

CONTROL PARA SERVO DE POSICIÓN CON PERTURBACIÓN APLICANDO
CONTROL POR ADELANTO DE SEÑAL (FEED-FORWARD) PARA EL
LABORATORIO DE SERVO SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA

EDWARD ALONSO MUÑOZ RODRIGUEZ
CARLOS ARTURO ROJAS RUIZ

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

2016

CONTROL PARA SERVO DE POSICIÓN CON PERTURBACIÓN APLICANDO
CONTROL POR ADELANTO DE SEÑAL (FEED-FORWARD) PARA EL
LABORATORIO DE SERVO SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA

EDWARD ALONSO MUÑOZ RODRIGUEZ
CARLOS ARTURO ROJAS RUIZ

Trabajo de grado como requisito para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director
ABEL PARADA CORRALES
MSc. Ingeniero Mecánico

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

2016

*A mis padres,
quienes con su inquebrantable amor, dedicación y sacrificio
fueron el apoyo e inspiración en momentos difíciles.*

*A mis hermanos,
mi ejemplo en cada una de las cosas hechas.*

A ustedes, siempre a ustedes.

Edward Alonso Muñoz Rodríguez

*A Ruth Ruiz Novoa
mi madre, la mujer que amo
quien con su más grande esfuerzo y amor
procuró hacer de mí una gran persona.*

Carlos Arturo Rojas Ruiz

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres, por siempre estar ahí para nosotros, por su apoyo en nuestra formación como personas y como ingenieros.

A nuestros amigos por acompañarnos en nuestra formación como profesionales, especialmente a Juan F. Ortiz y Jose L. Sarmiento por sus asesorías y recomendaciones.

A nuestra alma la Universidad industrial de Santander y a la escuela de ingeniería mecánica, por ser nuestra fuente de alimento intelectual.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	22
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	23
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	23
1.2 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	25
1.3 OBJETIVOS	26
1.3.1 Objetivo general	26
1.3.2 Objetivos específicos	26
2. PRACTICA DE SERVOS DE POSICION	28
2.1 SERVO DE POSICION	28
2.2 ELEMENTOS DEL SERVO DE POSICION	30
2.2.1 Sistema hidráulico	30
2.2.2 Sistema de control	33
2.2.2.1 Módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento (AAA)	34
2.2.2.2 Tarjeta servo amplificadora para la válvula proporcional	36
2.2.2.3 Tarjeta de adquisición de datos NI DAQ 6212	38
2.2.2.4 Transductor de posición LVDT	39
2.2.2.5 Válvula proporcional Vickers KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20	40
2.2.2.6 Servoválvula MOOG 62-303B	41
2.3 SISTEMA DE PERTURBACIÓN AL SERVO DE POSICIÓN	41
3. REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO DE SERVOS DE POSICIÓN	45
3.1 Análisis de resistencia estructural bajo carga aplicada	46
3.2 Construcción	48
4. MODELAMIENTO MATEMATICO DEL SISTEMA.	51
4.1 SERVO DE CONTROL DE POSICIÓN CON ACCIÓN PROPORCIONAL DERIVATIVA	52
4.1.1 Análisis de la servo válvula	52

4.1.2	Análisis de la válvula proporcional	55
4.1.3	Análisis en el cilindro	58
4.2	ANALISIS DINÁMICO DEL SISTEMA	59
4.3	CONSTRUCCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO	60
4.3.1	Función de transferencia para el sistema con servoválvula	62
4.3.2	Función de transferencia para el sistema con válvula proporcional.	63
4.4	ANÁLISIS POR MEDIO DE MATLAB	64
4.5	VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMATICO	69
4.5.1	Validación del modelo matemático de la servoválvula	69
4.5.2	Validación del modelo matemático de válvula proporcional	72
5.	DISEÑO DE LOS CONTROLADORES	75
5.1	CONTROL PD	75
5.1.1	Sintonización del control PD	75
5.2	CONTROL POR ADELANTO DE SEÑAL (FEEDFORWARD)	77
5.2.1	Control por adelanto de señal feed-forward para servoválvula	80
5.2.2	Control por adelanto de señal feed-forward para válvula proporcional.	85
6.	DISEÑO DE LA INTERFAZ DE CONTROL EN AMBIENTE LABVIEW	89
6.1	DISEÑO DEL CONTROL EN AMBIENTE LABVIEW	89
6.2	DISEÑO DE INTERFAZ HMI	99
7.	PRUEBAS DEL SERVO DE POSICION	104
7.1	PRUEBA EN LAZO ABIERTO PARA GANANCIA EN CAUDAL	104
7.2	PRUEBAS DE los controladores	106
7.2.1	Pruebas de control PD en servoválvula	106
7.2.2	Pruebas del control PD con adelanto de señal (FeedForward) en servoválvula	110
7.2.3	Pruebas del control PD en válvula proporcional	114
7.2.4	Pruebas del control PD con adelanto de señal (FeedForward) en válvula proporcional	116
7.3	REPETITIVIDAD DE LA SERVOVÁLVULA SIN PERTURBACIÓN	119
7.4	REPETITIVIDAD EN LA SERVOVÁLVULA CON PERTURBACIÓN	120

7.5 REPETITIVIDAD DE LA VÁLVULA PROPORCIONAL SIN PERTURBACIÓN	122
7.6 REPETITIVIDAD EN LA VÁLVULA PROPORCIONAL CON PERTURBACIÓN	123
8. CONCLUSIONES	124
9. RECOMENDACIONES	126
BIBLIOGRAFÍA	127
ANEXOS	129

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Banco de servos de posición anterior al rediseño estructural.	24
Figura 2. Cilindro de reemplazo para los resortes.	25
Figura 3. Diagrama de bloques del servo de posición.	29
Figura 4. Esquema del banco de servo de posición.	30
Figura 5. Placa del motor eléctrico.	31
Figura 6. Válvula de alivio Vickers de solenoide proporcional.	31
Figura 7. Circuito principal del banco de Control de Posición.	32
Figura 8. Plano eléctrico de la fuente de alimentación de los sensores y amplificador de la servoválvula.	33
Figura 9. Panel frontal del módulo AAA.	35
Figura 10. Panel izquierdo del módulo AAA.	36
Figura 11. Conexión LVDT.	37
Figura 12. Conexión de solenoides.	37
Figura 13. Panel frontal de la tarjeta servo amplificadora de la válvula proporcional.	38
Figura 14. Tarjeta NI DAQ USB 6212.	39
Figura 15. Transductor de posición LDVT.	40
Figura 16. Válvula proporcional KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20.	40
Figura 17. Servo Válvula Moog 62-303B.	41
Figura 18. Circuito de perturbación del banco de Servosistemas de Posición.	42
Figura 19. Válvula de cartuchos modulada para control de presión con regulación posterior.	43
Figura 20. Válvula de control direccional 4/3 punto flotante ATOS DHI-071323.	43
Figura 21. Sistema hidráulico del banco de servos de posición.	44
Figura 22. Representación gráfica del banco de servos de posición anterior al rediseño	46

Figura 23. Análisis estático de tensión nodal por el método de Von Mises. Vista Isométrica.	47
Figura 24. Análisis de deformación.	48
Figura 25. Actuador hidráulico de doble efecto.	49
Figura 26. Vista de la estructura rediseñada del banco de Servos de Posición con actuadores y masas previamente instaladas.	50
Figura 27. Diagrama de la corredera principal de la servoválvula.	53
Figura 28. Representación gráfica del actuador de doble efecto.	58
Figura 29. Sistema hidráulico a controlar.	60
Figura 30. Respuesta al escalón de la función de transferencia con servoválvula	65
Figura 31. Respuesta al escalón de la función de transferencia con válvula proporcional.	65
Figura 32. Lugar geométrico de las raíces de servoválvula.	66
Figura 33. Lugar geométrico de las raíces de válvula proporcional.	67
Figura 34. Diagrama de Bode de la función de transferencia con servoválvula.	68
Figura 35. Diagrama de Bode para la función de transferencia con válvula proporcional.	68
Figura 36. Señales recortadas para la validación del modelo en servoválvula.	70
Figura 37. Respuesta al escalón de función de transferencia teórica y experimental para servoválvula	71
Figura 38. Lugar geométrico de raíces para modelo experimental de servoválvula	71
Figura 39. Señales recortadas para la validación del modelo en válvula proporcional	72
Figura 40. Respuesta al escalón de función de transferencia teórica y experimental para válvula proporcional	73
Figura 41. Lugar geométrico de raíces para modelo experimental de válvula proporcional.	74
Figura 42. Diagrama de bloques del control PD.	75
Figura 43. Paleta de sintonización del control PD.	75

Figura 44. Respuesta al escalón con control PD.	76
Figura 45. Constantes del controlador y parámetros de comportamiento.	77
Figura 46. Diagrama de bloques con control PD y FeedForward.	79
Figura 47. Grafico del lugar geométrico de raíces del control por adelanto de señal FeedForward para servoválvula	82
Figura 48. Gráfico de respuesta al escalón para el sistema de control con y sin la implementación del compensador FeedForward para servoválvula	84
Figura 49. Grafico del lugar geométrico de raíces del control por adelanto de señal FeedForward en servoválvula	85
Figura 50. Gráfico de respuesta al escalón para el sistema de control con y sin la implementación del compensador FeedForward en v. proporcional	88
Figura 51. Grafico del lugar geométrico de raíces del control por adelanto de señal FeedForward para válvula proporcional	88
Figura 52. Señal Escalón y Setpoint.	90
Figura 53. Configuración del tiempo de muestreo de la tarjeta de adquisición de datos	90
Figura 54. Sección Feedback del controlador.	91
Figura 55. Resistencias variables de la tarjeta de Válvula Proporcional.	92
Figura 56. Control para caracterización de transductor de posición.	92
Figura 57. Interfaz del programa de caracterización del transductor de posición.	93
Tabla 4. Caracterización del transductor de posición	93
Figura 58. Caracterización del transductor de posición. Desplazamiento vs voltaje.	94
Figura 59. Función de transferencia de la planta del servo se posición.	95
Figura 60. Función de transferencia del compensador FeedForward.	95
Figura 61. Diagrama de bloques del control de servo de posición.	96
Figura 62. Señal de salida hacia la válvula.	96
Figura 63. Indicadores visuales.	97
Figura 64. Bloque de graficación.	97
Figura 65. Bloques para el cálculo y visualización de errores.	98

Figura 66. Bloques para el guardado de datos en tiempo real.	98
Figura 67. Interfaz HMI.	99
Figura 68. Encabezado de la interfaz HMI.	100
Figura 69. Sintonización de posición del vástago.	100
Figura 70. Sintonización del controlador PD.	101
Figura 71. Visualización del desplazamiento del vástago y errores.	101
Figura 72. Proyección de la posición en centímetros vs tiempo del sistema.	102
Figura 73. Indicadores gráficos de desplazamiento.	102
Figura 74. Guardado de datos.	103
Figura 75. Servo de posición en cadena abierta.	104
Figura 76. Grafica de ganancia en caudal.	105
Figura 77. Respuesta del sistema actuado con servoválvula a la señal escalón de 25[cm].	107
Figura 78. Señal de voltaje a servoválvula.	107
Figura 79. Posición del vástago ante una entrada en escalón de 25[cm], aplicando únicamente control PD en el banco comandado con servoválvula.	108
Figura 80. Prueba con perturbación en estado transitorio para servoválvula	108
Figura 81. Posición del vástago en estado estable, ante una entrada en escalón de 25[cm], aplicando perturbación durante la carrera de aproximación.	109
Figura 82. Prueba con perturbación en estado estable para servoválvula sin Feedforward.	109
Figura 83. Comparación de señales de voltaje de entrada a la servoválvula. Prueba en estado estable sin perturbación (izquierda), prueba en estado estable con perturbación (derecha).	110
Figura 84. Prueba sin perturbación en estado transitorio con FeedForward para servoválvula	111
Figura 85. Lectura del LVDT en estado estable para una señal escalón de 25[cm] con FeedForward para la servoválvula	111
Figura 86. Prueba con perturbación en estado transitorio con FeedForward para servoválvula.	112

Figura 87. Lecturas del LVDT, antes de aplicar perturbación, al instante de la perturbación y la posición después de la corrección hecha por el feedforward en servoválvula	113
Figura 88. Comparación de señales de voltaje a servoválvula con FeedForward. Prueba en estado estable sin perturbación (izquierda), prueba en estado estable con perturbación (derecha).	113
Figura 89. Prueba sin perturbación en estado transitorio para válvula proporcional.	114
Figura 90. Lectura del LVDT ante la señal escalón de 25[cm] para la válvula proporcional, prueba de control PD.	115
Figura 91. Prueba con perturbación en estado transitorio para válvula proporcional	115
Figura 92. Prueba sin perturbación en estado transitorio con FeedForward para válvula proporcional.	116
Figura 93. Lectura del LVDT en estado estable, con FeedForward para válvula proporcional	116
Figura 94. Prueba con perturbación en estado transitorio con FeedForward para válvula proporcional	117
Figura 95. Lecturas del LVDT, antes de aplicar perturbación, al instante de la perturbación y la posición después de la corrección hecha por el feedforward en válvula proporcional	118
Figura 96. Comparación de señales de voltaje a válvula proporcional con FeedForward. Prueba en estado estable sin perturbación (izquierda), prueba en estado estable con perturbación (derecha).	118

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Variables involucradas en el modelo de la servoválvula.	53
Tabla 2. Valores de ganancia de flujo y de presión de la servoválvula.	55
Tabla 3. Parámetros conocidos para el modelo matemático del servo-actuador hidráulico	63
Tabla 5. Datos de repetitividad del servo de posición sin aplicar perturbación.	119
Tabla 6. Promedio y desviación estándar de los datos tomados.	120
Tabla 7. Repetitividad.	120
Tabla 8. Datos de repetitividad del servo de posición aplicando perturbación.	121
Tabla 9. Promedio y desviación estándar de los datos tomados aplicando perturbación	121
Tabla 10. Datos de repetitividad del servo de posición con válvula proporcional sin aplicar perturbación	122
Tabla 11. Promedio y desviación estándar de los datos tomados para la válvula proporcional.	122
Tabla 12. Datos de repetitividad del servo de posición con válvula proporcional, aplicando perturbación	123

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Catálogo de Válvula De Alivio Con Solenoide Proporcional Vicker	129
Anexo B. Transductor de Posición Lvdt	143
Anexo C. Catálogo de Válvula Proporcional KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20	150
Anexo D. Catálogo de Servoválvula Moog 62-303B	164
Anexo E. Planos del Rediseño Estructural del Banco de Servo de Posición	172
Anexo F. Muestreo para la Validación del Modelo Matemático	175

RESUMEN

TÍTULO: CONTROL PARA SERVO DE POSICIÓN CON PERTURBACIÓN APLICANDO CONTROL POR ADELANTO DE SEÑAL (FEED-FORWARD) PARA EL LABORATORIO DE SERVOSISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA*

AUTORES: EDWARD ALONSO MUÑOZ RODRIGUEZ**
CARLOS ARTURO ROJAS RUIZ**

PALABRAS CLAVE: HIDRÁULICA, SERVO, POSICIÓN, VALVULA, VICKERS, MOOG, CONTROL PD, FEEDFORWARD.

DESCRIPCIÓN

Con la finalidad de suscitar en los estudiantes la investigación y ampliar los conocimientos en los sistemas hidráulicos de tipo proporcional y en el control que se ejerce sobre ellos, se modificó y se generó la interfaz de control para el servo de posición del laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida. El servo de posición es un sistema de lazo cerrado que trabaja con un LVDT como feedback, que consta de dos cilindros de doble efecto sobre los cuales se ejerce el control, dos cilindros igualmente de doble efecto que hacen de perturbación. La posición que se comanda sobre los cilindros principales, es controlada a través de la válvula direccional proporcional Vickers KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20 y la servoválvula MOOG 62-303B, y la fuerza que ejerce el cilindro de perturbación es controlada por medio de una válvula reductora de presión que trabaja en un rango de 0 a 600[psi], y una válvula direccional de 4 vías 3 posiciones. Inicialmente se diseñó un controlador PD, y luego, con el fin de reducir el efecto de la perturbación, el tiempo de asentamiento, se añadió un controlador por adelanto de señal (feedforward). Finalmente se realizó una prueba de repetibilidad con el fin de evaluar la capacidad del servo para repetir el valor de posición de comando.

* Tesis de grado.

** Facultad de Ingenierías Fisicomécanicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Abel Parada Corrales.

ABSTRACT

TITLE: CONTROL FOR SERVO POSITION WITH PERTURBATION APPLYING CONTROL FOR ADVANCEMENT SIGNAL (FEEDFORWARD) FOR THE LABORATORY OF SERVOSYSTEMS OF FLUID POWER *

AUTHORS: EDWARD ALONSO MUÑOZ RODRIGUEZ**
CARLOS ARTURO ROJAS RUIZ**

KEYWORDS: HYDRAULICS, SERVO, POSITION, VALVE, VICKERS, MOOG, PD CONTROL, FEEDFORWARD.

DESCRIPTION

In order to raise the students' research and expand knowledge in hydraulic systems of proportional representation and control on them it is exercised, modified and Control Interface is generated for the servo s position Laboratory fluid power servo systems. The position control is a closed loop system that works with a transducer of position LVDT as feedback, and consist of two main double acting cylinders and two disturbance double acting cylinders. It was necessary to modify and adapt the structure for the disturbance actuators taking in consideration standards design parameters. The position signal commands on the main cylinders, and it is controlled by the directional proportional solenoid valve Vickers KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20 And Moog Servovalve 62-303B. The position disturbance made by the disturbance cylinders is controlled by a pressure reducing valve that works between 0 and 600 [psi] and a 4 way and 3 position directional valve with a floating point center. Initially a PD (proportional and derivative) controller was designed, and then, in order to reduce the disturbance effect and the settling time, a feed forward controller was added. Finally a repeatability test was performed to measure the ability of the controller to repeat the position command value and flow of profit in order to introduce this value in the mathematical model.

* Undergraduate thesis.

** Physical-mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director: Eng. Abel Parada Corrales.

INTRODUCCIÓN

En la industria es de uso común equipos electrohidráulicos, ya sea en aplicaciones como la manufactura de productos, maquinas herramienta, industria metal mecánica, entre otros. Los sistemas hidráulicos presentan una gran ventaja y es que ofrecen grandes capacidades de potencia en un espacio reducido, al igual que tienen una buena respuesta dinámica y resolución del sistema. Usando dispositivos de retroalimentación como sensores y recurriendo a microprocesadores, se da espacio a la implementación de gran variedad de algoritmos de control que mejoran el funcionamiento de los sistemas.

En la hidráulica servo actuada se puede ejercer control sobre la posición, la velocidad y la fuerza. El presente documento trata la implementación de un control proporcional derivativo y la aplicación de adelanto de señal *feedforward*, para un servo de posición situado en el laboratorio de servo sistemas de potencia fluida, también se presenta la construcción de un sistema que simula una perturbación al sistema controlado. Todo esto con el propósito de presentar a los estudiantes que cursan la asignatura, un modelo bastante aproximado de lo que se puede experimentar en la industria.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La asignatura de servo sistemas de potencia fluida surge como un complemento de los sistemas hidráulicos tipo ON/OFF (Todo/nada) estudiados en la materia de potencia fluida, y por medio de esta se busca ahondar en el conocimiento de los sistemas de tipo proporcional y en el control que se ejerce sobre los mismos. Un ejemplo es el banco de control de posición en el cual se estudia y analiza todo lo relacionado con el posicionamiento de elementos servo actuados en lazo cerrado.

El banco de control de posición ubicado en el laboratorio de servosistemas, actualmente cuenta con una práctica de perturbaciones, las cuales son dadas por resortes, que resultan ser muy imprecisos ya que no generan la oposición requerida para el estudio y análisis de perturbaciones en sistemas de lazo cerrado, y además no se cuenta con la implementación de adelanto de señal (Feedforward) para ejercer un mejor control en este sistema. Por lo cual se hace necesaria la implementación de cilindros que actúen en contraposición de los cilindros servo actuados que están instalados en la actualidad.

En cuanto al control de estas perturbaciones en el sistema, es necesario implementar un control con retroalimentación (feedback) y por adelanto de señal (feedforward), usando herramientas como LabView y una tarjeta de adquisición de datos National Instruments, tarjeta con la que ya se cuenta en el laboratorio.

Con esto se busca que el banco de servos de posición sea más apto para el aprendizaje y que aumente las habilidades profesionales y enriquezca el perfil profesional de los estudiantes de ingeniería mecánica. Debe resaltarse que dentro del perfil profesional del estudiante de ingeniería mecánica de la Universidad

Industrial de Santander, debe haber un amplio conocimiento en el ámbito de la ingeniería de control y de los sistemas servo actuados de potencia fluida.

Figura 1. Banco de servos de posición anterior al rediseño estructural.

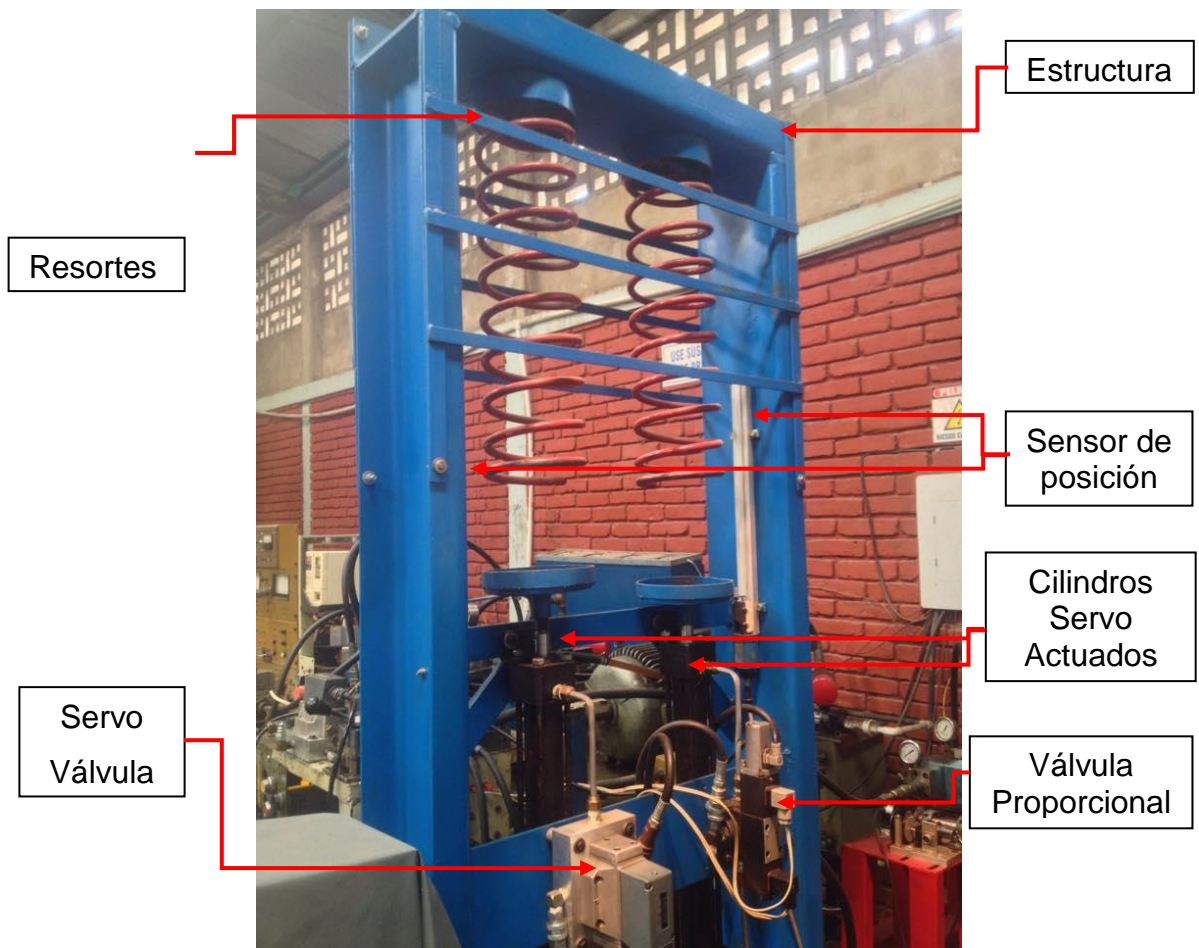


Figura 2. Cilindro de reemplazo para los resortes.



1.2 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Debido a la importancia inherente del laboratorio de servo sistemas de potencia fluida y junto con su propósito de llevar a la práctica los conceptos teóricos que se aprenden en la asignatura, se encuentra la necesidad de ampliar la experiencia teórico-práctica correspondiente al control de posición de sistemas servo actuados. Dado que en la actualidad el laboratorio se encuentra limitado a estudios de perturbaciones con cargas simuladas en el ambiente LabView, las cuales están diseñadas para tratar de modelar de manera aproximada el comportamiento real, además de contar con un par de resortes de baja capacidad de carga, que actúan como perturbaciones externas alejadas de ambientes de trabajo reales.

Se evidencia la necesidad de construir un sistema complementario basado en cilindros hidráulicos que simulen las perturbaciones aplicadas al sistema servo actuado de control de posición, las cuales se comportaran de manera más aproximada a casos industriales reales, siendo estos cilindros de mayor capacidad de carga en comparación con los resortes existentes en el banco; así mismo, el control que se ejerce sobre el sistema, requiere ciertas modificaciones en cuanto a

las ecuaciones matemáticas de modelado físico del sistema, pues cuando se crearon no se tuvo en cuenta factores dimensionales como diámetros de cilindros, la carrera de los mismos entre otros, ni se implementaron técnicas de adelanto de señal para ejercer un control más preciso y de respuesta más rápida.

Para el sistema de control se implementará el uso de herramientas computacionales como LabView y de instrumentos electrónicos más adecuados para la adquisición y recopilación de datos como lo es la tarjeta NI DAQ USB 6212 de National Instruments. Con esto se busca que el estudiante adquiera mayor conocimiento en cuanto a los tipos de control que se ejercen sobre los sistemas servo actuados, mediante la práctica y la observación de gráficos y datos.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general. Optimizar el banco de control de posición ubicado en el laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida, aplicando perturbaciones de carga en un sistema de control de lazo cerrado con adelanto de señal FeedForward, para así acrecentar la experiencia de los estudiantes de ingeniería mecánica en cuanto a perturbaciones en sistemas hidráulicos servo-actuados con control PD.

1.3.2 Objetivos específicos

- Construir un sistema de perturbaciones físicas por medio de cilindros hidráulicos que simulan cargas en los actuadores a controlar.
- Aplicar control Proporcional Derivativo (PD) y adelanto de señal FeedForward al sistema servo actuado en el banco del laboratorio de control de posición.

- Modificar el sistema de control existente en ambiente LabView para la implementación del control de posición.
- Realizar pruebas aplicando perturbaciones de carga al sistema servo actuado de control de posición comparando gráficamente la respuesta del sistema ante las respectivas variaciones, con la señal escalón.

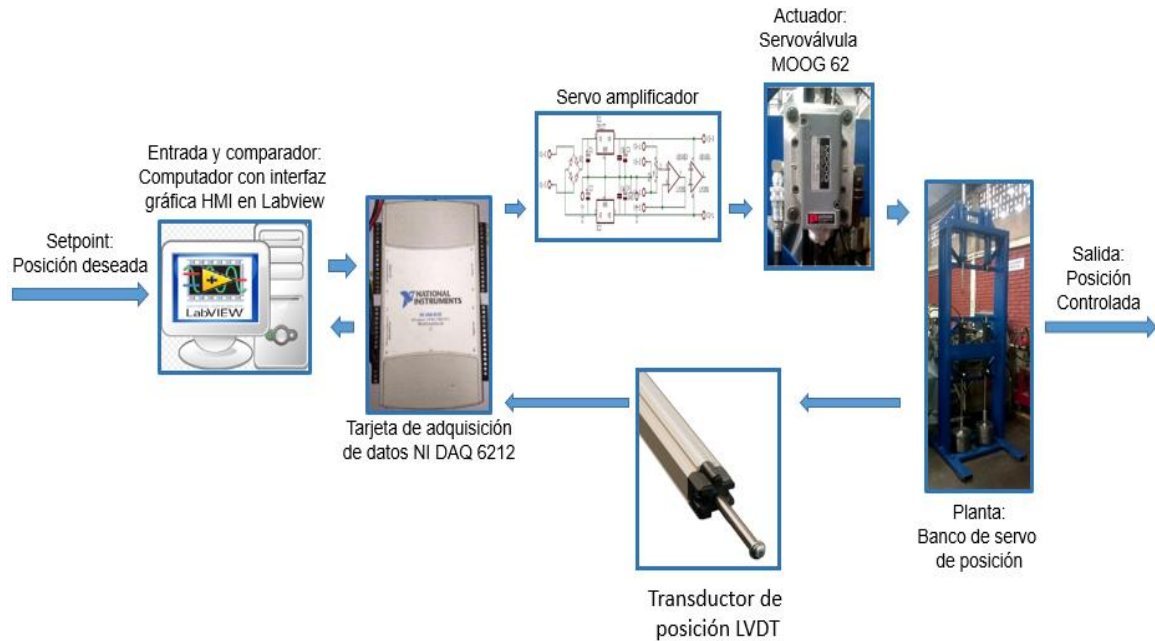
2. PRACTICA DE SERVOS DE POSICION

2.1 SERVO DE POSICION

Para ejercer control sobre el servo de posición, se tiene un sistema que cuenta con los elementos a continuación: Interfaz gráfica HMI en Labview, tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6212, servo amplificador, servoválvula MOOG 62, válvula de solenoide proporcional Vickers KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20, paquete de potencia y transductores de posición LVDT. Haciendo un análisis de estos elementos en un sistema de control de cadena cerrada se tiene:

- Variable controlada o señal de control: Posición
- Planta: Banco de servo de posición
- Proceso: Control de la posición del vástago del actuador hidráulico
- Actuador: Servoválvula MOOG 62
- Preactuador: Servo amplificador
- Microcontrolador: Tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6212
- Entrada y comparador: Computador con interfaz gráfica HMI en Labview
- Transductor: Sensor de posición LVDT

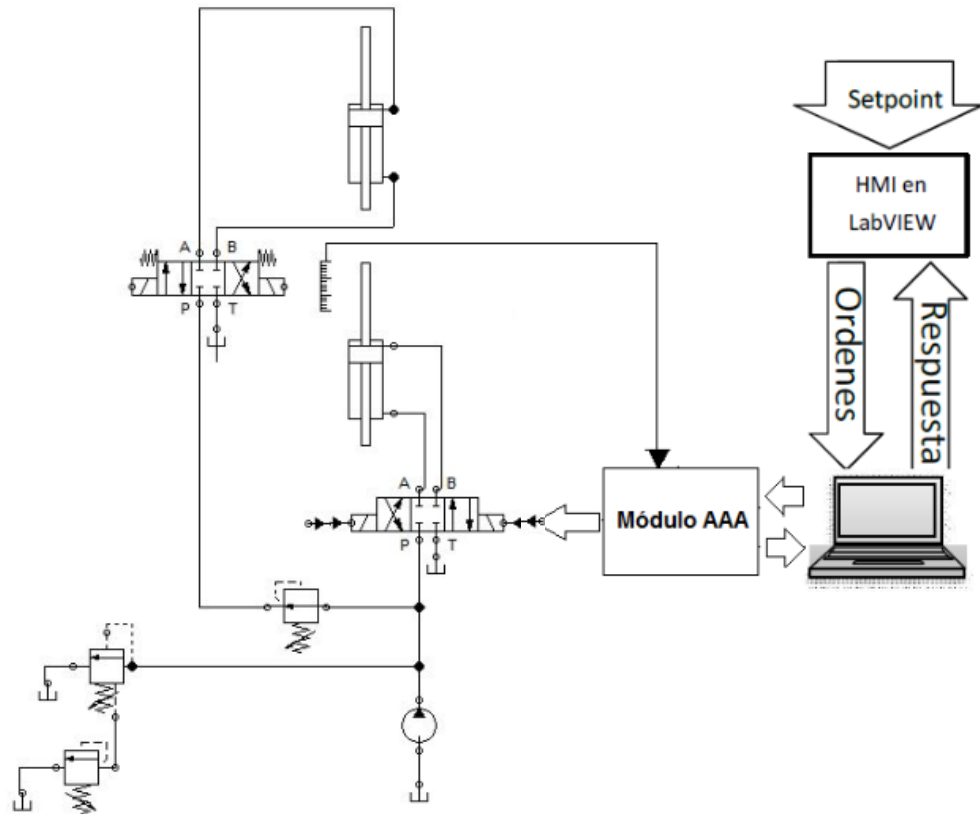
Figura 3. Diagrama de bloques del servo de posición.



El banco de control de posición del laboratorio de servo sistemas de potencia fluida cuenta con un circuito electrohidráulico que consiste en una servoválvula direccional que dirige el caudal hacia un actuador de doble vástago. Este actuador se desplaza gracias al flujo de aceite que proviene de la servoválvula, por medio de un transductor de posición se puede sensar el desplazamiento del vástago y de esta forma cerrar el lazo de control.

Cuanto más alejado se encuentre el vástago de la posición que se comanda, mayor es el error que interpreta la tarjeta de adquisición de datos por medio del LVDT y mayor es el voltaje que se envía hacia la servoválvula, hasta que el sistema llegue a la posición establecida en la orden. En la figura a continuación se muestra el circuito hidráulico junto con el sistema de control.

Figura 4. Esquema del banco de servo de posición.



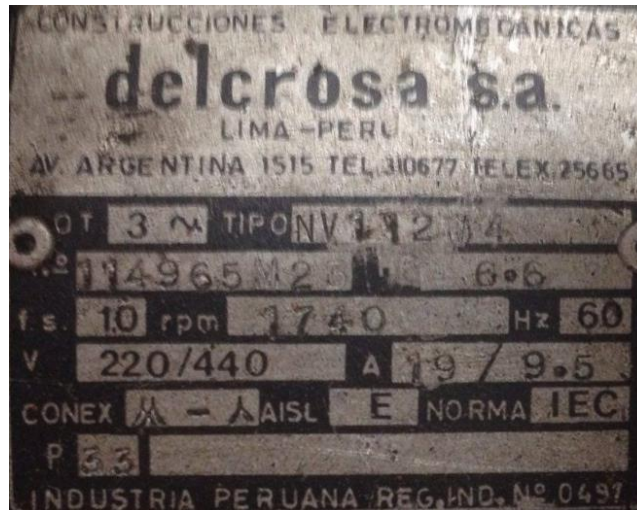
2.2 ELEMENTOS DEL SERVO DE POSICION

El objetivo del banco de Servos de Posición es proporcionar a los estudiantes la posibilidad de experimentar la implementación de un control automático a un sistema hidráulico, éste está compuesto por dos sistemas principales, el sistema hidráulico de potencia y el sistema de control. Estos dos sistemas se usaron para llevar a cabo el proyecto. A continuación se explican los sistemas y sub sistemas que componen el banco.

2.2.1 Sistema hidráulico. Para el desarrollo de esta práctica se cuenta con un circuito hidráulico comandado por un paquete de potencia que está compuesto por un motor eléctrico de corriente alterna de jaula de ardilla, el cual desarrolla una

potencia de 6.6 [HP] a 1740 rpm, unido a este se encuentra una bomba VICKERS de desplazamiento fijo que trabaja a una presión máxima de 2500 [psi] y un caudal máximo de 7.3 [gpm].

Figura 5. Placa del motor eléctrico.



Para el control de la presión del sistema se cuenta con una válvula de alivio de solenoide proporcional, Vickers modelo KCG-3-250D. Esta válvula maneja un rango de regulación de presiones entre 125[psi] y 3600[psi], con una histéresis inferior al 5%. Esta válvula se controla por medio de un circuito electrónico con resistencia variable, el cual permite variar el flujo de corriente hacia el solenoide. Ver anexo A.

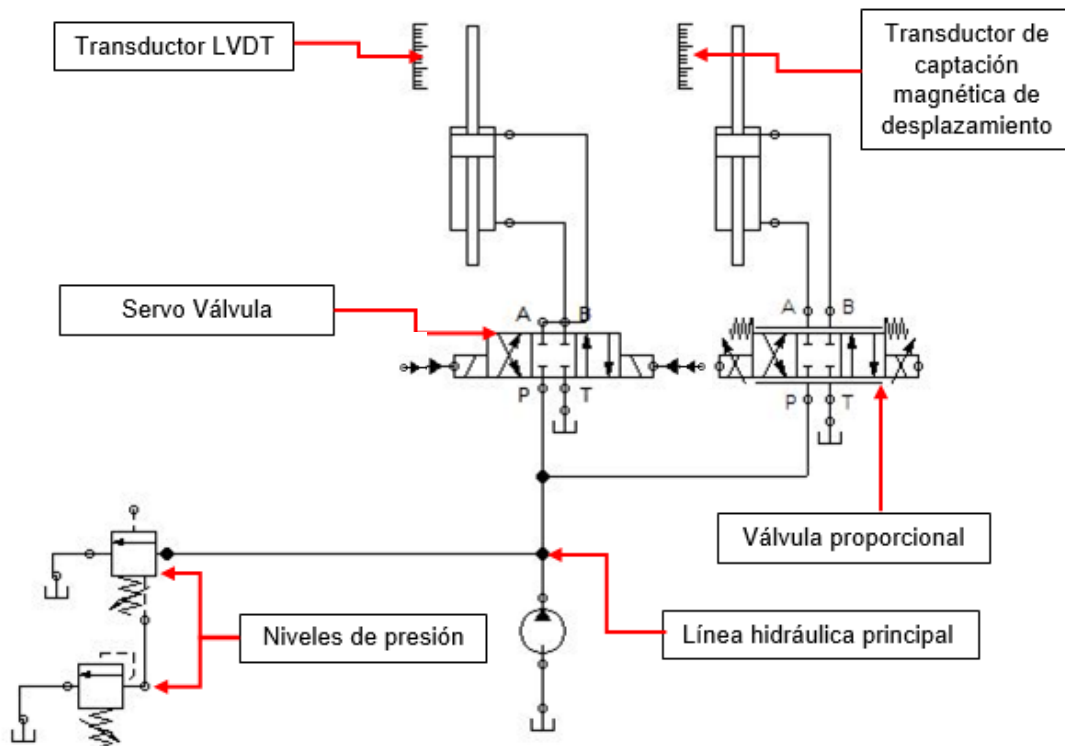
Figura 6. Válvula de alivio Vickers de solenoide proporcional.



El actuador hidráulico con el que se cuenta es de doble efecto marca Eaton. Cuenta con un vástago que desarrolla un desplazamiento máximo de 380 [mm] y un área transversal de 1520 [mm²].

En la figura 7 se observa el circuito hidráulico del sistema sobre el cual se ejerce el control de posición, se cuenta con dos cilindros que son comandados por una válvula proporcional y otro por una servoválvula.

Figura 7. Circuito principal del banco de Control de Posición.



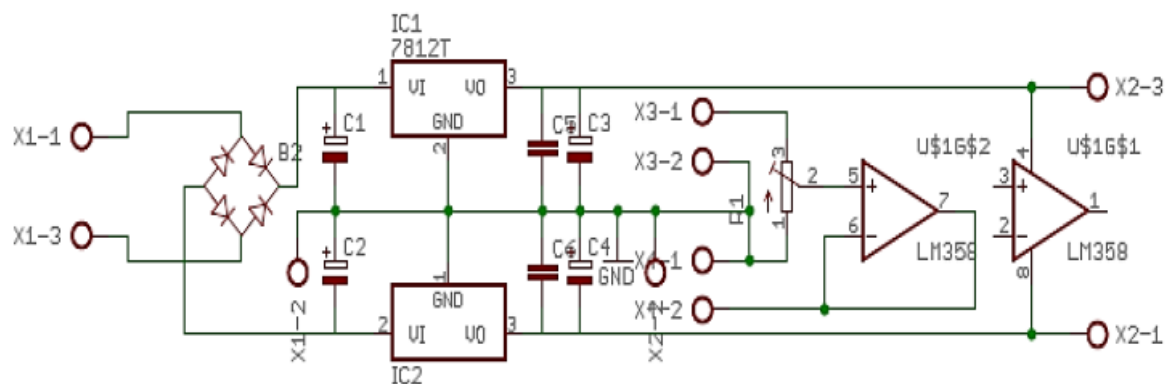
Los demás elementos del sistema de potencia como lo son el tanque y los puertos de presión y retorno, se omiten ya que sus especificaciones no resultan relevantes para la práctica que se lleva a cabo en el banco. Es de resaltar que todas las conexiones del sistemas están hechas con acoples fijos, así que a los practicantes del servo de posición no se les hará necesario conocer como es el arreglo de mangueras en el sistema hidráulico.

2.2.2 Sistema de control. Para ejercer control en el servo de posición se emplean elementos electrónicos, como el módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento (AAA), este cuenta con una tarjeta de adquisición de datos NI DAQ 6212, un sensor de posición LVDT, la interacción de los periféricos con el sistema y la tarjeta de adquisición de datos, involucra la implementación de tarjetas electrónicas y fuentes de alimentación para los sensores y el tratamiento de la señal, esto se debe a que cada elemento maneja entrada de voltaje diferentes.

Fuente de 12 voltios y servoamplificador

Este dispositivo reúne una fuente de 12 voltios la cual alimenta el transductor de posición y la servoválvula, esta última se alimenta de forma diferente ya que es excitada con corriente, para esto se hace uso de un amplificador operacional que permite alimentar la servoválvula con el amperaje necesario para su correcta operación. A continuación se muestra el circuito eléctrico de la fuente de alimentación y amplificación hacia la servoválvula.

Figura 8. Plano eléctrico de la fuente de alimentación de los sensores y amplificador de la servoválvula.



Fuente: OBREDOR, Mardel y VERA, Julio. Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático (Servosistemas de potencia fluida). Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Escuela de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2013. 56 p.

2.2.2.1 Módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento (AAA). Para las prácticas de servo de posicionamiento de la placa de bomba de pistones y servo de velocidad de una hidrotensión (HTS), el laboratorio de servosistemas de potencia fluida cuenta con un módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento. El módulo estaba compuesto de una fuente de voltaje, una tarjeta servoamplificadora y una tarjeta de adquisición de datos NI DAQ 6212.

Para la elaboración de este proyecto fue necesario hacer adaptaciones al módulo, ya que este solo contaba con la adquisición de la señal del LVDT del posicionamiento de la placa de la bomba, la señal del encoder de la HTS y de señal de salida solo se contaba con una señal hacia la servoválvula. Por lo tanto se tuvo que agregar una segunda terminal para la señal de salida correspondiente a la válvula de solenoide proporcional, una fuente de 24[V] para el funcionamiento de la tarjeta de la válvula de solenoide proporcional y también se agregó una entrada para el LVDT del servo de posición al cual pertenece este proyecto. Como originalmente el módulo cuenta con conexiones a 110[V], se decidió conectar al módulo la válvula direccional que comanda los cilindros de perturbación.

En la parte frontal del módulo se encuentra el selector de encendido y apagado, el botón de seguridad, que permite, en caso de una emergencia, desenergizar todo el módulo. También se cuenta con el selector de transductor de posición, ya sea el LVDT de la placa de la bomba o del servo de posición, para la válvula que se va a comandar se tienen las opciones de la servoválvula o la válvula de solenoide proporcional. Para el posicionamiento de los cilindros de perturbación se tienen las opciones de extraerlos, para ejercer la acción de perturbar el sistema, y de contraerlos para retirar la perturbación del sistema. En la imagen a continuación, se observa el panel frontal del módulo AAA, dónde el estudiante puede interactuar con las diferentes opciones que ahí se presentan.

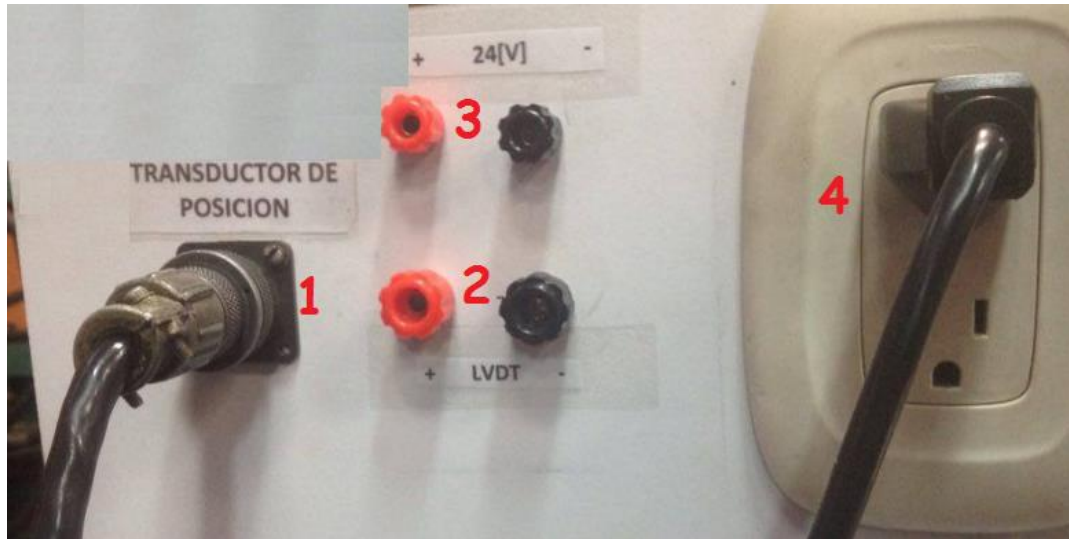
Figura 9. Panel frontal del módulo AAA.



- 1) Accionamiento para la válvula direccional de los cilindros de perturbación.
- 2) Selector para señal de LVDT, este selector me permite trabajar con la señal enviada por el LVDT de la placa de la bomba, el cual se usaría en la HTS, o para trabajar con el LVDT del servo de posición, al cual pertenece este proyecto.
- 3) Selector para accionamiento de la válvula direccional o servoválvula, dependiendo del vástago que se vaya a comandar, se selecciona la válvula que le corresponde y se hace su debida conexión.
- 4) Switch de encendido para energizar el módulo.
- 5) Botón de parada de emergencia.

En la cara izquierda del módulo se cuenta con la entrada de la señal del transductor de posición (LVDT) de la placa de la bomba, la salida de voltaje de 24[V], para la conexión de la tarjeta de la válvula proporcional, la entrada para la conexión del LVDT del servo de posición y un toma de 110[V] para el computador desde donde se ejerce control.

Figura 10. Panel izquierdo del módulo AAA.

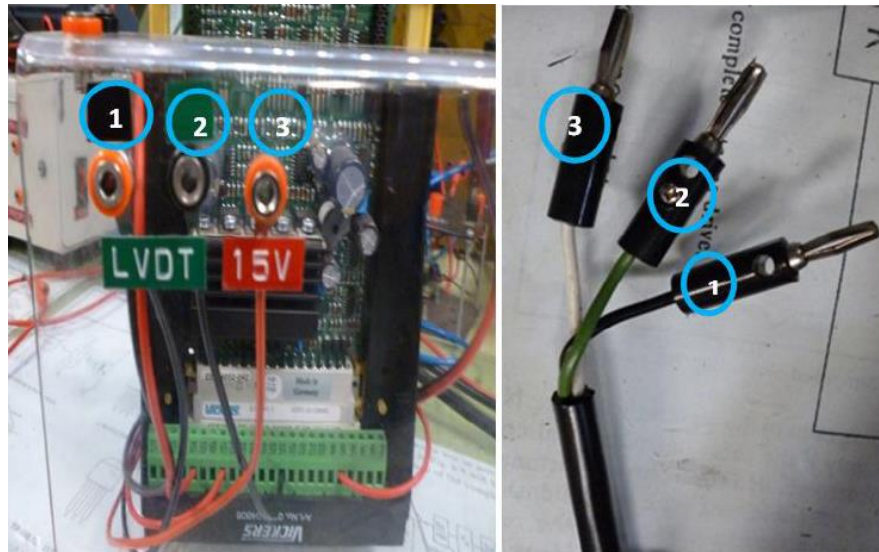


- 1) Entrada del transductor de posición (LVDT) de la placa de la bomba del servo de velocidad de la HTS.
- 2) Entrada de señal del LVDT del servo de posición.
- 3) Puertos de salida de voltaje de 24[V] para la tarjeta de la válvula proporcional.
- 4) Toma de alimentación a 110[V] para el computador desde el cual se ejerce control.

