

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE EXPERIMENTACIÓN PARA
SERVOSISTEMA HIDRÁULICO DE CONTROL DE POSICIÓN
(SERVOVÁLVULA MOOG 760 Y ACTUADOR)**

FREDDY ALEXANDER RUBIANO CALDERÓN

JULIÁN EDUARDO CEDIEL PINTO



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE EXPERIMENTACIÓN PARA
SERVOSISTEMA HIDRÁULICO DE CONTROL DE POSICIÓN
(SERVOVÁLVULA MOOG 760 Y ACTUADOR)**

FREDDY ALEXANDER RUBIANO CALDERÓN

JULIÁN EDUARDO CEDIEL PINTO

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

Director

CARLOS BORRÁS PINILLA

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECAÑICAS**

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

BUCARAMANGA

2011

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Ph.D Carlos Borrás director del proyecto y del Grupo de investigación DICBOT por la confianza depositada, dedicación y enseñanza.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por ser nuestros mentores en el proceso de formación como ingenieros.

Al profesor Edgar Rodríguez por su colaboración, apoyo y consejos desinteresados durante la etapa de construcción.

Al Instituto tecnológico por permitirnos trabajar y utilizar la maquinaria para la construcción del banco de experimentación.

A la escuela de Ingeniería Civil y en especial al profesor Ph.D Ricardo Cruz por su disposición y colaboración para la ejecución de pruebas de este proyecto.

DEDICATORIA

*A mi madre por su esfuerzo, sacrificio, fuerza en
momentos duros, Apoyo y consejos
que nos hicieron salir adelante.*

*A mi padre por su colaboración, compañía
a lo largo de mi vida*

*A milena quien estuvo a mi lado en los momentos difíciles y
Ayudándome a continuar.*

Julián Eduardo Cediél Pinto.

DEDICATORIA

Dedicado en primer lugar a Dios por ser mi guía. En segundo lugar a cada uno de los que son parte de mi familia; a mi PADRE Constantino Rubiano (q.e.p.d), por su ejemplo de vida.

A mi MADRE Arminda Calderón de Rubiano, por su tenacidad y lucha insaciable por brindarme bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. A mis hermanos Luis Carlos, Nixon, Emilcen, Zolanyi (q.e.p.d) y Magali (q.e.p.d) ; por siempre haberme dado su fuerza, apoyo incondicional e iluminación que me han ayudado y llevado hasta donde estoy ahora. Por último a Etna Marixa por su gran amor, compañía, consejos y por no dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad.

Freddy Alexander Rubiano Calderón

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	23
1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	25
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	25
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	25
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	26
1.3.1 Objetivo General.	26
1.3.2 Objetivos específicos.	27
1.4 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	27
2 SISTEMAS DE CONTROL.....	29
2.1 SISTEMA DE CONTROL.....	29
2.1.1 Variables de entrada.	30
2.1.2 Tipos de sistemas de control.....	30
2.2 SISTEMAS DE CONTROL DE POSICIÓN.....	33
2.2.1 Control de posición mediante electroválvulas.	34
2.2.2 Control de posición mediante válvulas proporcionales.....	35
2.2.3 Control de posición con válvulas proporcionales de prestaciones elevadas.	36
2.2.4 Servoválvulas.....	36
2.3 SISTEMA DE CONTROL MEDIANTE LAZO CERRADO.....	40
2.3.1 Componentes que conforman el control de posición en sistemas de lazo cerrado.....	42
3 VÁLVULAS EN SISTEMAS HIDRÁULICOS.	45
3.1 Electroválvulas distribuidoras todo o nada.....	45
3.2 Válvulas proporcionales.....	47

3.2.1	Clasificación generalizada de las válvulas proporcionales.....	48
3.3	TIPOS DE SOLENOIDES.....	55
3.3.1	Solenoides de carrera controlada.....	55
3.3.2	Solenoides de fuerza controlada.....	55
3.4	SERVOVÁLVULAS.....	55
3.4.1	Control de posición.....	57
3.4.2	Control de la velocidad.....	57
3.4.3	Control de la fuerza.....	58
3.4.4	Servoválvulas tipo lengüeta:	58
3.4.5	Servoválvulas tipo lengüeta de una etapa.....	59
3.4.6	Servoválvulas de tipo lengüeta de dos fases.	59
3.5	SERVOVÁLVULAS TIPO CORREDERA:.....	61
3.5.1	Servoválvulas tipo corredera de una sola etapa:	61
3.5.2	Servoválvulas tipo corredera de dos etapas:	62
3.6	SERVOVÁLVULAS TIPO BOQUILLA:.....	63
3.7	HISTERESIS	64
3.8	PÉRDIDA DE EFICIENCIA DE UNA SERVOVÁLVULA O VÁLVULA PROPORCIONAL.	65
3.9	GANANCIA DE PRESIÓN.....	65
3.10	CAUDAL:.....	68
4	ANÁLISIS DINÁMICO.....	70
4.1	MODELADO MATEMÁTICO DE SISTEMAS DINÁMICOS	70
4.1.1	Metodología para determinar las funciones de transferencia.....	71
4.2	ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DINÁMICOS	72

4.3	SISTEMAS MECÁNICOS	72
4.3.1	Sistemas mecánicos de Rotación	73
4.3.2	Sistemas mecánicos de translación	73
4.3.3	Sistemas de segundo orden (de un grado de libertad).....	74
4.4	CARACTERIZACION DE LA RESPUESTA AL ESCALON DE SEGUNDO ORDEN.	77
4.4.1	Tiempo de establecimiento, t_s	78
4.4.2	Tiempo de pico, t_p	78
4.4.3	Sobreoscilación, M_p	79
4.4.4	Tiempo de subida, t_r	79
4.5	ANÁLISIS DEL SERVOSISTEMA HIDRÁULICO	80
4.5.1	Análisis dinámico del actuador	82
4.5.2	Análisis dinámico de la servoválvula	84
5	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	94
5.1	REQUERIMIENTOS DEL BANCO DE EXPERIMENTACIÓN	95
5.1.1	Factores a decisivos en el diseño y construcción.....	96
5.2	ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA DE SEGUNDO ORDEN Y SERVOSISTEMA ACOPLADOS.	99
5.2.1	Alternativa 1	99
5.2.2	Alternativa 2	100
5.2.3	Selección de la alternativa y parámetros del diseño.	102
5.2.4	Análisis estructural de la propuesta seleccionada.....	106
5.3	ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA LA MESA DE TRABAJO.....	114
5.3.1	Alternativa 1.	117
5.3.2	Alternativa 2.	118

5.3.3	Análisis Modal (Frecuencia natural)	119
5.4	SISTEMA HIDRÁULICO.....	124
5.5	INSTRUMENTOS DE CONTROL Y MONITOREO.....	127
5.5.1	Hardware.....	127
5.5.2	DAQ National Instrumens usb – 6216.....	128
5.5.3	Tarjeta (Driver) de Potencia.....	129
5.5.4	Filtro Pasabajo.....	130
5.5.5	Sensor de posición LVDT.....	131
5.5.6	Fuentes de alimentación.....	132
5.6	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS..	132
6	PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	136
6.1	SINTONIZACIÓN DEL SISTEMA:.....	137
6.2	RESPUESTA A UNA ENTRADA ESCALÓN.....	141
6.3	RESPUESTA A UNA ENTRADA RAMPA.....	144
6.4	RESPUESTA A UNA ENTRADA SINUSOIDAL.....	145
6.5	RESPUESTA DEL SISTEMA EN FRECUENCIA.....	147
7	CONCLUSIONES.....	150
8	OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	152
9	BIBLIOGRAFÍA.....	154

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Esquema de un sistema de control de lazo abierto	31
Figura 2. Ejemplo de un sistema de control mediante lazo abierto.	31
Figura 3. Esquema de un sistema de control de lazo cerrado	32
Figura 4. Ejemplo de un sistema de control mediante lazo cerrado	33
Figura 5. Electroválvula todo o nada	34
Características dinámicas de la servoválvula.	36
Respuestas de una servoválvula.	36
Figura 6. Respuesta de una servoválvula ante una entrada en escalón	37
Respuesta en Frecuencia.	37
Figura 7. Respuesta en frecuencia de una servoválvula ante una entrada sinusoidal	38
Figura 8. Atenuación en función del logaritmo de la frecuencia de la señal de entrada	39
Figura 9. Servosistema hidráulico con control de posición mediante lazo cerrado	40
Figura 10. Diagrama de bloques control y monitoreo de la servoválvula	41
Figura 11. Transductor analógico	43
Figura 12. Transductor digital	43
Figura 13. Modulo amplificador	44
Figura 14. Símbolo de una electroválvula de 4 - 3	46
Figura 15. Esquema de un sistema hidráulico con control de posición	46
Figura 16. Spool de una válvula proporcional sin realimentación	49
Figura 17. Control de lazo cerrado en un circuito hidráulico	50
Figura 18. Válvula proporcional para prestaciones elevadas.	51
Válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión y temperatura.	52
Válvulas proporcionales de control de presión.	53
Válvula de alivio proporcional:	53
Válvula reductora de presión proporcional:	53

Figura 19. Válvula reductora de presión proporcional	54
Figura 20. Servocontrol en reposo	57
Figura 21. Servocontrol activado	57
Figura 22. Dispositivo de lengüetas en servoválvulas	59
Figura 23. Servoválvula tipo lengüeta de una sola etapa.	60
Figura 24. Servoválvula tipo lengüeta de dos etapas	61
Figura 25. Servoválvula tipo corredera de una etapa	62
Figura 26. Servoválvula tipo corredera de dos etapas.	63
Figura 27. Servoválvulas tipo boquillas	64
Figura 28. Ganancia de presión de una servoválvula	66
Figura 29. Curvas de operación de flujo en servoválvulas	67
Figura 30. Sistema mecánico de traslación	73
Figura 31. Resorte con constante K y ante una fuerza F presenta X elongación.	74
Figura 32. Amortiguador con constante de amortiguación b .	74
Figura 33. Sistema de segundo orden masa resorte amortiguador	75
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre del sistema de segundo orden	75
Figura 35. Respuesta al escalón en Sistemas de segundo orden	77
Figura 36. Sistema de segundo orden acoplado para simular la carga sobre el actuador	81
Figura 37. Diagrama de un actuador lineal	82
Figura 38. Vista en corte de la servoválvula MOOG 760	84
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre del Pistón - vástago	85
Figura 40. Esquema de los puertos de una servoválvula	85
Figura 41. Subsistema del modelo matemático desarrollado en Simulink	90
Figura 42. Modelado matemático del sistema hidráulico	90
Figura 43. Respuesta del sistema.	91
Figura 44. Servoválvula MOOG 760	94
Figura 45. Actuador lineal no-diferencial PARKER serie 2H	95
Figura 46. Servosistema Hidráulico RT 710 de la G.U.N.T	97

Figura 47. Primer diseño del servoactuador y sistema de segundo orden acoplados	100
Figura 48. Segundo diseño del sistema de segundo orden y servoactuador acoplados	101
Figura 49. Perfiles en L reforzados con pie de amigo.	103
Figura 50. Pieza tensora con el resorte adaptado.	104
Figura 51. Tubo guía roscado con las tuercas exteriores	105
Figura 52. Masa del sistema de segundo orden	105
Figura 53. Piezas diseñadas en Solidworks importadas a Workbench.	108
Figura 54. Mallado de todas las piezas críticas	109
Figura 55. Apoyos de todas las piezas en Ansys – Workbench	110
Figura 56. Fuerza sinusoidal que se aplica a las piezas críticas para simular las condiciones de trabajo.	110
Figura 57. Fuerzas que intervienen en las condiciones de trabajo de las piezas.	111
Figura 58. Máxima deformación bajo carga aplicada de las piezas en un sentido de la aplicación de la fuerza	112
Figura 59. Deformación de las piezas en el otro sentido de aplicación de la fuerza	113
Figura 60. Factores de seguridad de las piezas.	114
Figura 61. Estructura del proyecto DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3. Dirigido por el Ingeniero CARLOS BORRÁS	115
Figura 62. a. Estructura del proyecto DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3. Dirigido por el Ingeniero CARLOS BORRÁS. Simulada en ANSYS.	116
Figura 63. Mesa de trabajo de 100 x 80 x 70 cm	117
Figura 64. Mesa de trabajo de 100 x 80 x 70	118

Figura 65. Configuración del análisis modal en Ansys – Workbench	119
Figura 66. a. Análisis modal de la primera alternativa en ANSYS - workbench	120
Figura 67. Resultados de los seis primeros modos de vibración de la estructura presentada en la alternativa 1	121
Figura 68. a. Análisis modal de la segunda alternativa en ANSYS - workbench	121
Figura 69. Resultados de los seis primeros modos de vibración de la estructura presentada en la alternativa 2	122
Figura 70. Análisis modal estructura de trabajo reforzada con un segundo amarre.	123
Figura 71. Resultados de los seis primeros modos de vibración de la estructura presentada en la alternativa 2 reforzada	124
Figura 72. Unidad de potencia hidráulica MTS SYSTEM CORPORATION.	125
Figura 73. Diagrama hidráulico de la unidad de potencia a utilizar.	125
Figura 74. Esquema del circuito hidráulico de la unidad de potencia junto con el servo actuador	126
Figura 75. Tarjeta de adquisición de datos NI 6209	128
Figura 76. Terminales de conexión de la tarjeta de adquisición de datos NI 6216	129
Figura 77. Esquema del filtro pasabajo de 200 Hz	130
Figura 78. Fotografía del sensor de posición Temposonics LVDT.	131
Figura 79. Página uno del panel frontal para control en lazo cerrado	134
Figura 80. Página dos del panel frontal para control en lazo abierto	134
Figura 81. Imágenes de la programación mediante el diagrama de bloques desarrollada en LABVIEW	135
Figura 82. Esquema del servosistema, sistema de control y adquisición de datos.	136
Figura 83. Reglas de Ziegler – Nichols	138
Figura 84. Respuesta al escalón (curva de reacción) en lazo abierto de la planta	140

Figura 85. Respuesta de un sistema de segundo orden ante una señal en escalón	142
Figura 86. Respuesta del sistema ante una entrada en escalón.	143
Figura 87. Respuesta del sistema ante una entrada en escalón detalles	143
Figura 88. Función de transferencia en MATLAB	144
Figura 89. Respuesta del servosistema frente a una señal rampa.	145
Figura 90. Respuesta del sistema frente a una señal sinusoidal	146
Figura 91. Respuesta del sistema frente a una señal sinusoidal con baja amplitud y alta frecuencia	146
Figura 92. Respuesta en frecuencia del sistema	148
Figura 93. Respuesta a la frecuencia del sistema corregida	148
Figura 94. Diagrama de Bode del sistema	149

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Valores de las constantes conocidas en nuestro modelo.	92
Tabla 2. Valores del los modos de vibración de las dos alternativas	122
Tabla 3. Comparación de la alternativa 2 antes y después de reforzarla con el amarre superior.	124
Tabla 4. Características generales de la unidad de potencia hidráulica.	127
Tabla 5. Características de rendimiento del Integrado AD 843	130
Tabla 6. Especificaciones importantes del sensor de posición Temposonics	132
Tabla 7. Parámetros del controlador PID. Según el método de oscilación de Ziegler-Nichols.	139
Tabla 8. Parámetros de controladores PID según el método de la curva de reacción de Ziegler-Nichols.	140
Tabla 9. Datos medidos en la prueba	143
Tabla 10. Datos obtenidos de la prueba.	143

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. CATALOGO DE LA SERVOVALVULA.	156
ANEXO B. CATALOGO DEL ACTUADOR PARKER SERIE 2H	164
ANEXO C. CATALOGO DE TEMPOSONICS EP2	167
ANEXO D. INTEGRADO AD 843	173
ANEXO E. UNIDAD DE POTENCIA HIDRAÚLICA	181

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE EXPERIMENTACIÓN PARA SERVOSISTEMA HIDRÁULICO DE CONTROL DE POSICIÓN (SERVOVÁLVULA MOOG 760 Y ACTUADOR).*

AUTORES: JULIÁN EDUARDO CEDIEL PINTO, FREDY ALEXANDER MANRIQUE**

PALABRAS CLAVES: SERVOVÁLVULA, SERVOSISTEMA, CONTROL DE POSICION, LAZO CERRADO, RESPUESTA DE UN SISTEMA.

DESCRIPCIÓN: En la actualidad es muy común encontrar sistemas electrohidráulicos, ya que estos sistemas brindan características como alta potencia de entrega, alta respuesta dinámica y control eficiente entre otras. Por esta razón es que el grupo DICBOT promueve a través de este proyecto el diseño y la construcción de un banco con el cual se pueda experimentar el control de posición de un servosistema hidráulico, utilizando una servoválvula de alto desempeño con el cual los estudiantes tanto de pregrado en materias como sistemas dinámicos e ingeniería de control y estudiantes de maestría puedan realizar investigaciones y profundizar los conceptos aprendidos a través del desarrollo de sus asignaturas.

En este documento se muestra el procedimiento utilizado para desarrollar el proyecto de grado, el cual tuvo como primer paso la elaboración de un modelo matemático con el cual se pretendía conocer la respuesta del sistema antes de su realización. Luego se llevó a cabo el diseño y selección de los elementos que constituyen el banco, los cuales posteriormente fueron simulados probando su resistencia ante las cargas aplicadas, mediante el cálculo de sus factores de seguridad, llegado a este punto se construyó el sistema físico real.

Para la etapa de pruebas se utilizó la tarjeta de adquisición de datos NI 6216 y la programación se realizó utilizando el software *LABVIEW®* pudiendo validar los resultados obtenidos con los modelos inicialmente planteados contra la teoría experimental.

* Tesis de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Carlos Borrás Pinilla

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TESTING BENCH FOR HYDRAULIC SERVO SYSTEM OF POSITION CONTROL (760 MOOG SERVOVALVE AND ACTUATOR). *

AUTHORS: JULIÁN EDUARDO CEDIEL PINTO, FREDY ALEXANDER RUBIANO CALDERÓN**

KEY WORDS: Servovalves, servo, position control, closed loop system response.

DESCRIPTION: Currently is very common to find electro-hydraulic systems, these systems offer features such as high power delivery, high dynamic response and efficient control among others. For this reason the DICBOT group promoted through this project the design and construction of a testing bench for to experience the position control of a hydraulic servo system, using a high performance servo with which undergraduate students in subjects as dynamic systems and control engineering and graduate students can conduct research and deepen the concepts learned through the development of their subjects.

This paper shows the procedure used to develop the project grade, which had as a first step the development of a mathematical model which is meant to know the response of the system before its implementation. Then it took out the elements design and selection of the testing bench, which later were simulated testing their resistance to the loads applied by calculating its safety factors, at this point was built real physical system.

For the test phase will use the data acquisition card NI 6216 and the program was made possible through LABVIEW® software can validate the results obtained with the initially proposed model against experimental theory.

* Work Degree

** Faculty of Physical - Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineer. Directress: Engineer Carlos Borrás Pinilla

INTRODUCCIÓN

En la actualidad es muy frecuente encontrar en la industria sistemas electrohidráulicos controlados automáticamente, esto con el fin de evitar trabajos pesados y/o repetitivos al ser humano ya que con estos sistemas brindan grandes capacidades de operación como lo son: Alta potencia de entrega, velocidades eficientes y posiciones óptimas entre otras. Estas propiedades se logran en los sistemas de potencia fluida con una alta resolución y respuesta dinámica usando la retroalimentación de señales en lazo cerrado, por esta razón se hace necesario profundizar en este campo en la academia ya que esta es la base de los conocimientos.

El presente trabajo contempla el diseño y construcción de un banco de experimentación para servosistema hidráulico de control de posición utilizando una servoválvula de alto desempeño en lazo cerrado retroalimentada por medio de un transductor idóneo para tal fin, brindando la oportunidad de experimentar y estudiar estos sistemas.

El trabajo se realizó por el interés del centro de Investigación en Sistemas Dinámicos Control y Robótica DICBOT de la Universidad Industrial de Santander; ya que uno de sus principales objetivos es profundizar académicamente en las diferentes áreas de su dominio, brindando así a los estudiantes de pregrado y maestría de Ingeniería Mecánica la oportunidad de tener contacto físico directo con los sistemas electrohidráulicos y así poder experimentar en este campo, por otra parte en el sector industrial el interés se basa en la realización de pruebas a diferentes elementos sometidos a altas frecuencias ya que el sistema cuenta con la capacidad de simular este entorno.

El diseño del sistema se basa en la utilización de un servoactuador compuesto por una servoválvula y un actuador lineal no diferencial el cual se conecta mecánicamente a un sistema masa, resorte, amortiguador dotado con un

transductor de posición encargado de retroalimentar el sistema de control de lazo cerrado por medio de una computadora y la herramienta de programación *LABVIEW*®.

Este trabajo en la primera sección presenta los planteamientos del problema referentes al proyecto, la justificación para solucionarlo, formulación del problema, terminando con los objetivos propuestos. La segunda sección se encuentra todo lo relacionado con los sistemas de control; tipos de control, sus componentes y las diferentes variables que definen estos sistemas. En la tercera sección se enumeran y estudian las diferentes válvulas usadas en los sistemas oleohidráulicos profundizando en las servoválvulas y sus respectivos componentes. En la siguiente sección se explica los pasos para desarrollar un modelamiento matemático de un sistema dinámico y el funcionamiento global de cada elemento del servosistema de control de posición. El diseño estructural, la construcción y montaje del servosistema de control con sus elementos hidráulicos y electrónicos se muestran en la sección 5, en el siguiente capítulo se confronta y valida el modelo con datos experimentales resultantes de las diferentes pruebas del sistema real por medio de adquisición de datos en *Labview*® y análisis matemático con herramientas computacionales de *Matlab*®.

Por último se presentan conclusiones y recomendaciones para el trabajo futuro de investigación y se anexan planos de construcción y fichas técnicas de los equipos.

1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El proceso de aprendizaje actual no solo se basa en los conceptos que puedan darse en las aulas de clase, también se busca que el estudiante tenga la posibilidad de corroborarlos llevándolos a la práctica mediante la experimentación, así como promover el espíritu investigativo en el estudiante.

Una de las áreas de vital importancia de la Ingeniería Mecánica es la hidráulica, en la cual se estudia los servosistemas hidráulicos. La industria moderna exige cada vez más, sistemas de alta precisión y flexibilidad de allí la importancia de los servoactuadores que corresponden a la servoválvula y al actuador lineal, pero se hace difícil experimentar con este tipo de servosistemas ya que actualmente en la escuela de Ingeniería Mecánica no se cuenta con un medio físico para tal fin. El centro de investigación en sistemas dinámicos, control y robótica DICBOT promueve proyectos de investigación con el interés de que estudiantes de materias como Potencia Fluida, Sistemas Dinámicos y Ingeniería de Control, así como los estudiantes de maestría dispongan de un banco de experimentación para servosistemas hidráulicos de control de posición en el cual se pueda realizar pruebas, comprobar el estado de un servoactuador, determinar la respuesta del servosistema y que permita variación de cargas, es decir validar lo aprendido en las aulas clase por medio de experiencias.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Los servosistemas son ampliamente utilizados en la industria moderna por ejemplo, con el uso de servosistemas e instrucción programada se puede lograr la operación totalmente automática de máquinas herramientas. Debido a que son sistemas de regulación que convierten un pequeño movimiento mecánico en otro movimiento que requiere más fuerza son denominados comúnmente multiplicadores ya que el impulso hidráulico suministra fuerzas mucho mayores que la actuación mecánica a la entrada con un control preciso del desplazamiento.

Debido al avance tecnológico que se ha dado en diferentes campos como los son la informática, la hidráulica, el control automático, resulta oportuno y útil contar con un banco de experimentación para servosistemas hidráulicos de posición que permita conocer la respuesta del servoactuador bajo diferentes condiciones de carga y percibir la precisión que tienen estos en cuanto a los controles de posición. Este trabajo de grado presenta un gran interés para el grupo de investigación en sistemas dinámicos y control DICBOT así como para los estudiantes de maestría ya que con el desarrollo de este proyecto se pretende dotar a la escuela de Ingeniería Mecánica con un banco de experimentación de servosistemas hidráulicos de alta funcionalidad para el desarrollo de pruebas. Además este le permitirá a los estudiantes la experimentación con servoválvulas, y que tengan la oportunidad de validar diferentes conceptos que se desarrollan durante los cursos de Potencia Fluida, Sistemas Dinámicos y Ingeniería de control facilitando así el proceso de aprendizaje en estos campos, haciéndolo mucho más práctico tanto para el estudiante como para el docente.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivo General.

- Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, en la formación de profesionales con alto nivel investigativo, fomentando la generación y adecuación de conocimientos y el desarrollo tecnológico, proporcionando por medio de la realización de este proyecto un instrumento para la experimentación en servosistemas hidráulicos de control de posición.

- Diseñar y construir un banco de experimentación de servosistemas hidráulicos de posición utilizando una servoválvula MOOG 760 y actuador lineal PARKER, apoyando el trabajo investigativo del grupo DICBOT en el área de control, así como los trabajos relacionados con la temática de los

estudiantes de maestría y asignaturas de Potencia Fluida, Sistemas Dinámicos e Ingeniería de Control de la escuela de Ingeniería Mecánica.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Diseñar y construir el Banco de experimentación para servosistemas hidráulicos de posición en forma modular, que sea adaptable a la unidad de potencia hidráulica existente en el laboratorio de Potencia Fluida (proyecto de grado banco pruebas de bombas, dirigido por ING. CARLOS BORRÁS) que permita variar de rigidez (resortes) y variación de amortiguación utilizando la servoválvula MOOG 760 y actuador dinámico no-diferencial PARKER serie 2H.
- Diseñar y construir la tarjeta de servoamplificador de corriente DRIVER, seleccionar la instrumentación y programar el sistema de control para el servosistema de posición utilizando como lenguaje el software LABVIEW y/o MATLAB
- Experimentar a través de la realización de pruebas con la servoválvula MOOG 760 con un rango de flujo de 5 a 10 gpm y de 0 a 2000 psi, para analizar la estabilidad del sistema de lazo cerrado.
- Adquirir y analizar la respuesta en frecuencia del sistema, servoválvula - actuador bajo la influencia de diferentes cargas inducida. Utilizando la tarjeta de adquisición y monitoreo NI USB 6009 de 14 bits de resolución y y/o superior, compatible con LABVIEW

1.4 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Con este trabajo de grado se busca contribuir al desarrollo del aprendizaje y la investigación permitiendo que el proceso enseñanza sea más sencillo tanto para

los estudiantes como para los docentes. La finalidad de este proyecto es diseñar y construir un banco de experimentación en servosistemas hidráulicos, que sea modular, en el cual todos los elementos se puedan instalar y retirar rápidamente sin afectar la estructura del banco mismo, de igual forma que se pueda movilizar para que no ocupe espacio cuando no se esté utilizando. El banco de experimentación para servosistemas hidráulicos apoyará la investigación de los estudiantes tanto de MAESTRÍA como pregrado de la escuela de Ingeniería Mecánica en las áreas de Potencia Fluida, Sistemas Dinámicos e Ingeniería de control.

Con este banco de experimentación para servosistemas hidráulicos de control de posición se podrá estudiar detalladamente el funcionamiento de un servoactuador hidráulico, adquirir la respuesta en frecuencia del sistema utilizando como lenguaje de programación el software (LABVIEW), se podrán controlar con precisión la posición de un actuador hidráulico, analizar las características de un sistema dinámico de segundo orden y gracias a esto, todos los fundamentos referentes al análisis de los sistemas dinámicos y el control automático.

2 SISTEMAS DE CONTROL

Un sistema es un conjunto de elementos sobre el cual al actuar unos estímulos (variables de entrada) presenta unas respectivas respuestas (variables de salida) de esta forma cada vez que los estímulos cambien también cambiarán las respuestas.

Las entradas o estímulos en un sistema se pueden clasificar en dos grupos primero las variables que podemos controlar y las variables que no pueden ser controladas también llamadas perturbaciones.

2.1 SISTEMA DE CONTROL.

Es un sistema que cuenta con una serie de instrumentos que permiten manipular las variables de entrada para obtener determinadas respuestas o resultados, es decir con un sistema de control se busca tener dominio sobre las respuestas manejando las entradas que estimulan el sistema.

Los instrumentos que habitualmente se utilizan en los sistemas de control son: sensores que permiten medir las variables, los controladores que buscan manipular el funcionamiento del sistema y los actuadores que son los encargados de ejecutar las acciones correctivas para obtener las respuestas deseadas.

Controladores pueden ser mono variables (escalares) o multivariables (vectores) esto trata de la cantidad de variables que puede manejar un controlador desde una variable de entrada y una de salida hasta múltiples. También se pueden considerar de dos tipos: analógicos en los cuales las variables son función de un solo tiempo o digitales en el cual cada variable pertenece a un instante determinado.

Con los avances en la tecnología de control automático los controladores han pasado a ser de analógicos y mono variables a digitales y multivariables.

2.1.1 Variables de entrada.

Las variables de entrada se pueden dividir en dos tipos:

Perturbaciones: son las variables que no podemos controlar ni medir, usualmente son debidas al ambiente, sin embargo sabemos de sus efectos ya que vemos que se alteran las variables de salida.

Variables controladas: son los estímulos y entradas que se le dan al sistema con el fin de obtener los valores deseados a la salida del sistema.

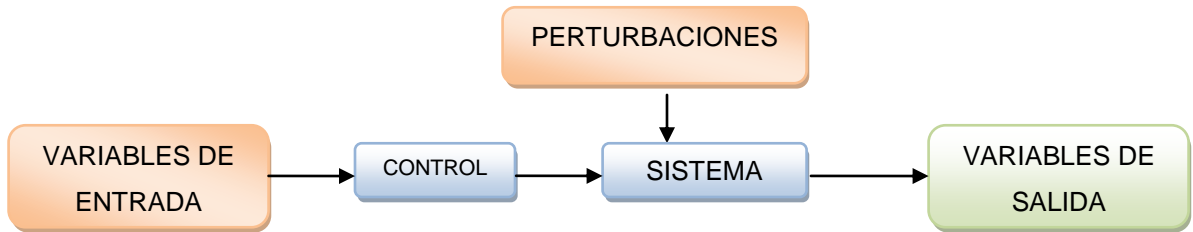
2.1.2 Tipos de sistemas de control.

Control mediante lazo abierto: Es aquel en el cual la salida no tiene ningún efecto sobre el mecanismo de control.

Es tal vez el método más sencillo, pero a su vez impreciso de control, se requiere conocer a fondo la dinámica del sistema, y mediante una estimación de las perturbaciones se fijan las variables de entrada, buscando obtener una salida. Sin embargo este tipo de control no es suficiente ya que normalmente existen errores en los métodos y estimaciones.

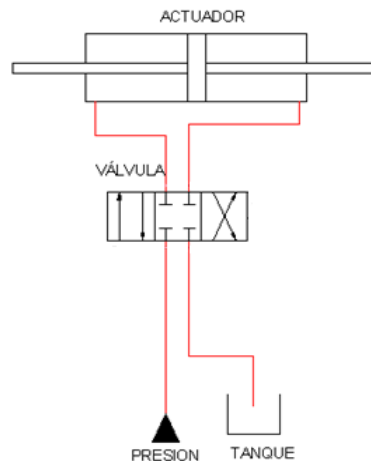
El sistema de control mediante cadena abierta presenta una relación entre la señal de entrada y la respuesta o variable de salida, esta última responde ante cualquier cambio que pueda realizar en la variable de entrada, el sistema de control se comporta como un mecanismo que transmite la orden entre la señal que enviamos y el resultado que obtenemos. Sin embargo no existe una relación directa entre las variables de entrada y las de salida ya que son muchas las perturbaciones que pueden afectar el sistema y este tipo de control tiene como inconvenientes que no presenta ningún análisis sobre las perturbaciones que a su vez afectan por supuesto las variables de salida.

Figura 1. Esquema de un sistema de control de lazo abierto.



Si revisamos un sistema hidráulico como el que se ve en la Figura 2 podemos encontrar un ejemplo claro de cómo sería un control mediante lazo abierto. Con una moto-bomba enviamos un determinado caudal (señal de entrada) a un actuador lineal encargado de mover una masa (sistema de control). Se genera una presión sobre el actuador que moverá la masa a una velocidad determinada (variable de salida), pero si la masa llegase a aumentar o se presentase un desgaste excesivo en los sellos o fugas en alguna parte del sistema (perturbaciones) la velocidad del actuador disminuiría, es decir cualquier variación en los parámetros del sistema (sin variar las condiciones de entrada) traería como consecuencia un cambio las variables de salida ya que en esta cadena abierta no se tiene un control sobre los agentes externos que puedan afectar el sistema de control.

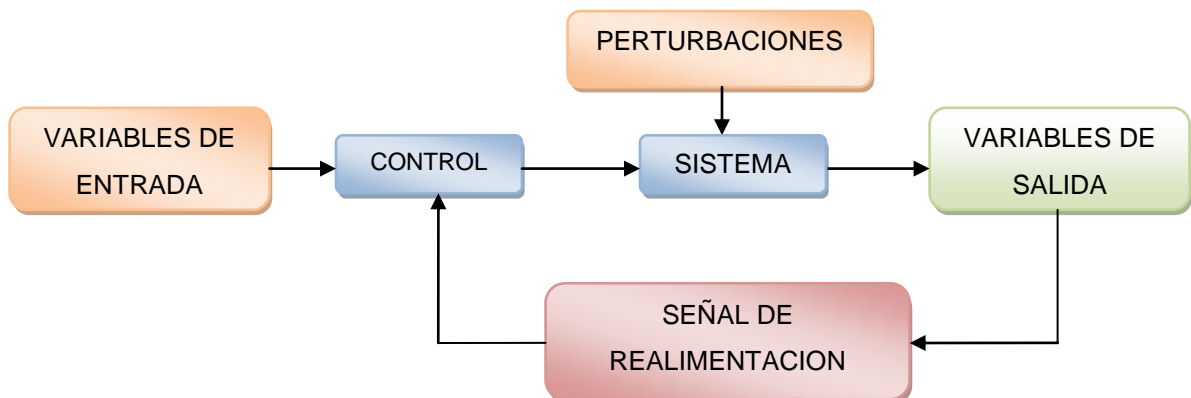
Figura 2. Ejemplo de un sistema de control mediante lazo abierto.



Control mediante lazo cerrado: El mecanismo de control se va dando gracias a una relación entre la respuesta deseada y las variables de entrada igual que en el caso anterior, sin embargo este sistema de control es mucho más efectivo ya que permite mantener las respuestas en un valor fijo teniendo en cuenta de manera precisa las perturbaciones, ya que cada cambio en las condiciones de entrada (variables y perturbaciones) ocasiona cambios en el mecanismo de control para que las variables de salida se mantengan estables.

El sistema control de cadena cerrada hace una comparación entre las condiciones de salida deseadas (valor de consigna) y las condiciones de salida reales, mediante elementos que miden esta diferencia (señal error) entre las condiciones deseadas y las reales envía una señal de realimentación al mecanismo de control ocasionando que cada vez que las condiciones de salida reales se alejan de las condiciones deseadas tome las correcciones necesarias para eliminar esta diferencia.

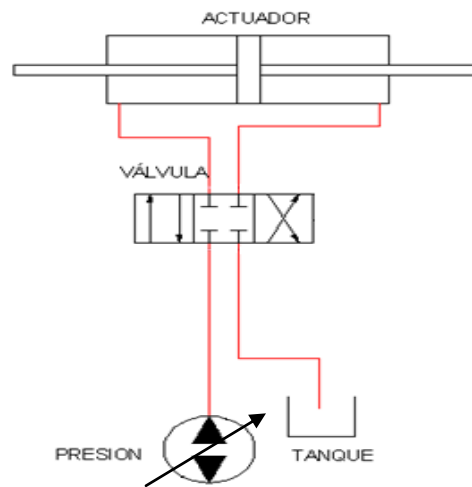
Figura 3. Esquema de un sistema de control de lazo cerrado.



Volviendo al ejemplo del sistema hidráulico sin embargo no utilizamos ahora una bomba convencional sino que se utiliza una bomba de caudal variable compensada con se ve en la Figura 4. En este sistema se fijan unas condiciones iniciales y la bomba envía un determinado caudal al sistema (variables de entrada)

que produce una velocidad deseada en la carga (variables de salida) si se cambian las condiciones externas o la carga (perturbaciones) la bomba de caudal variable compensada cuenta con un puerto en el cual se detecta la presión del sistema (señal de retroalimentación) por medio de este cambia su desplazamiento permitiendo enviar mayor o menor caudal al sistema para compensar las variaciones del mismo manteniendo la velocidad de salida de la carga constante.

Figura 4. Ejemplo de un sistema de control mediante lazo cerrado



Las variables que controlan los sistemas de lazo cerrado son:

Control de posición

Control de velocidad

Control de fuerza o presión.

Pueden ser una de estas o varias dentro del mismo sistema.

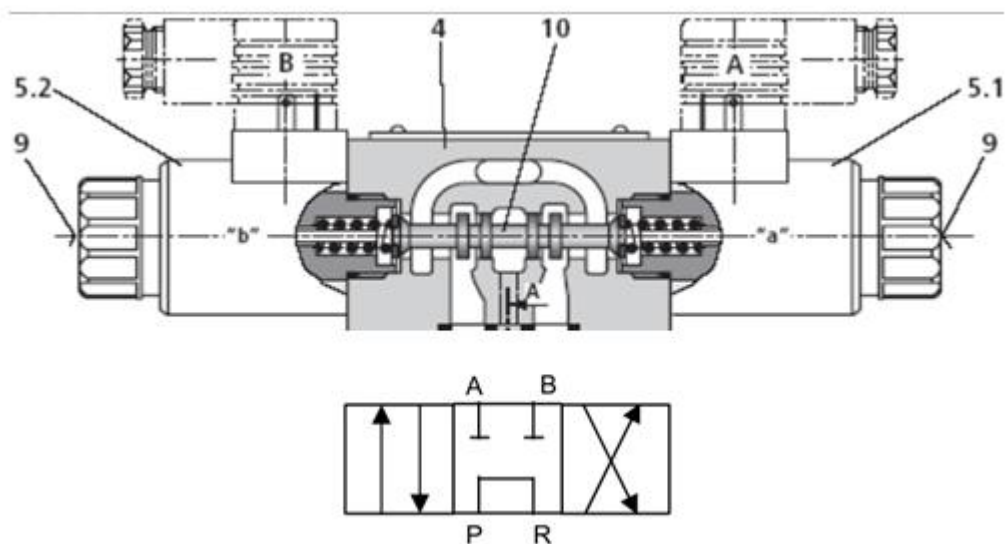
2.2 SISTEMAS DE CONTROL DE POSICIÓN.

La finalidad de este sistema es simplemente controlar con precisión la posición de una carga que puede ser lineal (pistón - vástago) o rotatoria (motor) dentro de este sistema se utilizan válvulas proporcionales, electroválvulas, o servoválvulas.

2.2.1 Control de posición mediante electroválvulas.

Usando una electroválvula como la que se muestra en la Figura 5 se puede controlar la dirección del caudal simplemente energizando o desenergizando los solenoides, esto se hace mediante un circuito lógico utilizando relés o PLC, dentro de este circuito aparecen interruptores de arranque y finales de carrera que indican la posición a la que deberá llegar el actuador. Al dar la orden de inicio del circuito el actuador comenzará a moverse hasta que haga contacto con el final de carrera este enviará la orden y el movimiento cesará. Este sistema de control es el más sencillo y económico sin embargo mediante esta forma de control se presentan distintos tiempos de respuesta por lo tanto no presentan un control preciso de la posición.

Figura 5. Electroválvula todo o nada.



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

Este sistema tiene como inconveniente que cuando se requieran hacer algunos cambios en el control de posición será necesario instalar más finales de carrera y construir su respectivo circuito eléctrico. Este mecanismo de control es mediante lazo abierto o cadena discontinua.

2.2.2 Control de posición mediante válvulas proporcionales.

Estos sistemas de control funcionan de manera similar a los que están compuestos de electroválvulas todo o nada aunque presentan una gran diferencia y es que con estas válvulas se puede controlar la posición de la corredera dentro de la misma válvula, esto se transmite en que ya no solo se controla la dirección del caudal sino también su magnitud (aunque este control en la magnitud no compensa los requerimientos en el sistema, se controla eléctricamente). Por lo tanto con este tipo de válvulas podemos controlar la velocidad de los actuadores, (aunque el control de la posición se hace de la misma manera mediante finales de carrera instalados en circuitos lógicos) lo que da un movimiento mecánico más suave.

Presenta como inconvenientes que tiene una velocidad de respuesta muy baja por lo tanto muy poca precisión, las diferencias entre las señales deseadas y la real para realizar control de lazo cerrado debe ser grande o crear una amplificación de la señal para lograr que el actuador se mueva a alta velocidad.

Otro de los inconvenientes para realizar el control de posición con una válvula de este tipo es que la corredera en su posición central lleva un resalte bastante grande que bloquea completamente los puertos de paso del caudal por lo tanto existe un tiempo en el que la corredera se moverá pero el caudal no logrará pasar, esto se conoce como "zona muerta".

Este inconveniente puede corregirse aumentando la ganancia del amplificador, es decir dentro de esta, se compensa la zona muerta de la válvula, lo que permite que con una pequeña señal de diferencia entre la posición real y la deseada se comience a mover el spool. Sin embargo por esta razón las válvulas proporcionales son más utilizadas para el control de la velocidad en sistemas de lazo abierto, para el control de la posición en sistemas de lazo cerrado se utilizan cuando la precisión no debe ser necesariamente alta.

2.2.3 Control de posición con válvulas proporcionales de prestaciones elevadas.

Funcionan mediante un conjunto solenoide – amplificador - LVDT (sensor de posición). El sensor de posición da la señal de la ubicación del actuador, al amplificador y con esta se controla la posición del carretel dentro de la válvula que es movido con precisión mediante un solo solenoide.

Gracias a este sistema los tiempos de respuesta disminuyen considerablemente logrando con precisión un control de la posición.

2.2.4 Servoválvulas.

La servoválvula tiene la virtud en la cual coinciden con precisión los recubrimientos del spool con los orificios de la válvula lo que proporciona un excelente control de la posición del actuador, es especial para realizar el control en sistemas de lazo cerrado.

Características dinámicas de la servoválvula.

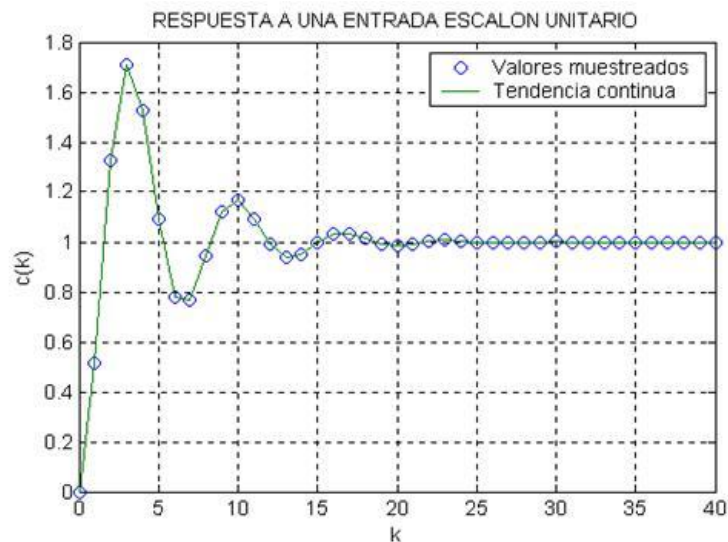
Las servoválvulas así como las válvulas proporcionales funcionan mediante un sistema de control de lazo cerrado lo que permite que la corredera se auto posicione para compensar los requerimientos del sistema. Para una servoválvula lengüeta/boquilla la señal de realimentación que es dada gracias al sensor de posición que se suma a la señal de entrada mediante la lengüeta corrigiendo la posición de la corredera principal.

Respuestas de una servoválvula.

La respuesta que presenta una servoválvula es de gran importancia ya que de allí podemos conocer las características dinámicas de la misma, esta respuesta se ve influenciada como es lógico dependiendo de la entrada en un sistema de control de posición en lazo cerrado.

Respuesta a una entrada en escalón. Cuando la señal de entrada es dada por un transductor digital viene dada en escalón, ante este tipo de entrada el movimiento de salida característico de la corredera de la servoválvula y por consiguiente del actuador es una grafica amortiguada como la que se ve en la Figura 6. Es decir la respuesta de la corredera es bastante rápida por lo tanto esta se mueva hacia la posición deseada sobrepasando su valor inmediatamente la señal hace que se regrese lo que va determinando una serie de oscilaciones alrededor de su posición de equilibrio hasta que se establece en el valor deseado.

Figura 6. Respuesta de una servoválvula ante una entrada en escalón.



