

DISEÑO DE LA PRÁCTICA DE SERVOS DE FUERZA EN EL BANCO REXROTH
DEL LABORATORIO DE SERVO SISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA

JOSÉ LUIS SARMIENTO RAMOS
JUAN FELIPE ORTIZ BELEÑO

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

2016

DISEÑO DE LA PRÁCTICA DE SERVOS DE FUERZA EN EL BANCO REXROTH
DEL LABORATORIO DE SERVOSISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA

JOSÉ LUIS SARMIENTO RAMOS
JUAN FELIPE ORTIZ BELEÑO

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

Director
MSc. Ing. ABEL PARADA CORRALES

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

2016

DEDICATORIA

A mi mamá, mi gran admiración, motivación e inspiración quien desde pequeño me ha brindado amor y todo lo necesario para cumplir mis objetivos y metas.

A mi familia, pilar fundamental para mi crecimiento espiritual y personal, fuente de consejos, sabiduría, cariño y eterno apoyo incondicional.

A mis amigos, con quienes he compartido todo tipo de momentos durante mi carrera universitaria, en especial a Diana.

Juan Felipe Ortiz Beleño

DEDICATORIA

A mi mamá, mi todo, mi vida.

A mi papá, mi apoyo incondicional.

A mis hermanas, mis ángeles, la fuente de mis sonrisas.

José Luis Sarmiento Ramos

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres por su apoyo incondicional en nuestra formación como personas, ingenieros y durante la realización de nuestro proyecto.

A nuestros compañeros por ofrecernos su amistad y su apoyo en los momentos más difíciles.

A la Universidad Industrial de Santander y la Escuela de Ingeniería Mecánica por contruir en nuestra formación como ingenieros.

Y al director por sus consejos y orientación en el desarrollo de la tesis.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	24
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	26
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	26
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	27
1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	27
1.4 OBJETIVOS	28
1.4.1 Objetivo general	28
1.4.2 Objetivos específicos	28
2. PRÁCTICA DE SERVOS DE FUERZA EN EL BANCO REXROTH	30
2.1 ELEMENTOS DEL SERVO DE FUERZA	30
2.1.1 Banco Rexroth.....	30
2.1.2 Módulo hidráulico de potencia.....	31
2.1.3 Módulo de control	33
2.1.4 Unidad de carga Rexroth	38
2.1.5 Válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M	39
2.1.6 Válvula reductora de presión Rexroth DR 6 DP1-5X/75YM.....	40
2.1.7 Válvula direccional Rexroth 4WMM 6 E5X/F	41
2.1.8 Celda de carga tipo S	42
2.2 SERVO DE FUERZA	44
2.2.1 Montaje del sistema de control.....	45
2.2.2 Montaje hidráulico sin perturbación.....	46

2.2.3 Montaje hidráulico con perturbación	48
3. MODELADO DINÁMICO DEL SISTEMA	51
3.1 ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL ACTUADOR	51
3.1.1 Segunda ley de Newton	51
3.1.2 Continuidad	52
3.2 ANÁLISIS MATEMÁTICO DE LA VÁLVULA.....	54
3.2.1 Flujo	54
3.2.2 Desplazamiento del carrito y voltaje.....	56
3.3 FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA.....	57
3.4 SIMULACIÓN EN MATLAB.....	62
4. CARACTERIZACIÓN DE LA CELDA DE CARGA	65
5. DISEÑO DE LOS CONTROLADORES.....	71
5.1 CONTROL PID.....	71
5.1.1 Sintonización del control PID usando PID <i>tuner</i> de Matlab.....	71
5.1.2 Diseño del control PID en LabView.....	73
5.1.3 Resintonización del control PID	87
5.2 CONTROL PID CON ADELANTO DE SEÑAL (<i>FEEDFORWARD</i>)	88
5.2.1 Diseño del control PID con adelanto de señal (<i>feedforward</i>) en LabView	90
5.2.2 Sintonización del control PID con adelanto de señal (<i>feedforward</i>).....	93
6. PRUEBAS DEL SERVO DE FUERZA.....	95
6.1 PRUEBA EN LAZO ABIERTO	95
6.2 PRUEBA DEL CONTROL PID	97
6.2.1 Prueba sin perturbación	99
6.2.2 Prueba con perturbación	103