Este módulo recibe las lecturas de posición del LVDT y las envía a la tarjeta de adquisición de datos DAQ 6212, envía las señales de control hacia el servoamplificador de la válvula y se conecta vía USB con el software de control.

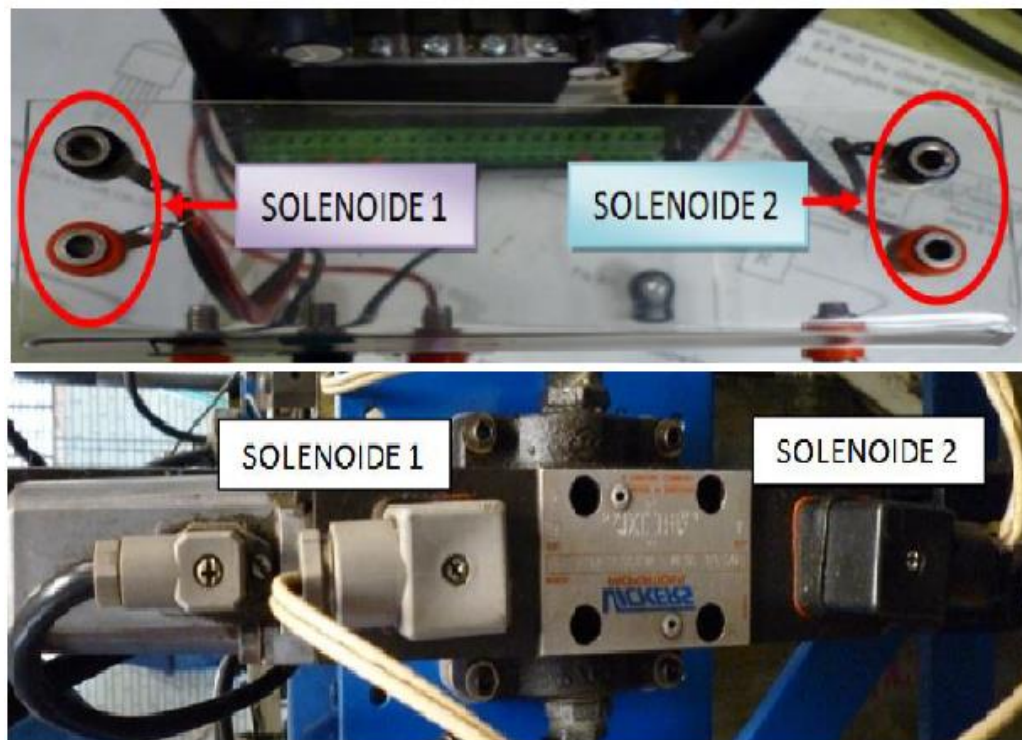
2.2.2.2 Tarjeta servo amplificadora para la válvula proporcional. Esta tarjeta tiene conectores tipo hembra, que están dispuestos para cualquier adaptación en las necesidades del laboratorio, en lo que tiene que ver con la válvula proporcional. Como la válvula proporcional cuenta con un LVDT para controlar la posición del carrete de la misma, la tarjeta de la válvula cuenta con las respectivas entradas para este LVDT y se deben conectar como se muestra en la figura 11.

Figura 11. Conexión LVDT.



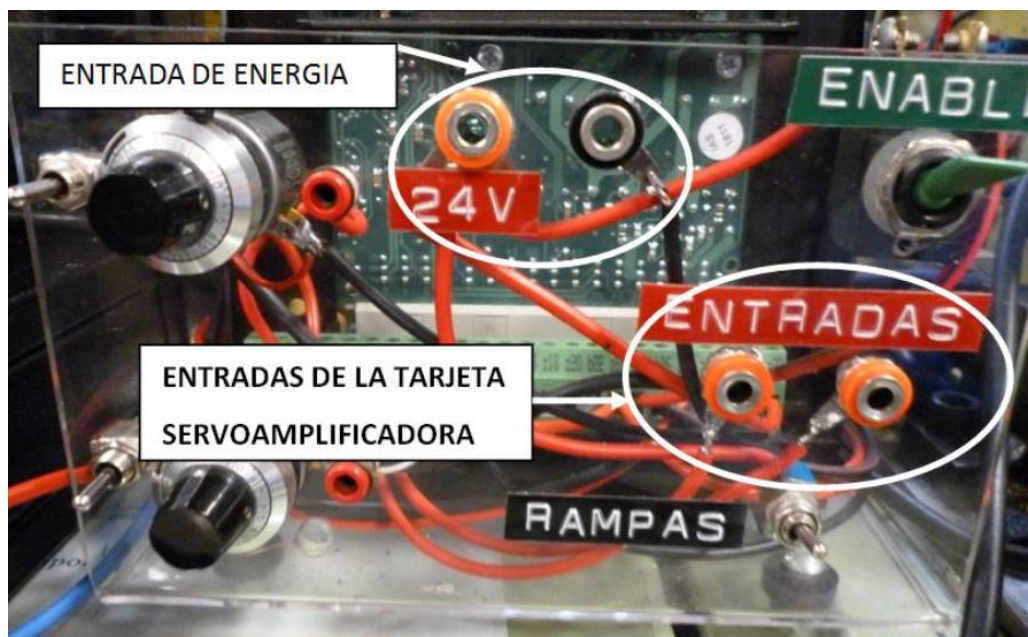
Las conexiones de los solenoides se deben hacer como se muestra a continuación:

Figura 12. Conexión de solenoides.



En la parte frontal de la tarjeta existen dos conectores hembra que indican la entrada de la señal del controlador que se esté utilizando, para ello se debe tener en cuenta que los voltajes manejados son de -10[V] a +10[V] analógicos. Los puertos para energizar la tarjeta a 24[V] también se encuentran en la parte frontal de la misma. En la figura 13 se muestra el panel frontal.

Figura 13. Panel frontal de la tarjeta servo amplificadora de la válvula proporcional.



2.2.2.3 Tarjeta de adquisición de datos NI DAQ 6212. La tarjeta NI DAQ 6212 es un módulo de adquisición de datos que se energiza por medio de un bus USB. La tarjeta posee 16 entradas analógicas con una velocidad de muestreo de 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 y dos temporizadores. Es compatible con LabView e incorpora tecnología NI Signal Streaming para transferencia de datos sostenida a alta velocidad vía USB.¹

¹ NATIONAL INSTRUMENTS. DAQ M Series. Texas. 2009. p 151.

Figura 14. Tarjeta NI DAQ USB 6212.



2.2.2.4 Transductor de posición LVDT. Transductor de posición marca Temposonic serie LP. Se encarga de cerrar el lazo de control en el servo de posición desarrollado, indicando el lugar en tiempo real en el cual se encuentra cada uno de los vástagos de los actuadores hidráulicos. Posee una resolución máxima de 0.006 [mm] al igual que su repetitividad, además cuenta con una histéresis menor a <0.02 [mm] para un rango de medidas de 25 [mm] a 3650 [mm] y 24 [V] como tensión de alimentación. Este elemento funciona enviando voltajes proporcionales al desplazamiento, estos voltajes son recibidos en la tarjeta de adquisición de datos. Este transductor es de desplazamiento sin contacto y se denomina LVDT por sus siglas en inglés (linear variable differential transformer). Ver anexo B.

Figura 15. Transductor de posición LDVT.



Fuente: Temposonics. R-Series models LP and RH data sheet.

2.2.2.5 Válvula proporcional Vickers KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20. Válvula de control direccional y de flujo 4/3 con acción proporcional Cetop 3. Posee un sistema interno de control de posición con retroalimentación por transductor LVDT el cual reduce la histéresis de la válvula a valores menores al $<2\%$ aumentando así la exactitud de la misma. Su capacidad volumétrica es de 3.43 GPM a una presión de 1000 PSI (presión de comparación) alcanzando una presión máxima de operación de 4567 [PSI] para 3,5 [A] y un voltaje de 24 [V]. Presenta una frecuencia de oscilación de 18 [Hz] con 5 [dB] de amplitud para un desfase de 90° . Para mayor información ver anexo C.

Figura 16. Válvula proporcional KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20.



2.2.2.6 Servoválvula MOOG 62-303B. Válvula de control direccional y de caudal servo actuada 4/3, con una capacidad de flujo volumétrico de 5 GPM y 3000 [PSI]. Cuenta con un motor de torsión alimentado por un voltaje de +10 [V] -10 [V] proporcionando una histéresis inferior a <5% y un tiempo de respuesta de 60 [ms] junto con un desfase de 90° y 4,8 [dB] para frecuencias de 30 [Hz]. Ver anexo D.

Figura 17. Servo Válvula Moog 62-303B.

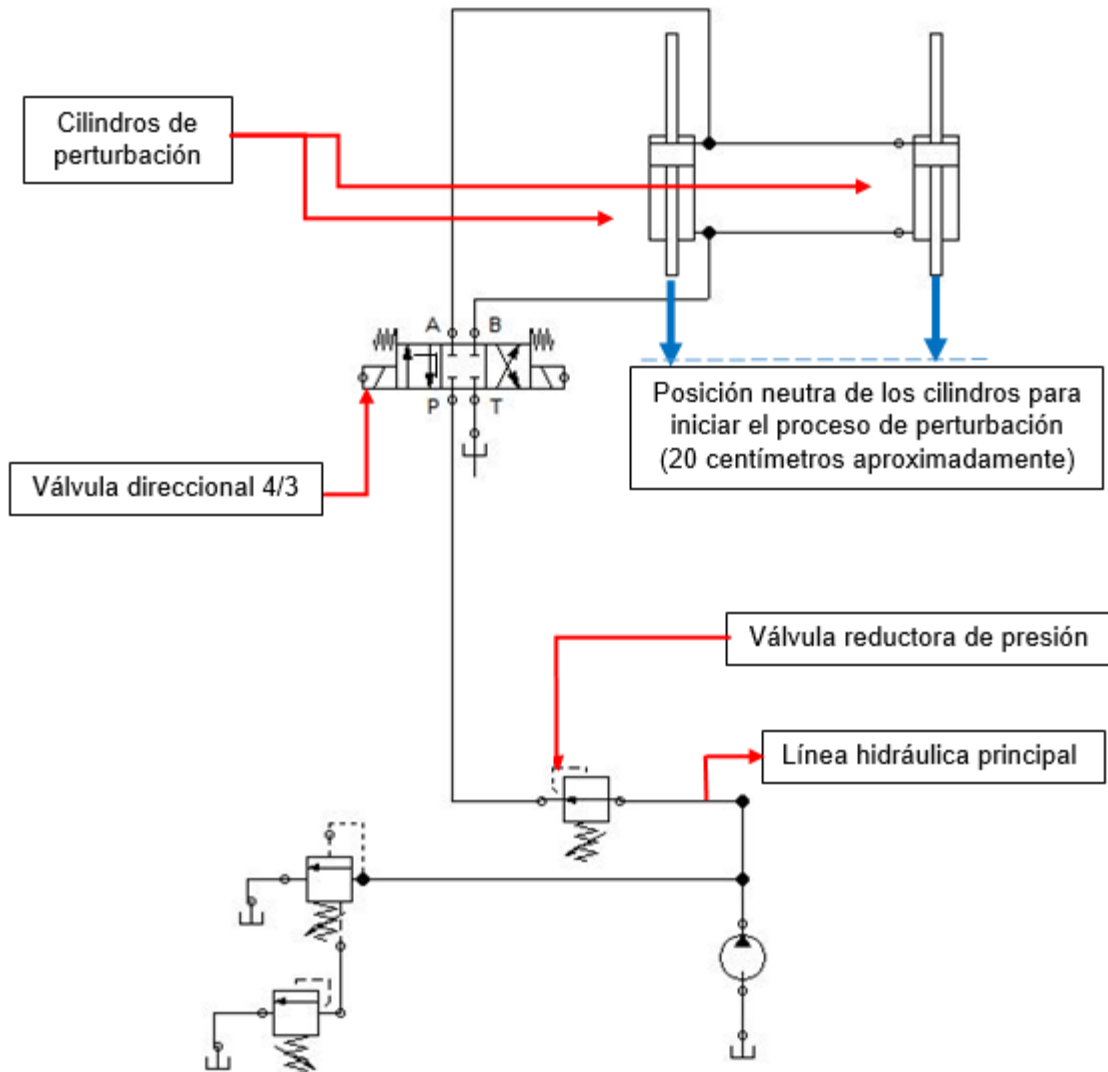


2.3 SISTEMA DE PERTURBACIÓN AL SERVO DE POSICIÓN

La aplicación de actuadores hidráulicos como sistema de carga que se opone al movimiento, requiere construir un circuito en el cual el aprendiz pueda, a manera de ensayo, variar la presión y por consiguiente la resistencia al desplazamiento que éstos proporcionan. Ahora se describirá el funcionamiento del respectivo acople de la nueva línea hidráulica, que se llamará circuito de perturbación.

Básicamente es un circuito con control de regulación de presión con control direccional para el retroceso de los actuadores. Para lograrlo se construye una línea hidráulica auxiliar que se acopla a la bomba y tanque del respectivo banco.

Figura 18. Circuito de perturbación del banco de Servosistemas de Posición.



El circuito de perturbación funciona ejerciendo contrafuerza sobre los vástagos cuando éstos sean empujados hacia arriba por los cilindros servo controlados. Lo anterior se obtendrá instalando una válvula de cartuchos modulada para control de presión con regulación posterior, de propiedad del Laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida (ver figura 19) y una de control direccional 4/3 con centro punto flotante marca ATOS referencia DHI-0713 23 accionada por solenoides y reposicionamiento por muelles (ver figura 20), también de propiedad del

laboratorio, esta válvula hará descender los cilindros a la posición en que iniciará el proceso de perturbación, aproximadamente a 20 centímetros de carrera.

Para la instalación de la válvula direccional 4/3 fue necesario construir una base en aluminio laminado con el fin de comunicar los puertos de la válvula con los respectivos acoples de los racores. El manómetro acoplado a la válvula reductora, nos permite saber la presión dentro de los cilindros de perturbación, este tiene una resolución de ± 25 [psi].

Figura 19. Válvula de cartuchos modulada para control de presión con regulación posterior.

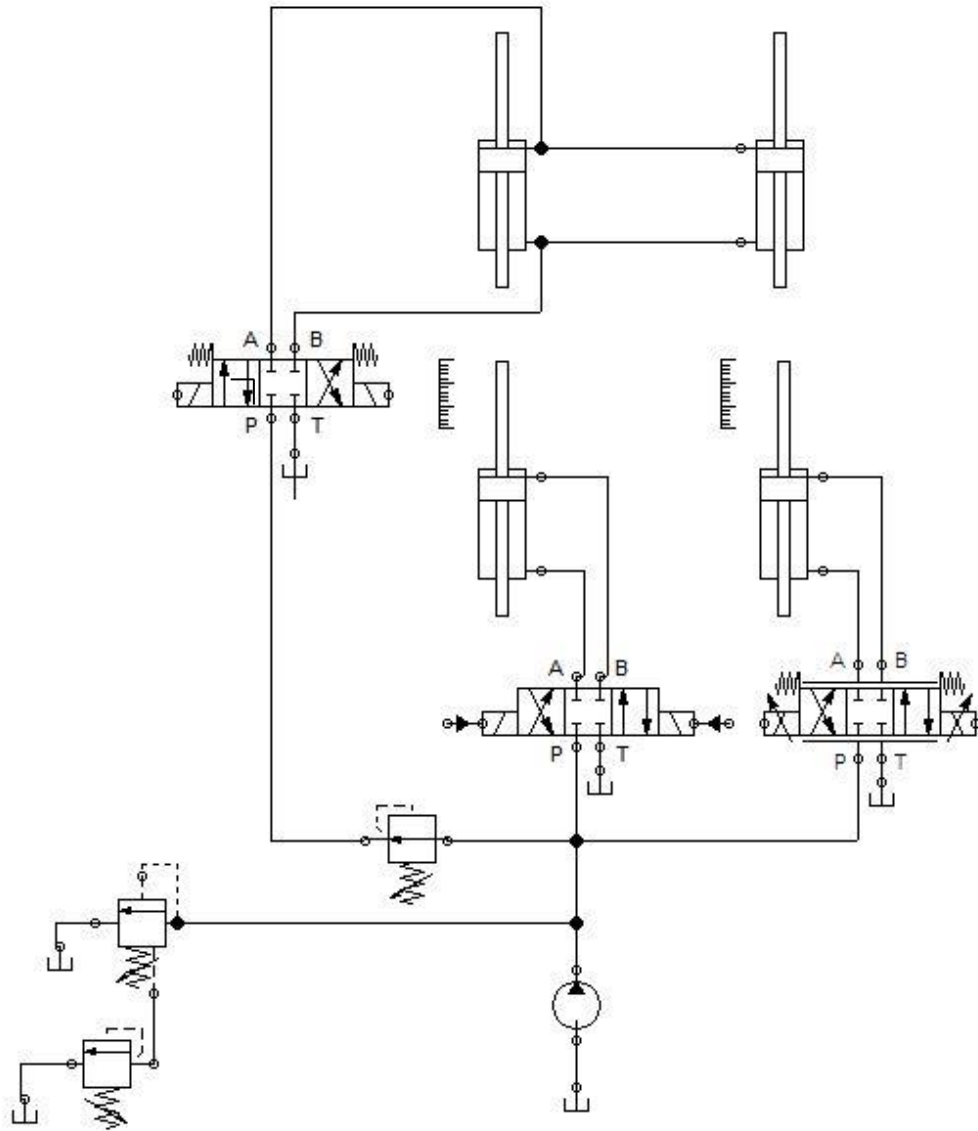


Figura 20. Válvula de control direccional 4/3 punto flotante ATOS DHI-071323.



A continuación se muestra el sistema hidráulico en su totalidad (circuito principal y de perturbación) perteneciente al banco.

Figura 21. Sistema hidráulico del banco de servos de posición.



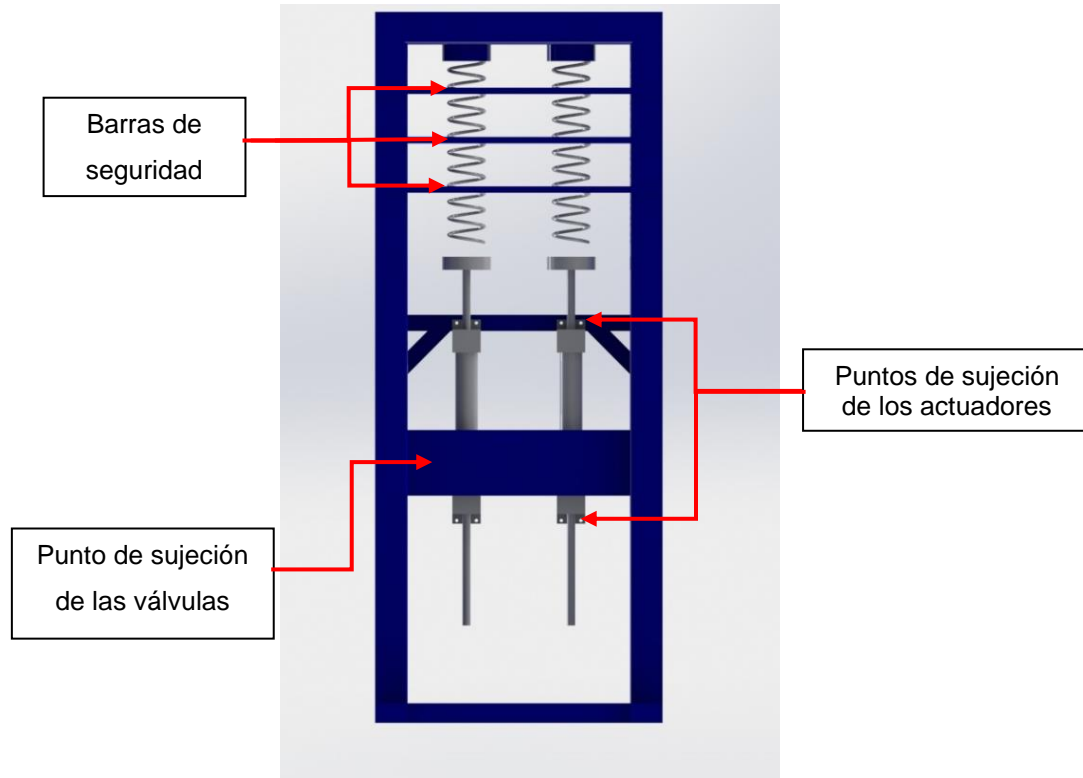
3. REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL BANCO DE SERVOS DE POSICIÓN

Anterior al rediseño de la estructura del banco de servos de posición, éste se encontraba construido con perfiles en C de acero A36 y 5 mm de espesor unidos con soldadura a tope, además de contar con un sistema de seguridad compuesto por un juego de 3 barras metálicas transversales ajustadas con pernos a ambos lados para evitar un posible descarrilamiento de los muelles que funcionaban como sistema de perturbación al circuito principal.

La sujeción del par de actuadores se realizaba con 4 pernos de acero, pasantes con rosca métrica. Los demás elementos hidráulicos (Válvula proporcional y servo válvula) se fijaban directamente a la estructura con pernos pasantes.

La figura 22 muestra una representación gráfica del banco existente antes de aplicar los procesos de rediseño diseñada en SolidWorks. En él se observa la posición de los elementos hidráulicos anteriormente mencionados junto con los sistemas de perturbación y seguridad aplicados en el diseño del banco.

Figura 22. Representación gráfica del banco de servos de posición anterior al rediseño.



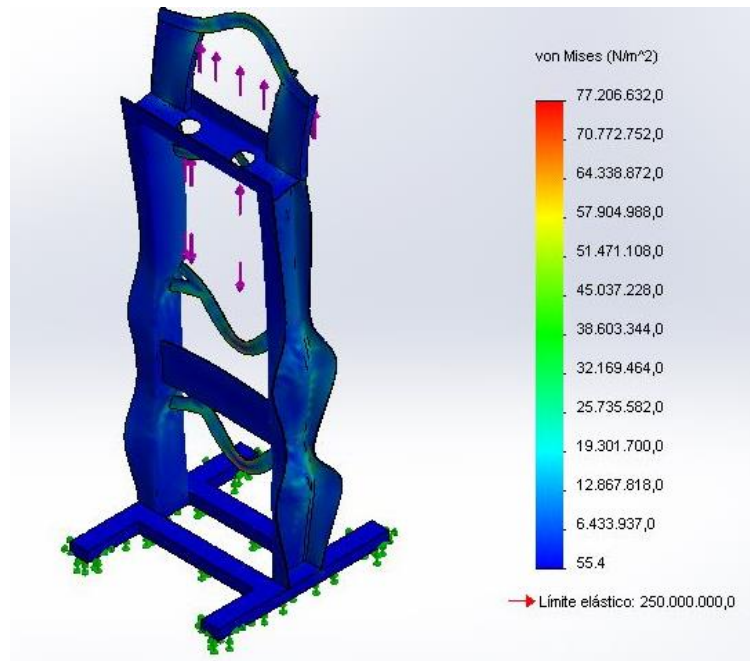
3.1 ANÁLISIS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL BAJO CARGA APLICADA

Con el fin de proporcionar un factor de seguridad admisible que logre reducir al máximo la probabilidad de rotura o cesión del material en juntas soldadas y demás elementos, al diseño hecho en SolidWorks se le realiza un estudio de análisis estático de tensión nodal método Von Mises² bajo un escenario hipotético de material, cargas y sujeciones utilizando la técnica de elementos finitos (MEF) para la solución del mismo, proyectando así confiabilidad en la aplicación de una carga

² TENSIÓN NODAL VON MISES: Debe su nombre a Richard Edler von Mises (1913) quien propuso que un material dúctil sufría fallo elástico cuando la energía de distorsión elástica rebasaba cierto valor. Actualmente son criterios usados para determinar los esfuerzos estáticos permisibles en estructuras o componentes de máquinas. Disponible en: <http://www.igm.mex.tl/images/5147/VON%20MISES.pdf>

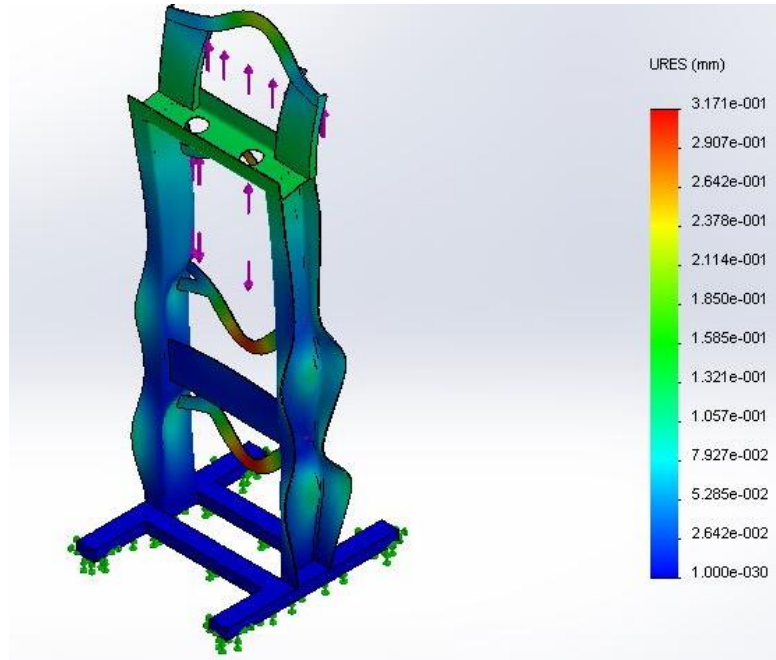
máxima de 1200 libras-fuerza (fuerza máxima suministrada por los actuadores de perturbación) sobre los apoyos de los actuadores hidráulicos.

Figura 23. Análisis estático de tensión nodal por el método de Von Mises. Vista Isométrica.



Del anterior estudio se identifican los sectores críticos, que se presentan en las barras laterales donde van montados los cilindros, sin embargo estos puntos no representan un riesgo a la estructura, ya que su deformación es muy pequeña, también se debe tener en cuenta que el banco opera durante tiempos muy cortos, por lo tanto los ciclos de operación son muy pequeños, lo que da un tiempo de vida más prolongado. La figura 22 expone las mencionadas deformaciones.

Figura 24. Análisis de deformación.



Luego de establecer ciertos parámetros ideales de modelado, la simulación da como resultado un desplazamiento máximo en las secciones críticas de 0.3171 [mm] junto con un factor de seguridad de $FS=3.24$ el cual es aceptable teniendo en cuenta que la estructura no estará sometida a esfuerzos cíclicos (fatiga), dando paso así a la elección del material y dimensiones con las cuales se construirán las modificaciones a la estructura.

3.2 CONSTRUCCIÓN

Siguiendo los objetivos propuestos en éste proyecto y planteando la necesidad de reemplazar el juego de muelles con que se contaba, se implementa un par de actuadores hidráulicos de doble efecto propiedad del Laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida, marca Eaton con una carrera de 380 [mm] y un área transversal de 1520 [mm²], (ver figura 25).

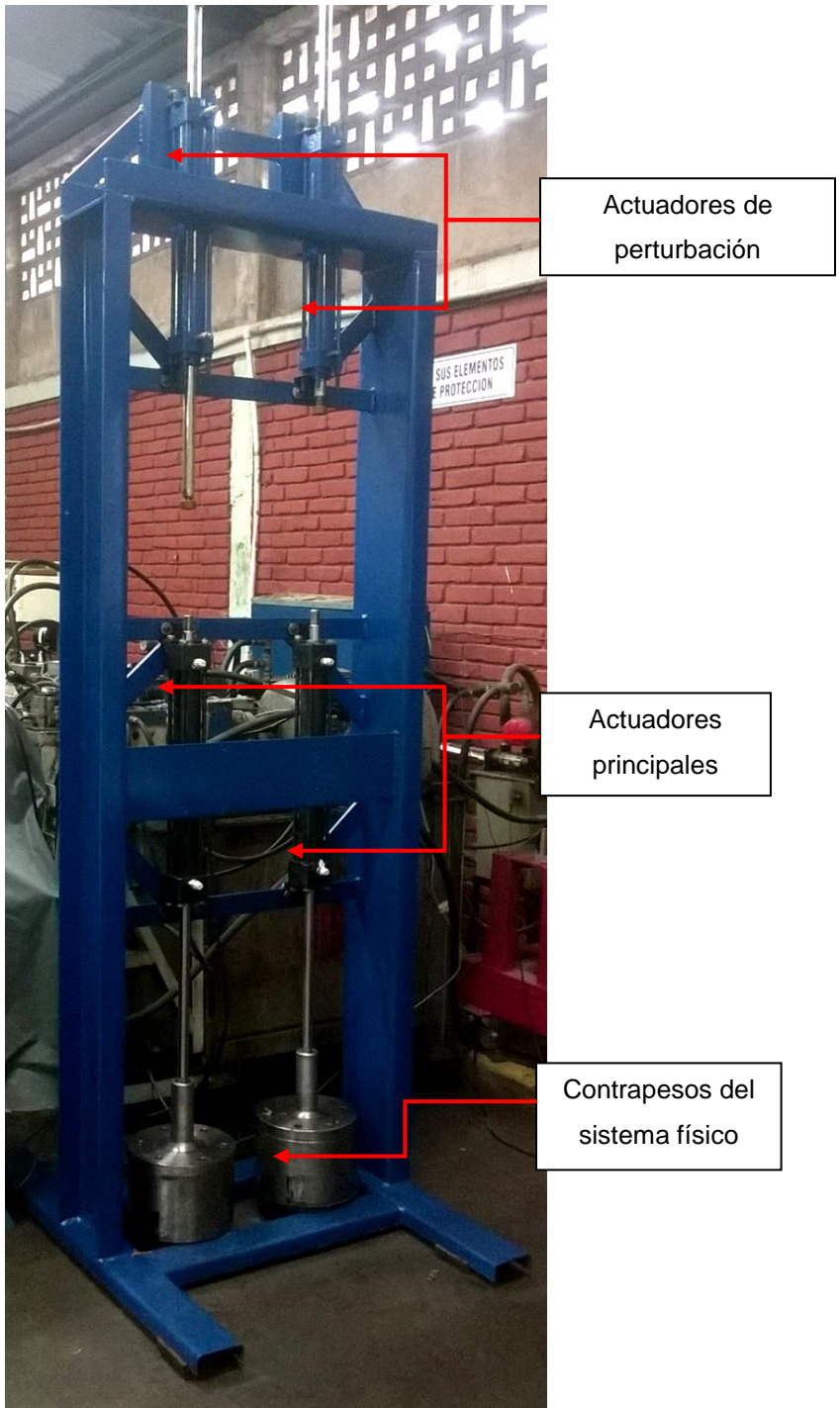
Figura 25. Actuador hidráulico de doble efecto.



Los cilindros que hacen de sistema de perturbación son fijados a la estructura por medio de pernos de igual denominación a los presentes en los cilindros principales; para ello se construye una extensión al marco existente con perfil de igual referencia y con el mismo tipo de soldadura (arco eléctrico). Las bases de los cilindros están sujetas a dos extensiones del marco; la sección inferior se construye con barras rectangulares de acero A36 con un ancho 50 [mm] y 0,5 [mm] de espesor.

Para fijar los extremos superiores, se emplean dos secciones de perfil en C de 320 [mm] unidos al perfil actual del marco, además de una barra transversal de 50 [mm] de ancho y 0,5 [mm] de espesor con acero de la misma designación. Los planos correspondientes al diseño de los agregados del banco se encuentran en el anexo E.

Figura 26. Vista de la estructura rediseñada del banco de Servos de Posición con actuadores y masas previamente instaladas.



4. MODELAMIENTO MATEMATICO DEL SISTEMA.

Un modelo matemático busca representar la dinámica del sistema de la forma más aproximada posible, el cual se basa en las leyes físicas que lo rigen. Para el modelamiento del sistema se hacen algunas aproximaciones y suposiciones que permiten simplificar las ecuaciones involucradas en el proceso, todo esto se valida siempre y cuando la precisión del sistema no se vea afectada. Es importante notar que los resultados obtenidos en el análisis son válidos en la medida en que el modelo se aproxime al sistema físico que se estudia. Todo modelo matemático surge de una hipótesis y que por lo tanto es de esperar que no sea del todo exacto. En cuanto se realizan las hipótesis y se conocen cuáles de las variables involucradas se pueden pasar por alto para el desarrollo del modelo, se procede a plantear el modelo matemático.

Los requisitos impuestos sobre el sistema de control se dan como especificaciones de comportamiento. Las especificaciones pueden venir dadas como requisitos en la respuesta transitoria y requisitos en el estado estacionario. Las especificaciones de un sistema de control se deben dar antes de que comience el proceso de diseño. En el proceso de diseño se debe utilizar un programa como MATLAB para evitar gran parte del cálculo numérico que se necesita para verificar. Una vez obtenido un modelo matemático satisfactorio, se procede a construir un prototipo y probar el sistema en lazo abierto. Si se asegura la estabilidad absoluta en lazo abierto, se debe cerrar el lazo y se prueba el comportamiento del sistema en lazo cerrado.³

La validez de cualquier modelo matemático se verifica solamente mediante un proceso experimental. Si los resultados experimentales difieren de la predicción en

³ OGATA, Katsuhiko. Diseño y compensación de sistemas de control. En: Ingeniería de Control Moderna. E edición. Pearson Educación. Madrid. 2010. p. 9-10.

forma considerable, se debe modificar el modelo matemático. El proceso se debe repetir hasta obtener una concordancia satisfactoria entre la predicción y los resultados experimentales.

4.1 SERVO DE CONTROL DE POSICIÓN CON ACCIÓN PROPORCIONAL DERIVATIVA

Con el uso de un control Proporcional Derivativo (PD) se busca tener una señal proporcional a la razón de cambio de la señal de error, ya que la salida del diferenciador en un instante en el tiempo se puede interpretar como una predicción del error futuro, y esta señal sirve para contrarrestar la lentitud impuesta por los elementos almacenadores de energía de la planta. El control derivativo también introduce la posibilidad de aumentar la ganancia del lazo a un valor mayor que el que es posible sin la mejora de estabilidad.⁴

4.1.1 Análisis de la servo válvula. Para el análisis de la servo válvula, se supone que la válvula está subajustada. Para este análisis se aplica linealización, también se supone que la válvula es simétrica y que admite un fluido hidráulico sometido a una presión alta dentro de un cilindro de potencia que contiene un pistón grande, esto, para que se establezca una fuerza hidráulica grande con el propósito de mover una carga.⁵

Para comandar el desplazamiento del spool de la servoválvula se tiene una función de transferencia dada por el fabricante, en este caso MOOG. Esta función de transferencia relaciona el desplazamiento del spool en función del voltaje de entrada como se muestra a continuación.

⁴ LEWIS, Paul H. y YANG, Chang. SISTEMAS DE CONTROL EN INGENIERÍA. Prentice Hall Iberia, Madrid, 1999.

⁵ OGATA pg. 125 (MAS ADELANTE SE ARREGLA ESTO)

$$\frac{Y_v(S)}{U(S)} = \frac{K_v}{\left(\frac{1}{\omega_n^2}\right)S^2 + \left(\frac{2\zeta}{\omega_n}\right)S + 1} \quad (4.1)$$

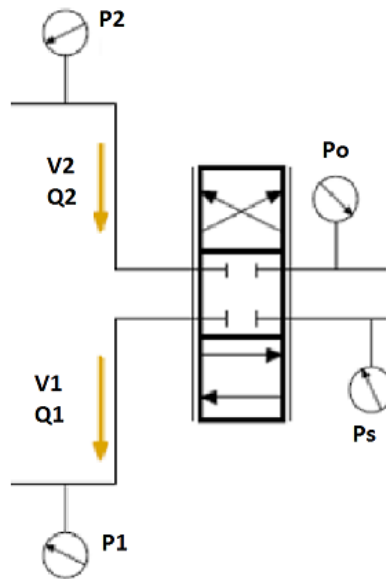
En este modelo las variables vienen definidas por el catálogo de MOOG de la siguiente manera⁶:

Tabla 1. Variables involucradas en el modelo de la servoválvula.

ω_n	Frecuencia natural de la servoválvula	1160 [rad/s]
ζ	Coefficiente de amortiguamiento	0.7 Adimensional
k_v	Ganancia de flujo de la servoválvula	0.6234 [gpm/mA]

A partir de la figura 27 se hace un análisis al flujo que atraviesa el spool de la servoválvula.

Figura 27. Diagrama de la corredera principal de la servoválvula.



$$Q_1 = C_v \cdot y_v \cdot \sqrt{P_s - P_1} \quad (4.2)$$

⁶ THAYER, W. J. Transfer functions for Moog servovalves. Technical bulletin 103. East Aurora, NY. 1965. 4 p.

$$Q_2 = C_v \cdot y_v \cdot \sqrt{P_2 - P_0} \quad (4.3)$$

Donde C_v es el coeficiente de descarga de la válvula y y_v es el desplazamiento del spool de la servoválvula.

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (4.4)$$

El término P_L es la presión de carga.

$$P_1 + P_2 = P_S + P_0$$

$$P_1 = \frac{P_S + P_0 + P_L}{2}$$

$$P_2 = \frac{P_S + P_0 - P_L}{2}$$

El caudal de carga para el sistema se define como Q_L , este equivale a la diferencia entre el caudal de entrada al cilindro y el caudal de salida del cilindro.

$$Q_L = Q_1 - Q_2 \quad (4.5)$$

Para el avance del vástago.

$$Q_L = C_v \cdot y_v \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{P_S - P_0 - P_L}$$

Linealizando la ecuación de flujo en la válvula:

$$Q_L = \left(\frac{\partial Q_L}{\partial y_v} \right)_{y_v,0;P_L,0} \cdot y_v + \left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right)_{y_v,0;P_L,0} \cdot P_L$$

$$Q_L = (C_V \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{P_S - P_0 - P_{L,0}}) \cdot y_v - \left(\frac{C_V \cdot y_{v,0} \cdot \sqrt{2}}{2 \sqrt{P_S - P_0 - P_{L,0}}} \right) \cdot P_L$$

$$Q_L = (C_V \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{P_S - P_0 - P_{L,0}}) \cdot y_v - \left(\frac{C_V \cdot y_{v,0}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{P_S - P_0 - P_{L,0}}} \right) \cdot P_L$$

Donde el término que acompaña a y_v es la ganancia de flujo que se define con la letra k_s y el término que acompaña a la presión de carga P_L es la ganancia de presión y se define como k_p , por lo tanto la ecuación queda como:

$$Q_L = k_s \cdot y_v - k_p \cdot P_L \quad (4.6)$$

Tabla 2. Valores de ganancia de flujo y de presión de la servoválvula.

k_s	Ganancia de flujo	$0.6645 [m^3/ms]$
k_p	Ganancia de presión	$2.5 \times 10^{-12} [psi/V]$

4.1.2 Análisis de la válvula proporcional. Las ecuaciones no lineales que describen el flujo de aceite a través de la válvula proporcional son las siguientes:

$$Q_1 = C_d * \alpha * y_v \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right) * (P_S - P_1)} \quad (4.7)$$

$$Q_2 = C_d * \alpha * y_v \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right) * (P_2 - P_R)} \quad (4.8)$$

Donde C_d es el coeficiente de descarga, y_v es el desplazamiento del carrete, α es el gradiente del área que relaciona el desplazamiento del spool con el área del

orificio, y ρ es la densidad del fluido. Estas ecuaciones se linealizan alrededor de un punto de operación, con el fin de obtener una función de transferencia lineal.

Linealizando la ecuación alrededor del punto de operación (y_{v0}, P_{10}) :

$$Q_1 = \left(\frac{\partial Q_1}{\partial y_v} \right)_{y_{v0}, P_{10}} * y_v + \left(\frac{\partial Q_1}{\partial P_1} \right)_{y_{v0}, P_{10}} * P_1 \quad (4.9)$$

$$Q_1 = C_d * k_v \sqrt{\left(\frac{2}{\rho} \right) * (P_S - P_{10})} * y_v - \frac{C_d * k_v * y_{v0}}{\sqrt{2 * \rho * (P_S - P_{10})}} * P_1 \quad (4.10)$$

A partir de los términos que acompañan a y_v y P_1 se determinan dos constantes $k_{s,1}$ y $k_{p,1}$. Estas constantes son ganancias de flujo y de presión respectivamente

$$k_{s,1} = C_d * k_v \sqrt{\left(\frac{2}{\rho} \right) (P_S - P_{10})} \quad (4.11)$$

$$k_{p,1} = \frac{C_d * k_v * y_{v0}}{\sqrt{2 * \rho * (P_S - P_{10})}} \quad (4.12)$$

Entonces, la ecuación 4.10 queda:

$$Q_1 = k_{s,1} * y_v - k_{p,1} * P_1 \quad (4.13)$$

Realizando la linealización a la ecuación 4.13 alrededor del punto de operación (y_{v0}, P_{20})

$$Q_2 = \left(\frac{\partial Q_2}{\partial y_v} \right)_{y_{v0}, P_{20}} * y_v + \left(\frac{\partial Q_2}{\partial P_2} \right)_{y_{v0}, P_{20}} * P_2 \quad (4.14)$$

$$Q_2 = C_d * k_v \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right) * (P_{20} - P_R)} * y_v + \frac{C_d * k_v * y_{v0}}{2 \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right) (P_{20} - P_R)}} * \left(\frac{2}{\rho}\right) * P_2 \quad (4.15)$$

A partir de los términos que acompañan a y_v y P_2 se determinan dos constantes $k_{s,2}$ y $k_{p,2}$. Estas constantes son ganancias de flujo y de presión respectivamente, y corresponden al orificio de salida de la válvula.

$$k_{s,2} = C_d * k_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{20} - P_R)} \quad (4.16)$$

$$k_{p,2} = \frac{C_d * k_v}{\sqrt{2 * \rho * (P_{20} - P_R)}} \quad (4.17)$$

Entonces, la ecuación 4.15 queda definida como:

$$Q_2 = k_{s,2} * y_v - k_{p,2} * P_2 \quad (4.18)$$

4.1.2.1 Desplazamiento del carrete y voltaje. La relación entre el desplazamiento del carrete de la válvula y el voltaje de entrada se expresa con la siguiente ecuación de un sistema de primer orden:

$$u = \frac{\tau}{k_{sp}} * \dot{y}_v + \frac{1}{k_{sp}} * y_v \quad (4.19)$$

Donde τ es una constante de tiempo, k_{sp} es la ganancia de flujo de la válvula y u es el voltaje de control. La válvula direccional proporcional Vickers KD4V-3-2C13N-Z-U1-H7-20 posee una respuesta dinámica muy elevada. Por lo tanto, se puede aproximar el comportamiento de la válvula a la siguiente ecuación:

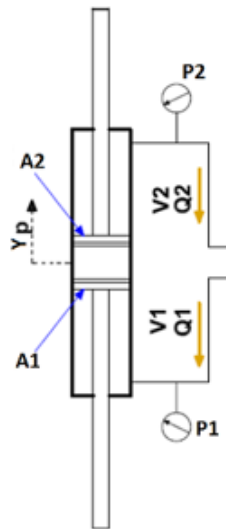
$$u = \frac{1}{k_{sp}} * y_v \quad (4.20)$$

4.1.3 Análisis en el cilindro. A fin de desarrollar un modelo matemático aproximado, se tendrán en cuenta dos de las interacciones físicas propias de sistemas hidráulicos de alto rendimiento. Siendo éstas la compresibilidad del fluido confinado dentro del actuador (aceite) y las perdidas debido a fugas en la servo válvula.

El módulo de Bulk mide la resistencia a la compresión uniforme y, por lo tanto, indica el aumento de presión requerido para causar una disminución unitaria de volumen dada.

$$\beta = V * \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_T \quad (4.21)$$

Figura 28. Representación gráfica del actuador de doble efecto.



Haciendo un análisis de continuidad en el cilindro, se tiene:

$$Q_L = Q_1 - Q_2 \quad (4.22)$$

$$Q_1 = -Q_2$$

$$Q_L = 2A \cdot \dot{y} + \frac{V \cdot P_1}{\beta} \quad (4.23)$$

Donde V es el volumen de las cámaras 1 y 2 en compresión.

4.2 ANALISIS DINÁMICO DEL SISTEMA

Para el análisis dinámico del sistema se debe tener en cuenta la segunda ley de Newton, la cual implica hacer sumatoria de fuerzas e igualarlas al producto de la masa por la aceleración. El sistema hidráulico se puede resumir como un sistema masa resorte amortiguador. Para este caso la fuerza resultante es:

$$F_R = F_{HIDRAULICA} - m_1 g - m_2 g \quad (4.24)$$

$$F_R = (P_1 - P_2) \cdot A - (m_1 + m_2) \cdot g$$

$$W = (m_1 + m_2) \cdot g \quad (4.25)$$

$$F_R = (P_1 - P_2) \cdot A - W \quad (4.26)$$

Donde W es el peso de la masa que cuelga del cilindro. A partir de la figura 29 se hace análisis con la segunda ley de Newton:

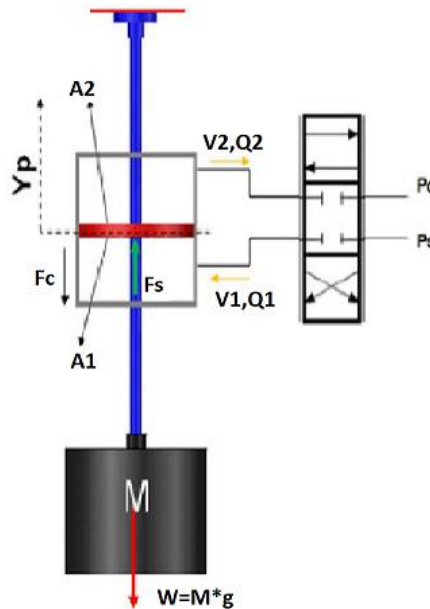
$$m \cdot \ddot{y} = F_R - b \cdot \dot{y} - k \cdot y$$

$$F_R = m\ddot{y} + b\dot{y} + ky \quad (4.27)$$

$$F_R = (P_1 - P_2) \cdot A \quad (4.28)$$

Donde las constantes ' b ' y ' k ' son la constante del amortiguador y la constante del resorte, respectivamente, que hacen parte de la simplificación de sistema masa, resorte y amortiguador.

Figura 29. Sistema hidráulico a controlar.



4.3 CONSTRUCCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

A partir de las ecuaciones que se han hallado anteriormente, se procede a hacer igualaciones y despejes para obtener la función de transferencia que modele el sistema que se va a controlar, para posteriormente añadirle la función de transferencia de la servoválvula y así obtener la función de la planta que es la que va a representar el sistema en el dominio de la frecuencia.