Definir las características dinámicas de una servoválvula analizando la respuesta que presenta a una entrada en escalón no es completamente correcto debido a las irregularidades que se presentan al inicio y al final de la carrera en el movimiento de la corredera hasta que el actuador se encuentre en la posición deseada.

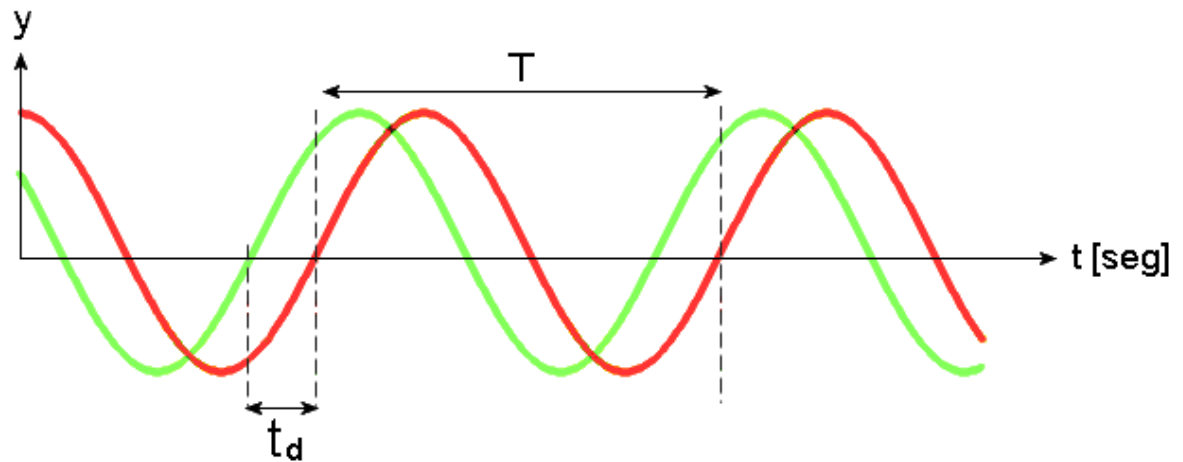
Respuesta en Frecuencia.

Para poder analizar en forma precisa la respuesta del servosistema es conveniente utilizar el método de respuesta en frecuencia, este método es mucho más preciso ya que se estudia como es el comportamiento del carretel de la

servoválvula y por consiguiente del actuador ante una señal de estímulo que varía sinusoidalmente.

Cuando una señal de este tipo es utilizada como estímulo o como entrada al sistema la respuesta de la servoválvula dará un movimiento de la corredera que tratará de seguir esa señal de entrada como se observa en la Figura 7.

Figura 7. Respuesta en frecuencia de una servoválvula ante una entrada sinusoidal.



Esto se transmite al movimiento del actuador en el cual la señal de error dependerá de la diferencia existente entre la señal sinusoidal de entrada y que tan cerca puede seguir el carretel de la servoválvula esta señal.

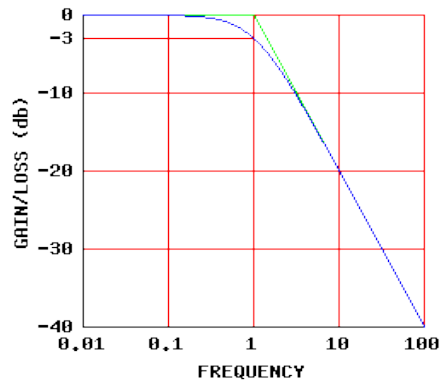
En este método de respuesta en frecuencia la respuesta de la servoválvula se verá influenciada en gran medida por la frecuencia de la señal de entrada ya que para altas frecuencias la corredera no podrá alcanzar los valores máximos antes de esto ya estará recibiendo la señal de mando que la obligará a moverse en sentido contrario. Este nivel menor de respuesta ante señales de entrada de alta frecuencia se conoce como *atenuación* y se expresa normalmente en decibeles (dB).

$$dB = 20 \log \left(\frac{\text{salida}}{\text{entrada}} \right) \quad (2.1)$$

Estas entradas y salidas se refieren a porcentajes de los valores máximos de las señales de entrada y salida respectivamente.

La atenuación tendrá un valor de cero ($\text{dB} = 0$) cuando se tiene que $\log(1) = 0$ esto será cuando los porcentajes de entrada y salida sean muy similares es decir cuando la señal real pueda seguir de cerca a la señal deseada, esto se da como era de esperarse a muy bajas frecuencias. A mayor frecuencia se observa que los porcentajes de entrada serán muy altos con respecto a los de salida ocasionando que el factor (salida/entrada) de valores más cercanos a 0 que a 1 esto dará como resultado valores de atenuación (dB) por debajo de cero como se ve en la siguiente grafica

Figura 8. Atenuación en función del logaritmo de la frecuencia de la señal de entrada.



La anterior grafica se conoce como diagrama de BODE y representa la atenuación (dB) con respecto a la frecuencia vemos que a frecuencias bajas la atenuación es cero o casi cero y a altas frecuencias la atenuación presenta valores por debajo de cero lo que se traduce en que la señal de salida no podrá seguir con precisión la señal de entrada.

En el diagrama de BODE también se puede representar el desfase, este valor muestra el atraso que tiene la señal de salida con respecto a la de entrada.

Una característica de mucha importancia utilizada para definir la servoválvula tiene

que ver con el criterio anterior y es la *frecuencia limite* esta se conoce como el valor para la cual el desfase alcanza 90° .

2.3 SISTEMA DE CONTROL MEDIANTE LAZO CERRADO

Este sistema consta de una servoválvula convencional, un sensor de posición LVDT con un acondicionador de señal analógica, una tarjeta de adquisición y control que recibe la señal analógica del sensor y la transforma en digital conectada al PC que incluye el software compatible (LABVIEW) encargado de enviar las instrucciones de control. Nuevamente la tarjeta de adquisición y control recibe la señal en este caso la de realimentación y hace el proceso inverso transforma esta señal de digital a analógica para enviarla al driver de potencia que controla la servoválvula. En este sistema se controla con gran precisión la posición de la masa.

Figura 9. Servosistema hidráulico con control de posición mediante lazo cerrado

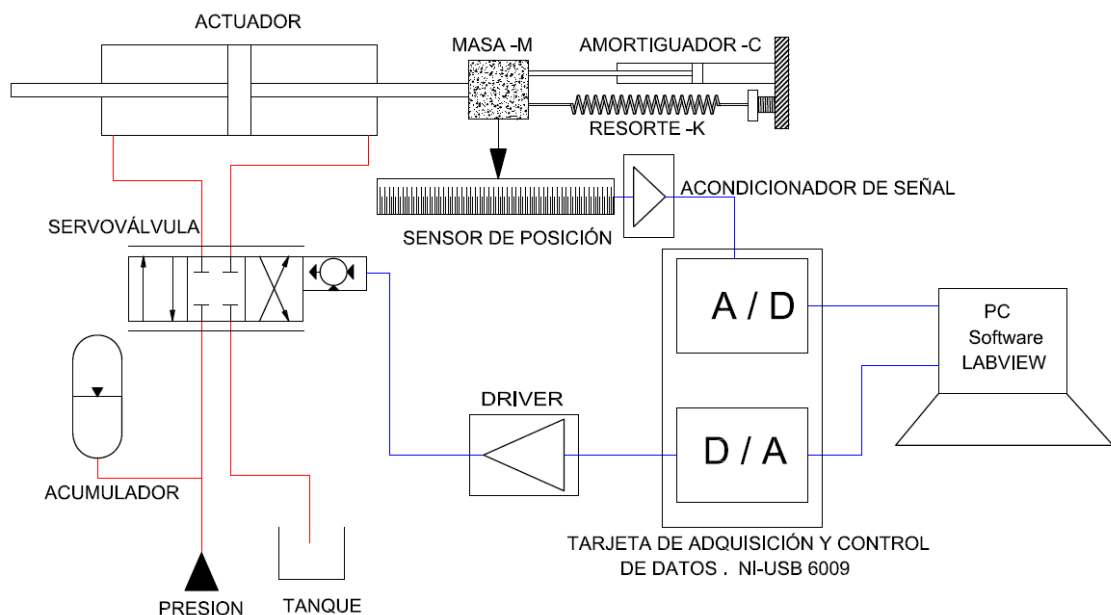
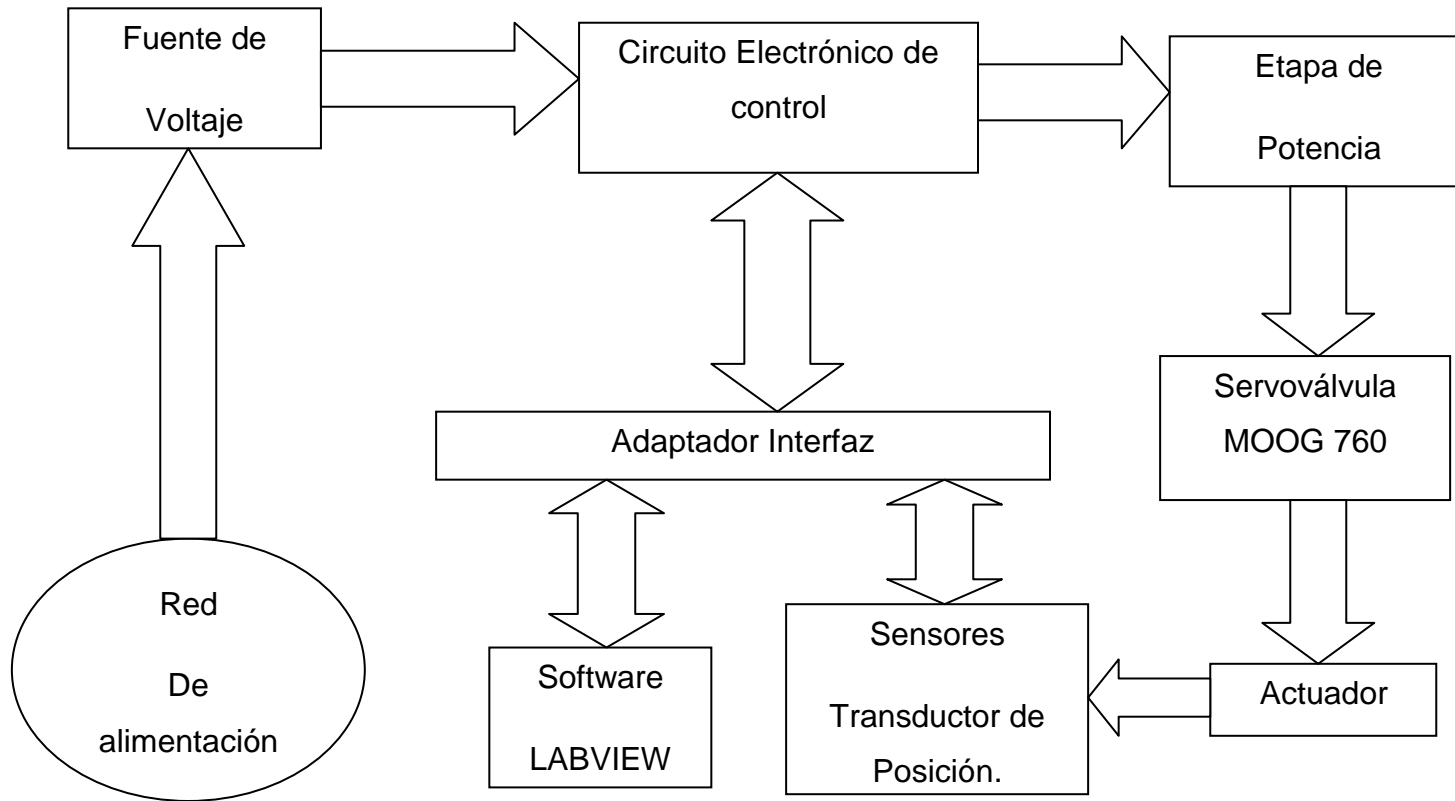


Figura 10. Diagrama de bloques control y monitoreo de la servoválvula



2.3.1 Componentes que conforman el control de posición en sistemas de lazo cerrado

Actuadores: son los encargados de ejecutar la acción, el sensor de posición envía su señal con respecto a la posición del actuador contra el valor de consigna.

Válvulas de control: las servoválvulas y las válvulas proporcionales son los tipos de válvulas que más se utilizan para controlar con precisión la posición de un actuador debido a que ambas son válvulas direccionales que presentan la característica de controlar la magnitud del caudal. En los últimos años el uso de válvulas proporcionales se ha vuelto más común debido a su bajo costo y condiciones similares a la servoválvula.

LVDT (sensor de posición): es un sensor que indica la posición en la que se encuentra el actuador y envía la señal de realimentación al amplificador para que se corrija la diferencia entre la posición deseada del actuador y la real. Este dispositivo fuera identificar la posición del actuador es capaz de convertir esta posición en una señal para ser enviada al amplificador.

Los transductores se clasifican en analógicos y digitales.

Los primeros son los que envían una señal continua que es proporcional a la variable que se está midiendo. En el caso ideal la variable debería ser lineal (ver Figura 11).

Los transductores digitales envían la señal no de una manera continua, estos envían las señales mediante “paquetes de información” lo que va formando una serie de escalones con se ve en la Figura 12. La duración con la que se envían estos “paquetes de información” se le conoce como resolución. La resolución debe ser por lo menos 10 veces menor que la precisión requerida por el sistema. Este tipo de control es el más utilizado en los PLC y lo microprocesadores.

Figura 11. Transductor analógico

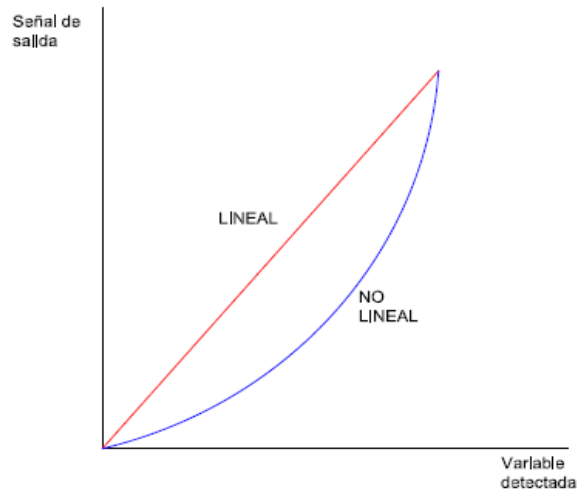
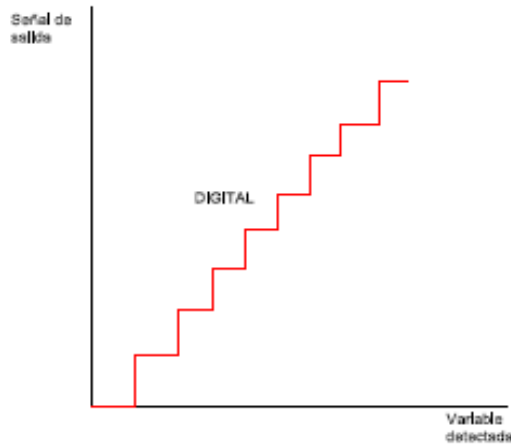
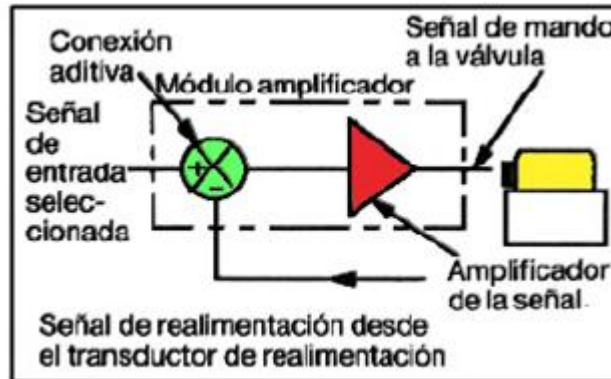


Figura 12. Transductor digital.



Amplificadores: en muchas aplicaciones del control de posición en lazo cerrado la señal de diferencia entre la posición real y la deseada (señal error) y la señal de entrada no son lo suficientemente grandes para que logren estimular al solenoide de la corredera (válvulas proporcionales), o para que exciten el motor par en una servoválvula. Para estos casos es conveniente usar un modulo amplificador el cual tiene como objetivo hacer una sumatoria de las señales (señal de realimentación y señal de entrada) y amplificar la señal para que sea lo suficientemente grande y ocasionar el movimiento de la corredera.

Figura 13. Módulo amplificador.



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

Tarjetas de adquisición y control de datos: Las tarjetas de adquisición de datos en un circuito hidráulico de lazo cerrado son las encargadas de tomar la señal error enviada mediante el amplificador de datos y enviarlas al PC que gracias a el software que se utilice para el control se interprete la señal y envíe la salida deseada al driver que a su vez enviará la señal a la válvula para proporcionar el control en la posición del actuador.

Driver de potencia: Es el encargado de recibir los datos enviados por el software y transformarlos para que la válvula controladora cumpla la función y se repositone ya sea válvula proporcional o servoválvula para así lograr que el actuador se mueva hacia la posición deseada.

3 VÁLVULAS EN SISTEMAS HIDRÁULICOS.

Las válvulas son elementos esenciales en los sistemas hidráulicos ya que estas se encargan de direccionar y controlar la energía dentro de un circuito diseñado previamente para cumplir con una función predeterminada; en general las válvulas se pueden considerar como operadores cuya finalidad es regular el paso de un fluido. En la industria oleo hidráulica existe gran variedad de válvulas que de forma global, y como primera aproximación, podemos clasificar en:

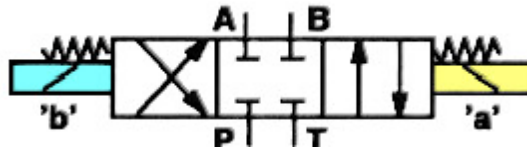
- ELECTROVÁLVULAS DISTRIBUIDORAS TODO O NADA
- VÁLVULAS PROPORCIONALES
- SERVOVÁLVULAS

3.1 Electroválvulas distribuidoras todo o nada.

Las electroválvulas distribuidoras todo o nada son elementos utilizados para control de posición por medio de la ubicación de la corredera en el cuerpo de la válvula debido a la excitación de solenoides directamente o pilotadas por medio de los mismos. Las electroválvulas son poco precisas en el control de caudal y no tienen la capacidad de manejar caudales proporcionales, es por esta razón que no se pueden utilizar para control de velocidad debido a que como su nombre lo indican, estarán abiertas totalmente (Todo) ó cerradas totalmente (Nada).

Las electroválvulas distribuidoras todo o nada pueden ser activadas por relés o interruptores de estado sólido y les toma un tiempo pasar de una posición a otra debido al desplazamiento de la corredera, estos tiempos dependen del tamaño de la válvula oscilando entre 20 y 100 ms respectivamente.

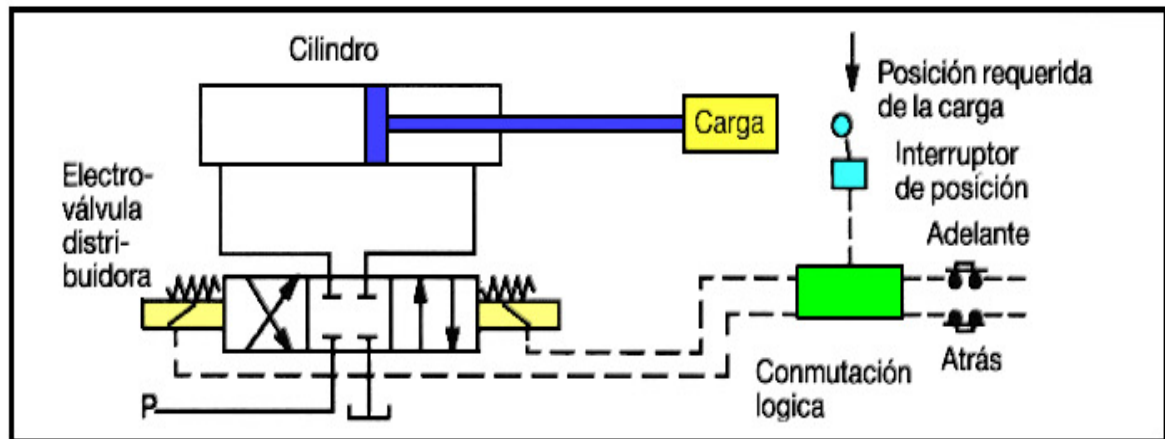
Figura 14. Símbolo de una electroválvula de 4 - 3



Fuente. Tesis de grado Servomecanismo electrohidráulico de control de velocidad y posición en actuadores lineales *ING. MECANICA-UIS.*

Esta válvula como se dijo anteriormente es usada comúnmente para control de posición conectándola a un sistema de potencia en el puerto (P), a tanque en el puerto (T) y los puertos (A) y (B) a un actuador hidráulico, el cual proporciona la fuerza para desplazar la carga a la que se desea controlar su posición; este circuito hidráulico debe estar acompañado por un circuito lógico eléctrico o electrónico el cual puede estar compuesto por relés, interruptores de estado sólido o para el caso de la electrónica por PLC's.

Figura 15. Esquema de un sistema hidráulico con control de posición.



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

En la Figura 15 se tiene un ejemplo claro de un sistema de control de posición en el cual se puede apreciar los dos circuitos mencionados en el párrafo anterior; el circuito hidráulico está trazado en líneas continuas mientras que el circuito eléctrico está trazado en líneas discontinuas. En él se controla la carga unida al

vástago del cilindro por medio de una electroválvula de tres posiciones con centro cerrado. Esta válvula permite a la carga desplazarse a la derecha y a la izquierda cuando uno de los solenoides esta energizado y cuando ninguno lo está, la carga se “sostiene” debido al centro cerrado. La carga se sostendrá en forma proporcional a las fugas que presenta la válvula cuando se encuentra centrada.

Estos sistemas presentan problemas cuando se desea cambiar las posiciones de parada o cambio de dirección en la carga ya que no son flexibles, debido a esto para poder realizar estos cambios es necesario también hacer cambios físicos en los circuitos; como cambios de posición de relés o adición de instrumentos como interruptores, conllevando esto al rediseño del circuito eléctrico o electrónico así como su lógica o programación dependiendo de la clase de sistema.

Otro problema serio en la utilización de sistemas donde hay presentes electroválvulas, es cuando se manejan cargas muy grandes o altas velocidades de las mismas; pues un paro o cambio repentino de la carga origina puntas de presión y golpes en el sistema hidráulico, los cuales son altamente perjudiciales para su funcionamiento a largo plazo.

Dentro de las electroválvulas se encuentra un subgrupo que tiene ciertas modificaciones que permiten suministrar cierto grado de control en el desplazamiento de la corredera; estas llevan el nombre de electroválvulas todo/nada con control de corredera.

Este control de la velocidad que se realiza dentro de la válvula ayuda a eliminar el golpe de ariete que se presenta con el cambio brusco de la corredera pero a la vez perjudica la precisión en el posicionamiento de la carga ya es en forma menos instantánea.

3.2 Válvulas proporcionales.

Las válvulas proporcionales son las siguientes en el escalafón ya que permiten variar el caudal que pasa a través de ellas variando la corriente que circula por la

bobina del solenoide. Debido a lo anterior permiten un control idóneo de la velocidad, si es necesario un control de velocidad severo es necesario incorporar al sistema un hidrostato compensado por presión para prevenir los sobresaltos debidos a las variaciones de presión del sistema o de la carga.

Este tipo de válvulas no solamente permiten regular el caudal, sino también la presión o dirección del mismo como se tratara más adelante en este capítulo.

3.2.1 Clasificación generalizada de las válvulas proporcionales.

En este grupo se encuentran tres tipos en general que son las siguientes: Válvulas proporcionales sin realimentación, válvulas proporcionales con realimentación, válvulas proporcionales para prestaciones elevadas.

➤ Válvulas proporcionales sin realimentación:

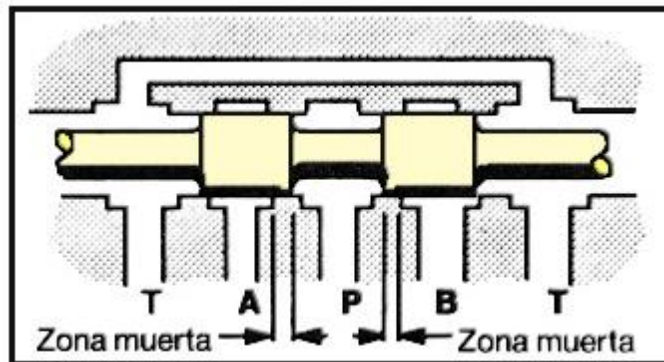
En este grupo se encuentran las válvulas proporcionales sin realimentación de mando directo y las válvulas de dos etapas con una sola realimentación. La ventaja más grande de estas con respecto a las electroválvulas todo/nada es el control de velocidad por medios electrónicos, así como la aceleración y desaceleración también es controlable con cierto alto grado de precisión para evitar golpes de ariete en el sistema y movimientos mucho más suaves.

Estas válvulas se encuentran acompañadas en los sistemas hidráulicos de control por interruptores de posición o proximidad. Los sistemas en que se encuentran son sistemas abiertos o de cadena cerrada discontinuos, debido a que como su nombre lo indica no cuentan con los dispositivos necesarios para recibir señales de realimentación.

Los tiempos típicos de respuestas de estas válvulas proporcionales oscilan entre 50 y 150 ms, dependiendo del tamaño de la válvula; estos tiempos de respuesta se pueden aumentar si se utilizan generadores de rampa en el amplificador.

Por último, de lo anterior se concluye que las válvulas proporcionales sin realimentación tienen tiempos de respuesta relativamente bajos, por esta razón y las mencionadas igualmente en los párrafos anteriores estas válvulas no son aptas cuando se necesita gran precisión en los tiempos de respuesta y el control de posición. Otro gran problema en las válvulas proporcionales sin realimentación y en todo tipo de válvulas proporcionales es la zona muerta de desplazamiento, ya que los émbolos presentes en la corredera descansan sobre superficies de largos no despreciables, esta longitud hace que cierta parte de la señal que reciben los solenoides sea utilizada simplemente para desplazar el embolo sobre esta superficie hasta el instante en que no haya contacto entre estos dos, es hasta este instante cuando se presenta la circulación de fluido a través de la válvula. (Ver Figura 16).

Figura 16. Spool de una válvula proporcional sin realimentación.



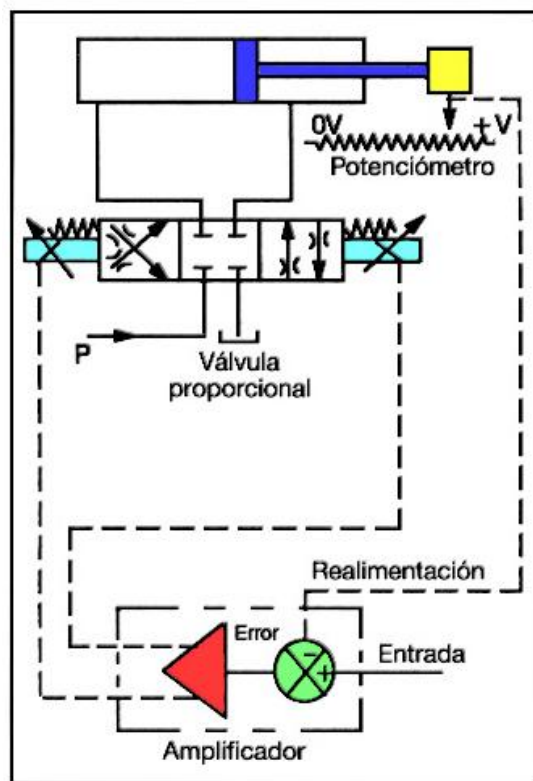
Fuente. *Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. VICKERS. 1990.*

➤ *Válvulas proporcionales con realimentación:*

La técnica de la realimentación es ampliamente utilizada; esta técnica da lugar a los sistemas de cadena cerrada continua y se caracteriza por reincorporar los valores que se desean controlar al elemento controlador para realizar una corrección a estos y emitir una nueva señal. De esta manera, éste puede efectuar una comparación continua de los valores controlados con los de referencia, e iniciar una acción correctiva cada vez que se aparten de los mismos.

Para el caso pertinente de las válvulas proporcionales con realimentación se hace necesario dotar al sistema de control con un transductor continuo para conseguir un control de lazo cerrado continuo. Estos a diferencia de los interruptores sencillos de proximidad o posición suministran una señal continua de realimentación que varía proporcionalmente a la variable que se desea controlar, en el caso pertinente a este trabajo de grado la posición. (Ver Figura 17).

Figura 17. Control de lazo cerrado en un circuito hidráulico.



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

Dentro de las válvulas proporcionales con realimentación en general se incluyen las válvulas de accionamiento directo con realimentación y las válvulas de dos etapas con realimentación doble. A diferencia de las válvulas proporcionales sin realimentación estas tienen un tiempo de respuesta mucho más bajo ya que oscila entre 12 y 37 ms y la histéresis es de aproximadamente del 1%.

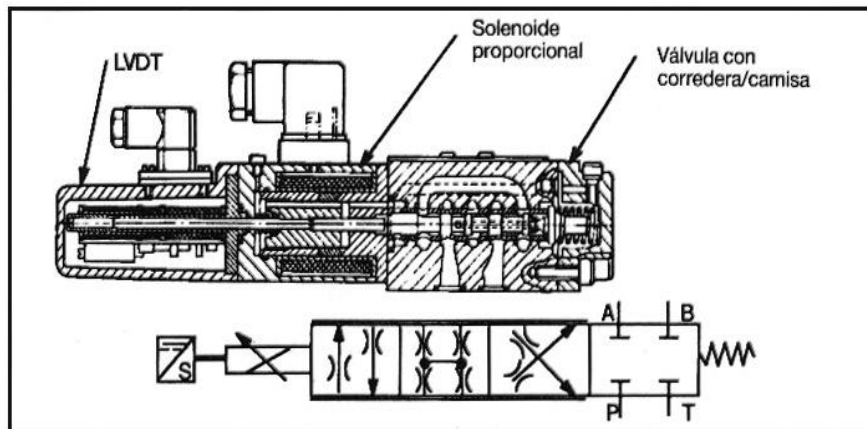
Por esta razón estas válvulas hacen al sistema de control más rápido pero se sigue presentando la limitación debida a la zona muerta afectando así la precisión en los sistemas de control de lazo cerrado continuos.

➤ *Válvulas proporcionales para prestaciones elevadas:*

En este tipo de válvulas solo se cuenta con un solenoide para controlar la posición de la corredera dentro del cuerpo de la válvula; se hace necesaria la presencia de un sensor de posición que será encargado de enviar la señal a un amplificador y este luego al solenoide.

La posición central o nula de la corredera se consigue manteniendo al solenoide accionado parcialmente, lo que permite a la corredera moverse en ambas direcciones aumentando o disminuyendo la señal parcial de centrado respectivamente.

Figura 18. Válvula proporcional para prestaciones elevadas.



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

Este diseño permite obtener tiempos de respuestas bajos; pues en su mayoría son menores a 10 ms para el 100% de una entrada escalón; adicionalmente si se acondiciona el cuerpo y la corredera de la válvula para que tenga una zona muerta

nula, las válvulas con las anteriores características se hacen idóneas en sistemas donde anteriormente solo se utilizaban servoválvulas.

La zona muerta nula se obtiene colocando una camisa dentro del cuerpo de la válvula, haciendo posible un control preciso de posición de los recubrimientos de la corredera con relación a los orificios de la válvula consiguiendo así una válvula virtualmente sin recubrimientos.

➤ *Válvulas proporcionales de control de flujo.*

En estas válvulas se controla el flujo recibiendo señal de un amplificador por medio de un solenoide proporcional de carrera controlada, debido a estas se permite variar el área que debe atravesar el fluido utilizando un orificio sobre un eje que se mueve en forma axial, este eje es llamado comúnmente carretel y es accionado por el solenoide proporcional mientras que en el otro extremo es soportado por un resorte que permite a este carretel estar en la misma posición al no estar en funcionamiento el solenoide, este orificio permite variar a su vez la cantidad de flujo desde cero (Cuando el orificio no se entrecruza con la entrada de caudal) hasta un valor máximo (Cuando el orificio es concéntrico con la entrada de caudal). La posición del orificio es controlada por medio de la realimentación proveniente del transductor de posición del sistema.

Válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión y temperatura.

Este tipo de válvulas se usa comúnmente en sistemas de lazo abierto ya que cuentan con la capacidad de mantener un flujo constante a pesar de algunos cambios presentes en el sistema de control. Dos de los cambios más comunes en los sistemas hidráulicos son la presión debido a la variación de las cargas y la viscosidad debido al cambio de temperatura del fluido; estos dos cambios se pueden controlar cambiando una válvula proporcional de control de flujo por una reguladora compensada por presión y temperatura.

Válvulas proporcionales de control de presión.

Estas válvulas como su nombre lo dice permiten controlar la presión de un sistema; esta función la llevan a cabo por medio de controles remotos y electrónicos, estas válvulas se utilizan en sistemas donde la presión varía constantemente con el tiempo dándonos la posibilidad de ajustar este valor a un solo término permitiéndonos de esta manera el servicio del sistema para diferentes procesos.

Válvula de alivio proporcional:

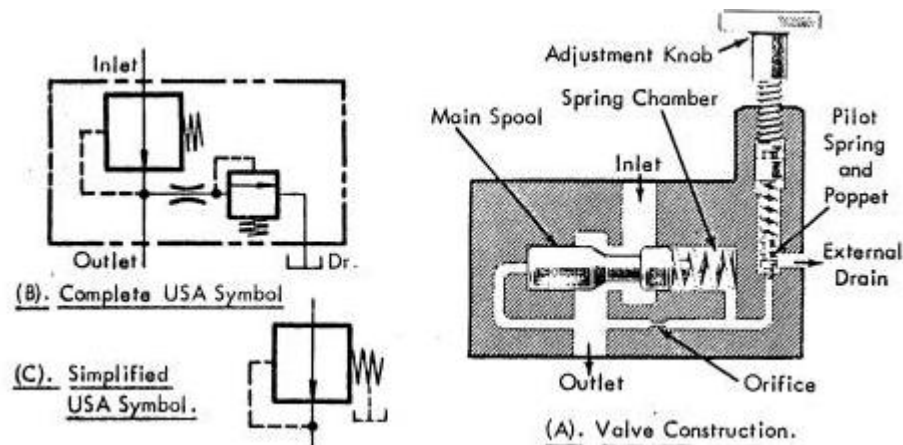
Para este tipo de válvulas se precarga un resorte que presiona un cono sobre su asiento, la precarga del resorte se presenta por medio de la señal proveniente del amplificador haciendo que el solenoide se desplace y accione el resorte. Para el funcionamiento correcto hay presente un transductor encargado de registrar la posición del solenoide e indirectamente la presión del sistema permitiendo así un control de lazo cerrado continuo, el cual nos brinda gran precisión y repetitividad debido a la compensación de la fricción del solenoide.

Válvula reductora de presión proporcional:

La válvula reductora de presión mantiene una presión reducida a su salida, independientemente de la presión más elevada en su entrada. El vástago de la válvula, en operación, asume una posición intermedia controlando el flujo de tal manera de mantener la presión a la salida al valor deseado.

Si la presión en la salida tiende a superar el valor de ajuste, el vástago se mueva hacia la derecha por la acción de la presión piloto en su cara izquierda, previniendo de esta manera un incremento por sobre el valor de ajuste.

Figura 19. Válvula reductora de presión proporcional.



Fuente. http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica12.htm

El nivel deseado de presión de salida es establecido no por el resorte principal sino por el valor de la presión de aceite, que es mantenida mediante una pequeña válvula de alivio controlada por el operador. El orificio de conexión a ésta válvula de alivio es de pequeño diámetro a los efectos de que pueda ser evacuado por la pequeña válvula de alivio.

Cuando el aceite pasa a través de la válvula su vástago continuamente regula el flujo a los efectos de mantener una presión constante a la salida. Si el flujo de aceite cesa es decir si un cilindro llega al final de su carrera, el vástago de la válvula accionado por la presión piloto en su cara derecha, se mueve completamente hacia la derecha previniendo un incremento de presión estática en la cara de salida, El vástago en condiciones estáticas, drena a través de la válvula de alivio piloto, no permitiendo un incremento de la presión de salida.

Si la presión de entrada es tan baja como la del valor de ajuste de la válvula, el vástago se mueve completamente hacia la izquierda trabajando en condiciones de flujo libre a través de la válvula. En esas condiciones obviamente la presión de salida es igual a la presión de entrada.

3.3 TIPOS DE SOLENOIDES

3.3.1 Solenoides de carrera controlada.

En ellos existe una relación lineal entre la corriente suministrada y la posición del carretel de la válvula. El control de posición en estas válvulas se lleva a cabo por medio de control de lazo cerrado.

3.3.2 Solenoide de fuerza controlada.

La relación que se da en ellos es fuerza/corriente que está definida sobre una carrera muy corta del carretel (aprox. 1.5mm). Debido a su corta carrera, el solenoide de fuerza controlada es usado particularmente en válvulas de control de presión y válvulas direccionales operadas por piloto. La corriente a través de la bobina determina la cantidad de fuerza que es transmitida al carretel de la válvula.

3.4 SERVOVÁLVULAS

Las servoválvulas son las válvulas más eficientes para el control, ya que se tratan de una válvula direccional con más de una vía y cuentan con entrada de señal de realimentación, como reacción a estas señales la válvula realiza una regulación de caudal o de presión con gran sensibilidad.

En una servoválvula el desplazamiento de la corredera se realiza por medio de un motor eléctrico (motor par) que regula con precisión el posicionamiento de la misma, controlando con ello el caudal que pasa a través de la superficie liberada por la corredera en su desplazamiento.

Las servoválvulas son altamente eficientes ya que cuentan con la capacidad de corregir el desfase de la variable a controlar, por medio de recepción de datos provenientes de una línea de salida real, ya que esta se toma del sensor ubicado sobre la variable real a controlar. Esto hace que en la actualidad las servoválvulas sean utilizadas cada vez más en la industria donde se encuentran presentes

sistemas hidráulicos que requieren de gran precisión en el control de las diferentes variables.

En la actualidad existe gran variedad de tipos de servoválvulas, pero el principio de funcionamiento es el mismo para todas ya que en una primera fase el motor par recibe una señal electrónica provocando así su activación y así de forma simultánea desplazar la corredera hidráulica en la segunda fase en función de la señal electrónica por medio del movimiento ocasionado por la activación del par motor.

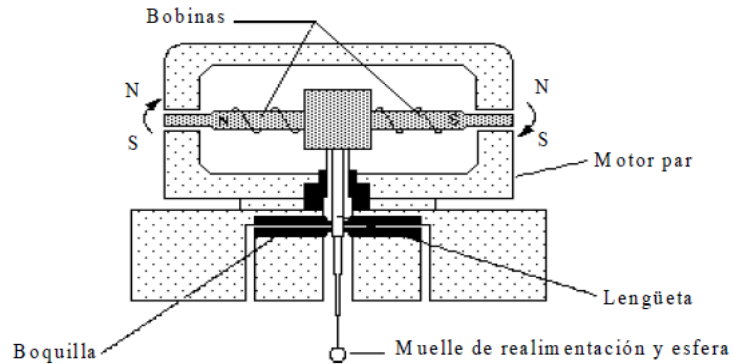
Las servoválvulas más comunes son las de dos fases, aunque también existen las de una sola fase y muy raras veces se encuentran de tres fases.

Las servoválvulas de una sola fase tienen un uso limitado ya que maneja un caudal muy restringido (10-12 l/min) y su resolución no es tan buena como la de dos fases ya que en estas la corredera principal es movida directamente por el motor lineal.

En los modelos de dos fases, la segunda fase es controlada por la lengüeta que se desplaza debido al movimiento de las bobinas ocasionado por la señal electromagnética recibida y amplificada anteriormente en la primera fase. En las Figuras 20 y 21 se muestra una sección de la primera fase en una servoválvula de dos fases: en la primera la lengüeta y el muelle de realimentación están centrados; en la siguiente están desplazadas por la acción de la señal recibida y transformada por las bobinas.

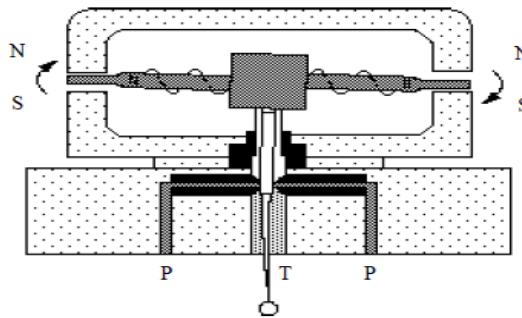
También en las servoválvulas encontramos diversos tipos de pilotajes y tipos de alimentación, dependiendo el tipo de control requerido para el sistema.

Figura 20. Servocontrol en reposo.



Fuente. <http://www.edicionsupc.es/ftppublic/pdfmostra/EM00202M.pdf>

Figura 21. Servocontrol activado.



Fuente. <http://www.edicionsupc.es/ftppublic/pdfmostra/EM00202M.pdf>

3.4.1 Control de posición.

Para el control de posición la señal de realimentación debe provenir de un transductor de posición colocado sobre el vástago del cilindro o en el elemento a controlar.

3.4.2 Control de la velocidad.

Para controlar la velocidad la servoválvula debe ser realimentada por medio de una señal emitida desde un tacómetro instalado en el dispositivo a controlar del sistema.

3.4.3 Control de la fuerza.

Este control se realiza por medio de una señal proveniente de un transductor de fuerza o de presión que se encuentra instalado en el actuador o en la línea del sistema donde se requiera el control.

La eficacia y precisión hidráulica de una servoválvula se basa en lo ajustado de las tolerancias entre la camisa y la corredera. Para mantener estas tolerancias se debe evitar el desgaste de estos componentes, y para ello la mayoría de fabricantes recomiendan la inclusión de un filtro de 3 mm (absolutas) en la línea de entrada de presión.

A continuación se trataran los tipos de servoválvulas más comunes utilizadas en la industria, estas son:

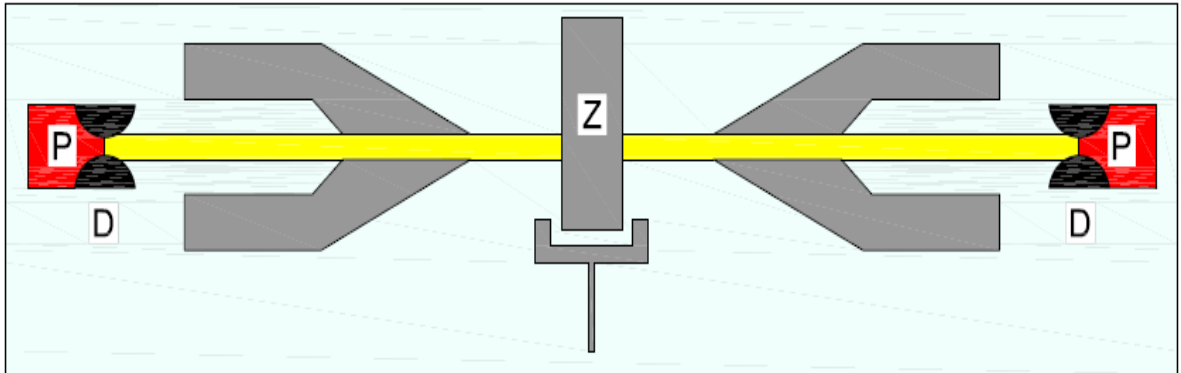
- Servoválvulas tipo lengüeta.
- Servoválvulas tipo corredera.
- Servoválvulas tipo boquilla.

3.4.4 Servoválvulas tipo lengüeta:

En estas servoválvulas se utiliza un sistema de amplificación hidráulico, el cual consiste de cuatro orificios, de los cuales dos son fijos y dos son de control. A continuación en la Figura 22. Se aprecia su principio de funcionamiento; cuando la presión de pilotaje es igual en los dos extremos y el fluido pasa a través de los orificios D1 y D2, entonces ocurre una caída de presión. Si la apertura de los orificios es igual la caída de presión a través de ellos es la misma.

Cuando la lengüeta (z) es desplazada, ocurre una variación en las distancias de los orificios a la lengüeta ocasionando esto una variación en las presiones que actúan a lado y lado de la lengüeta. La señal efectiva será entonces la diferencia entre estas dos señales.

Figura 22. Dispositivo de lengüetas en servoválvulas.



Como se menciona en el párrafo anterior la diferencia entre los valores de las presiones ya que en un lado aumenta y en el otro disminuye, entonces se produce un desplazamiento de la corredera hasta que la fuerza originada por la diferencia de presiones es equilibrada por la tensión de los muelles de la corredera.

