pruebas para comprobar el funcionamiento del banco.

Revisando los catálogos de selección de amortiguadores no manifiesta la fuerza máxima que soportan, simplemente constan el modelo del vehículo, el año, el número de serie y la procedencia por lo cual se considera para el desarrollo de este proyecto que un amortiguador está en buen estado si este porcentaje se encuentra en el rango del 60 al 100%, comparado con los datos obtenidos para el amortiguador nuevo o en buen estado.

La extracción de los parámetros iniciales del amortiguador se realiza de forma simple mediante los datos obtenidos de las medidas experimentales en el banco de ensayo,

consiguiendo desarrollar un modelo sencillo, fácil de implementar, en cuanto al uso de expresiones matemáticas se refiere, sin necesidad de recurrir a ecuaciones diferenciales que complicarían notablemente el proceso de cálculo.

9. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.

En la realización del plan de trabajo de grado, se planteó la realización de las pruebas con una unidad de potencia hidráulica con unas características diferentes Tabla 8, sin embargo el banco ubicado en el laboratorio de estructuras de la escuela de Ingeniería Civil no se encontraba disponible. Ante esta situación, se acondicionó otra unidad que permitiera poner en operación nuestro proyecto, pero con la cual no se pudo realizar las pruebas correspondientes a las velocidades de 0,6 m/s y 1 m/s, debido a que para ello se requería un voltaje mayor al de la tarjeta de adquisición de datos (10V) o en su defecto contar con una bomba de mayor capacidad.

La NTC 1711 presenta diferentes Métodos de ensayos para comprobar otras Propiedades del amortiguador hidráulico telescópico, aunque en este proyecto solo se enfocó a la realización de las pruebas concernientes a las características de la fuerza de amortiguación, el banco permite la realización de otras ensayos como : ensayo de las características de la temperatura, ensayo del ruido en funcionamiento, ensayo de aceleración del vástago del pistón: teniendo en cuenta que para cada uno de estos las condiciones del ensayos (requisitos para realizar las pruebas) son diferentes.

Aun cuando el programa permite tomar datos para varios ciclos del amortiguador La realización de las gráficas fuerza- posición corresponden a un ciclo de trabajo del amortiguador (compresión y extensión), partiendo desde una posición del pistón de 2cm hasta 12 cm.

Al dar inicio a las pruebas, el amortiguador instalado en el banco debe someterse a varios ciclos de trabajo; luego abrir el documento de texto y eliminar los datos guardados en este proceso para evitar posibles errores en la toma de datos para la

realización de la curvas. El programa para para la adquisición de datos siempre debe pararse cuando el amortiguador se encuentre en el ciclo de extensión.

BIBLIOGRAFÍA.

ALBERDI URBIETA, Juan. Manuales de automoción. Amortiguadores y suspensión. Campus tecnológico de la Universidad de Navarra (TECNUN).

ALONSO BÁEZ, Marcos. Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo.

ARBELAEZ TORO, J. J. MARIN QUINTER, J. P. CALLE TRUJILLO Gabriel. Modelado, diseño y construcción de un banco de pruebas para el análisis de la adhesión en la evaluación en suspensiones de vehículos livianos bajo la norma EUROPEAN SHOCK ABSORBER MANUFACTURERS ASSOCIATION (EUSAMA). 8vo Congreso Iberoamericano de ingeniería mecánica.

ARMAS, Álvaro Fabián. MURILLO, Guillermo Mauricio. Diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores. Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero automotriz. Escuela Politécnica del Ejército.

BALLEN ,Javier Alexander y VELASCO Hugo. Sistema de adquisición de datos a través del puerto paralelo y plataforma Labview. Laboratorio de Instrumentación Virtual LIV. Facultad de Electrónica, Universidad Distrital Francisco José deCaldas, Bogotá Colombia.

BORRAS, Carlos; Tesis de maestría: Pattern Recognition in hydraulic backlash using Neural Network Thesis (Master of Science). University of Oklahoma, Norman, Aerospace and Mechanical Engineering Department. USA, 2001.

CHAVARRO, Johan y MARIÑO Carlos. Modelado y caracterización dinámica de un servoactuador Hidráulico. Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Fisicomecánicas, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga Colombia.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education. 2006.

NATIONAL INSTRUMENTS, Manual de usuario NI USB 6216, 2009.

NORMA TÉCNICA COLOMBIANA NTC 1711: Automotores. Amortiguadores Hidráulicos Telescópicos

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999.

PARRA MARQUES, Juan Carlos. TORNERO MONSERRAT, Joseph. Modelo de dinámica lateral de vehículo mediante bond graph. Universidad del Bío-Bío, Concepción – Chile, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia - España. Disponible en internet: http://www.face.ubiobio.cl/~jparra/Dinamica_Vehiculo.htm.

REXROTH. Fundamentos y componentes de la oleohidráulica.

RUIZ PÉREZ, Christian-Israel Caracterización dinámica del comportamiento de un amortiguador en un banco de ensayos. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid.

VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial.

ANEXOS