Igualando las ecuaciones (4.6) y (4.23):

$$2 \cdot A \dot{y} + \frac{V \dot{P}_L}{\beta} = K_s \cdot y_v - K_p \cdot P_L$$

$$V \cdot \frac{P_L'}{\beta} + k_p \cdot P_L = k_s \cdot y_v - 2A \cdot \dot{y} \quad (4.29)$$

Aplicando la transformada de Laplace, se obtienen los siguientes resultados:

$$P_L \left(\left(\frac{V}{\beta} \right) \cdot S + k_p \right) = k_s \cdot y_v - 2A \cdot y \cdot S$$

Despejando la presión de carga.

$$P_L = \frac{k_s \cdot y_v - 2A \cdot y \cdot S}{C \cdot S + k_p} \quad (4.30)$$

Donde

$$C = \frac{V}{\beta}$$

Igualando las ecuaciones (4.27) y (4.28)

$$(P_1 - P_2) \cdot A = m\ddot{y} + b\dot{y} + ky$$

$$P_L \cdot A = m\ddot{y} + b\dot{y} + ky \quad (4.31)$$

Aplicando la transformada de Laplace.

$$P_L \cdot A = (mS^2 + bS + k) \cdot y \quad (4.32)$$

Igualando las ecuaciones (4.30) y (4.32)

$$\frac{k_s \cdot y_v \cdot A - 2A^2 \cdot yS}{C \cdot S + k_p} = (mS^2 + bS + k) \cdot y$$

$$\frac{k_s \cdot y_v \cdot A}{CS + k_p} = (mS^2 + bS + k) \cdot y + \frac{2A^2 yS}{CS + k_p}$$

$$\frac{k_s \cdot y_v \cdot A}{CS + k_p} = \left(mS^2 + bS + k + \frac{2A^2 S}{CS + k_p} \right) \cdot y$$

$$\frac{k_s \cdot y_v \cdot A}{CS + k_p} = \left(\frac{(mS^2 + bS + k)(CS + k_p) + 2A^2 S}{CS + k_p} \right) \cdot y$$

$$k_s \cdot y_v \cdot A = [(mS^2 + bS + k)(CS + k_p) + 2A^2 S] \cdot y \quad (4.33)$$

Por último, la función de transferencia del sistema sin tener en cuenta la servoválvula o la válvula proporcional queda:

$$\frac{y}{y_v} = \frac{k_s \cdot A}{CmS^3 + (k_p \cdot m + C \cdot b)S^2 + (k_p \cdot b + C \cdot k + 2A^2)S + k \cdot k_p} \quad (4.34)$$

4.3.1 Función de transferencia para el sistema con servoválvula. Para obtener la función de transferencia de la planta que funciona con la servoválvula, que es la función sobre la cual se va a ejercer el control, se procede a multiplicar la función de transferencia de la servoválvula, la cual es provista por el fabricante y la función de transferencia del sistema, que ha sido calculada con anterioridad.

$$G = \left[\frac{k_v}{\left(\frac{1}{\omega^2}\right)S^2 + \left(\frac{2\zeta}{\omega}\right)S + 1} \right] \left[\frac{k_s \cdot A}{CmS^3 + (k_p \cdot m + C \cdot b)S^2 + (k_p \cdot b + C \cdot k + 2A^2)S + k \cdot k_p} \right] \quad (4.35)$$

Para el posterior modelamiento por medio de la herramienta Matlab, donde se busca conocer el comportamiento de la planta frente a un escalón, se deben conocer las variables involucradas, las cuales se especifican con su magnitud y unidad en la tabla 3.

Tabla 3. Parámetros conocidos para el modelo matemático del servo-actuador hidráulico.⁷

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Módulo de Bulk	β	4.6e8	[N /m ²]
Presión de Suministro	P_s	3000	[psi]
Área efectiva del cilindro	A_p	1.5201e-3	[m ²]
Masa de prueba	M	50	[kg]
Volumen total	V_T	5.7915e-4	[m ³]
Densidad del fluido	ρ	858	[kg /m ³]

4.3.2 Función de transferencia para el sistema con válvula proporcional. Al reemplazar la ecuación (4.20) en la ecuación (4.34) se obtiene la función de transferencia para el sistema que es actuado por medio de la válvula de solenoide proporcional.

$$\frac{y}{u}(S) = \frac{k_s \cdot A \cdot k_{sp}}{CmS^3 + (k_p \cdot m + C \cdot b)S^2 + (k_p \cdot b + C \cdot k + 2A^2)S + k \cdot k_p} \quad (4.36)$$

Los valores de las ganancias k_s , k_p y k_{sp} fueron tomados usando las recomendaciones de Niksefat⁸ para la mayoría de las válvulas direccionales proporcionales comerciales:

⁷ FUENTES, Juan y SARMIENTO, Oscar. Repotenciación de la práctica de servos de posición en control automático (servosistemas de potencia fluida). Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Escuela de Ingeniería Mecánica. Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga 2013. P 69.

⁸ NIKSEFAT, Navid y SEPEHRI, Nariman. Designing robust force control of hydraulic actuators despite system and environmental uncertainties. En: IEEE Control Systems Magazine. Abril de 2001. 0272-1708/01, p. 71.

$$k_s = 0,375 \left[\frac{m^3}{Pa \cdot s} \right]$$

$$k_p = 2,5 * 10^{-12} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$k_{sp} = 0,0012 \left[\frac{m}{V} \right]$$

4.4 ANÁLISIS POR MEDIO DE MATLAB

El software Matlab permite ingresar la función de transferencia de la planta con sus respectivos valores y visualizar el comportamiento de dicha función de transferencia frente a una función escalón, para así poder saber de una forma aproximada, cómo será la dinámica del sistema. Cuando se da una orden de posición al sistema de control, es similar a que este experimentara un paso o escalón, es por esto que se recurre a la función 'step' en Matlab. En las figuras 30 y 31 se observa la respuesta al escalón de la función de transferencia del sistema que actúa con una servoválvula y con la válvula proporcional para un Setpoint de 0,11 metros (35% de la carrera total del cilindro). En donde se puede ver que el sistema se estabilizará sin overlap, inicialmente se aprecia una curva poco pronunciada hasta que se alcanza el valor de set point y se estabiliza sin oscilaciones, lo que demuestra que el modelo matemático teóricamente funciona.

Figura 30. Respuesta al escalón de la función de transferencia con servoválvula.

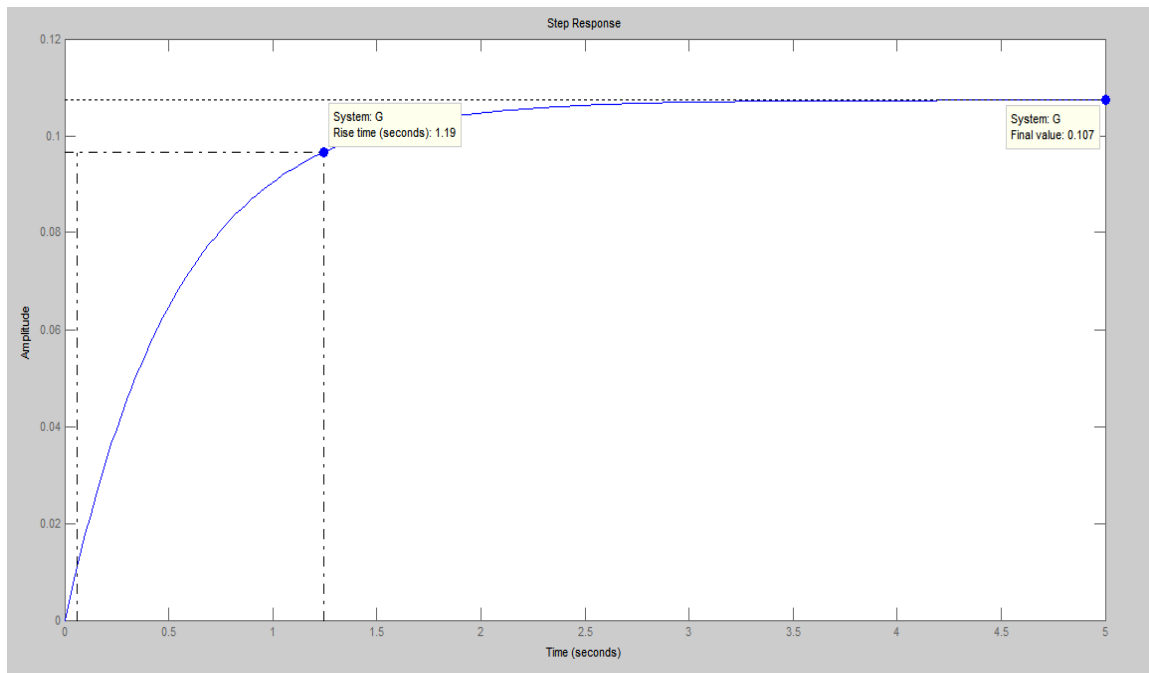


Figura 31. Respuesta al escalón de la función de transferencia con válvula proporcional.

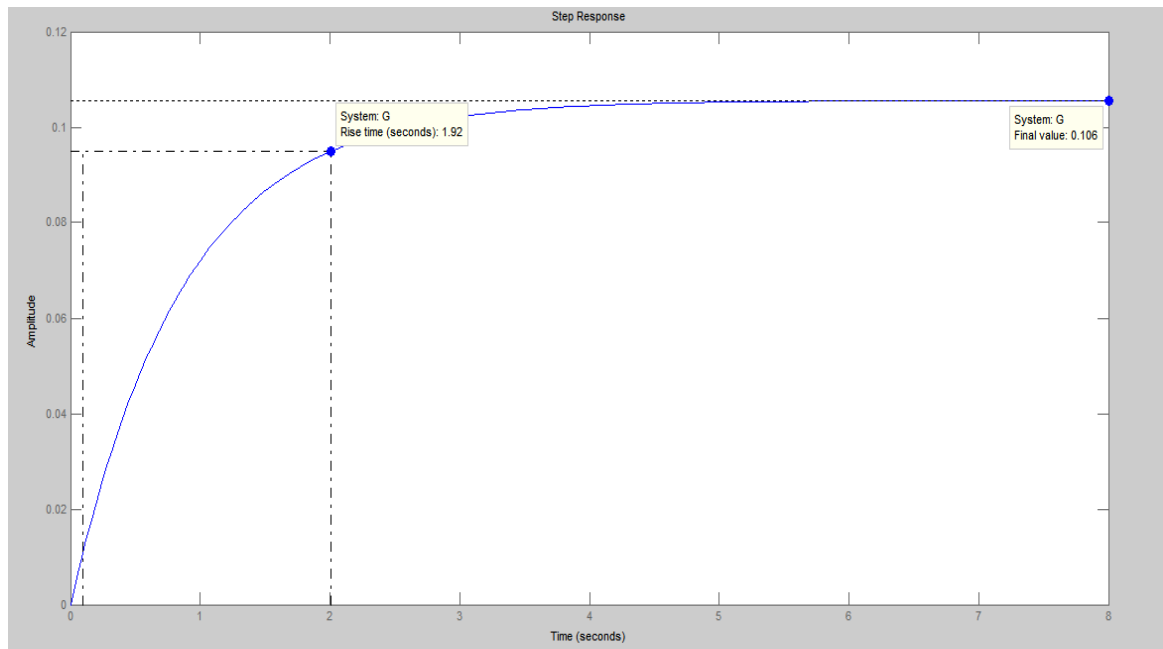
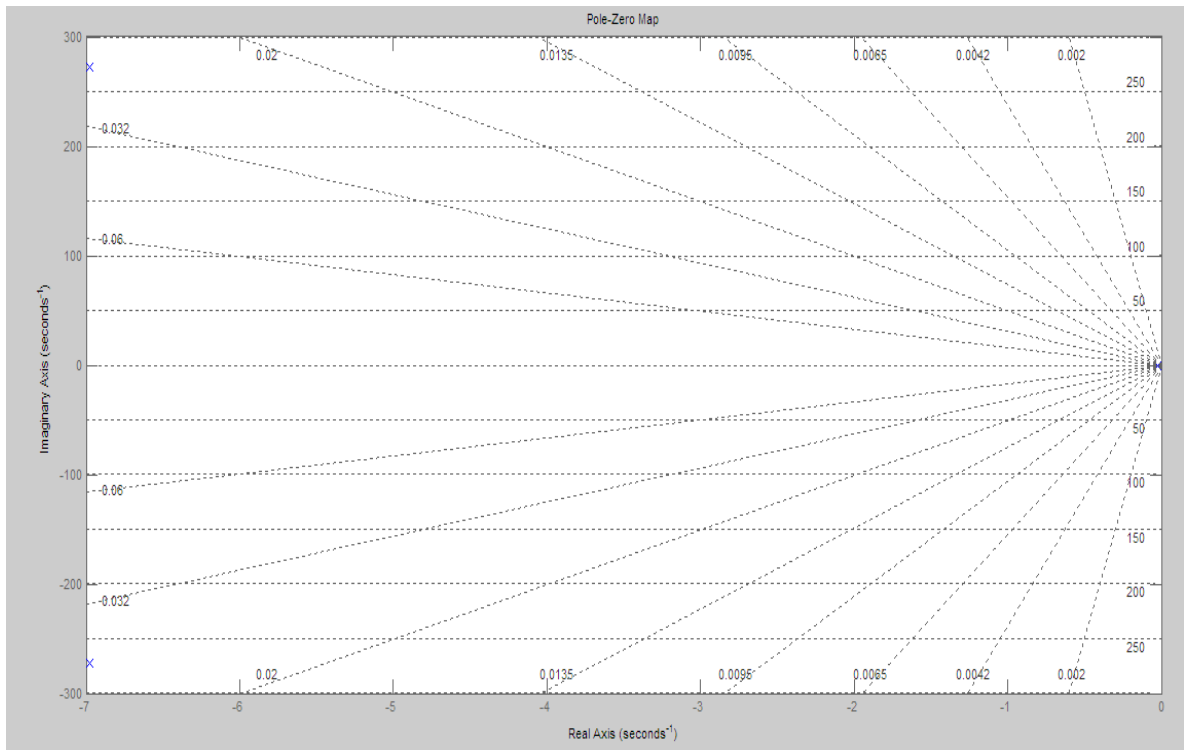


Figura 33. Lugar geométrico de las raíces de válvula proporcional.



En los diagramas de Bode se pueden observar picos de frecuencia. Debido a éstos y a un tiempo de estabilización muy largo, se hace necesario implementar un controlador. En los servos de posición es común usar un controlador tipo PD, proporcional derivativo.

Figura 34. Diagrama de Bode de la función de transferencia con servoválvula.

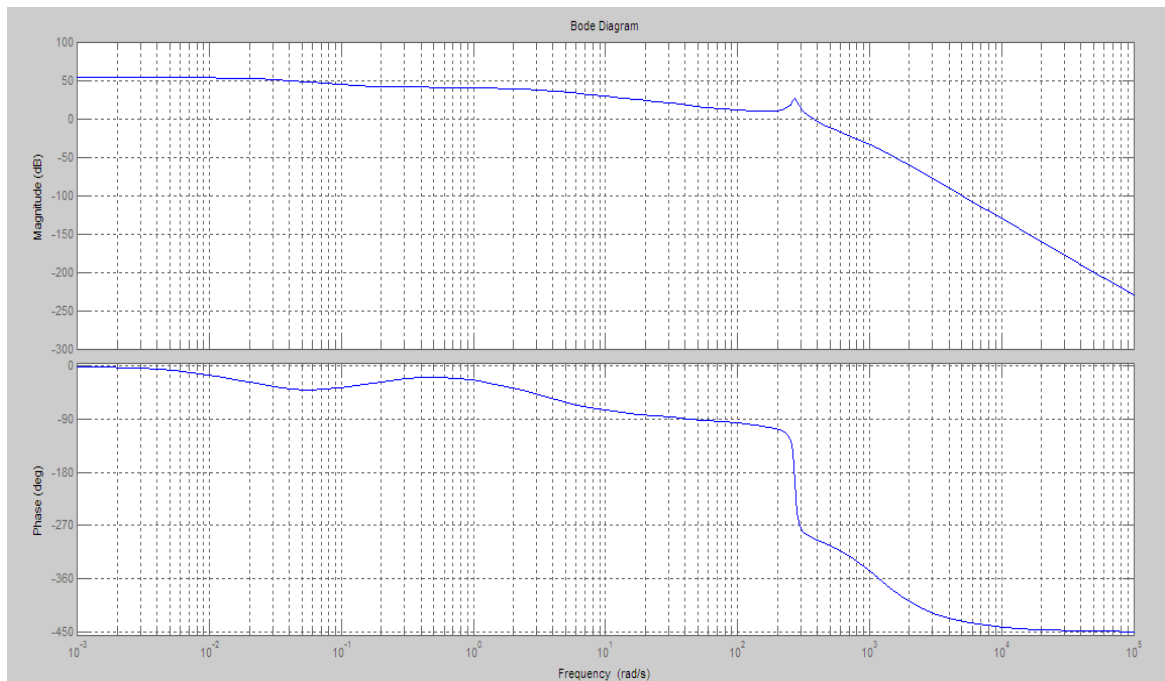
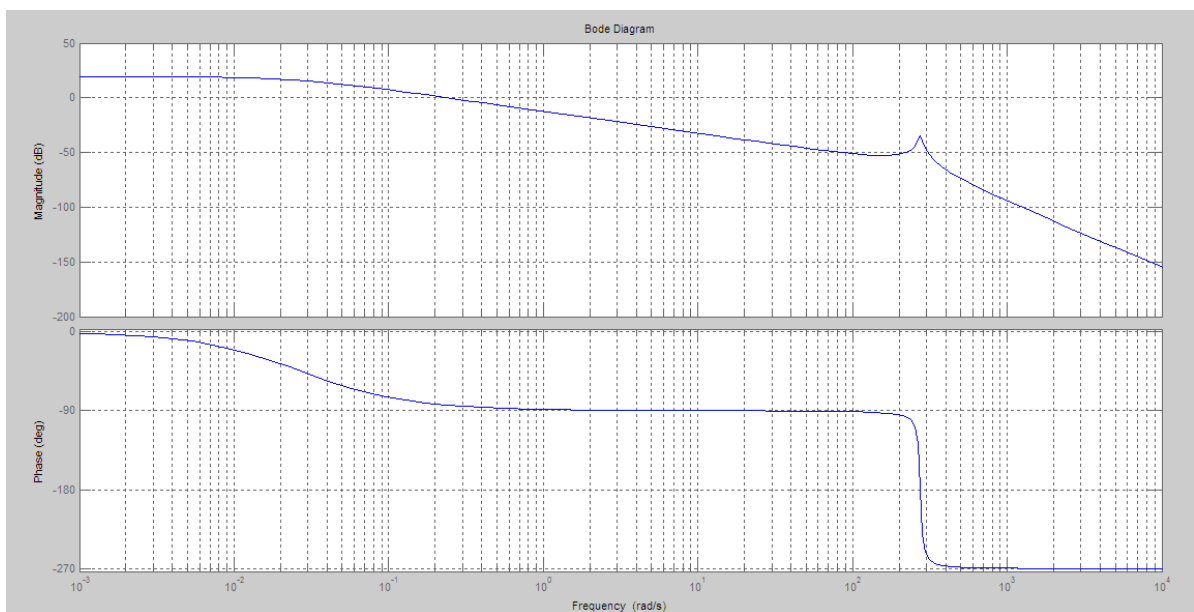


Figura 35. Diagrama de Bode para la función de transferencia con válvula proporcional.



4.5 VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMATICO

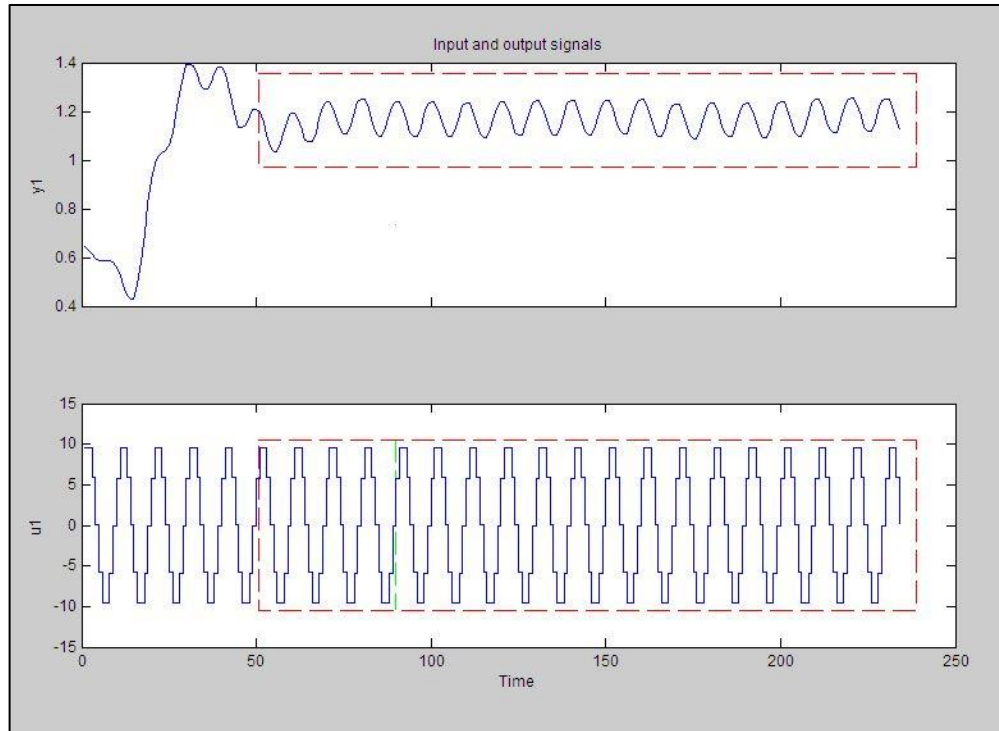
Para la validación de los modelos matemáticos realizados en éste capítulo fue necesario generar un sistema de control en lazo abierto donde una señal sinusoidal de 5 [V] de amplitud y una frecuencia de 0,5 [Hz] excitaba eléctricamente cada una de las válvulas (servoválvula y válvula de solenoide proporcional) mientras la misma era guardada directamente en un libro de Excel por medio del bloque *Write To Spreadsheet File.vi* de Labview en intervalos de muestreo de 100 [ms] junto con la señal emitida por el transductor de posición LVDT a causa del desplazamiento del mismo.

Posteriormente los datos se cargaron independientemente al Workspace de Matlab mediante la función *leerdatos.m* en forma de vectores, $U(s)$ para los datos emitidos por el generador de onda y $Y(s)$ para los datos recibidos por el transductor LVDT provenientes de la maquina como respuesta al estímulo hecho anteriormente. El anexo F contiene 230 muestras de datos tomados para cada una de las válvulas.

Una vez creados los vectores de entrada y salida del control se emplea la aplicación *System Identification (SIT)* de Matlab, donde son importados los vectores a fin de generar las nuevas funciones de transferencia de manera experimental.

4.5.1 Validación del modelo matemático de la servoválvula. Luego de importar los datos generados experimentalmente para la servoválvula al SIT de Matlab, resulta conveniente trabajar con un segmento de señal con tendencia estable dado que al operar un control en lazo abierto, inicialmente mientras el sistema llega al offset, la inestabilidad del mismo no permitirá genera una función de transferencia adecuada (la aproximación sería relativamente baja con respecto a los requerimiento deseados). La figura 36 muestra el rango de datos que se eligió.

Figura 36. Señales recortadas para la validación del modelo en servoválvula.

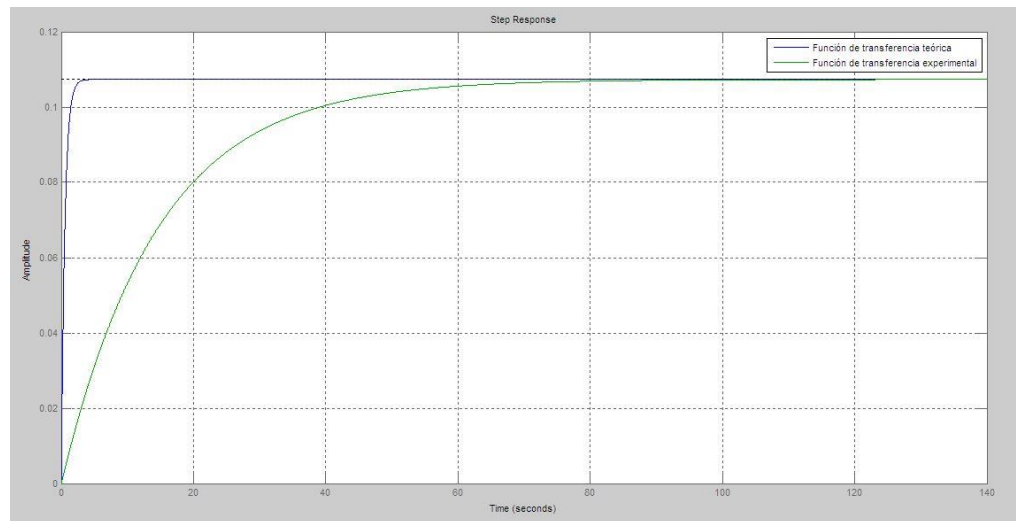


Luego de modificar el rango de datos a tener en cuenta, por medio del Working data se eligió la opción Transfer Function para una planta de cinco polos y ningún cero (parámetros similares a la generada de forma teórica) dando como resultado la siguiente función en el dominio de la frecuencia con una similitud del 65,41%.

$$G_{exp1} = \left[\frac{88}{1e - 21S^5 + 0.00399S^4 + 1.586S^5 + 5.875e - 2S^2 + 2.158e - 5S + 820} \right] \quad (4.51)$$

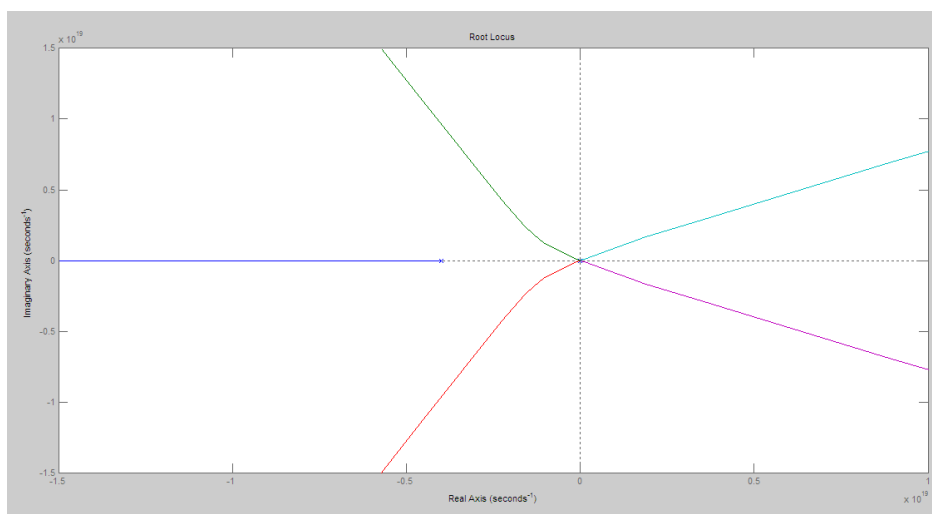
Con el fin de comparar gráficamente la respuesta de la ecuación (4.51) con respecto a la función de transferencia diseñada matemáticamente en el subíndice 4.3.1, se procede a simular la respuesta al escalón de las dos funciones para un Setpoint de 12 [cm], lo cual da como resultado una comportamiento similar aunque con un evidente aumento en el tiempo de asentamiento para la planta experimental con un valor cercano a 120 [s] en comparación a 5[s] para el modelo teórico. (Ver figura 37).

Figura 37. Respuesta al escalón de función de transferencia teórica y experimental para servoválvula.



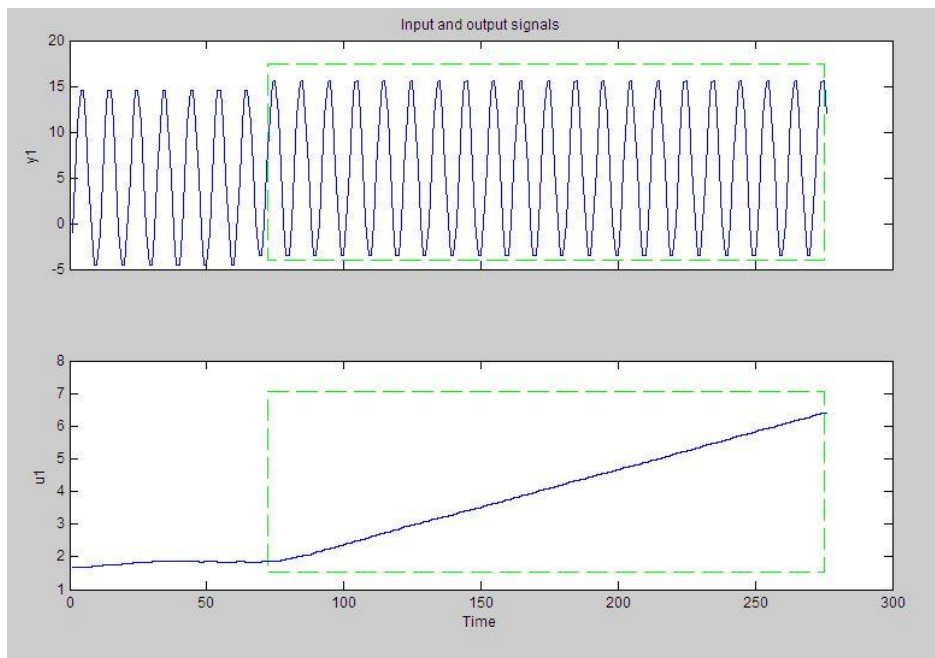
Adicionalmente se simula el lugar geométrico de raíces a fin realizar un análisis global de la ubicación de los polos de la planta hallada experimentalmente. La imagen 38 muestra un polo relativamente lejano en dirección izquierda, mientras los 4 restantes se ubican en el cuadrante negativo del eje real muy cercanos a la posición central del plano complejo.

Figura 38. Lugar geométrico de raíces para modelo experimental de servoválvula.



4.5.2 Validación del modelo matemático de válvula proporcional. De igual manera al procedimiento realizado en el numeral 4.5.1, para la validación al modelo matemático diseñado para la válvula con solenoide proporcional se crearon conjuntamente dos vectores en el Workspace de Matlab, los cuales se importaron seguidamente al *System Identification*. Una vez más fue necesario limitar el rango de datos a tener en cuenta tal como puede observarse a continuación:

Figura 39. Señales recortadas para la validación del modelo en válvula proporcional.



Dado que el voltaje de operación para ésta válvula es distinto al requerido por la servoválvula, la señal de entrada $U(s)$ presenta un comportamiento oscilatorio no visible a simple vista con una tendencia ascendente como consecuencia del lazo abierto implementado.

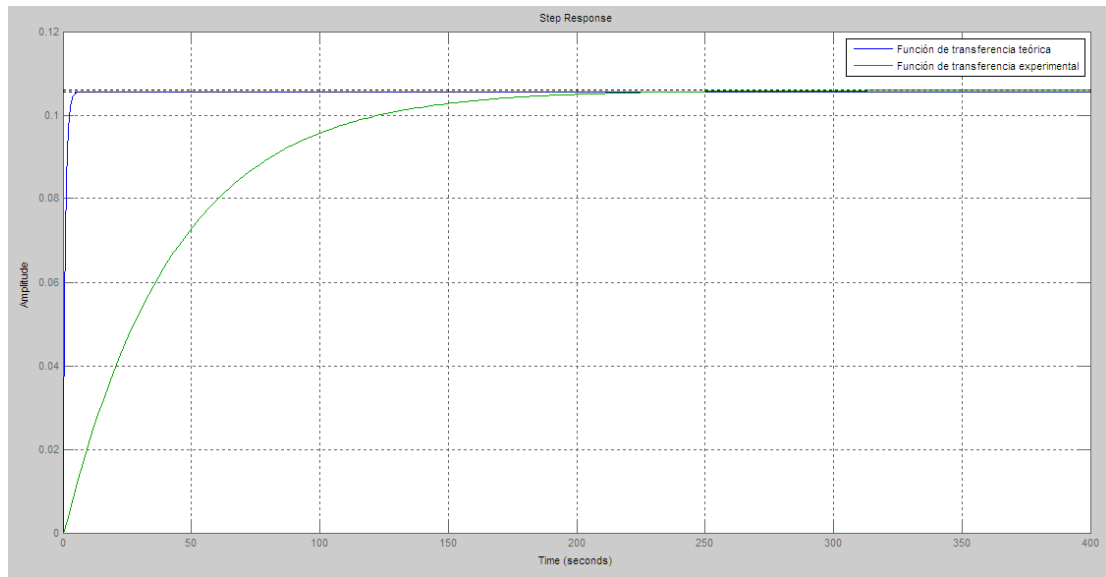
Finalizado el proceso de ajuste del rango de valores admisibles para la generación de la nueva función de transferencia, por medio del Working data del SIT se

procede a seleccionar una planta con 3 polos y cero ceros (iguales dimensiones a la desarrollada en el numeral 4.3.2), lo cual da como resultado la siguiente función con una similitud del 83,56%:

$$G_{exp2} = \left[\frac{8.761e - 7}{1e - 6S^3 + 1.531e - 4S^2 + 3.561e - 4S + 8.269e - 6} \right] \quad (4.52)$$

Se procede a graficar la respuesta al escalón unitario para un Setpoint de 12 [cm] donde se logren visualizar los comportamientos de la planta diseñada matemáticamente y la generada de forma experimental mostrando que la planta experimental posee una tendencia a la estabilización mucho más retardada (400 [s]) en comparación a 8[s] de la modelada teóricamente tal como se observa en la figura 40.

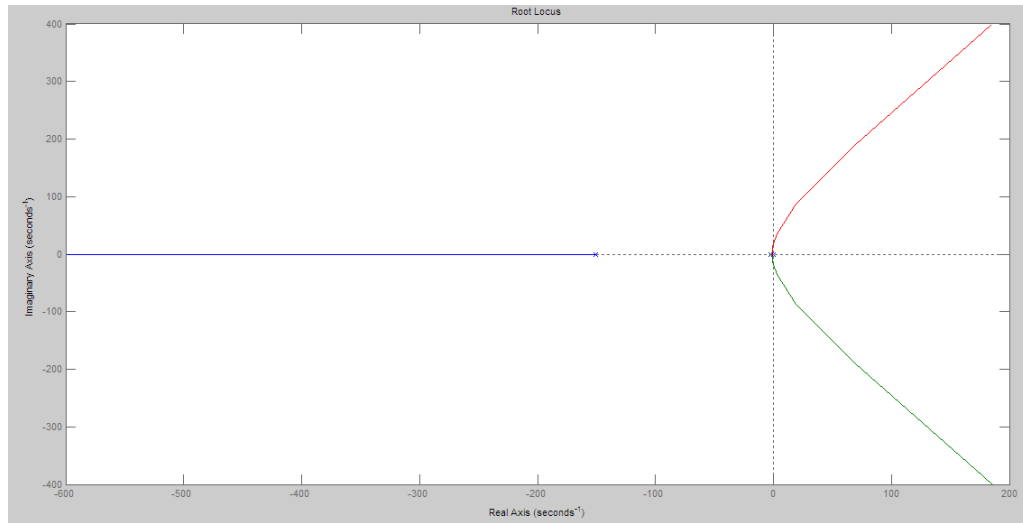
Figura 40. Respuesta al escalón de función de transferencia teórica y experimental para válvula proporcional.



Finalmente se presenta el plano del lugar geométrico de raíces para el modelo experimental desarrollado. Nótese las posiciones de dos polos cercanos al cero

del plano y un último distante en la posición de -150 del eje real. Todos se logran localizar en la zona estable.

Figura 41. Lugar geométrico de raíces para modelo experimental de válvula proporcional.

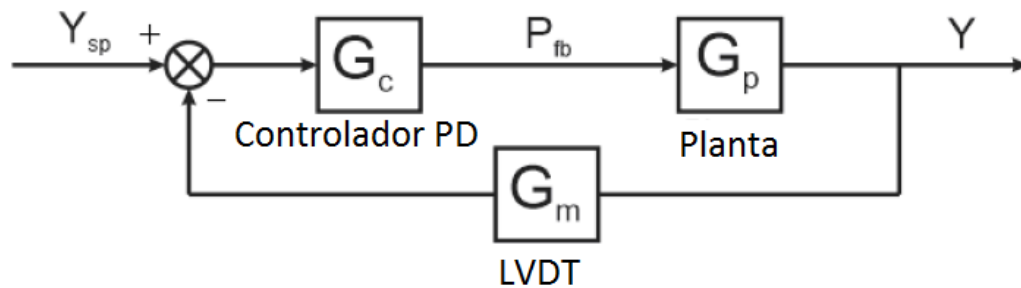


5. DISEÑO DE LOS CONTROLADORES

5.1 CONTROL PD

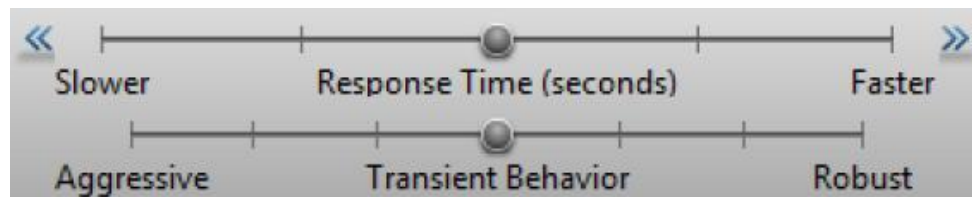
El diagrama de bloques del control PD para el servo de posición, consta de la planta, el controlador, el Feedback que proviene del LVDT y un punto de suma, donde se compara la señal de *setpoint* y la señal del LVDT.

Figura 42. Diagrama de bloques del control PD.



5.1.1 Sintonización del control PD. Por medio de la herramienta PID Tuner de Matlab, se determinó las constantes más adecuadas para el control PD del servo de posición. Para la sintonización del control PD, esta aplicación tiene en cuenta el comportamiento en estado transitorio del sistema y la rapidez de respuesta del mismo, por medio de unos botones se puede comandar que tan rápido y robusto o agresivo se quiere el control.

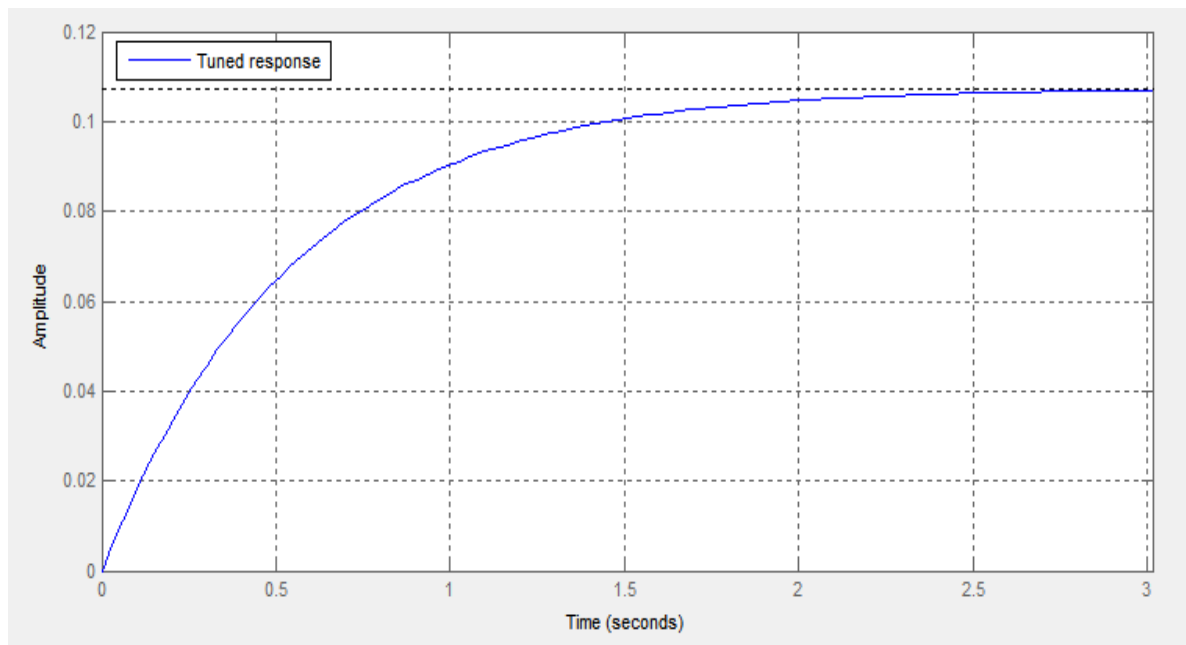
Figura 43. Paleta de sintonización del control PD.



Para el estado transitorio se seleccionó robustez y se seleccionó la mayor rapidez de respuesta, como características de operación del control PD.

Luego de sintonizar las constantes del control PD, la herramienta PID Tuner arroja el comportamiento del sistema bajo el efecto de un escalón, así se puede observar cómo reacciona la planta bajo el efecto del control. En la siguiente figura se puede evidenciar la respuesta al escalón con el control PD sintonizado:

Figura 44. Respuesta al escalón con control PD.



En la figura 45, se muestran los valores de las constantes proporcional y derivativa. El valor que se obtiene para la constante derivativa es cero, por lo cual se asume que el servo de posición solo necesita de un control proporcional para un óptimo funcionamiento, sin embargo, como se verá más adelante, se decide dejar un bloque para la constante proporcional en el diagrama de bloques. También se muestran algunos parámetros de desempeño como el tiempo de crecimiento, tiempo de asentamiento, sobre pico y otros.

Figura 45. Constantes del controlador y parámetros de comportamiento.

Controller parameters	
	Tuned
Kp	33.227
Ki	
Kd	
Tf	

Performance and robustness	
	Tuned
Rise time	1.19 seconds
Settling time	2.12 seconds
Overshoot	0 %
Peak	0.107
Gain margin	20.6 dB @ 1.01e+03 rad/s
Phase margin	106 deg @ 6.33 rad/s
Closed-loop stability	Stable

El tiempo de estabilización del controlador es de aproximadamente 3[s], con lo que se demuestra que el controlador reduce el tiempo del sistema en lazo abierto, ya que se tenía un tiempo de estabilización de 5[s]. No se presenta sobre pico, por lo cual el sistema presenta estabilidad en lazo cerrado.

5.2 CONTROL POR ADELANTO DE SEÑAL (FEEDFORWARD)

Desde el punto de vista del control clásico, existen métodos de manipulación de señales como el controlador PD, el cual modifica el comportamiento de la planta obteniendo variaciones en el tiempo de respuesta, overshoot, tiempo de asentamiento y factor de amortiguación.

Uno de los principales inconvenientes que se presentan en el control de sistemas físicos es el manejo y reducción de las perturbaciones que sobre éste inciden,

donde el controlador anteriormente mencionado no presenta características que permitan recibir, controlar y reducir de manera adecuada diferentes tipos de interacción física externa al modelo realizado.

El controlador FeedForward, también llamado por pre alimentación o adelanto de señal, es un método que interactúa con las perturbaciones que llegan al sistema e interviene compensando las variaciones con el fin de corregir su efecto antes que se produzcan errores en la variable controlada. La técnica FeedForward puede seguir una señal arbitraria utilizando las derivadas de orden suficientemente alto permitiendo responder de forma rápida con respecto a un Setpoint y a continuación seguir la referencia con error nulo en estado estacionario.

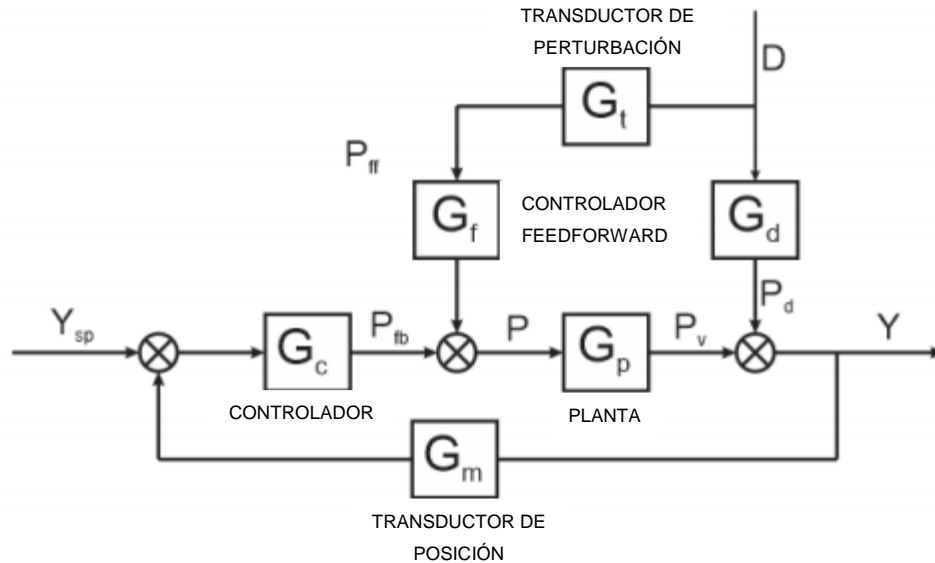
En otras palabras, si el error de seguimiento satisface la ecuación diferencial, la respuesta transitoria será rápida y suficientemente estable para cumplir nuestros requisitos.

La figura 46 muestra el diagrama de bloques con controlador PD junto con la implementación del control por adelanto de señal FeedForward diseñado a partir del hecho por Serborg⁹. En él se observa la variable D (de perturbación) la cual ingresa por una parte a ser censada por el transductor previamente caracterizado G_t y subsiguientemente al controlador FeedForward, quien aplicará una señal en un punto de suma previo a la planta del sistema hidráulico.

Del mismo modo, la variable de perturbación D también se empleará en un punto de suma posterior a la planta G_p , para adicionar un valor de señal proporcional a la magnitud física de la perturbación al sistema de retroalimentación generando así un control eficaz.

⁹ SERBORG, Dale E, et al. Process dynamics and control. Tercera Edición. Estados Unidos de América, Wiley, 2001, p.279. ISBN 978-0-470-12867-1.

Figura 46. Diagrama de bloques con control PD y FeedForward.



Aplicando reducción de bloques, la función de transferencia en lazo cerrado $\frac{Y(s)}{D(s)}$ queda:

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{G_d + G_t G_f G_p}{1 + G_c G_p G_m} (\mathbf{G})$$

Para analizar la estabilidad del sistema en lazo cerrado presente en la ecuación \mathbf{G} , se utiliza el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz¹⁰ verificando inicialmente la existencia de coeficientes nulos o negativos en el denominador.

$$1 + G_c G_p G_m = 0 (\mathbf{H})$$

Dado que G_f no aparece en la ecuación \mathbf{G} , el controlador FeedForward no representa un riesgo potencial en la estabilidad del sistema de control automático.