6.3 PRUEBA DEL CONTROL PID CON ADELANTO DE SEÑAL (<i>FEEDFORWARD</i>).....	104
6.4 REPETIBILIDAD	107
6.4.1 Válvula direccional proporcional Rexroth.	107
6.4.2 Repetibilidad utilizando la Servoválvula MOOG 62.....	109
7. DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA RESPUESTA DINÁMICA DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL PROPORCIONAL DE ALTAS PRESTACIONES REXROTH 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M.....	119
7.1 GANANCIA EN CAUDAL	119
7.2 GANANCIA EN PRESIÓN	121
7.3 HISTÉRESIS	124
7.4 LINEALIDAD	125
8. CONCLUSIONES.....	127
RECOMENDACIONES	129
BIBLIOGRAFÍA	130
ANEXOS	132

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Banco Rexroth WS290.....	30
Figura 2. Unidad de bombeo del banco Rexroth.....	31
Figura 3. Tanque hidráulico Rexroth.	32
Figura 4. Distribuidores P/T del banco Rexroth.	32
Figura 5. Servoamplificador.	33
Figura 6. Vista frontal del módulo AAA.	34
Figura 7. Vista lateral izquierda del módulo AAA.	35
Figura 8. Vista lateral derecha del módulo AAA.....	36
Figura 9. Vista posterior del módulo AAA.	36
Figura 10. Diagrama de conexiones del módulo AAA.....	37
Figura 11. Tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6212.	38
Figura 12. Unidad de carga Rexroth.	39
Figura 13. Posiciones de la válvula direccional proporcional Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L - 20/G24K0/A1M.	39
Figura 14. Válvula direccional proporcional Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L - 20/G24K0/A1M.....	40
Figura 15. Válvula reductora de presión Rexroth DR 6 DP1-5X/75YM.....	41
Figura 16. Válvula direccional Rexroth 4WMM 6 E5X/F.	42
Figura 17. Celda de carga tipo S.....	42
Figura 18. Puente de <i>Wheatstone</i>	43
Figura 19. Diagrama de bloques del servo de fuerza.	45
Figura 20. Montaje del sistema de control del servo de fuerza.....	46
Figura 21. Esquema del servo de fuerza sin perturbación.....	47
Figura 22. Montaje del servo de fuerza sin perturbación.	48
Figura 23. Esquema del servo de fuerza con perturbación.....	49
Figura 24. Montaje del servo de fuerza con perturbación.	50
Figura 25. Esquema para el modelo dinámico del servo de fuerza.	51
Figura 26. Respuesta al escalón del sistema.....	62