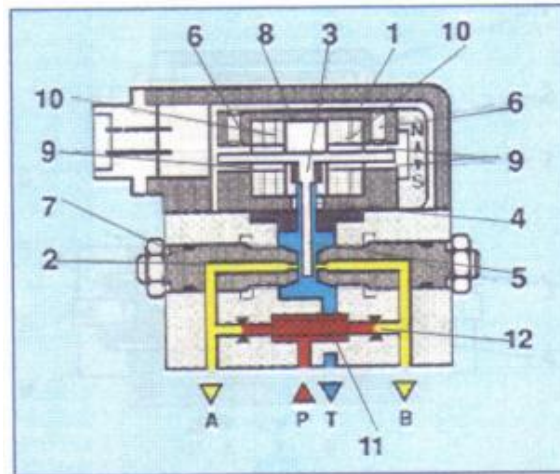
3.4.5 Servoválvulas tipo lengüeta de una etapa.

Esta servoválvula (Ver Figura 23) consiste básicamente de un dispositivo lengüeta-tobera, de control direccional de salida unido directamente a un actuador electromagnético proporcional o motor de torque. Este motor de torque es accionado por una señal eléctrica de entrada, la cual produce un cambio en la posición del miembro de control direccional (dispositivo lengüeta-tobera) que conlleva a un correspondiente cambio en el área de regulación de flujo, siendo esta proporcional a la señal eléctrica de salida.

3.4.6 Servoválvulas de tipo lengüeta de dos fases.

Estas servoválvulas que se muestra en la Figura 24 están compuestas por un motor de torque y dos etapas de amplificación hidráulica. La primera etapa se compone de la armadura del motor unida a un tubo flexible, y las dos bobinas rodean la armadura.

Figura 23. Servoválvula tipo lengüeta de una sola etapa.



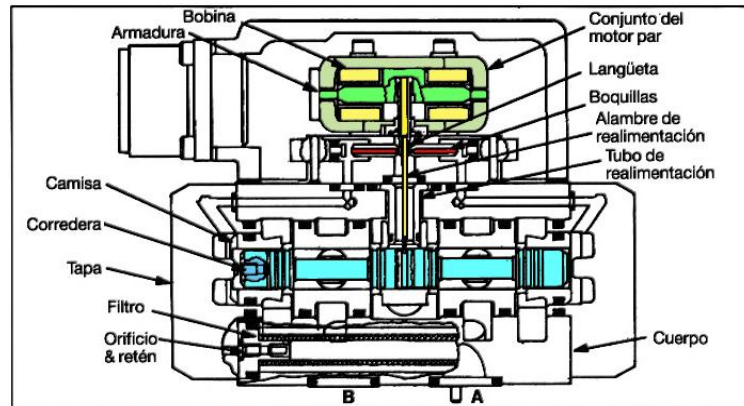
Fuente. Tesis de grado *Servomecanismo electrohidráulico de control de velocidad y posición en actuadores lineales* ING. MECANICA-UIS.

- 1-Motor de torque.
- 2-Amplificador hidráulico.
- 3-Armadura de material magnético ligero.
- 4-Tubo flexible.
- 5-Lengüeta.
- 6-Tornillos polares.
- 7-Orificios de control.
- 8-Lamina polar.
- 9-Espacios de flujo magnético.
- 10-Bobinas.
- 11-Filtro de protección.
- 12-Orificios fijos.

La lengüeta en la primera etapa de amplificación se extiende alrededor del tubo flexible y pasa entre dos boquillas, creando dos espacios variables al igual que las servoválvulas de una fase. Luego la presión controlada por la lengüeta y las

boquillas pasa a los extremos de la corredera de la segunda etapa de amplificación, que dirige el flujo entre los puertos de la válvula.

Figura 24. Servoválvula tipo lengüeta de dos etapas.



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

3.5 SERVOVÁLVULAS TIPO CORREDERA:

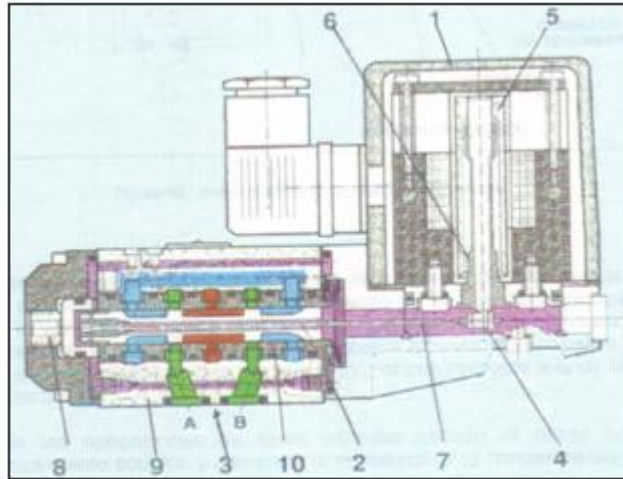
3.5.1 Servoválvulas tipo corredera de una sola etapa:

Este tipo de servoválvula tiene un uso limitado ya que su capacidad de flujo es baja, debido a las pequeñas magnitudes de las fuerzas y los cortos desplazamientos que brinda el motor de torque. En la Figura 25 se puede apreciar cómo está construida una servoválvula tipo corredera de una sola etapa y su respectivo funcionamiento.

Este tipo de servoválvulas cuentan con un carretel, el cual es accionado directamente por un motor de torque de la siguiente manera: El motor recibe una señal eléctrica que proviene inicialmente del transductor de posición, esta señal acciona el motor de torque produciendo un movimiento en el tubo del motor de torque, este tubo se encuentra unido mecánicamente al carretel por medio de una varilla y un conector mecánico permitiendo así que el carretel se deslice sobre el cuerpo de la servoválvula. De esta manera se obtiene el control de la

posición del carretel y por lo tanto del flujo, el cual es proporcional a la señal eléctrica inicial.

Figura 25. Servoválvula tipo corredera de una etapa.



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

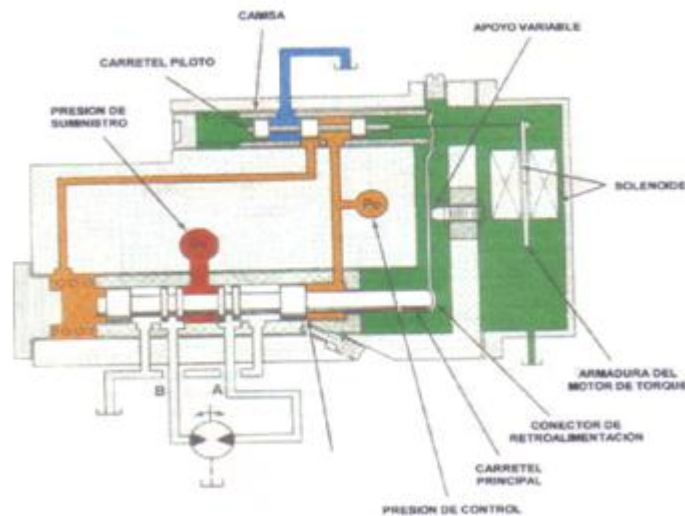
3.5.2 Servoválvulas tipo corredera de dos etapas:

Estas servoválvulas son utilizadas cuando se requiere manejar altos caudales ya que cuentan con una etapa piloto encargada de direccionar el fluido debido al desplazamiento de un carretel pequeño que está unido mecánicamente a un motor de torque. Al accionar el motor de torque con una señal eléctrica proveniente del transductor se desplaza el carretel pequeño (piloto) dando paso al fluido para que se dirija hacia el carretel principal controlando así el flujo entrante al actuador.

Este tipo de servoválvulas cuentan con un dispositivo de retroalimentación mecánica que convierte la etapa piloto en una válvula seguidora. Este dispositivo permite una relación directa entre las dos correderas consiguiendo así el centrado efectivo de la servoválvula.

En las aplicaciones de las servoválvulas de corredera de dos etapas es común que se utilice el dither para lograr neutralizar factores externos, como el rozamiento estático y además aumentar la resistencia a la contaminación.

Figura 26. Servoválvula tipo corredera de dos etapas.



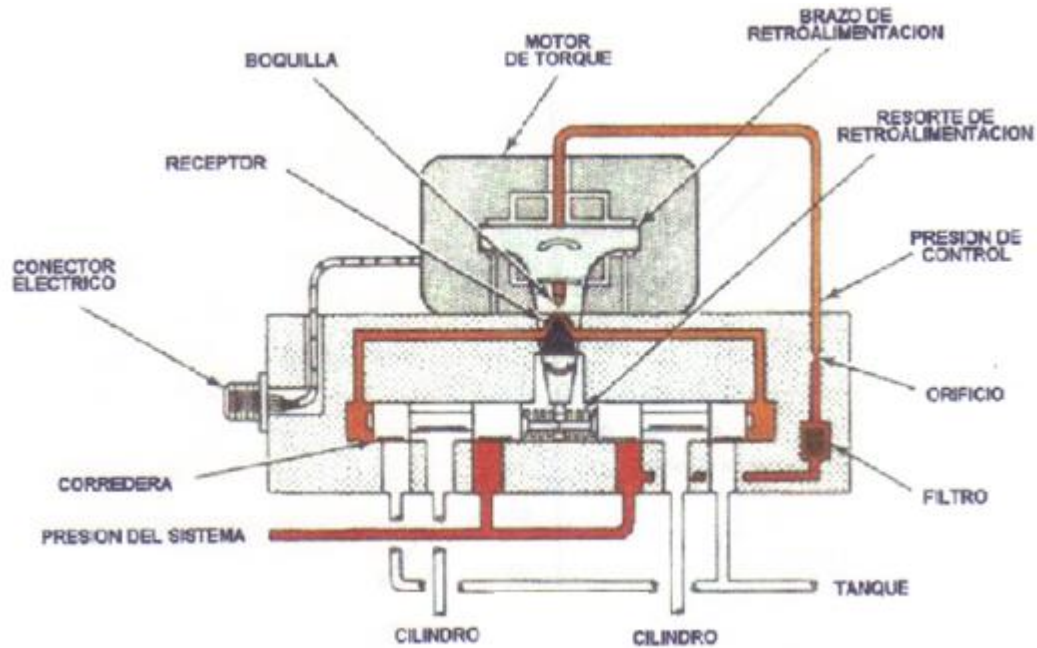
Fuente. *Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. VICKERS. 1990.*

3.6 SERVOVÁLVULAS TIPO BOQUILLA:

Este tipo de servoválvula cuenta con dos etapas, las cuales están diseñadas para crear una diferencia de presión y así ocasionar el movimiento del carretel en función de una señal de eléctrica de entrada. En la etapa piloto de la servoválvula se encuentra un motor de torque al cual está unido un tubo con una boquilla en su extremo; esta boquilla se encarga de dirigir un chorro de aceite sobre un receptor que cuenta con dos orificios de salida, cada uno de estos orificios conectado a los extremos de la corredera de la servoválvula.

Cuando el eje de la boquilla se encuentra formando un ángulo recto con respecto al área del receptor, la presión en los orificios de salida conectados a la corredera es igual, por lo tanto, para esta situación la diferencia de presión es cero ocasionando esto que la corredera se encuentre centrada totalmente.

Figura 27. Servoválvulas tipo boquillas.



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

Al recibir la señal eléctrica, el motor de torque hace que la boquilla se incline buscando la dirección de uno de los dos orificios que contiene el receptor, por tal razón se crea una diferencia de presiones en los orificios causando esto un desplazamiento en la corredera. Esta corredera se desplaza contra un resorte que cumple la función de retroalimentación mecánica, el cual posiciona la corredera nuevamente para balancear las presiones que actúan a cada lado.

3.7 HISTERESIS

La histéresis en las servoválvulas es ocasionada como en todos los dispositivos electromecánicos por la fricción y los efectos electromagnéticos, para este caso específico entre el carretel y el cuerpo de la válvula. La histéresis es la desviación o variación en la respuesta o posición de la válvula que se observa al incrementar la señal eléctrica de comando desde cero hasta el valor máximo y luego nuevamente se retrocede al valor cero. Se concluye de lo anterior, la histéresis es básicamente un porcentaje (%) de la señal de entrada nominal máxima.

3.8 PÉRDIDA DE EFICIENCIA DE UNA SERVOVÁLVULA O VÁLVULA PROPORCIONAL.

El caudal de fugas por una servoválvula o válvula proporcional, viene determinado por la fórmula:

$$Q = (p \cdot b^3 \cdot f \cdot DP) / (12 \cdot L \cdot m) \quad (3.1.)$$

donde:

p = Coeficiente de forma

b = Tolerancia entre la camisa y la corredera

f = Diámetro de la corredera

DP = Diferencia de presión

L = Longitud de la corredera

m = viscosidad dinámica

Todos estos factores se pueden considerar constantes a excepción de la tolerancia, que variará en función del desgaste; por ello la fórmula se puede simplificar a $Q = K \cdot b^3$, donde K es casi constante.

3.9 GANANCIA DE PRESIÓN.

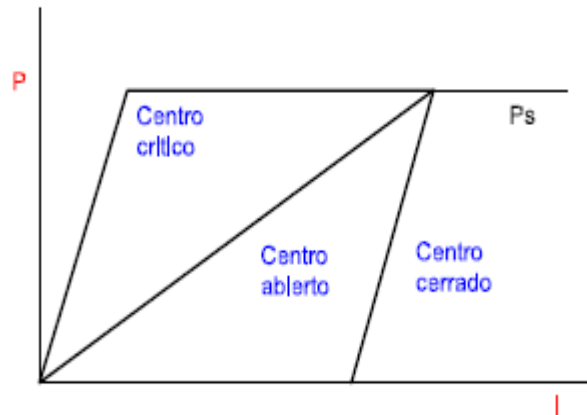
En las servoválvulas una característica importante es la ganancia de presión y está determinada por las condiciones en la posición central de la válvula. Esta se define como la relación de cambio de la presión de salida en función de la corriente de entrada.

$$Vp = P_{sal}/U_{en} \quad (3.2)$$

La ganancia de presión en las válvulas es un factor primordial en los sistemas de control de presión con lazo cerrado y también es muy importante en la determinación de la precisión permanente de los sistemas encargados del control de posición.

Como se muestra en la Figura 28 la forma de la curva característica de ganancia de presión en cada servoválvula es afectada por la condición central de la misma, esta curva nos muestra la rapidez con que la servoválvula podría abrir y así proporcionar una presión suficiente para corregir el comportamiento.

Figura 28. Ganancia de presión de una servoválvula.



En el caso de tener una corredera de centro abierto se requiere un mayor desplazamiento para producir el cierre del puerto que conecta a tanque, por tal motivo la pendiente originada es menos inclinada, lo que significa que la ganancia de presión tendrá un valor más bajo.

Cuando se tiene una corredera de centro cerrado lo que ocurre es que la presión se mantiene constante hasta que los orificios de conexión salen de la zona muerta.

Para las aplicaciones donde se requieren ganancias en presión elevadas con una zona muerta mínima, la corredera que nos brinda resultados más óptimos es la de centro crítico.

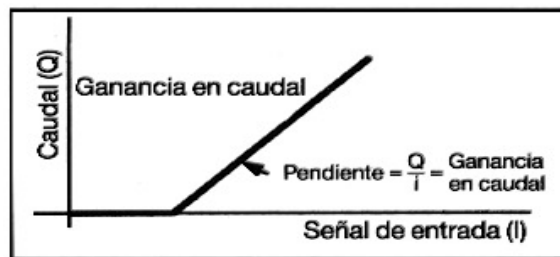
GANANCIA DE FLUJO:

La ganancia de flujo es la relación entre el caudal que atraviesa la válvula y la señal de entrada.

$$Vq = Q/Uen \quad (3.3.)$$

Cuando la señal eléctrica entrante a la servoválvula es lo suficientemente grande para desplazar la corredera y dejar pasar el fluido a través de la válvula, este caudal siempre será proporcional a la señal de entrada proveniente inicialmente del transductor. La ganancia en caudal es la pendiente de la grafica que relaciona los dos parámetros nombrados en el párrafo anterior como se muestra en la Figura 29

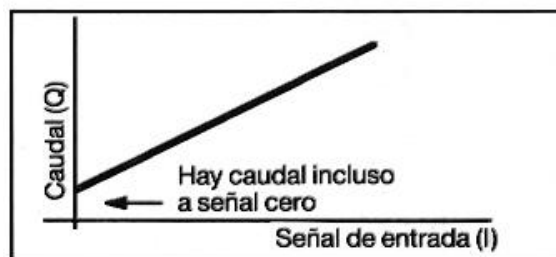
Figura 29. Curvas de operación de flujo en servoválvulas



a- Curva de operación de flujo (Centro cerrado)



b- Curva de operación de flujo (Centro crítico)



c- Curva de operación de flujo (Centro abierto)

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

3.10 CAUDAL:

El control de esta variable se lleva a cabo por medio del ajuste de la abertura de la corredera/orificio, el cual nos permite variar el área del orificio.

$$Q \cong A\sqrt{\Delta P} \quad (3.4.)$$

El caudal que atraviesa un orificio es proporcional tanto al área del orificio como a la raíz cuadrada de la caída de presión debida al paso del fluido por el mismo.

Como se menciona anteriormente el área (A) se puede variar y controlar por medio de una señal eléctrica y la diferencia de presiones (ΔP) a través de la válvula está determinada por la presión de suministro del sistema (P_s), la presión requerida para mover la carga (P_c) y la presión de la línea de conexión a tanque (P_t).

$$\Delta P = P_s - P_c - P_t \quad (3.5.)$$

Normalmente el caudal nominal a través de una servoválvula, es el valor del caudal que la atraviesa cuando se tiene una señal eléctrica de entrada del 100% y una pérdida de carga de 70 bares (1000 psi).

Para determinar el caudal sobre una servoválvula con diferentes valores de porcentajes de señal de entrada o pérdidas de carga se utiliza la siguiente expresión.

$$Q_L = Q_R \left(\frac{I_A}{100} \right) \sqrt{\left(\frac{\Delta P_v}{70} \right)} \quad (3.6)$$

$$Q_L = Q_R \left(\frac{I_A}{100} \right) \sqrt{\left(\frac{\Delta P_v}{1000} \right)} \quad (3.7)$$

Donde:

Q_L = Caudal real.

Q_R = Caudal nominal.

I_A = Nivel actual de señal de entrada (Come porcentaje de la señal de entrada nominal).

ΔP = Perdida de carga total sobre la válvula.

4 ANÁLISIS DINÁMICO

4.1 MODELADO MATEMÁTICO DE SISTEMAS DINÁMICOS

El diseño y construcción de todo sistema debe comenzar con la realización de un modelo matemático que lo represente, este modelo se basa en una serie de ecuaciones con las cuales se busca conocer el comportamiento del sistema antes de su construcción. El modelo matemático no es más que una representación mediante ecuaciones de un sistema físico, para lo cual se debe conocer las variables que intervienen en la operación del sistema y cuáles de estas no afectan significativamente el comportamiento del mismo para que puedan ser omitidas durante la elaboración del modelo matemático. Es fundamental antes de comenzar, realizar las simplificaciones del sistema real, hay que tener en cuenta que el modelo matemático se basa en la aplicación de hipótesis e idealizaciones, y llegará a tener validez si las simplificaciones hechas no afectan de manera considerable sus resultados, los cuales deberán a ser corroborados mediante las pruebas reales.

Cabe destacar que todo modelo matemático parte de una hipótesis por lo tanto no se puede esperar completa exactitud en sus resultados. Es apenas lógico que durante la realización del modelo matemático se debe conservar un equilibrio entre la simplicidad del modelo y su precisión.

Una vez se han realizado las hipótesis y se conocen cuales son las variables que se pueden ignorar para el desarrollo del modelo, es decir ya tenemos el sistema idealizado, debemos ir del sistema idealizado al modelo matemático. Se llega al punto de buscar las expresiones matemáticas que definan el sistema simplificado, Para esto debemos analizar todo el sistema, realizando un análisis de planta, esto consiste en analizar elemento por elemento cada uno de los cuales conforma el sistema de control, revisando su funcionamiento dentro del sistema completo, cuáles son sus parámetros de operación, que fuerzas intervienen en él (diagrama

de cuerpo libre) durante la operación y así mismo como interactúa con otros elementos del sistema, cada elemento puede ser representado por una serie de ecuaciones.

Cada elemento puede ser analizado planteando sus respectivas ecuaciones y conociendo la relación existente entre las variables de entrada y las respuestas obtenidas. Este modelamiento se puede expresar mediante las funciones de transferencia o mediante un sistema de ecuaciones diferenciales lineales.

Las funciones de transferencia muestran en forma de ecuaciones las relaciones entre las variables de entrada y las de salida, gracias a estas ecuaciones se busca conocer la dinámica del sistema. Cada parte del sistema puede ser representada por un conjunto de ecuaciones para lo cual se debe conocer las operaciones a realizar y todos los elementos que conforman el sistema. A través de la transformada de Laplace se puede ir de las ecuaciones diferenciales a las funciones de transferencia del sistema. Se puede decir que la función de transferencia es la relación de la transformada de Laplace de las variables de salida con la relación de la transformada de Laplace de las variables de entrada.

4.1.1 Metodología para determinar las funciones de transferencia.

1. Identificar todos los elementos que conforman el sistema y la dinámica del mismo
2. Hallar las ecuaciones de equilibrio y las leyes físicas que gobiernan cada elemento.
3. Hallar las ecuaciones diferenciales para cada variable.
4. Obtener la transformada de Laplace de cada ecuación considerando condiciones iniciales cero.
5. Relacionar las variables de salida con las de entrada.

4.2 ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DINÁMICOS

Al realizar el modelamiento matemático de un sistema dinámico se busca predecir cuál sería el comportamiento del sistema físico, para así tener una base antes de realizar las pruebas experimentales, ya que este es una representación simplificada del modelo real.

Para este procedimiento contamos con ciertas bases ciertos conceptos que nos permitirán llevar adelante nuestro modelo si aplicamos a cada elemento del sistema principios como las leyes de Newton; el principio de D'alembert, ecuaciones de energía etc. Tenemos las bases para hacer el análisis dinámico del sistema. Sin embargo en algunos casos resulta bastante complicado tratar de deducir las expresiones ya que no siempre es posible obtener soluciones matemáticas de problemas de ingeniería. En ciertos casos resulta indispensable construir el modelo experimental, y con una combinación de los dos métodos se puede llegar a una simulación precisa, esta parte puede desarrollarse más fácilmente debido a la experiencia e intuición, por lo tanto es necesario tener el conocimiento del proceso real. Actualmente y gracias a los adelantos tecnológicos en la parte de los sistemas computacionales contamos con software que permiten simular con gran precisión el comportamiento de estructuras y sistemas, estos son algunos de los métodos que nos permitirán junto con la realización de pruebas experimentales validar la veracidad del modelo matemático. Si los resultados obtenidos no corresponden se debe revisar o rediseñar tanto el modelo matemático como el sistema físico hasta lograr los resultados deseados, todo mediante un procedimiento de prueba y error.

4.3 SISTEMAS MECÁNICOS

Los sistemas mecánicos tienen leyes de conexión influenciados por la geometría del sistema, además están gobernados por la segunda ley de Newton, es decir compuestos por masas y al ser excitados por medio de fuerzas externas

presentan como respuesta el movimiento. Se dividen entre sistemas mecánicos de rotación y translación.

4.3.1 Sistemas mecánicos de Rotación

La segunda ley de Newton dice para estos sistemas: que la sumatoria de los torques es igual al momento de inercia multiplicado por su aceleración angular:

$$\Sigma T = J\alpha \quad (4.1)$$

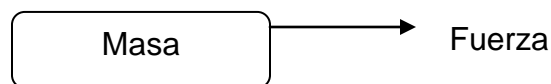
4.3.2 Sistemas mecánicos de translación

Son los que al presentar el estímulo solo exhiben movimientos de translación. Están compuestos de masa, resorte, amortiguador, e involucran las variables de posición, velocidad, aceleración y fuerza (Figura 30). Se puede decir que el modelado de este sistema mecánico es sin duda la segunda ley de Newton: que dice que la derivada de la cantidad de movimiento de un cuerpo es igual a la sumatoria de las fuerzas netas que actúan sobre él.

$$\text{Cantidad de movimiento} = \text{masa} \times \text{velocidad} = m \times v \quad (4.2)$$

$$\text{Segunda ley de Newton} = \Sigma F = m \times a = m \times dv/dt \quad (4.3)$$

Figura 30. Sistema mecánico de translación



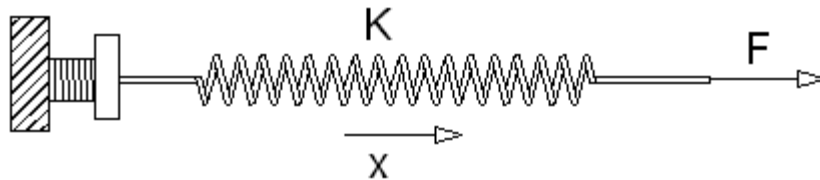
$$\Sigma F = \text{Masa} \times \text{aceleracion} = M \times \frac{d^2x}{dt^2} \quad (4.4)$$

Resorte: Es un almacenador de energía mecánica potencial. Presenta el fenómeno de elasticidad con una relación entre fuerza y desplazamiento, una fuerza la cual es proporcional a su deformación. Para cada valor de la fuerza aplicada existe solo un lugar de desplazamiento.

$$X = \frac{1}{k} x F \quad (4.5)$$

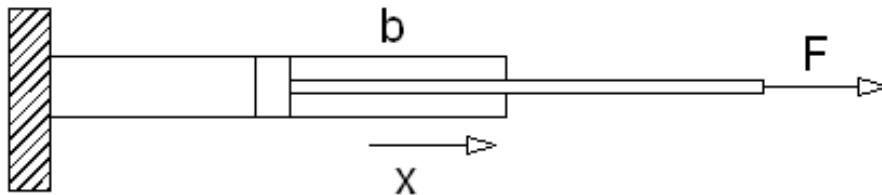
Donde $1/K$ es la función de transferencia ya que es la cantidad por la cual se debe multiplicar la entrada F para obtener la salida X

Figura 31. Resorte con constante K y ante una fuerza F presenta X elongación.



Amortiguador: representa una fuerza viscosa la cual es directamente proporcional a la velocidad, es el encargado de la disipación y pérdida de energía. La constante b puede variar con la temperatura o algún otro factor.

Figura 32. Amortiguador con contante de amortiguación b .



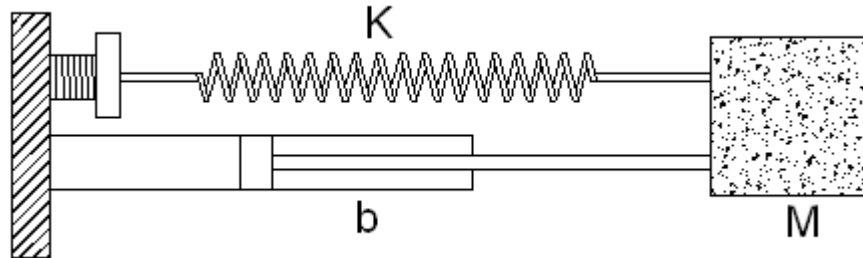
$$F = b x V = b \cdot \frac{dx}{dt} \quad (4.6.)$$

4.3.3 Sistemas de segundo orden (de un grado de libertad)

Los grados de libertad representan el número de coordenadas necesarias para determinar la posición de un sistema en cualquier tiempo.

Este es el ejemplo más básico de un sistema masa – resorte – amortiguador.

Figura 33. Sistema de segundo orden masa resorte amortiguador.

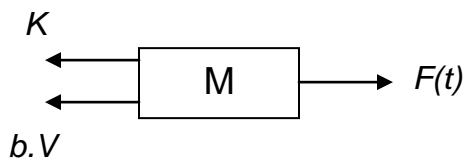


Los sistemas mecánicos pueden encontrarse en serie o en paralelo. En paralelo cuando la fuerza que se aplica es igual a la suma de las fuerzas actuantes y la deformación es la misma en todos los elementos. En serie la fuerza se transmite a través de todos los elementos y la deformación total es la sumatoria de todas las deformaciones.

Este sistema se encuentra instalado en paralelo por lo tanto solo presenta una velocidad absoluta y es la de la masa, consideramos que el piso es estático y que no existe deslizamiento entre las uniones, no se genera ninguna velocidad relativa y por lo tanto el amortiguador como el resorte se mueven con la misma velocidad que la masa.

Realizamos el diagrama de cuerpo libre de la masa

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre del sistema de segundo orden



Se hace la sumatoria de fuerzas

$$\Sigma F = m \times a \quad (4.7)$$

$$F(t) - \text{fuerza}_{\text{resorte}} - \text{fuerza}_{\text{amortiguador}} = \text{masa} \times \text{aceleración} \quad (4.8)$$

$$A_p * P_L - k \times X - b \times V = m \times a \quad (4.9)$$

$$A_p * P_L = m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kX \quad (4.10)$$

La ecuación (4.10) es la Ecuación fundamental de la dinámica estructural para un caso de masa, resorte, amortiguación.

Esta ecuación se puede también expresar mediante su función de transferencia, para lo cual primero aplicamos la transformada de Laplace a cada término para condiciones iniciales cero queda:

$$\delta \left[m \frac{d^2x}{dt^2} \right] = ms^2X(s) \quad (4.11)$$

$$\delta \left[b \frac{dx}{dt} \right] = bsX(s) \quad (4.12)$$

$$\delta[kX] = kX(s) \quad (4.13)$$

Luego la función de transferencia es igual:

$$X(s)[ms^2 + bs + k] = F(s) \quad (4.14)$$

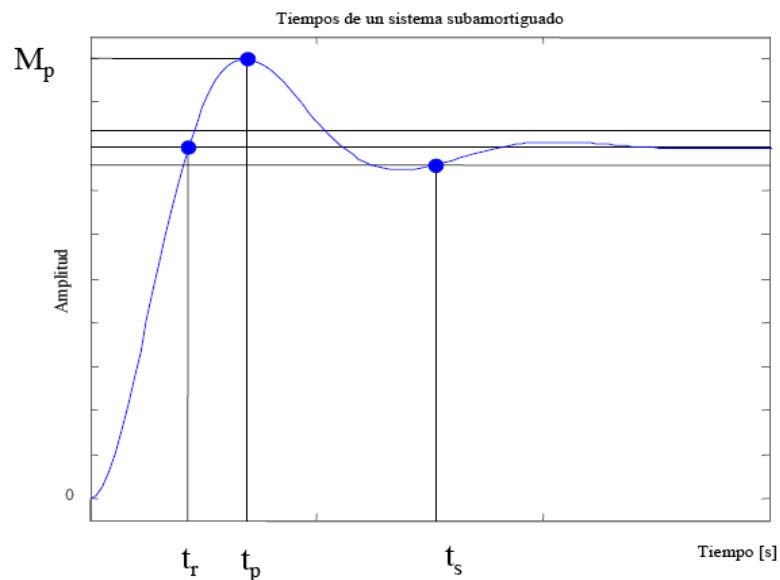
Como la función de transferencia es la relación entre las variables de salida con respecto a la de entrada tenemos:

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + bs + k} \quad (4.15)$$

Es decir ese el valor por el cual se debe multiplicar la entrada para obtener la salida.

4.4 CARACTERIZACION DE LA RESPUESTA AL ESCALON DE SEGUNDO ORDEN.

Figura 35. Respuesta al escalón en Sistemas de segundo orden.



Según se observa de la figura 36, los tiempos que se definen son:

- Tiempo de establecimiento, t_s : valor de tiempo que el sistema necesita en alcanzar un error del 5% ó 2%, según criterio, del valor final del régimen permanente.
- Tiempo de pico, t_p : intervalo de tiempo en darse la máxima amplitud de salida (sólo es válido si el factor de amortiguamiento está entre 0 y 0.7, $0 < \zeta < 0.7$). En caso contrario, no habrá sobreoscilación y no tiene sentido este parámetro.

- Sobreoscilación, M_p : Valor de pico máximo de la salida ponderado con el valor final. Sólo sucede si $0 < \zeta < 0.7$.
- Tiempo de subida, t_r : el tiempo transcurrido en alcanzar por primera vez el 100% del valor final de la señal de salida.

4.4.1 Tiempo de establecimiento, t_s

El tiempo que necesita en alcanzar el régimen permanente con un error del 5% o del 2% del valor final, depende básicamente de la componente envolvente de la señal de salida. Nótese de la ec. (4.16) que la salida es una combinación entre un armónico y una exponencial monótonamente decreciente. Simplificando y no considerando el efecto senoidal, el 95% de la señal se alcanzará cuando la envolvente valga 0.05 ó 0.02, según criterio del 5% o el 2% del valor final.

$$y(t) = k \left(1 - \frac{e^{-\sigma t}}{\sqrt{1-\zeta^2}} \text{sen}(\omega_d t + \theta) \right) \quad (4.16)$$

Con el criterio del 5% de error del valor final, el tiempo de establecimiento es aproximadamente:

$$\frac{e^{-\sigma t_s}}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cong 0.05 = e^{-\pi} \quad (4.17)$$

4.4.2 Tiempo de pico, t_p

Este valor se dará cuando se alcance el valor máximo de la amplitud de la señal de salida. Tomando la primera derivada de la expresión analítica de la respuesta al escalón unitario e igualando a cero, permitirá definir los tiempos de máximos y mínimos de amplitud de la señal:

$$\dot{y} = 0 = -k \left(\frac{(-\sigma) \cdot e^{-\sigma t_p}}{\sqrt{1-\zeta^2}} \text{sen}(\omega_d t_p + \theta) + \frac{e^{-\sigma t_p}}{\sqrt{1-\zeta^2}} \cos(\omega_d t_p + \theta) \omega_d \right) \quad (4.18)$$

Reordenando la expresión, los tiempos de máximos y mínimos estarán validados por la coincidencia del ángulo de apertura de los polos complejos y conjugados, q , con vueltas enteras de π radianes de $Wd t$:

$$t_g (\omega_d t_p + \theta) = \frac{\omega_d}{\sigma} = \frac{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}}{\xi \omega_n} = \operatorname{tg} \theta \quad (4.19)$$

La primera vuelta de π radianes de $Wd t$ coincidirá con la amplitud máxima de la señal de salida. El tiempo de pico es inversamente proporcional a la frecuencia de amortiguamiento. Habrá tiempo de pico si hay sobreoscilación y ésta la habrá si el factor de amortiguamiento está entre 0.707 y 0.

4.4.3 Sobreoscilación, M_p

Hay sobreoscilación si el factor de amortiguamiento está entre 0.707 y 0. La sobreoscilación se dará en el tiempo de tipo, t_p , y corresponderá con el valor ponderado entre la máxima amplitud respecto al valor de salida en el régimen permanente. Al tener un sistema de ganancia estática k , la respuesta al escalón unitario, después de acabar el régimen transitorio, también será k veces de amplitud. Introduciendo el valor de tiempo de pico en la ec. (4.16), para calcular el valor máximo y dando la definición de sobreoscilación, M_p , quedará como:

$$M_p = \frac{y_{\max} - y_{rp}}{y_{rp}} = \frac{k \left(1 - \frac{e^{-\sigma t / \omega_d}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \operatorname{sen}(\pi + \theta) \right) - k}{k} = \frac{1 + \left(\frac{e^{-\sigma t / \omega_d}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \operatorname{sen}(\theta) \right) - 1}{1} \quad (4.20)$$

4.4.4 Tiempo de subida, t_r

Muy empleado en los catálogos de componentes electrónicos en el apartado de las características dinámicas. El tiempo de subida es el intervalo de tiempo que tarda el sistema o el dispositivo en pasar del 10% al 90% en una de sus señales. Para el tratamiento matemático y con el objeto de simplificar la expresión, se considerará el paso de tiempo entre el 0% al 100% del valor final, esto es, la primera vez que pasa la señal por el valor final.

En sistemas subamortiguados excitados con una entrada en escalón, sucederá cuando el segundo término de la ec.(4.16) se haga nulo:

$$\frac{e^{-\sigma t}}{\sqrt{1-\xi^2}} \operatorname{sen}(\omega_d t_r + \theta) = 0 \rightarrow \operatorname{sen}(\omega_d t_r + \theta) = 0 \quad (4.21)$$

La primera vez pasará cuando el arco seno pase por el valor de π :

$$\omega_d t_r + \theta = \pi \rightarrow t_r = \frac{\pi - \theta}{\omega_d} \quad (4.22)$$

4.5 ANÁLISIS DEL SERVOSISTEMA HIDRÁULICO

Para realizar el análisis dinámico del servosistema hidráulico nos debemos enfocar en examinar cada uno de los componentes importantes, es decir se debe realizar el modelo matemático de la servoválvula, del actuador y el sistema mecánico que simulara la carga sobre el servosistema.

La carga que será movida por el actuador es simplemente un sistema mecánico masa, resorte, amortiguación como ya vimos en los casos anteriores este sistema presenta solo un grado de libertad, por lo tanto se simplifica el estudio ya que el movimiento del actuador de doble efecto y del sistema mecánico será solo movimiento horizontal.

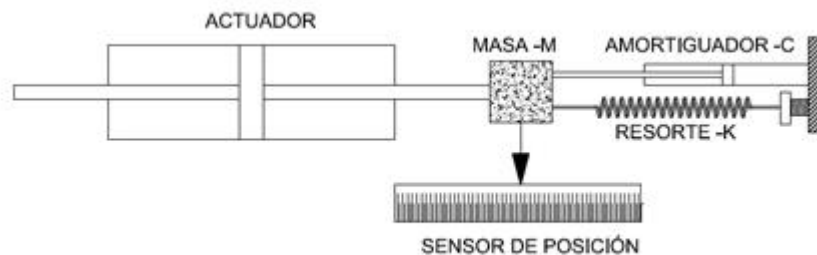
Para poder realizar el análisis matemático del servosistema hidráulico de control de posición debemos tener en cuenta algunas consideraciones que simplificarán notablemente el modelo matemático pero que no son muy relevantes por lo tanto no incidirán notablemente en los resultados, hay que recordar que la base para la realización del modelo matemático en sistemas dinámicos es plantear un sistema físico idealizado pero guardando un equilibrio entre la simplicidad y la precisión del sistema.

Por lo tanto se harán las siguientes hipótesis:

- La carga es una fuerza de inercia por el principio de D'alembert las fuerzas de inercia son iguales a la masa por su aceleración y en sentido contrario a la aceleración.
- No existe resbalamiento ni elasticidad en las uniones ni anclajes del actuador, ni en las uniones de la masa con el resorte y el amortiguador.
- La servoválvula no tiene zona muerta y la ganancia es constante sin importar la frecuencia.
- Se desprecian las fugas que puedan existir en el actuador.
- No existen fuerzas de fricción en los componentes del sistema mecánico (pasadores, barras de precisión, masa, soportes) y las que existen en el actuador en el pistón con la camisa se incluyen en el análisis de este sistema.

A continuación el sistema mecánico que se acopla al actuador para simular la masa.

Figura 36. Sistema de segundo orden acoplado para simular la carga sobre el actuador.



El actuador se puede reemplazar por una fuerza que mueve el sistema y este representara la carga sobre el sistema. Debido a que el sensor de posición LVDT tiene una carrera de 6 pulgadas el resorte estará en su posición de reposo en la mitad de este recorrido. Es decir el resorte trabajará tanto a compresión como a tensión y el actuador con la masa se desplazará 3 pulgadas en un sentido y luego 3 pulgadas en el otro.

4.5.1 Análisis dinámico del actuador

Teniendo en cuenta que el fluido es compresible y las fugas a través de la servoválvula. Consideramos el modulo de incompresibilidad que se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$B = V \frac{\partial p}{\partial V} \quad (4.23)$$

Este también conocido como el modulo de BULK representa el incremento de presión necesario para producir un cambio en el volumen de una sustancia.

Figura 37. Diagrama de un actuador lineal



Analizamos cada una de las cámaras del actuador y como sería el cambio de volumen de las mismas con respecto al tiempo.

Definimos:

V_0 = volumen inicial de la cámara 1 cuando el pistón se encuentra en el centro, es igual al volumen de la cámara 2.

ΔV = cambio de volumen después de que el actuador se ha movido hacia alguno de sus extremos.

Podemos decir que después de un tiempo en el cual el pistón se ha movido hacia la izquierda el volumen uno está dado por la ecuación:

$$V_1 = V_{c1} + (A_p - A_v) * X \quad (4.24)$$

$(A_p - A_v) = \text{área del pistón menos el área del vástago.}$

$V_{c1} = \text{Volumen confinado en la cámara 1 para la posición central.}$

$X = \text{Distancia desplazada desde el centro.}$

El caudal que se encuentra en la cámara uno en el instante inicial es:

$$Q_o = \frac{V_o}{B} * \dot{P}_1 \quad (4.25)$$

Definimos el cambio de caudal en el tiempo como:

$$\Delta Q = A_p * \dot{x} \quad (4.26)$$

Podemos decir que el caudal que existe en la cámara uno con el tiempo es:

$$Q_1 = Q_o + \Delta Q = \frac{V_o}{B} * \dot{P}_1 + A_p * \dot{x} \quad (4.27)$$

Como tenemos que en el instante inicial el volumen de la cámara 1 es igual al volumen de la cámara 2 y que el volumen total es dos veces cualquiera de los volúmenes de las cámaras debido a que en la mayor parte de trabajo estará muy cerca al centro, podemos expresar la ecuación anterior como:

$$Q_1 = \frac{V_t}{2*B} * \dot{P}_1 + A_p * \dot{x} \quad (4.28)$$

Si el cambio de volumen con respecto al tiempo es muy pequeño con respecto al volumen inicial se puede despreciar tenemos:

$$Q_1 = \frac{V_t}{2*B} * \dot{P}_1 \quad (4.29)$$

Se plantea las mismas ecuaciones para la cámara 2 y obtenemos resultados similares para el caudal 2

$$Q_2 = \frac{V_t}{2*B} * \dot{P}_2 + A_p * \dot{x} \quad (4.30)$$

Si nuevamente despreciamos la variación del volumen con respecto al volumen inicial.

$$Q_2 = \frac{V_t}{2 \cdot B} * \dot{P}_2 \quad (4.31)$$

El caudal requerido para vencer la carga (Q_L) es el promedio de los dos caudales, en esta ecuación se deben incluir las perdidas. Este se expresa como:

$$Q_L = C_f * P_L + \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (4.32)$$

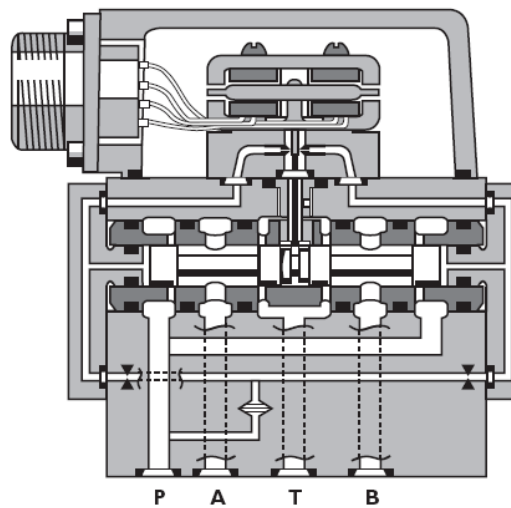
Donde C_f es el coeficiente de fugas.

Reemplazando tenemos:

$$Q_L = C_f * P_L + \frac{V_t}{2 \cdot B} * \dot{P}_L + A_p * \dot{x} \quad (4.33)$$

4.5.2 Análisis dinámico de la servoválvula

Figura 38. Vista en corte de la servoválvula MOOG 760

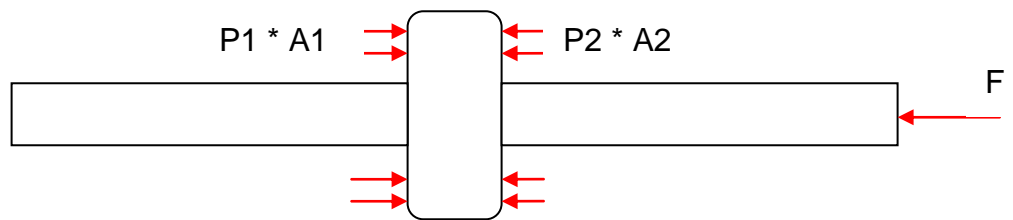


Fuente. MOOG 760 series servovalves

Para realizar el análisis matemático de la servoválvula supondremos que el fluido es incompresible, además debemos conocer la presión que existirá a cada uno de los lados del actuador en el momento que se dé el movimiento.

Haciendo un diagrama de cuerpo libre del pistón tenemos:

Figura 39. Diagrama de cuerpo libre del Pistón - vástago

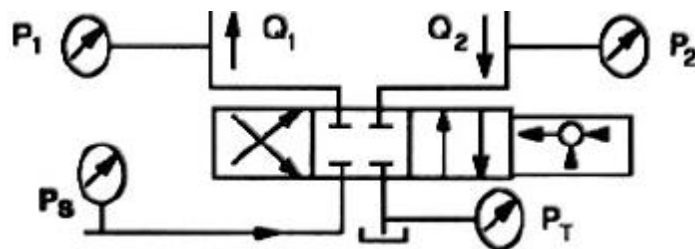


$$P_1 * A_1 = P_2 * A_2 + F \quad (4.34)$$

Donde F representa todas las fuerzas externas como lo son: rozamiento, masa, resorte, amortiguación etc.