¹⁰ ROUTH-HURWITZ: Teorema diseñado para el análisis de estabilidad en sistemas dinámicos. El criterio permite saber si una ecuación polinómica posee raíces positivas sin resorberla. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Teorema_de_Routh-Hurwitz

Procedimientos realizados experimentalmente por Serborg denotan que una buena aproximación al controlador FeedForward ideal cuando la perturbación no es medible, se logra empleando un compensador en adelanto-retraso (lead-lag) que posea una ganancia apropiada al ángulo de compensación de la siguiente forma:

$$G_f(s) = K_c * \left(\frac{S - Z_c}{S - Z_p} \right) \quad (\text{I})$$

5.2.1 Control por adelanto de señal feed-forward para servoválvula. Para el diseño del compensador $G_f(S)$ para la servoválvula, siguiendo los lineamientos propuestos por Ogata¹¹, se debe buscar que los polos en lazo cerrado dominantes tengan una frecuencia natural $\omega_n = 4 \left[\frac{rad}{s} \right]$ y un factor de amortiguamiento $\zeta = 0,7$.

$$S_d = -\zeta\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (\text{J})$$

$$S_d = 4 \angle 134,4257^\circ$$

$$S_d = -2,8 \pm 2,8565j$$

El ángulo de compensación φ es la magnitud expresada en grados correspondiente al desfase que presenta la planta vista desde el plano complejo para cumplir con los requerimientos de frecuencia natural y factor de amortiguamiento preestablecidos por el diseñador del compensador. Para calcular dicho ángulo es necesario evaluar el punto de prueba S_d en la función de transferencia en lazo abierto $G_p(s)G_m(s)$ con un supuesto de retroalimentación unitaria ($G_m(s) = 1$).

¹¹ KATSUHIKO, Ogata. Análisis y diseño de sistemas de control por el método del lugar de las raíces. Disponible en: Ingeniería de Control Moderna. 5ed. Pearson Educación. Madrid. 2010.

$$G_p(s)_{s_d} = \left[\frac{k_v}{\left(\frac{1}{\omega^2}\right)S_d^2 + \left(\frac{2\zeta}{\omega}\right)S_d + 1} \right] \left[\frac{k_s \cdot A}{CmS^3 + (k_p \cdot m + C \cdot b)S_d^2 + (k_p \cdot b + C \cdot k + 2A^2)S_d + k \cdot k_p} \right]$$

El desarrollo del cálculo anterior da como resultado una magnitud expresada en notación compleja además de otra en forma de magnitud y ángulo.

$$[G_p(s)G_m(s)]_{s_d} = -5,056 - 5,1619j$$

$$[G_p(s)G_m(s)]_{s_d} = 7,2306\angle -134,3676^\circ$$

El ángulo de compensación φ se calcula restándole a 180° (valor de estabilidad total junto con 0° o 360°) la magnitud angular del valor previamente hallado.

$$\varphi = 180 - 134,3676^\circ$$

En ángulo de compensación es entonces:

$$\varphi = 45,6341^\circ$$

Para construir el compensador, inicialmente por comodidad se asume un ángulo de 90° para el cero ($\angle Z_c$). Por consiguiente el ángulo correspondiente al polo ($\angle Z_p$) es:

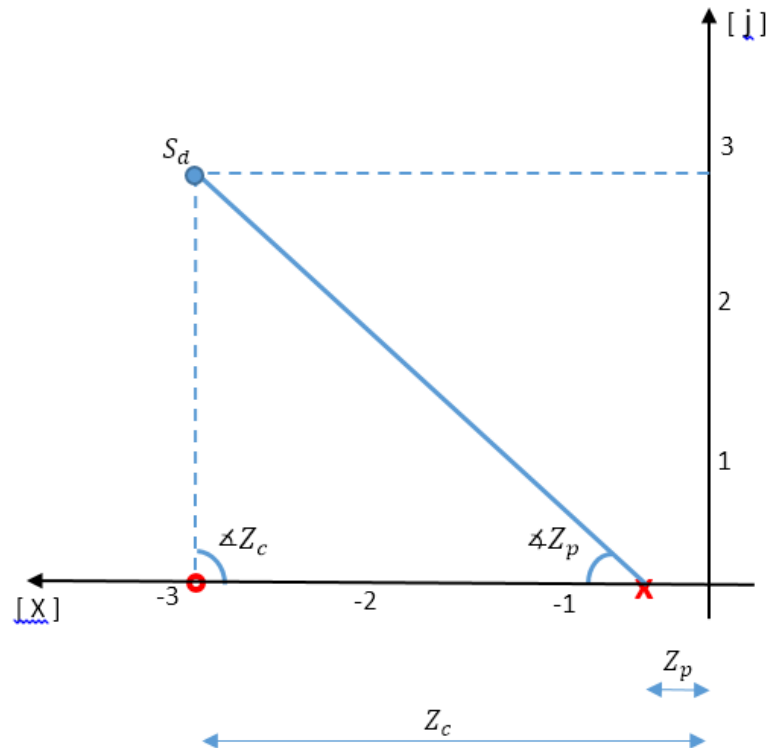
$$\angle Z_p = \angle Z_c - \varphi$$

$$\angle Z_p = 90^\circ - 45,6341^\circ$$

$$\angle Z_p = 44,3676^\circ$$

La figura 41 muestra el plano del lugar geométrico de raíces para el compensador FeedForward. Nótese la ubicación del punto de prueba, así como del polo y su respectivo cero.

Figura 47. Grafico del lugar geométrico de raíces del control por adelanto de señal FeedForward para servoválvula.



Basado en la figura 47, la longitud de la ubicación del polo y el cero con respecto al cero del eje real será el valor que tomará cada uno de los componentes del compensador $G_f(s)$.

$$Z_c = -2,8565$$

$$Z_p = -2,8 + \frac{2,8565}{\tan(\Delta Z_p)}$$

$$Z_p = -0,1204$$

Por lo tanto, el compensador tiene los siguientes valores:

$$G_{ff}(s) = K_c * \left(\frac{s + 2,8565}{s + 0,1204} \right)$$

Para encontrar el valor de la constante K_c se emplea nuevamente el criterio de estabilidad de Routh-Hurwitz, aunque en esta ocasión para todo el sistema en lazo abierto.

$$[G_{ff}(s) * G_p(s)G_m * (s)]_{s_d} = 1$$

$$[G_{ff}(s) * G_p(s)G_m * (s)]_{s_d} = K_c[5,3952 \text{ } \angle - 179,9716^\circ]$$

$$K_c = \frac{1}{5,3952 \text{ } \angle - 180^\circ}$$

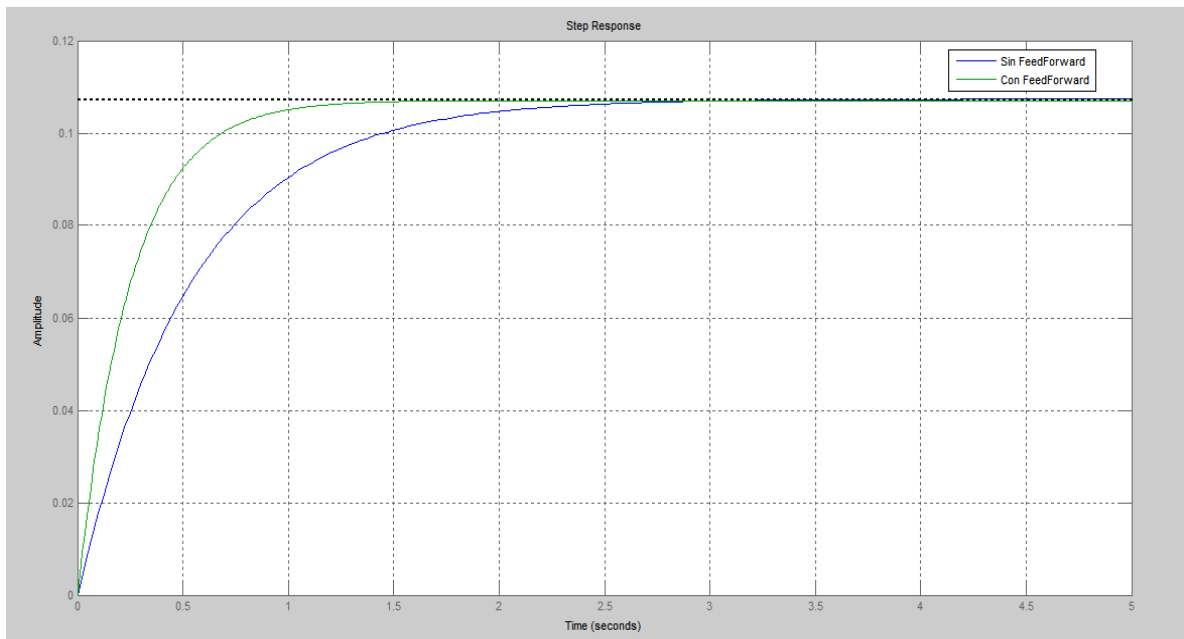
$$K_c = 0,1853 \text{ } \angle - 180^\circ$$

Finalmente el compensador FeedForward tiene las siguientes características:

$$G_{ff}(s) = 0,1853 * \left(\frac{s + 2,8565}{s + 0,1204} \right)$$

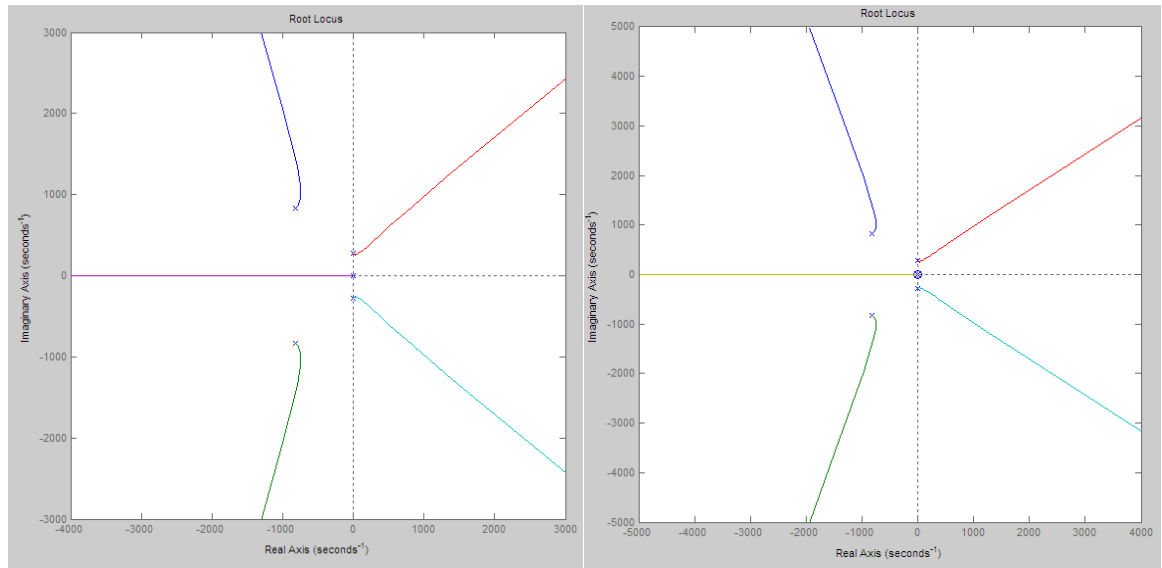
En la figura 48 se puede visualizar el comportamiento de los sistemas de control en lazo abierto con y sin la implementación del compensador FeedForward ante un Step realizado en Matlab. Es evidente el aumento sustancial en la amplitud del escalón para un mismo tiempo de respuesta cuando se aplica el compensador, garantizando así una mejor respuesta del sistema a señales de entrada.

Figura 48. Gráfico de respuesta al escalón para el sistema de control con y sin la implementación del compensador FeedForward para servoválvula.



De igual manera se presenta una figura comparativa entre los planos del lugar geométrico de las raíces con y sin el compensador (izquierda y derecha) donde se puede observar la ubicación de los polos, asíntotas y puntos de corte con el eje real e imaginario. Es importante resaltar el hecho de que no hubo variaciones notables en la estabilidad del sistema tal como se mencionó anteriormente y puede observarse en la figura 49.

Figura 49. Grafico del lugar geométrico de raíces del control por adelanto de señal FeedForward en servoválvula.



5.2.2 Control por adelanto de señal feed-forward para válvula proporcional.

Siguiendo los lineamientos propuestos en el numeral 5.2.1, se procede a diseñar el control por adelanto de señal para la válvula proporcional. Dado que las características deseadas para este compensador en atraso-adelanto son iguales a las anteriores, el punto de prueba calculado en la ecuación J será nuevamente empleado.

$$S_d = -2,8 \pm 2,8565j$$

La ecuación 4.36 describe la función de transferencia de la mencionada válvula, el punto de prueba S_d se evalúa en ella.

$$\frac{y}{u}(s)_{S_d} = \frac{k_s \cdot A \cdot k_{sp}}{CmS_d^3 + (k_p \cdot m + C \cdot b)S_d^2 + (k_p \cdot b + C \cdot k + 2A^2)S_d + k \cdot k_p} \quad (4.36)$$

$$\left[\frac{y}{u}(s)G_m(s) \right]_{S_d} = 0,04249 - 0,04374j$$

$$[G_p(s)G_m(s)]_{s_d} = 0,0610\angle -45,8305^\circ$$

Calculando el ángulo de compensación φ ,

$$\varphi = 180 - 45,8305^\circ$$

$$\varphi = 134,1695^\circ$$

Para construir el compensador, inicialmente se asume un ángulo de 90° para el cero ($\angle Z_c$). Por consiguiente el ángulo correspondiente al polo ($\angle Z_p$) es:

$$\angle Z_p = \angle Z_c - \varphi$$

$$\angle Z_p = 134,1695^\circ - 90^\circ$$

$$\angle Z_p = 44,1695^\circ$$

$$Z_c = -2,8565$$

$$Z_p = -2,8 + \frac{2,8565}{\tan(\angle Z_p)}$$

$$Z_p = -0,1405$$

Por lo tanto, el compensador tiene los siguientes valores:

$$G_{ff}(s) = K_c * \left(\frac{s + 2,8565}{s + 0,1405} \right)$$

Calculando la constante de compensador K_c ,

$$[G_{ff}(s) * \frac{y}{u}(s)G_m * (s)]_{S_d} = 1$$

$$[G_{ff}(s) * G_p(s)G_m * (s)]_{S_d} = K_c[0,0446 \angle - 179,2580^\circ]$$

$$K_c = \frac{1}{0,0446 \angle - 180^\circ}$$

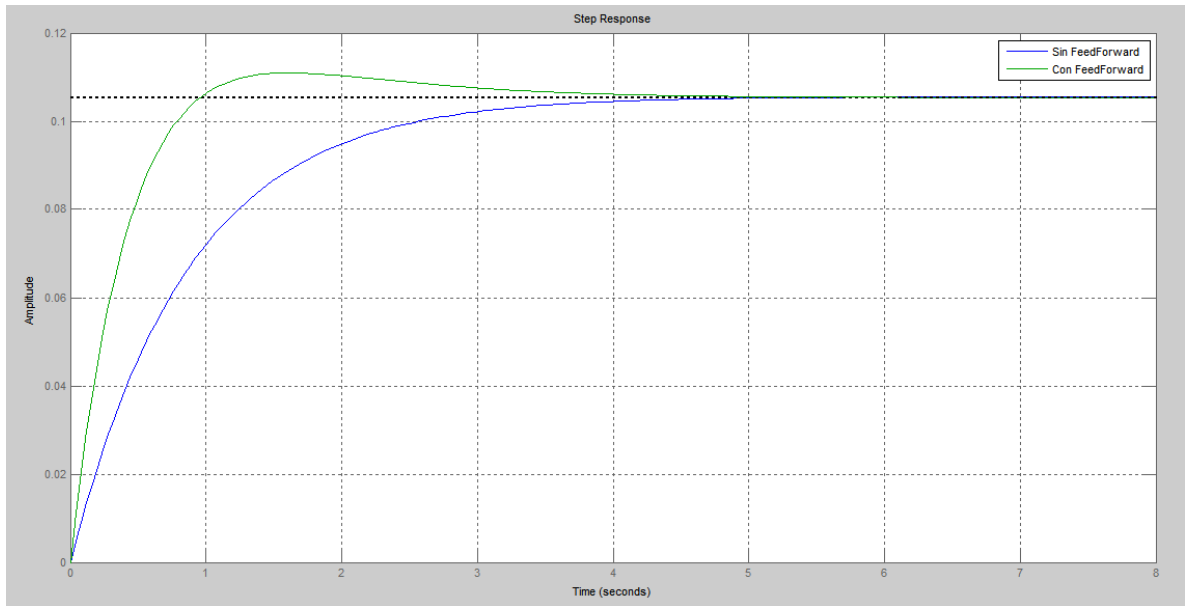
$$K_c = 22,4011 \angle - 180^\circ$$

Finalmente el compensador FeedForward para la válvula proporcional tiene las siguientes características:

$$G_{ff}(s) = 22,4215 * \left(\frac{S + 2,8565}{S + 0,1405} \right)$$

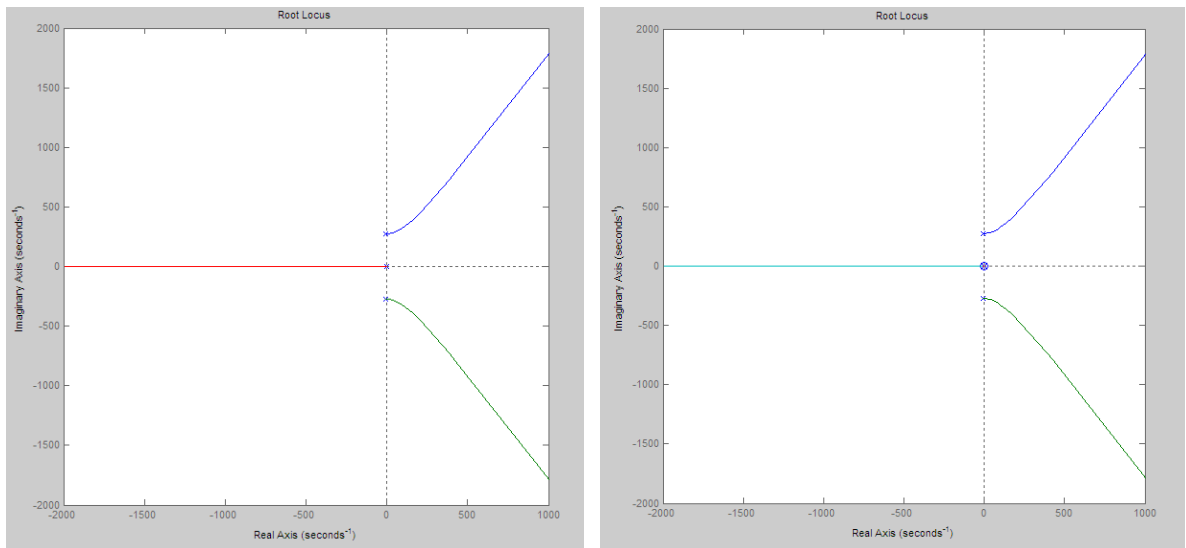
La figura 44 muestra el comportamiento del sistema desarrollado para la válvula proporcional ante una entrada escalón unitario. El aumento de la amplitud del escalón para un mismo tiempo de respuesta es bastante elevada por lo cual la función de transferencia sin Feed-Forward (línea azul) aparece como una línea que bordea el extremo inferior del plano amplitud vs tiempo.

Figura 50. Gráfico de respuesta al escalón para el sistema de control con y sin la implementación del compensador FeedForward en v. proporcional.



Así mismo, las siguientes figuras proporcionan una visualización del posicionamiento de los polos y ceros *antes y luego de implementar el adelanto de señal*. Nótese nuevamente que éstos no presentaron modificación evidente.

Figura 51. Grafico del lugar geométrico de raíces del control por adelanto de señal FeedForward para válvula proporcional.



6. DISEÑO DE LA INTERFAZ DE CONTROL EN AMBIENTE LABVIEW

Labview (acrónimo de Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) es una plataforma y entorno de desarrollo con lenguaje de programación visual gráfico capaz de controlar sistemas hardware-software por medio de elementos electrónicos de adquisición de datos.

Para el control de posición presente, es necesario contar con librerías que permitan afianzar las interacciones físicas reales junto con las señales de control; DAQmx vincula la tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6212 al ambiente de programación permitiendo intercambiar señales In-Out con el control desarrollado. Del mismo modo el módulo CONTROL DESING AND SIMULATION proporciona herramientas útiles en la simulación de sistemas dinámicos, diseño de controladores y sistemas de control de hardware en tiempo real.

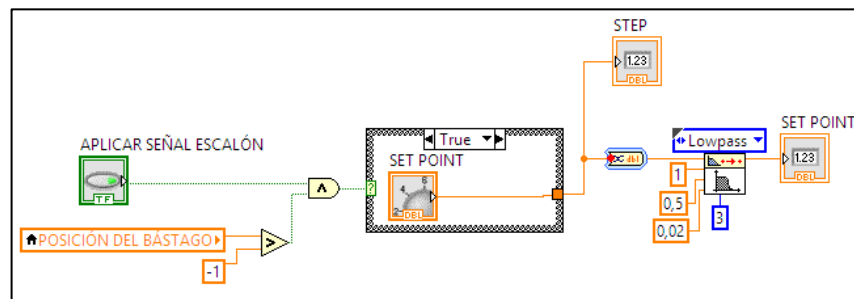
6.1 DISEÑO DEL CONTROL EN AMBIENTE LABVIEW

Para el diseño de la interfaz de control, con el fin de presentar un correcto desarrollo resulta conveniente distribuirlo en nueve fragmentos; secciones que comprenderán las acciones de Setpoint, ingreso de datos provenientes del Feedback, función de transferencia y FeedForward, controlador PD, indicadores visuales, representación gráfica del comportamiento del sistema hidráulico, visualización de errores y guardado de datos en tiempo real.

La sintonización del Setpoint de posición junto con la aplicación de la respectiva señal escalón se ejecuta por medio de un pulsador On-Off el cual se diseña implementando un condicional AND de modo que sólo funcionará mientras se encuentre presente la señal previamente caracterizada del transductor de posición. Si lo anterior es verdadero, un bloque condicional aprobará la

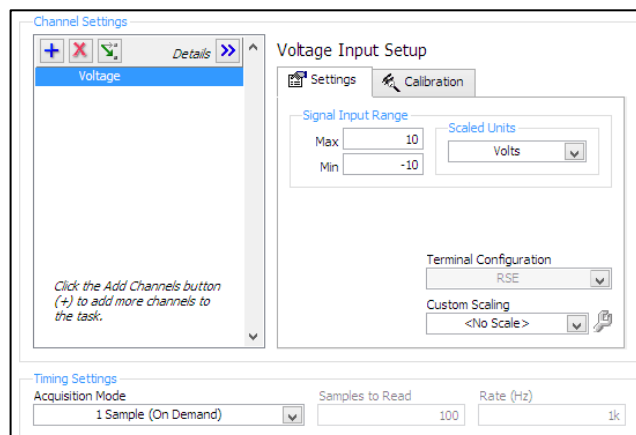
sintonización de la perilla Setpoint ingresando la acción al control posterior, no sin antes pasar por un filtro pasa-bajas de tercer orden diseñado en aras de eliminar las fluctuaciones de ruido que se pudiesen generar y llegasen a causar inconvenientes futuros al control. Tratando de eliminar exceso de enlaces entre los distintos bloques de control y visualización, se emplea el método de variables locales.

Figura 52. Señal Escalón y Setpoint.



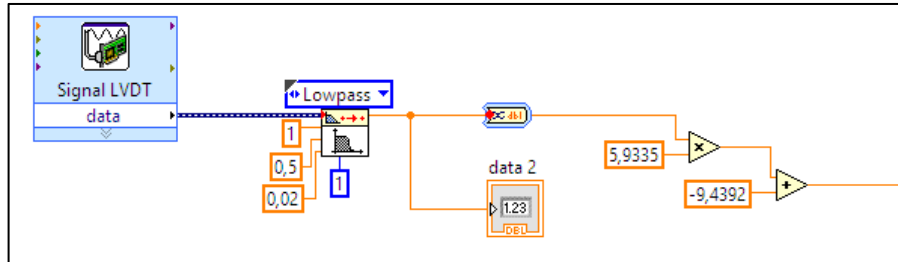
Para el ingreso de señal proveniente del transductor de posición se utiliza el bloque measurement NI-DAQmx el cual se parametrizó en modo de adquisición simple para un búfer equivalente a **100 muestras por segundo a una frecuencia de 1000 [Hz]**, tal como se observa en la figura 53.

Figura 53. Configuración del tiempo de muestreo de la tarjeta de adquisición de datos.



Este también presenta ruido eléctrico proveniente del dispositivo electrónico, por lo cual es útil utilizar un filtro pasa-bajas que suavice así la señal de voltaje que luego será interpretada como desplazamiento por medio de la caracterización desarrollada al transductor de posición.

Figura 54. Sección Feedback del controlador.

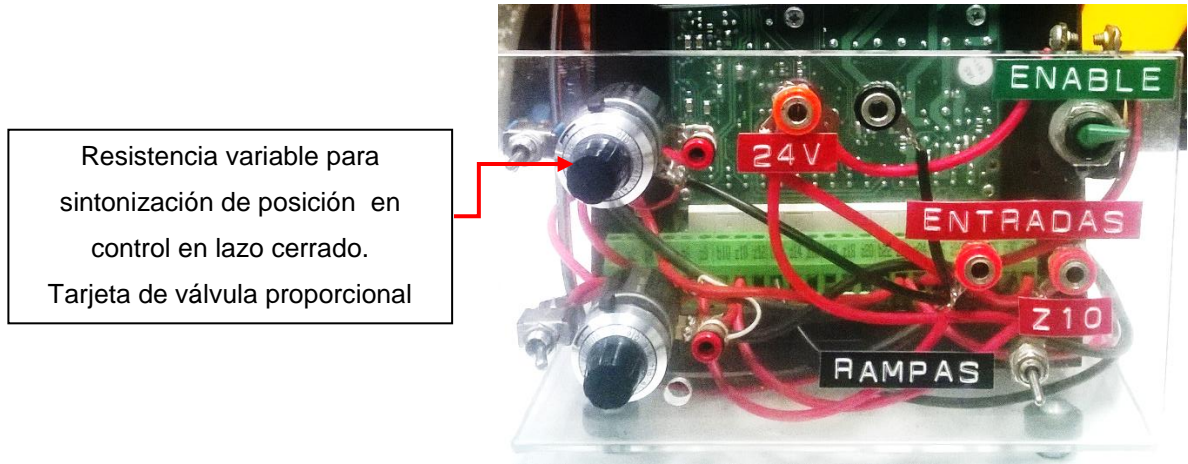


La ecuación en función de voltaje originaria del transductor de posición es el resultado de una serie de procedimientos que se describen a continuación:

1. Inicialmente, dado que las características del comportamiento eléctrico presentes entre los dos transductores del banco son similares (Temposonic serie LP), se construye un control en lazo cerrado analógico para la válvula proporcional donde sea posible modificar la posición del desplazamiento del vástago únicamente tarando la resistencia variable presente en la tarjeta de funcionamiento de dicha válvula.

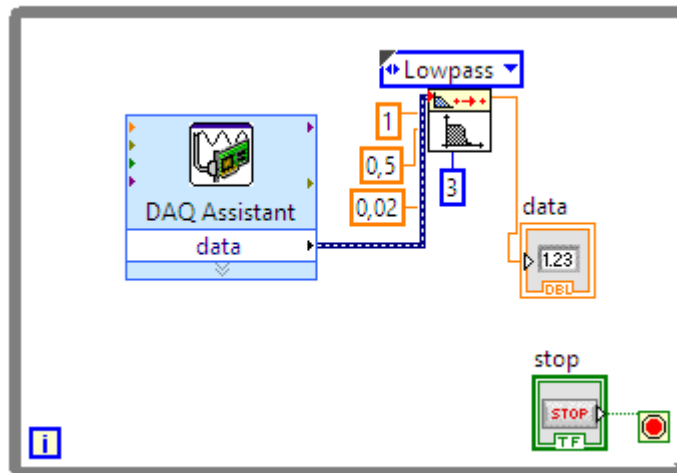
La figura 49 muestra una parte de la tarjeta de control de la válvula proporcional; los potenciómetros superior e inferior funcionan conjuntamente aumentando o disminuyendo señal conforme la polaridad de los switch ubicados en la posición lateral izquierda. De éste modo al tararlos variará el voltaje de señal que ingresará a la válvula permitiéndose así regular el desplazamiento del spool y por consiguiente el desplazamiento del actuador.

Figura 55. Resistencias variables de la tarjeta de Válvula Proporcional.



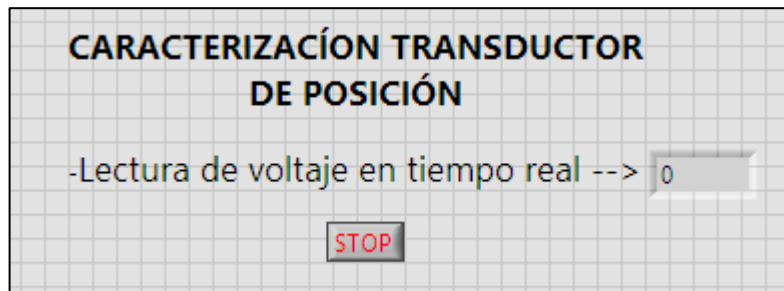
2. Se diseña un programa en Labview el cual permita visualizar el voltaje que ingresa a la tarjeta de adquisición de datos proveniente de transductor de posición, tal como se observa en la figura 56.

Figura 56. Control para caracterización de transductor de posición.



Al igual que en los casos anteriores, es necesario implementar un filtro pasa bajas de tercer orden con el fin de eliminar fluctuaciones a causa de ruido eléctrico y así obtener mejores mediciones de voltaje para determinada posición.

Figura 57. Interfaz del programa de caracterización del transductor de posición.



3. La lectura de desplazamiento se efectúa desde el visualizador de sensores.
4. Se procede a registrar el voltaje emitido por el transductor para 8 distintas posiciones de desplazamiento. La tabla 4 expone los respectivos valores.

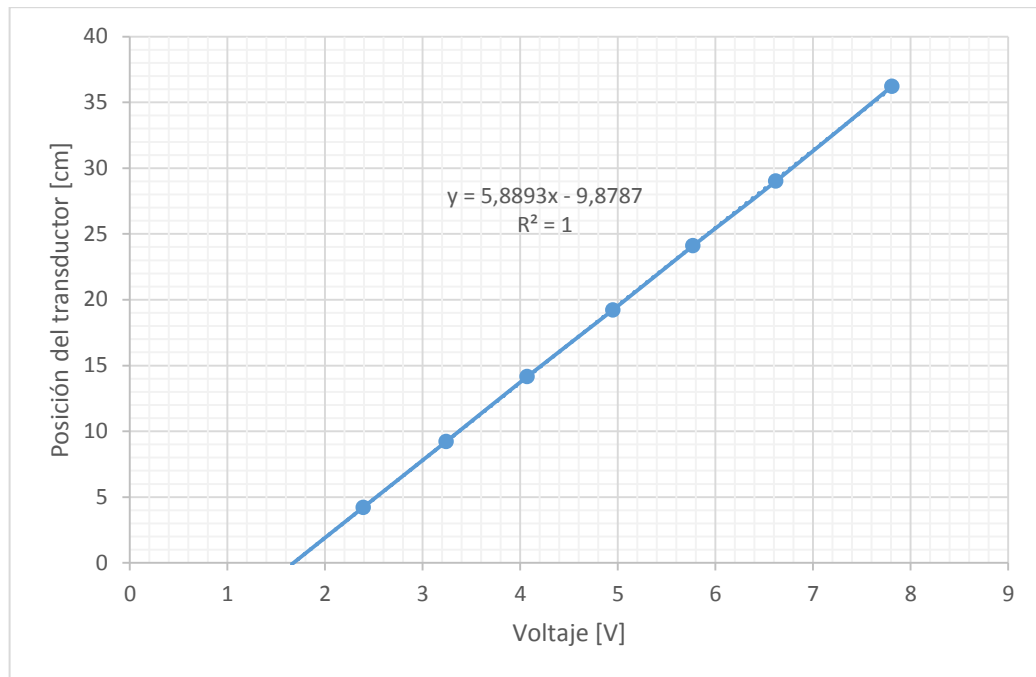
Tabla 4. Caracterización del transductor de posición

Posición [cm]	Voltaje [V]
-0,099	1,66
4,21	2,39
9,21	3,24
14,14	4,07
19,22	4,95
24,086	5,77
29	6,62
36,22	7,81

Así mismo, la correspondiente grafica de la figura 52 muestra que el transductor presenta efectivamente una tendencia lineal donde su regresión es aproximadamente 1 y la ecuación que describe dicho comportamiento es:

$$Y = 5,8893V - 9,8787 (K)$$

Figura 58. Caracterización del transductor de posición. Desplazamiento vs voltaje.



Finalmente, la ecuación **K** es ingresada a la parte final de la sección de retroalimentación, luego de esto se bifurca en indicación visual de la posición del vástago y en Feedback (el cual ingresa al punto de suma previamente).

El bloque TRANSFER FUNCTION MODEL provee una forma sencilla de crear funciones de transferencia en el dominio de Laplace ingresando los valores del numerador y denominador (ceros y polos).

Las figuras 59 Y 60 son un fragmento de código donde se logra visualizar la función de transferencia de la planta de la *servoválvula* (desarrollo matemático realizado en el capítulo 4) así como la del compensador en adelanto-atraso FeedForward para la misma. El orden de escritura se desarrolla de derecha a izquierda.

Figura 59. Función de transferencia de la planta del servo se posición.

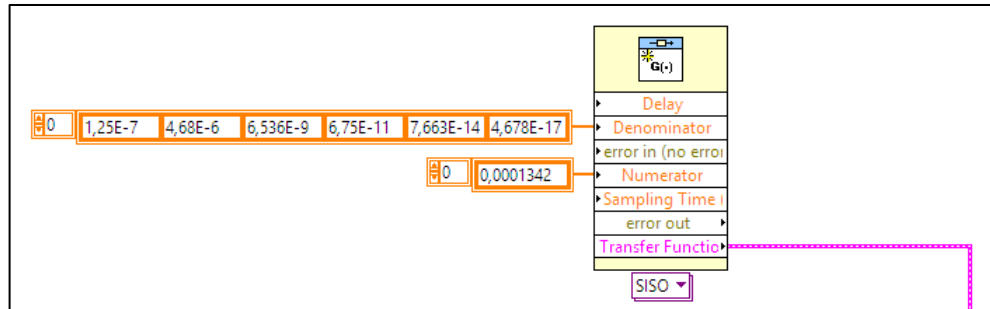
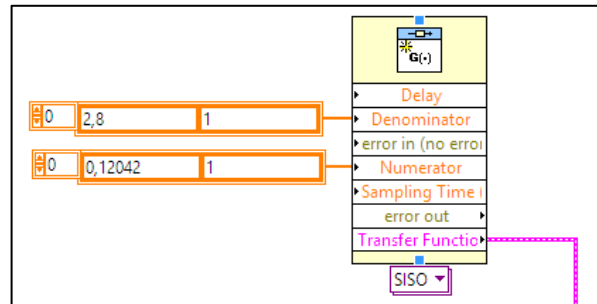


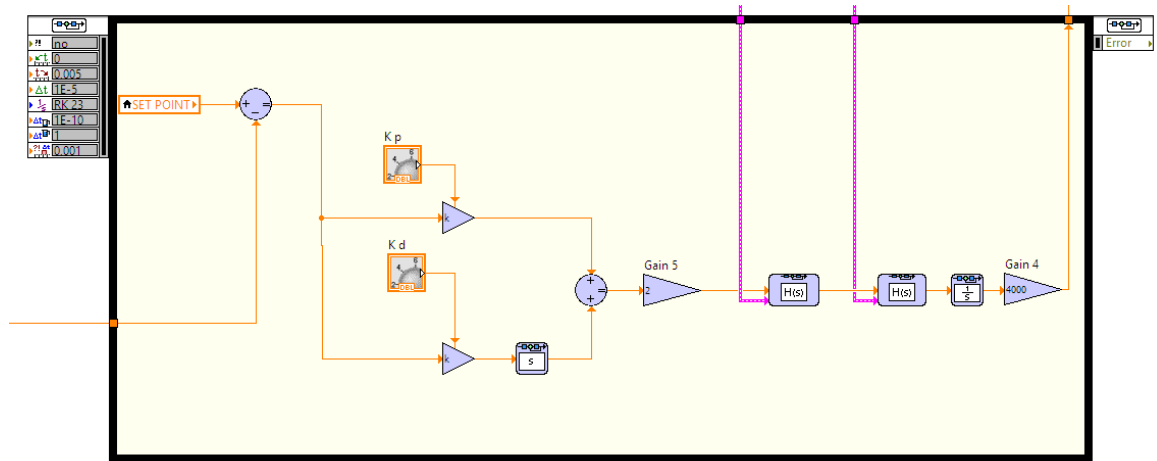
Figura 60. Función de transferencia del compensador FeedForward.



CONTROL AND SIMULATION LOOP es una forma gráfica de aplicar un ciclo while al sistema donde se tengan las variables del controlador PD junto con las funciones de transferencia anteriormente mencionadas así como el respectivo punto de suma para el Feedback; no obstante se requiere la implementación de un “switch case” que permita al usuario intercambiar el modo de operación del control de posición con y sin FeedForward experimentado de éste modo las diferencias en el comportamiento presente.

Por medio de lógica booleana un pulsador es el encargado de enviar un true o false al switch case, el cual a su vez operará modificando su interior entre un controlador con ausencia de FeedForward para cero lógico y con FeedForward para uno lógico.

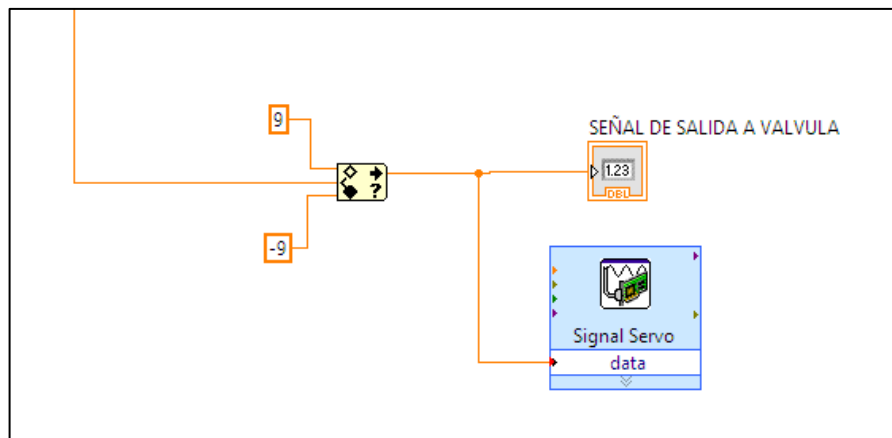
Figura 61. Diagrama de bloques del control de servo de posición.



La señal de salida hacia la respectiva válvula inicia con una conexión proveniente desde el SIMULATION LOOP, luego ingresa a un bloque que limita su valor a ± 9 V teniendo en cuenta que el máximo voltaje soportado por la servo válvula Moog 62 es ± 10 V (se asegura que no habrá excesos de tensión que puedan causar averías).

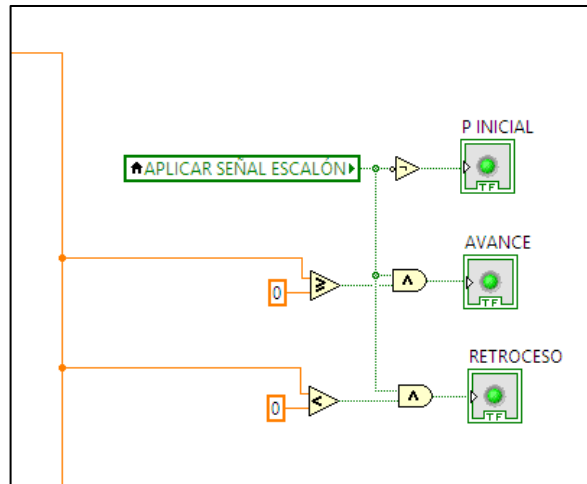
Finalmente la señal restringida ingresa a un bloque measurement NI-DAQmx ajustado para salida de señales con las mismas características de búfer y frecuencia de muestreo, para luego ser interpretada como voltaje por la tarjeta de adquisición de datos y válvula tal como se observa en la figura 62.

Figura 62. Señal de salida hacia la válvula.



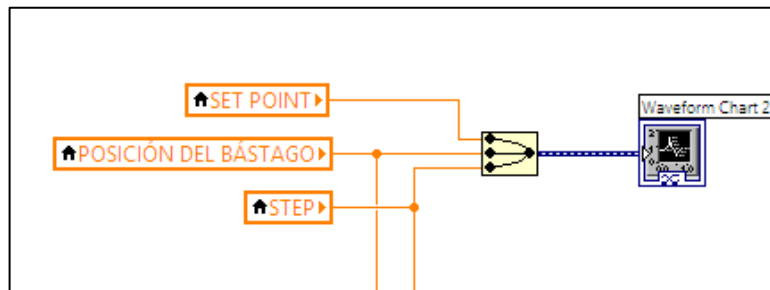
Con el fin de hacer una experiencia mucho más enriquecedora para el usuario, la interfaz cuenta además con tres indicadores luminosos tipo led que encenderán si hacia la válvula se envían valores de voltaje positivos (avance), negativos (retroceso) o sencillamente ésta se encuentra en un estado de reposo (P. inicial).

Figura 63. Indicadores visuales.



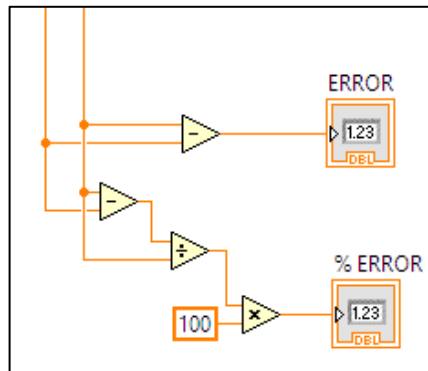
Por otra parte, la visualización del comportamiento gráfico del control de posición se lleva a cabo desde un bloque de Control and Simulation llamado WAVEFORM CHAR 2, el cual recibe datos desde las tres variables locales que se desean mostrar en pantalla

Figura 64. Bloque de graficación.



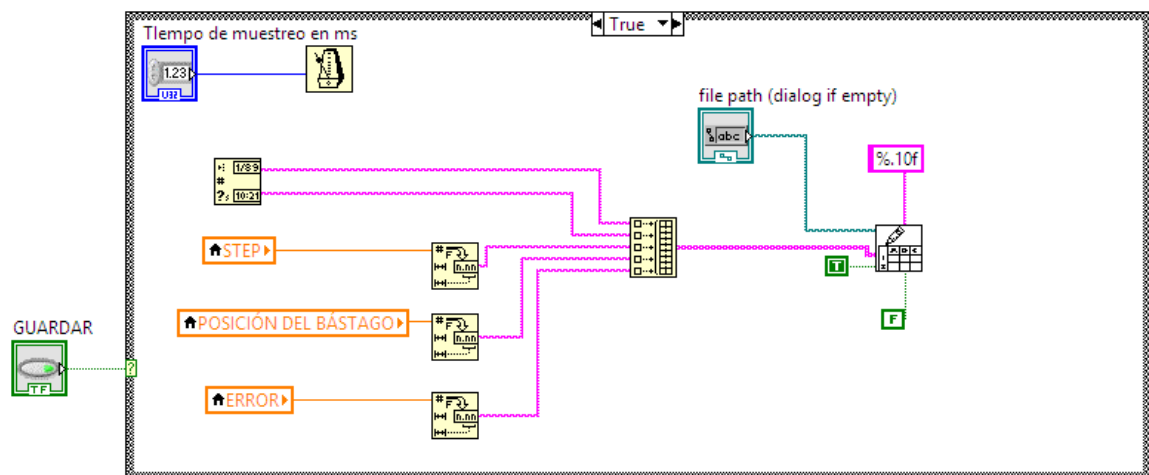
Para la visualización de errores (magnitud y porcentaje), se utilizan dos indicadores numéricos que dentro de una casilla ubicada en la interfaz, indican su valor.

Figura 65. Bloques para el cálculo y visualización de errores.



Finalmente el guardado de datos se opera desde un switch case provyendo al usuario la posibilidad de iniciar en cualquier momento con un pulsador, la recopilación numérica de valores como posición del vástago, Step y errores. El tiempo de muestreo puede variarse así como también la localización del archivo que contendrá los datos.

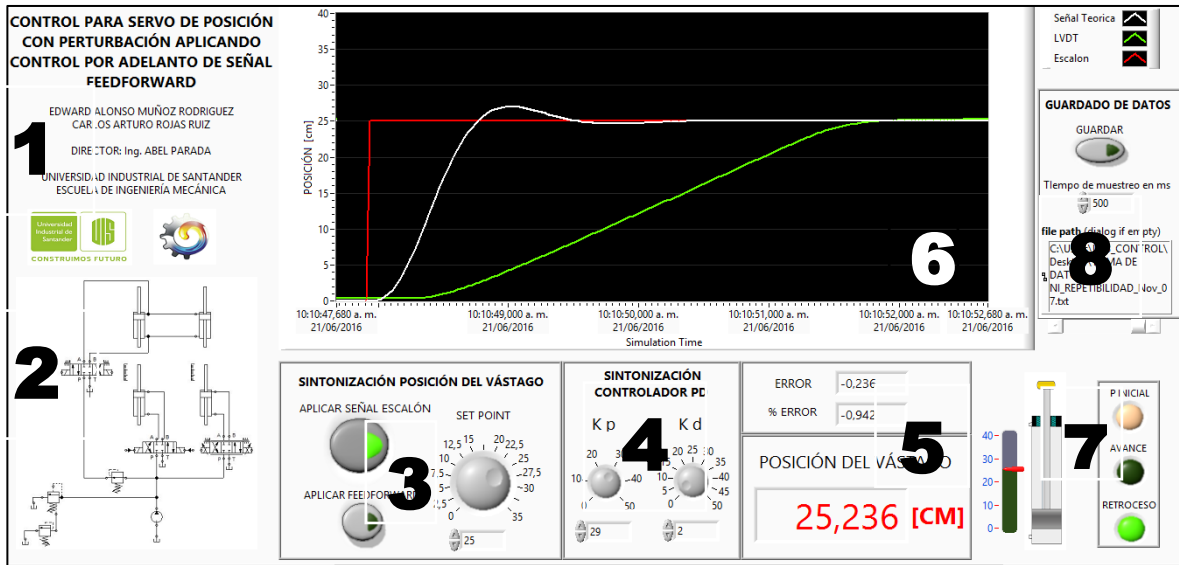
Figura 66. Bloques para el guardado de datos en tiempo real.



6.2 DISEÑO DE INTERFAZ HMI

La figura 67 muestra la interfaz HMI desarrollada en ambiente LabView junto con la distribución de sus partes.

Figura 67. Interfaz HMI.



Sus componentes se enumeran a continuación:

1. Título de la practica
2. Representación gráfica del circuito hidráulico del banco
3. Sintonización de la posición del vástago
4. Sintonización del controlador PD
5. Visualización de la posición del vástago y error de la misma en tiempo real
6. Respuesta gráfica del control
7. Indicadores gráficos de desplazamiento del vástago
8. Guardado de datos

El componente número 1 de la interfaz, ubicado en parte superior izquierda es el título del control desarrollado en ambiente LabView junto con el nombre de los

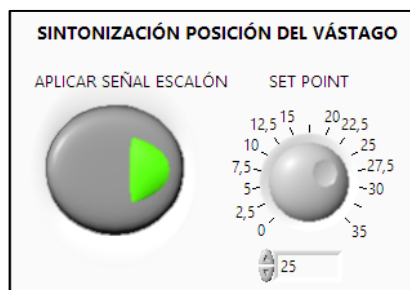
diseñadores del mismo, el director del proyecto, el nombre de la escuela adscrita a la universidad donde se realizó y por último los correspondientes logos de las mencionadas entidades educativas.