Figura 27. Diagrama de polos y ceros del sistema.	63
Figura 28. Lugar geométrico de las raíces del sistema.....	63
Figura 29. Diagrama de Bode del sistema.	64
Figura 30. Esquema del montaje de caracterización de la celda de carga.....	65
Figura 31. Montaje de caracterización de la celda de carga.....	66
Figura 32. Interfaz HMI de caracterización de la celda de carga.	67
Figura 33. Diagrama de bloques de caracterización de la celda de carga.	67
Figura 34. Gráfica F vs. V de la celda de carga.	69
Figura 35. Diagrama de bloques del control PID.	71
Figura 36. Características para la sintonización del controlador PID.....	71
Figura 37. Respuesta al escalón del sistema con el controlador PID sintonizado.	72
Figura 38. Constantes del controlador y comportamiento del sistema.	73
Figura 39. Bloques del Setpoint.	74
Figura 40. Bloques de la caracterización de la celda de carga.....	75
Figura 41. Bloques de los indicadores visuales LED.	75
Figura 42. Función de transferencia del sistema en LabView.....	76
Figura 43. Bloques de la función de transferencia del sistema.....	76
Figura 44. Simulation loop Labview 2015.	77
Figura 45. Parámetros de ajuste del simulation loop.	78
Figura 46. Bloques del controlador PID.	78
Figura 47. Bloques del cálculo de los errores.	79
Figura 48. Bloques de la señal de control de salida y sus condiciones.	79
Figura 49. Bloques para guardar datos en tiempo real.	80
Figura 50. Interfaz gráfica HMI.....	80
Figura 51. Encabezado de la interfaz gráfica.....	81
Figura 52. Sección de la lectura de la celda de carga.	82
Figura 53. Indicadores visuales del estado del actuador.	82
Figura 54. Función de transferencia del sistema.	83
Figura 55. Botón de detener el programa.	83
Figura 56. Indicadores de error.	83

Figura 57. Botones para aplicar la fuerza o rampa.	84
Figura 58. Sección de selección de entrada escalón o rampa.....	84
Figura 59. Sección de ajuste del <i>setpoint</i>	85
Figura 60. Sección de sintonización del controlador PID.....	85
Figura 61. Gráficas del comportamiento del sistema.	86
Figura 62. Sección de almacenamiento de datos.	87
Figura 63. Diagrama de bloques del control PID con adelanto de señal (feedforward).	88
Figura 64. Diagrama de bloques del controlador <i>feedforward</i>	91
Figura 65. Diagrama de bloques del controlador PID con <i>feedforward</i>	92
Figura 66. Sección del controlador <i>feedforward</i>	93
Figura 67. Esquema del montaje de la prueba en lazo abierto.....	95
Figura 68. Montaje de control de la prueba en lazo abierto.....	96
Figura 69. Montaje de la prueba en lazo abierto.....	96
Figura 71. Montaje para las pruebas de los controladores.	98
Figura 70. Montaje para las pruebas de los controladores.	98
Figura 72. Respuesta en estado transitorio del control PID para una entrada escalón de 210 [kg]	99
Figura 73. Respuesta en estado estacionario del control PID para una entrada al escalón de 210 [kg].	99
Figura 74. Respuesta del controlador PID para una variación en el setpoint de 210 [kg] a 150 [kg]......	100
Figura 75. Respuesta del controlador PID para una variación en el setpoint de 150 [kg] a 250 [kg]......	101
Figura 76. Respuesta para un setpoint de 200 [kg] con un valor de rampa de 25[kg/s].	102
Figura 77. Respuesta para un setpoint de 200 [kg] con un valor de rampa de 50[kg/s].	102
Figura 78. Respuesta del controlador PID ante una perturbación de 25 [kg].	104

Figura 79. Respuesta del control PID con <i>feedforward</i> para setpoint de 180 [kg] y perturbación de 25 [kg].	105
Figura 80. Respuesta del control PID <i>feedforward</i> para <i>setpoint</i> de 120 [kg] y perturbación de 25 [kg].	105
Figura 81. Respuesta del control PID con <i>feedforward</i> para <i>setpoint</i> de 220 [kg] y perturbación de 25 [kg].	106
Figura 82. Respuesta del control PID con <i>feedforward</i> para <i>setpoint</i> de 270 [kg] y perturbación de 25 [kg].	106
Figura 83. Servoválvula MOOG 62.	109
Figura 84. Función de transferencia en LabView.	116
Figura 85. Bloques función de transferencia.	116
Figura 86. Función de transferencia en la interfaz HMI.	116
Figura 87. Esquema del montaje para determinar la ganancia en caudal.	119
Figura 88. Montaje de control.	120
Figura 89. Gráfica de ganancia en presión para los diferentes tipos de carrete.	121
Figura 90. Esquema del montaje para determinar la ganancia en presión.	122
Figura 91. Gráfica de P vs. V.	123
Figura 92. Gráfica de ganancia en presión.	123
Figura 93. Gráfica de histéresis.	124
Figura 94. Válvula direccional proporcional de prestaciones elevadas.	134
Figura 95. Válvula proporcional con realimentación y tarjeta controladora.	134
Figura 96. Gráfica de la ganancia en caudal para carrete centro cerrado.	135
Figura 97. Carrete centro cerrado.	136
Figura 98. Carrete centro abierto.	136
Figura 99. Gráfica de la ganancia en caudal para carrete centro abierto.	136
Figura 100. Carrete centro crítico.	137
Figura 101. Gráfica de la ganancia en caudal para carrete centro crítico.	137
Figura 102. Gráfica de ganancia en caudal para los diferentes tipos de carrete.	138
Figura 103. Gráfica de ganancia en presión para los diferentes tipos de carrete.	139