A través de los puertos de la servoválvula tenemos:

Figura 40. Esquema de los puertos de una servoválvula



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

$$P_s - P_1 = (P_2 - P_T) R^2 \quad (4.35)$$

Donde R es igual a la relación de áreas A_1/A_2

Para nuestro caso un cilindro de doble efecto $A_1 = A_2$ por lo tanto R será igual a 1

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

$$P_1 = \frac{P_S(A) + [F + P_T(A)]}{2A} \quad (4.36)$$

$$P_2 = P_T + P_S - P_1 \quad (4.37)$$

Si despreciamos la presión de tanque decimos que es igual a cero las ecuaciones anteriores resultan:

$$P_1 = \frac{P_S}{2} + \frac{F}{2A} \quad (4.38)$$

$$P_2 = \frac{P_S}{2} - \frac{F}{2A} \quad (4.39)$$

Ya que asumimos el fluido como incompresible para simplificar el modelo, además la servoválvula es simétrica y el actuador es de doble efecto $A_1 = A_2$ 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:

$$Q_1 = C_d * \sqrt{\frac{2}{g} * (P_S - P_1)} \quad (4.40)$$

$$Q_2 = C_d * \sqrt{\frac{2}{g} * (P_2 - P_t)} \quad (4.41)$$

Donde C_d 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 (X_c) por una constante de proporcionalidad (b).

Aplicando esta constante y reemplazando tenemos la siguiente ecuación:

$$Q_1 = Q_2 = Q_L = C_d * b * X_c * \sqrt{\frac{2}{g} * \left(\frac{P_s}{2} - \frac{F}{2A} \right)} \quad (4.42)$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_L = C_d * b * X_c * \sqrt{\frac{1}{g} * \left(P_s - \frac{F}{A} \right)} \quad (4.43)$$

Ya que el caudal debe ser el mismo sin importar el sentido de donde se desplaza el carretel y solo depende de la magnitud del desplazamiento podemos expresar la ecuación como:

$$Q_L = C_d * b * |X_c| * \sqrt{\frac{1}{g} * (P_s + |P_L|)} \quad (4.44)$$

El teorema de Taylor dice nos permite obtener una aproximación polinómica de la función en un intervalo en la cual la función sea infinitamente derivable.

Aplicando este teorema tenemos la serie polinómica de la cual evaluamos 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.

$$Q_L = \left(\frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right)_{x_{v0}, P_{L0}} * x_v + \left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right)_{x_{v0}, P_{L0}} * P_L \quad (4.45)$$

Definimos:

$$\left(\frac{\partial Q_L}{\partial x_v}\right)_{x_{v0}, P_{L0}} = C_d * k * \sqrt{\frac{1}{g} (P_s - P_{L0})} = Kq \quad (4.46)$$

$$\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{x_{v0}, P_{L0}} = -\frac{C_d * k * x_{v0} * \sqrt{1/\rho}}{2 * \sqrt{P_s - P_{L0}}} = Kc \quad (4.47)$$

Simplificamos la ecuación (4.45):

$$Q_L = Kq * x_v + Kc * P_L \quad (4.48)$$

Donde Kq y Kc son factores de la válvula y que dependen del punto de operación de la misma.

Para poder realizar la simulación de nuestro sistema debemos tener claro las entradas y las respuestas ya que la entrada en el sistema no es más que un valor de voltaje y la respuesta que obtenemos ante esta entrada es una posición.

Por lo tanto podemos decir:

$$x_v = K_i * k_u * u \quad (4.49)$$

x_v es igual a la respuesta del sistema y u es la entrada de voltaje los factores K_i y K_u representan la ganancia de entrada de corriente sobre el spool y la ganancia de la entrada de corriente sobre la entrada de voltaje, Es decir el factor por el cual debe multiplicarse la entrada para obtener la salida.

Reemplazamos la ecuación (4.49) en la (4.48) y obtenemos

$$Q_L = Kq * K_i * K_u * u + Kc * P_L \quad (4.50)$$

Ahora contamos con las 3 ecuaciones necesarias para modelar el sistema la del sistema de segundo orden, la del servoactuador y la de la servoválvula sin embargo debemos relacionar las 3 para obtener una sola ecuación que represente el sistema.

Iguualamos las ecuaciones que tenemos para Q_L es decir la (4.33.) y la (4.50) y despejamos para \dot{P}_L :

$$\dot{P}_L = \frac{2B}{v_t} [P_L(Kc - Cf) - Ap * \dot{x} + Kq * Ki * Ku * u] \quad (4.51)$$

Redefinimos la ecuación de la dinámica fundamental para un sistema de segundo orden (ecuación 4.10) como:

$$\ddot{x}_p = \frac{A_p}{M} * P_L - \frac{b}{M} * \dot{x}_p - \frac{K}{M} * x_p \quad (4.52)$$

Las ecuaciones (4.51) y (4.52) son las ecuaciones diferenciales que definen el sistema.

Podemos llevar a cabo la simulación del sistema en *Simulink*® ya que esto nos permitirá conocer el comportamiento del sistema y hallar la función de transferencia que representará al mismo.

El modelo matemático que se desarrolla en *Simulink*® es bastante sencillo ya que realiza mediante un diagrama de bloques del sistema a continuación se muestra el planteamiento del modelo matemático.

Figura 41. Subsistema del modelo matemático desarrollado en Simulink

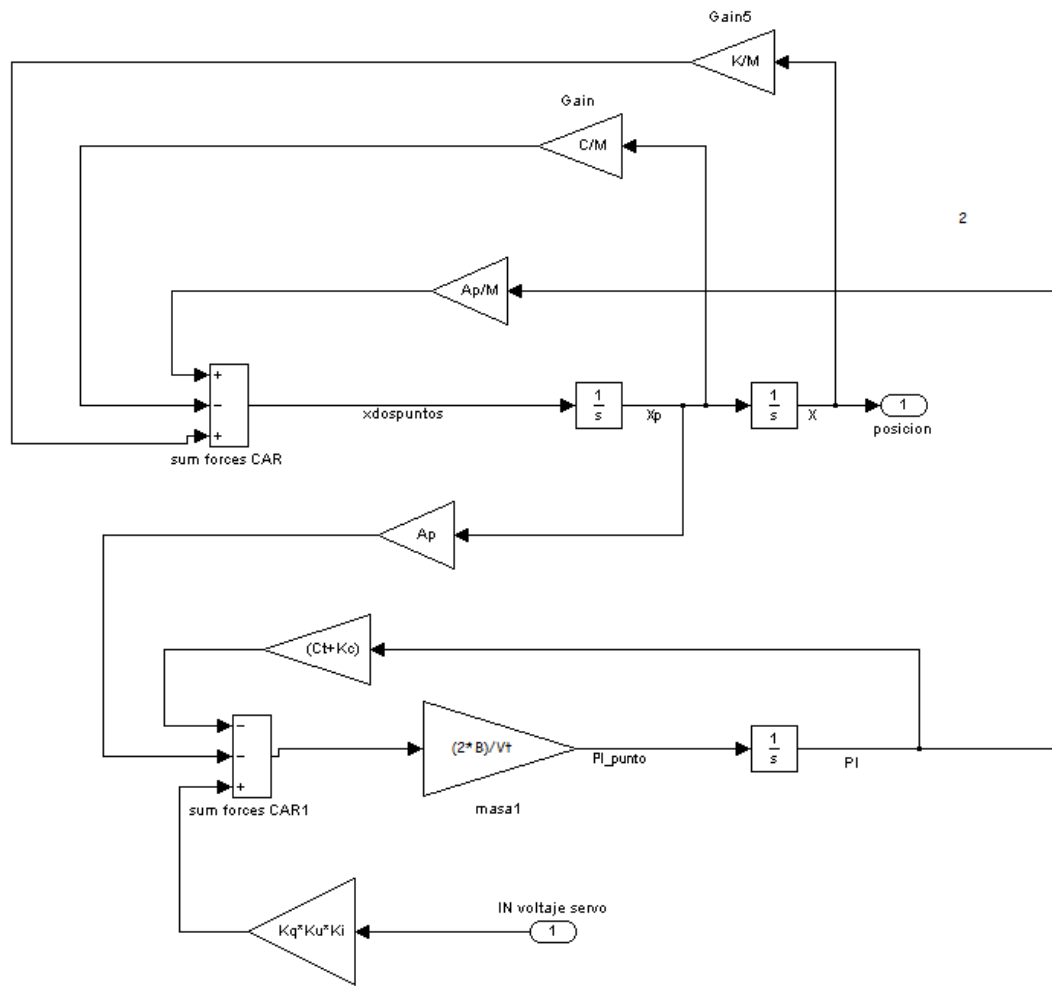
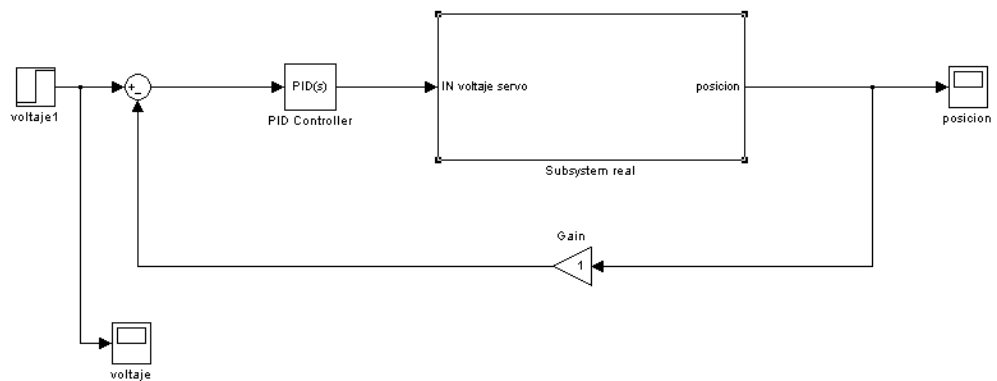


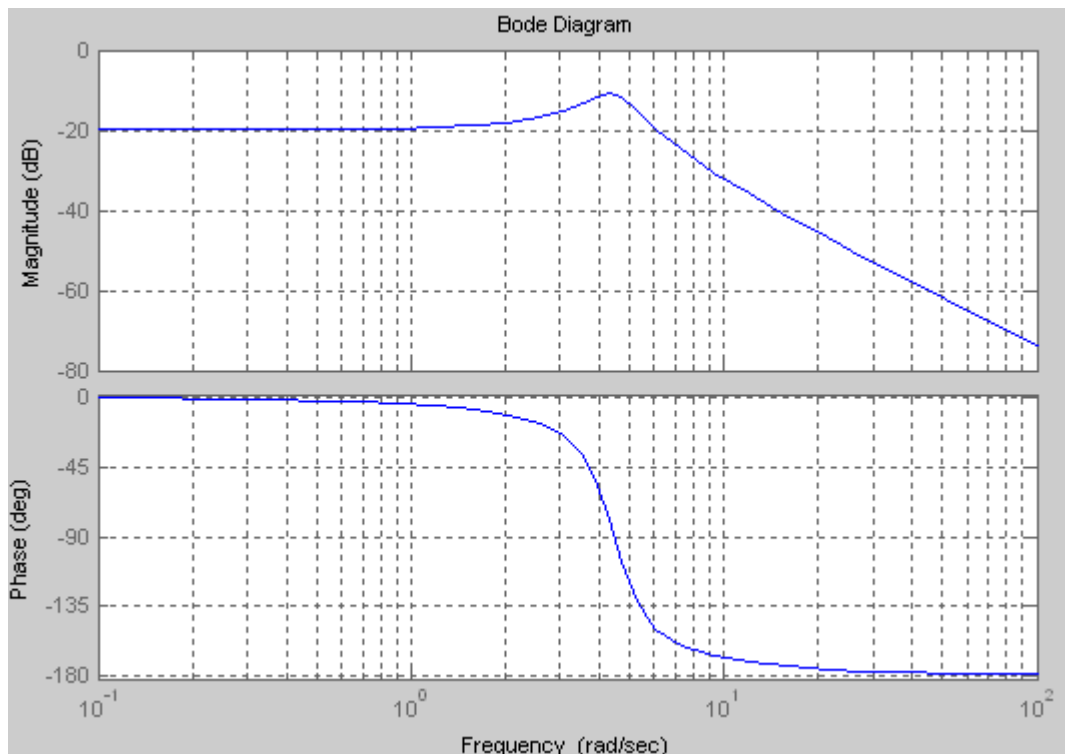
Figura 42. Modelado matemático del sistema hidráulico.



El subsistema se aprecia en la figura 41 representa las ecuaciones diferenciales es decir el modelo matemático, este subsistema se ingresa dentro del sistema para simplificar el diagrama de bloques. Ver figura 42.

Mediante un procedimiento de iteración conociendo algunos valores de las constantes que podemos medir físicamente y asumiendo los valores de las desconocidas podemos validar el sistema para obtener un breve análisis cualitativo de la respuesta del sistema (ver figura 43).

Figura 43. Respuesta del sistema.



En el diagrama de la figura 43, se puede observar que la frecuencia pico en la región de resonancia corresponde a un desfase de 90° . Después de ocurrir la resonancia la curva se atenúa rápidamente, lo que demuestra que la respuesta del sistema se reduce hasta hacerse nula. Por tal motivo se debe evitar trabajar el conjunto de elementos mecánicos que componen este banco cerca a estos rangos

de frecuencia, ya que si esto ocurre el sistema percibirá vibraciones críticas y se causaran daños severos en la estructura de soporte debido al desajuste que se produce.

En la tabla 1 se encuentran los valores de las constantes del modelo.

Tabla 1. Valores de las constantes conocidas en nuestro modelo.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Modulo de Bulk	β	4.6e8	N/m^2
Presión de suministro	P_s	3000	Psi
Gravedad	g	9.81	m/s^2
Área efectiva del cilindro	A_p	16.15e-4	m^2
Volumen total	V_t	4.34 e -4	m^3
Masa de prueba	M	100	kg
Densidad del fluido	ρ	858	kg/m^3

El valor de la masa se aproximó haciendo pruebas de medición de la carga real que soporta el actuador ya que la masa está sujeta al amortiguador y el resorte creando restricción severa el actuador hidráulico.

Con los valores de la tabla anterior se calcula la frecuencia natural del servo actuador que esta dado por la ecuación (0909), que corresponde a una servoválvula de 2 etapas con un actuador hidráulico no diferencial:

$$\omega = \sqrt{\frac{4\beta A_p^2}{M V_t}} = 332.5 \frac{rad}{s} \quad f = 52.9 \text{ Hz} \quad (4.53)$$

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

Para validar el sistema es necesario hallar la función de transferencia que lo representa. Para esto utilizamos como ya lo habíamos hecho anteriormente la transformada de Laplace teniendo en cuenta que nuestra entrada (U) es un valor de voltaje y la salida (x) que obtendremos es un valor de la posición. Que será medible gracias al sensor LVDT y mediante el amplificador esta señal se traduce en el desplazamiento del spool.

Obtenemos:

$$\frac{X_p(s)}{u(s)} = \frac{(k_q * k_i * k_u)}{\left[\frac{M * V_T * C}{4 * A_p * \beta} \right] * s^3 + \left[(C_f + k_c) * \frac{M}{A_p} + \frac{V_T * C}{4 * \beta * A_p} \right] * s^2 + \left[\frac{K * V_T}{4 * \beta * A_p} + \frac{C}{A_p} * (C_f + k_c) \right] * s + \frac{K}{A_p} * (C_f + k_c)} \quad (4.54)$$

La longitud medible del sensor LVDT viene representada por una carrera de voltaje. Es decir necesitamos una relación que represente los valores de posición en valores de corriente se consigue mediante la siguiente ecuación:

$$x_p = k_{LVDT} * v \quad (4.55)$$

Donde el factor de conversión desplazamiento-voltaje del LVDT es k_{lvdt}

Con esto reemplazando en las ecuaciones anteriores podemos determinar la función de transferencia de nuestro servosistema hidráulico como:

$$G(s) = \frac{v}{u} \quad (4.56)$$

$$\frac{v(s)}{u(s)} = \frac{(k_q * k_i * k_u * k_{LVDT})}{\left[\frac{M * V_T}{4 * A_p * \beta} \right] * s^3 + \left[(C_f + k_c) * \frac{M}{A_p} + \frac{V_T * C}{4 * \beta * A_p} \right] * s^2 + \left[\frac{K * V_T}{4 * \beta * A_p} + \frac{C}{A_p} * (C_f + k_c) \right] * s + \frac{K}{A_p} * (C_f + k_c)} \quad (4.57)$$

5 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

El diseño y la construcción del banco de experimentación para servosistema hidráulico de control de posición debe tener gran funcionalidad no solo durante la realización de este proyecto y su etapa de desarrollo de pruebas, sino también para que sirva de apoyo a la docencia en asignaturas como Ingeniería de Control, Potencia Fluida y Sistemas Dinámicos.

Se desea construir un servosistema hidráulico con el cual podamos experimentar con la servoválvula MOOG 760 y el actuador de doble efecto no diferencial PARKER serie 2H (ver Figuras 44 y 45 respectivamente). El servosistema deberá contar con un sistema de segundo orden masa resorte amortiguador con el cual esperamos conocer la respuesta en frecuencia del sistema al realizar el control de posición mediante un sensor de posición LVDT. El sistema deberá permitir variar las condiciones de carga gracias a la tensión o compresión del resorte.

Figura 44. Servoválvula MOOG 760



Fuente. www.moog.com

Figura 45. Actuador lineal no-diferencial PARKER serie 2H



Fuente. www.parker.com

Por esta razón para el diseño y la construcción del banco de experimentación se deben tener en cuenta todos los parámetros que de una u otra forma van a tener influencia sobre el funcionamiento del banco.

Debido a lo anterior se debe buscar un orden secuencial de cómo enfrentar el problema de diseño y su posterior construcción. Lo primero que se hace es conocer cuáles son los requerimientos y necesidades que deben cumplirse al desarrollar este proyecto. Para saber las características que debe presentar se escucha a los directamente interesados en el proyecto como el grupo de investigación en sistemas dinámicos, control y robótica DICBOT ya que este proyecto es patrocinado en un alto porcentaje por este grupo y con la realización de este trabajo de grado se busca apoyar sus investigaciones en maestría.

5.1 REQUERIMIENTOS DEL BANCO DE EXPERIMENTACIÓN

El banco de experimentación de servosistemas debe tener ciertas características. A continuación se presentan cuales son los requisitos de los interesados en el producto.

- Que sea modular.
- Que los elementos que constituyen el banco se puedan instalar con relativa facilidad.
- Que cuando se instalen los equipos no se afecte la estructura misma del banco.

- Que el banco se pueda transportar fácilmente para que no ocupe espacio cuando no se esté utilizando.
- Que el banco ocupe el menor espacio posible.
- Fácil de Operar.
- Fácil mantenimiento.
- Funcionamiento seguro para los estudiantes y los equipos.
- Larga vida útil.
- Que sea versátil.
- Que los repuestos sean fáciles de conseguir.
- Económico tanto en adquisición como en mantenimiento.

Una vez conocidos las características tanto físicas y de funcionamiento del banco de experimentación se debe proceder a realizar el diseño que nos asegure el cumplimiento de todas las necesidades involucradas.

Empresas importantes y especializadas en el campo hidráulico ofrecen este banco de experimentación, en la Figura 47 podemos ver el servosistema hidráulico RT 710 de la empresa G.U.N.T

Este servosistema hidráulico incluye un sistema de segundo orden masa – resorte – amortiguador que sirve para simular la carga sobre el actuador y determinar la respuesta que tiene la servoválvula al realizar el control. Este servosistema servirá como guía para el diseño y la construcción del banco de experimentación de servosistema hidráulico realizado en este trabajo de grado.

5.1.1 Factores a decisivos en el diseño y construcción.

Para asegurarnos del correcto funcionamiento de servosistema hidráulico debemos tener en cuenta una serie de factores de diseño que tienen un papel primordial a la hora de realizar el diseño y la construcción del banco, estos son:

Figura 46. Servosistema Hidráulico RT 710 de la G.U.N.T



Fuente. www.gunt.net

- El movimiento que presentará el actuador hidráulico lineal será marcado por oscilaciones alrededor de una posición determinada, estas oscilaciones serán transmitidas a la estructura soporte del sistema (estructura o mesa de trabajo del banco como tal, estructura del sistema de segundo orden y servoactuador acoplados) por lo tanto es necesario conocer la frecuencia fundamental de la mesa que soportará el servosistema hidráulico la cual debe estar por encima de la frecuencia de trabajo que es de 30 a 50 Hz, para conocer esta frecuencia contamos con un análisis modal en el paquete comercial **ANSYS – Workbench**.
- Los materiales en los que se va a construir la estructura encargada de mantener el sistema - masa - resorte amortiguado y servoactuador acoplados, ya que este deberá soportar toda la fuerza que ejerce el vástago del actuador lineal de doble efecto deben ser lo suficientemente rígidos para soportar los esfuerzos producidos.

- Se debe tener especial cuidado en las decisiones que se tomen durante la etapa de diseño al decidir las dimensiones de los elementos de esta estructura para que esta no vaya a ser exageradamente robusta, ni sea desagradable visualmente pero que cumpla su función de soportar y mantener alineado el sistema masa – resorte – amortiguador. Se utilizarán software de simulación mediante el método de elementos finitos como **ANSYS – workbench** los resultados arrojados por este paquete comercial son indudablemente de gran ayuda para realizar el diseño de estructuras afectadas por fuerzas y así mismo poder asignar dimensiones a los elementos.
- La disposición con la cual se hará el montaje del servosistema hidráulico, sensores, resorte, amortiguador y demás elementos que conforman el banco de experimentación. Este debe ser visualmente atractivo esta parte es de gran importancia ya que permanecerá en el Laboratorio de Potencia Fluida y estará a disposición de los estudiantes tanto de pregrado como de maestría así que la estética juega un papel importante a la hora del diseño y construcción del banco de experimentación

Una vez que se conocen las características, las necesidades, funcionamiento y disposición que debe tener el banco de experimentación se llega al punto del planteamiento de soluciones y alternativas. De estos diferentes diseños que se plantean se debe seleccionar el más adecuado y que permita cumplir con todos los parámetros expuestos con anterioridad.

Como ya se mencionó anteriormente el banco de experimentación de servosistemas hidráulicos debe cumplir con algunas características dadas por los interesados, adicionalmente debe tener unos parámetros de diseño: mantener alineado el sistema de segundo orden masa – resorte – amortiguador. El actuador oscilará alrededor de una posición por lo tanto la estructura debe ser lo suficientemente rígida para no verse afectada por esta vibración.

El diseño y la construcción del banco de experimentación para servosistema hidráulico de control de posición se puede dividir en dos etapas:

Primero: el diseño y la construcción de la estructura que mantendrá alineado el sistema masa – resorte – amortiguador que soportará toda la fuerza del actuador de doble efecto y será acoplado al servosistema.

Segundo: diseño y adaptación de la mesa de trabajo, disposición, ubicación y montaje con la que se hará la instalación del servosistema hidráulico y el sistema de segundo orden sobre dicha mesa, para que no se afecte la estructura de manera considerable durante la instalación y funcionamiento.

5.2 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA DE SEGUNDO ORDEN Y SERVOSISTEMA ACOPLADOS.

5.2.1 Alternativa 1

En la Figura 48. Se puede ver el primer diseño para soportar el sistema de segundo orden y acoplarlo al servoactuador.

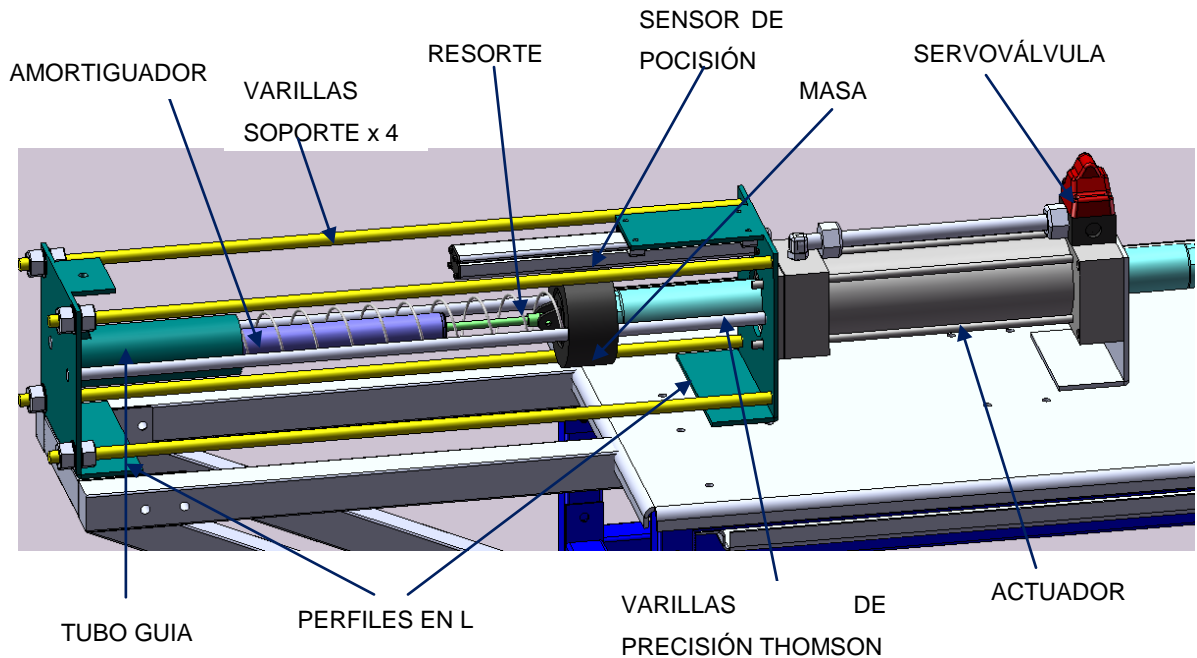
Consta de dos perfiles en L uno de los cuales es fijado al actuador mediante tornillos y tuercas, tiene un agujero en el medio para permitir el paso del vástago. El segundo perfil en L, alineado con el primero ubicado a unos 80 cm aproximadamente. Son limitados gracias a 4 varillas de acero que se fijan a los perfiles mediante contratuercas.

La masa es roscada al vástago del actuador, tanto la masa como los dos perfiles en L cuentan con dos agujeros para permitir el paso de las varillas de precisión THOMSON. Estas varillas ayudan no solo al alineamiento del sistema sino a soportar los esfuerzos debidos por el actuador. La masa cuenta con dos “orejas” en las cuales esta sujetado el amortiguador y una guía para fijar el resorte.

El tubo guía es un cilindro de acero que estará soldado al segundo perfil en L y dentro del tubo se sujeta tanto el amortiguador como el resorte y la función del cilindro será la de fijar estos dos últimos. El resorte rodea al amortiguador para completar el sistema masa resorte amortiguador.

El sensor de posición se ubica en una platina soldada a uno de los perfiles en L y el dispositivo que emite la señal de la posición se sujeta en la masa para conocer con precisión la ubicación de la misma.

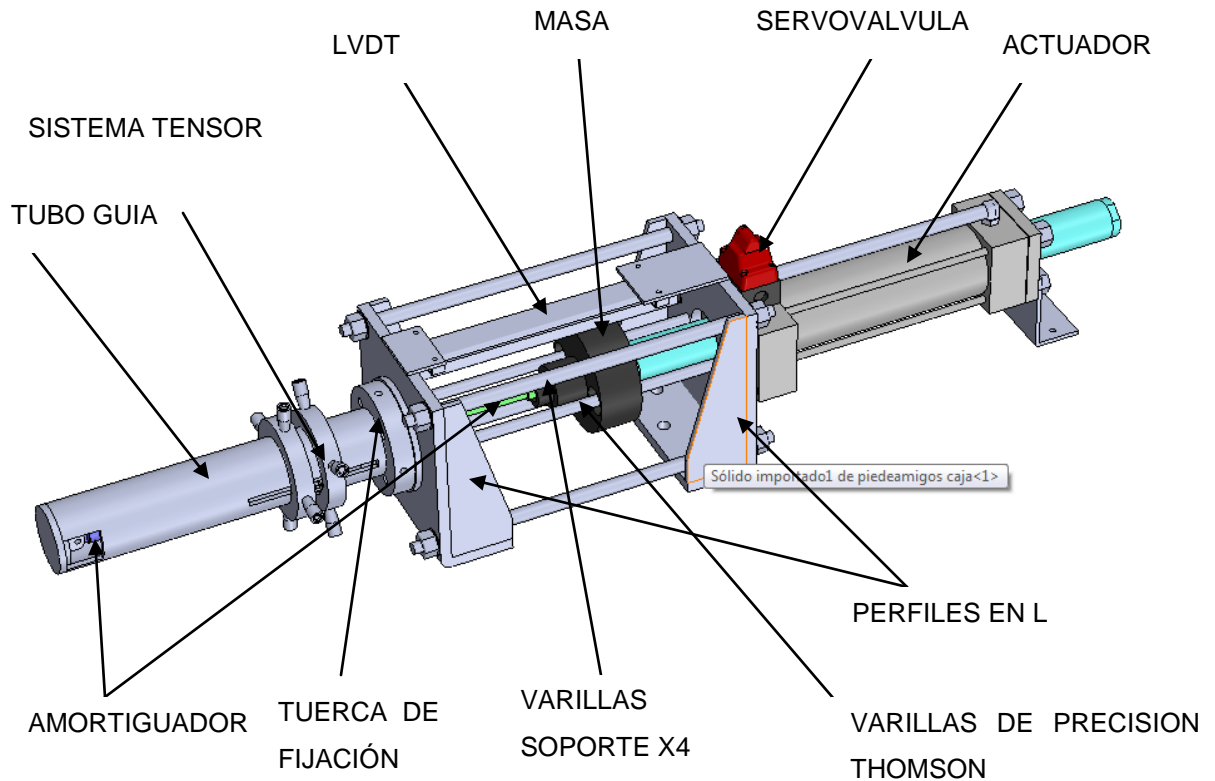
Figura 47. Primer diseño del servoactuador y sistema de segundo orden acoplados.



5.2.2 Alternativa 2

En la Figura 49 se muestra la segunda alternativa para el diseño del soporte del sistema masa resorte amortiguado. Aunque presenta algunos aspectos similares a la estructura presentada en la alternativa 1, tiene algunos cambios que resultan ser fundamentales.

Figura 48. Segundo diseño del sistema de segundo orden y servoactuador acoplados.



Los dos perfiles en L son reforzados con dos “pie de amigos” para dar mayor rigidez y buscar que no vayan a presentar fallas durante el funcionamiento del servosistema. La distancia entre los dos perfiles es mucho menor ya que el tubo guía no se ubica dentro de los dos perfiles sino que es instalado por la parte exterior del segundo perfil, gracias a esto el amortiguador y una parte del resorte también está dentro del cilindro, es decir los dos perfiles en L están mucho más cerca por lo tanto las 4 varillas de soporte son más cortas.

La masa ya no solo cuenta con la rosca para fijarse en el vástago del actuador, en el otro extremo lleva la rosca con el mismo paso y el mismo diámetro de espira del resorte para que al menos 3 espiras del resorte encuentren una guía sobre la

que se puedan soportar, con esto se gana que el resorte tenga una parte alineado y ajustado.

Se cuenta con un pieza tensora esta será la encargada dar la longitud al resorte esta pieza tendrá la misma “guía” que posee la masa que sirve para soportar el resorte. Esta pieza se encuentra dentro del tubo guía por lo tanto debe tener una perforación en el centro para que el amortiguador pueda atravesarla.

El tubo guía es roscado $\frac{3}{4}$ partes de su longitud aproximadamente y con una tuerca que es atornillada al perfil en L se fija perpendicular a este. Por la rosca del tubo guía se moverán un par de tuercas que permiten el desplazamiento del tensor del resorte. Con una de las tuercas se fija la posición a la que se desea llevar el tensor es decir se determina esta la longitud del resorte ya sea a tensión o compresión y con la segunda tuerca se fija esta posición.

5.2.3 Selección de la alternativa y parámetros del diseño.

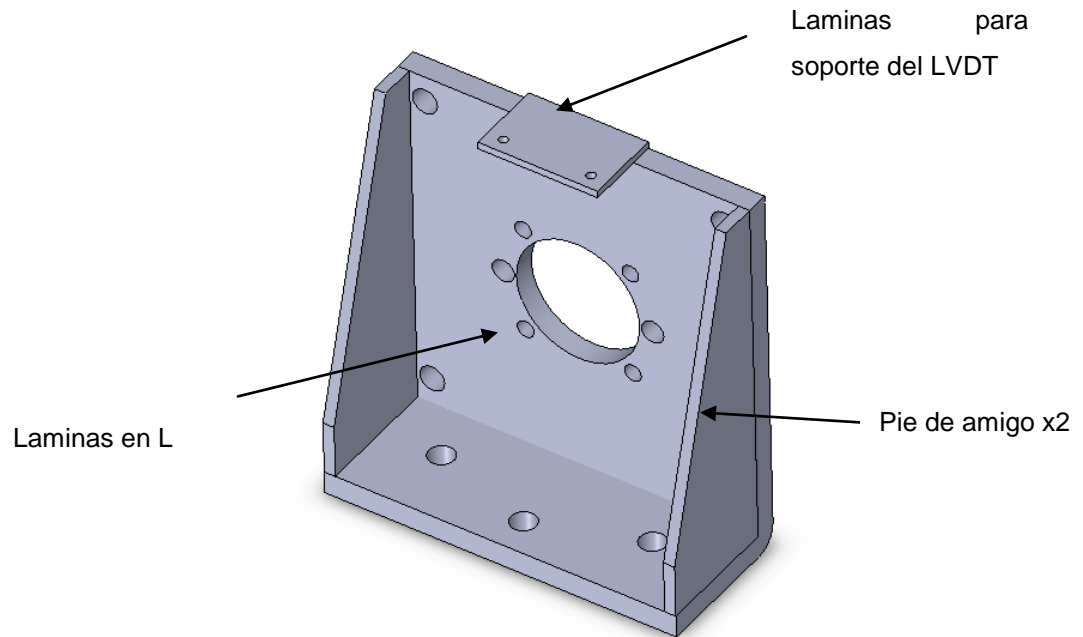
Luego de estudiar las dos alternativas propuestas se concluyó que la segunda alternativa es la mejor ya que no solamente cumple con todas las características de funcionalidad y de diseño (ver Figura 48) también presenta algunas ventajas como los son:

- Todas las piezas son completamente modulares, el tubo guía en acero estructural tiene una pared de 6 milímetros de espesor y una longitud de 380 mm de los cuales 210 mm son roscados a 6 hilos por pulgada y es roscado a una tuerca de fijación que se atornilla gracias a 4 tornillos de 3/8 de pulgada a uno de los perfiles en L.

- Para los dos perfiles en L se utiliza una lamina de acero estructural de $\frac{1}{2}$ pulgada. Y se refuerza con dos pie de amigos soldados eléctricamente

(ver Figura 49) para darle mayor rigidez a la estructura de manera que soporte la carga que se va a aplicar el sistema de segundo orden.

Figura 49. Perfiles en L reforzados con pie de amigo.



➤ Ya que el amortiguador y gran parte del resorte se encuentran por fuera de la distancia de separación de los perfiles en L se reduce casi a la mitad con respecto a la alternativa 1. el tubo guía se ubica en voladizo por lo cual el área de trabajo es mucho menor cumpliendo con los requerimientos de espacio planteados inicialmente.

➤ Se instala un una pieza tensora que es un cilindro de acero estructural de 64 mm longitud y 61mm de diámetro con un agujero pasante de 32mm de diámetro. este tensor es roscado con el mismo paso del resorte permitiendo que 3 espiras del resorte se alojen en esta “guía” lo que le da al resorte mas rigidez evitando que al momento de comprimirse no se pandee (ver Figura 50).

Figura 50. Pieza tensora con el resorte adaptado.



- El tubo guía es roscado 210 mm de su longitud, esta rosca cuenta con una ranura por la cual pasan unos tornillos brístol de 5/16 de pulgada roscados a la pieza tensora, gracias a estos tornillos y con dos tuercas de acero estructural de diámetro interno de 73.2 mm (diámetro externo del tubo guía) el tensor se podrá mover dentro del tubo guía sin perder la alineación, dentro de toda la longitud de la ranura. Es decir gracias a este sistema con solo desplazar las tuercas a lo largo de la rosca del tubo guía el resorte se podrá comprimir o tensionar con una de las tuercas se da la posición a la que se ubica el tensor y con la siguiente se fija en dicha posición (ver Figura 51).
- Gracias a que la longitud entre los perfiles en L es mucho menor se soldan dos platinas en la parte superior de cada perfil en las cuales se sitúa el sensor de posición LVDT el dispositivo lector del sensor se atornilla a la masa para que registre la posición del actuador con precisión.

Figura 51. Tubo guía roscado con las tuercas exteriores.



- La masa cuenta con dos agujeros horizontales de 32 mm de diámetro en los cuales se introducen los rodamientos de bolas *THOMSON* para que las varillas de precisión *THOMSON* sirvan para alinear el sistema de segundo orden y las platinas en L con respecto al servoactuador (ver Figura 52).

Figura 52. Masa del sistema de segundo orden.



Este diseño es completamente modular por lo tanto todas las piezas que lo conforman pueden ser instaladas y retiradas rápidamente para realizar mantenimientos tanto al sistema de segundo orden como al servoactuador.

5.2.4 Análisis estructural de la propuesta seleccionada.

El paquete comercial **ANSYS – Workbench** es una herramienta muy poderosa ya que mediante el método de elementos finitos determina los desplazamientos, y deformaciones que presenta una pieza estructural ante una fuerza dada y conocidos los respectivos apoyos. Además este software arroja entre sus resultados los esfuerzos que presenta la pieza y su respectivo factor de seguridad, conceptos fundamentales a la hora de realizar el diseño y determinar las dimensiones del mismo.

A continuación se presenta el análisis estructural de los elementos más críticos del banco de experimentación para servosistema hidráulico para control de posición debido a que soportarán mayores esfuerzos. Los elementos más críticos debido a las condiciones de trabajo son: los perfiles en L y las 4 varillas guías que soportan toda la fuerza del actuador, los tornillos brístol que fijarán la posición de la pieza tensora y se mantendrán en una posición por medio del apriete de las tuercas exteriores del tubo guía y a los cuales les será transmitida la fuerza del resorte, la tapa del tubo guía ya que esta tapa es soldada y por medio de unas “orejas” soporta al amortiguador el cual será conectado a la masa mediante un perno.

Para probar la resistencia o el comportamiento que presentarán estas piezas se tiene que configurar la fuerza que se aplicará sobre las mismas. Para estas simulaciones se deben utilizar las condiciones de carga más críticas para esto utilizaremos una fuerza sinusoidal que se presentará cuando se quiera conocer la respuesta del servosistema en frecuencia.

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

El vástago es fabricado en acero inoxidable tiene una densidad de 7900 Kg/m³ se necesita conocer su volumen para calcular su masa.

El vástago tiene de dimensiones:

$$Longitud = 62 \text{ cm}$$

$$\phi \text{ Exterior} = 4.5 \text{ cm}$$

$$\phi \text{ Interior} = 3 \text{ cm}$$

$$Volumen (V) = (Area_{ext} - Area_{int}) \times Longitud \quad (5.1)$$

$$V = [\pi \times (2.25^2 - 1.5^2)] \times 62 \quad (5.2)$$

$$V = 547.815 \text{ cm}^3 = 5.48 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.3)$$

$$Masa (m) = Volumen \times densidad \quad (5.4)$$

$$m = 0.000548 \text{ m}^3 \times 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 4.328 \text{ kg} \quad (5.5)$$

Esta masa del vástago debe sumarse a la masa de prueba del sistema de segundo orden que tiene un valor 6 kg y que es roscada al vástago.

$$Masa \text{ total} = 10.328 \text{ kg}$$

Esta masa se moverá en el sistema con a una aceleración de 2 g. con esto se puede calcular la fuerza inercial.

$$Fuerza_{inercia} (Fi) = 10.328 [\text{Kg}] \times 2 \times 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 202 [\text{N}] \quad (5.6)$$

Para la condición crítica de una fuerza sinusoidal tenemos la ecuación

$$F = Fi \times \text{seno} (2 \times \pi \times f \times t) \quad (5.7)$$

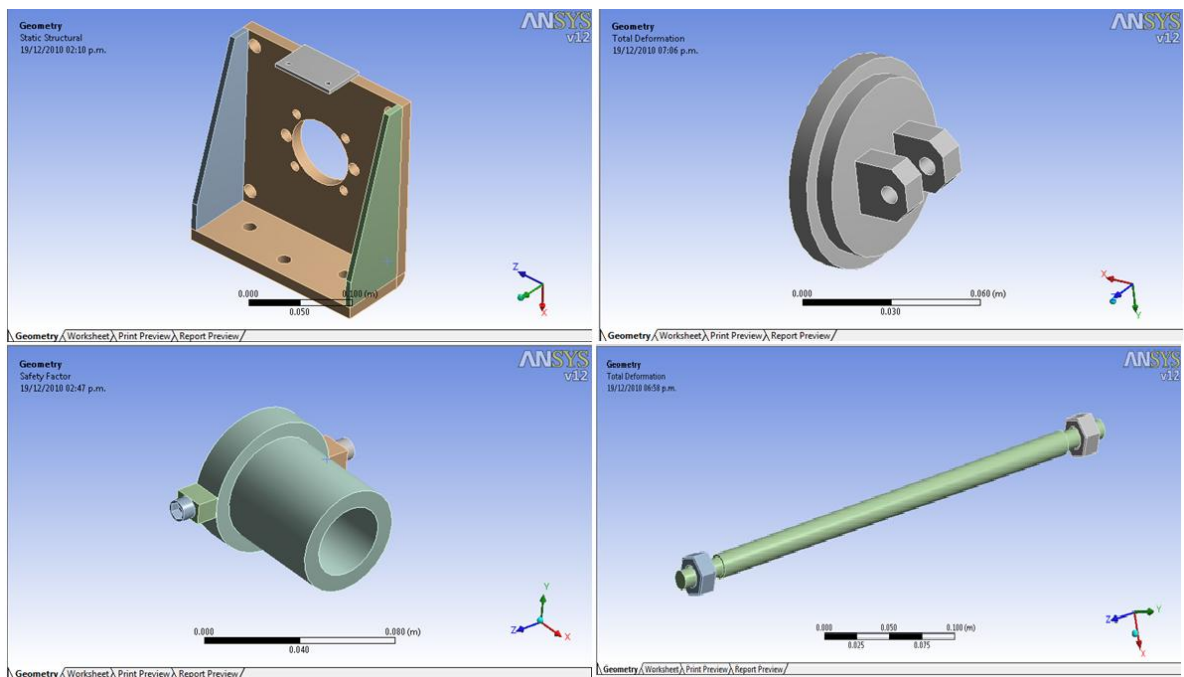
Trabajamos a una frecuencia de 10 Hz reemplazamos este valor y el de la fuerza inercial y obtenemos la ecuación de carga sinusoidal que vamos para analizar el comportamiento de las piezas.

$$F = 202 \times \text{seno} (20 \cdot \pi \cdot t) \quad (5.8)$$

Una vez conocemos la fuerza con la cual se va a realizar el análisis estático de las piezas críticas procedemos a realizar el estudio para predecir el comportamiento de dichas piezas bajo las condiciones de trabajo utilizando los software **Solidworks** y **Ansys – Workbench**.