Figura 68. Encabezado de la interfaz HMI.



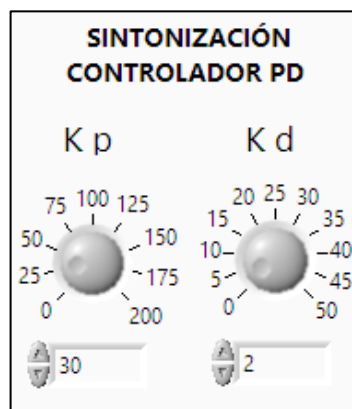
A continuación, la parte inferior (zona 2) visualiza una representación gráfica del circuito hidráulico implementado para el control de posición. En la sección número 3 se ubica la sintonización del control de posición; compuesto por un botón on/off para implementar control con o sin FeedForward, otro para aplicar señales escalón y finalmente una perilla ajustable para tarar el Setpoint la cual tiene un rango de operación de 0 a 35 [cm].

Figura 69. Sintonización de posición del vástago.



La sintonización del controlador PD se realiza con dos perillas. Teniendo en cuenta que las ganancias de la constante proporcional son más elevadas en comparación a las de la derivativa, la primera tiene un rango de 0 a 200 y la segunda de 0 a 50. Dos recuadros en la zona inferior permiten ingresar directamente el número a modificar así como también simplemente visualizar su valor.

Figura 70. Sintonización del controlador PD.



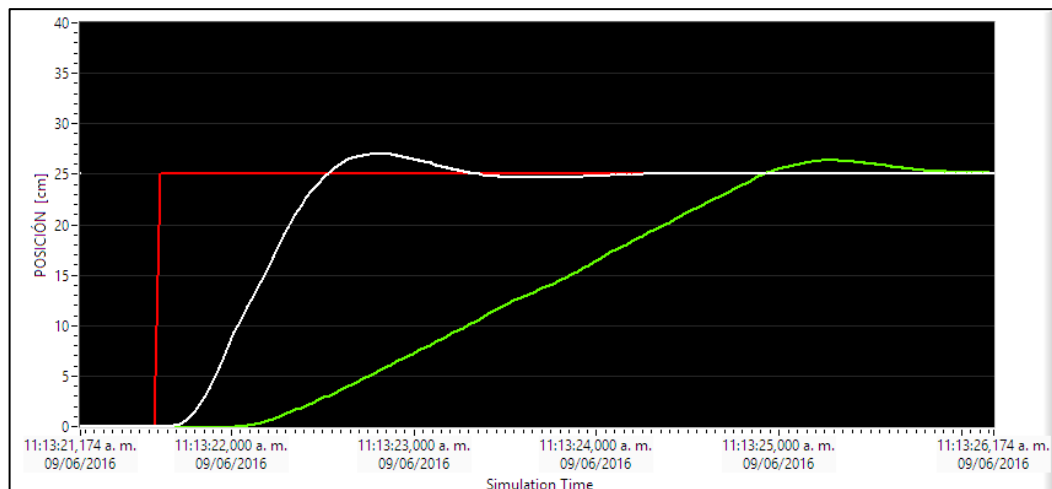
El componente número 5 de la interfaz HMI está compuesto por tres recuadros, los primero dos permiten observar la magnitud y porcentaje del error calculado a partir del Setpoint en comparación a la posición del vástago a controlar en tiempo real. El recuadro inferior muestra la posición del ya mencionado actuador.

Figura 71. Visualización del desplazamiento del vástago y errores.



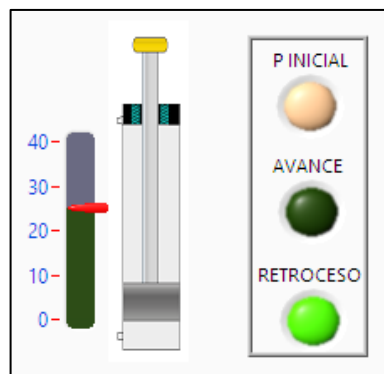
La figura 72 es la proyección en pantalla de la posición [cm] contra tiempo [s] del sistema; en ella la línea de color rojo representa una señal escalón así como su amplitud vertical es la magnitud del Setpoint que el usuario ha sintonizado. Del mismo modo la curva verde es el desplazamiento que presenta el vástago (señal proveniente del transductor de posición) y la blanca la señal teórica del control.

Figura 72. Proyección de la posición en centímetros vs tiempo del sistema.



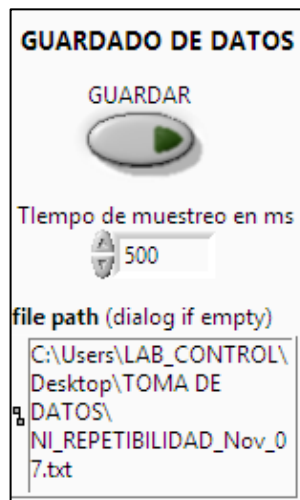
Una ayuda visual del comportamiento del actuador se relaciona en la sección 7 donde un indicador de nivel representa el desplazamiento del pistón y tres luminarias Led encienden de acuerdo a la dirección del desplazamiento del mismo.

Figura 73. Indicadores gráficos de desplazamiento.



Finalmente, la sección 8 presenta una herramienta para el guardado de datos. Dentro, un pulsador inicia la operación de guardado en lapsos de tiempo que pueden ser modificables conforme se ingrese un valor en el recuadro inmediatamente inferior. Por último, el recuadro ubicado en la posición final permite ingresar la dirección URL del archivo en el cual se contendrán los datos obtenidos.

Figura 74. Guardado de datos.

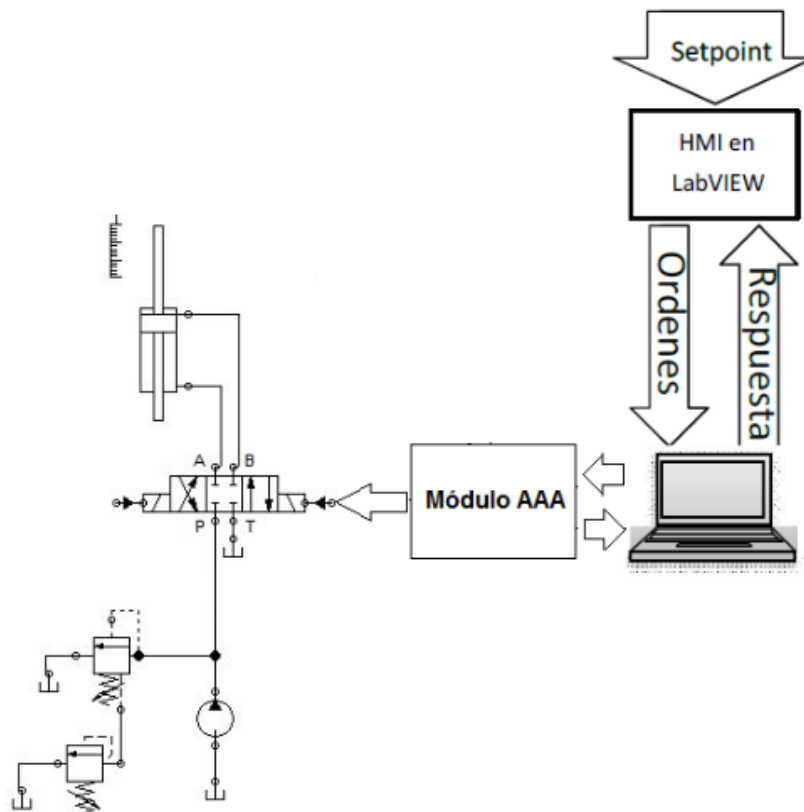


7. PRUEBAS DEL SERVO DE POSICION

7.1 PRUEBA EN LAZO ABIERTO PARA GANANCIA EN CAUDAL

Para conocer el comportamiento del sistema, se realizó una prueba en lazo abierto con la finalidad de saber la ganancia en caudal de la servoválvula. Cuando entra una señal en la servoválvula suficientemente grande se crea un caudal, que es proporcional a la señal de entrada. La pendiente de la gráfica correspondiente a la relación de señal de entrada y caudal, se denomina ganancia en caudal, que es la variación de caudal para un cambio dado en la señal de entrada.¹²

Figura 75. Servo de posición en cadena abierta.

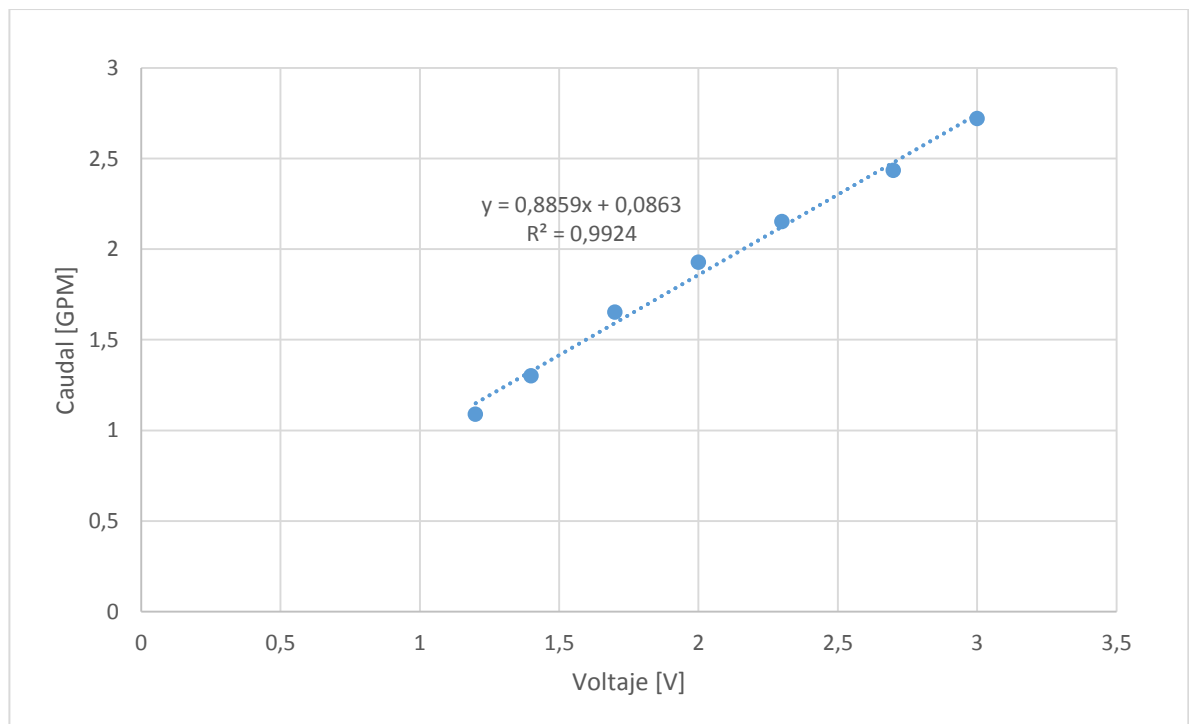


¹² VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Septiembre 1990. 18 p.

Esta prueba se realizó enviando diferentes valores de voltaje a la servoválvula y tomando los tiempos que se tardaba el vástago en extenderse completamente, para cada uno de los voltajes. Para el cálculo de la velocidad se tomó un tiempo promedio y conociendo el área transversal efectiva del cilindro, que es de 0.0015201 metros cuadrados, se procedió a calcular el valor del caudal para cada valor de voltaje enviado. En el anexo G se encuentran las tablas y valores de los valores con los cuales se hicieron los cálculos.

Se procedió a graficar los valores y por medio de una regresión lineal se determinó el valor de la ganancia en caudal, todo esto por medio de la herramienta ofimática Excel. En la figura 76 se observa el aumento del caudal a medida que se aumentaba el voltaje que se enviaba a la servoválvula.

Figura 76. Grafica de ganancia en caudal.



Al aplicar una linealización a los datos por dispersión, las pruebas arrojaron que la ganancia en caudal para la servoválvula Moog 62 es de $0,8859 \left[\frac{GPM}{V} \right]$.

7.2 PRUEBAS DE LOS CONTROLADORES

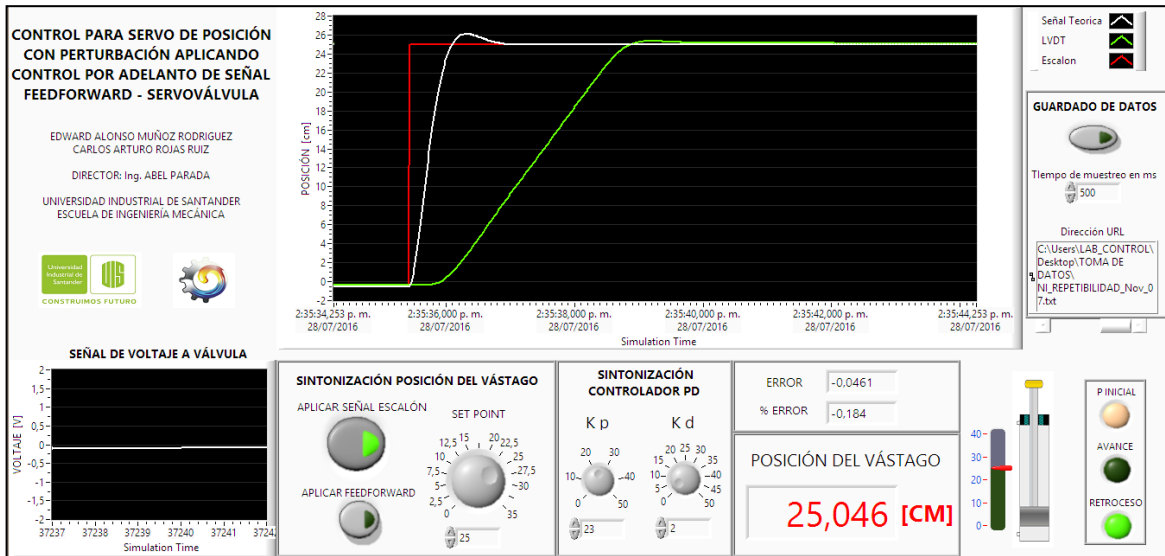
Uno de los principales factores a tener en cuenta en el diseño de un servo de posición es la destreza con que ejecute sus desplazamientos llegando a determinado Setpoint con la mayor precisión posible independientemente de los factores externos que llegasen en determinado momento a perturbar su acción.

Para observar el desempeño del controlador diseñado se realizaron una serie de pruebas sin perturbaciones y con perturbaciones, para posicionamiento con control Proporcional-Derivativo y Proporcional-Derivativo con implementación Feed-Forward. Estas pruebas se desarrollaron en estado transitorio y estacionario para la servoválvula y la válvula con solenoide proporcional. Dando como setpoint valores de posicionamiento de 25 [cm] y 35 [cm].

7.2.1 Pruebas de control PD en servoválvula. El conjunto de ensayos realizados al servo tienen como finalidad identificar factores propios de cualquier tipo de sistema dinámico de segundo orden como lo son amplitud de pico, tiempo de asentamiento, margen de error en estado estable y finalmente tendencia de corrección de error ante perturbaciones.

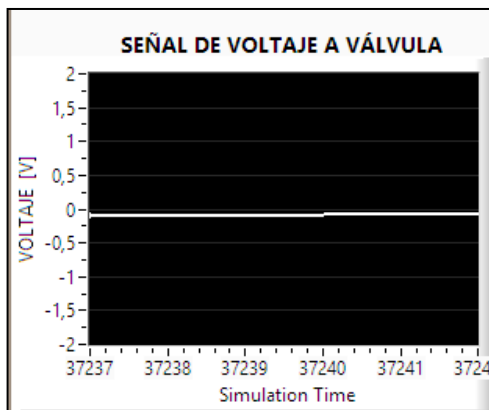
En la siguiente figura se observa el comportamiento en estado transitorio del servo de posición ante una entrada de escalón unitario; nótese la presencia de una tendencia ligeramente sub amortiguada en la región de estabilización con un pico de aproximadamente 0.03% y un tiempo de asentamiento cercano a 3 [s].

Figura 77. Respuesta del sistema actuado con servoválvula a la señal escalón de 25[cm].



Del mismo modo, la ventana de visualización de señal de voltaje a la servoválvula de la figura 72, muestra que ésta ha alcanzado un valor cercano al Setpoint (25 [cm], -0.184% de error) donde le es suministrada una tensión de voltaje de aproximadamente -0.2 [V].

Figura 78. Señal de voltaje a servoválvula.



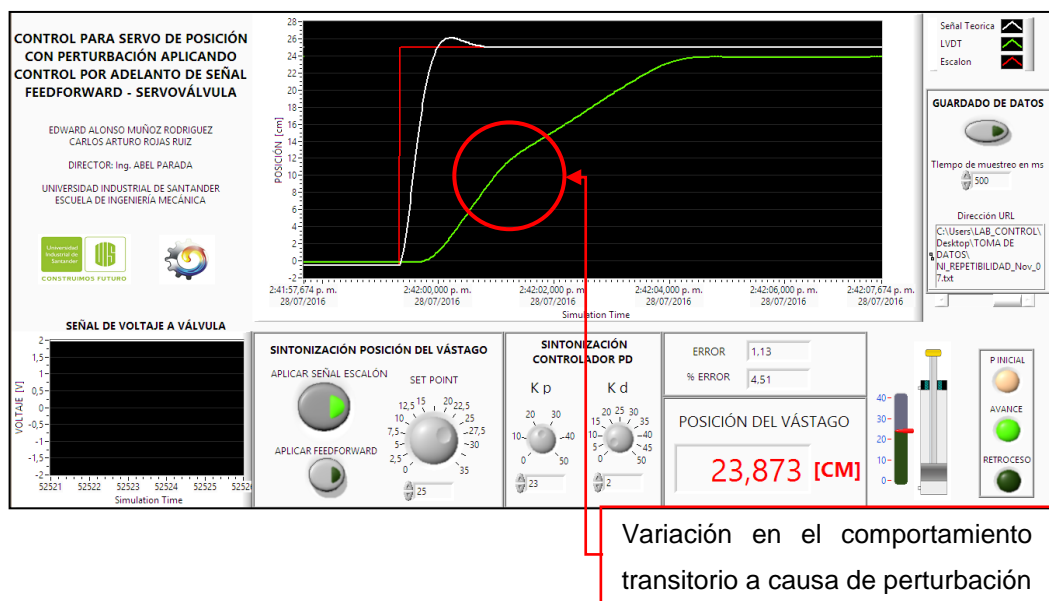
Una vez el servo ha alcanzado un régimen estable, el error presenta una media cercana a 0.2 [mm] (0.6%) tal como se puede observar a continuación en la figura 73, dónde se observa la lectura que arroja el LVDT en el tablero de lectura.

Figura 79. Posición del vástago ante una entrada en escalón de 25[cm], aplicando únicamente control PD en el banco comandado con servoválvula.



Tras haber analizado el comportamiento del controlador de posición para los mencionados estados, se procede a aplicar perturbaciones. Las pruebas se realizan con la orden a la válvula direccional 4/3 justo cuando el vástago del servo de posición se encuentre a mitad de carrera hacia su Setpoint (25 [cm]) tal como de muestra en la figura a continuación.

Figura 80. Prueba con perturbación en estado transitorio para servoválvula.



Resulta importante resaltar la variación en la carrera de aproximación a causa de la perturbación así como la imposibilidad de alcanzar un estado estacionario similar al presente por el mismo controlador cuando no hubo interacciones físicas externas; aquí el error tiene un promedio de 4,5% (1,11 [cm]).

Figura 81. Posición del vástago en estado estable, ante una entrada en escalón de 25[cm], aplicando perturbación durante la carrera de aproximación.



Otra prueba que se realizó fue al iniciarse el estado estable, se aplicó la perturbación, con el fin de observar su comportamiento, el cual como puede verse en la figura 76, no pudo sostenerse y por el contrario tuvo una tendencia a disminuir su posición, por medio de autoscale se puede ver el comportamiento.

Figura 82. Prueba con perturbación en estado estable para servoválvula sin Feedforward.

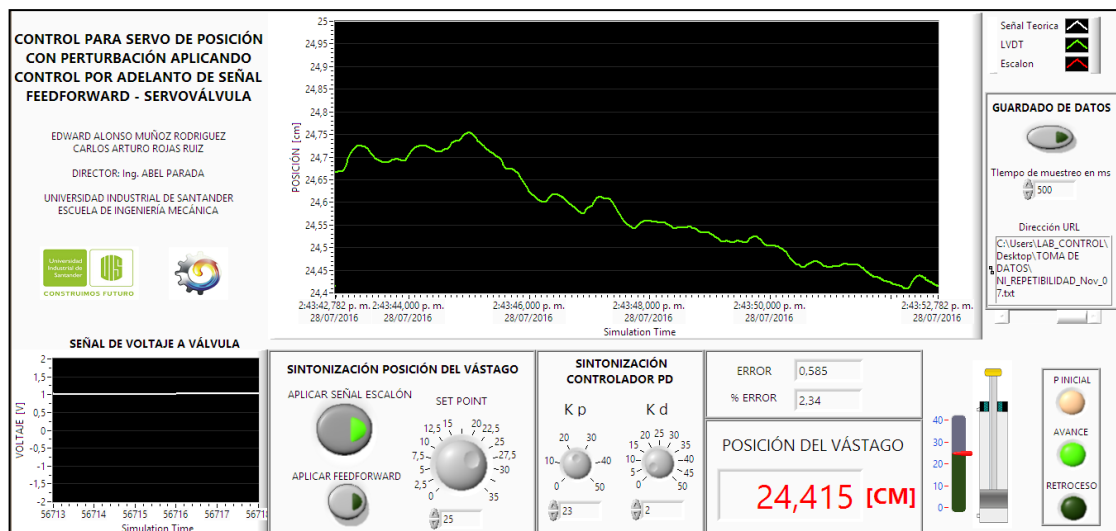
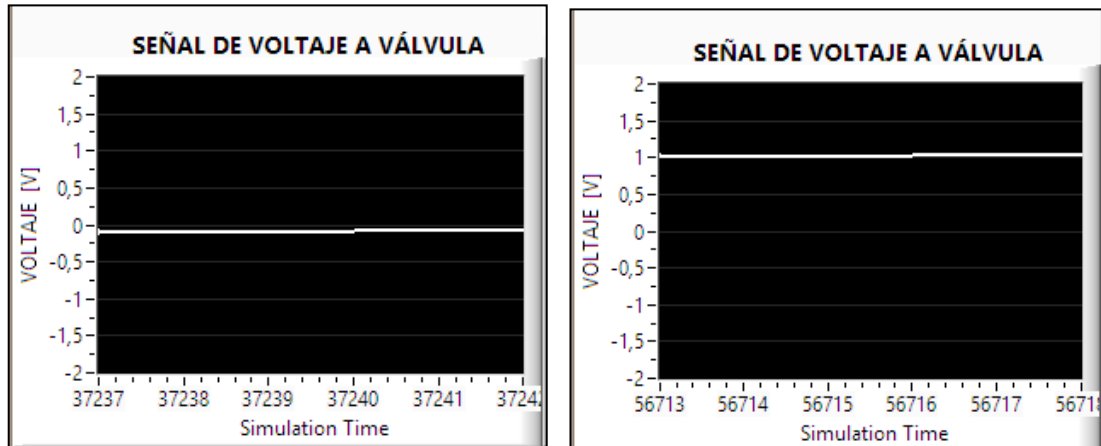


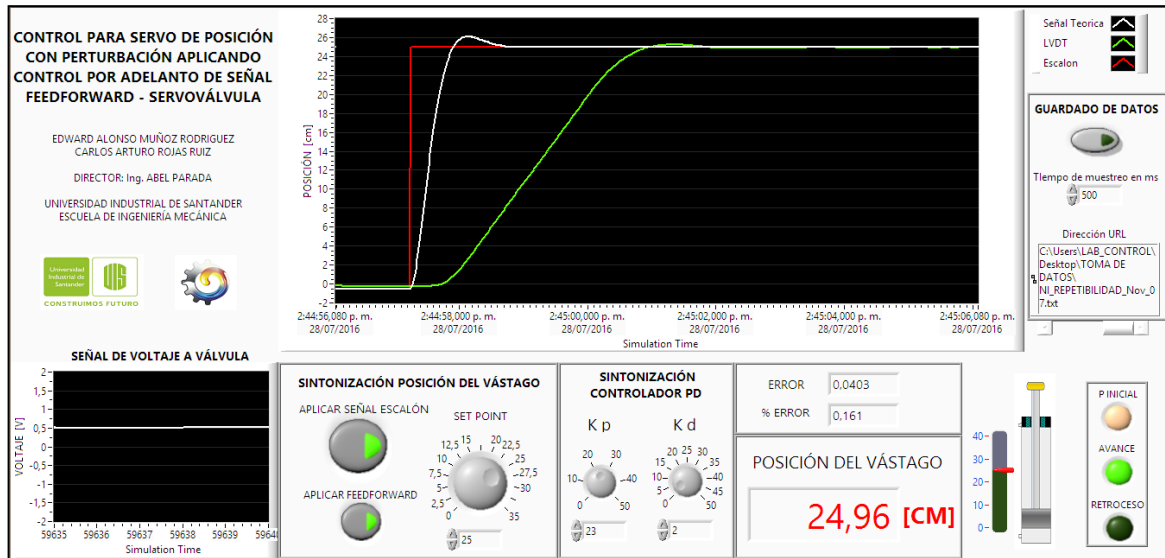
Figura 83. Comparación de señales de voltaje de entrada a la servoválvula. Prueba en estado estable sin perturbación (izquierda), prueba en estado estable con perturbación (derecha).



En la figura 77 se observaba una comparación entre la señal de voltaje suministrada a la servoválvula cuando se encuentra en estado estable sin ser perturbada y la señal de voltaje cuando se introduce una perturbación en el sistema, nótese el aumento de tensión en la prueba con carga (derecha). Lo que demuestra que el controlador ejerce una corrección enviando más voltaje a la válvula.

7.2.2 Pruebas del control PD con adelanto de señal (FeedForward) en servoválvula. Luego de analizar los comportamientos en estado transitorio y estable para el controlador Proporcional-Derivativo, es preciso realizar la misma operación cuando es implementado el adelanto de señal (feedforward). En la figura 78 puede verse la tendencia de estabilización para un estado transitorio con FeedForward, donde la amplitud del pico (OverShoot) es menor a 0.05% y el tiempo de estabilización disminuyó a 2 [s].

Figura 84. Prueba sin perturbación en estado transitorio con FeedForward para servoválvula.



En la figura 79 se observa el valor leído desde el LVDT para una señal de 25[cm], el error medio es cercano a 0,01%; del mismo modo, es bueno resaltar que a pesar de encontrarse estable, el servo sigue enviando voltaje a la servoválvula con el fin de contrarrestar la carga ejercida por la masa de 50 [kg].

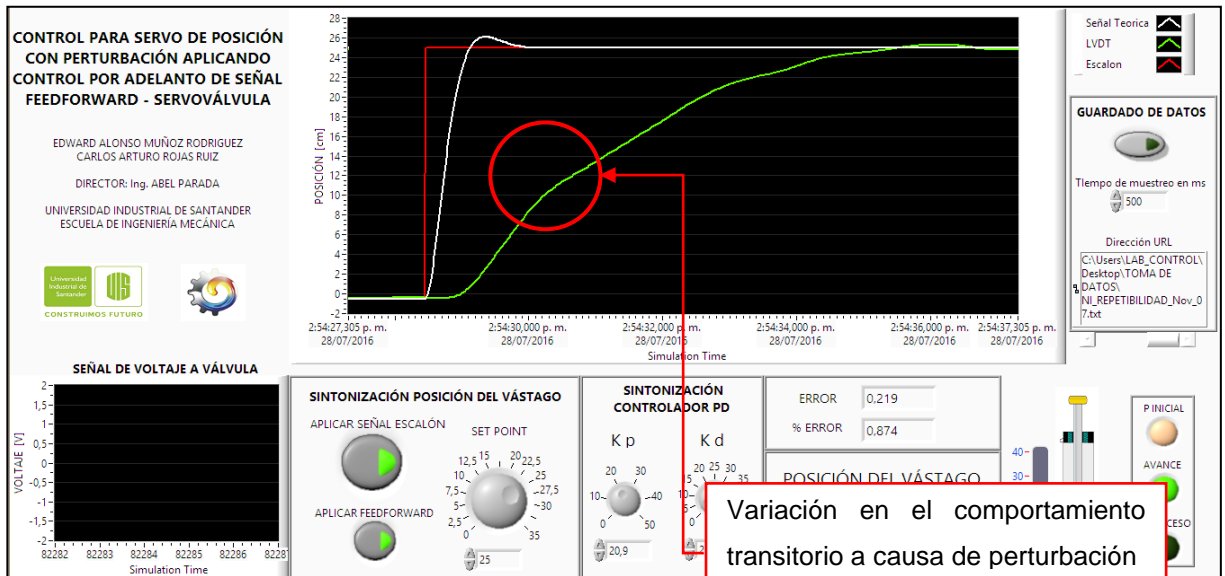
Figura 85. Lectura del LVDT en estado estable para una señal escalón de 25[cm] con FeedForward para la servoválvula.



La siguiente captura de pantalla de la interfaz muestra la variación en el estado transitorio ante una perturbación aplicada a mitad de carrera así como el inicio de estabilización del servo en su respectivo Setpoint. Nótese éste control estabiliza

con un error menor aproximado al 0,8% en comparación a un 4,5% del control PD únicamente.

Figura 86. Prueba con perturbación en estado transitorio con FeedForward para servoválvula.



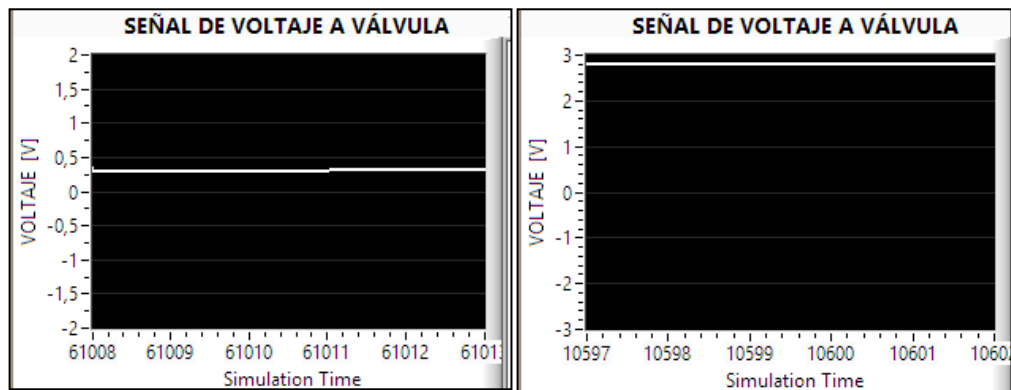
A continuación se observan 3 lecturas del LVDT, la primera muestra la posición del vástago antes de la perturbación, la segunda la posición en cuanto se le aplica la perturbación y la tercera la nueva posición del vástago luego de que se corrija la perturbación.

Figura 87. Lecturas del LVDT, antes de aplicar perturbación, al instante de la perturbación y la posición después de la corrección hecha por el feedforward en servoválvula.



Ahora se presentará un gráfico comparativo entre el voltaje enviado a la servoválvula para un estado estable de 25 [cm] y el mismo desplazamiento cuando es aplicada una perturbación. La evidencia de la compensación hecha por el FeedForward es visible en el aumento elevado en el voltaje suministrado.

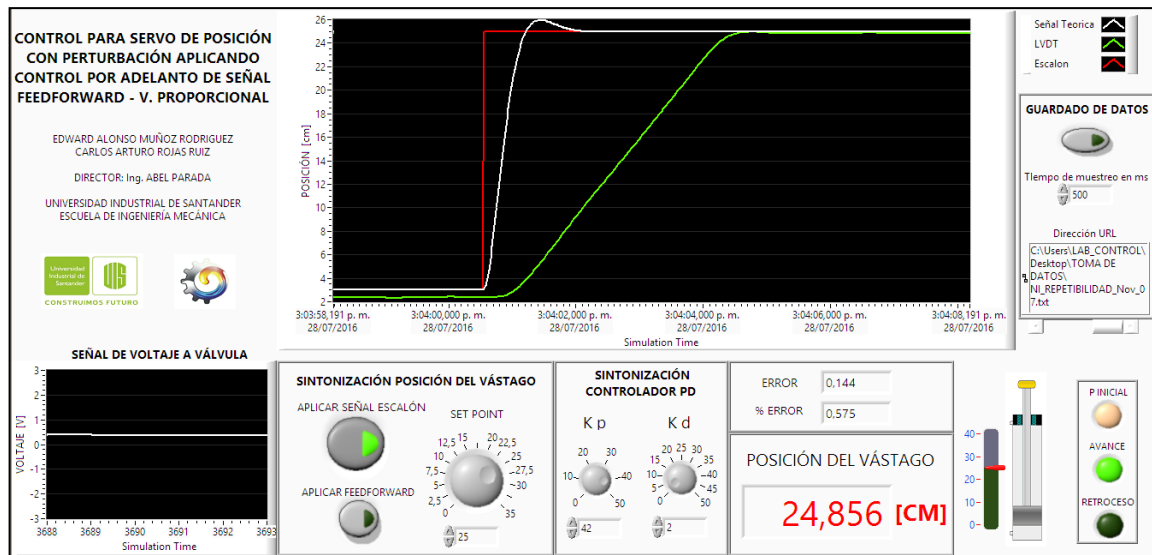
Figura 88. Comparación de señales de voltaje a servoválvula con FeedForward. Prueba en estado estable sin perturbación (izquierda), prueba en estado estable con perturbación (derecha).



7.2.3 Pruebas del control PD en válvula proporcional. Al igual que las pruebas realizadas al servo de posición diseñado para la servoválvula, a las pruebas para la válvula con solenoide proporcional también se aplicaron ensayos con y sin perturbación donde se analizó el comportamiento presentado especialmente a la llegada al Setpoint.

Para una señal escalón unitario de 25 [cm], el sistema no presentó overshoot alguno, del mismo modo su tiempo de estabilización fue aproximadamente de 2,8[s] alcanzando un valor final de 24,856 [cm] (0,575% de error).

Figura 89. Prueba sin perturbación en estado transitorio para válvula proporcional.



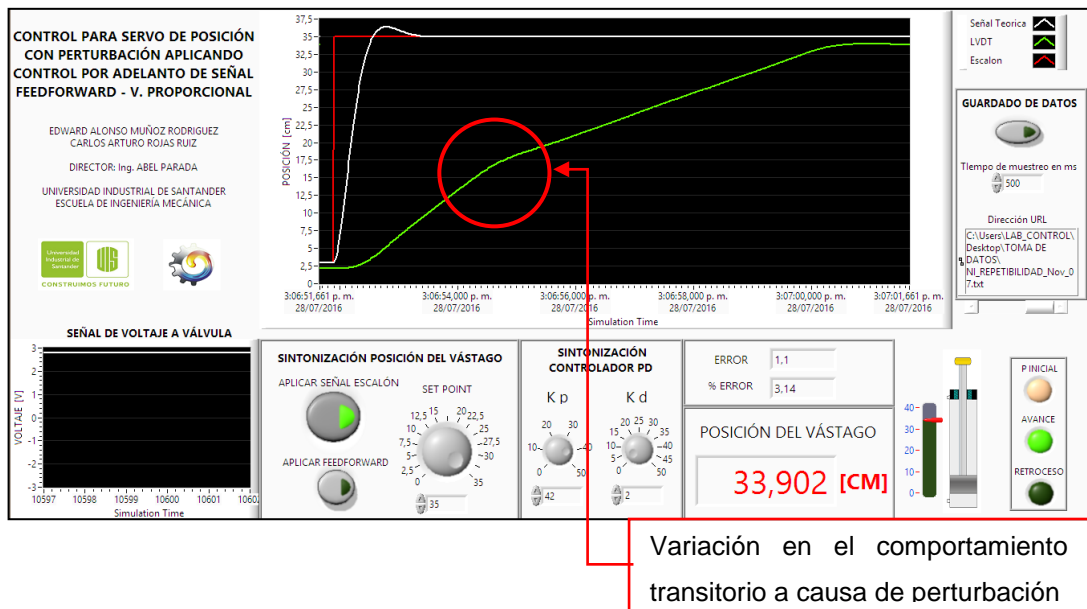
La siguiente figura es una captura del lector del LVDT para el servo que trabaja con la válvula de solenoide proporcional, justo cuando ha alcanzado el estado estable luego de una señal escalón unitario de 25 [cm].

Figura 90. Lectura del LVDT ante la señal escalón de 25[cm] para la válvula proporcional, prueba de control PD.



Una vez el servo se encuentra a mitad de carrera en el desplazamiento del actuador, se aplicó la perturbación obteniendo el comportamiento mostrado en la siguiente ilustración. Es importante resaltar que el sistema se estabilizó con un error de 3,14% (1,1 [cm]).

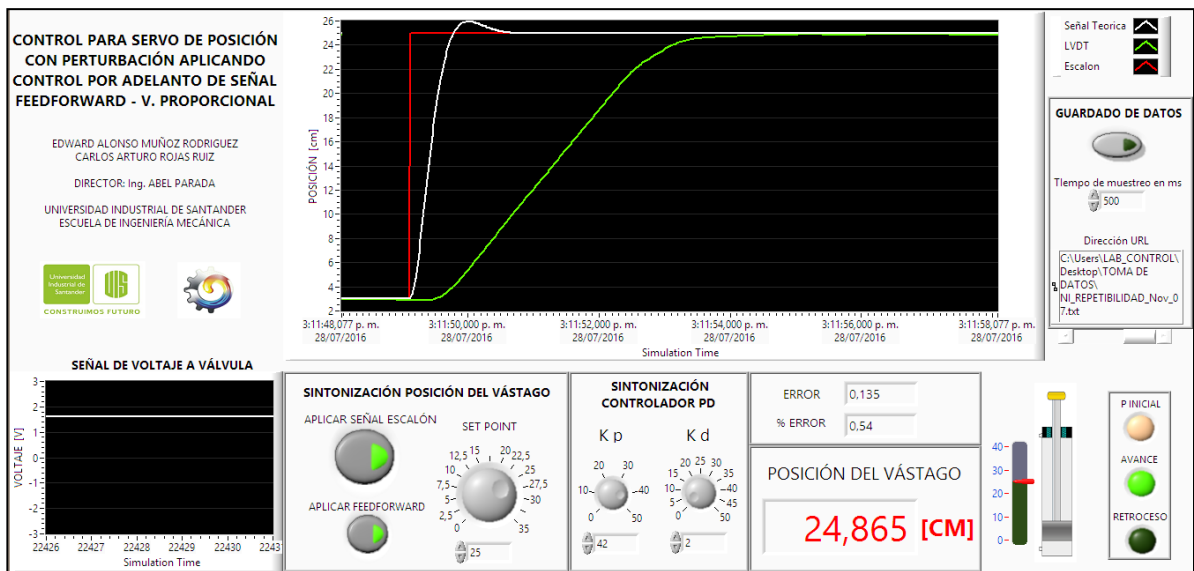
Figura 91. Prueba con perturbación en estado transitorio para válvula proporcional.



Aplicada la perturbación, tras inicialmente lograr una aparente estabilización del servo de posición, luego de unos segundos el mismo procedió un descenso paulatino de $0,04 \left[\frac{cm}{s} \right]$ hasta estabilizarse completamente en un valor final con un error alrededor de 0,75%.

7.2.4 Pruebas del control PD con adelanto de señal (FeedForward) en válvula proporcional. El tiempo de asentamiento obtenido luego de aplicar un setpoint de 25 [cm] fue alrededor de 3,2 [s], así mismo, al igual que en el control PD únicamente, éste tampoco presenta overshoot.

Figura 92. Prueba sin perturbación en estado transitorio con FeedForward para válvula proporcional.



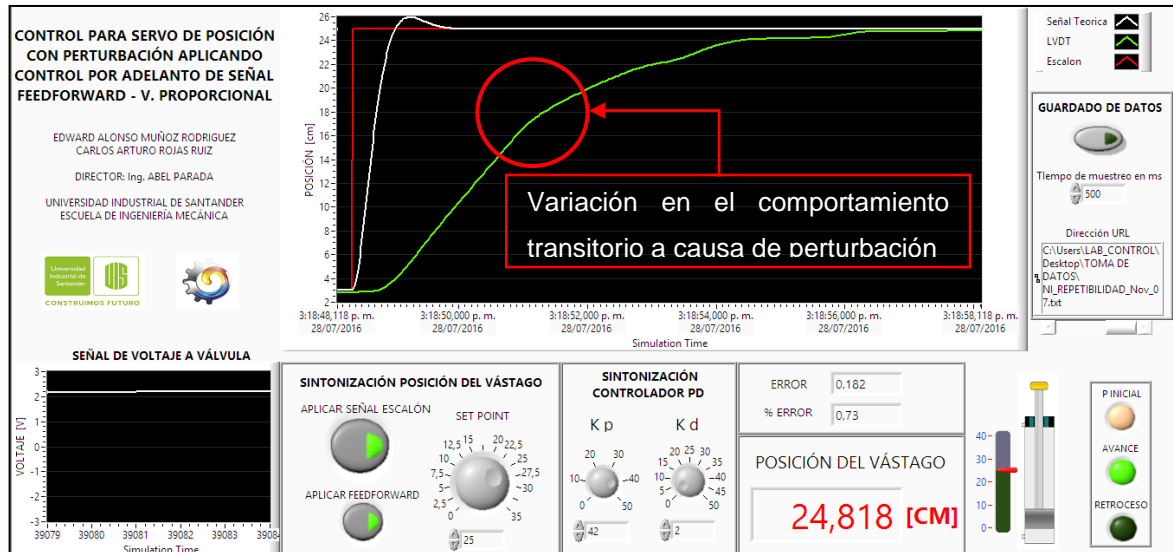
La lectura promedio para la misma señal escalón proporcionó un desplazamiento aproximado de 24,92 [cm] para un error de 0,10%.

Figura 93. Lectura del LVDT en estado estable, con FeedForward para válvula proporcional.



A continuación se visualiza el comportamiento estable ante una perturbación para el control con FeedForward. Nótese que en esta ocasión el sistema estabilizó con un error menor (0,73%) en comparación al control únicamente con PD.

Figura 94. Prueba con perturbación en estado transitorio con FeedForward para válvula proporcional.



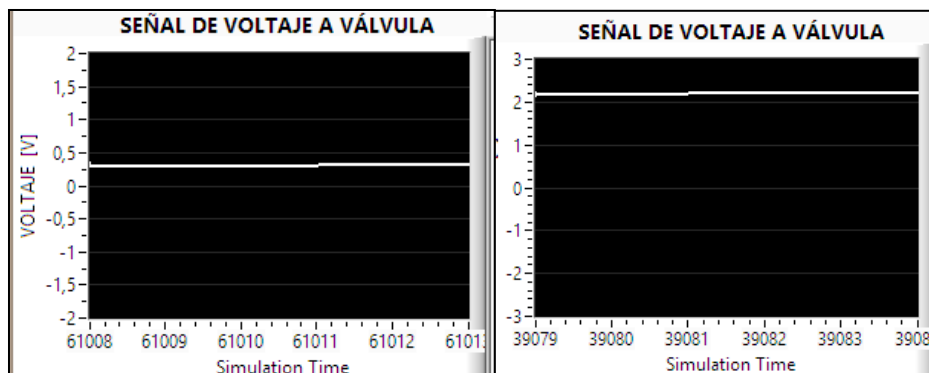
Del mismo modo, como el sistema de control de posición con FeedForward para válvula proporcional compensa la incidencia de la perturbación cuando ésta es aplicada una vez el servo ha alcanzado el estado estable, a continuación se observan 3 lecturas del LVDT, la primera muestra la posición del vástago antes de la perturbación, la segunda la posición en cuanto se le aplica la perturbación y la tercera la nueva posición del vástago luego de que se corrija la perturbación en el servo de posición con válvula proporcional.

Figura 95. Lecturas del LVDT, antes de aplicar perturbación, al instante de la perturbación y la posición después de la corrección hecha por el feedforward en válvula proporcional.



Finalmente se expone un gráfico comparativo entre el voltaje enviado a la servoválvula para un estado estable de 25 [cm] y el mismo desplazamiento cuando es aplicada una perturbación. La evidencia de la compensación hecha por el FeedForward es visible en el aumento elevado en el voltaje suministrado.

Figura 96. Comparación de señales de voltaje a válvula proporcional con FeedForward. Prueba en estado estable sin perturbación (izquierda), prueba en estado estable con perturbación (derecha).



7.3 REPETITIVIDAD DE LA SERVOVÁLVULA SIN PERTURBACIÓN

La finalidad de la prueba de repetitividad es evidenciar la capacidad de la servoválvula Moog 62 en el servo de posición para repetir el valor deseado de Setpoint. Se realizaron pruebas de repetitividad del servo de posición con control FeedForward. Para la prueba se tomaron cuatro muestras por cada Setpoint como se observa en la tabla a continuación.

Tabla 5. Datos de repetitividad del servo de posición sin aplicar perturbación.

FEEDFORWARD sin perturbación				
	Datos de posición			
Setpoint [cm]	1	2	3	4
10	10.02	10.04	10.01	10.03
15	14.99	15.01	15.02	14.998
20	20.04	20.02	20.04	20.03
25	25.04	25.02	25.05	25.04
30	30.04	30.02	30.07	30.05
35	35.06	35.02	35.09	35.04

La repetitividad se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$Repetitividad = \sqrt{\frac{\sum S_w^2}{promedio}} * 100 \quad (7.1)$$

Donde S_w corresponde a la desviación estándar de cada medición con respecto al Setpoint. En la tabla a continuación se muestran los valores de la desviación estándar de cada dato tomado y también se muestra el promedio de los datos.

Tabla 6. Promedio y desviación estándar de los datos tomados.

Setpoint [cm]	Desv1	Desv2	Desv3	Desv4	Promedio
10	0.014142136	0.02	0.01707825	0.01581139	10.025
15	0.007071068	0.01	0.01290994	0.01161034	15.0045
20	0.028284271	0.02	0.01914854	0.0167332	20.0325
25	0.028284271	0.02	0.02217356	0.02	25.0375
30	0.028284271	0.02	0.02986079	0.02701851	30.045
35	0.042426407	0.0305505	0.04031129	0.0349285	35.0525

Teniendo estos valores se procede a calcular la repetitividad y se obtiene:

Tabla 7. Repetitividad.

Setpoint	Repetitividad
10	1.06715492
15	0.54853214
20	0.96012257
25	0.9140096
30	0.96909589
35	1.26151591

$$Repetitividad = 1.2615\%$$

7.4 REPETITIVIDAD EN LA SERVOVÁLVULA CON PERTURBACIÓN

La finalidad de esta prueba de repetitividad es evidenciar la capacidad de la servoválvula Moog 62 en el servo de posición para repetir el valor deseado de Setpoint cuando se le aplica una carga que se opone al movimiento del mismo. Al

igual que en la prueba sin perturbación, se realizaron pruebas de repetitividad del servo de posición con control FeedForward.

Tabla 8. Datos de repetitividad del servo de posición aplicando perturbación.

FEEDFORWARD con perturbación				
	Datos de posición			
Setpoint [cm]]	1	2	3	4
10	10.03	9.98	9.99	10.04
15	15.08	15.03	15.06	14.98
20	20.04	20.02	20.07	20.03
25	25.06	25.06	25.05	25.07
30	30.03	30.08	29.98	30.09
35	35.05	34.99	35.02	35.03

En la tabla a continuación se muestran los valores de la desviación estándar de cada dato tomado y también se muestra el promedio de los datos.