Figura 104. Gráfica de histéresis.	139
Figura 105. Gráfica de error de linealidad.....	140
Figura 106. Control de fuerza en lazo abierto.	141
Figura 107. Control de fuerza en lazo cerrado utilizando una válvula de seguridad proporcional.....	142
Figura 108. Control de fuerza en lazo cerrado utilizando una válvula proporcional de prestaciones elevadas.....	143
Figura 109. Amplificador PI usado para el control de fuerza.	144
Figura 110. Unidad de alimentación del banco.	160
Figura 111. Unidad de alimentación del banco Rexroth.	161
Figura 112. Unidad de <i>setpoint</i>	161
Figura 113. Unidad de displays.....	162

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Presión y voltaje de la caracterización de la celda de carga.....	68
Tabla 2. Voltaje y fuerza de caracterización de la celda de carga.	69
Tabla 3. Datos de fuerza tomados para el cálculo de la repetibilidad.	107
Tabla 4. Promedio y desviación estándar para el cálculo de la repetibilidad.	108
Tabla 5. Repetibilidad.....	108
Tabla 6. Mediciones de fuerza para el cálculo de repetibilidad.....	117
Tabla 7. Desviaciones estándar y promedio de las mediciones para el cálculo de la repetibilidad.	117
Tabla 8. Repetibilidad dela válvula MOOG62.	118
Tabla 11. Especificaciones técnicas de la tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6212.	146
Tabla 12. Datos de voltaje, volumen y tiempo para la determinación de la ganancia en caudal.....	151
Tabla 13. Datos de tiempo promedio, caudal y ganancia en caudal.....	153
Tabla 14. Datos de voltaje, volumen, tiempo y caudal para determinar la histéresis.	155
Tabla 15. Linealidad.	158
Tabla 9. Datos de voltaje y presión para determinar la ganancia en presión.	165
Tabla 10. Datos de voltaje y presión promedio para determinar la ganancia en presión.....	166

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	Marco teórico	132
ANEXO B	Especificaciones de la tarjeta de adquisición de datos national instruments daq usb 6212	146
ANEXO C	Especificaciones de la celda de carta tipo “s”	149
ANEXO D	Tabla de datos para la determinación de ganancia en caudal.....	151
ANEXO E	Tabla de datos de tiempo promedio, caudal y ganancia en caudal .	153
ANEXO F	Tabla de datos de voltaje, volumen, tiempo y caudal para la determinación de la histéresis	155
ANEXO G	Datos de voltaje, caudal teórico, caudal experimental y diferencia para el cálculo de linealidad	158
ANEXO H	otros elementos del banco rexroth usados para el servo de fuerza y las pruebas	160
ANEXO I	Diagrama electrónico de los componentes del módulo aaa	163
ANEXO J	Tabla de datos de voltaje y presión para determinar la ganancia en presión	165
ANEXO K	Tabla de datos de voltaje y presión promedio para determinar la ganancia en presión	166

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO DE LA PRÁCTICA DE SERVOS DE FUERZA EN EL BANCO REXROTH DEL LABORATORIO DE SERVOSISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA.