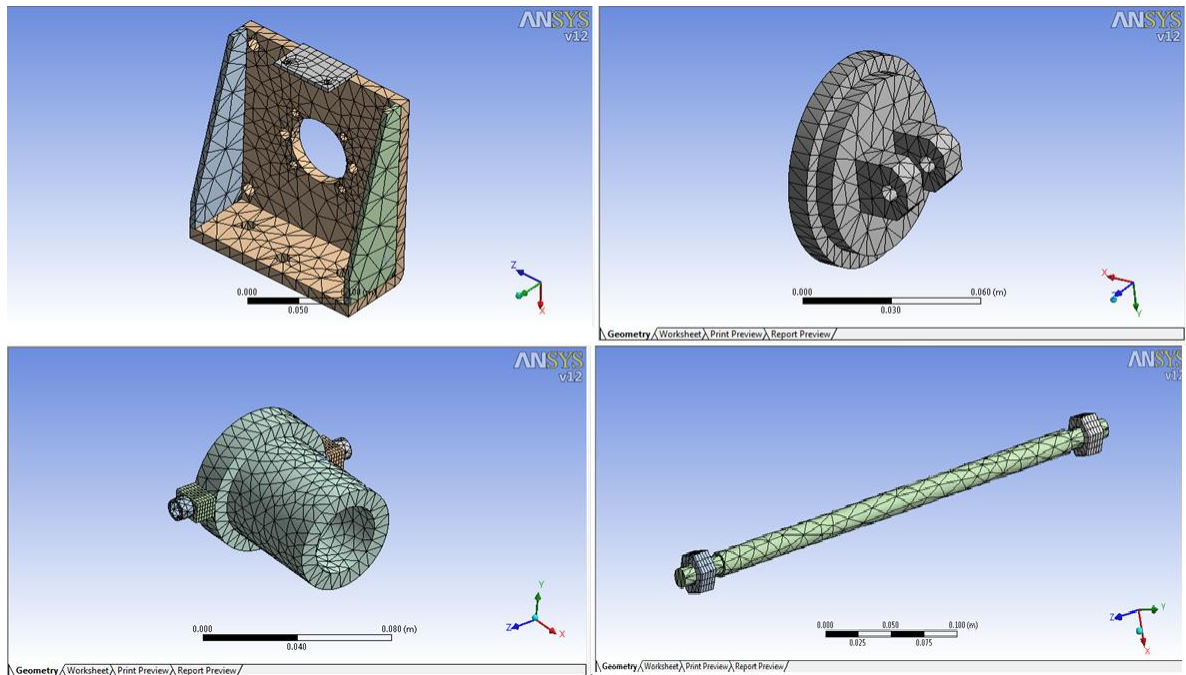
Importamos la geometría de las piezas desde **Solidworks** para trabajar en el entorno de **Workbench** lo cual se ve en las siguientes figuras.

Figura 53. Piezas diseñadas en Solidworks importadas a Workbench.



Definimos el mallado que se requiere para realizar el posterior análisis bajo el método de elementos finitos (ver Figura. 54)

Figura 54. Mallado de todas las piezas críticas.



En la Figura 55 se puede ver como se definieron los apoyos de las diferentes piezas. La lamina en L es fijada a la lamina de acero inoxidable (mesa de trabajo) por medio de 3 tornillos de $\frac{1}{2}$ pulgada. Los cuales se definen como los apoyos. Para la tapa del cilindro roscado tiene la superficie marcada apoyada y soldada al cilindro. La pieza tensora se mantiene en su posición gracias a dos tornillos brístol que atraviesan las ranuras del cilindro y se fijan mediante las tuercas exteriores. Las varillas mantienen la distancia entre las 2 láminas en L y sus tuercas se consideran apoyos.

Una vez se importa la geometría y se determinan los apoyos se procede a insertar la carga sinusoidal para esto se insertó la ecuación (5.8) que está en función del tiempo y se tabuló en **Workbench** con incrementos de 0.005 segundos se obtienen los datos que se ven en la Figura 56.

Figura 55. Apoyos de todas las piezas en Ansys – Workbench

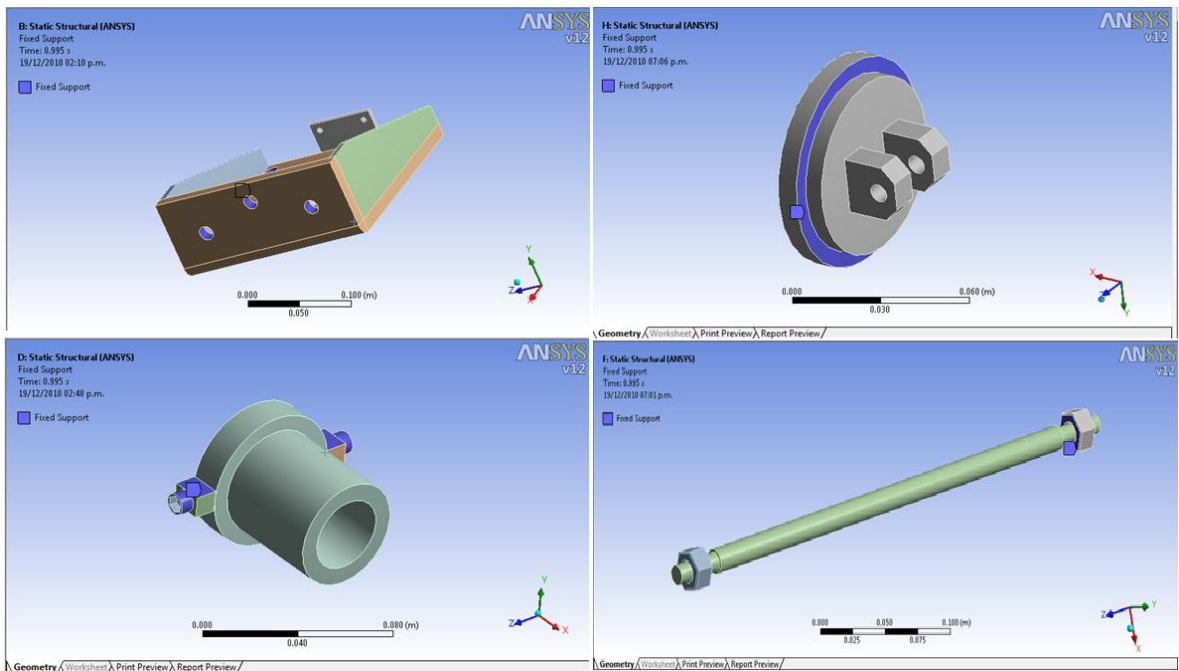
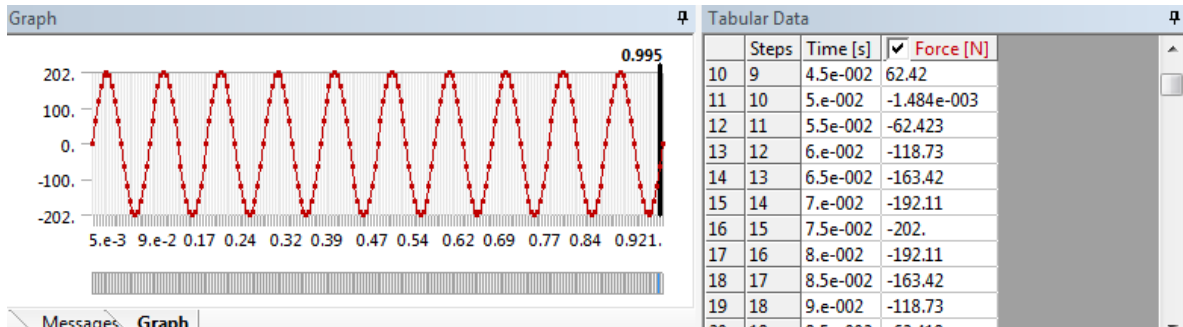
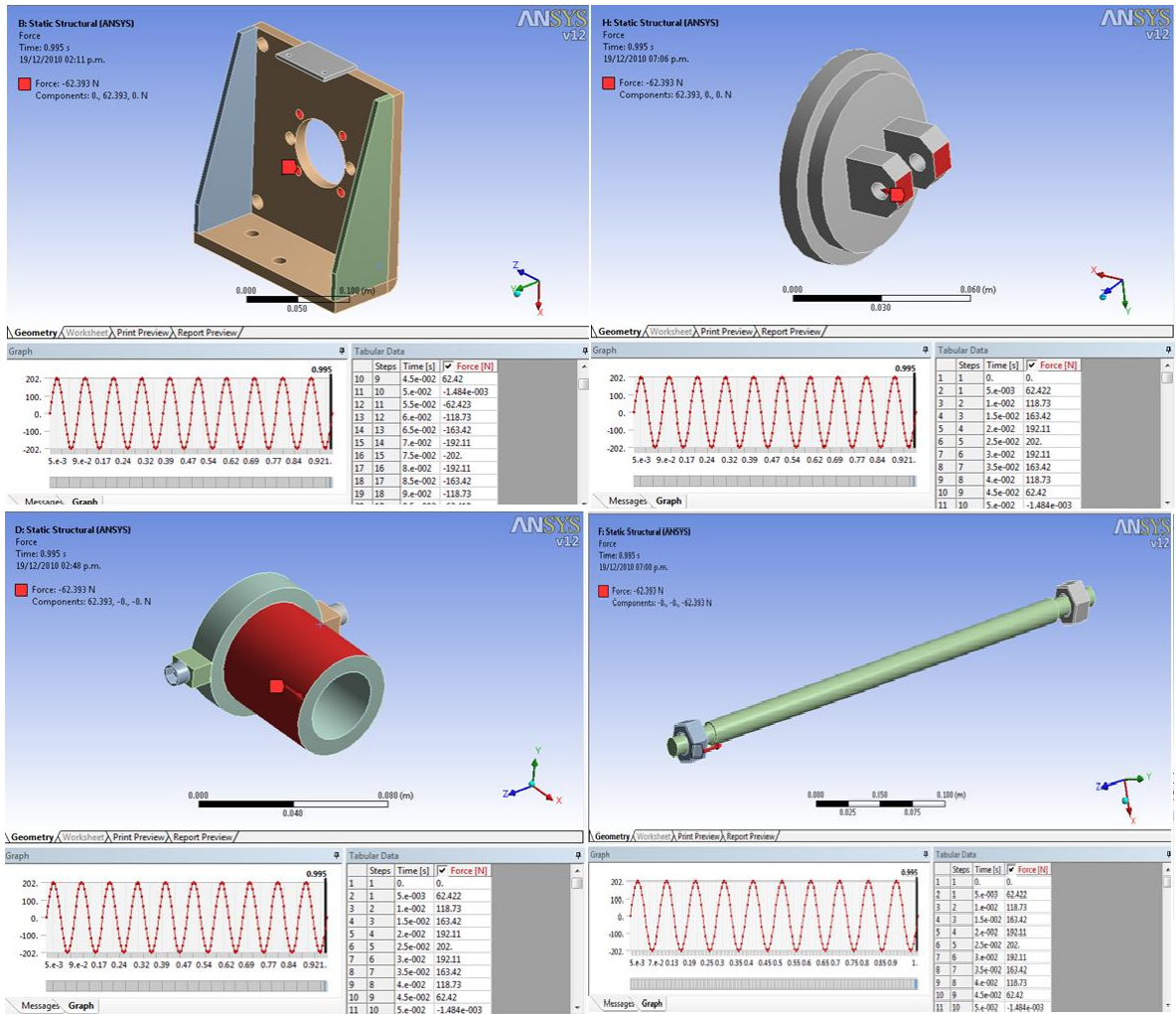


Figura 56. Fuerza sinusoidal que se aplica a las piezas críticas para simular las condiciones de trabajo.



Con esta ecuación sinusoidal se realiza la simulación de las piezas para las condiciones de carga aplicando la fuerza durante un segundo en los puntos donde se transmiten (ver Figura 57).

Figura 57. Fuerzas que intervienen en las condiciones de trabajo de las piezas.



Una vez aplicadas las fuerzas mediante el solver el software prepara el sistema matemático y lo resuelve en las Figura 58 y 59 se ve las máxima deformación que sufrirán las piezas en los dos sentidos. Cuando la carga es positiva y cuando la carga es negativa alcanzando las deformaciones máximas en los picos de la grafica sinodal es decir cuando los valores de la fuerza son de 202 o -202 newton. Sin embargo los valores de la deformación no son significativos son del orden de 10^{-6} metros valores tan pequeños del desplazamiento de las piezas dan como resultado que se puedan considerar las dimensiones de los elementos estructurales como seguros. Sin embargo para confirmar esta suposición se hace

necesario conocer el factor de seguridad de las piezas este parámetro de vital importancia a la hora de llevarse a cabo la construcción de los elementos que conforman un diseño y que van a estar sometidos a cargas, este factor también entregado por **Ansys – Workbench** y se puede ver en la Figura 60.

Figura 58. Máxima deformación bajo carga aplicada de las piezas en un sentido de la aplicación de la fuerza.

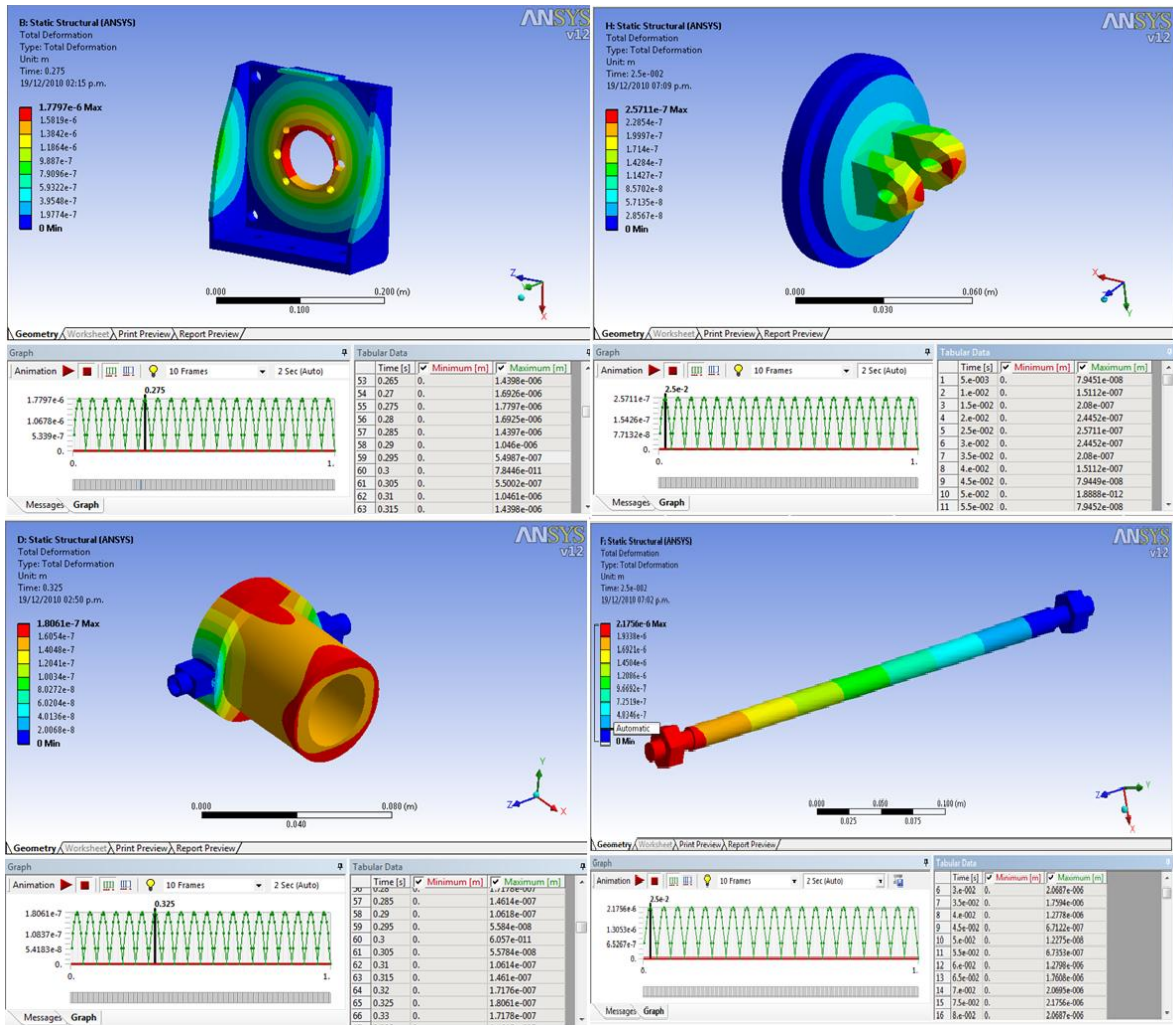
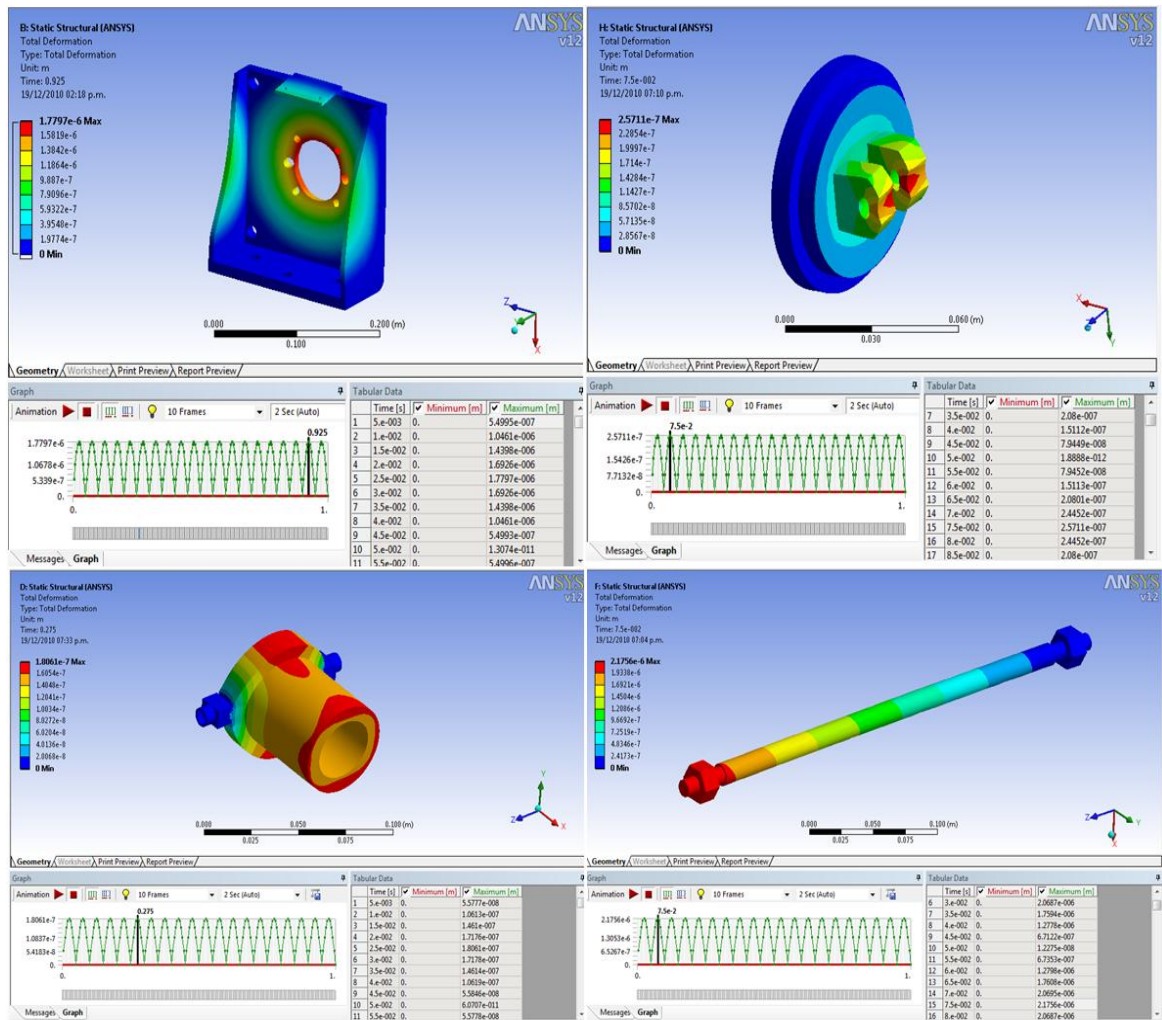
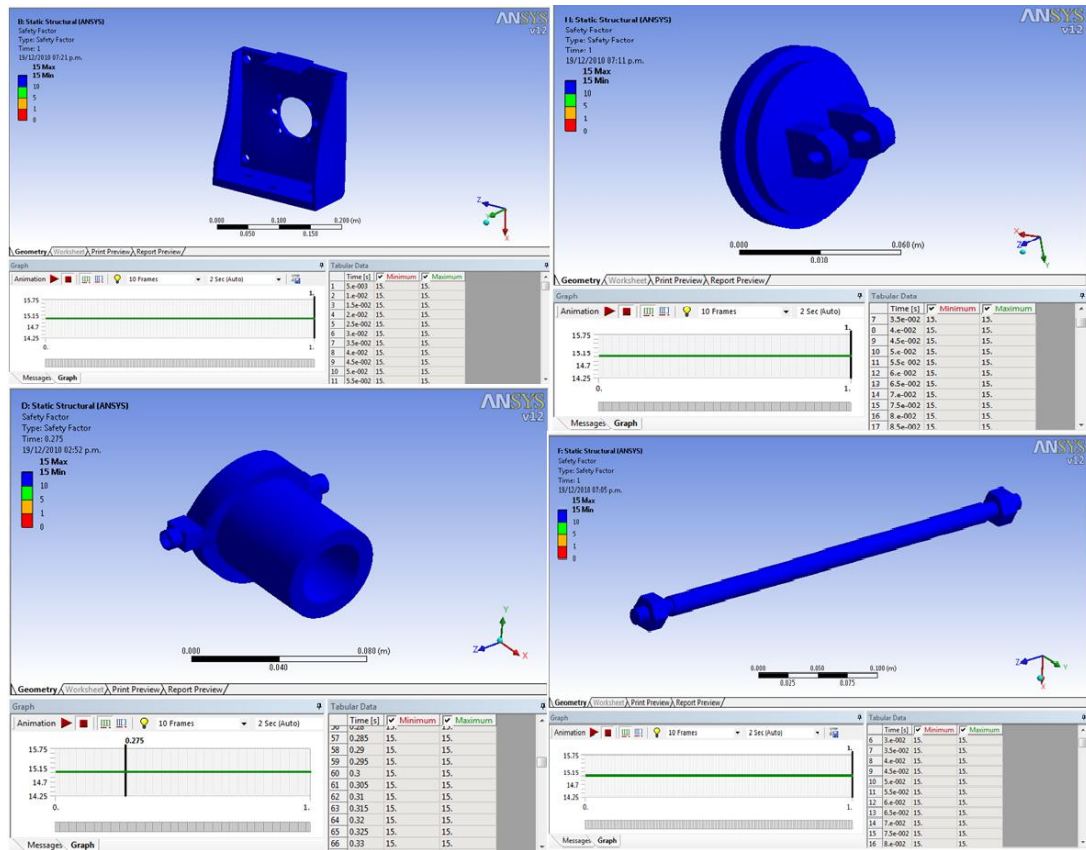


Figura 59. Deformación de las piezas en el otro sentido de aplicación de la fuerza.



En la Figura 60 se observa que el factor de seguridad para las piezas más críticas de la estructura del servosistema acoplado con el sistema de segundo orden tiene un valor de 15 para estas condiciones de carga, el cual es un valor más que suficiente para considerarlo como un diseño seguro y se puede proceder a la construcción del modelo.

Figura 60. Factores de seguridad de las piezas.



5.3 ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA LA MESA DE TRABAJO.

La segunda etapa del diseño del banco de experimentación de servosistema hidráulico con control de posición es la de la mesa de trabajo en la cual se instalará el servosistema.

En inicio de este trabajo de grado se decidió utilizar como mesa de trabajo la misma estructura que se utilizó para el proyecto de grado de *DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3*, dirigido por el Ingeniero CARLOS BORRÁS y adaptar esta estructura para que pudiera cumplir con los dos proyectos. Sin embargo luego de hacer un análisis y estudio se concluyó como una mejor solución la construcción de otra mesa de trabajo

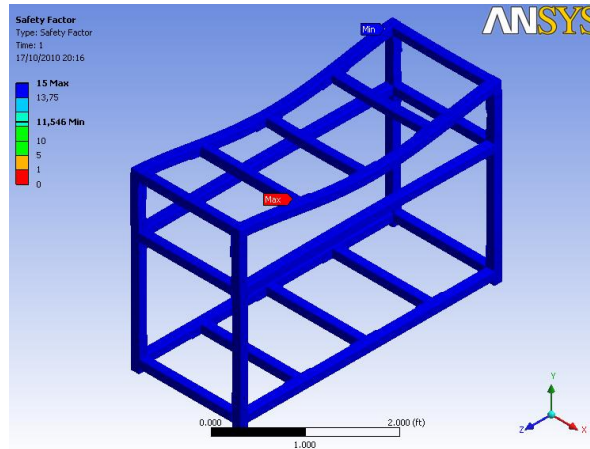
independiente y que cumpliera con los requisitos del presente trabajo de grado. Las razones por las cuales se llegó a esta decisión se exponen a continuación:

Figura 61. Estructura del proyecto DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3. Dirigido por el Ingeniero CARLOS BORRÁS

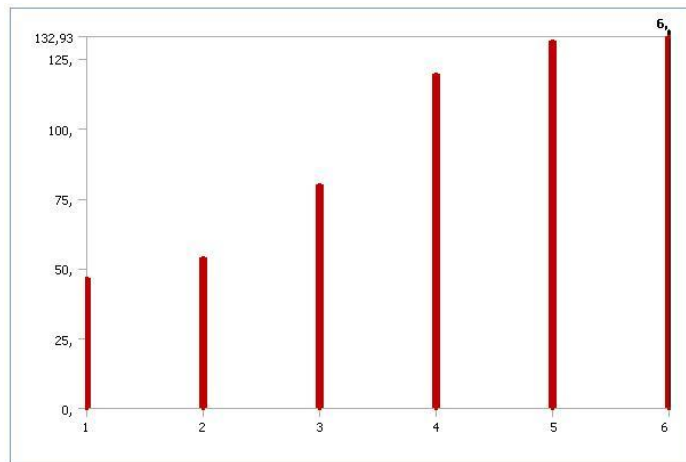


➤ El proyecto de grado de *DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3* para el cual fue diseñada la estructura no tenía como factor decisivo las vibraciones caso contrario del presente proyecto, por lo tanto la frecuencia fundamental de la estructura es de apenas 46.6 Hz en su primer modo de vibración (ver Figura 62) ya que la frecuencia de trabajo del servosistema hidráulico está en el rango de 30 a 50 Hz se corre un gran riesgo de falla de la estructura por las vibraciones, se tendría que reforzar de gran manera la mesa de trabajo para aumentar su rigidez y por lo tanto su frecuencia fundamental.

Figura 62. a. Estructura del proyecto DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3. Dirigido por el Ingeniero CARLOS BORRÁS. Simulada en ANSYS.



b. Análisis modal en ANSYS de la estructura del proyecto DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3. Dirigido por el Ingeniero CARLOS BORRÁS.



Mode	Frequency [Hz]
1,	46,595
2,	53,856
3,	80,02
4,	119,48
5,	131,1
6,	132,93

Fuente. Tesis de grado DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3. Dirigido por el Ingeniero CARLOS BORRÁS

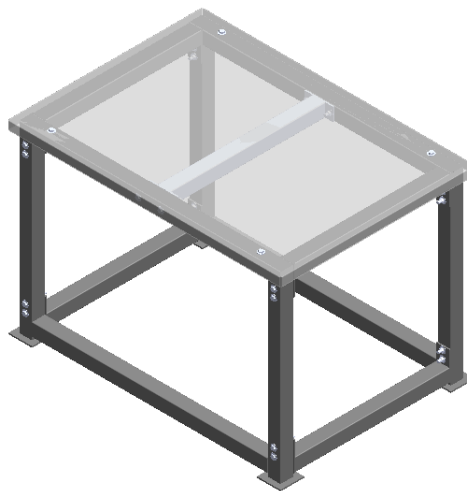
- A pesar de que una de las principales intenciones de este proyecto es que sea modular y que la instalación de todas las piezas sea relativamente sencilla un repetido montaje y desmontaje de cada uno de los proyectos presentaría un excesivo desgaste y posible pérdida de los elementos que los constituyen.
- El diseñar y construir una mesa independiente de para el montaje del servosistema hidráulico trae como consecuencia que se puedan cumplir con todos los requerimientos y las características de esta estructura sea específicas para cumplir con las necesidades del actual proyecto.

Luego de las razones expuestas se decide construir una mesa independiente de trabajo para la cual se plantean dos alternativas.

5.3.1 Alternativa 1.

La primera alternativa se puede ver en la Figura 63 consiste en una estructura de un 100 x 80 cm como área de trabajo y 70 cm de altura. Esta estructura es fijada mediante pernos y tuercas. Para esta se utiliza tubería cuadrada de 2 pulgadas calibre 18. Y una lamina de acero inoxidable como área de trabajo. Se construye un “amarre” o marco inferior para darle mayor rigidez a la estructura.

Figura 63. Mesa de trabajo de 100 x 80 x 70 cm

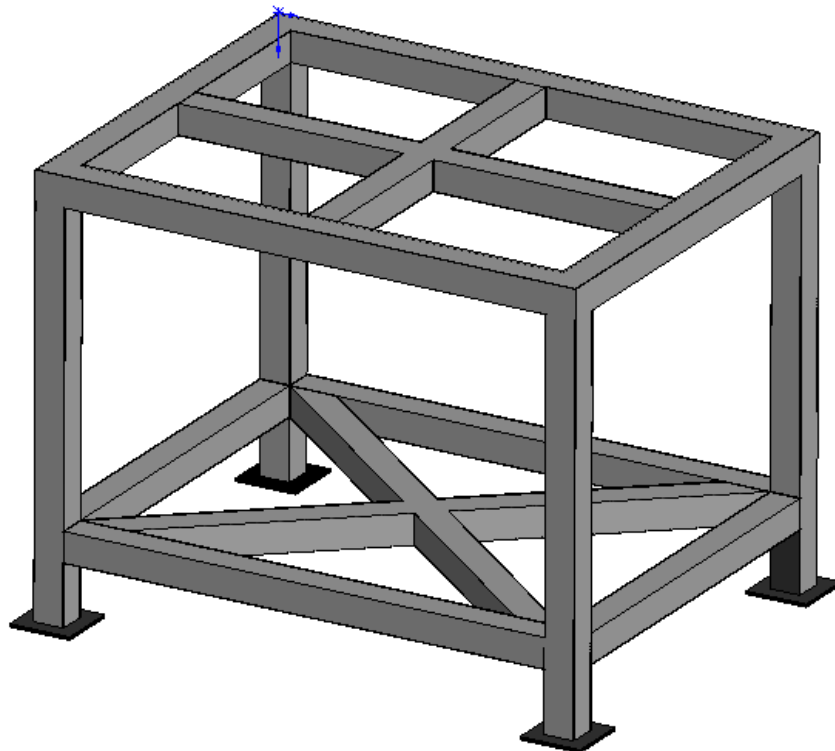


5.3.2 Alternativa 2.

Ya que las vibraciones van a jugar un papel muy importante se busca una alternativa en la cual la estructura no sea fijada mediante tornillos, las vibraciones ocasionan el desajuste de estos y por lo tanto se verían afectadas por las condiciones de trabajo.

En la segunda alternativa en la Figura 65 tenemos una mesa con un área de trabajo de 100 x 80 cm y 70 cm de altura, la estructura se construye en tubería cuadrada de 2 pulgadas calibre 18. Cuenta un “amarre” o marco en la parte inferior de la estructura (al igual que en la primera alternativa) pero adicionalmente se sueldan unas diagonales que ayudaran a aumentar la frecuencia fundamental de la mesa. Todos los perfiles se sueldan para evitar ser afectados por las vibraciones.

Figura 64. Mesa de trabajo de 100 x 80 x 70

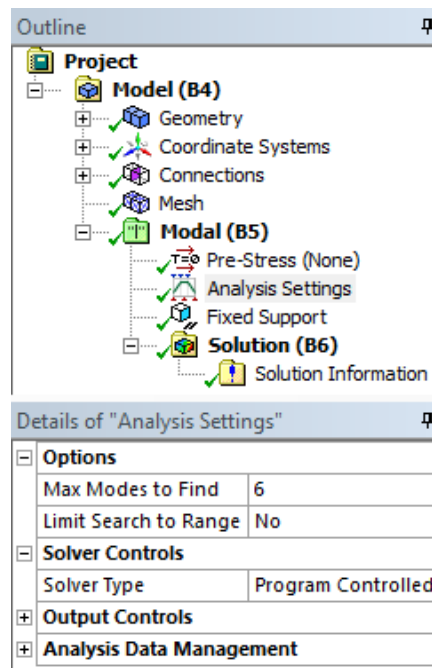


5.3.3 Análisis Modal (Frecuencia natural)

Gracias a la herramienta del análisis modal del paquete comercial de **Ansys – Workbench** podemos conocer la frecuencia fundamental de las piezas o elementos estructurales. Este software basa su análisis en el método de elementos finitos y es una ayuda muy valiosa ya que nos permite conocer el comportamiento de una estructura antes de construir el prototipo. Sin embargo a que tener presente que este método no deja de ser un método aproximado debido a las hipótesis normales y por lo tanto una vez construido el modelo se debe validar el análisis modal. A continuación se presenta el análisis hecho en este software para conocer los modos de vibración de cada estructura propuesta. Cabe recordar que la frecuencia de trabajo del servosistema estará entre 30 a 50 Hz y se requiere que la frecuencia natural de la estructura tenga el valor más alto posible por encima de este rango.

Se importa la pieza desde **SOLIDWORKS** y se configura en “*Analysis settings*” el numero de modos de vibración requeridos para el análisis conocer los 6 primeros modos es más que suficiente para el desarrollo de esta tesis.

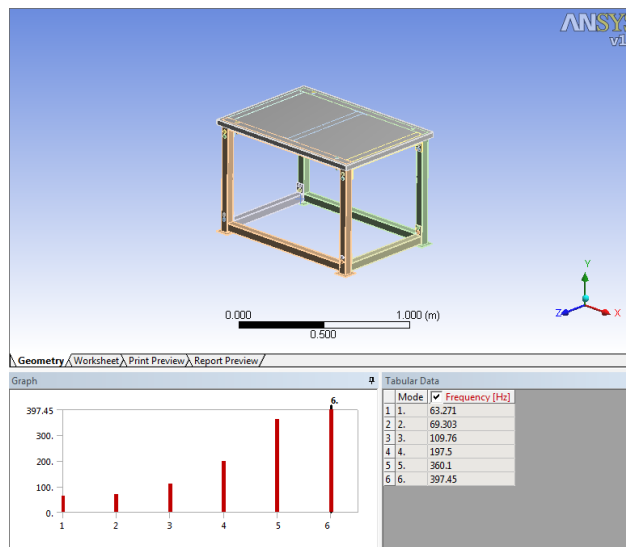
Figura 65. Configuración del análisis modal en Ansys – Workbench.



Se determinan como soportes fijos de la estructura los cuatro flanches ya que estos en el modelo real estarán anclados al piso con tornillos de ½ pulgada de diámetro durante las condiciones de operación esta decisión es válida.

- Análisis modal de la primera alternativa. Figuras 66 y 67.

Figura 66. a. Análisis modal de la primera alternativa en ANSYS - workbench



b. Deformación total de la estructura en el primer modo de vibración.

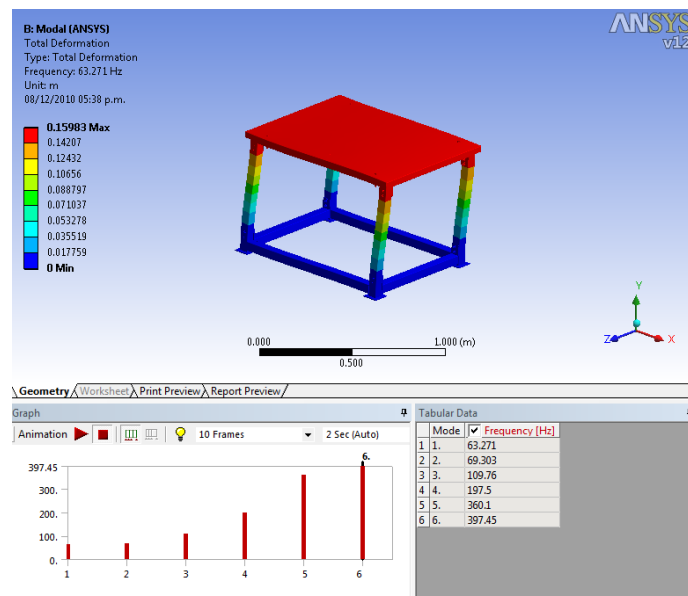
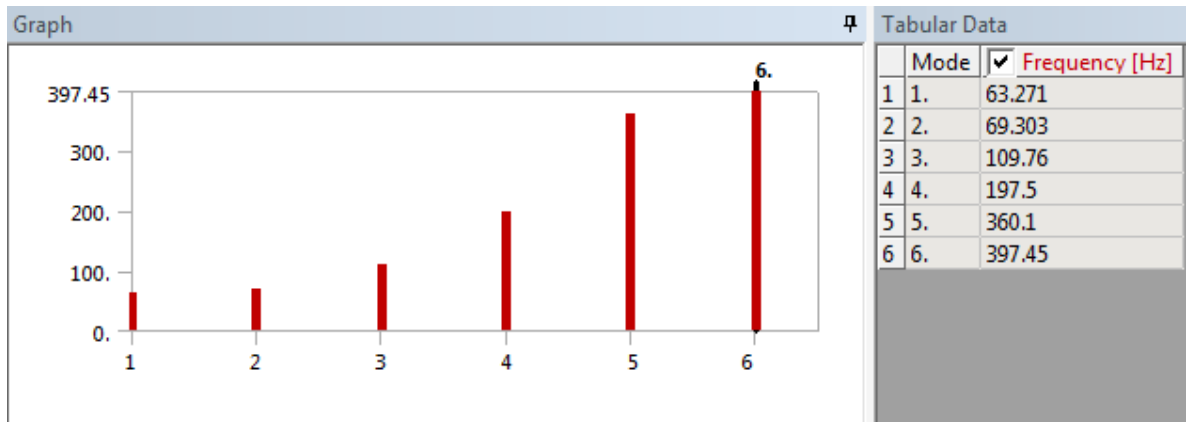
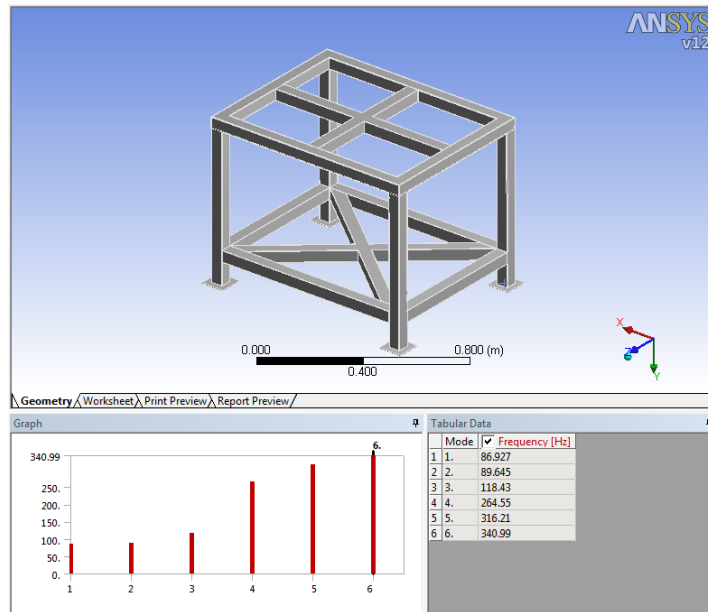


Figura 67. Resultados de los seis primeros modos de vibración de la estructura presentada en la alternativa 1.



➤ Análisis modal de la segunda alternativa. Ver figura 68 y 69.

Figura 68. a. Análisis modal de la segunda alternativa en ANSYS - workbench



b. Deformación total de la estructura en el primer modo de vibración.

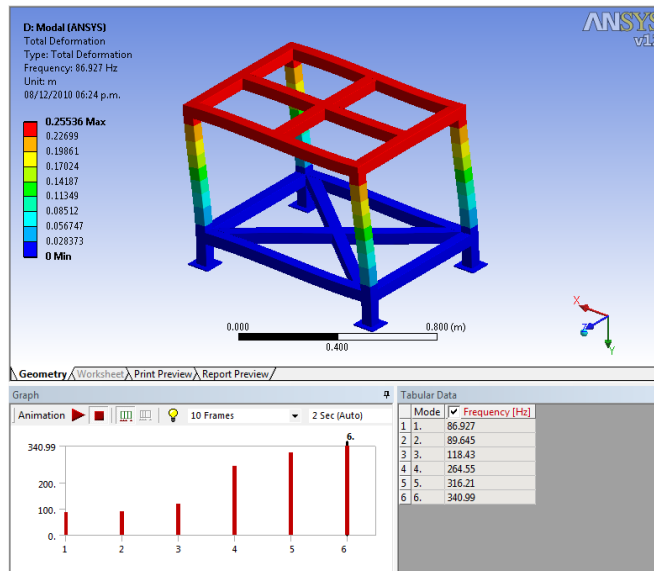


Figura 69. Resultados de los seis primeros modos de vibración de la estructura presentada en la alternativa 2.

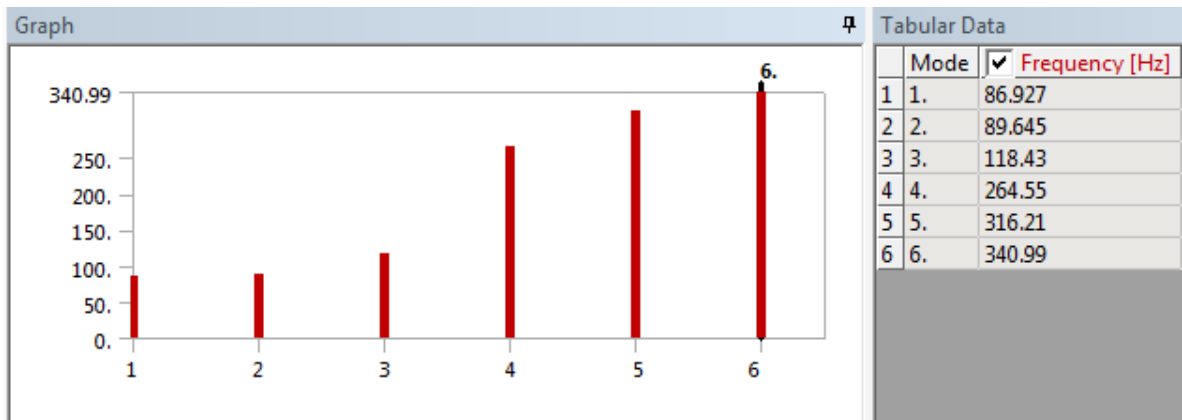


Tabla 2. Valores de los modos de vibración de las dos alternativas.

ALTERNATIVA	MODOS DE VIBRACION (Hz)					
	1	2	3	4	5	6
1	63.271	69.303	109.76	197.5	360.1	397.45
2	86.927	89.645	118.43	264.55	316.21	340.99

Luego de hacer el análisis modal de las dos alternativas propuestas para el diseño y construcción de la estructura del banco de experimentación revisando la Tabla 2.

se puede ver que la primera alternativa tiene una frecuencia en su primer modo de vibración de 63.27 Hz este valor ya se encuentra por encima del valor de la frecuencia de trabajo pero como la condición que se requiere es buscar el mayor valor posible se observa que la alternativa dos presenta un valor más alto como era de esperarse. Por lo tanto se selecciona el segundo diseño.

Sin embargo una vez que se haga el montaje y instalación de la estructura soporte para el sistema de segundo orden acoplada el servosistema la frecuencia fundamental se reduce, por lo tanto se toma la decisión de reforzar esta segunda alternativa. En la figura 70 se observa que la máxima deformación en el primer modo de vibración se da en la parte superior reforzamos con otro amarre superior buscando aumentar la rigidez de la estructura por lo tanto su frecuencia fundamental.

Figura 70. Análisis modal estructura de trabajo reforzada con un segundo amarre.

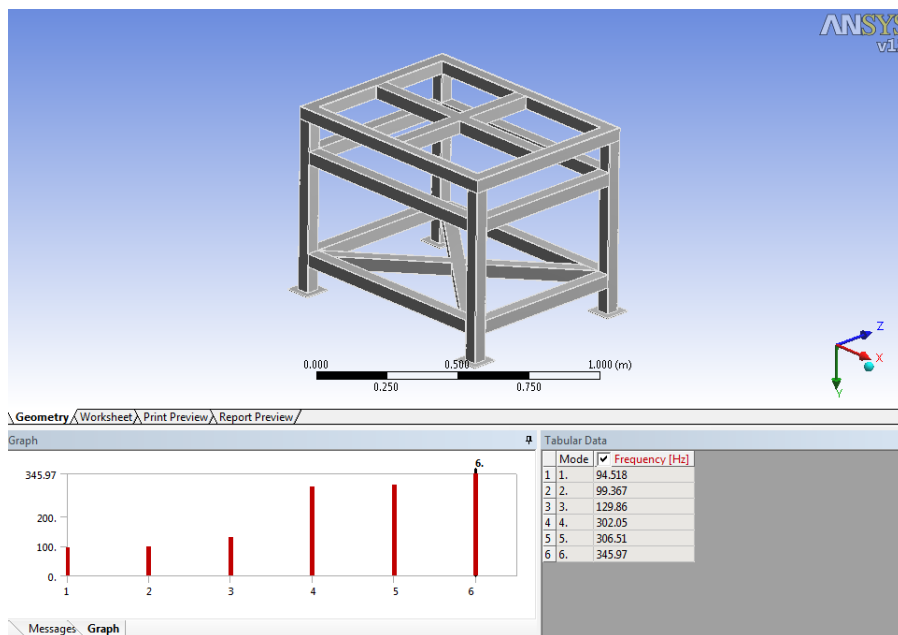


Figura 71. Resultados de los seis primeros modos de vibración de la estructura presentada en la alternativa 2 reforzada.