Tabla 9. Promedio y desviación estándar de los datos tomados aplicando perturbación.

Setpoint [cm]	Desv1	Desv2	Desv3	Desv4	Promedio
10	0.0212132	0.02516611	0.02160247	0.02588436	10.01
15	0.05656854	0.04041452	0.035	0.04123106	15.0375
20	0.02828427	0.02	0.02986079	0.02588436	20.04
25	0.04242641	0.03464102	0.02872281	0.02774887	25.06
30	0.0212132	0.04041452	0.04349329	0.04827007	30.045
35	0.03535534	0.0321455	0.02645751	0.02387467	35.0225

Teniendo estos valores se procede a calcular la repetitividad al aplicar perturbación y se obtiene:

$$Repetitividad = 1.48922202\%$$

7.5 REPETITIVIDAD DE LA VÁLVULA PROPORCIONAL SIN PERTURBACIÓN

Para evaluar la precisión del servo de posición cuando es actuado por medio de la válvula proporcional se realizaron pruebas de repetitividad tomando varias muestras para un mismo valor de setpoint, luego se hacía variar el valor del setpoint, la tabla 9 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 10. Datos de repetitividad del servo de posición con válvula proporcional sin aplicar perturbación.

FEEDFORWARD Sin perturbación V. Proporcional				
	Posición			
Setpoint [cm]	1	2	3	4
10	9.96	9.97	9.96	9.95
15	14.95	14.96	14.98	14.96
20	19.95	19.97	19.98	19.95
25	24.94	24.95	24.97	24.94
30	29.96	29.95	29.93	29.97
35	34.97	34.96	34.95	34.98

En la tabla a continuación se muestran los valores de la desviación estándar de cada dato tomado y también se muestra el promedio de los datos.

Tabla 11. Promedio y desviación estándar de los datos tomados para la válvula proporcional.

Setpoint [cm]	Desv1	Desv2	Desv3	Desv4	PROMEDIO
10	0.02828427	0.02081666	0.01892969	0.01923538	9.96
15	0.03535534	0.026457513	0.02217356	0.02	14.9625
20	0.03535534	0.025166115	0.02081666	0.0212132	19.9625
25	0.04242641	0.032145503	0.02645751	0.0254951	24.95
30	0.02828427	0.026457513	0.0294392	0.02588436	29.9525
35	0.0212132	0.02081666	0.02160247	0.01923538	34.965

Teniendo estos valores se procede a calcular la repetitividad en el servo de posición cuando es actuado por la válvula de solenoide proporcional:

$$\text{Repetitividad para servo con V. Prporcional} = 1.403404734\%$$

7.6 REPETITIVIDAD EN LA VÁLVULA PROPORCIONAL CON PERTURBACIÓN

La finalidad de esta prueba de repetitividad es evidenciar la capacidad de la válvula proporcional en el servo de posición para repetir el valor deseado de Setpoint cuando se le aplica una carga que se opone al movimiento del mismo. Al igual que en la prueba sin perturbación, se realizaron pruebas de repetitividad del servo de posición con control FeedForward.

Tabla 12. Datos de repetitividad del servo de posición con válvula proporcional, aplicando perturbación.

V. Proporcional con FEEDFORWARD aplicando perturbación				
	Posición			
Setpoint [cm]	1	2	3	4
10	9.95	9.93	9.94	9.97
15	14.96	14.95	14.97	14.96
20	19.97	19.93	19.95	19.96
25	24.96	24.94	24.95	24.93
30	29.92	29.97	29.97	29.94
35	34.93	34.94	34.92	34.96

Para estas pruebas se calcula la repetitividad igual que en los anteriores casos obteniendo así una repetitividad de:

$$\text{Repetitividad V. Proporcional con perturbación} = 2.07588305\%$$

8. CONCLUSIONES

Se construyó un sistema de perturbaciones físicas por medio de cilindros hidráulicos que simulan cargas que perturban el sistema de posicionamiento servo actuado.

Se realizó un análisis matemático partiendo del modelado dinámico del sistema (segunda ley de Newton y continuidad) y de la válvula (flujo, desplazamiento del carrete-voltaje).

Se construyó e implementó un algoritmo de control basado en técnica PD (Proporcional-Derivativo) y posteriormente se agregó un control por adelanto de señal (*FeedForward*).

Basados en la experiencia, un control de posición funciona satisfactoriamente con las constantes proporcional y derivativa; aun así, la sintonización en la herramienta PID tuner de Matlab mostro que la constante derivativa no es necesaria para el mejoramiento de la respuesta dinámica del modelo matemático diseñado. Posteriormente cuando se implementó el controlador se obtuvo un buen desempeño al usar solo la constante proporcional.

Se evidenció gráficamente que la implementación de un adelanto de señal mejora significativamente factores como tiempo de asentamiento y factor de amortiguación sin modificar la estabilidad del sistema.

Por medio del software LabView se diseñó e implementó una interfaz gráfica para el control del servo de posición, con control PD y PD con adelanto de señal (*FeedForward*). Esta interfaz permite controlar, monitorear y registrar valores del desplazamiento (Setpoint) del actuador servo actuado, así como también permite

variar las constantes del controlador Proporcional Derivativo y aplicar o no el adelanto de señal. Cuenta con una proyección en pantalla que visualiza el desplazamiento del actuador en tiempo real y el comportamiento teórico del sistema frente a una señal de escalón unitario.

Se obtuvo experimentalmente la ganancia en caudal de la servoválvula Moog 62 al comparar el flujo volumétrico contra el voltaje suministrado a la válvula, registrando un valor de $0,8859 \left[\frac{GPM}{V} \right]$. Esto con el objetivo de introducir éste valor en el modelo matemático.

Se realizaron pruebas de control en lazo cerrado al servo de posición para señales escalón unitario en incremento y decremento de su magnitud observando el comportamiento que éste presentaba tanto en estado transitorio como cuando iniciaba el estado de estabilización. Del mismo modo se aplicaron perturbaciones y finalmente se compararon los resultados gráficos con los obtenidos con el control era PD con adelanto de señal.

Con el fin de evidenciar la capacidad de la servoválvula Moog 62 en el servo de posición, se realizaron pruebas de repetitividad para ciertos valores de Setpoint agrupándolos en tomas de datos con y sin perturbaciones así como con la implementación del control por adelanto de señal y sin él. Para un control con adelanto de señal aplicando perturbaciones de 600 [psi], la repetitividad del servo de posición fue aproximadamente de 1,5718%.

9. RECOMENDACIONES

Con el fin de obtener mediciones más exactas para el cálculo de la ganancia en caudal de la servoválvula es necesario utilizar elementos de medición más adecuados donde la sensibilidad sea menor. Se recomienda utilizar un caudalímetro acoplado a la salida de presión de la válvula.

Dado que en el circuito de perturbación los actuadores están conectados directamente en paralelo, al accionar la válvula direccional que los comanda éstos se desplazarán de manera simultánea, por lo cual se recomienda incorporar un sistema de bloqueo en aras de obtener un funcionamiento independiente en los mismos.

BIBLIOGRAFÍA

FUENTES, Juan P. y SARMIENTO, Oscar L. Repotenciación de la practica de servos de posicion en control automatico (servosistemas de potencia fluida). Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2013. 233 p.

LEWIS, Paul H. y YANG, Chang. Sistemas de control en ingeniería. Madrid. Prentice Hall Iberia. 1999. 400 p.

MANNESMANN, REXROTH. Técnica de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training hidráulico, compendio 2. Lohr am Main, 1996. 286 p.

MARLIN, T. E. Process control: Designing processes and control systems for dynamic performance. Segunda Edición. Estados Unidos de América, McGraw-Hill, 1995. 973 p. ISBN 0-07-040491-7.

MOOG INC. 62 series servovalves. Nueva York. 1965. 8 p.

----- . Transfer Function for Moog Servovalves. Nueva York. 1965. 11 p.

OBREDOR, Mardel y VERA, Julio. Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático (Servosistemas de potencia fluida). Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga 2013. 154 p.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de control moderna. Quinta edición. Madrid, Pearson Educación S.A. 2010. 904 p.

RODRIGUEZ ZAPATA, Luis Alexander y ROA CANTOR, Luis Carlos. Rediseño de la práctica de servos de fuerza en control automático (servosistemas de potencia fluida). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2015. 223 p.

SEBORG, Dale E, *et al.* Process dynamics and control. Segunda Edición. Estados Unidos de América, Wiley, 2001. 732 p. ISBN 978-0-470-12867-1.

ANEXOS

Anexo A. Catálogo de Válvula De Alivio Con Solenoide Proporcional Vicker

VICKERS®

Proportional Valves



Proportional Pressure Relief Valves

K(A)CG-6/8, 1* Series

Basic Characteristics

Max. pressure 350 bar (5000 psi)
Max. flow rate . . . 400 L/min (106 USgpm)
Mounting face to ISO 6264:
For K(A)CG-6 AR-06-2-A
For K(A)CG-8 AS-08-2-A

General Description

These two-stage pressure relief valves (based on Vickers type CG2V valves featured in catalog 2323) offer extensive application possibilities through their ability to control the pressure setting in proportion to an applied electrical input (up to a pressure limit which is manually adjustable and lockable).

Two model types are available

KCG-6/8

The valve responds to variations of current input to its solenoid, for which separate Vickers drive amplifiers, with PWM output stage and output current control, are available.

The proportional pilot control stage is a Vickers type KCG-3 valve, described in catalog 2162.

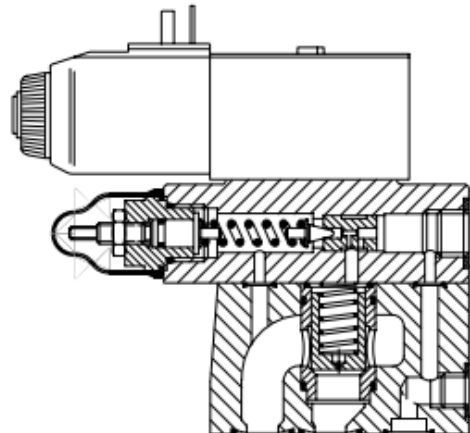
KACG-3

The addition of an integral amplifier allows the pressure to be controlled from a 0 to +10V, or 0 to -10V command signal range. The amplifier is mounted in a robust metal housing and electrical connections are via an industry standard 7-pin plug. Factory-set adjustments ensure high reproducibility valve-to-valve.

Features and Benefits

- With or without integrated electronics.
- Remote electrical proportional control of pressure from a choice of five pressure ranges per valve size.
- Excellent repeatability and stable performance results from cartridge design of mainstage elements.
- Low installed cost and space requirement from high power/size ratios (more than double that of many conventional designs).

KCG-6 Valve with Type "U" Coil Connection



This product has been designed and tested to meet specific standards outlined in the European Electromagnetic Compatibility Directive (EMC) 89/336/EEC, amended by 91/263/EEC, 92/31/EEC and 93/68/EEC, article 5. For instructions on installation requirements to achieve effective protection levels, see this leaflet, the Installation Wiring Practices for Vickers Electronic Products leaflet 2468 and leaflet 02-123931A which is packed with every KA valve. Wiring practices relevant to this Directive are indicated by Electromagnetic Compatibility (EMC).

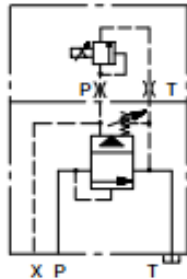
VICKERS

Revised 10/97

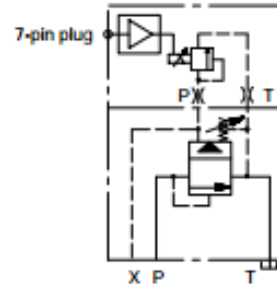
GB-2324D

Functional Symbols

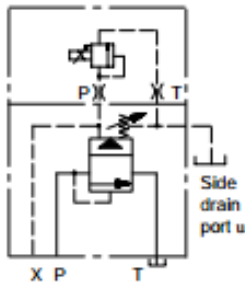
KCG-6/8 with manual and electrical pilots internally drained to port T:
Model code 5 = Blank



KACG-6/8 with manual and electrical pilots internally drained to port T:
Model code 5 = Blank

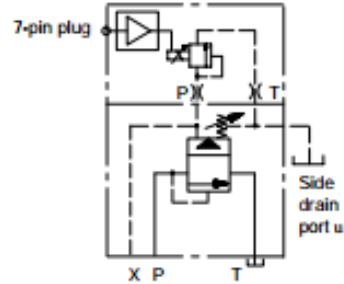


KCG-6/8 with manual and electrical pilots drained to side drain port \blacklozenge :
Model code 5 = 1



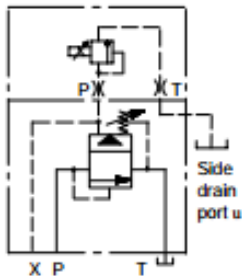
\blacklozenge Tapped port on side of pilot head.

KACG-6/8 with manual and electrical pilots drained to side drain port \blacklozenge :
Model code 5 = 1



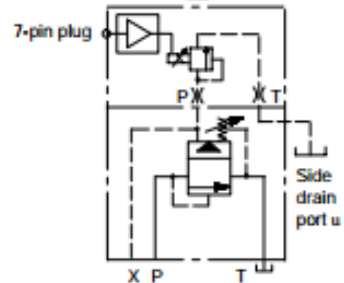
\blacklozenge Tapped port on side of pilot head.

KCG-6/8 with manual pilot internally drained to port T; electrical pilot drained to side drain port \blacklozenge :
Model code 5 = 3



\blacklozenge Tapped port on side of pilot head.

KACG-6/8 with manual pilot internally drained to port T; electrical pilot drained to side drain port \blacklozenge :
Model code 5 = 3



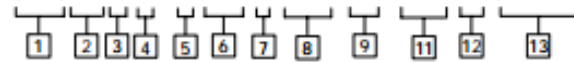
\blacklozenge Tapped port on side of pilot head.

Model Code

Features in brackets () may be omitted. All other features must be specified.

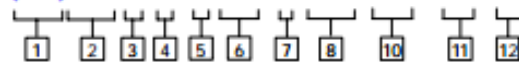
Models requiring separate amplifiers

(F3)-KCG- * - * *** -*- Z-M- *** - *** -1* (-EN46)



Models with integral amplifier

(F3)-KACG- * - * *** -*- Z-M-PD7- H1 -1*



1 Fluid compatibility

Blank = Antiwear hydraulic oil (class L-HM)
 F3 = As above or phosphate ester (class L-HFD)

2 Valve type

KC = Proportional pressure relief
 KAC = Proportional pressure relief with integral amplifier

3 Mounting type

G = Subplate mounted

4 Mounting surface, ISO 6264

6 = AR-06-2-A
 8 = AS-08-2-A

5 Type of manual adjustment

K = Micrometer with keylock
 M = Micrometer without keylock
 W = Screw/locknut

6 Pressure adjustment control range

(All coils except type HJ, see position 11, footnote ■)
 40 = 6 - 40 bar (87 - 580 psi)
 100 = 7,75 - 100 bar (112 - 1450 psi)
 160 = 8,5 - 160 bar (125 - 2300 psi)
 250 = 8,5 - 250 bar (125 - 3600 psi)
 350 = 9,0 - 350 bar (130 - 5000 psi)

7 Pilot drain options

See also "Functional Symbols"

Code	Drain routing:	
	Manual pilot stage	Electrical pilot stage
Blank	Port T	Port T
1	Side port	Side port
3	Port T	Side port

8 Standard features

Z-M = For KCG-6/8 and KACG-6/8

9 Coil connection type (KCG only)

U = ISO 4400 (DIN43650) interface▼
 FW = Flying-leads in wiring box tapped 1/2" NPT
 FTW = As "FW" plus terminal strip
 FJ = Flying-leads in wiring box tapped M20
 FTJ = As "FJ" plus terminal strip
 P = Plug-in coil (type "H" only) Use with "EN46"

▼ Female connector to be supplied by user.

10 Connections (KACG only)

PD7 = 7 pin connector with plastic plug.
 See Warning note regarding CE compliance on page NO TAG

11 Coil rating

Code = amps x ohms◆
 G1 = 3,5 x 1,65
 GP1 = 3,0 x 2,0
 H1 = 1,6 x 7,3▼
 HA1 = 0,94 x 22
 HJ1 = 1,0 x 14,25■
 HL1 = 0,80 x 29●
 ◆ Resistance at 20°C (68°F).
 ▼ KACG valves must have H1 coils
 1 For valves replacing CGEV models.
 ■ This lower power coil is limited to the following maximum controlled pressures. Valves supplied with type HJ coils will be stamped with the applicable maximum controlled pressure.

Model code position 6	Max. pressure with HJ coil
40	35 bar (500 psi)
100	85 bar (1100 psi)
160	140 bar (2000 psi)
250	210 bar (3000 psi)
350	315 bar (4500 psi)

12 Design number, 1* series

Subject to change. Installation dimensions unaltered for design numbers 10 to 19 inclusive.

13 Special features

EN46 used with P-type coil connection and Uniplug connector.
 Omit if not required.

Operating Data

Standard test conditions are with antiwear hydraulic oil at 36 cSt (168 SUS) and 50°C (122°F)

<p>Maximum pressures:</p> <p>Ports P and X ▲ Port T ▲ in K(A)CG-***-Z- valves Port T ▲ in K(A)CG-***-1/3-Z- valves Side drain port ▲</p> <p>s Back pressure at these ports additive to the pressure setting of the valve.</p>	<p>350 bar (5000 psi) 2 bar (30 psi) 350 bar (5000 psi) 2 bar (30 psi)</p>
<p>Rated flow at $\Delta p = 6$ bar (87 psi):</p> <p>K(A)CG-6 K(A)CG-8</p>	<p>200 L/min (52.8 USgpm) 400 L/min (105.7 USgpm)</p>
<p>Vent ♦ flow with valve at rated flow</p> <p>♦ See "Venting", page 6.</p>	<p>1 L/min (0.26 USgpm)</p>
<p>Pilot control drain flow, when valve is limiting system pressure, i.e. flow P to T occurring:</p> <p>K(A)CG-6 K(A)CG-8</p>	<p>1,3 L/min (0.34 USgpm) 2,0 L/min (0.53 USgpm)</p>
<p>Coil or amplifier rating:</p> <p>KCG models KACG models</p>	<p>See [1] in "Model Code" 24V x 40W max. (22 to 36V including 10% pk. to pk. max. ripple)</p>
<p>Command signal ranges, KACG models</p>	<p>0 to +10V DC, or 0 to -10V DC</p>
<p>Dither, KACG models</p>	<p>Factory set, not user adjustable</p>
<p>Monitor point signal, KACG models</p>	<p>0,5V per amp. solenoid current</p>
<p>Power stage PWM, KACG models</p>	<p>2kHz nominal</p>
<p>7-pin plug connections, KACG models:</p> <p>A B C D E F G</p>	<p>Power supply +ve Power 0V Signal 0V +ve voltage command signal -ve voltage command signal Monitor output Protective ground</p>
<p>Electro-magnetic compatibility (EMC) KACG models only: Emission (10V/m) Immunity (10V/m)</p>	<p>EN 50081-2 EN 50082-2</p>
<p>Pressure gain, KACG models Factory setting - Maximum with 10V command signal. User adjustment - 30 to 120% of factory setting. Note that altering this setting will affect valve to valve interchangeability.</p>	<p>See graph</p>
<p>Pressure override when relieving and when off-load</p>	<p>See graphs</p>
<p>Hysteresis KCG models KACG models</p>	<p><5% (with 100 mA pk.-to-pk. dither) <6% (with factory-set dither)</p>
<p>Linearity, between 10% and 100% of rated pressure: K(A)CG-6 models at 100 L/min (26 USgpm) K(A)CG-8 models at 200 L/min (52 USgpm)</p>	<p><6% <6%</p>

Operating Data

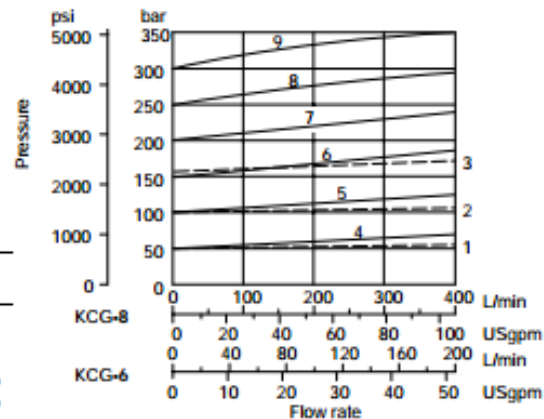
Repeatability	<1,3% of rated pressure
Protection, Electrical (KACG models)	Reverse-polarity protected
Mass (weight)	
KCG-6	4,9 kg (10.8 lb)
KACG-6	5,3 kg (11.7 lb)
KCG-8	5,8 kg (12.8 lb)
KACG-8	6,2 kg (13.7 lb)
Supporting products:	
Amplifiers for KCG valves with "H" type coils only:	
EHH-AMP-724-C/D-10 (Uniplug)	See catalog 2367
EHH-AMP-7*2 series (power plug)	See catalogs 2114, 2115 and 2282
EEA-PAM-513-A-14 (1 adjustable ramp)	See catalog 2137
EEA-PAM-513-A-3* (2 adjustable ramps)	See catalog 2464
Auxiliary electronic modules (Din-rail mounting) for KACG models:	
EHA CON 201 A 2* signal converter	See catalog 2410B
EHD DSG 201 A 1* command signal generator	See catalog 2470
EHA RMP 201 A 2* ramp generator	See catalog 2410B
EHA PID 201 A 2* PID controller	See catalog 2427
EHA PSU 201 A 1* power supply	See catalog 2410B
ISO 4400 (DIN 43650) electrical connector:	
Black, marked "B"	Part number 710775
Gray, marked "A"	Part number 710776
Subplates, size 03	See catalog 2425
Mounting bolts	See catalog 2314A
■ <i>Note: If not using Vickers recommended bolt kits, bolts must be to ISO 898 grade 12.9 or stronger.</i>	
Installation and start-up (commissioning):	
Installation and start-up (commissioning) guide	ML-B-9133B (Multi-lingual English, German, French and Italian), shipped with each product and also available separately on request.
Mounting attitude	No restriction, provided that the valve is kept full of fluid through port T.
Ordering procedure	Valves, subplates, bolt kits and Vickers amplifiers should be ordered by full model code designation. Order ISO (DIN) electrical connectors by part number.

Performance Data

Typical with oil at 36 cSt (168 SUS) and at 50°C (122°F)

Pressure Override when Relieving

Model	Curve number								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
K(A)CG-**-40	•								
K(A)CG-**-100	•	•							
K(A)CG-**-160	•	•	•						
K(A)CG-**-250		•	•	•	•	•	•	•	•
K(A)CG-**-350		•	•	•	•	•	•	•	•



Pressure Override Off-Load

Graphs show the minimum pressures obtainable:

- With 0 mA current to the solenoid coil
- When the valve is vented (see following explanation).

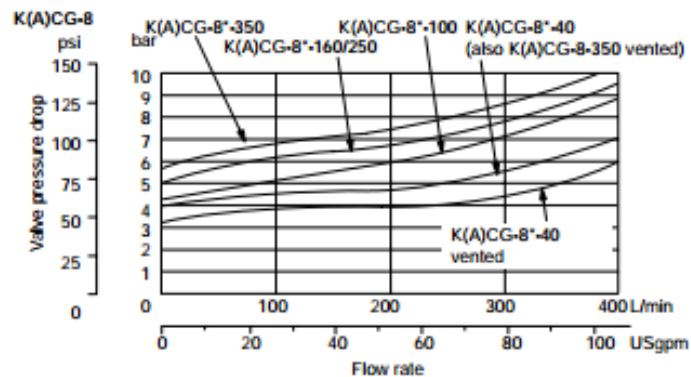
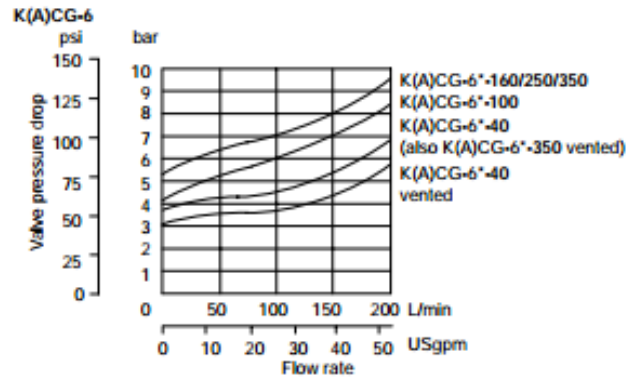
Venting

When the vent port X (or alternative vent port in the valve body) is connected to the reservoir via a suitable 2-way pilot valve, the mainstage of the relief valve opens to allow full flow from P to T at low pressure drop. The minimum pressure drop is obtained when the pilot valve is also de-energized. The total pressure drop through the venting 2-way valve and pipework is additive to the pressure at P.

While the valve is vented the system pressure cannot be controlled via the proportional solenoid.

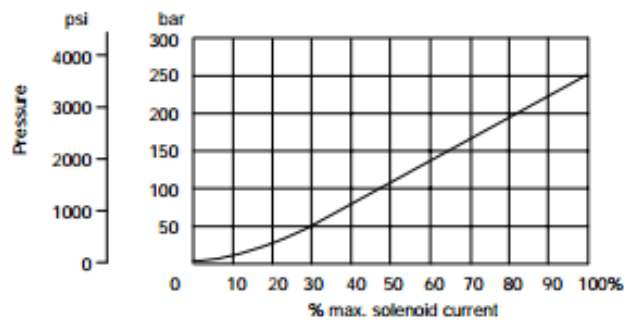
This control feature is frequently used during off-load periods in machine cycle times. If lower off-load system pressures are required then additional full flow unloading valves are recommended, e.g. Vickers CV series cartridge valves.

Note: All valves are with pilot valve de-energized.



Valid for models driven from Vickers amplifier with appropriate settings of gain and offset

Pressure Gain



Step Response

KACG models with factory settings of gain and offset.
 KCG models driven from Vickers amplifier with appropriate settings of gain and offset.

Test method

1. Trapped volume between pump and test valve, as in table.
2. Flow rate set at pump, as in table.
3. Response = time from step input signal until pressure reaches 90% of step change, as measured by transducer.

Valve size	Test conditions: Trapped volume	Flow rate	Step size: Pressure demand	Response time (ms)
6	2,0 liters (0.53 USg)	100 L/min (26 USgpm)	0 to 100%	100
			100% to 0	70
			25 to 100%	40
			100 to 25%	50
8	4,0 liters (1.06 USg)	200 L/min (52 USgpm)	0 to 100%	110
			100% to 0	70
			25 to 100%	50
			100 to 25%	65

KACG-6/8 Electrical Block Diagram

Wiring

Connections must be made via the 7-pin plug mounted on the amplifier.

Recommended cable sizes are:

Power cables:

For 24V supply

0,75 mm² (18 AWG) up to 20m (65 ft)

1,00 mm² (17 AWG) up to 40m (130 ft)

Signal cables:

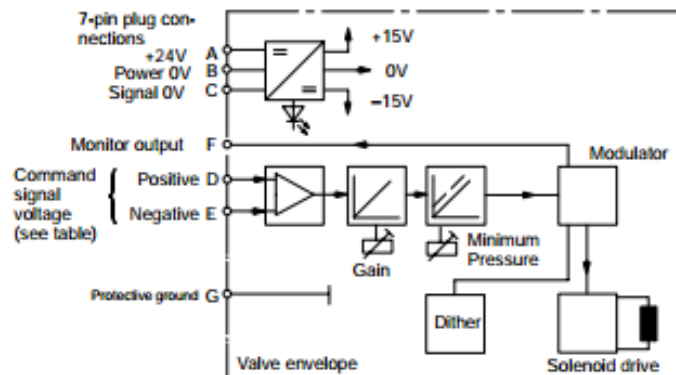
0,50 mm² (20 AWG)

Screen:

A suitable cable would have 7 cores, a separate screen for the signal wires and an overall screen.

See wiring connection diagram on page

NO TAG

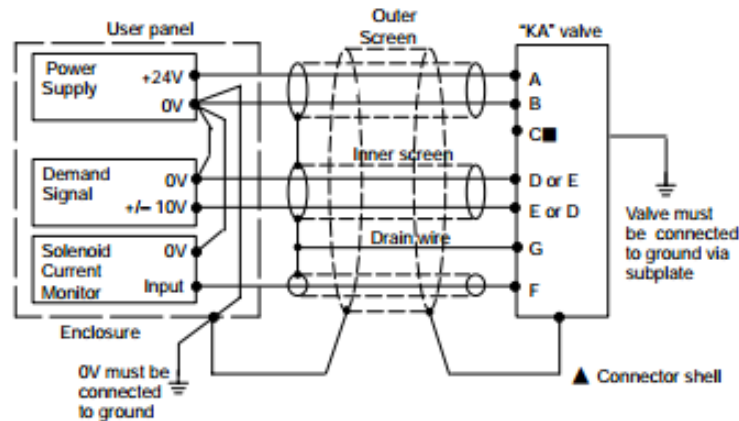


Warning

All power must be switched off before connecting or disconnecting any plugs.

KACG-6/8 Typical Connection Arrangements

Wiring Connections for Valves with integral Amplifier



■ Solenoid current monitor voltage (pin F) will be referenced to the KA valve local ground. A "local ground" (pin C) is provided for optional use by differential input customer supplied electronics.

▲ Note: In applications where the valve must conform to European RFVEMC regulations, the outer screen (shield) must be connected to the outer shell of the 7-pin connector and the valve body must be fastened to the earth ground. Proper earth grounding practices must be observed in this case, as any differences in command source and valve ground potentials will result in a screen (shield) ground loop.



Warning

Do not ground pin C. If the local ground (pin C) is not used for differential monitor electronics, do not use. Read monitor pin F with respect to ground.



Warning

Electromagnetic Compatibility (EMC)

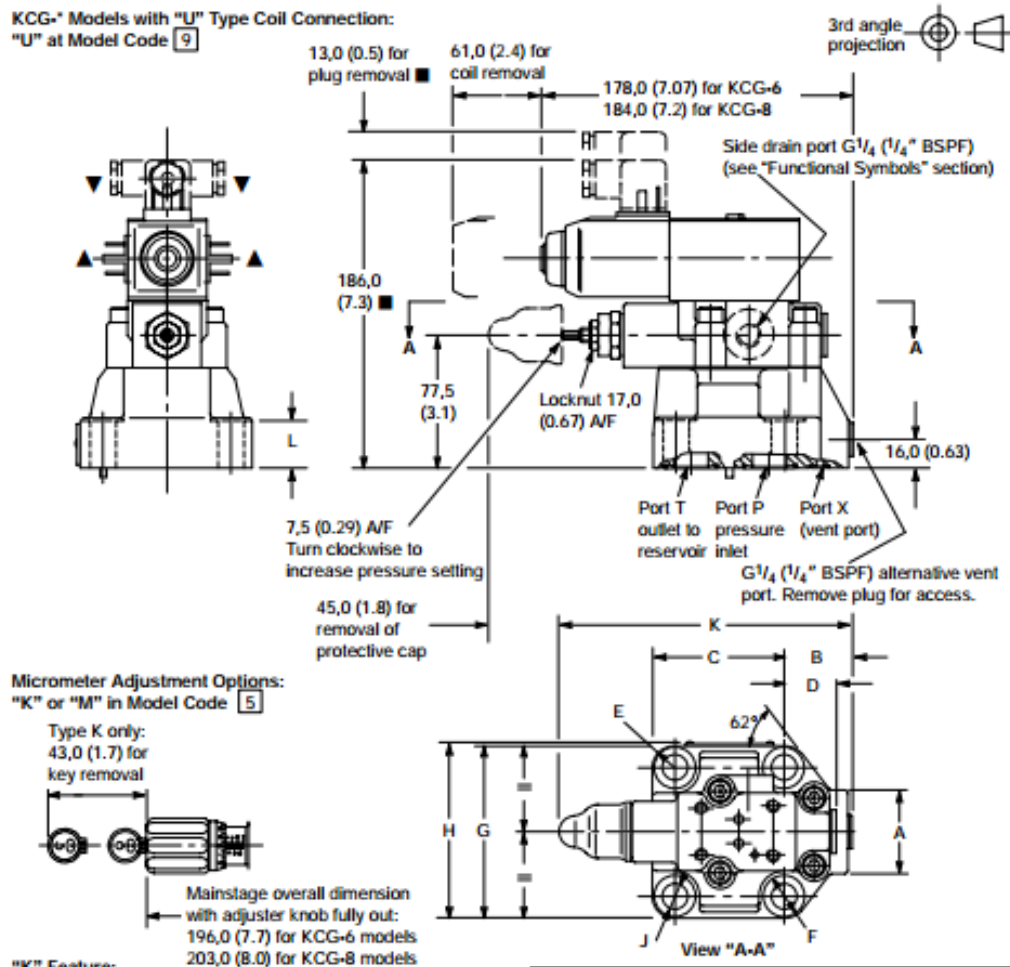
It is necessary to ensure that the valve is wired-up as above. For effective protection, the user electrical cabinet, the valve subplate or manifold, and the cable screens should be connected to efficient ground points. The metal 7-point connector, part no. 934939, should be used for the integral amplifier.

In all cases, both valve and cable should be kept as far as possible from any sources of electromagnetic radiation such as cables carrying heavy current, relays and certain kinds of portable radio transmitters, etc. Difficult environments could mean that extra screening may be necessary to avoid the interference.

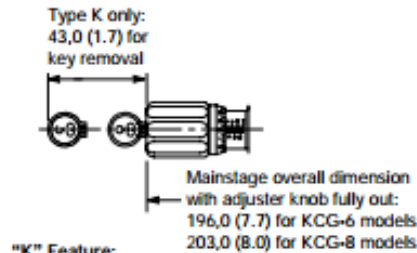
It is important to connect the 0V lines as shown above. The multi-core cable should have at least two screens to separate the demand signal and monitor output from the power lines.

Installation Dimensions in mm (inches)

KCG-* Models with "U" Type Coil Connection:
"U" at Model Code **9**



Micrometer Adjustment Options:
"K" or "M" in Model Code **5**



"K" Feature:

To adjust pressure setting, insert key and turn clockwise. Turn micrometer knob clockwise to increase pressure setting; counter-clockwise to decrease setting. When the key is removed the knob can spin freely without affecting the pressure setting.

▲ Alternative plug positions by loosening knurled nut counter-clockwise, turning coil and re-tightening nut.

■ Dimensions may vary according to source of plug.

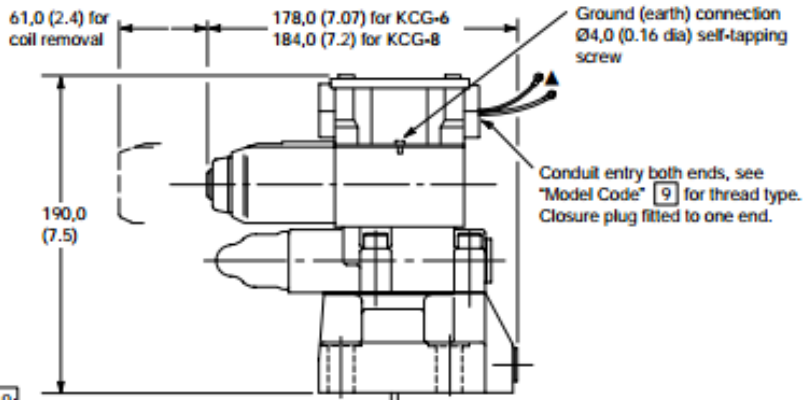
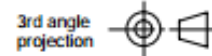
▼ The cable entry on this plug can be repositioned at 90° intervals by reassembly of the contact holder relative to the plug housing. The cable entry is Pg 11 for cables $\varnothing 6$ -10 mm (0.24-0.4 dia).

Model	A	B	C	D	E rad	ØF (dia)
KCG-6	58,0 (2.3)	35,0 (1.4)	68,0 (2.7)	35,0 (1.4)	12,0 (0.5)	20,0 (0.78)
KCG-8	42,0 (1.7)	39,0 (1.54)	83,0 (3.3)	30,0 (1.2)	16,0 (0.63)	26,0 (1.02)

Model	G	H	ØJ (dia)	K	L
KCG-6	79,0 (3.1)	82,0 (3.23)	13,5 (0.53)	176,0 (7.0)	20,0 (0.78)
KCG-8	103,0 (4.1)	106,0 (4.2)	17,0 (0.7)	183,0 (7.2)	25,0 (1.0)

KCG-* Models with "F" Type Coil Connection:
 "F(T)W" or "F(T)J" at Model Code **9**

For dimensions not shown see page 10.



▲ Ref. Model Code **9**
 Codes "FJ" and "FW": 2 lead wires approx. 150,0 (6.0) long.
 M3 terminals provided for customer connection.
 Codes "FTJ" and "FTW": Lead wires connected into terminal
 strip suitable for M3 terminals on customer connection.

KCG-*---EN46 Models for Use with Vickers
 UNIPLUG, Single Cable Connector:

"P" at Model Code **9** "H" at Model Code **11**

For use with Vickers single-cable UNIPLUG connectors:

For "Soft Switch" Control:

Use UNIPLUG model type EHH-AMP-724-C**-1*

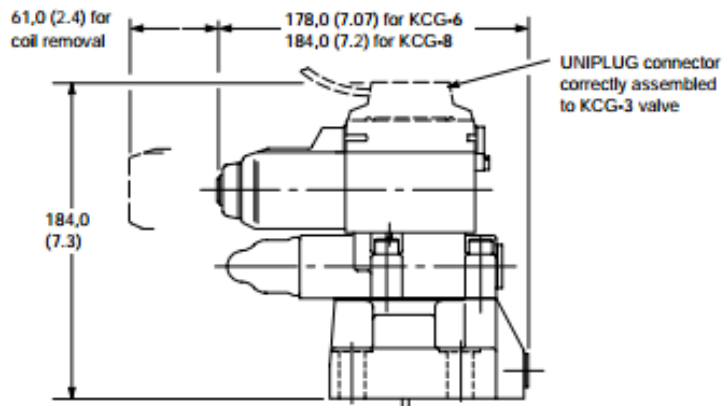
For Proportional Control:

Use UNIPLUG model type EHH-AMP-724-D**-1*

UNIPLUG connectors should be ordered separately;
 see catalog 2367.

To fit UNIPLUG connector to KCG-3 pilot valve:
 Unscrew coil retention nut and remove coil.
 Slide UNIPLUG connector onto dummy pins (at non-solenoid
 end) then replace coil, ensuring pins are fully engaged.
 Replace and tighten coil retention nut.

For dimensions not shown see page 10.



KACG-^{*} Models (With integrated amplifier)

Metal plug 934939

Cable outside diameter 8,0 to 10,5 (0.31 to 0.41)
Must be used for full EMC protection. See also warning note below

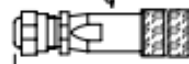
Plastic plug 694534

PG11. Cable maximum outside diameter 11,0 (0.43)

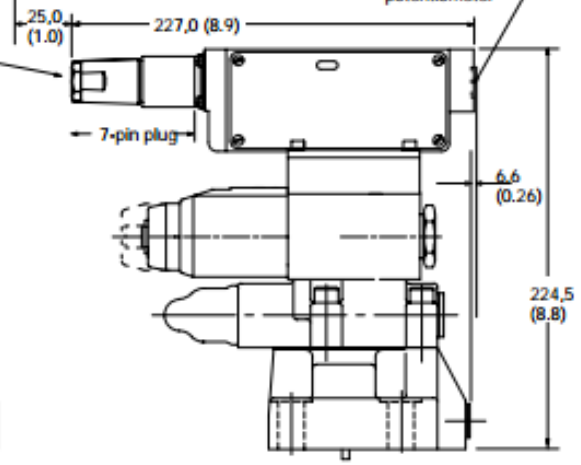
Remove plug for access to minimum-pressure potentiometer.

Do not remove this plug.

To bleed air, loosen plug in end of core tube; re-lighten after bleeding is complete.



Remove plug for access to the gain potentiometer



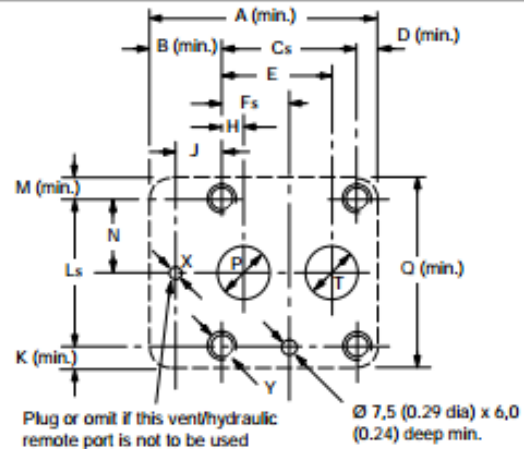
Warning

To conform to the EC Electromagnetic Compatibility directive (EMC) this KACG valve must be fitted with a metal 7-pin plug. The screen of the cable must be securely connected to the shell of the metal connector. A suitable IP67 rated connector is available from Vickers, part no. 934939. Alternatively a non IP67 rated connector is available from ITT-Cannon, part no. CA 02 COM-E 14S A7 P. Additionally the cable must be fitted with a ferrite EMC suppression core not more than 4cm from the connector referred to above. Suitable types include Farnell 535-898 or Farnell 535-904 which snap fit over the cable. The plastic plug, part number 694534, is only suitable for use in a sealed electromagnetic environment or outside of the European Community.

Mounting Surfaces, ISO 6264
AR-06-2-A
AS-08-2-A

When a subplate is not used, a raised pad must be provided for mounting. The pad must be flat within 0,001 mm/100 mm (0.0001"/10") and smooth within 0,8 µm (32 µin). Dimensional tolerances are ± 0,2 mm (± 0.008") except where indicated.

Port functions:
P = Pressure inlet
T = Outlet to reservoir
X = Vent, or remote control port

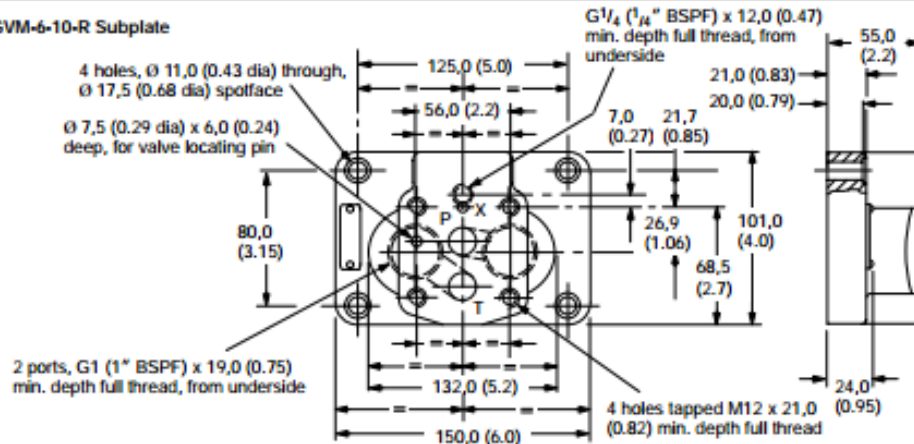


Size	A	B	C	D	E	F	H	J	K	L
AR-06	80 (3.2)	13,1 (0.5)	53,8 (2.12)	13,1 (0.5)	47,5♦ (1.87)	22,1 (0.87)	22,1♦ (0.87)	0	13,1 (0.5)	53,8 (2.12)
AS-08	118 (4.7)	35,0 (1.4)	66,7 (2.63)	16,3 (0.7)	55,6 (2.19)	33,4 (1.35)	11,1 (0.44)	23,8 (0.94)	16,0 (0.63)	70,0 (2.76)

Size	M	N	ØP (dia)	Q	ØT (dia)	ØX (dia)	Y thread x min. full thread depth
AR-06	13,1 (0.5)	26,9 (1.06)	14,7 (0.58)	80 (3.2)	14,7 (0.58)	4,8 (0.19)	M12 x 21 (2/16" UNF x 0.83)▼
AS-08	16,0 (0.63)	35,0 (1.38)	23,4 (0.92)	102 (4.0)	23,4 (0.92)	6,3 (0.25)	M16 x 30 (5/8" UNF x 1.2)▼

- ▲ Tolerance on bolt and pin locations ± 0,1 mm (± 0.004").
- ♦ These ISO standard dimensions can be used, but improved flow paths to and from valve are obtained by using 48,0 (1.89) instead of 47,5 (1.87), and 22,6 (0.89) instead of 22,1 (0.87).
- ▼ ISO standard does not give UNC bolt sizes. These are recommended equivalents to metric sizes specified in the standard.

CGVM-6-10-R Subplate



Further Information

Hydraulic Fluids

Materials and seals used in these valves are compatible with:

Anti-wear petroleum oils L-HM

For use with non-alkyl based phosphate esters, L-HFD, use F3 version in model code.

The extreme operating range is 500 to 13 cSt (270 to 70 SUS) but the recommended running range is 54 to 13 cSt (245 to 70 SUS). For further technical information about fluids see 694

Contamination Control Requirements

Recommendations on contamination control methods and the selection of products to control fluid condition are included in Vickers publication 9132 or 561, "Vickers Guide to Systemic Contamination Control". The book also includes information on the Vickers concept of "ProActive Maintenance". The following recommendations are based on ISO cleanliness levels at 2 µm, 5 µm and 15 µm.

For products in this catalog the recommended levels are:

Up to 210 bar (3000 psi) 18/16/13

Above 210 bar (3000 psi) 17/15/12

Installation and Start-up Guidelines

The proportional valves in this catalog can be mounted in any attitude but it may be necessary, in certain demanding applications, to ensure that the solenoids are kept full of hydraulic fluid.

If this proves to be the case any accumulated air can be bled from the solenoid bleed screw. This task is easier if the valve has been mounted base downwards. Good installation practice dictates that the tank port, and any drain port, are piped so as to keep the valve full of fluid once the system start-up has been completed.

Temperatures

For petroleum oil:

Min. -20°C (-4°F)

Max.* +70°C (158°F)

* To obtain optimum service life from both fluid and hydraulic system, 65°C (150°F) normally is the maximum temperature.

For other fluids where limits are outside those of petroleum oil, consult fluid manufacturer or Vickers representative. Whatever the actual temperature range, ensure that viscosities stay within those specified under "Hydraulic Fluids".

Ambient for:

Valves at full performance specification: -20 to +60°C (-4 to +140°F).

Valves, as above, will operate at temperatures of 0 to -20°C (32 to -4°F) but with a reduced dynamic response.

Storage:

-25 to +85°C (-13 to +185°F)

Eurocard electronics:

0 to 50°C (32 to 122°F)

Seal Kits

Pilot valves:

K(A)CG-3 (KA + DIN) 02-138201

KCG-3 (F* & P* versions) .. 02-145869

Mainstage valves:

K(A)CG-6 614824

K(A)CG-8 614931

Anexo B. Transductor de Posición LvdT

TEMPOSONICS® L SERIES
LP

Product Specifications

FEATURES

- 2-year warranty
- Modular, non-contacting design
- Excellent resolution and repeatability
- Analog outputs (Voltage or Current)
- Digital output (Start/Stop or PWM)
- Easy to install
- Shock and vibration resistant
- Mounting flexibility
- Drip, dust, rust resistant
- 24-hour emergency technical support
- CE Certified (Model dependent)

Captive Sliding Magnet

Floating Magnet

Rod & Cylinder

Temposonics® L Series LP profile-style position sensors are available with analog outputs (voltage or current) or digital outputs (Start/Stop or PWM). All outputs are absolute rather than incremental so that power-down situations do not require re-homing.