AUTORES: JOSE LUIS SARMIENTO RAMOS.
JUAN FELIPE ORTIZ BELEÑO.

PALABRAS CLAVE: HIDRÁULICA, SERVO, FUERZA, VALVULA, REXROTH, CONTROL PID, FEEDFORWARD.

DESCRIPCIÓN

Para promover la investigación y construcción de conocimiento en la asignatura Servosistemas de Potencia Fluida se diseñó la práctica de servos de fuerza en el banco Rexroth del laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida. El servo de fuerza trabaja con una unidad de carga Rexroth que consta de dos cilindros diferenciales, un cilindro principal y un cilindro de perturbación. La fuerza que ejerce el cilindro principal es controlada a través de la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M, y la fuerza que ejerce el cilindro de perturbación es controlada por medio de una válvula reductora de presión y una válvula direccional de 4 vías 3 posiciones. Inicialmente se diseñó un controlador PID, y posteriormente, con el fin de reducir el efecto de la perturbación sobre el sistema, se añadió un controlador por adelanto de señal (feedforward). Los algoritmos e interfaces de control se construyeron en el software LabView. Se caracterizó la válvula direccional

· Tesis de grado.

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

proporcional Rexroth en términos de ganancia en caudal, ganancia en presión, histéresis y linealidad. Finalmente se realizó una prueba de repetibilidad con el fin de evaluar la capacidad del servo para repetir el valor de fuerza de comando, y se comparó el desempeño del servo de fuerza utilizando la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth y una servoválvula Moog 62.

ABSTRACT

TITLE: HYDRAULIC FORCE CONTROL PRACTICE DESIGN
IN THE REXROTH'S WORKSTATION OF THE FLUID
POWER SERVOSYSTEMS LABORATORY.

AUTHORS: JOSE LUIS SARMIENTO RAMOS[·]
JUAN FELIPE ORTIZ BELEÑO[·]

KEYWORDS: HYDRAULICS, SERVO, FORCE, VALVE, REXROTH,
PID CONTROL, FEEDFORWARD.

DESCRIPCIÓN

To promote research and knowledge construction in the subject Fluid Power Servosystems the hydraulic force control practice on the Rexroth workstation of the Fluid Power Servosystems laboratory was designed. The force control works with a Rexroth load unit consisting of two differential cylinders, a main one and a disturbance one. The force made by the main cylinder is controlled through the Rexroth high performance proportional directional valve 4WRPEH6 C3 B04L - 20 / G24K0 / A1M, and the force made by the disturbance cylinder is controlled, applied and removed using a pressure reducing valve and a 4 way – 3 positions directional valve. Initially a PID controller was designed, and then, to reduce the effect of the disturbance on the system, a feedforward controller was added to the PID controller. The control algorithms and interfaces were built in the software LabView. The Rexroth high performance directional proportional valve was

[·] Undergraduate thesis.

[·] Physical-mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director: Eng. Abel Parada Corrales.

characterized in terms of flow gain, pressure gain, hysteresis and linearity. Finally, a repeatability test was performed in order to evaluate the ability of the force controller to repeat the commanded force value, and it was compared the performance of the servo using the Rexroth high performance directional proportional valve and a Moog 62 servovalve.

INTRODUCCIÓN

El presente documento contempla el diseño de la práctica de servos de fuerza en el banco Rexroth.

El servo de fuerza desarrollado se compone de una unidad de carga Rexroth que consta de dos actuadores diferenciales, un cilindro principal y un cilindro de perturbación. El actuador principal es accionado por una válvula direccional de altas prestaciones Rexroth tipo 4WRPEH6, y el cilindro de perturbación por una válvula reductora de presión y una válvula direccional. Para la medición de la fuerza, el cilindro principal cuenta con una celda de carga tipo S. La lectura de la celda de carga se envía a la tarjeta de adquisición de datos previo al paso por un preamplificador. La señal de comando de la válvula direccional proporcional se origina en el control desarrollado en LabView y se envía a la válvula pasando por la tarjeta de adquisición de datos y por el servoamplificador de la misma.