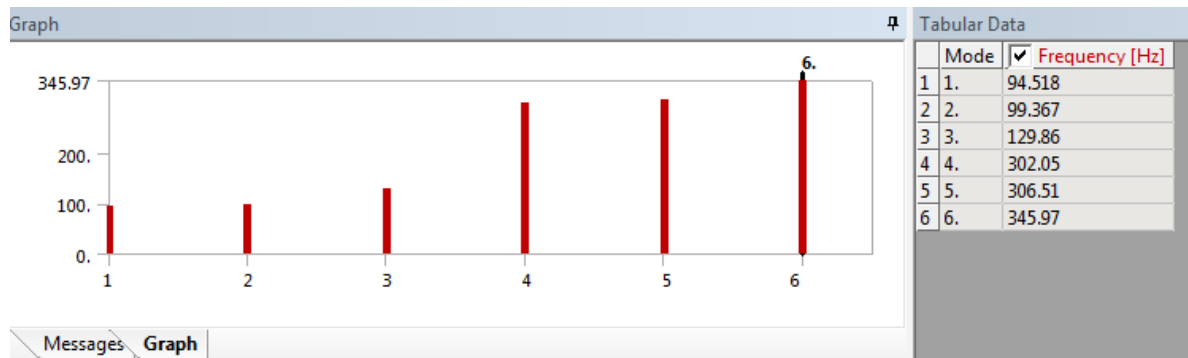


Tabla 3. Comparación de la alternativa 2 antes y después de reforzarla con el amarre superior.

ALTERNATIVA	MODOS DE VIBRACION (Hz)					
	1	2	3	4	5	6
2	86.927	89.645	118.43	264.55	316.21	340.99
Reforzada	94.518	99.367	129.86	302.05	306.51	345.97

Con este refuerzo la frecuencia natural de la estructura en su primer modo de vibración aumenta hasta 94.5 Hz siendo casi el doble del valor de la frecuencia de trabajo lo cual es un valor seguro para llevar a cabo la construcción de la estructura.

5.4 SISTEMA HIDRÁULICO.

El banco de experimentación para servosistemas hidráulicos de control de posición será acoplado para que la potencia hidráulica sea suministrada por una fuente externa, para esta parte se cuenta con la unidad de potencia hidráulica compacta de laboratorio *MTS SYSTEM CORPORATION* que se ve en la figura 72

Este banco de pruebas 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. El sistema cuenta con una electroválvula para distribuir el fluido y además puede ajustar los niveles de alta y baja presión. Ver figura 73

Figura 72. Unidad de potencia hidráulica MTS SYSTEM CORPORATION.



Figura 73. Diagrama hidráulico de la unidad de potencia a utilizar.

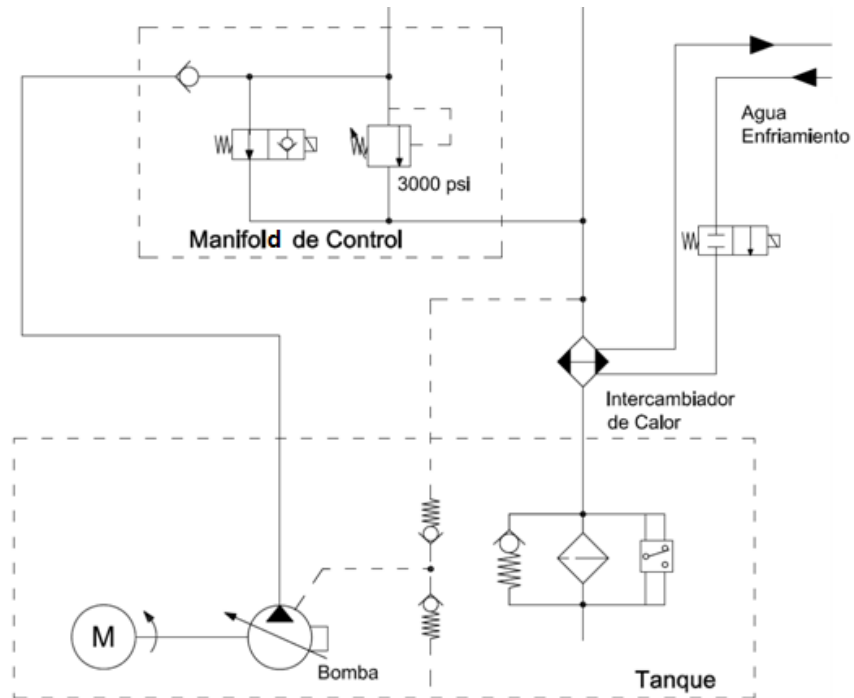
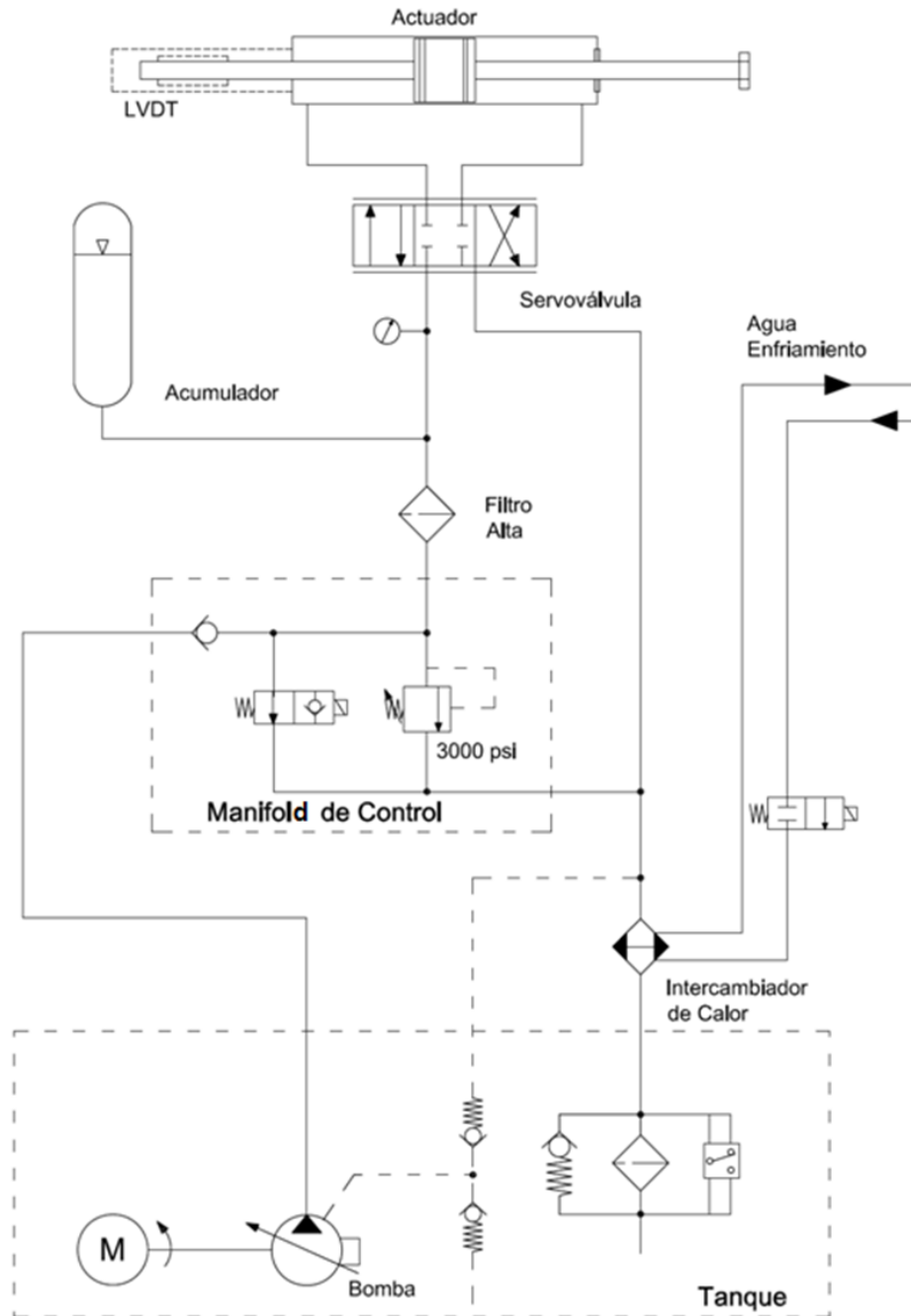


Figura 74. Esquema del circuito hidráulico de la unidad de potencia junto con el servo actuador.



Otras características aparte de las mencionadas se pueden apreciar en la tabla 4.

Tabla 4. 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
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)

5.5 INSTRUMENTOS DE CONTROL Y MONITOREO.

Para poder llevar a cabo las pruebas y poder comprobar la respuesta del servoactuador en frecuencia se hace necesario el diseño del sistema controlador y de adquisición de datos. Para lo cual contamos con una serie de instrumentos que deben ser los encargados de realizar el control y monitorio de variables, los cuales se describen a continuación.

5.5.1 Hardware.

Inicialmente se pensó utilizar la tarjeta de adquisición de datos DAQ NI usb 6009 ya que esta era suficiente para el desarrollo de las pruebas en el presente proyecto sin embargo el sensor Temposonic presenta una salida de 0 a 10 V. La entrada a la tarjeta de adquisición de datos se encuentra en este mismo rango pero presenta una salida entre 0 y 5 V. se hace necesario utilizar un factor de proporcionalidad entre la entrada y la salida.

Debido a esto y ya que se contaba con la tarjeta NI 6216 la cual no presenta este inconveniente se tomó la decisión para utilizar esta tarjeta.

5.5.2 DAQ National Instrumens usb – 6216

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.

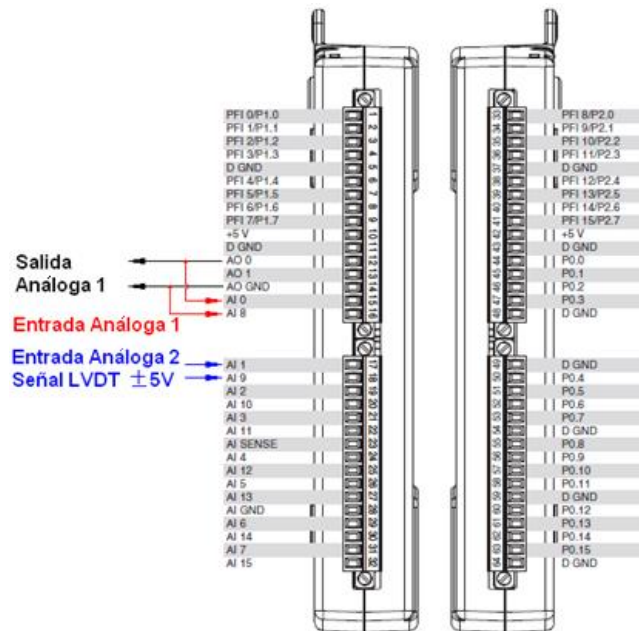
Figura 75. Tarjeta de adquisición de datos NI 6209



Fuente. *National Instruments Data Sheets 6209*

A continuación en la figura 76 se muestra el esquema de los conectores de de la tarjeta de adquisición de datos NI 6216.

Figura 76. Terminales de conexión de la tarjeta de adquisición de datos NI 6216



Fuente. National Instruments Data Sheets 6209

5.5.3 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. Este un tarjeta formado por transistores y otros componentes integrados en un solo circuito. Cuenta con 2 entradas y dos etapas de ganancia. 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.

A continuación se encuentra una tabla con las características más importantes del integrado.

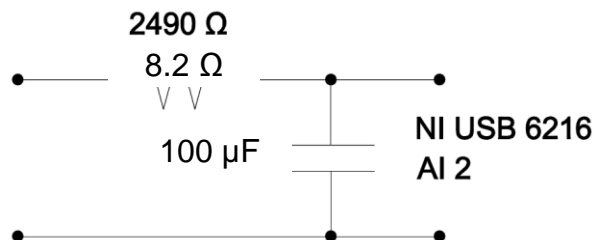
Tabla 5. Características de rendimiento del Integrado AD 843.

CARACTERÍSTICAS
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
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

5.5.4 Filtro Pasabajo.

La función de este filtro es la permitir el paso de las frecuencias más bajas y atenuar las más altas. Pueden llegar a él distintas frecuencias. Pero a la salida solo estarán presentes las que permita pasar el filtro. Se utilizo una frecuencia de corte de 200 Hz.

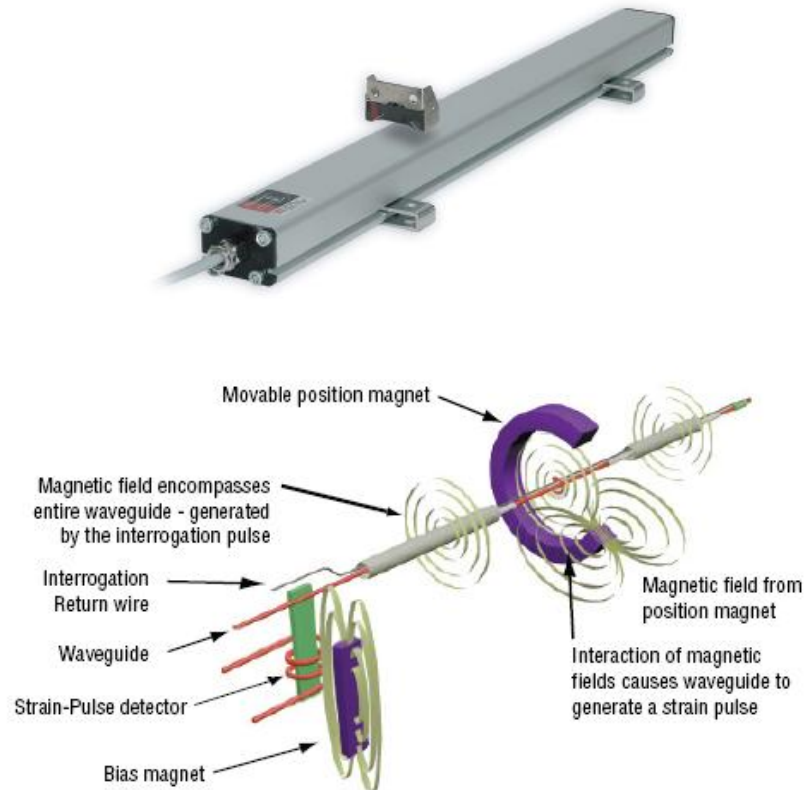
Figura 77. Esquema del filtro pasabajo de 200 Hz



5.5.5 Sensor de posición LVDT

Se utilizó el sensor de posición análogo Temposonics serie EP2 (ver figura 78) para conocer con exactitud la posición del actuador y que enviar la señal hacia la tarjeta de adquisición de datos para llevar a cabo la corrección.

Figura 78. Fotografía del sensor de posición Temposonics LVDT.



Fuente. *Temposonics serie EP2 data sheet.*

En la figura anterior se puede observar un esquema del LVDT internamente para conocer su funcionamiento. Este 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.

Tabla 6. Especificaciones importantes del sensor de posición Temposonics.

ESPECIFICACIONES
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: + o - 3 pulg.
Voltaje de operación: 24 V.

5.5.6 Fuentes de alimentación.

Se utilizó una fuente de alimentación tanto para la tarjeta de potencia como para la tarjeta de preamplificación de + o – 15 V. y 5 A. de salida de corriente directa y entrada de corriente alterna de 110 V.

Para alimentar el sensor Temposonics se debe contar con una fuente de alimentación de alta precisión ya que esta puede alterar la medición del transductor por lo tanto se utiliza un adaptador cuya entrada es una corriente de 115 V arrojando como salida un voltaje superior a 24V. y 400 mA. Para luego por medio de un regulador variable de voltaje. Obtener la salida necesaria de 24 V.

5.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN 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 es decir mediante un ambiente grafico 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.

El software posee dos grandes partes y son sus dos pantallas: *el panel frontal* que la pantalla que interactúa con el usuario una vez se está ejecutando el programa y donde se observan los datos del mismo. *El diagrama de bloques*. Es el programa propiamente dicho donde por medio de iconos se determinan las funciones del programa.

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 desarrollo 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.

Esta también cuenta con una perilla destinada a offset del sistema; esta es la primera herramienta que usaremos en esta ventana para poder ubicar las señales de entrada y salida sobre la misma línea.

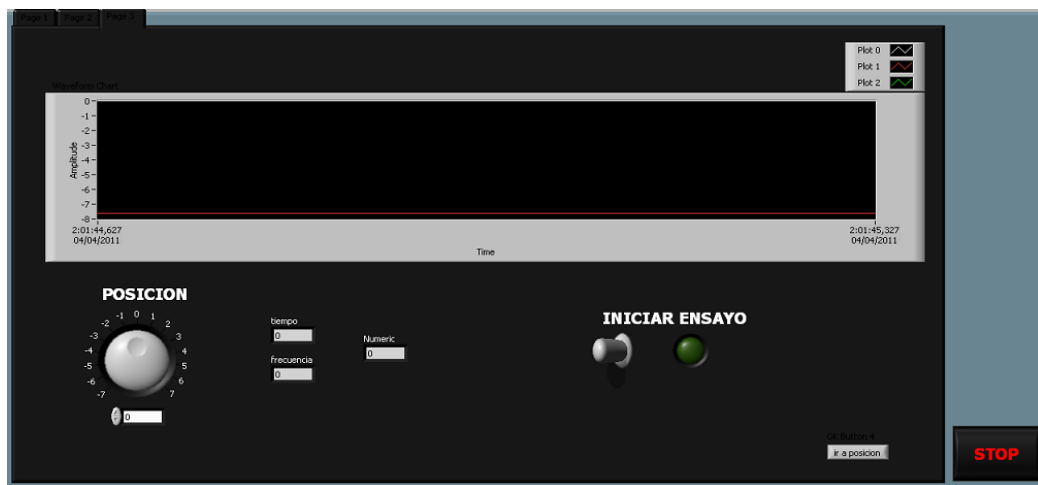
Luego encontramos dos perillas de sintonización del sistema de control para la proporcional (K_p) y el tiempo derivativo (T_d), este es el segundo paso ya que este sistema no cuenta con constantes fijas; debido a que es adaptativo por permitir variar la carga a la que está expuesto por medio del amortiguador variable y pretensado del resorte.

Figura 79. Página uno del panel frontal para control en lazo cerrado.



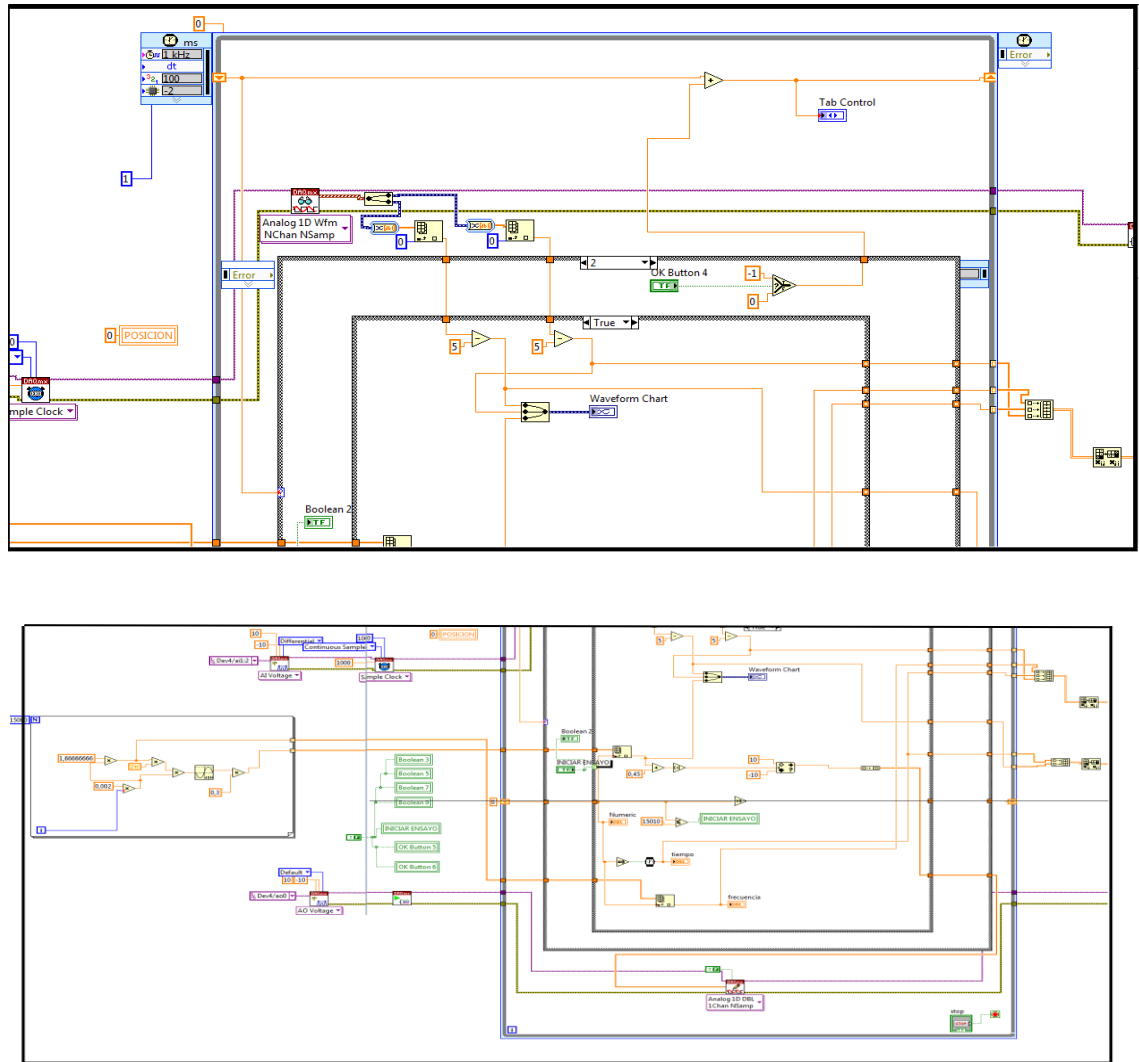
En la figura 79, si damos click al botón (IR A RESPUESTA EN FRECUENCIA) inmediatamente vamos a la segunda página de la interfaz, donde encontramos la parte de respuesta en frecuencia; la cual consta de una perilla de posición que nos da la posibilidad de iniciar la prueba un cualquier parte de la carrera del vástago del servoactuador y un boleano para dar inicio a la prueba q tarde 30 segundos en llevar una función sinusoidal de una frecuencia de cero a cincuenta hertz (0 – 50 Hz) con una amplitud específica.

Figura 80. Página dos del panel frontal para control en lazo abierto.



El *diagrama de bloques* 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. En la figura 81. Se ven algunas imágenes que nuestro diagrama de bloques.

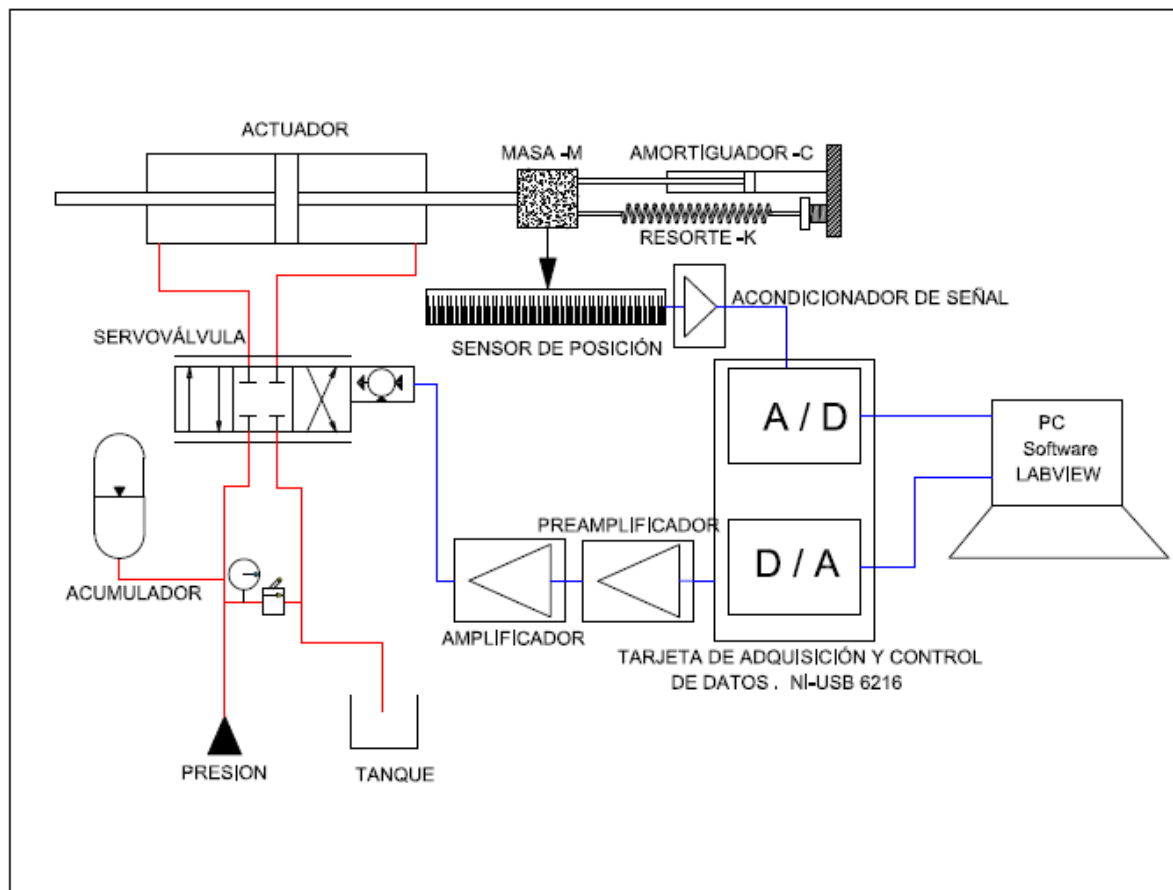
Figura 81. Imágenes de la programación mediante el diagrama de bloques desarrollada en LABVIEW.



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 del servosistema bajo diferentes estímulos o señales de entrada. En la figura 82 se puede apreciar un esquema del servosistema y sistema de adquisición de datos acoplados.

Figura 82. Esquema del servosistema, sistema de control y adquisición de datos.



Como se puede ver en la figura 82 se cuenta con los sensores para la medición de variables como ya sea mencionado se cuenta con un LVDT que será el encargado de medir la posición del actuador y enviar la señal para la tarjeta NI

además contamos con un manómetro que sensan la presión de suministro antes del acumulador y se cuenta con una válvula de descarga manual para retornar el fluido hidráulico a tanque.

En esta etapa de realización de pruebas se busca conocer el comportamiento del servosistema para esto realizaron las siguientes pruebas:

- Respuesta del sistema ante una entrada en escalón.
- Respuesta del sistema en rampa.
- Respuesta del sistema ante una señal sinusoidal.
- Respuesta del sistema en frecuencia.

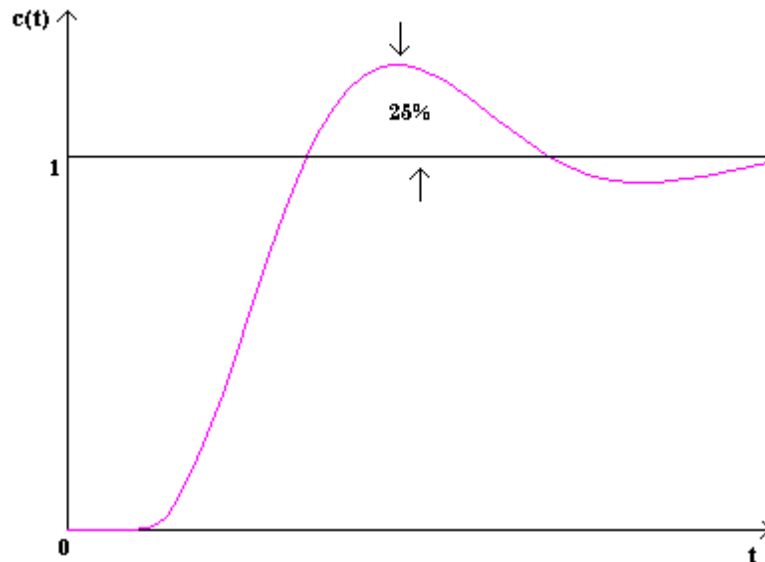
Inicialmente se debe sintonizar el sistema cada vez que el coeficiente de amortiguamiento y la fuerza del resorte es decir la carga se varié debe reperise el procedimiento.

6.1 SINTONIZACIÓN DEL SISTEMA:

Para la etapa de sintonización se siguieron las reglas de Ziegler-Nichols para control PID de plantas. En este proceso se trata de seleccionar los parámetros del controlador que cumplan con las especificaciones de desempeño, Ziegler y Nichols sugirieron algunas reglas para sintonizar los controladores PID (lo cual significa establecer K_p , T_i y T_d) con base en las respuestas escalón experimentales o basadas en el valor de K_p que se produce en la estabilidad marginal cuando sólo se usa la acción de control proporcional. Las reglas de Ziegler-Nichols son muy convenientes cuando no se conocen los modelos matemáticos de las plantas.

Existen dos métodos denominados reglas de sintonización de Ziegler-Nichols (Ver figura 83). En ambos se pretende obtener un 25% de sobrepaso máximo en la respuesta escalón.

Figura 83. Reglas de Ziegler – Nichols.



Método de oscilación de Ziegler-Nichols

Este método es válido sólo para plantas estables a lazo abierto.

El procedimiento es el siguiente:

1. Aplicar a la planta sólo control proporcional con ganancia K_p pequeña.
2. Aumentar el valor de K_p hasta que el lazo comience a oscilar. La oscilación debe ser lineal y debe detectarse en la salida del controlador ($u(t)$).
3. Registrar la ganancia crítica $K_p = K_c$ y el período de oscilación P_c de $u(t)$, a la salida del controlador.
4. Ajustar los parámetros del controlador PID de acuerdo a la tabla 7

Tabla 7. Parámetros del controlador PID. Según el método de oscilación de Ziegler-Nichols.

	K_p	T_r	T_d
P	$0,50K_c$		
PI	$0,45K_c$	$\frac{P_c}{1,2}$	
PID	$0,60K_c$	$\frac{P_c}{2}$	$\frac{P_c}{8}$

Si la respuesta no exhibe una curva con forma de S, este método no es pertinente. Tales curvas de respuesta escalón se generan experimentalmente o a partir de una simulación dinámica de la planta.

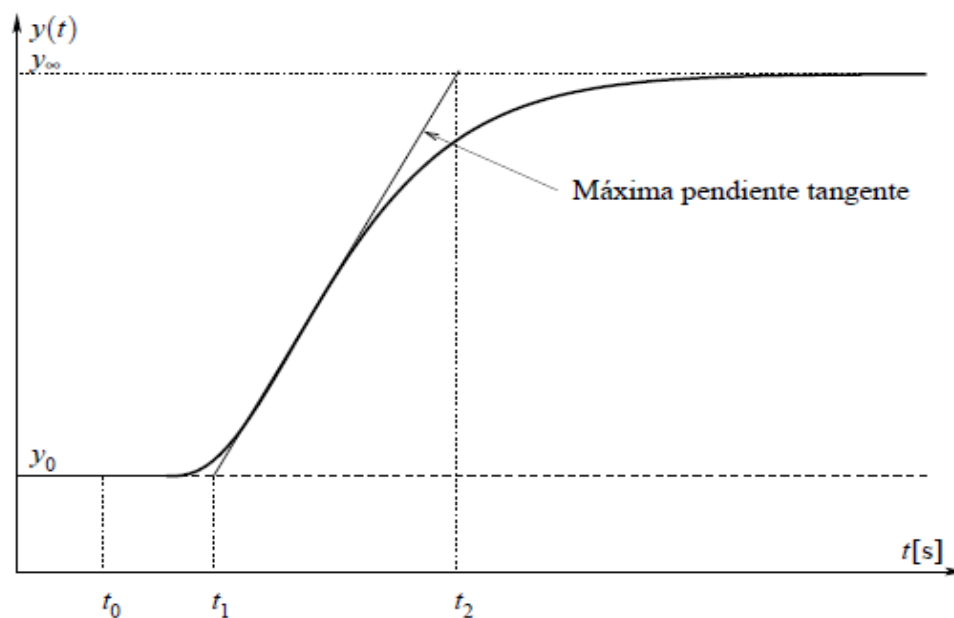
Método de la curva de reacción de Ziegler-Nichols

Este método se basa mediante en un experimento a lazo abierto con el siguiente procedimiento:

1. Llevar manualmente la planta a lazo abierto a un punto de operación normal manipulando $u(t)$. Supongamos que la planta se estabiliza en $y(t) = y_0$ para $u(t) = u_0$.
2. En un instante inicial t_0 aplicar un cambio escalón en la entrada, de u_0 a $u \neq$ (el salto debe estar entre un 10 a 20% del valor nominal).
3. Registrar la respuesta de la salida hasta que se estabilice en el nuevo punto de operación. La Figura 85 muestra una curva típica.
4. Calcular los parámetros del modelo de las fórmulas

$$k_0 = \frac{y_\infty - y_0}{u_\infty - u_0}, \quad \tau_0 = t_1 - t_0, \quad \gamma_0 = t_2 - t_1. \quad (6.1)$$

Figura 84. Respuesta al escalón (curva de reacción) en lazo abierto de la planta



Los parámetros del controlador PID propuestos por Ziegler y Nichols a partir de la curva de reacción se determinan de la tabla 8.

Tabla 8. Parámetros de controladores PID según el método de la curva de reacción de Ziegler-Nichols.

	K_p	T_r	T_d
P	$\frac{\gamma_0}{K_0 \tau_0}$		
PI	$\frac{0,9\gamma_0}{K_0 \tau_0}$	$3 \tau_0$	
PID	$\frac{1,2\gamma_0}{K_0 \tau_0}$	$2 \tau_0$	$0,5 \tau_0$

Llevando a cabo estos procedimientos obtuvimos unos valores para cada constante de control, estos valores sirven para empezar la sintonización final; la cual se lleva a cabo por prueba y error.

Se examinaron los valores de las constantes por los dos métodos anteriores obteniendo resultados muy similares, se inicio con estos valores una iteración obteniendo como resultado los valores para el término proporcional de 10 y para el derivativo de 0.00001. El término integral es útil para sistemas estacionarios pero es perjudicial en sistemas dinámicos ya que cuando hay un cambio repentino en la señal de entrada esta señal origina un aumento rápido en el término integral lo que genera una serie de sobreimpulsos volviendo al sistema inestable. En algunos casos la señal puede empezar a divergir en lugar de converger a la señal deseada.

Ya que bajo condiciones dinámicas como las nuestras el termino integral tiende a volver el sistema inestable y a alargar el tiempo de respuesta del sistema se decidió trabajar con esta constante como cero (0).

La unidad de potencia que se utilizó suministra un caudal de hasta 11 gpm con una rango de presión de 0 a 3000 psi durante el desarrollo de las pruebas se trabajó con diferentes valores. Para los resultados específicos que se muestran a continuación se trabajó a 2500 psi.

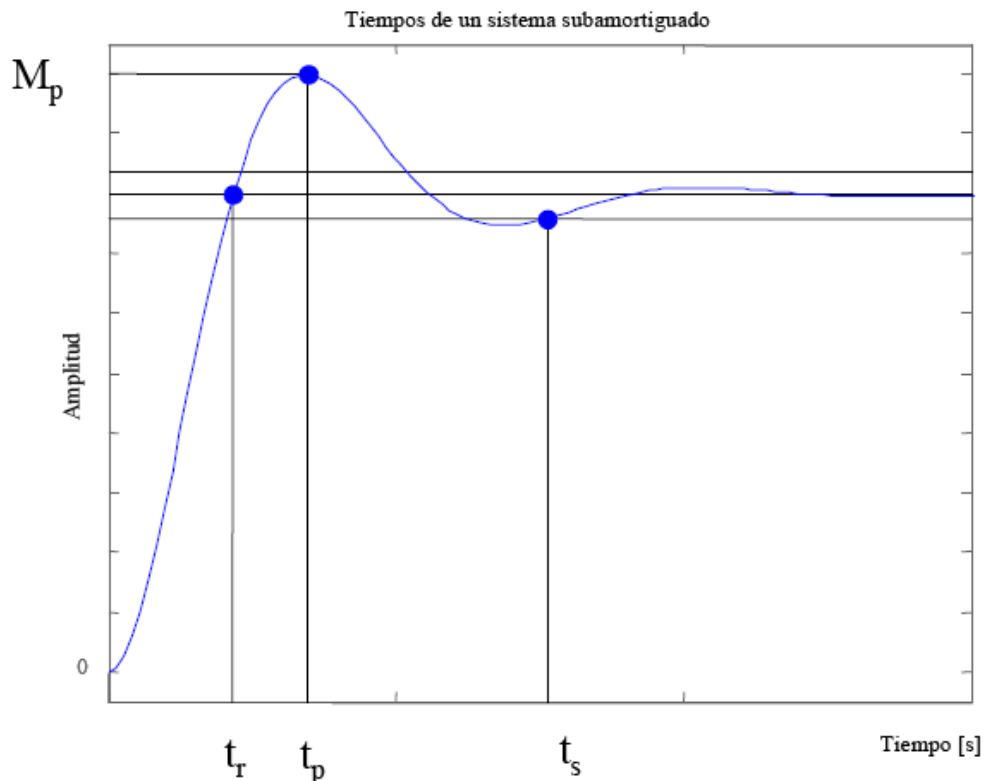
6.2 RESPUESTA A UNA ENTRADA ESCALÓN.

La señal de entrada tipo escalón nos permite conocer la respuesta del sistema frente a cambios abruptos en su entrada. Y nos proporciona una idea de cuánto es el tiempo que demora en alcanzar el sistema su estado estacionario.

Ya que tenemos un sistema de segundo orden la respuesta ante una entrada en escalón del servosistema puede variar dependiendo del coeficiente de amortiguación del servosistema.

Cuando el coeficiente de amortiguamiento tiene un valor entre 0 y 1 se considera un sistema subamortiguado y la respuesta tiene un comportamiento como el que se aprecia en la Figura 85.

Figura 85. Respuesta de un sistema de segundo orden ante una señal en escalón.



Para ver esta respuesta del servosistema se realizaron varias pruebas de este tipo a continuación se muestran los resultados para dos pruebas en particular.

El set para esta prueba fue de 3 cm a partir de la posición de equilibrio. El resultado que se obtuvo para la PRUEBA 1 se ve en la figura 87. Como se puede observar la figura describe un movimiento subamortiguado como era de esperarse arrojando los siguientes valores:

Tiempo de establecimiento: 0.15 seg aprox.

Tiempo de pico: 0.1 seg. Aprox.

Tiempo de subida: 0.08 seg aprox.

Sobreoscilación: 3.4 cm

Figura 86. Respuesta del sistema ante una entrada en escalón.

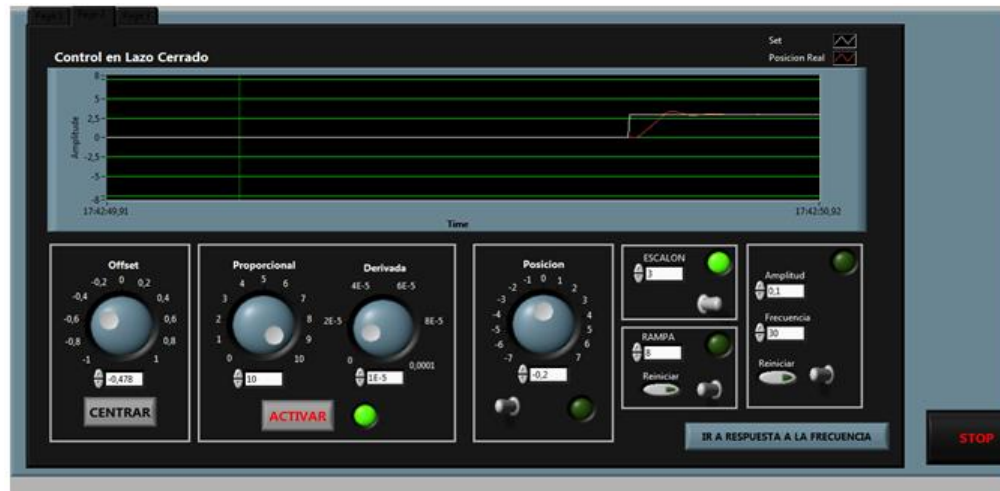


Figura 87. Respuesta del sistema ante una entrada en escalón detalles.



En las tablas 9 y 10 se muestran los datos obtenidos en las pruebas.

Tabla 9. Datos medidos en la prueba.

N° PRUEBA	DATOS MEDIBLES DE LA PRUEBA			CTES. DE SINTONIZACIÓN	
	Masa(Kg)	K(N/m)	C(N.s/m)	Kp	Kd
PRUEBA 1	10.4	125	4.5	10	0,00001
PRUEBA 2	10.4	125	1	8,6	0,00083

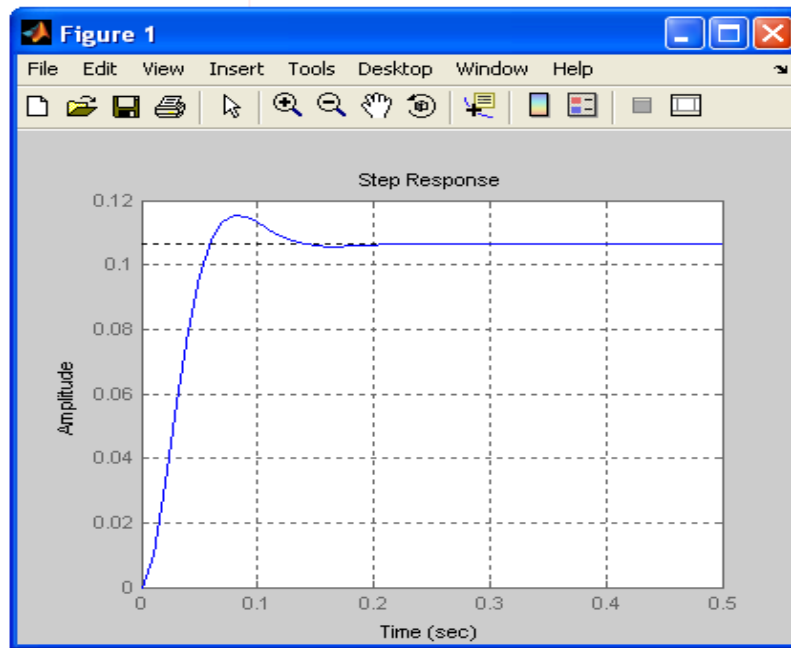
Tabla 10. Datos obtenidos de la prueba.

N° PRUEBA	RESULTADOS DE LA PRUEBA				
	Ts(seg)	Tp(Seg)	Mp(cm)	Tr(Seg)	OVERSHOOT
PRUEBA 1	0,15	0,1	3,4	0,08	13,40%
PRUEBA 2	0,12	0,9	3,7	0,065	23,40%

En la tabla 10 se observan los resultados, en los cuales podemos diferenciar el comportamiento del sistema para dos constantes de amortiguamiento diferentes, ya que el sistema es adaptativo, por ende también cuenta con un sistema de sintonización manual en la interfaz del programa, estos valores de las constantes se aprecian en la tabla 9.

Luego importando la función de transferencia al software *MATLAB* se obtiene la figura 88 la cual es muy similar a la que se obtuvo como respuesta del servosistema.

Figura 88. Función de transferencia en MATLAB.