Mechanically, the LP sensors mount and function similar to linear potentiometers and LVDTs, however, they offer several advantages: high precision, increased durability, and cost effectiveness. In addition, Temposonics LP position sensors use non-contacting magnetostrictive technology.

Three easy-to-install magnet configurations are available to meet your specific application requirements: floating magnet, captive sliding magnet, and rod & cylinder. Stroke lengths are available up to 144 inches, output dependent. (Note: rod & cylinder versions are limited to a maximum stroke length of 48 inches.)

PARAMETER	SPECIFICATION
Measured Variable:	Displacement
Resolution:	Analog: Infinite Digital: 1 + [gradient x crystal freq. (MHz) x circulation]; maximum resolution: 0.006 mm or 0.00025 in.
Non-Linearity*:	Captive Slide: ± 0.02% or ± 0.127 mm (0.005 in), whichever is greater Rod & Cylinder and Floating Magnet: ± 0.02% or ± 0.152 mm (0.006 in), whichever is greater
Repeatability:	Equal to resolution
Hysteresis:	< 0.02 mm (0.0008 inches)
Outputs:	Analog: Voltage or Current Digital: Start/Stop or PWM
Measuring Range:	Analog: 25 to 2000 mm (1 to 78 in.) Digital: 25 to 3650 mm (1 to 144 in.) (Rod & Cylinder version: max length = 1220 mm [48 in.]
Operating Voltage:	+ 13.5 to 26.4 Vdc (± 0%); Strokes ≤ 1525 mm (60 in.) + 24 Vdc (± 10%); Strokes > 1525 mm (60 in.)
Power Consumption:	100 mA
Operating Temperature:	Head Electronics: - 40 to 85°C (- 40 to 185°F) Sensing Element: - 40 to 105°C (- 40 to 221°F)
EMC Test	DIN IEC 801-4, Type 4, CE Qualified; DIN EN 50081-1 (G style connector only) (Emissions), DIN EN 50082-2 (Immunity)
Shock Rating:	100 g (single hit)/IEC standard 68-2-27 (survivability)
Vibration Rating:	5 g/10-150 Hz/IEC standard 68-2-6
Update Time:	Analog: < 1 ms Digital: Minimum = [Stroke (specified in inches) + 3] x 9.1 μs
Housing Style/Enclosure:	Aluminum profile; drip, dust, and rust resistant G style connection meets IP 67 rating
Magnet Type:	Floating magnet, captive sliding magnet, rod & cylinder

* Non-linearity increases with multiple circulations.
The above specifications are assuming that output ripple is averaged by the measuring device as with any typical analog device. Specifications are subject to change without notice. Contact MTS to confirm specifications that are critical to your application.

OUTPUTS

ANALOG & DIGITAL OUTPUTS

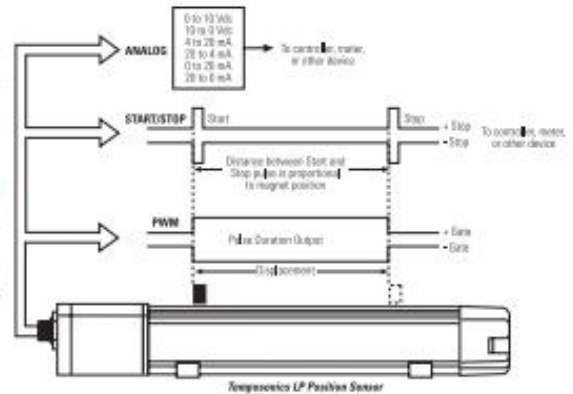
The Tempsonics I Series LP position sensors provide direct analog or digital (PWM) outputs are also available. The Start/Stop output requires a customer-supplied 1µs interrogation signal.

Analog outputs include: voltage (0 to 10 Vdc; forward & reverse acting) and current (4 - 20 mA or 0 - 20 mA, forward or reverse acting).

If a digital format is required, Start/Stop or Pulse-width Modulated

(PWM) outputs are also available. The Start/Stop output requires a customer-supplied 1µs interrogation signal.

Since both the analog and digital outputs are direct, no signal-conditioning electronics are needed when interfacing with controllers or meters.

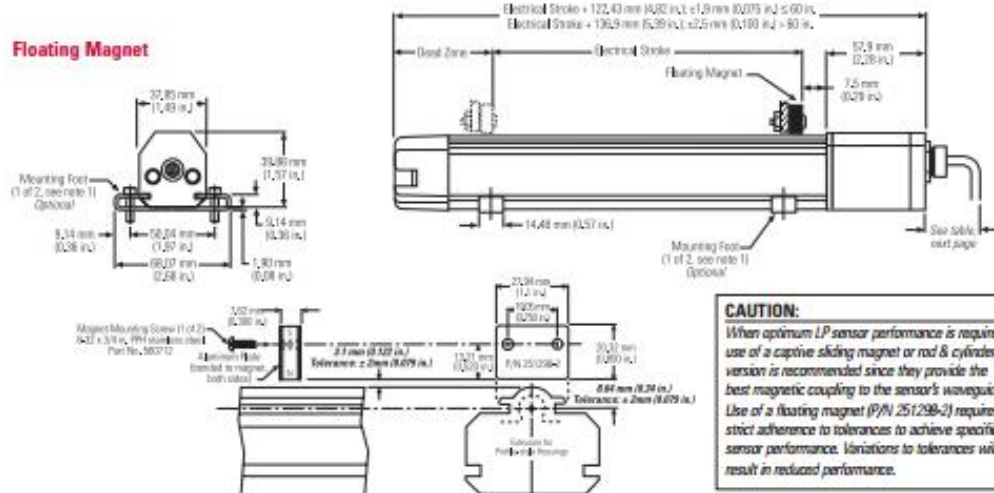


FEATURES

- Outputs Include:
 - Start/Stop
 - Pulse-width modulated (PWM)
 - Voltage
 - Current
- Rugged Construction
- Direct Outputs—No Signal-conditioning Required
- High Resolution
- Drip, Dust, Rust Resistant

MAGNET CONFIGURATIONS

Floating Magnet



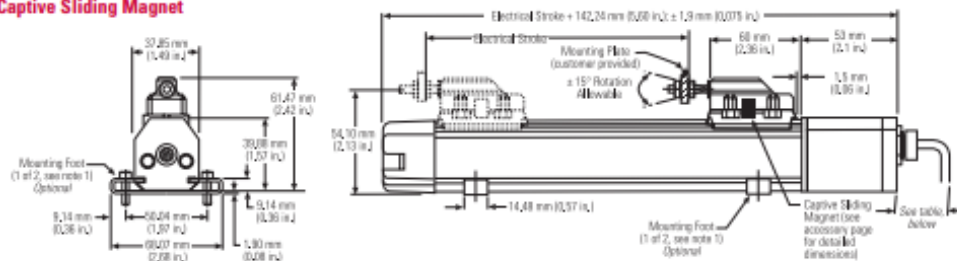
D I M E N S I O N S

MAGNET CONFIGURATIONS

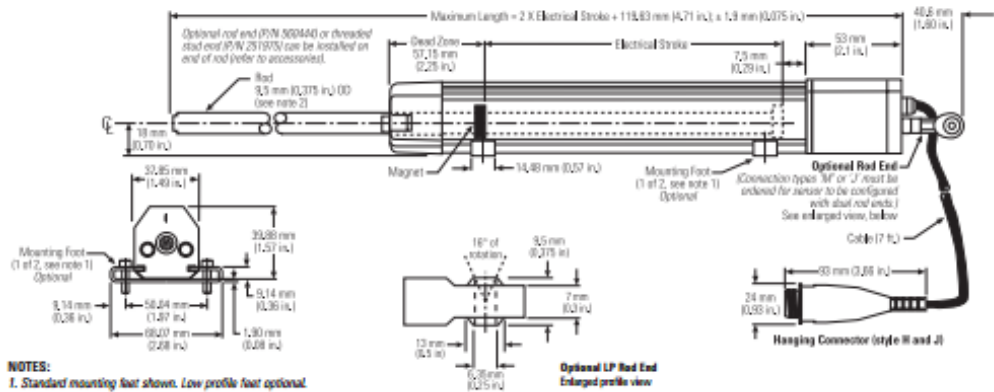
Tempsonics LP profile-style position sensors offer modular construction, flexible mounting configurations, and easy installation. There are three magnet configurations offered to meet the mounting requirements of your application: (1) floating magnet, (2) captive sliding magnet, and (3) rod and cylinder (refer to the illustrations, below).

Tempsonics LP sensors are effective in applications where space is an issue and in environments where there are dust and contamination. They are designed for external mounting on machines and can be configured with a variety of connection options.

Captive Sliding Magnet



Rod & Cylinder



- NOTES:**
1. Standard mounting feet shown. Low profile feet optional. Refer to P/N 400802 or P/N 400857 on the accessory page for detailed dimensional information.
 2. Proper mounting and alignment of sensor is critical to ensure normal operation.

CONNECTOR DIMENSIONS (includes cable bend)

- 'G' Connector w/ Straight Exit 'RG' Mating Connector: 61 mm (2.4 in.)
- 'B' Connector w/90° 'RA' Mating Connector: 34 mm (1.35 in.)
- 'C' Integral Connector w/Mating Connector: 114.3 mm (4.5 in.)
- 'H', 'J', 'L', and 'M' Integral Cables: 20 mm (0.8 in.)

WIRING

CONNECTIONS

Analog Output: Voltage Output:

Pin No.	Wire Color	Function
1	Blue	0 to 10 Vdc (Note 1)
2	Green	Return for Pin 1
3	Yellow	10 to 0 Vdc (Note 2)
4	Orange	Return for Pin 3
5	Red	Customer Supplied Power (- Vdc)*
6	Black	DC Ground
7	Drain Wire	Shield Drain Wire (Note 3)
8	N/C	N/C

Analog Output: Current Output:

Pin No.	Wire Color	Function
1	Blue	4 to 20 mA, 0 to 20 mA
2	Green	20 to 4 mA, or 20 to 0 mA
3	Yellow	N/C
4	Orange	N/C
5	Red	Customer Supplied Power (- Vdc)*
6	Black	DC Ground
7	Drain Wire	Shield Drain Wire (Note 3)
8	N/C	N/C

Digital Output: (PWM or Start/Stop)

Pin No.	Wire Color	Function (PWM)
1	Blue	(-) Gate for PWM, (-) Stop for Start/Stop
2	Green	(-) Gate for PWM, (-) Stop for Start/Stop
3	Yellow	(-) Interrogation for PWM, (-) Start for Start/Stop
4	Orange	(-) Interrogation for PWM, (-) Start for Start/Stop
5	Red	Customer Supplied Power (- Vdc)*
6	Black	DC Ground
7	Drain Wire	Shield Drain Wire (Note 3)
8	N/C	N/C



8-Pin Integral or Hanging Connector (male profile)

Connection Type 'C', 'H', or 'J'

Mating Accessories:

- P/N 251135 Field Installable Connector
- Extension Cables

* Power requirements are stroke length dependent.

- + 13.5 to 26.4 Vdc (± 0%) Stroke lengths ≤ 1525 mm (60 in.)
- + 24 Vdc (± 10%) Stroke lengths > 1525 mm (60 in.)

NOTES:

1. Output = 0 Vdc when reference magnet is positioned at the electronics housing and of the sensor.
2. Output = 0 Vdc when reference magnet is positioned at the tip of the sensor.
3. Shield drain wire should be isolated from DC ground (black wire) at the controller end of the cable.

CONNECTIONS FOR 'G' STYLE MATING CABLES

RG Connector: (PWM or Start/Stop)

Pin No.	Wire Color	Function
1	Gray	(-) Gate for PWM, (-) Stop for Start/Stop
2	Pink	(-) Gate for PWM, (-) Stop for Start/Stop
3	Yellow	(-) Interrogation for PWM, (-) Start for Start/Stop
4	Green	(-) Interrogation for PWM, (-) Start for Start/Stop
5	Red or Brown	Customer Supplied Power (- Vdc)*
6	White	DC Ground
7	-	No Connection

NOTES:

1. When wiring Tempsonics I Series IP sensors equipped with a 'G' style connector, **do not** connect DC ground to the cable shield or drain wire.
2. For single-ended interrogation, the unused interrogation lead must be connected to DC ground.
3. When using PWM with internal interrogation, both interrogation leads must be connected to DC ground.

RG Connector: (Voltage or Current Output)

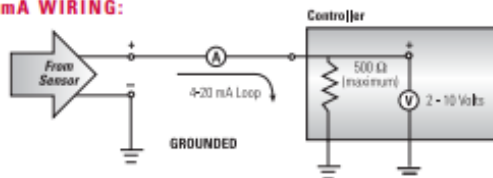
Pin No.	Wire Color	Function
1	Gray	0 to 10 Vdc: 4 to 20 mA or 0 to 20 mA
2	Pink	Return for Pin 1
3	Yellow	10 to 0 Vdc: 20 to 4 mA or 20 to 0 mA
4	Green	Return for Pin 3
5	Red or Brown	Customer Supplied Power (- Vdc)*
6	White	DC Ground
7	-	No Connection

- * Power requirements are stroke length dependent.
- + 13.5 to 26.4 Vdc (± 0%) Stroke lengths ≤ 1525 mm (60 in.)
 - + 24 Vdc (± 10%) Stroke lengths > 1525 mm (60 in.)



'G' Connector
(Mated Mating
Extension Cable Required)

TYPICAL 4-20 mA WIRING:



NOTE:
Minimum load impedance for voltage outputs is 5K Ω.

HOW TO ORDER (cont.)

EXTENSION CABLES

Connector Types 'C', 'H', & 'J' Mating Extension Cables



CABLE LENGTH

- 005 = 5 ft.
- 015 = 15 ft.
- 025 = 25 ft.
- XXX = Custom length (range: 5 to 100 ft.)

NOTE:
Extension cables terminate with a pigtail connection.

Connector Type 'G' Mating Extension Cables



SENSORS CONNECTION TYPE

- RG = Mating Connector for Style "G" sensor only (straight)
- RA = Mating Connector for Style "G" sensor only (90°)

CABLE LENGTHS

- 005 = 5 ft.
- 015 = 15 ft.
- 025 = 25 ft.
- 050 = 50 ft.
- 100 = 100 ft.

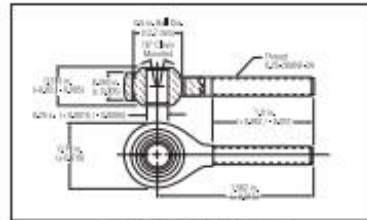
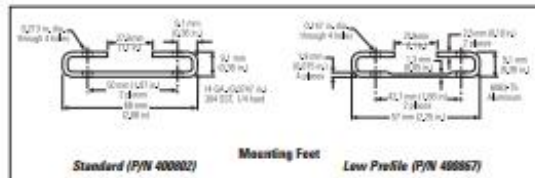
CABLE TERMINATION

- P0 = Pigtail connection

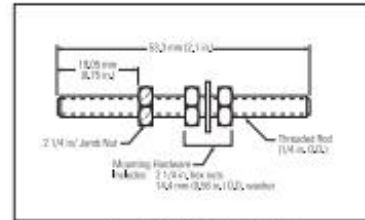
NOTE:
Extension cable terminates with a pigtail connection.

ACCESSORIES

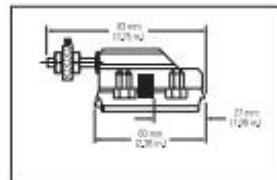
Description	Part No.	Notes
LP Magnet Assembly (pairs)	251298-2	Spare for Tempsonics LP position sensors with floating magnet
Mounting Screws (8/32 x 3/4 in, Stainless Steel)	560712	Spare for mounting floating magnet assembly, P/N 251298-2, for use with Magnet Configuration TM.
Captive Sliding Magnet, US version (pairs)	252052	Spare for Tempsonics LP position sensors with electrical strokes defined in inches (#10-32 threads). See drawing below
Captive Sliding Magnet, Metric version (pairs)	252053	Spare for Tempsonics LP position sensors with electrical strokes defined in millimeters (M5 threads). See drawing below
Power Supply (24/0E Vdc, 0.5 A)	380009	
Mounting Feet, Standard (pairs)	400900	See drawing below
Mounting Feet, Low Profile (optional)	400907	See drawing below
Red End	560444	For use with Tempsonics LP sensors with Connection Types TM or LP (rod & cylinder versions) to provide a means to attach the LP rod to customer equipment. See drawing below
Threaded Stud End Kit	251375	For use with Tempsonics LP sensors (rod & cylinder versions) to provide a means to attach the LP rod to customer equipment. Includes threaded stud with stationary jam nut, two (2) hex nuts and a washer. See drawing below
Field-Installable Receptacle Connector Kit	251135	Mating connector for Tempsonics LP sensor with connection types TC, TM, or LP.



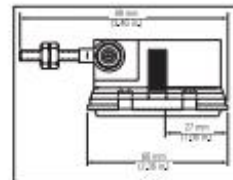
Threaded Rod End (P/N 560444)



Threaded Stud End (P/N 251375)



Captive Sliding Magnet (P/N 252052 & 252053)



Captive Sliding Magnet (P/N 252052)
for die cast applications

VICKERS®

Proportional Valves

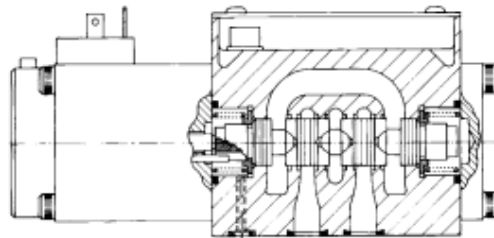


Proportional Directional Valves Without Feed Back

K(A)D/TG4V-5, 3* Series

Typical Section

KTG4V-5



KAD/TG4V-5KAD/TG4V-5

A range of proportional directional and throttle valves with control amplifiers built directly on, and prewired to, the valves. Factory-set adjustments of gain, spool deadband compensation, dither and offset ensure high repeatability valve-to-valve.

The only electrical inputs required are power supply (24V) and a voltage command signal of $\pm 10V$. Electrical connections are via a standard 7-pin plug.

A monitor point allows the function of the amplifier to be checked. Ramp functions, if required, must be generated externally.

Features and Benefits

- Factory-sealed adjustments increase valve-to-valve accuracy
- Valve and amplifier selected, ordered, delivered and installed as a performance-tested package
- Standard 24V DC supply with wide tolerance band
- Standard $\pm 10V$ DC command signals
- Installation wiring reduced and simplified
- Standard 7-pin connector
- LED status indication and monitor point help troubleshooting
- Simple valve removal and replacement for service
- Vibration and shock tested
- Supported by auxiliary function modules

General Description

Vickers proportional valves shown in this catalog are designed to provide a controlled oil flow in proportion to a command signal. They are available in two types, firstly a double solenoid version that will provide reversible flow and return to an actuator, and secondly a single solenoid version that provides a single direction of flow. Hydrostats are available for load compensation and if flow enhancement is required for the single solenoid version, parallel flow path modules are available that will boost the flow capacity to nearly twice that of the standard valve.

Additionally, both of these valve types can be supplied with or without an integral amplifier built directly onto the valve.

KD/TG4V-5

This version is supplied without the integral amplifier.

Features and Benefits

- Wide range of spool and flow rate options
- Supported by amplifiers and auxiliary function modules from the Vickers range
- Electronic feedback LVDT ensures accurate speed control
- Current feedback provides inherent protection from electrical interference
- Vibration and shock tested



This product has been designed and tested to meet specific standards outlined in the European Electromagnetic Compatibility Directive (EMC) 89/336/EEC, amended by 91/263/EEC, 92/31/EEC and 93/68/EEC, article 5. For instructions on installation requirements to achieve effective protection levels, see this leaflet, the Installation Wiring Practices for Vickers Electronic Products leaflet 2468 and leaflet 02-123931A which is packed with every KA valve. Wiring practices relevant to this Directive are indicated by Electromagnetic Compatibility (EMC).

Rev. 10/97

GB-2452

VICKERS®

Proportional Valves

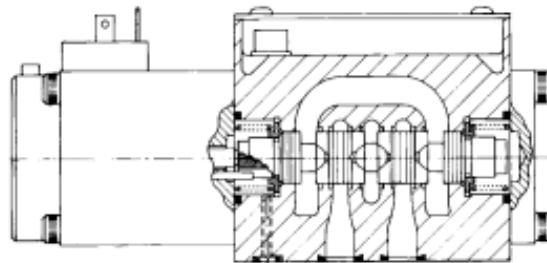


Proportional Directional Valves Without Feed Back

K(A)D/TG4V-5, 3* Series

Typical Section

KTG4V-5



General Description

Vickers proportional valves shown in this catalog are designed to provide a controlled oil flow in proportion to a command signal. They are available in two types, firstly a double solenoid version that will provide reversible flow and return to an actuator, and secondly a single solenoid version that provides a single direction of flow. Hydrostats are available for load compensation and if flow enhancement is required for the single solenoid version, parallel flow path modules are available that will boost the flow capacity to nearly twice that of the standard valve.



This product has been designed and tested to meet specific standards outlined in the European Electromagnetic Compatibility Directive (EMC) 89/336/EEC, amended by 91/263/EEC, 92/31/EEC and 93/68/EEC, article 5. For instructions on installation requirements to achieve effective protection levels, see this leaflet, the Installation Wiring Practices for Vickers Electronic Products leaflet 2468 and leaflet 02-123931A which is packed with every KA valve. Wiring practices relevant to this Directive are indicated by Electromagnetic Compatibility (EMC).

Rev. 10/97

GB-2452

KAD/TG4V-5KAD/TG4V-5

A range of proportional directional and throttle valves with control amplifiers built directly on, and prewired to, the valves. Factory-set adjustments of gain, spool deadband compensation, dither and offset ensure high repeatability valve-to-valve.

The only electrical inputs required are power supply (24V) and a voltage command signal of $\pm 10V$. Electrical connections are via a standard 7-pin plug.

A monitor point allows the function of the amplifier to be checked. Ramp functions, if required, must be generated externally.

Features and Benefits

- Factory-sealed adjustments increase valve-to-valve accuracy
- Valve and amplifier selected, ordered, delivered and installed as a performance-tested package
- Standard 24V DC supply with wide tolerance band
- Standard $\pm 10V$ DC command signals
- Installation wiring reduced and simplified
- Standard 7-pin connector
- LED status indication and monitor point help troubleshooting
- Simple valve removal and replacement for service
- Vibration and shock tested
- Supported by auxiliary function modules

Additionally, both of these valve types can be supplied with or without an integral amplifier built directly onto the valve.

KD/TG4V-5

This version is supplied without the integral amplifier.

Features and Benefits

- Wide range of spool and flow rate options
- Supported by amplifiers and auxiliary function modules from the Vickers range
- Electronic feedback LVDT ensures accurate speed control
- Current feedback provides inherent protection from electrical interference
- Vibration and shock tested

VICKERS®

Proportional Valves



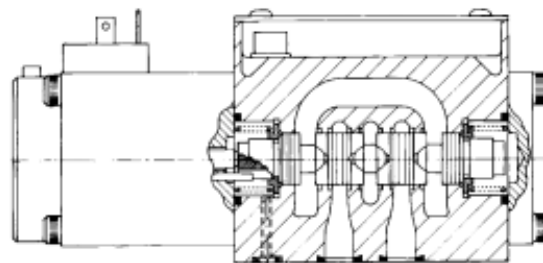
Proportional Directional Valves

Without Feed Back

K(A)D/TG4V-5, 3* Series

Typical Section

KTG4V-5



General Description

Vickers proportional valves shown in this catalog are designed to provide a controlled oil flow in proportion to a command signal. They are available in two types, firstly a double solenoid version that will provide reversible flow and return to an actuator, and secondly a single solenoid version that provides a single direction of flow. Hydrostats are available for load compensation and if flow enhancement is required for the single solenoid version, parallel flow path modules are available that will boost the flow capacity to nearly twice that of the standard valve.

Additionally, both of these valve types can be supplied with or without an integral amplifier built directly onto the valve.

KD/TG4V-5

This version is supplied without the integral amplifier.

Features and Benefits

- Wide range of spool and flow rate options
- Supported by amplifiers and auxiliary function modules from the Vickers range
- Electronic feedback LVDT ensures accurate speed control
- Current feedback provides inherent protection from electrical interference
- Vibration and shock tested

KAD/TG4V-5KAD/TG4V-5

A range of proportional directional and throttle valves with control amplifiers built directly on, and prewired to, the valves. Factory-set adjustments of gain, spool deadband compensation, dither and offset ensure high repeatability valve-to-valve.

The only electrical inputs required are power supply (24V) and a voltage command signal of $\pm 10V$. Electrical connections are via a standard 7-pin plug.

A monitor point allows the function of the amplifier to be checked. Ramp functions, if required, must be generated externally.

Features and Benefits

- Factory-sealed adjustments increase valve-to-valve accuracy
- Valve and amplifier selected, ordered, delivered and installed as a performance-tested package
- Standard 24V DC supply with wide tolerance band
- Standard $\pm 10V$ DC command signals
- Installation wiring reduced and simplified
- Standard 7-pin connector
- LED status indication and monitor point help troubleshooting
- Simple valve removal and replacement for service
- Vibration and shock tested
- Supported by auxiliary function modules

VICKERS



This product has been designed and tested to meet specific standards outlined in the European Electromagnetic Compatibility Directive (EMC) 89/336/EEC, amended by 91/263/EEC, 92/31/EEC and 93/68/EEC, article 5. For instructions on installation requirements to achieve effective protection levels, see this leaflet, the Installation Wiring Practices for Vickers Electronic Products leaflet 2468 and leaflet 02-123931A which is packed with every KA valve. Wiring practices relevant to this Directive are indicated by Electromagnetic Compatibility (EMC).

Rev. 10/97

GB-2452

Operating Data

Performance data is typical with fluid at 36 cSt (168 SUS) and 50°C (122°F) while using the basic Vickers power amplifier.

KD/TG4V-5 and KAD/TG4V-5 Valves

Relative duty factor	Continuous rating (ED = 100%)
Type of protection, with electrical plugs fitted correctly	IEC 144, Class IP65
Hysteresis, with flow through P-A-B-T, $\Delta p = 5$ bar (72 psi) per metering path e.g. P-A	<8% of rated flow
Step input response, with flow through P-A-B-T, $\Delta p = 5$ bar (72 psi) per metering path e.g. P-A Required flow step: 0 to 100% 100% to 0 +90 to -90% (KADG4V-5 only)	Time to reach 90% of required step: 75 ms (0.075s) 50 ms (0.050s) 80 ms (0.080s)
Mass: KDG4V-5 KADG4V-5 KTG4V-5 KATG4V-5	6,8 kg (15.00 lb) approx. 7,2 kg (15.90 lb) approx. 5,3 kg (11.70 lb) approx. 5,7 kg (12.60 lb) approx.


KD/TG4V-5 Valves

Max. current, at 50°C (122°F) ambient: Coil type G Coil type GP Coil type H Coil type HA	3,5A 3,0A 1,6A 0,94A
Coil resistance, at 20°C (68°F): Coil type G Coil type GP Coil type H Coil type HA	1,68Ω - 7,7Ω 23,5Ω
Coil inductance at 1000 Hz & 150 mV: Coil type G Coil type GP Coil type H Coil type HA	8 mH - 38 mH 114 mH
Repeatability, valve-to-valve	Optimized by adjustment of deadband, gain and ramp potentiometers on associated Vickers amplifier
Supporting products: Eurocard amplifier Power supply	EEA-PAM-525-*.32 EEA-PSU-704-*.20

KAD/TG4V-5 Valves with Integral Amplifiers

Power supply	24V DC (21V to 36V including 10% peak-to-peak max. ripple) max. current 3A
Command signal Input impedance	0 to +10V DC, or 0 to -10V DC, or -10V to +10V DC 47 k Ω
7-pin plug connector Pin connections:	A Power supply +ve B Power 0V C Signal 0V D +ve voltage command signal E -ve voltage command signal F Monitor output G Protective ground
Electro-magnetic compatibility (EMC): Emission (10 v/m) Immunity (10 v/m) See "Warning" note regarding EMC on page 11.	EN 50081-2 EN 50082-2
Gain adjustment	25 to 125%
Zero adjustment	\pm 18%
Factory set adjustments	Deadband, gain, dither and offset
Monitor point signal Output impedance	0,5V per amp solenoid current 10 k Ω
Power stage PWM frequency	2 kHz nominal
Repeatability, valve-to-valve (at factory settings): Flow gain at 100% command signal	\leq 5%
Protection: Electrical Mechanical	Reverse polarity protected IEC 144, Class IP65
Relative humidity	85 to 95% at 20 to 70°C (68 to 158°F)
Supporting products: Auxiliary electronic modules (DIN-rail mounting): EHA-CON-201-A-2* signal converter EHD-DSG-201-A-1* command signal generator EHA-RMP-201-A-2* ramp generator EHA-PID-201-A-2* PID controller Subplates, size 05 Mounting bolts Note: If not using Vickers recommended bolt kits, bolts must be to ISO 898 grade 12.9 or stronger.	



This product has been designed and tested to meet specific standards outlined in the European Electromagnetic Compatibility Directive (EMC) 89/336/EEC, amended by 91/263/EEC, 92/31/EEC and 93/68/EEC, article 5. For instructions on installation requirements to achieve effective protection levels, see this leaflet and the Installation Wiring Practices for Vickers Electronic Products leaflet 2468 and leaflet 02-123931A which is packed with every KA valve.. Wiring practices relevant to this Directive are indicated by  Electromagnetic Compatibility (EMC).

Maximum Pressures, bar (psi)

Model	Port L conditions	Ports P, A & B	T	Ls
K(A)DG4V-5-**-Z-(V)M-U1-HZ	Externally drained	315 (4567)	210 (3000)	10 (145)
All K(A)DG4V-5 models	Blocked by mating surface	315 (4567)	160 (2320)	160 (2320)
K(A)TG4V-5	Externally drained	315 (4567)	210 (3000)	10 (145)
	Blocked by mating surface		160 (2320)	160 (2320)

s If port T pressure will not exceed 160 bar (2320 psi), port L need not be connected to tank.

Minimum Recommended Flow Rates

For spool types 2C and 33C
 $\Delta p = 10$ bar (145 psi) for looped flow
 P-A-B-T (or P-B-A-T).

Valve size/spool code	Min. flow rate:	
	L/min	in ³ /min
K(A)DG4V-5-**-C30N	1,5	91
K(A)DG4V-5-**-C50N	2,5	152
K(A)DG4V-5-**-C65S	3,0	182

Power Capacity Envelopes

Single Solenoid Models:

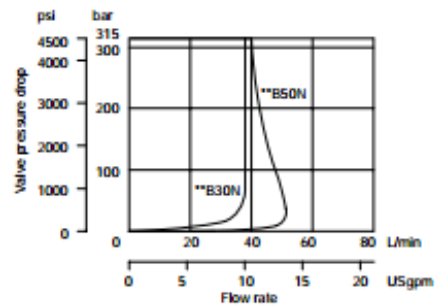
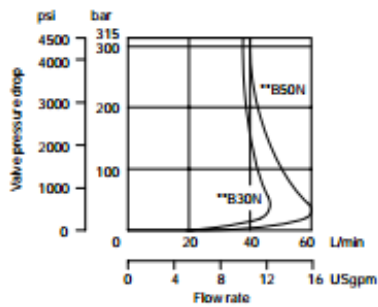
K(A)TG4V-5

Spool types as noted

Single Flow Path
 P to B

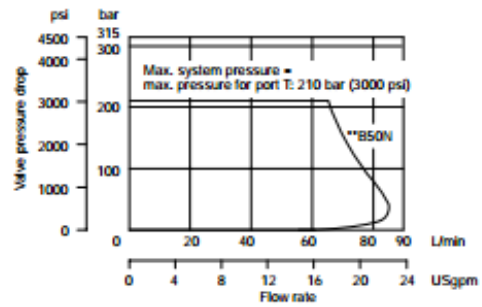


Looped Flow Path
 P to B plus A to T



Single Solenoid Models:
K(A)TG4V-5

Parallel Flow Path
 P to B and A to T using
 parallel flow path module:
 KDGMA-5-616877-10Rn or
 KDGMA-5-02-139150-10Sn



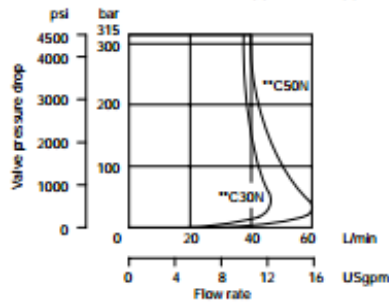
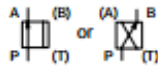
ⁿ See catalog 2336, "Subplates and Auxiliary Connection Plates, Size 05".

Double Solenoid Models:

K(A)DG4V-5

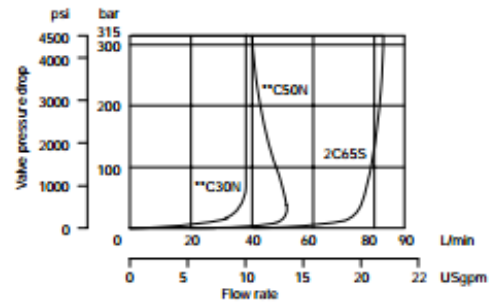
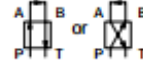
Spool types as noted

Single Flow Path
 P to A, or P to B

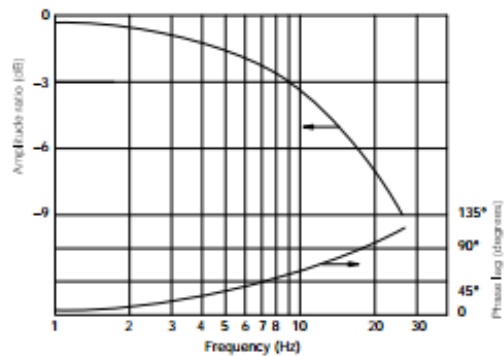


Looped Flow Path

P to A (or B) plus B (or A) to T



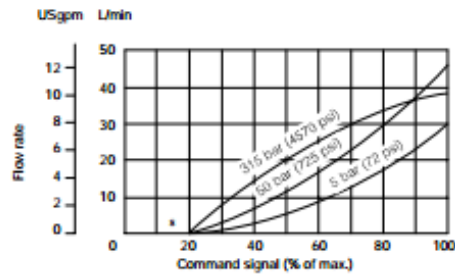
Frequency Response



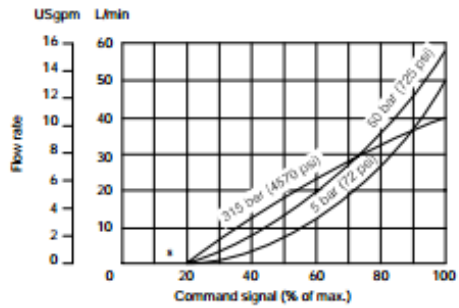
Flow Gain Single Solenoid Models, K(A)TG4V-5

Single Flow Path P to B

Spool types **B30N



Spool types **B50N



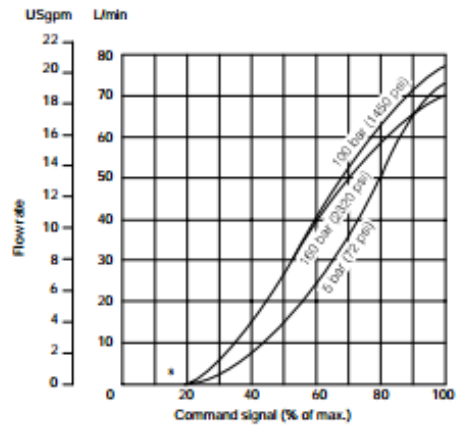
Parallel Flow Paths

P to B and A to T using
parallel flow path module:
KDGMA-5-616877-10Rn or
KDGMA-5-02-139150-10Sn



Maximum system pressures for this configuration:
With "L" port externally drained 210 bar (3000 psi)
With "L" port blocked 160 bar (2320 psi)

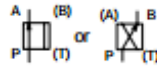
Spool types **B50N



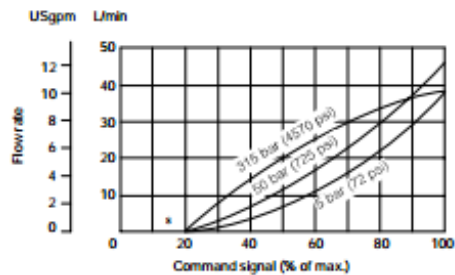
- s Curves shown are for spool types "2". These points will vary from valve to valve, but can be adjusted using the deadband compensation feature of the drive amplifier.
For spool types "33" the curves are similar but flow starts at slightly higher command signals.

Flow Gain Double Solenoid Models, K(A)DG4V-5

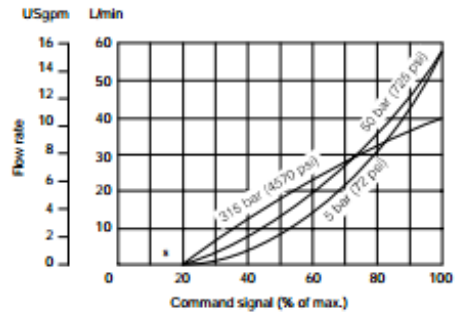
Single Flow Path
P to A, or P to B



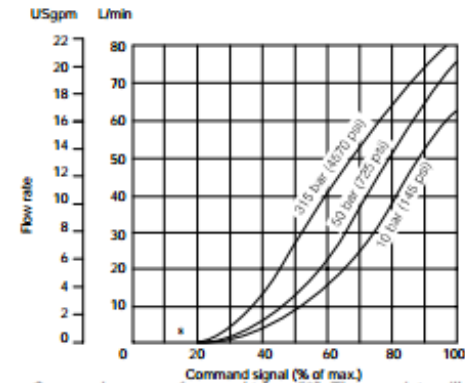
Spool types **C30N



Spool types **C50N



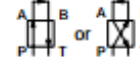
Spool type 2C65S



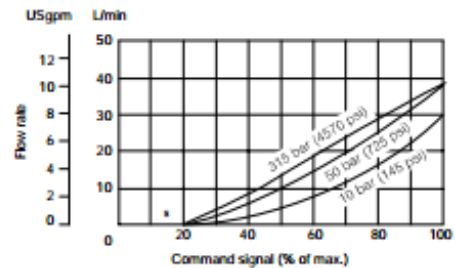
* Curves shown are for spool types "2". These points will vary from valve to valve, but can be adjusted using the deadband compensation feature of the drive amplifier.
For spool types "33" the curves are similar but flow starts at slightly higher command signals.

Looped Flow Paths

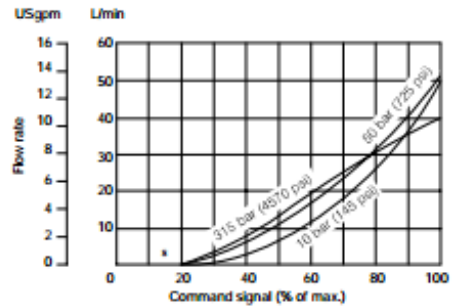
P to A (or B), plus B (or A) to T



Spool types **C30N



Spool types **C50N



Electrical Block Diagram

Command Signals and Outputs

7-pin plug		Flow direction
Pin D	Pin E	
Positive	0V	P to A
0V	Negative	
$U_D - U_E = \text{Positive}$		
Negative	0V	P to B
0V	Positive	
$U_D - U_E = \text{Negative}$		

KADG4V-5 and KATG4V-5

Wiring

Connections must be made via the 7-pin plug mounted on the amplifier.
Recommended cable sizes are:

Power cables:

For 24V supply
0,75 mm² (18 AWG) up to 20m (65 ft)
1,00 mm² (17 AWG) up to 40m (130 ft)

Signal cables:

0,50 mm² (20 AWG)

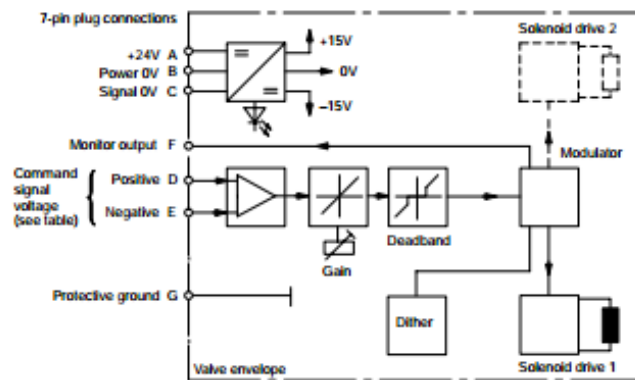
Screen:

A suitable cable would have 7 cores, a separate screen for the signal wires and an overall screen.



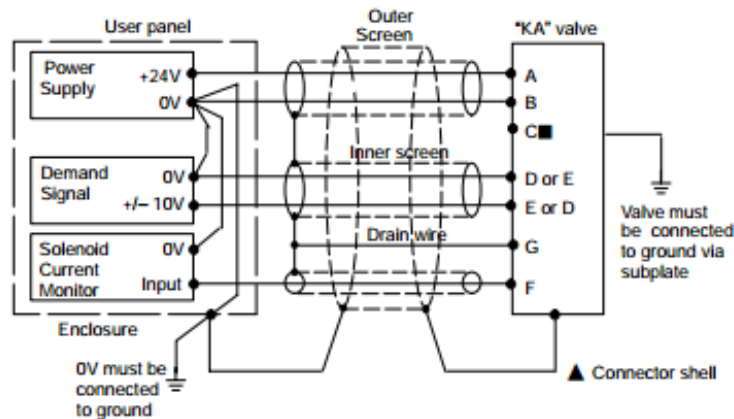
Warning

All power must be switched off before connecting or disconnecting any plugs.



Typical Connection Arrangements KADG4V-5 and KATG4V-5

Wiring Connections for Valves with integral Amplifier



■ Solenoid current monitor voltage (pin F) will be referenced to the KA valve local ground. A "local ground" (pin C) is provided for optional use by differential input customer supplied electronics.

▲ Note: In applications where the valve must conform to European RF/EMC regulations, the outer screen (shield) must be connected to the outer shell of the 7-pin connector and the valve body must be fastened to the earth ground. Proper earth grounding practices must be observed in this case, as any differences in command source and valve ground potentials will result in a screen (shield) ground loop.



Warning

Do not ground pin C. If the local ground (pin C) is not used for differential monitor electronics, do not use. Read monitor pin F with respect to ground.



Warning

Electromagnetic Compatibility (EMC)

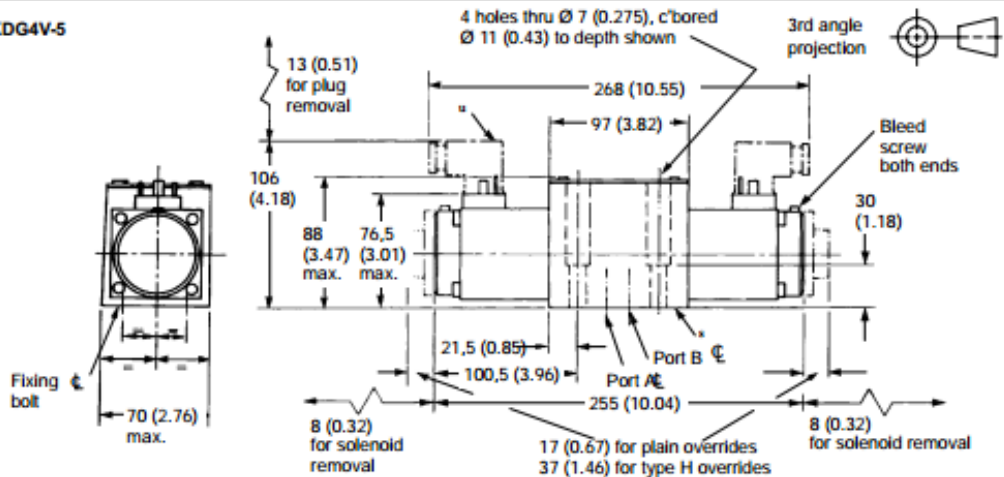
It is necessary to ensure that the valve is wired-up as above. For effective protection, the user electrical cabinet, the valve subplate or manifold, and the cable screens should be connected to efficient ground points. The metal 7-point connector, part no. 934939, should be used for the integral amplifier.

In all cases, both valve and cable should be kept as far as possible from any sources of electromagnetic radiation such as cables carrying heavy current, relays and certain kinds of portable radio transmitters, etc. Difficult environments could mean that extra screening may be necessary to avoid the interference.

It is important to connect the 0V lines as shown above. The multi-core cable should have at least two screens to separate the demand signal and monitor output from the power lines.

Installation Dimensions in mm (in)

KDG4V-5



u Electrical plug connections (without indicator light) to ISO 4400/DIN 43650. Must be separately ordered by part number(s).

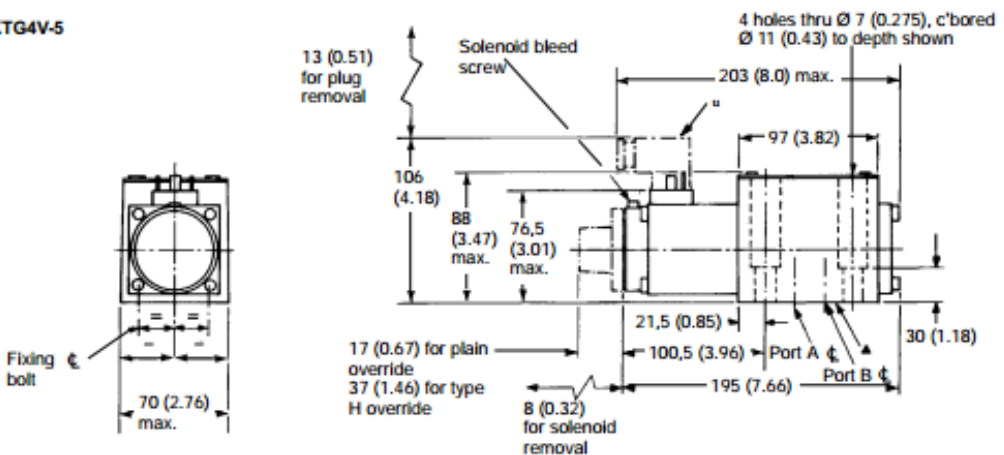
Part No	Color	Solenoid coil	Cable gland
710775	Black	Solenoid B	Pg. 11
710776	Gray	Solenoid A	Ø 6-10 (0.23-0.39 dia)

Solenoid and plug identities

At port "A" end	At port "B" end	For
A	B	KDG4V-5-C***(-)-VM
B	A	KDG4V-5-C***(-)-M

The cable entry can be repositioned at 90° intervals from the position shown. This is done by re-assembling the contact holder into the appropriate position inside the plug connector housing.

KTG4V-5



u Electrical plug connections (without indicator light) to ISO 4400/DIN 43650. Must be separately ordered by part number(s).

Part No	Color	Solenoid coil	Cable gland	For valve
710775	Black	Solenoid B	Pg. 11	KTG4V-5-B***(-)-M
710776	Gray	Solenoid A	Ø 6-10 (0.23-0.39 dia)	KTG4V-5-B***(-)-VM

The cable entry can be repositioned at 90° intervals from the position shown. This is done by re-assembling the contact holder into the appropriate position inside the plug connector housing.

x Mounting surface, seals supplied.
For mating surface dimensions and subplate options, see catalog 2336.
For mounting bolt kit options see catalog 2314.

Installation Dimensions in mm (in)

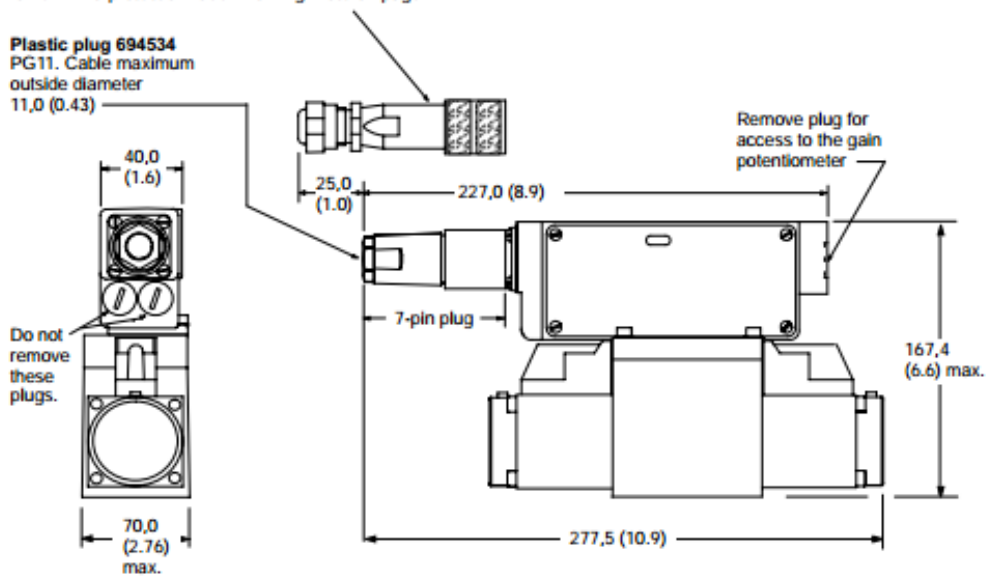
KADG4V-5

Metal plug 934939

Cable outside diameter 8,0 to 10,5 (0.31 to 0.41) Must be used for full EMC protection. See "Warning" note on page 11.

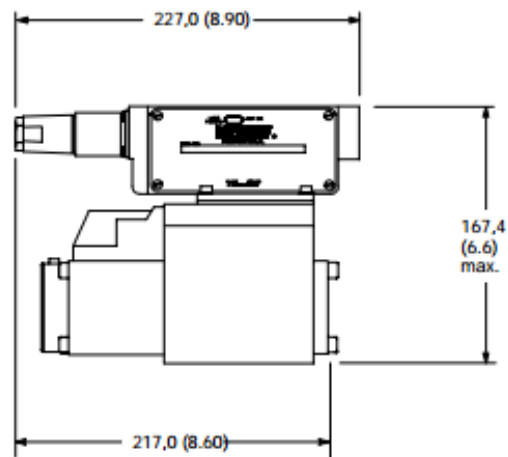
Plastic plug 694534

PG11. Cable maximum outside diameter 11,0 (0.43)



See warning note on page 3 regarding the use of 7-pin plugs.

KATG4V-5



Further Information

Hydraulic Fluids

Materials and seals used in these valves are compatible with:

Anti-wear petroleum oils L-HM
Non-alkyl based
phosphate esters L-HFD

The extreme operating range is 500 to 13 cSt (270 to 70 SUS) but the recommended running range is 54 to 13 cSt (245 to 70 SUS). For further technical information about fluids see Technical Information leaflet B-920 or I-286-S.

Contamination Control Requirements

Recommendations on contamination control methods and the selection of products to control fluid condition are included in Vickers publication 9132 or 561, "Vickers Guide to Systemic Contamination Control". The book also includes information on the Vickers concept of "ProActive Maintenance". The following recommendations are based on ISO cleanliness levels at 2 µm, 5 µm and 15 µm. For products in this catalog the recommended levels are:

Up to 210 bar (3050 bar) 18/16/13
Above 210 bar (3050 bar) 17/15/12

Installation and Start-up Guidelines

The proportional valves in this catalog can be mounted in any attitude but it may be necessary, in certain demanding applications, to ensure that the solenoids are kept full of hydraulic fluid. If this proves to be the case any accumulated air can be bled from the solenoid bleed screws. This task is easier if the valve has been mounted base downwards. Good installation practice dictates that the tank port, and any drain port, are piped so as to keep the valve full of fluid once the system start-up has been completed.

Temperatures

For petroleum oil:

Min. -20°C (-4°F)
Max.* +70°C (158°F)

* To obtain optimum service life from both fluid and hydraulic system, 65° C (150°F) normally is the maximum temperature.

For other fluids where limits are outside those of petroleum oil, consult fluid manufacturer or Vickers representative. Whatever the actual temperature range, ensure that viscosities stay within those specified under "Hydraulic Fluids".

Ambient for:

Valves, including any feedback transducers and integral amplifiers at full performance specification: -20 to +60°C (-4 to +140°F).

Valves, as above, will operate at temperatures of 0 to -20°C (32 to -4°F) but with a reduced dynamic response.

Storage:

-25 to +85°C (-13 to +185°F)

Eurocard electronics:

0 to 50°C (32 to 122°F)

Service Information

The products from this range are preset at the factory for optimum performance, disassembling critical items would destroy those settings. It is therefore recommended that should any mechanical or electronic repair be necessary they should be returned to the nearest Vickers repair center. The products will be refurbished as necessary and retested to specification before return to you.

Field repair is restricted to the

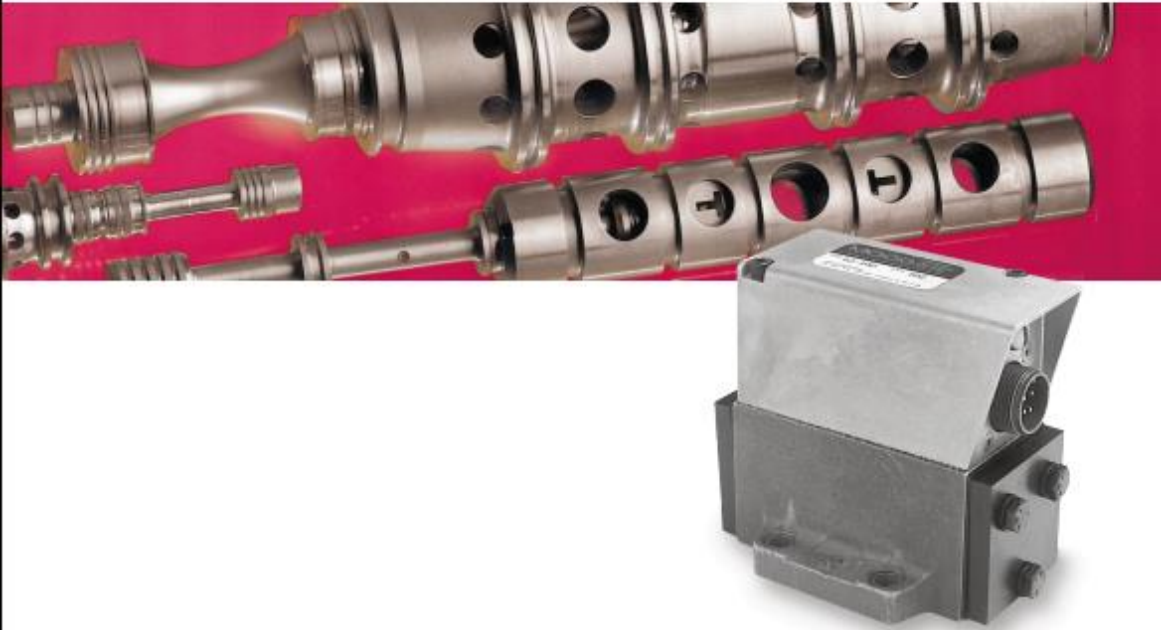
replacement of the listed parts below.

Seal kit (KD/TG) 565110

Seal kit (KAD/TG) 02-139127

Anexo D. Catálogo de Servoválvula Moog 62-303B

MOOG
62 Series
Servovalves



62 SERIES TWO STAGE SERVOVALVES

62 SERIES SERVOVALVES

The 62 Series flow control servovalves are throttle valves for 3- and preferably 4-way applications. They are a standard performance, two-stage design that covers the range of rated flows from 2.5 to 20 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 the armature/flap

per 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 part, 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
- > Low cost design
- > Rugged, long-life design
- > High resolution, low hysteresis
- > Completely set-up at the factory

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:

$$Q = Q_N \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}}$$

- Q [gpm] = calculated flow
- Q_N [gpm] = rated flow
- Δp [psi] = actual valve pressure drop
- Δp_N [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.

62 SERIES
GENERAL TECHNICAL DATA

Operating Pressure
ports P,A and B up to 3,000 psi
port T up to 2,000 psi

Temperature Range
Fluid 0°F to 200°F
Ambient 0°F to 200°F

Seal Material Viton, others on request

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.

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

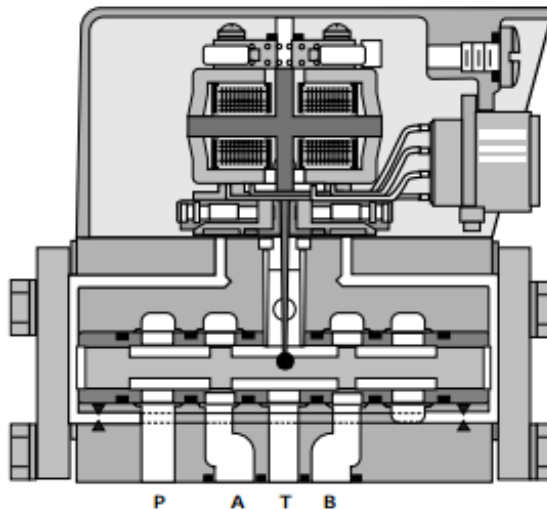
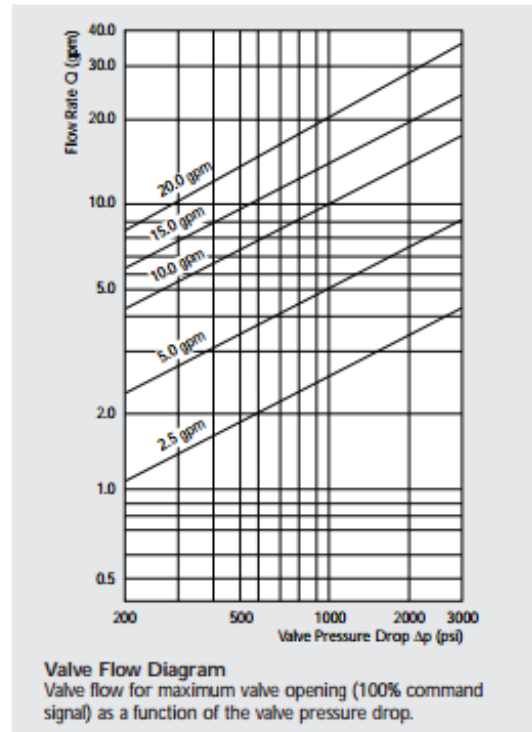
Filter Rating Recommended
For normal operation $\beta_{10} \geq 75$ (10 μ m absolute)
For longer life $\beta_5 \geq 75$ (5 μ m absolute)

Installation Operations Any position, fixed or moveable.

Vibration 30 g, 3 axes

Weight 2.7 lb. (1.2 kg)

Shipping Plate Delivered with an oil sealed shipping plate.



62 SERIES
TECHNICAL DATA

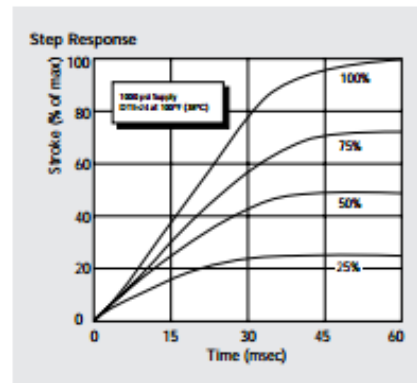
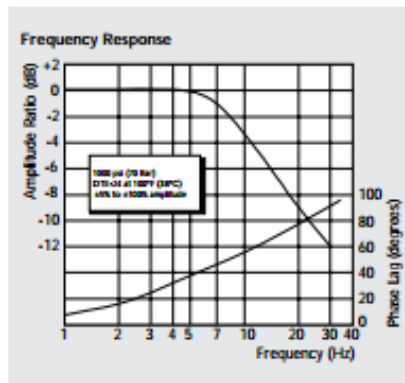
Model . . . Type
Mounting Pattern
Valve Body Version

62
ISO 10372 - 04 - 04 - 0 - 92
4-way
2-stage with spool bushing design
Nozzle/Flapper, High flow

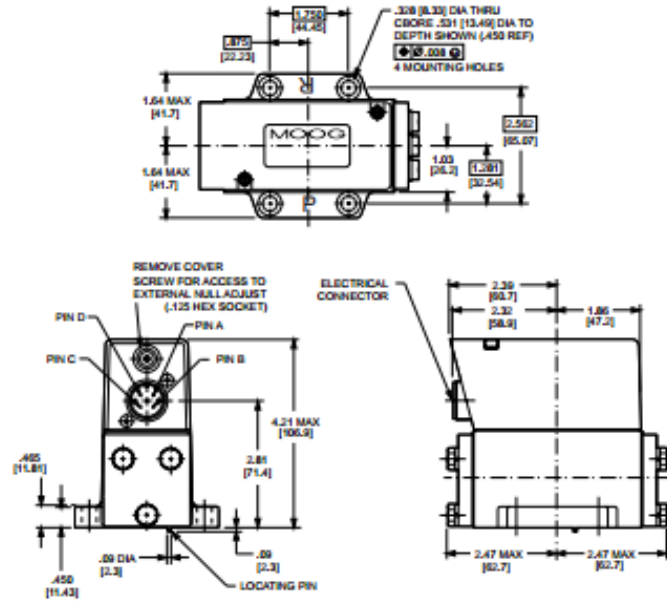
Pilot Stage				Internal only				
Pilot Connection								
Rated Flow	(±10%) at $\Delta p_{IN} = 1,000$ psi	[gpm]	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0	
Response Time*		[ms]	60	60	60	60	60	
Threshold*		[%]			< 1%			
Hysteresis*		[%]			< 5%			
Null Shift	at $\Delta T = 100^{\circ}F$	[%]			< 5%			
Null Leakage Flow*	max.	[gpm]			0.35 to 0.55			

* Measured at 1,000 psi operating pressure

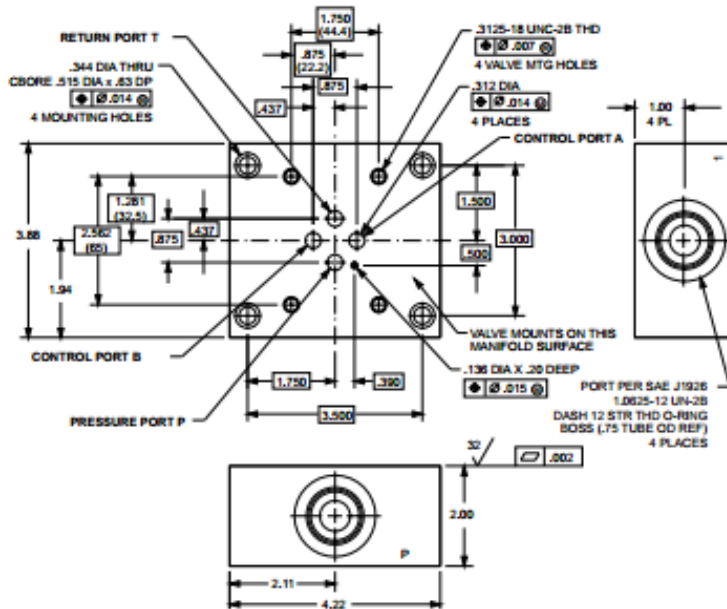
Typical characteristic curves with ±5% to ±100% input signal, measured at 1,000 psi operating pressure.



62 SERIES
INSTALLATION DRAWINGS



TYPICAL SUBPLATE MANIFOLD



Null Adjust: Flow out of Control Port B will increase with clockwise rotation of null adjust screw (1/8 hex key).

The mounting manifold must conform to ISO 10372-04-04-0-92. Surface to which valve is mounted requires a $\sqrt{}$ [ΔΔ] finish, flat within 0.002 [0.05] TIR.

62 SERIES ELECTRICAL CONNECTIONS

Rated current and coil resistance

Two different coil designs are available for 62 Series Servovalves. See Table 1.

Coil connections

A four-pin electrical connector (that mates with an MS3106R14S-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.

Servoamplifier

The servovalve responds to input current, therefore 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

(Example with typical 62 series coils)

		Parallel	Series	Single
Coil Resistance	[Ω]	14	56	28
Rated Current	[mA]	±100	±50	±100
Electrical Power	[W]	.14	.14	.28
Connections 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 pressured.

TABLE 1

Nominal Resistance Per Coil at 77°F (25°C) Ω	Recommended Rated Current-mA		Approximate Coil Inductance*-Henry		
	Parallel, Differential or Single Coil Operation	Series Coils	Single Coils	Series Coils	Parallel Coils
28	100	50	0.2	0.8	0.2
300	30	15	2	7	2

* Measured at 50 Hz.

62 SERIES
ORDERING INFORMATION
SPARE PARTS AND ACCESSORIES

Model Number		Type Designation																			
62 - - - - -		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Optional Feature		Signals for 100% Spool Stroke																			
Series specification		Q ±15 mA Series (±30 mA parallel)																			
K Intrinsically safe		R ±50 mA Series (±100 mA parallel)																			
Model Designation		Y Special signal (see spec sheet)*																			
Assigned at the factory		Valve Connector																			
Factory Identification (Revision Level)		A Connector C1 (A) – side (RH)																			
Value Version		B Connector C2 (B) – side (LH)																			
S Standard response		Seal Material																			
Rated Flow		V Viton																			
Q _N [gpm] at Δp _N = 1,000 psi		N NBR (Buna)																			
10	2.5	Others on request*																			
20	5.0	Pilot Connection and Pressure																			
40	10.0	Pressure [psi] Supply																			
60	15.0	A 250 to 3,000 internal																			
75	20.0	Spool Position without Electrical Signal																			
Maximum Operating Pressure P _o and Body Material		M Mid position																			
F 3,000 psi aluminum		Pilot Stage																			
Main Spool Type		F Standard dynamics																			
O 4-way / axis cut / linear																					
D 4-way / +/-10% overlap / linear																					
X Special*																					

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

* Optional designs are available with intrinsically safe coils (FM approved), and/or special spool bushing lap configuration. Available seal materials: VITON (Std), BUNA or EPR.

SPARE PARTS AND ACCESSORIES

O-Rings (included in delivery) for P,T,A and B	FPM 85 Shore 1D 0.426 x .070	Moog P/N 42082-022
Mating Connector, waterproof IP 65 (not included in delivery)		49054F14S2S (MS3106F14S-2S)
Flushing Block		23718-1K1
Mounting Bolts (not included in delivery) 5/16 - 18 NC x 1.0 long (4 pieces)		A31324-216B
Orifice Assembly with Filter (2 required)		70714
Filter Replacement Kit		B52555RK36K1



Australia	Mulgrave
Brazil	São Paulo
China	Hong Kong
	Shanghai
Denmark	Copenhagen
England	Tewkesbury
Finland	Espoo
France	Rungis

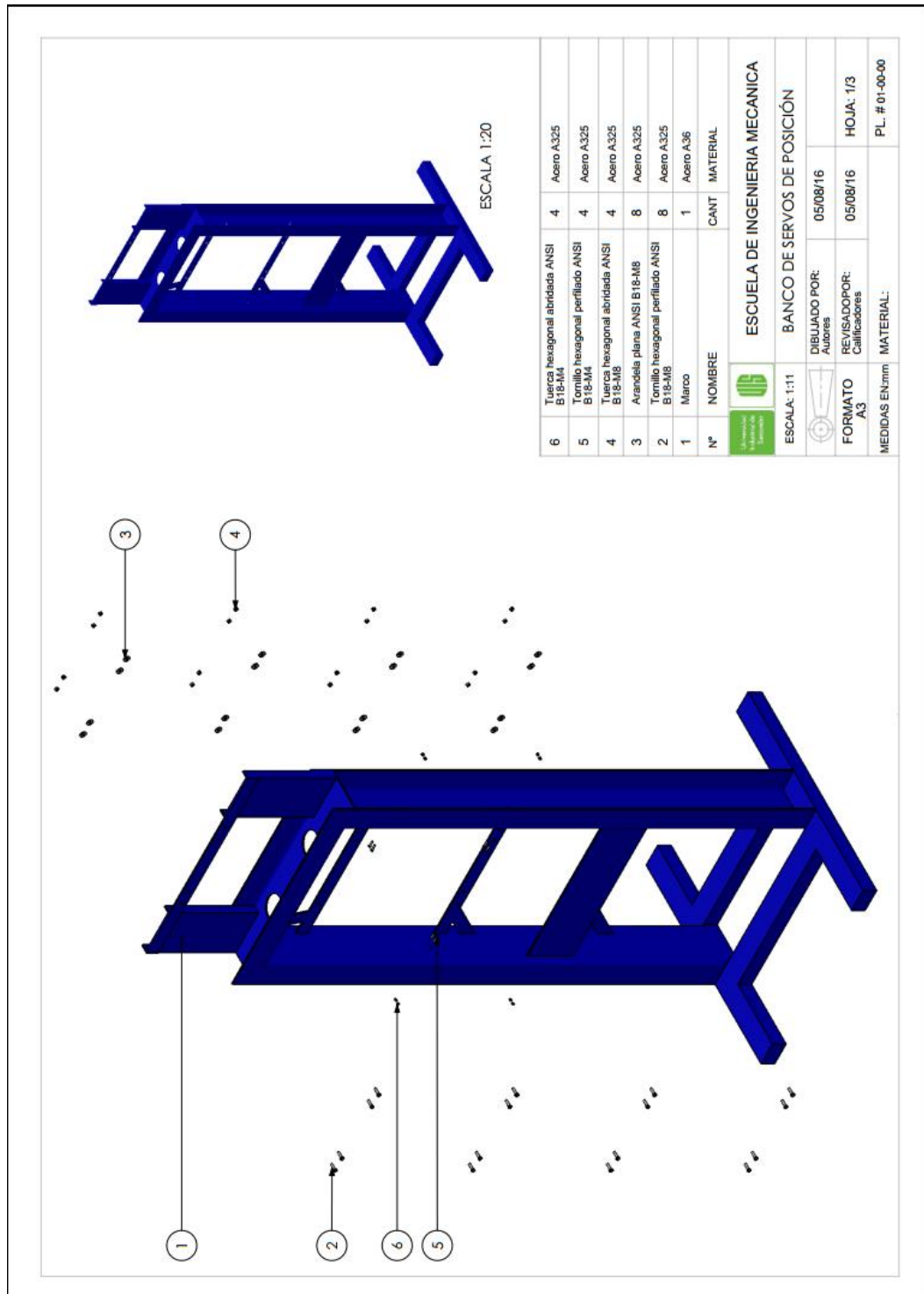


Germany	Böblingen
India	Bangalore
Ireland	Ringaskiddy
Italy	Brescia
	Mainate
Japan	Hiratsuka
Korea	Seoul
Luxembourg	Luxembourg City
Philippines	Baguio
Singapore	Singapore
Spain	Orio
Sweden	Askim
USA	East Aurora

MOOG
Industrial Controls Division
Moog Inc., East Aurora, NY 14052-0018
Telephone: 716/655-3000
Fax: 716/655-1803
Toll Free: 1-800-272-MOOG
www.moog.com

CDL6267 Rev 1 506-020 1200

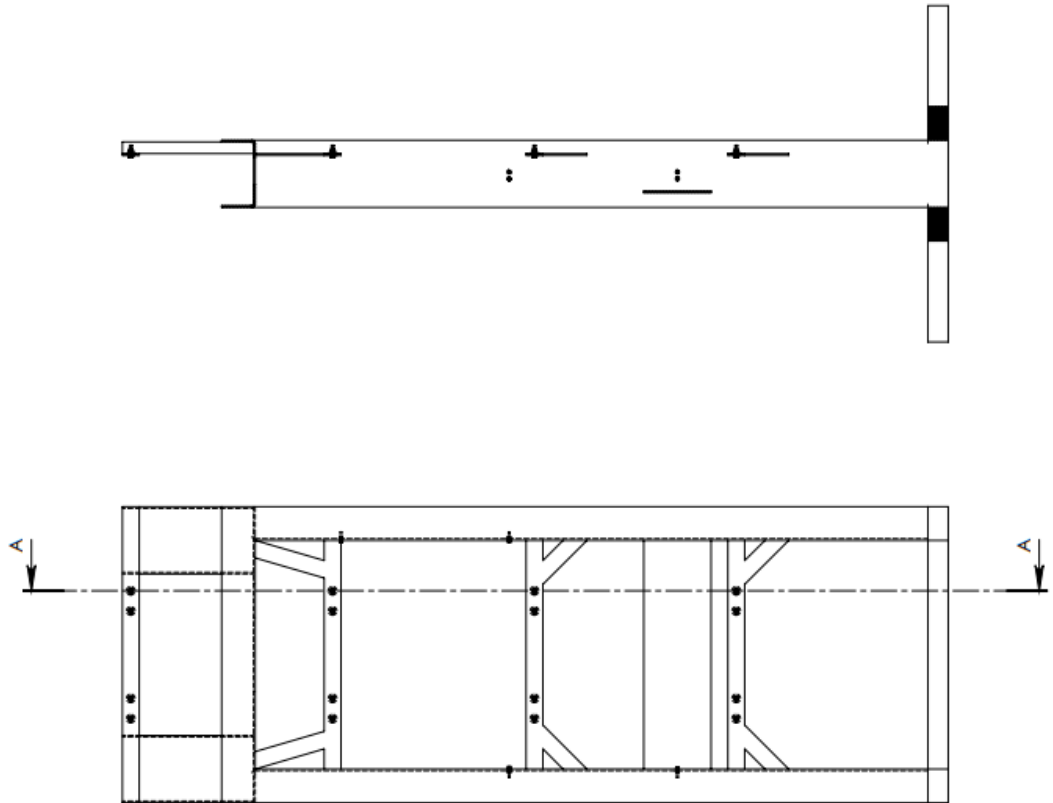
Anexo E. Planos del Rediseño Estructural del Banco de Servo de Posición

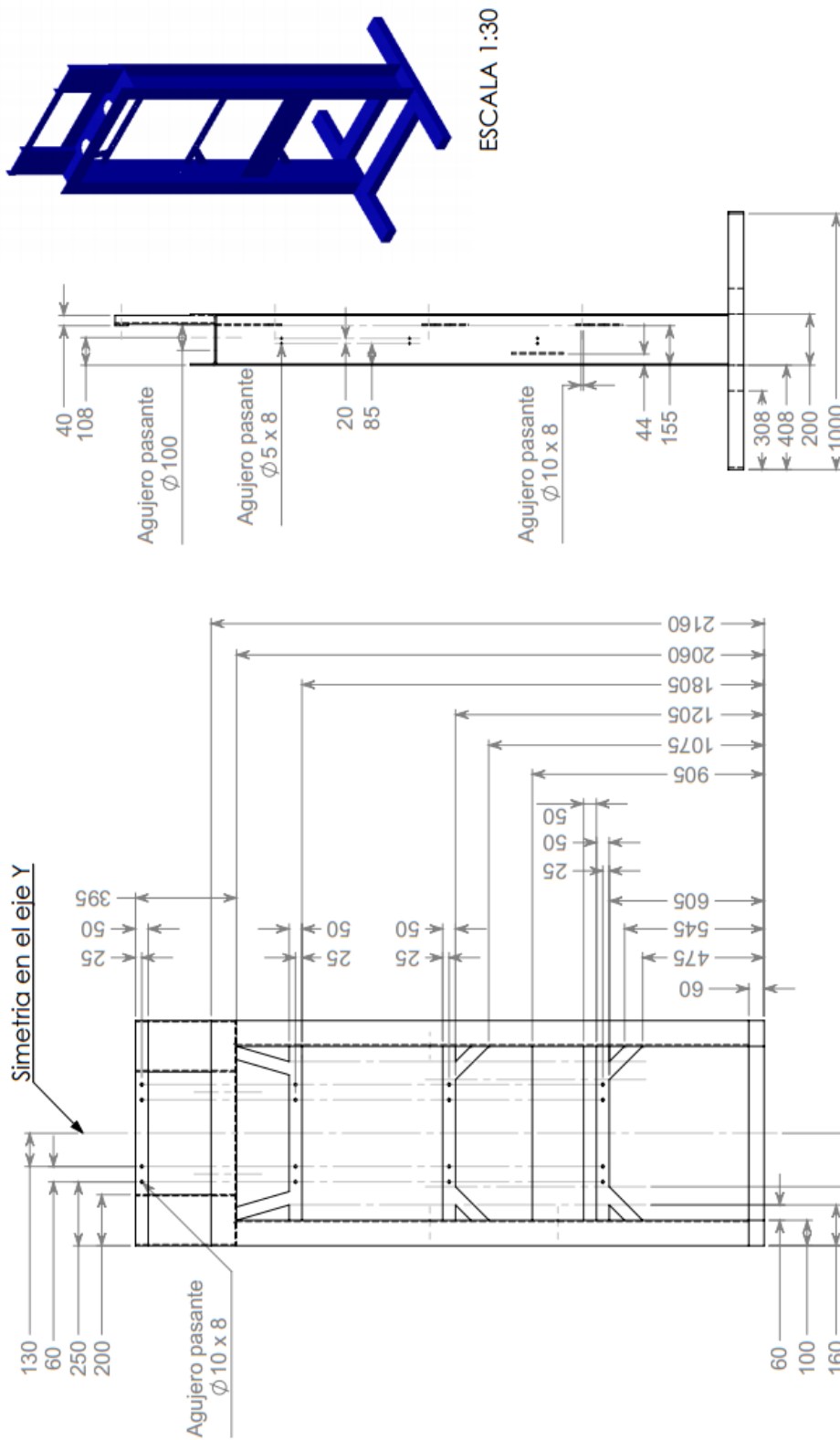




ESCALA 1:20

6	Tuerca hexagonal abridada ANSI B18-M4	4	Acero A325
5	Tornillo hexagonal perfilado ANSI B18-M4	4	Acero A325
4	Tuerca hexagonal abridada ANSI B18-M8	4	Acero A325
3	Arandela plana ANSI B18-M8	8	Acero A325
2	Tornillo hexagonal perfilado ANSI B18-M8	8	Acero A325
1	Marco	1	Acero A36
N°	NOMBRE	CANT	MATERIAL
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
BANCO DE SERVO DE POSICIÓN			
ESCALA: 1:12		DIBUJADO POR: 05/08/16 Autres	
FORMATO A3		REVISADO POR: 05/08/16 Calificadores	
MEDIDAS EN:mm		MATERIAL: PL. # 01-00-00	





NOTA: Todas las partes juntas con soldadura por arco eléctrico a tope por ambos lados.

	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		MARCO	PIEZA N° 1	MATERIAL: ACERO A36
	ESCALA: 1:30	MEDIDAS EN: mm	DIBUJADO POR: Autores	HOJA: 1/3	PL. # 01-00-01

Anexo F. Muestreo para la Validación del Modelo Matemático

U(s)	Y(s)
9.490961	0.642361
9.529793	0.629371
5.928568	0.614699
0.062831	0.598614
-5.826905	0.584754
-9.490961	0.584754
-9.529793	0.584891
-5.928568	0.584891
-0.062831	0.583723
5.826905	0.562582
9.490961	0.529109
9.529793	0.486377
5.928568	0.443348
0.062831	0.42956
-5.826905	0.42956
-9.490961	0.484941
-9.529793	0.580299
-5.928568	0.699945
-0.062831	0.82088
5.826905	0.920508
9.490961	0.98669
9.529793	1.020144
5.928568	1.031179

0.062831	1.038347
-5.826905	1.061365
-9.490961	1.111278
-9.529793	1.185972
-5.928568	1.271069
-0.062831	1.345275
5.826905	1.391191
9.490961	1.391191
9.529793	1.386795
5.928568	1.350003
0.062831	1.311405
-5.826905	1.292841
-9.490961	1.292841
-9.529793	1.32022
-5.928568	1.357566
-0.062831	1.383975
5.826905	1.383975
9.490961	1.357763
9.529793	1.30763
5.928568	1.241902
0.062831	1.1782
-5.826905	1.136524
-9.490961	1.136524
-9.529793	1.146868
-5.928568	1.18155

-0.062831	1.210156
5.826905	1.210156
9.490961	1.197169
9.529793	1.156364
5.928568	1.102536
0.062831	1.052869
-5.826905	1.033429
-9.490961	1.033429
-9.529793	1.070568
-5.928568	1.123837
-0.062831	1.171757
5.826905	1.193067
9.490961	1.193067
9.529793	1.165117
5.928568	1.122016
0.062831	1.081187
-5.826905	1.074261
-9.490961	1.074261
-9.529793	1.115557
-5.928568	1.171094
-0.062831	1.219491
5.826905	1.239835
9.490961	1.239835
9.529793	1.211476
5.928568	1.167156

0.062831	1.123855
-5.826905	1.109735
-9.490961	1.109735
-9.529793	1.146468
-5.928568	1.196938
-0.062831	1.240025
5.826905	1.248978
9.490961	1.248978
9.529793	1.215195
5.928568	1.165805
0.062831	1.118321
-5.826905	1.099361
-9.490961	1.099361
-9.529793	1.134889
-5.928568	1.184721
-0.062831	1.227381
5.826905	1.23717
9.490961	1.23717
9.529793	1.204741
5.928568	1.157106
0.062831	1.111566
-5.826905	1.097418
-9.490961	1.097418
-9.529793	1.135047
-5.928568	1.186223
-0.062831	1.230021
5.826905	1.241745

9.490961	1.241745
9.529793	1.209423
5.928568	1.161983
0.062831	1.11679
-5.826905	1.099641
-9.490961	1.099641
-9.529793	1.134687
-5.928568	1.183698
-0.062831	1.225727
5.826905	1.235344
9.490961	1.235344
9.529793	1.202758
5.928568	1.154824
0.062831	1.109011
-5.826905	1.093
-9.490961	1.093
-9.529793	1.129631
-5.928568	1.180639
-0.062831	1.224825
5.826905	1.238075
9.490961	1.238075
9.529793	1.206774
5.928568	1.160137
0.062831	1.115543
-5.826905	1.100428
-9.490961	1.100428
-9.529793	1.137124

-5.928568	1.188034
-0.062831	1.231871
5.826905	1.24365
9.490961	1.24365
9.529793	1.21221
5.928568	1.165477
0.062831	1.120418
-5.826905	1.104312
-9.490961	1.104312
-9.529793	1.140392
-5.928568	1.190404
-0.062831	1.233188
5.826905	1.243731
9.490961	1.243731
9.529793	1.211604
5.928568	1.164268
0.062831	1.118932
-5.826905	1.102375
-9.490961	1.102375
-9.529793	1.138671
-5.928568	1.190291
-0.062831	1.23506
5.826905	1.246743
9.490961	1.246743
9.529793	1.214226
5.928568	1.166877
0.062831	1.122066

-5.826905	1.10767
-9.490961	1.10767
-9.529793	1.144806
-5.928568	1.195953
-0.062831	1.239643
5.826905	1.249255
9.490961	1.249255
9.529793	1.215449
5.928568	1.16638
0.062831	1.119295
-5.826905	1.099025
-9.490961	1.099025
-9.529793	1.13321
-5.928568	1.181816
-0.062831	1.223288
5.826905	1.230491
9.490961	1.230491
9.529793	1.196643
5.928568	1.14807
0.062831	1.102395
-5.826905	1.087897
-9.490961	1.087897
-9.529793	1.125523
-5.928568	1.177444
-0.062831	1.222288
5.826905	1.235706
9.490961	1.235706

9.529793	1.204268
5.928568	1.15723
0.062831	1.111888
-5.826905	1.095503
-9.490961	1.095503
-9.529793	1.131341
-5.928568	1.181359
-0.062831	1.224538
5.826905	1.234673
9.490961	1.234673
9.529793	1.201803
5.928568	1.153679
0.062831	1.107997
-5.826905	1.093468
-9.490961	1.093468
-9.529793	1.131062
-5.928568	1.182539
-0.062831	1.226495
5.826905	1.238173
9.490961	1.238173
9.529793	1.206011
5.928568	1.15875
0.062831	1.113604
-5.826905	1.09776
-9.490961	1.09776
-9.529793	1.13476
-5.928568	1.186808

-0.062831	1.232371
5.826905	1.248531
9.490961	1.248531
9.529793	1.218338
5.928568	1.172615
0.062831	1.129244
-5.826905	1.115643
-9.490961	1.115643
-9.529793	1.152349
-5.928568	1.202858
-0.062831	1.246103
5.826905	1.256745
9.490961	1.256745
9.529793	1.224904
5.928568	1.178983
0.062831	1.13508
-5.826905	1.119159
-9.490961	1.119159
-9.529793	1.154009
-5.928568	1.202302
-0.062831	1.24335
5.826905	1.250435
9.490961	1.250435
9.529793	1.217542
5.928568	1.169957
0.062831	1.124385

U(s)propor	Y(s)propor
10.695686	5.135395
10.69812	4.01131
10.705876	2.886824
10.718038	1.801772
10.733968	0.794594
10.752955	-0.099031
10.773369	-0.847446
10.791673	-1.424137
10.803268	-1.808676
10.804178	-1.98744
10.791154	-1.954095
10.761255	-1.709824
10.712208	-1.263279
10.642578	-0.63028
10.552898	0.166749
10.445391	1.099572
10.322259	2.135145
10.186645	3.236781
10.042569	4.365455
9.893884	5.481182
9.744351	6.544438
9.597663	7.517555
9.457713	8.366062
9.327817	9.059898
9.210747	9.574486
9.109743	9.891594

9.027392	9.999989
8.965104	9.895832
8.923783	9.582812
8.904372	9.072019
8.907312	8.381546
8.931716	7.535855
8.97638	6.564905
9.040064	5.503091
9.120939	4.38803
9.216576	3.259222
9.323708	2.156658
9.438875	1.119394
9.559361	0.184177
9.682785	-0.615862
9.805904	-1.252382
9.923782	-1.702834
10.03073	-1.95126
10.121873	-1.98886
10.193281	-1.814301
10.241653	-1.433768
10.264725	-0.860741
10.261401	-0.11552
10.23147	0.775496
10.176447	1.780741
10.100495	2.864605
10.008514	3.98869
9.904336	5.113176

9.791886	6.198228
9.675523	7.205406
9.559843	8.099031
9.449328	8.847446
9.347547	9.424137
9.257535	9.808676
9.18168	9.98744
9.121705	9.954095
9.079039	9.709824
9.054836	9.263279
9.049605	8.63028
9.06338	7.833251
9.096159	6.900428
9.147388	5.864855
9.215787	4.763219
9.299362	3.634545
9.395404	2.518818
9.500842	1.455562
9.612729	0.482445
9.729022	-0.366062
9.846861	-1.059898
9.960487	-1.574486
10.063599	-1.891594
10.151367	-1.999989
10.219966	-1.895832
10.266224	-1.582812
10.287815	-1.072019

10.28335	-0.381546
10.252353	0.464145
10.196311	1.435095
10.118975	2.496909
10.025326	3.61197
9.919988	4.740778
9.80633	5.843342
9.687936	6.880606
9.569506	7.815823
9.455933	8.615862
9.350894	9.252382
9.256875	9.702834
9.17626	9.95126
9.111492	9.98886
9.064478	9.814301
9.036101	9.433768
9.026803	8.860741
9.03697	8.11552
9.066608	7.224504
9.11501	6.219259
9.180798	5.135395
9.262007	4.01131
9.356251	2.886824
9.460787	1.801772
9.572496	0.794594
9.688592	-0.099031
9.805908	-0.847446

9.919491	-1.424137
10.023585	-1.808676
10.113742	-1.98744
10.186365	-1.954095
10.237413	-1.709824
10.263833	-1.263279
10.263995	-0.63028
10.237124	0.166749
10.184556	1.099572
10.11068	2.135145
10.020552	3.236781
9.917638	4.365455
9.805285	5.481182
9.687867	6.544438
9.569499	7.517555
9.453642	8.366062
9.34433	9.059898
9.245568	9.574486
9.160365	9.891594
9.090927	9.999989
9.038673	9.895832
9.004625	9.582812
8.989725	9.072019
8.99444	8.381546
9.018736	7.535855
9.062321	6.564905
9.124653	5.503091

9.203948	4.38803
9.297342	3.259222
9.402186	2.156658
9.515259	1.119394
9.633271	0.184177
9.753666	-0.615862
9.873203	-1.252382
9.987054	-1.702834
10.089715	-1.95126
10.176234	-1.98886
10.242576	-1.814301
10.28583	-1.433768
10.304084	-0.860741
10.296091	-0.11552
10.261739	0.775496
10.202933	1.780741
10.123575	2.864605
10.028155	3.98869
9.920651	5.113176
9.804965	6.198228
9.685414	7.205406
9.566754	8.099031
9.453417	8.847446
9.349037	9.424137
9.25675	9.808676
9.178935	9.98744
9.117506	9.954095

9.074029	9.709824
9.049112	9.263279
9.042952	8.63028
9.055861	7.833251
9.087799	6.900428
9.138724	5.864855
9.207727	4.763219
9.292201	3.634545
9.389013	2.518818
9.495075	1.455562
9.607229	0.482445
9.722692	-0.366062
9.838541	-1.059898
9.95011	-1.574486
10.051748	-1.891594
10.138479	-1.999989
10.206273	-1.895832
10.252286	-1.582812
10.274485	-1.072019
10.270966	-0.381546
10.240912	0.464145
10.185922	1.435095
10.109768	2.496909
10.016843	3.61197
9.911293	4.740778
9.79716	5.843342
9.678528	6.880606

9.559294	7.815823
9.443569	8.615862
9.335849	9.252382
9.239673	9.702834
9.157851	9.95126
9.092779	9.98886
9.04574	9.814301
9.017524	9.433768
9.008768	8.860741
9.01961	8.11552
9.049741	7.224504
9.098484	6.219259
9.164655	5.135395
9.246437	4.01131
9.341378	2.886824
9.446528	1.801772
9.558905	0.794594
9.675845	-0.099031
9.794099	-0.847446
9.908675	-1.424137
10.013659	-1.808676
10.104177	-1.98744
10.176395	-1.954095
10.226628	-1.709824
10.252139	-1.263279
10.251212	-0.63028
10.222966	0.166749

10.168948	1.099572
10.093225	2.135145
10.000937	3.236781
9.896671	4.365455
9.783665	5.481182
9.6653	6.544438
9.545658	7.517555
9.428789	8.366062
9.318727	9.059898
9.219323	9.574486
9.133517	9.891594
9.063016	9.999989
9.009085	9.895832
8.973474	9.582812
8.957168	9.072019
8.960186	8.381546
8.982978	7.535855
9.025484	6.564905
9.086583	5.503091
9.164535	4.38803
9.257359	3.259222
9.362491	2.156658
9.476185	1.119394
9.594988	0.184177
9.716455	-0.615862
9.837458	-1.252382
9.953041	-1.702834

10.057592	-1.95126
10.146313	-1.98886
10.216534	-1.814301
10.265867	-1.433768
10.290259	-0.860741
10.287297	-0.11552
10.256918	0.775496
10.200827	1.780741
10.123026	2.864605
10.028167	3.98869
9.920692	5.113176
9.804947	6.198228
9.685139	7.205406
9.565555	8.099031
9.450565	8.847446
9.344192	9.424137
9.249758	9.808676
9.169877	9.98744
9.106603	9.954095
9.061442	9.709824
9.035363	9.263279
9.028952	8.63028
9.042451	7.833251
9.07564	6.900428
9.1277	5.864855
9.197079	4.763219
9.281544	3.634545

9.378396	2.518818
9.485054	1.455562
9.598886	0.482445
9.716096	-0.366062
9.83246	-1.059898
9.943851	-1.574486
10.0453	-1.891594
10.131828	-1.999989
10.199429	-1.895832
10.24494	-1.582812
10.266018	-1.072019
10.261288	-0.381546
10.230279	0.464145
10.174382	1.435095
10.097415	2.496909
10.003724	3.61197
9.89741	4.740778
9.782618	5.843342
9.663355	6.880606
9.543736	7.815823
9.427971	8.615862
9.320063	9.252382
9.223498	9.702834
9.141045	9.95126
9.074825	9.98886
9.026427	9.814301
8.99688	9.433768

8.986771	8.860741
8.996303	8.11552
9.025319	7.224504
9.07335	6.219259
9.139288	5.135395
9.221185	4.01131
9.316514	2.886824
9.422349	1.801772
9.535347	0.794594
9.652454	-0.099031
9.770675	-0.847446
9.88543	-1.424137
9.991066	-1.808676
10.082455	-1.98744
10.155225	-1.954095
10.20595	-1.709824
10.232408	-1.263279
10.233109	-0.63028
10.207253	0.166749
10.156106	1.099572
10.08337	2.135145
9.993344	3.236781
9.890021	4.365455
9.777339	5.481182
9.65931	6.544438
9.540366	7.517555
9.424902	8.366062

9.316708	9.059898
9.219218	9.574486
9.135316	9.891594
9.067121	9.999989
9.01643	9.895832
8.984722	9.582812
8.972675	9.072019
8.980643	8.381546
9.008784	7.535855
9.056247	6.564905
9.121509	5.503091
9.202774	4.38803
9.297722	3.259222
9.403555	2.156658
9.516955	1.119394
9.634812	0.184177
9.754815	-0.615862
9.87396	-1.252382
9.987528	-1.702834
10.090136	-1.95126
10.177889	-1.98886
10.247322	-1.814301
10.293916	-1.433768
10.314857	-0.860741
10.309075	-0.11552
10.276597	0.775496
10.219577	1.780741

10.141537	2.864605
10.046599	3.98869
9.939017	5.113176
9.823032	6.198228
9.703013	7.205406
9.583341	8.099031
9.468173	8.847446
9.36139	9.424137
9.266533	9.808676
9.186442	9.98744
9.123158	9.954095
9.078248	9.709824
9.052752	9.263279
9.046928	8.63028
9.060762	7.833251
9.094113	6.900428
9.146296	5.864855
9.215691	4.763219
9.299791	3.634545
9.395976	2.518818
9.501655	1.455562
9.614064	0.482445
9.730435	-0.366062
9.847345	-1.059898
9.959601	-1.574486
10.061796	-1.891594
10.149533	-1.999989

10.218312	-1.895832
10.265729	-1.582812
10.290702	-1.072019
10.290255	-0.381546
10.262259	0.464145
10.208006	1.435095
10.131267	2.496909
10.036593	3.61197
9.928803	4.740778
9.81248	5.843342
9.692033	6.880606
9.571931	7.815823
9.456089	8.615862
9.348199	9.252382
9.251595	9.702834
9.168941	9.95126
9.102413	9.98886
9.053711	9.814301
9.024023	9.433768
9.014073	8.860741
9.023849	8.11552
9.052924	7.224504
9.100935	6.219259
9.166759	5.135395
9.248394	4.01131
9.343442	2.886824
9.449009	1.801772

9.561818	0.794594
9.678921	-0.099031
9.797165	-0.847446
9.911747	-1.424137
10.017018	-1.808676
10.107893	-1.98744
10.180186	-1.954095