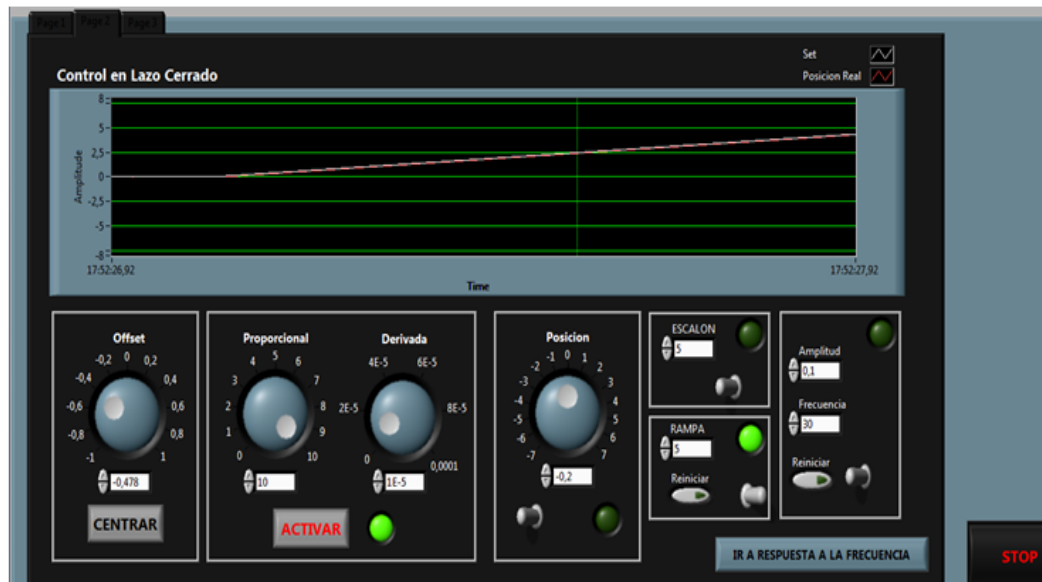


6.3 RESPUESTA A UNA ENTRADA RAMPA.

En la Fig. 89 se muestra la respuesta a lazo cerrado ante una rampa igual a 3 cm/seg, para los valores de las constantes sintonizadas en la PRUEBA 1 ($K_p=10$ y $K_d=0,00001$) anteriormente, en la cual se puede apreciar que la posición real sigue a la rampa con alta efectividad (comparación de pendientes), pues presenta

la misma pendiente. Así mismo se observa que en el estado estacionario la diferencia entre la entrada y la salida, es decir el error en el estado estacionario es casi nulo, ya que las dos graficas (set-posición real) se encuentran prácticamente sobrepuestas durante el tiempo de la prueba.

Figura 89. Respuesta del servosistema frente a una señal rampa.



6.4 RESPUESTA A UNA ENTRADA SINUSOIDAL.

En esta etapa de las pruebas simplemente damos diferentes valores de frecuencia y amplitud a una función sinusoidal, de esta forma podemos observar el comportamiento del sistema en diferentes situaciones y así tener una idea clara de su comportamiento, esta prueba nos permite tener una introducción a la siguiente etapa del programa llamada Respuesta en Frecuencia.

En la figura 90 observamos la respuesta del sistema ante una onda sinusoidal con una frecuencia muy baja (3 Hz) y una amplitud absoluta alta (6 cm), utilizando los mismos valores de sintonización de la PRUEBA 1 ($K_p=10$ y $K_d=0.00001$), en ella notamos claramente que la respuesta del sistema es altamente eficiente para esta

situación por la mínima diferencia que se aprecia entre las amplitudes generadas y las adquiridas por el sensor TEMPOSONIC, además del retraso (desfase) mínimo entre las dos señales.

Figura 90. Respuesta del sistema frente a una señal sinusoidal.

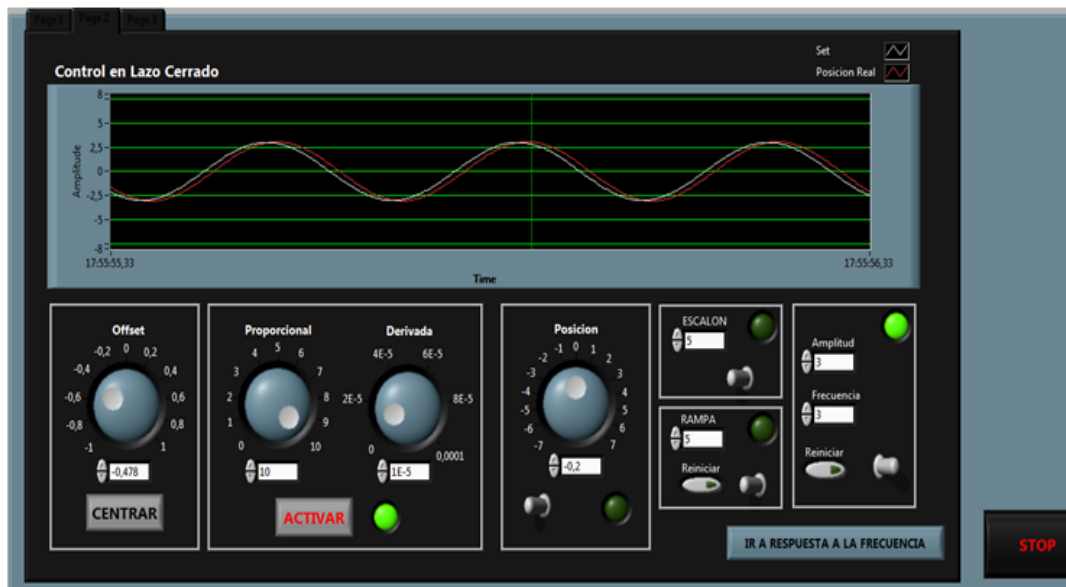
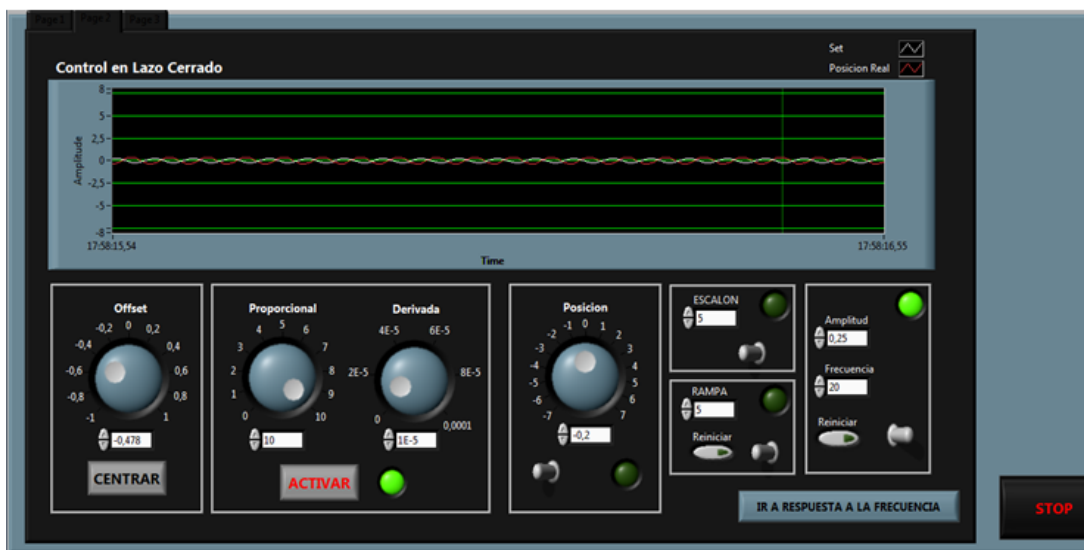


Figura 91. Respuesta del sistema frente a una señal sinusoidal con baja amplitud y alta frecuencia.



En la figura 91. Observamos la respuesta del sistema con una frecuencia más alta que en la prueba anterior (20 Hz) y una amplitud absoluta mucho más baja (0.5cm), en esta se puede apreciar un desfase mayor entre la señales de entrada y salida, aunque la diferencia de amplitud no se ve muy grande para la situación desarrollada en esta prueba.

6.5 RESPUESTA DEL SISTEMA EN FRECUENCIA.

Esta prueba consiste en enviar una señal a la servoválvula (señal en color blanco) desde el PC por medio de la tarjeta USB 6216; esta función es sinusoidal y tiene la característica de ser variable en el tiempo, ya que la frecuencia aumenta en función del tiempo. Esta señal debe ser comparada con una señal real proveniente de un transductor de posición, para este caso el TEMPOSONIC-EP2 (señal de color rojo), como se observa en la figura 92.

En la respuesta del sistema la amplitud va disminuyendo a medida que la frecuencia de la señal de entrada aumenta y a su vez se presenta un desfase creciente con el tiempo y la frecuencia ya que el sistema servoválvula y actuador a altas frecuencias es decir para menor tiempo en cada ciclo no alcanza a llevar el lector del TEMPOSONIC HASTA la amplitud generada. Además se aprecia un corrimiento de pendiente positiva en la señal del sensor TEMPOSONIC (señal de color rojo), esto es debido al corrimiento del spool de la servoválvula cuando se encuentra desenergizado, es por tal motivo que se hace necesario calibrar el offset antes de iniciar todas las pruebas pero esta calibración no es suficiente para mantener la masa centrada ya que la prueba de la respuesta en frecuencia se hizo sin feedback, es decir se lleva a cabo en lazo abierto.

Los datos que se obtuvieron en esta prueba se transportaron hacia Excel con el fin de anular la desviación mencionada anteriormente y así llevar a cabo la realización del diagrama de bode del sistema para esta situación concreta.

Figura 92. Respuesta en frecuencia del sistema.

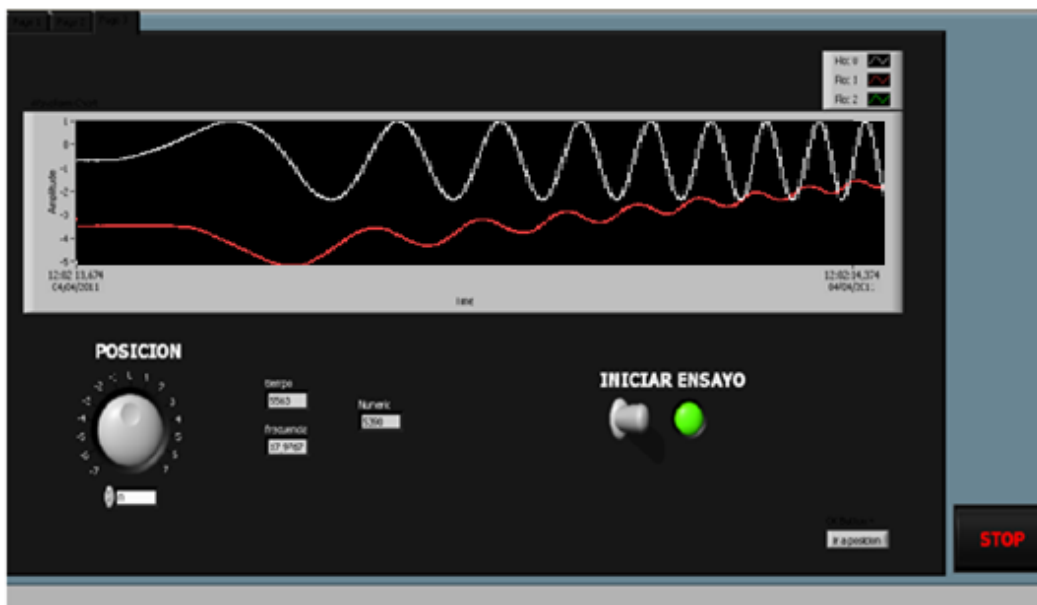
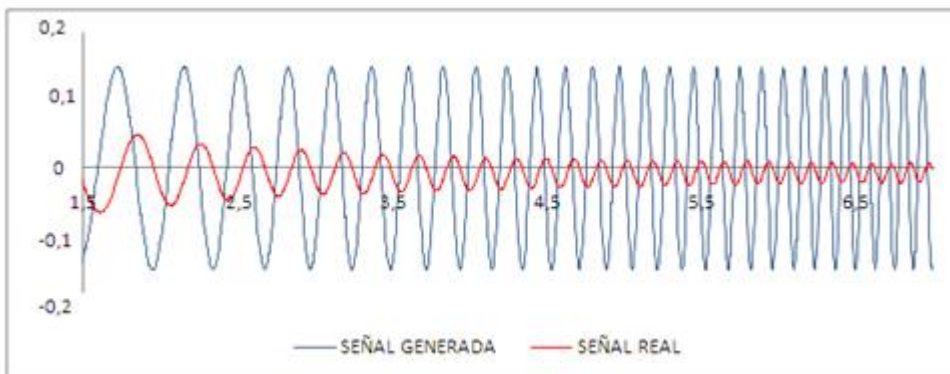
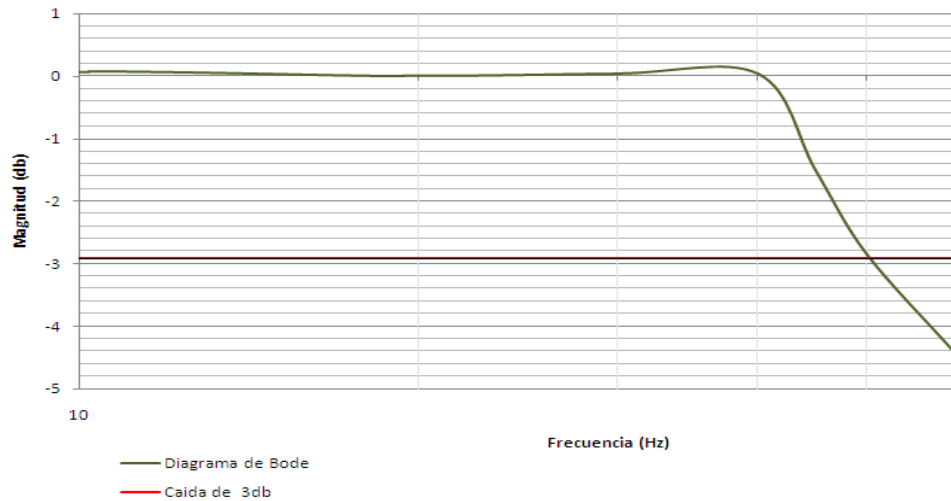


Figura 93. Respuesta a la frecuencia del sistema corregida.



En esta sección de pruebas realizo un análisis detallado a cada uno de los registros para tomar los datos donde el sistema se comporto de la mejor forma y así llevar a cabo el diagrama de Bode.

Figura 94. Diagrama de Bode del sistema.



Su distinto comportamiento se debe a que el sistema es de lazo abierto y en algunas pruebas se presenta un corrimiento muy rápido del vástago saliéndose del rango de lectura del TEMPOSONIC, además se debía encontrar un valor de ancho de banda óptimo para el sistema en esta etapa de las pruebas.

El resultado es un diagrama de bode experimental que representa la respuesta del sistema para una amplitud de 0.25 cm y variando la frecuencia de 0 a 60 Hz en 30 segundos ya que con estos datos se representa en gran parte la tendencia del modelo matemático lineal e invariable en el tiempo desarrollado.

En la figura 94 se señala el punto de corte a -3 dB y corresponde aproximadamente a 50 Hz. Este resultado es muy satisfactorio al coincidir con la frecuencia natural del servomecanismo hidráulico calculada en el capítulo 4 de este libro.

7 CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó un banco de experimentación para realizar control de posición, que permite la variación de constantes (amortiguación, fuerza del resorte etc.) para un rango de presión y caudal. Diseñando el sistema de adquisición de datos y seleccionado los instrumentos adecuados para el control y monitoreo de variables (tarjeta de preamplificación, integrado amplificador operacional, sensores etc.) el cual se controla a través del software LABVIEW por medio de la tarjeta USB NI 6216, dejando abierta la posibilidad de sintonización de las constantes de control PD para cada valor de carga.

El software LABVIEW y sus herramientas disponibles tanto para generación y adquisición de datos como para el control de sistemas mecánicos presenta grandes ventajas para la implementación de este trabajo debido a su versatilidad, sencillez gracias al lenguaje de programación gráfico y compatibilidad con las tarjetas de adquisición de datos National Instruments.

Software como ANSYS Y SOLIDWORKS juegan un papel fundamental a la hora de la toma de decisiones para realizar un diseño seguro y su posterior construcción.

Durante la etapa de la construcción uno de los momentos de mayor dificultad fue la alineación del sistema, para esto se contaba con las varillas y rodamientos de precisión. Sin embargo la construcción de las demás piezas presenta errores mínimos que se ven magnificados en el momento del ensamble del servosistema siendo corregidos con láminas de ajuste.

Se pudo corroborar por medio del desarrollo de las pruebas que el modelo matemático de segundo orden desarrollado describía correctamente el comportamiento del sistema real.

La técnica de control escogida fue PD dejando de lado la constante integral, ya que en sistemas dinámicos como el nuestro este término vuelve inestable el sistema, ante señales de entrada repentinos produce sobre impulsos haciendo que el sistema empiece a diverger en lugar de converger a la posición deseada.

Los valores que se dan a las constantes PD cambian por completo la respuesta del sistema ante las distintas señales de entrada. Una vez calculadas por los métodos Ziegler-Nichols se logran validar las repuestas obtenidas en la parte teórica.

Se demostró por medio de la experimentación en el periodo de pruebas que la respuesta del sistema está influenciada por el caudal y la presión del sistema de alimentación hidráulico; la velocidad de respuesta es proporcional a los valores de caudal y presión.

El comportamiento del sistema en la respuesta en frecuencia varía cuando alteramos la amplitud en el programa de control, ya que se pudo apreciar que el ancho de banda del sistema reduce considerablemente para valores de amplitudes mayores.

El banco de pruebas sirve de apoyo a las investigaciones de los estudiantes tanto de pregrado como de maestría para experimentar con servosistemas hidráulicos de control de posición, y queda abierto para adaptar los instrumentos necesarios para realizar también un control de la velocidad del servosistema.

8 OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.

Cuando se da una señal de entrada sinusoidal con alta Amplitud y Frecuencia el servoactuador no es capaz de reproducir esta señal produciendo cambios repentinos en el sentido de movimiento sin lograr llegar a los picos de la señal corroborando lo visto en la teoría en cuanto al fenómeno de atenuación y el desfase que se produce en las señales de entrada y real a elevadas frecuencias.

Durante la realización del anteproyecto se planteó la realización de pruebas en un rango de 0 a 2000 psi ya que se pensaba suministrar la potencia hidráulica del banco pruebas existente en el laboratorio de Potencia Fluida, ya que se logró utilizar la unidad de potencia Hidráulica del laboratorio de estructuras de la escuela de ingeniería civil se logró realizar las pruebas en un rango de 0 a 2500 psi.

Se decidió construir una mesa de trabajo específica para este proyecto y no utilizar la del proyecto de *evaluación de válvulas direccionales cetop 3* dirigido por el Ing. CARLOS BORRÁS como se planteó inicialmente debido a que las vibraciones jugaban un papel decisivo en el momento de la realización de las pruebas. Se necesitaba una mesa de trabajo con una frecuencia natural alta. La cual también fue calculada gracias al software *ANSYS Y SOLIDWORKS*.

El banco de pruebas se construyó completamente en forma modular por lo tanto a pesar de su tamaño y peso puede ser desmontado completamente, consta de piezas de gran tamaño, así como piezas pequeñas como cuñas, arandelas pasadores etc. Se debe tener cuidado de no perder estas piezas en el momento que decida desmontarse.

La servoválvula *MOOG 760* y el actuador *PARKER 2H* son elementos hidráulicos bastante costosos por lo tanto se debe tener el cuidado necesario a la hora de manipular el banco de pruebas y trabajar con los elementos adecuados como lo es

el aceite hidráulico *Shell tellus 46 AW* (o similar) y en ambientes apropiados para estos trabajos.

Para la alimentación de la tarjeta de amplificación y transductor de posición TEMPOSONIC se construyó un transformador dual con tack central que convierte la corriente alterna a continua arrojando + 15V, – 15 V. para la tarjeta de amplificación y + 24V mediante un adaptador y regulador para el TEMPOSONIC.

Se debe tener especial cuidado con todos los elementos electrónicos ya que una mal conexión, alimentación o sobrecargas puede dañarlos permanentemente y se recomienda especialmente desconectar el adaptador de 24V cada vez que se terminen las pruebas ya que esta conexión es de forma directa al regulador de voltaje haciendo que este elemento se sobrecaliente y falle.

Para la realización de pruebas se debe revisar siempre antes de iniciar que el amortiguador variable se encuentre abierto, es decir que éste permita movimiento en las dos direcciones, con el fin de evitar daños en su sistema de sellos.

9 BIBLIOGRAFÍA.

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

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

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.

VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial.

REXROTH. Fundamentos y componentes de la oleohidráulica.

TOTTEN, George. E: Handbook of Hydraulic Fluid Technology. Union Carbide Corporation. New York. 2000.

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 de Caldas, Bogotá Colombia.

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

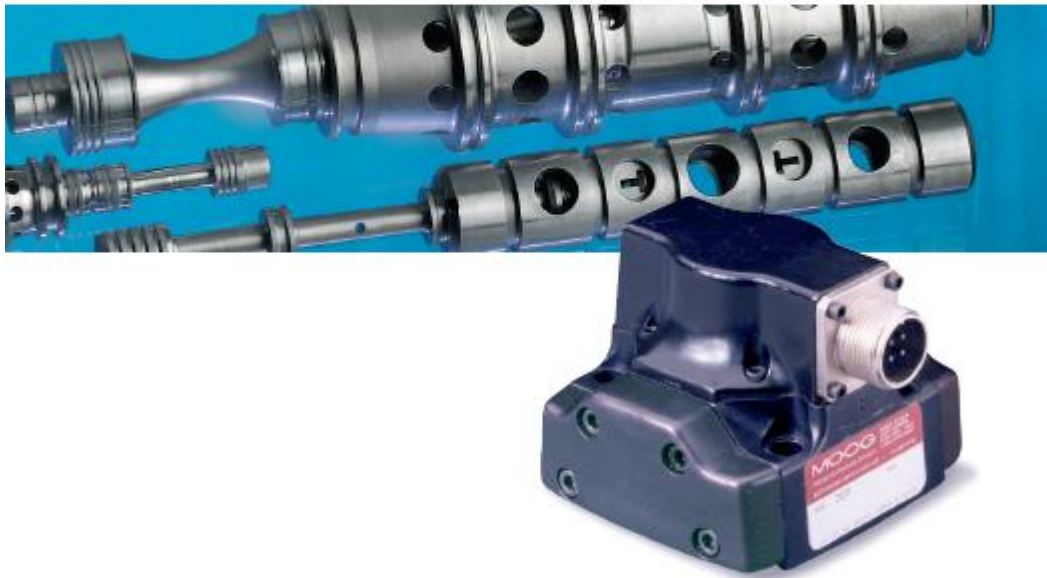
CHAVARRO, Johan y MARIÑO Carlos. Modelado y caracterización dinámica de un servoactuador Hidráulico. Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Fisicomecánicas, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga Colombia.

ANEXOS

ANEXO A. CATALOGO DE LA SERVOVALVULA.

MOOG

**760 Series
Servovalves
ISO 10372 Size 04**



760 SERIES TWO STAGE SERVOVALVES

760 SERIES SERVOVALVES

The 760 Series flow control servovalves are throttle valves for 3-, and preferably 4-way applications. They are a high performance, two-stage design that covers the range of rated flows from 1 to 15 gpm at 1000 psi valve drop. The output stage is a closed center, four-way sliding spool. The pilot stage is a symmetrical double-nozzle and flapper, driven by a double air gap, dry torque motor. Mechanical feedback of spool position is provided by a

cantilever spring. The valve design is simple and rugged for dependable, long life operation.

These valves are suitable for electrohydraulic position, speed, pressure or force control systems with high dynamic response requirements.

Principle of operation
An electrical command signal (flow rate set point) is applied to the torque motor coils and creates a magnetic force which acts on the ends of the pilot stage armature. This causes a

deflection of armature/flapper assembly within the flexure tube. Deflection of the flapper restricts fluid flow through one nozzle which is carried through to one spool end, displacing the spool.

Movement of the spool opens the supply pressure port (P) to one control port while simultaneously opening the tank port (T) to the other control port. The spool motion also applies a force to the cantilever spring, creating a restoring torque on the armature/flapper assembly

Once the restoring torque becomes equal to the torque from the magnetic forces, the armature/flapper assembly moves back to the neutral position, and the spool is held open in a state of equilibrium until the command signal changes to a new level.

In summary, the spool position is proportional to the input current and, with constant pressure drop across the valve, flow to the load is proportional to the spool position.

VALVE FEATURES

- 2-stage design with dry torque motor
- Low friction double nozzle pilot stage
- High spool control forces
- High dynamics
- Rugged, long-life design
- High resolution, low hysteresis
- Completely set-up at the factory
- Optional fifth port for separate pilot supply
- Intrinsically safe or flameproof valve versions are available

The actual flow is dependent upon electrical command signal and valve pressure drop. The flow for a given valve pressure drop can be calculated using the square root function for sharp edge orifices:

$$Q = Q_w \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_w}}$$

- Q [gpm] = calculated flow
- Q_w [gpm] = rated flow
- Δp [psi] = actual valve pressure drop
- Δp_w [psi] = rated valve pressure drop



This catalog is for users with technical knowledge. To ensure that all necessary characteristics for function and safety of the

system are given, the user has to check the suitability of the products described here. In case of doubt, please contact Moog Inc.

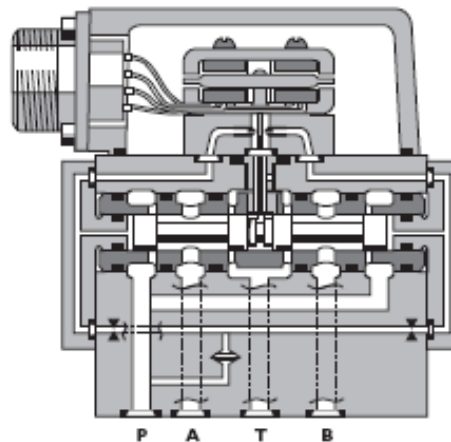
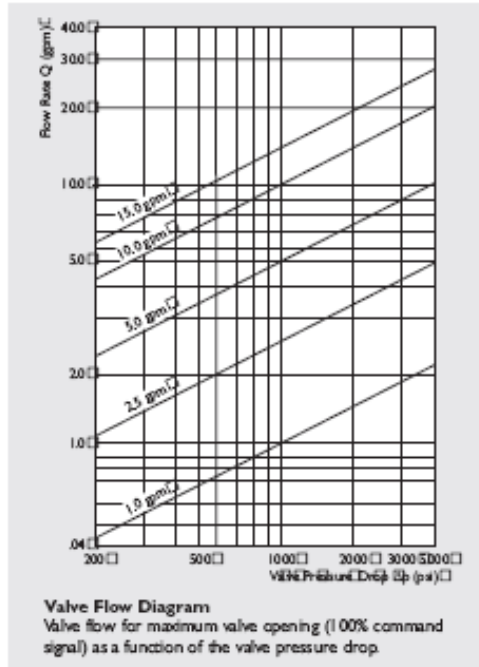


Intrinsically safe valve versions are available for use in hazardous locations. Specific models are certified to FM, IATEX, CSA, and TIS standards. Contact the factory for details.

**760 SERIES
GENERAL TECHNICAL DATA**

Operating Pressure*	up to 3,000 psi
ports P, X, A and B	up to 3,000 psi
port T	
Temperature Range	
Fluid	-20°F to 275°F
Ambient	-20°F to 275°F
Seal Material	Viton**
Operating Fluid	Compatible with common hydraulic fluids, other fluids on request.
Recommended viscosity	60 – 450 SUS @ 100°F
System Filtration: High pressure filter (without bypass, but with dirt alarm) mounted in the main flow and, if possible, directly upstream of the valve. Refer to Moog filtration catalog for recommended filtration scheme.	
Class of Cleanliness: The cleanliness of the hydraulic fluid greatly effects the performance (spool positioning, high resolution) and wear (metering edges, pressure gain, leakage) of the servovalve.	
Recommended Cleanliness Class	
For normal operation	ISO 4406 < 14/11
For longer life	ISO 4406 < 13/10
Filter Rating recommended	
For normal operation	$B_{\beta} \geq 75$ (10 μm absolute)
For longer life	$B_{\beta} \geq 75$ (5 μm absolute)
Installation Operations	Any position, fixed or movable.
Vibration	30 g, 3 axes
Weight	1.13 lb (1.91 lb for steel body)
Degree of Protection	EN60529P: class IP65, with mating connector mounted.
Shipping Plate	Delivered with an oil sealed shipping plate.

* Maximum special order is 8000 psi
** Other seal material upon request



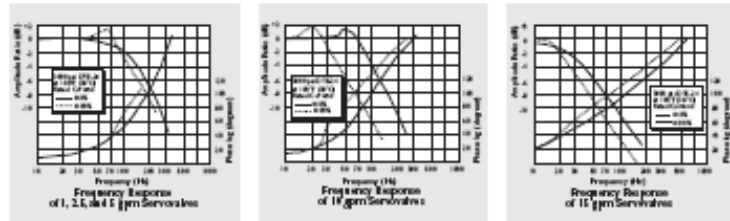
760 SERIES
TECHNICAL DATA

Model... Type	760-.....					
Mounting Pattern	ISO 10372 - 04 - 04 - 0 - 92					
Valve Body Version	4-way					
Pilot Stage	2-stage with spool-bushing assembly					
Pilot Connection	Nozzle/Flapper; Highflow					
Rated Flow	X					
	Optional, Internal or External (±10%) at $\Delta p_{in} = 1,000$ psi					
	Standard [gpm]	1.0	2.5	5.0	10.0	15.0
	High Response [gpm]	1.0	2.5	5.0	10.0	15.0
Response Time @ 3000 psi						
	Standard [ms]	6	6	6	10	16
	High Response [ms]	4	4	4	7	13
Threshold*					0.5	
Hysteresis*					3.0	
Null Shift	$\approx \Delta T = 100^\circ F$				< 2.0	
Null Leakage Flow*	max.				0.40 to 0.61	
Pilot Leakage Flow*	max.				0.26	
Spool Drive Area						
	Standard [in ²]				0.76	
	High Response [in ²]				0.53	
	Super High Response [in ²]				0.25	

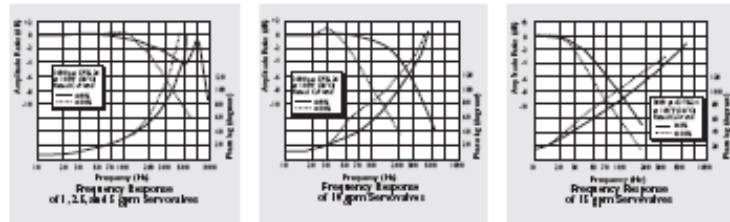
* Measured at 3,000 psi pilot or operating pressure

Typical Characteristic
Curves with ±40% and ±100%
input signal, measured at 3,000
pilot or operating pressure.

Standard Valves



High and Super High
Response Valves



**760 SERIES
ELECTRICAL CONNECTIONS**

Rated current and coil resistance
A variety of coils are available for 760 Series Servovalves, which offer a wide choice of rated current. See Table I.

Coil connections
A four-pin electrical connector (that mates with an MS3 106/14S/2S) is standard. All four torque motor leads are available at the connector so external connections can be made for series, parallel, or differential operation.
760 Series Servovalves can be supplied on special order with other connectors or a pigtail.

Servoamplifier
The servovalve responds to input current, so a servoamplifier that has high internal impedance (as obtained with current feedback) should be used. This will reduce the effects of coil inductance and will minimize changes due to coil resistance variations.

ELECTRICAL CONNECTIONS
(Examples with typical 760 series coils)

Connector MIL-C-5015/14S-2S

Coil Resistance	[Ω]	100	400	200
Rated Current	[mA]	±15	±7.5	±15
Inductance	[H]	0.59	2.20	.72
Electrical Power	[W]	.023	.023	.045
Connectors for Valve Opening		A and C (+) B and D (-)	A (+), D (-) B and C connected	A (+), B (-) or C (+), D (-)

Note: Before applying electrical signals the pilot stage has to be pressurized.

TABLE I

Nominal Resistance Per Coil at 77°F (25°C) Ω	Recommended Rated Current—mA		Approximate Coil Inductance*—Henrys		
	Parallel, Differential or Single Coil Operation	Series Coils	Single Coils	Series Coils	Parallel Coils
80	±40	±20	0.22	0.66	0.18
200	±15	±7.5	0.72	2.20	0.59
1000	±8	±4	3.20	9.70	2.60

* Measured at 50 Hz

760 SERIES
ORDERING INFORMATION
SPARE PARTS AND ACCESSORIES

Model Number			Type Designation												
760			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Optional Feature			Signal for 100% Spool Stroke												
Series specification			4 ±4 mA series												
K Intrinsically safe			H ±1.5 mA series												
N Flameproof			L ±20 mA series												
			N ±30 mA series												
			Z ±100 mA series												
			V Special signal (see spec sheet)												
Model Designation			Valve Connector												
Assigned at the factory			A 4-G (CA/CE/COM) connector C1 (A) – side (RH)												
			B 4-G (CA/CE/COM) connector C2 (B) – side (LH)												
			F 4-G (CA/CE/COM) connector F – side												
			Y 4-G (CA/CE/COM) connector R (Y) – side												
Factory Identification (Revision Level)			Seal Material												
			V Fluorocarbon												
			N NBR												
			Others on request												
Valve version			Pilot Connections and Pressure												
S Standard response			Pressure (psi) Supply												
H High response			A 150 to 3,000 internal												
V Super high response			C 150 to 3,000 external												
			J 150 to 5,000 internal												
			L 150 to 5,000 external												
Rated Flow			Spool Position without Electrical Signal												
Q _{typ} at Δp _v = 1,000 psi			M Mid position												
Standard High Response			Pilot Stage												
04 1 1			F Standard dynamics												
10 2.5 2.5			C Improved dynamics												
19 5.0 5.0															
38 10.0 10.0															
67 15.0 15.0															
Maximum Operating Pressure p _o and Body Material															
F 3,000 psi aluminum															
K 5,000 psi steel															
Q 8,000 psi steel															
Main Spool Type															
O 4-way / acts out / linear															
A 4-way / < ±1.3% overlap - critical lap / linear															
D 4-way / ±1.0% overlap / linear															
M 4-way / acts out p _v > 80% of p _o / linear															

Preferred configurations highlighted.
All combinations may not be available.
Options may increase price and delivery.
Technical changes are reserved.

SPARE PARTS AND ACCESSORIES

O-Rings (included in delivery)	FPM B5 Shore
for F, T, A and B	ID 0.426 x 0.070 42082-022
for X	ID 0.364 x 0.070 42082-013
Wiring Connector, waterproof IP 65 (not included in delivery)	P/N 40054F14S2S (MS3106F14S2S)
Flushing Block	P/N 55124

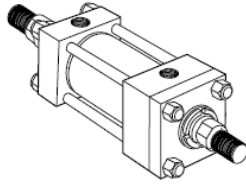
Mounting Bolts (not included in delivery)	P/N A31324-228B
5/16 - 18 NC x 1-3/4 long (4 places)	
Replaceable Filter	P/N A01713-1
Field Replaceable Filter Kit	B5255RK4K1

ANEXO B. CATALOGO DEL ACTUADOR PARKER SERIE 2H

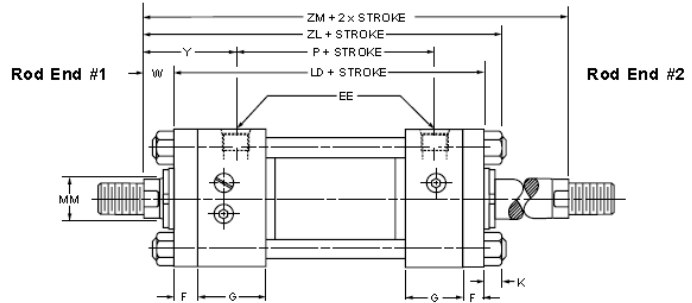
**Double Rod Models
1½" to 6" Bore Sizes**

**Series 2H
Heavy Duty Hydraulic Cylinders**

How to Use Double Rod Cylinder Dimensioned Drawings



1½" to 6" Bores

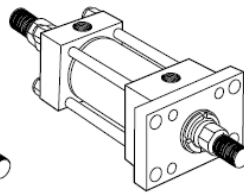
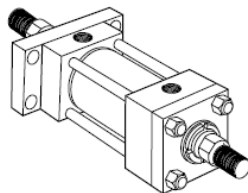
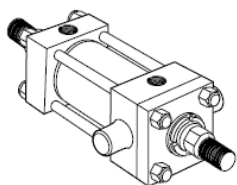
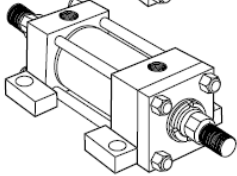
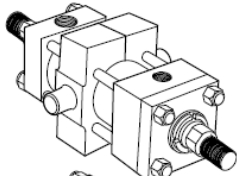


Mounting Styles for Single Rod Models	Mounting Styles for Corresponding Double Rod Models*	Dimensions Shown on This Page Supplement Dimensions on Pages Listed Below
		1½" - 6" Bores Page No.
T	KT	44
TB	KTB	44
TD	KTD	44
J	KJ	46
JB	KJB	46
JJ	KJJ	46
C	KC	50
E	KE	50
F	KF	50
CB	KCB	52
G	KG	52
D	KD	54
DD	KDD‡	54

To determine dimensions for a double rod cylinder, first refer to the desired single rod mounting style cylinder shown on preceding pages of this catalog. (See table at left.) After selecting necessary dimensions from that drawing, return to this page supplement the single rod dimensions with those shown on drawing at right and dimension table below. Note that double rod cylinders have a head (Dim. G) at both ends and that dimension LD replaces LB and ZL replaces ZB, etc. The double rod dimensions differ from, or

are in addition to those for single rod cylinders shown on preceding pages and provide the information needed to completely dimension a double rod cylinder. On a double rod cylinder where the two rod ends are different, be sure to clearly state which rod end is to be assembled at which end. Port position 1 is standard. If other than standard, specify pos. 2, 3 or 4 when viewed from rod end #1 only. See port position information in Section C.

*If only one end of these Double Rod Cylinders is to be cushioned, be sure to specify clearly which end this will be.
‡Specify XI dimension from rod end #1.



All dimensions are in inches and apply to Code 1 rod sizes only. For alternate rod sizes, determine all envelope dimensions (within LD dim.) as described above and then use appropriate rod end dimensions for proper rod size from single rod cylinder.

Bore	Rod No.	Rod Dia. MM	Add stroke											Add 2X Stroke
			LD	ZL	SA _K	XA _K	ZA _K	SN _K	SS _K	SE _K	XE _K	ZE _K	ZM	
1½	1	5/8	5 5/8	6 1/4	7 5/8	7 1/4	7 5/8	27/8	4 1/8	7 3/8	7 1/8	7 1/2	67/8	
2	1	1	6 1/8	67/8	8 5/8	8 1/8	8 5/8	27/8	37/8	8	7 13/16	8 5/16	75/8	
2½	1	1	6 1/4	7	8 5/8	8 3/16	8 3/4	3	3 5/8	8 1/8	7 15/16	8 7/16	7 3/4	
3¼	1	1 3/8	7 1/4	8 1/8	10 7/8	9 15/16	10 5/8	3 1/2	4 3/8	9 1/2	9 1/4	9 7/8	9	
4	1	1 3/4	7 3/4	8 3/4	12	10 7/8	11 3/4	3 3/4	4 1/4	10	9 7/8	10 1/2	9 3/4	
5	1	2	8 1/4	9 3/8	12 1/2	11 1/2	12 3/8	4 1/4	4 3/4	11 1/4	10 7/8	11 5/8	10 1/2	
6	1	2 1/2	9 3/8	10 5/8	14 1/4	13 1/16	14 1/8	4 7/8	5 1/8	12 3/4	12 5/16	13 3/16	11 7/8	
Replaces: On single rod mounting styles:			LB	ZB	SA	XA	ZA	SN	SS	SE	XE	ZE	—	
			All Mtg. Styles			CB		F	C,E		G		All Mtgs.	

For additional information – call your local Parker Cylinder Distributor.

Series 2H Heavy Duty Hydraulic Cylinders

Side Lugs, Centerline Lugs
and Side Tapped Mounting
1½" to 6" Bore Sizes

Table 1—Envelope and Mounting Dimensions

Bore	E	EE		F	G	J	K	NT	SB*	ST	SU	SW	TN	TS	US	Add Stroke			
		NPTF [⊕]	SAE*													LB	P	SN	SS
1½	2½	½	10	¾	1¾	1½	¾	¾.16	7/16	½	15/16	¾	¾	3¼	4	5	27/8	27/8	37/8
2	3	½	10	5/8	1¾	1½	7/16	1½.13	9/16	¾	1¼	½	15/16	4	5	5¼	27/8	27/8	35/8
2½	3½	½	10	5/8	1¾	1½	7/16	5/8.11	13/16	1	19/16	11/16	15/16	47/8	6¼	53/8	3	3	33/8
3¼	4½	¾	12	¾	2	1¾	9/16	¾.10	13/16	1	19/16	11/16	1½	57/8	7¼	6¼	3½	3½	4¼
4	5	¾	12	7/8	2	1¾	9/16	1-8	1½	1¼	2	7/8	21/16	6¾	8½	65/8	3¾	3¾	4
5	6½	¾	12	7/8	2	1¾	13/16	1-8	1½	1¼	2	7/8	215/16	8¼	10	7½	4¼	4¼	4½
6	7½	1	16	1	2¼	2¼	7/8	1¼.7	15/16	1½	2½	1½	35/16	9¾	12	83/8	47/8	5½	5½

* SAE straight thread ports are standard and are indicated by port number.

⊕NPTF ports are available at no extra charge.

* Upper surface spotfaced for socket head screws.

**Table 3 —
Envelope and
Mounting
Dimensions**

Table 2—Rod Dimensions

Bore	Rod No.	Rod Dia. MM	Thread		Rod Extensions and Pilot Dimensions										ND	XS	XT	Y	ZB	Add Stroke
			Style 8 CC	Style 4 & 9 KK	A	+0.000 -0.002 B	C	D	LA	NA	V	W								
1½	1(Std.)	5/8	1/2-20	7/16-20	¾	1.124	¾	½	13/8	9/16	¼	5/8	¾	13/8	2	2	6			
	2	1	7/8-14	¾.16	1½	1.499	½	7/8	2½	15/16	½	1	¾	1¾	23/8	23/8	63/8			
2	1(Std.)	1	7/8-14	¾.16	1½	1.499	½	7/8	17/8	15/16	¼	¾	7/16	17/8	23/8	23/8	67/16			
	2	13/8	1¼-12	1-14	15/8	1.999	5/8	1½	25/8	15/16	¾	1	7/16	2¼	25/8	25/8	61¼/16			
2½	1(Std.)	1	7/8-14	¾.16	1½	1.499	½	7/8	17/8	15/16	¼	¾	½	2¼/16	23/8	23/8	69/16			
	2	1¾	1½-12	1¼-12	2	2.374	¾	1½	3¼	11/16	½	1¼	½	29/16	27/8	27/8	7¼/16			
3¼	1(Std.)	13/8	1¼-12	1-14	15/8	1.999	5/8	1½	2½	15/16	¾	1	½	25/16	23/4	23/4	71¼/16			
	2	2	1¾-12	1½-12	2¼	2.624	7/8	1½	3½	15/16	¾	1¼	11/16	211/16	3½	3½	8¼/16			
4	1(Std.)	1¾	1½-12	1¼-12	2	2.374	¾	1½	3	11/16	¾	1½	11/16	29/16	3	3	715/16			
	2	2½	2¼-12	17/8-12	3	3.124	1	2¼	43/8	23/8	¾	13/8	11/16	3½	33/8	33/8	89/16			
5	1(Std.)	2	1¾-12	1½-12	2¼	2.624	7/8	1½	33/8	15/16	¼	1½	1	27/8	3½	3½	9¼/16			
	2	3½	3¼-12	2¼-12	3½	4.249	1	3	47/8	33/8	¾	13/8	1	3½	33/8	33/8	95/16			
6	1(Std.)	2½	2¼-12	17/8-12	3	3.124	1	2¼	4¼	23/8	¼	1¼	1¼	31/8	3½	3½	10¼/16			
	2	4	3¾-12	3-12	4	4.749	1	33/8	5¼	37/8	¼	1¼	1¼	33/8	3½	3½	10½/16			
6	3	3	2¾-12	2¼-12	3½	3.749	1	25/8	4¾	27/8	¼	1¼	1¼	33/8	3½	3½	10½/16			
	4	3½	3¼-12	2¼-12	3½	4.249	1	3	4¾	33/8	¼	1¼	1¼	33/8	3½	3½	10½/16			

ANEXO C. CATALOGO DE TEMPOSONICS EP2

Temposonics®

Magnetostrictive, Absolute, Non-contact
Linear-Position Sensors

E-Series Model EP2
Analog (Voltage) Output

Data Sheet



Document Part Number
550919 Revision E



Model EP2 Profile-style position sensor
with single-position measurement

FEATURES

- Linear, Absolute Measurement
- Non-Contact Sensing Technology
- Non-Linearity Less Than 0.03%
- Repeatability Within 0.005%
- Direct Position Output: Analog 0 - 10 Vdc
- Magnet is Secured to Moving Machine Part to 'Float' over the Sensor Housing
- One Year Warranty

BENEFITS

- Economically Priced Magnetostrictive Sensor Technology
- EMI Shielded and CE Certified
- Factory Set Null And Span Setpoints
- Sensors Can Be Purchased Factory Direct From The MTS [Online Store](#)

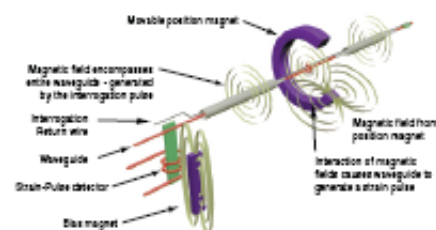
APPLICATIONS

- Continuous Operation in Harsh Industrial Conditions
- Plastic Injection and Blow Molding
- Product Fabrication and Assembly
- Cutting, Drilling, Punching, Pressing and Bending

TYPICAL INDUSTRIES

- Plastics Molding and Processing
- Material Handling and Packaging
- Factory Automation
- Woodworking and Metalworking

Time-based Magnetostrictive position sensing principle



Benefits of Magnetostriction

Temposonics linear-position sensors use the time-based magnetostrictive position sensing principle developed by MTS. Within the sensing element, a sonic-strain pulse is induced in a specially designed magnetostrictive waveguide by the momentary interaction of two magnetic fields. One field comes from a movable permanent magnet that passes along the outside of the sensor. The other field comes from an "interrogation" current pulse applied along the waveguide. The resulting strain pulse travels at sonic speed along the waveguide and is detected at the head of the sensing element.

The position of the magnet is determined with high precision and speed by accurately measuring the elapsed time between the application of the interrogation pulse and the arrival of the resulting strain pulse with a high-speed counter. The elapsed time measurement is directly proportional to the position of the permanent magnet and is an absolute value. Therefore, the sensor's output signal corresponds to absolute position, instead of incremental, and never requires recalibration or re-homing after a power loss. Absolute, non-contact sensing eliminates wear, and guarantees the best durability and output repeatability.

All specifications are subject to change. Contact MTS for specifications and engineering drawings that are critical to your applications. Drawings contained in this document are for reference only. Go to <http://www.mtsensors.com> for the latest support documentation and related media.

E-Series Model EP2 Sensor, Analog Output
Product Overview and Specifications

PRODUCT DATA SHEET

Product overview

MTS Sensors continues to establish new performance standards for low-cost, fully-industrial, durable position sensors using the widely preferred magnetostrictive technology. This principle for accurate and non-contact measurement of linear-position sensing was developed 30 years ago by MTS and is used with outstanding success in a large variety of industrial applications.

The E-Series Model EP2 sensor with analog output can be ordered from the MTS [Online Store](http://www.mtsensorsstore.com) at <http://www.mtsensorsstore.com>

Product specifications

Parameters	Specifications
OUTPUT	
Measured output variable:	Position
Resolution:	Infinite, restricted by output ripple
Non-linearity:	< ± 0.03% full stroke (minimum ± 90 µm)
Repeatability:	< ± 0.006% full stroke (minimum ± 2.5 µm)
Analog Output:	Voltage: 0 to 10 Vdc (Controller input resistance RL >5k ohms)
Position measurement:	Measurement Stroke lengths: 4, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24, 30, 36, 42, 48, 54, and 60 in. Contact factory for custom stroke lengths.
	Update Frequency: > 1.5 kHz
ELECTRONICS	
Operating voltage:	+24 Vdc nominal: -15% or +20% Polarity protection: up to -30 Vdc Overvoltage protection: up to 36 Vdc Current drain: 50 - 140 mA (Stroke length dependent) Dielectric withstand voltage: 500 Vdc (DC ground to machine ground)
ENVIRONMENTAL	
Operating conditions:	Operating temperature: -40 °C (-40 °F) to 75 °C (167 °F) Relative humidity: 90% no condensation
EMC test:	Emissions: IEC/EN 50081-1 Immunity: IEC/EN 50082-2 IEC/EN 61000-4-2/3/4/6, criterion A, CE qualified
Shock rating:	50 g (single hit) IEC standard 60068-2-27 (survivability)
Vibration rating:	5 g/10 to 2000 Hz, IEC standard 60068-2-6 (operational)
Wiring	
Connection type:	Integral cable
PROFILE STYLE SENSOR (MODEL EP2)	
Sealing:	IP 67
Sensor extrusion:	Aluminum
Mounting:	Any orientation. Adjustable mounting feet.
Magnet type:	Block magnet with stamped metal carrier

PRODUCT DATA SHEET

**E-Series Model EP2 Sensor, Analog Output
Output, Sensor Dimensions and Magnet References**

Output

The Temposonics E-Series Model EP2 analog output sensor comes standard with integrated analog conditioning electronics. The sensor can be connected to a control system or indicator directly without the need for an additional interface. Built-in microelectronics produce a continuous voltage output that is proportional to the magnet position. The active measurement stroke range is factory set (see 'Figure 1').

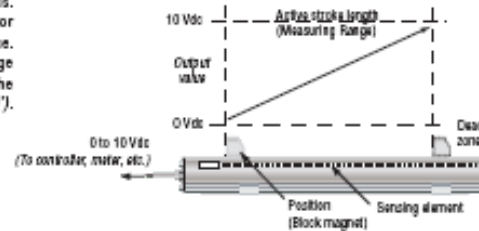


Figure 1. Active stroke length (measuring range)

Model EP2 profile-style sensor (analog output) dimension references

Model EP2, profile-style sensor with Block, Style L Magnet
Drawing is for reference only; contact applications engineering for tolerance specific information.

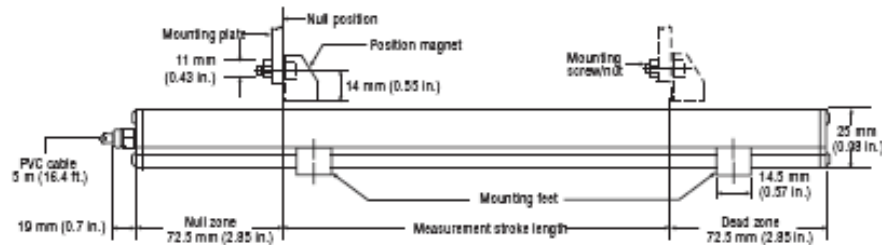



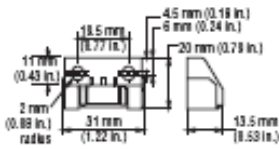
Figure 2. E-Series Model RP Profile-style sensor dimension reference (Shown with 5 m (16.4 ft.) integral cable)

Standard magnet (Model EP2)

One Block magnet included with Model EP2 sensor

The *Style L 'block' magnet* (part no.: 252667) mounts on the moving machine part and travels just above the sensor's extrusion. The magnet can be mounted using ferrous metal screws on a customer supplied mounting plate or flat surface of the machine's moving part. The mounting plate or machine's moving part can not extend beyond 11 mm (0.43 in.) from the top of the magnet, unless it is made of non-ferrous material. The magnet should be installed in a perpendicular orientation relative to the top surface of the sensor extrusion (see 'Figure 2' on page 3). Optimal performance is achieved when this orientation remains consistent throughout the full measurement stroke range.

STANDARD POSITION MAGNET (One Magnet included with each Model EP2 sensor)
(Drawing dimensions are for reference only)

Magnet	Magnet dimensions	Description	Part number
		Block magnet, Style L For Model EP2 profile-style sensor	252667

Sensor mounting

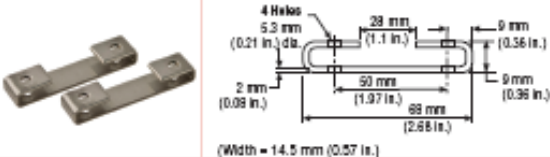
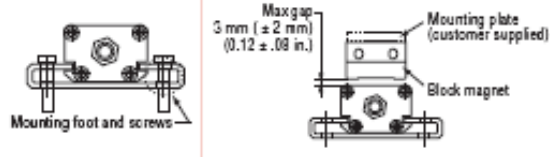
MODEL EP2 SENSOR MOUNTING

Temposonics model EP2 profile-style sensors are mounted onto a flat straight surface of the machine with moveable mounting feet. A pair (2) mounting feet are provided with each sensor. Two additional mounting feet (part no. 400802) are included for measurement stroke lengths greater than 48 inches.

Mounting feet slide into side grooves and should be evenly distributed along the sensor extrusion to best secure the sensor for each particular application.

Notes:

1. Additional mounting feet can be ordered separately.
2. MTS recommends using 10-32 cap screws (customer supplied) at a maximum torque of 44 in. lbs. when fastening mounting feet.

Profile-Style sensor mounting and installation reference	Mounting method	Part number
	<p>Mounting feet, standard (304 SS) Profile-style sensor mounting for sensor model EP2</p>	400802
	<p>Mounting feet and screws Profile-style sensor foot installation. Secure mounting feet with customer supplied 10-32 cap screws. (recommended)</p> <p>Block magnet, Style L mounting Magnet installs on a mounting plate (customer supplied) or flat surface of the machine's moving part.</p>	<p>Mounting feet, part number 400802</p> <p>Block magnet, Style L, part number 252687</p>

Wiring and integral cable connection

E-Series EP2 analog sensor - integral cable

The E-Series Model EP2 sensor connects directly to a controller, meter, etc. via 5 m (16.4 ft). PVC cable shown in 'Figure 3'. Wiring color and signal functions are described in 'Table 1'.



Figure 3. EP2 analog sensor Integral cable

Wire color	Signal
Green	0 to 10 Vdc
Brown	+24 Vdc (-15% / +20%)
White	DC Ground (0 Vdc)
Shield	Connected to sensor housing (Appropriate grounding of cable shield is required at the controller end).

Table 1. EP2 analog sensor cable wiring diagram

PRODUCT DATA SHEET

**E-Series Model EP2 Sensor, Analog Output
Ordering Information**

Use the order matrix below to configure your Model EP2 analog sensor order number. Contact the factory for custom sensor orders.
E-Series Model EP2 sensors with analog output ordered can be purchased from the MTS *Online Store* at: <http://www.mtsensorsstore.com>



SENSOR MODEL		-	E P 2 A	1 - 4
	E-Series model EP2 sensor with analog output (voltage) and integral cable			
MEASUREMENT STROKE LENGTH IN INCHES		-	[] [] []	5 - 7
	<small>(Contact factory for custom stroke lengths)</small>			
<ul style="list-style-type: none"> 004 - 4 inch stroke length 006 - 6 inch stroke length 009 - 9 inch stroke length 012 - 12 inch stroke length 015 - 15 inch stroke length 018 - 18 inch stroke length 021 - 21 inch stroke length 	<ul style="list-style-type: none"> 024 - 24 inch stroke length 030 - 30 inch stroke length 036 - 36 inch stroke length 042 - 42 inch stroke length 048 - 48 inch stroke length 054 - 54 inch stroke length 060 - 60 inch stroke length 			

ANEXO D. INTEGRADO AD 843

AD843

FEATURES

AC PERFORMANCE
 Unity Gain Bandwidth: 34 MHz
 Fast Settling: 135 ns to 0.01%
 Slew Rate: 250 V/ μ s
 Stable at Gains of 1 or Greater
 Full Power Bandwidth: 3.9 MHz

DC PERFORMANCE

Input Offset Voltage: 1 mV max (AD843K/B)
 Input Bias Current: 0.6 nA typ
 Input Voltage Noise: 19 nV/ $\sqrt{\text{Hz}}$
 Open Loop Gain: 30 V/mV into a 500 Ω Load
 Output Current: 50 mA min
 Supply Current: 13 mA max
 Available in 8-Pin Plastic Mini-DIP & Cerdip, 16-Pin SOIC,
 20-Pin LCC and 12-Pin Hermetic Metal Can Packages
 Available in Tape and Reel in Accordance with
 EIA-481A Standard
 Chips and MIL-STD-883B Parts Also Available

APPLICATIONS

High Speed Sample-and-Hold Amplifiers
 High Bandwidth Active Filters
 High Speed Integrators
 High Frequency Signal Conditioning

PRODUCT DESCRIPTION

The AD843 is a fast settling, 34 MHz, CBFET input op amp. The AD843 combines the low (0.6 nA) input bias currents characteristic of a FET input amplifier while still providing a 34 MHz bandwidth and a 135 ns settling time (to within 0.01% of final value for a 10 volt step). The AD843 is a member of the Analog Devices' family of wide bandwidth operational amplifiers. These devices are fabricated using Analog Devices' junction isolated complementary bipolar (CB) process. This process permits a combination of dc precision and wideband ac performance previously unobtainable in a monolithic op amp.

The 250 V/ μ s slew rate and 0.6 nA input bias current of the AD843 ensure excellent performance in high speed sample-and-hold applications and in high speed integrators. This amplifier is also ideally suited for high bandwidth active filters and high frequency signal conditioning circuits.

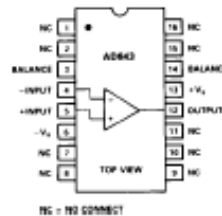
Unlike many high frequency amplifiers, the AD843 requires no external compensation and it remains stable over its full operating temperature range. It is available in five performance grades: the AD843J and AD843K are rated over the commercial temperature range of 0°C to +70°C. The AD843A and AD843B are rated over the industrial temperature range of -40°C to +85°C. The AD843S is rated over the military temperature range of -55°C to +125°C and is available processed to MIL-STD-883B, Rev. C.

REV. D

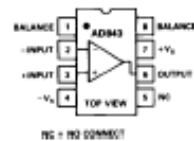
Information furnished by Analog Devices is believed to be accurate and reliable. However, no responsibility is assumed by Analog Devices for its use, nor for any infringements of patents or other rights of third parties which may result from its use. No license is granted by implication or otherwise under any patent or patent rights of Analog Devices.

CONNECTION DIAGRAMS

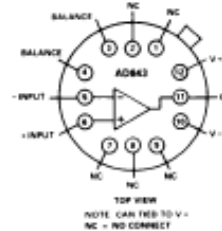
16-Pin SOIC (R-16) Package



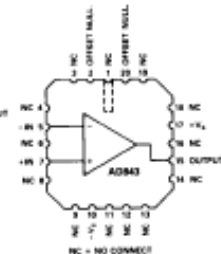
Plastic (N-8) and Cerdip (Q-8) Package



TO-8 (H-12A) Package



LCC (E-20A) Package



The AD843 is offered in either 8-pin plastic DIP or hermetic cerdip packages, in 16-pin SOIC, 20-Pin LCC, or in a 12-pin metal can. Chips are also available.

PRODUCT HIGHLIGHTS

1. The high slew rate, fast settling time and low input bias current of the AD843 make it the ideal amplifier for 12-bit D/A and A/D buffers, for high speed sample-and-hold amplifiers and for high speed integrator circuits. The AD843 can replace many FET input hybrid amplifiers such as the LH0032, LH4104 and OPA600.
2. Fully differential inputs provide outstanding performance in all standard high frequency op amp applications such as signal conditioning and active filters.
3. Laser wafer trimming reduces the input offset voltage to 1 mV max (AD843K and AD843B).
4. Although external offset nulling is unnecessary in many applications, offset null pins are provided.
5. The AD843 does not require external compensation at closed loop gains of 1 or greater.

© Analog Devices, Inc., 1995

One Technology Way, P.O. Box 9106, Norwood, MA 02062-9106, U.S.A.
 Tel: 617/329-4700 Fax: 617/326-8703

AD843—SPECIFICATIONS (@ $T_A = +25^\circ\text{C}$ and $\pm 15\text{ V dc}$, unless otherwise noted)

Model	Conditions	AD843JA			AD843KB			AD843S ¹			Units
		Min	Typ	Max	Min	Typ	Max	Min	Typ	Max	
INPUT OFFSET VOLTAGE ¹	$T_{MIN}-T_{MAX}$	1.0	2.0		0.5	1.0		1.0	2.0		mV
		Offset Drift	1.7	4.0		1.2	2.0		3.0	4.5	
INPUT BIAS CURRENT	Initial ($T_1 = +25^\circ\text{C}$) Warmed-Up ² $T_{MIN}-T_{MAX}$	50	2.5		40	1.0		50	2.5		pA nA nA
			60/160		23/65		26/60				
INPUT OFFSET CURRENT	Initial ($T_1 = +25^\circ\text{C}$) Warmed-Up ² $T_{MIN}-T_{MAX}$	30	1.0		20	0.4		30	1.0		pA nA nA
			23/64		9/26				10/25		
INPUT CHARACTERISTICS	Input Resistance Input Capacitance	10^{10}			10^{10}			10^{10}			Ω pF
		6			6			6			
INPUT VOLTAGE RANGE	Common Mode	± 10	+12, -13		± 10	+12, -13		± 10	+12, -13		V
COMMON-MODE REJECTION	$V_{CM} = \pm 10\text{ V}$ $T_{MIN}-T_{MAX}$	60	72		70	76		60	72		dB dB
		60	72		68	76		60	72		
INPUT VOLTAGE NOISE	Wideband Noise	$f = 10\text{ kHz}$ 10 Hz to 10 MHz	19		19		19		19		$\text{nV}/\sqrt{\text{Hz}}$ $\mu\text{V rms}$
OPEN LOOP GAIN	$V_O = \pm 10\text{ V}$ $R_{LOAD} \geq 500\ \Omega$ $T_{MIN}-T_{MAX}$	15	25		20	30		15	30		V/mV V/mV
		10	20		10	25		10	25		
OUTPUT CHARACTERISTICS	$R_{LOAD} \geq 500\ \Omega$ $V_{OUT} = \pm 10\text{ V}$ Open Loop	±10	+11.5, -12.6		±10	+11.5, -12.6		±10	+11.5, -12.6		V
		50	12		50	12		50	12		mA Ω
FREQUENCY RESPONSE	Unity Gain Bandwidth Full Power Bandwidth ³	34			34			34			MHz
		2.5	3.9		2.5	3.9		2.5	3.9		MHz
	Rise Time	10			10			10			ns
	Overhoot	15			15			15			%
	Slew Rate	160	250		160	250		160	250		V/μs
	Settling Time										
		95			95			95			ns
		135			135			135			ns
	Overdrive Recovery	200			200			200			ns
		700			700			700			ns
Differential Gain	$f = 4.4\text{ MHz}$	0.025			0.025			0.025		%	
Differential Phase	$f = 4.4\text{ MHz}$	0.025			0.025			0.025		Degree	
POWER SUPPLY	Rated Performance Operating Range Quiescent Current	±4.5	±15		±4.5	±15		±4.5	±15		V V mA
			12	13		12	13		12	13	
			12.3	14		12.3	14		12.3	16	
		Rejection Ratio	65	76		70	80		65	76	
Rejection Ratio	62	76		68	80		62	76		dB	
TEMPERATURE RANGE	Operating, Rated Performance Commercial (0°C to $+70^\circ\text{C}$) Industrial (-40°C to $+85^\circ\text{C}$) Military (-55°C to $+125^\circ\text{C}$) ⁴	AD843J			AD843K						
		AD843A			AD843B						
								AD843S			
PACKAGE OPTIONS	Plastic (N-8) CerDip (Q-8) Metal Can (H-12A) LCC (E-20A) SOIC (R-16) Tape & Reel Chips	AD843JN			AD843KN			AD843SQ, AD843SQ/883B			
		AD843AQ			AD843BQ			AD843SH, AD843SH/883B			
					AD843BH			AD843SE/883B			
		AD843JR-16									
		AD843JR-16-REEL									
		AD843JR-16-REEL7									
AD843JCHIPS						AD843SCHIPS					

AD843—Typical Characteristics

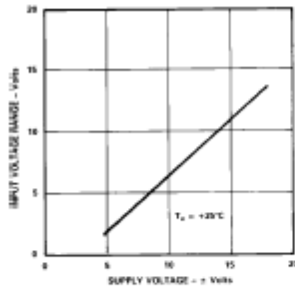


Figure 1. Input Voltage Range vs. Supply Voltage

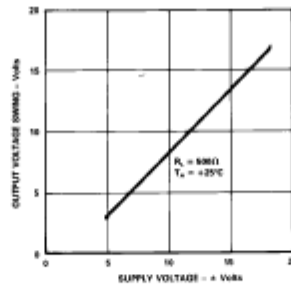


Figure 2. Output Voltage Swing vs. Supply Voltage

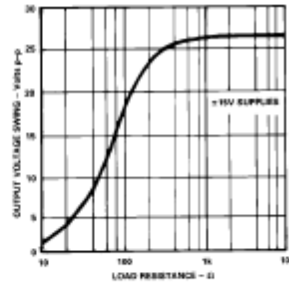


Figure 3. Output Voltage Swing vs. Load Resistance

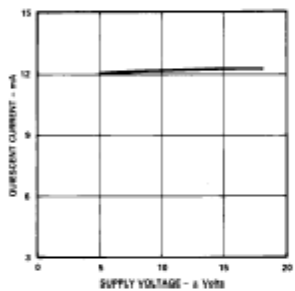


Figure 4. Quiescent Current vs. Supply Voltage

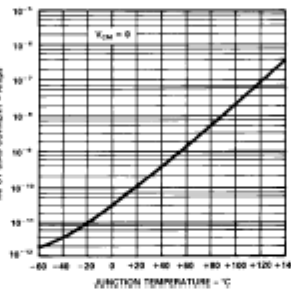


Figure 5. Input Bias Current vs. Junction Temperature

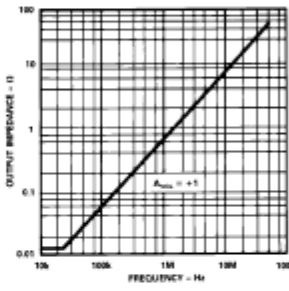


Figure 6. Output Impedance vs. Frequency

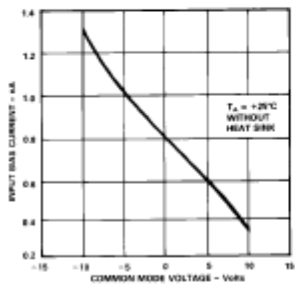


Figure 7. Input Bias Current vs. Common Mode Voltage

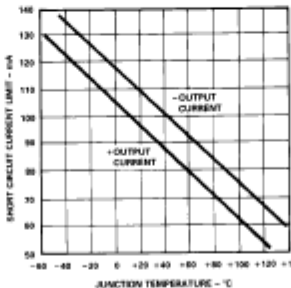


Figure 8. Short Circuit Current Limit vs. Junction Temperature (T_j)

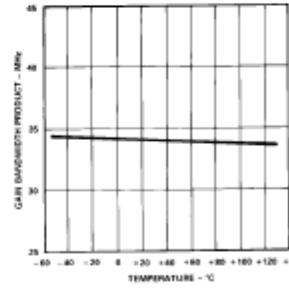


Figure 9. Gain Bandwidth Product vs. Temperature

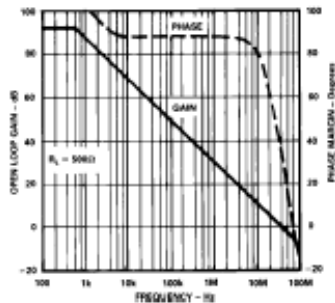


Figure 10. Open Loop Gain and Phase Margin vs. Frequency

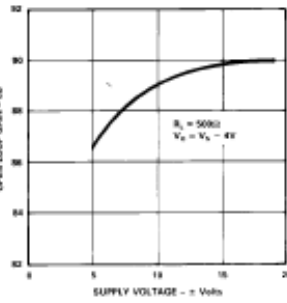


Figure 11. Open Loop Gain vs. Supply Voltage

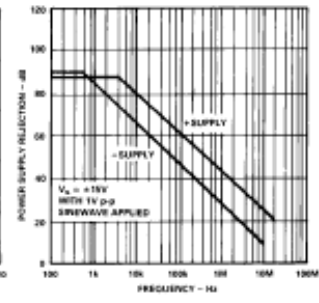


Figure 12. Power Supply Rejection vs. Frequency

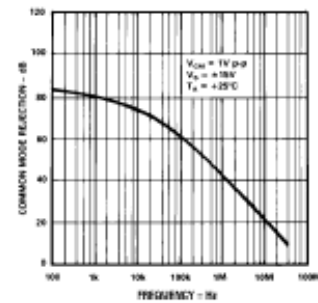


Figure 13. Common Mode Rejection vs. Frequency

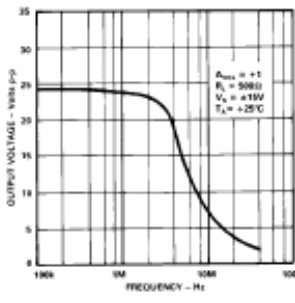


Figure 14. Large Signal Frequency Response

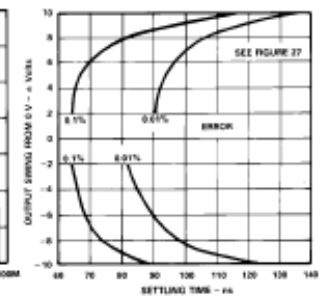


Figure 15. Output Swing and Error vs. Settling Time

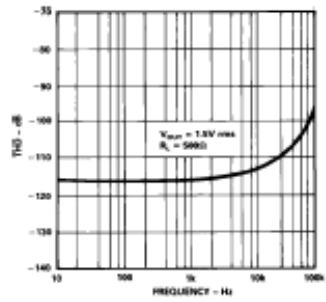


Figure 16. Harmonic Distortion vs. Frequency

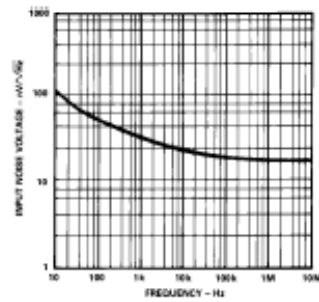


Figure 17. Input Noise Voltage Spectral Density

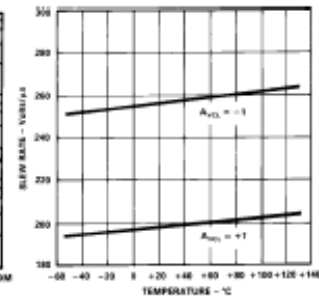


Figure 18. Slew Rate vs. Temperature

AD843—Typical Characteristics

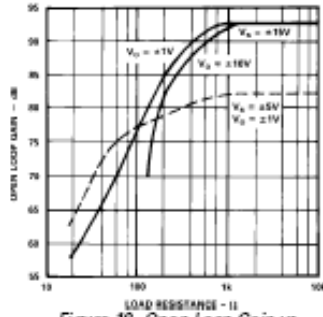


Figure 18. Open Loop Gain vs. Resistive Load

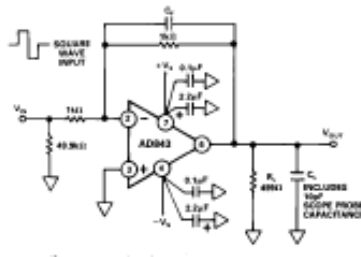


Figure 20a. Inverting Amplifier Connection

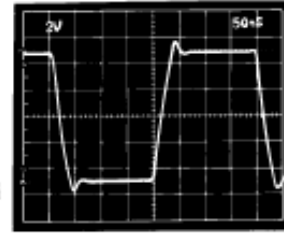


Figure 20b. Inverter Large Signal Pulse Response. $C_2 = 0$, $C_1 = 10$ pF

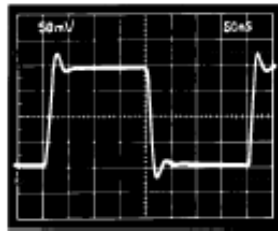


Figure 20c. Inverter Small Signal Pulse Response. $C_2 = 0$, $C_1 = 10$ pF

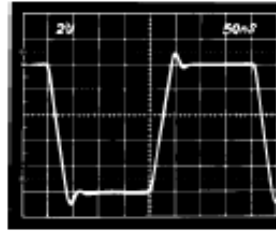


Figure 20d. Inverter Large Signal Pulse Response. $C_2 = 5$ pF, $C_1 = 110$ pF

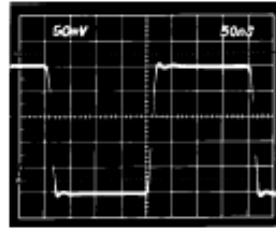


Figure 20e. Inverter Small Signal Pulse Response. $C_2 = 5$ pF, $C_1 = 110$ pF

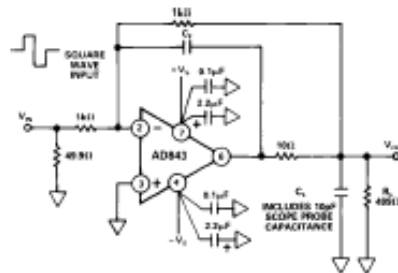


Figure 21a. Unity Gain Inverter Circuit for Driving Capacitive Loads

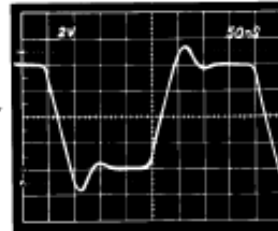


Figure 21b. Inverter Cap Load Large Signal Pulse Response. $C_2 = 15$ pF, $C_1 = 410$ pF

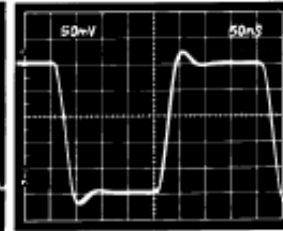


Figure 21c. Inverter Cap Load Small Signal Pulse Response. $C_2 = 15$ pF, $C_1 = 410$ pF

AD843

GROUNDING AND BYPASSING

Like most high bandwidth amplifiers, the AD843 is sensitive to capacitive loading. Although it will drive capacitive loads up to 20 pF without degradation of its rated performance, both an increased capacitive load drive capability and a "cleaner" (nonringing) pulse response can be obtained from the AD843 by using the circuits illustrated in Figures 20 to 23. The addition of a 5 pF feedback capacitor to the unity gain inverter connection (Figure 20a) substantially reduces the circuit's overshoot, even when it is driving a 110 pF load. This can be seen by comparing the waveforms of Figures 20b through 20e. To drive capacitive loads greater than 100 pF, the load should be decoupled from the amplifier's output by a 10 Ω resistor and the feedback capacitor, C_F , should be connected directly between the amplifier's output and its inverting input (Figure 21a). When using a 15 pF feedback capacitor, this circuit can drive 400 pF with less than 20% overshoot, as illustrated in Figures 21b and 21c. Increasing capacitor C_F to 47 pF also increases the capacitance drive capability to 1000 pF, at the expense of a 10:1 reduction in bandwidth compared with the simple unity gain inverter circuit of Figure 20a.

Unity gain voltage followers (buffers) are more sensitive to capacitive loads than are inverting amplifiers because there is no attenuation of the feedback signal. The AD843 can drive 10 pF to 20 pF when connected in the basic unity gain buffer circuit of Figure 22a.

The 1 k Ω resistor in series with the AD843's noninverting input serves two functions: first, together with the amplifier's input capacitance, it forms a low-pass filter which slows down the actual signal seen by the AD843. This helps reduce ringing on the amplifier's output voltage. The resistor's second function is to limit the current into the amplifier when the differential input voltage exceeds the total supply voltage.

The AD843 will deliver a much "cleaner" pulse response when connected in the somewhat more elaborate follower circuit of Figure 23a. Note the reduced overshoot in Figure 23b and 23c as compared to Figures 22b and 22c.

For maximum bandwidth, in most applications, input and feedback resistors used with the AD843 should have resistance values equal to or less than 1.5 k Ω . Even with these low resistance values, the resultant RC time constant formed between them and stray circuit capacitances is large enough to cause peaking in the amplifier's response. Adding a small capacitor, C_F , as shown in Figures 20a to 23a will reduce this peaking and flatten the overall frequency response. C_F will normally be less than 10 pF in value.

The AD843 can drive resistive loads over the range of 500 Ω to ∞ with no change in dynamic response. While a 499 Ω load was used in the circuits of Figures 20-23, the performance of these circuits will be essentially the same even if this load is removed or changed to some other value, such as 2 k Ω .

To obtain the "cleanest" possible transient response when driving heavy capacitive loads, be sure to connect bypass capacitors directly between the power supply pins of the AD843 and ground as outlined in "grounding and bypassing."

GROUNDING AND BYPASSING

In designing practical circuits using the AD843, the user must keep in mind that some special precautions are needed when dealing with high frequency signals. Circuits must be wired using short interconnect leads. Ground planes should be used whenever possible to provide both a low resistance, low inductance circuit path and to minimize the effects of high frequency coupling. IC sockets should be avoided, since their increased interlead capacitance can degrade the bandwidth of the device.

Power supply leads should be bypassed to ground as close as possible to the pins of the amplifier. Again, the component leads should be kept very short. As shown in Figure 24, a parallel combination of a 2.2 μ F tantalum and a 0.1 μ F ceramic disc capacitor is recommended.

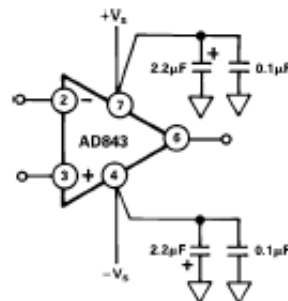
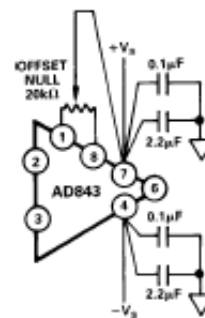


Figure 24. Recommended Power Supply Bypassing for the AD843 (DIP Pinout)

USING A HEAT SINK

The AD843 consumes less quiescent power than most precision high speed amplifiers and is specified to operate without using a heat sink. However, when driving low impedance loads, the current applied to the load can be 4 to 5 times greater than the quiescent current. This will produce a noticeable temperature rise, which will increase input bias currents. The use of a small heat sink, such as the Mouser Electronics #53HS008 is recommended.



Offset Null Configuration (DIP Pinout)

AD843

equal. Alternatively, an autocalibration circuit using two D/A converters can be employed. This can also be used to calibrate out the effects of offset voltage drift over temperature.

The switch choice, for U1s, is critical in this type of design. The DG542 utilizes "T" switching techniques on each channel for exceptionally low crosstalk and for high isolation. The part fur-

ther improves these specifications by using ground pins between the signal pins. With an input frequency of 5 MHz, crosstalk and isolation are -85 dB and -75 dB, respectively. A limitation of this switch is that it operates from a maximum -5 V negative supply, making bipolar operation more difficult. It is recommended that amplifiers A1, A2 and A3 operate from the same -5 V supply to minimize any potential latch-up problems.

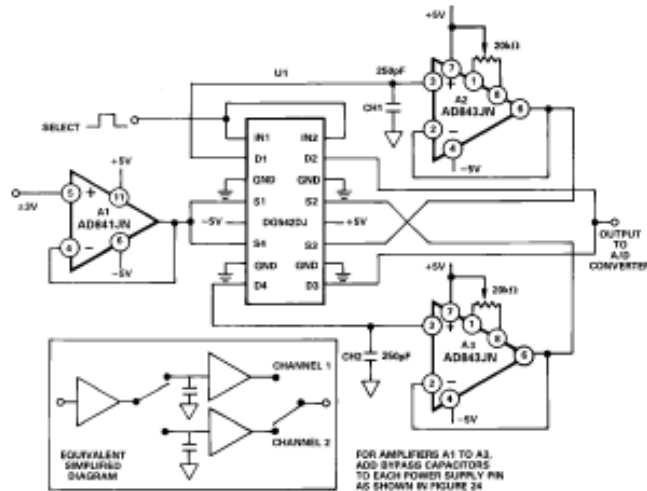


Figure 26. A Ring-Ring Sample-and-Hold Amplifier

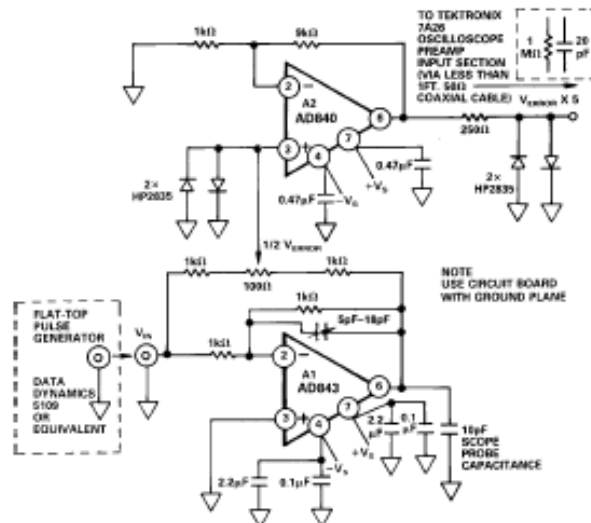
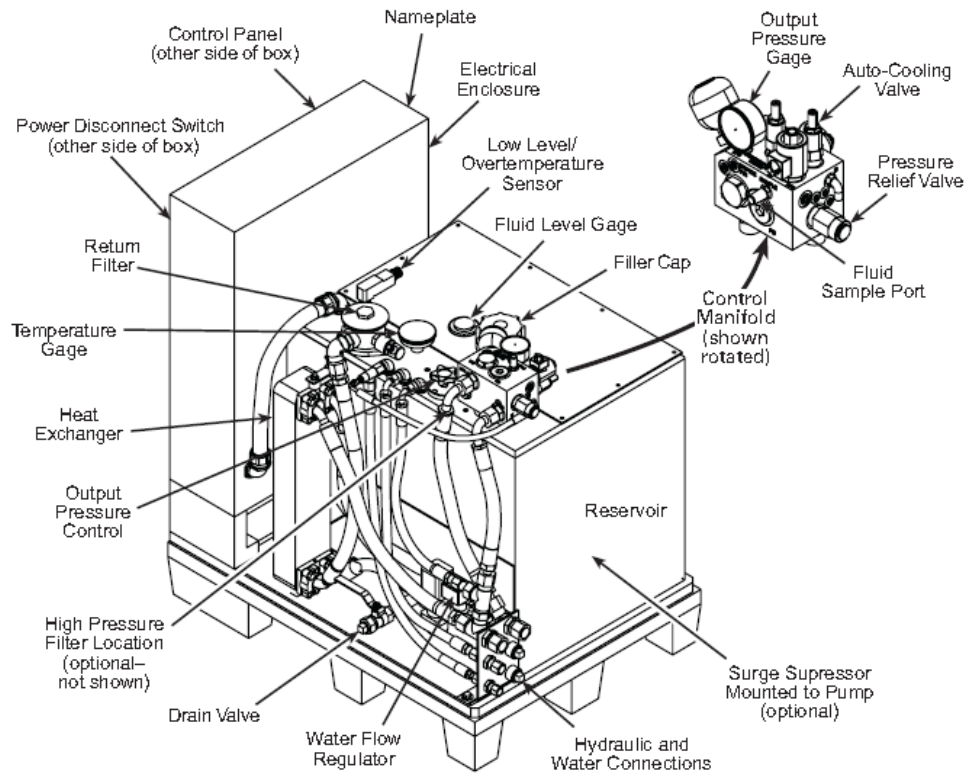


Figure 27. Settling Time Test Circuit

ANEXO E. UNIDAD DE POTENCIA HIDRAÚLICA

Component Identification



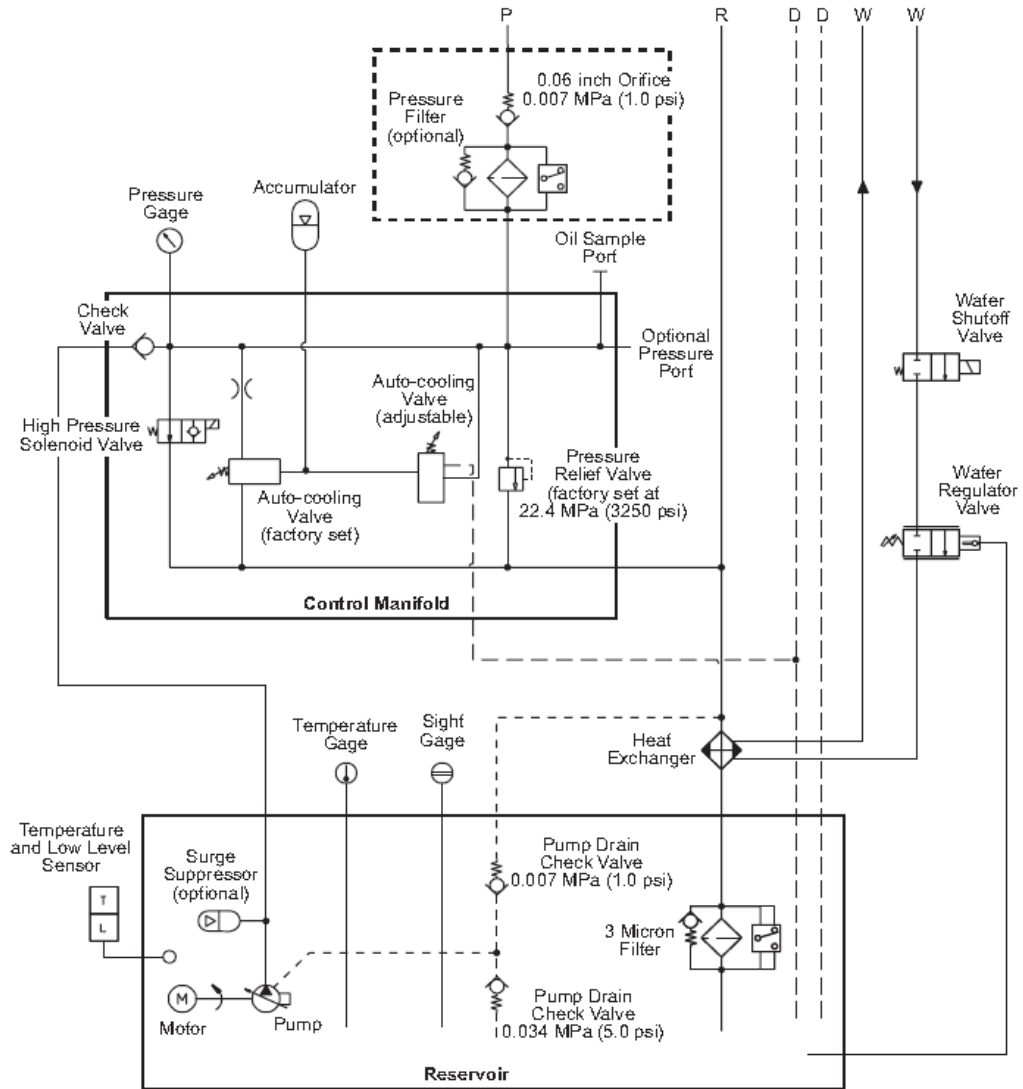
Component Locations

Component Descriptions (part 1 of 2)

Component	Description
Auto-cooling Valve	Keeps the hydraulic fluid clean and cool by circulating the fluid through the return filter and the heat exchanger while the HPU is in high pressure mode and the fluid demand by the external circuit is very low. See, “Adjusting the auto-cooling level,” on page 31.
Control Panel	Controls the operation of the power unit and indicates the current status of several detectors. For a description of each control and indicator, see “Controls” on page 22.
Electrical Enclosure	Houses the HPU’s electrical and control components. The main power lines enter the unit at the top. The power disconnect switch removes electrical power whenever the enclosure’s door is opened.
Filler Cap	Vents the hydraulic fluid reservoir. This is where you add hydraulic fluid.

Hydraulic schematic

The hydraulic schematic shows the functional layout of the Series 505 Hydraulic Power Unit.



Specifications

General Specifications

Parameter	Specification
Environmental	For use in a controlled environment
Operating temperature	5–40°C (41–104°F)
Humidity	0–85% noncondensing
Heat load	<630 kcal/hr (2500 BTU/hr)
Noise* rating at 1 m	60 dB (A) fully compensated
Hydraulic fluid	Exxon Mobil DTE 25® or Shell Tellus® 46 AW
Typical operating temperature range	43–49°C (110–120°F)
Filtration	3 microns nominal
Reservoir capacity	174 L (46 gal) maximum
Heat exchanger	Water-cooled stainless steel plate
Flow requirements	See “ Water flow rating (input temperature) ” on page 16
Water pressure	0.24–0.34 MPa (35–50 psi differential)
Maximum pressure	0.83 MPa (120 psi)
Cooling	see the following table
Water hose	19 mm (0.75 in)–inside diameter
Hydraulic connections	Each requires an O-ring face seal
Pressure	-12
Return	-12
Drain	-8 and -6 (two connections)
Water Connections	-12 (3/4 in NPT) for both In and Out
Electrical power	
Line voltage	200–575 V AC, 3Ø at 50/60 Hz
Control voltage	24 V DC
Dimensions	
Height	1067 mm (42 in)
Length	990 mm (39 in)
Width	711 mm (28 in)

* Sound pressure level [dB (A)] is expressed as a free field value. Readings may vary with the acoustic environment