Para el servo de fuerza se desarrollaron dos tipos de controladores. En principio un control PID, pero con el fin de reducir el efecto de la perturbación en el sistema, se diseñó en segundo lugar un control PID con adelanto de señal (*feedforward*). Los algoritmos de ambos controladores y sus interfaces de manipulación fueron diseñados en LabView.

En la primera sección de este documento se presenta la identificación del problema, la justificación del mismo, la justificación para solucionarlo y los objetivos propuestos. En la segunda sección se encuentra la explicación de los elementos usados para el servo de fuerza, su montaje hidráulico y su montaje de control. La tercera sección muestra el modelado dinámico del servo de fuerza, comenzando con la obtención de la función de transferencia a partir del análisis matemático del actuador y de la válvula direccional proporcional, y terminando con la simulación del sistema en Matlab. En la cuarta sección se presenta la

caracterización del sensor utilizado, es decir, de la celda de carga. En la quinta sección se plasma el diseño del algoritmo de control y de la interfaz gráfica HMI en LabView para el control PID y para el control PID con adelanto de señal (*feedforward*). La sexta sección se dedica a la prueba del servo de fuerza en lazo abierto, con control PID y con control PID con adelanto de señal, además se realiza una prueba de repetibilidad comparando la válvula direccional proporcional Rexroth con una servoválvula MOOG 62 para el control de fuerza. La caracterización de la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M en términos de ganancia en caudal, ganancia en presión, histéresis y linealidad se evidencia en la séptima sección. Se adjuntan las conclusiones obtenidas durante el desarrollo del proyecto y las recomendaciones para el uso futuro de esta práctica por parte del laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida. Por último se anexa un breve marco teórico junto con las fichas técnicas de los elementos utilizados y las tablas de datos de las diversas pruebas realizadas.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Dentro del plan de estudios de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander se encuentra la asignatura electiva Servosistemas de Potencia Fluida. Esta asignatura complementa el estudio de los sistemas hidráulicos de potencia, ya que cubre el tema correspondiente a la hidráulica proporcional, tema que no es tratado en el curso de Potencia Fluida. Además, Servosistemas de Potencia Fluida aplica los conocimientos de la Ingeniería de Control a la Potencia Fluida.

La asignatura cuenta con una parte teórica y una parte experimental. La parte experimental se desarrolla por medio de prácticas semanales en el laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida, y es de suprema importancia para afianzar los conocimientos adquiridos en las clases teóricas. Estas prácticas se realizan en bancos de aprendizaje dónde es posible profundizar y aclarar el tema, además de poder observar lo estudiado en clase. La parte central del laboratorio busca estudiar el control de posición, velocidad y fuerza por medio de servos. En cada uno de estos laboratorios se muestra el control análogo y digital de la respectiva variable, de manera que los estudiantes puedan comparar los resultados obtenidos con ambos tipos de control y puedan elaborar sus respectivas conclusiones. Las prácticas que incluyen control computarizado, cuentan con una interfaz virtual por medio de la cual los estudiantes pueden manipular las diferentes variables del sistema y analizar los efectos físicos que esto causa en el mismo.

Actualmente, el laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida sólo cuenta con dos prácticas de control de fuerza, una de control análogo y otra de control computarizado.

La escuela de Ingeniería Mecánica adquirió en el año 2015 un banco hidráulico didáctico Rexroth para fomentar el aprendizaje en las asignaturas Potencia Fluida y Servosistemas de Potencia Fluida. Sin embargo, este banco no cuenta con un control computarizado de fuerza, por lo tanto se propone diseñar la práctica de servos de fuerza en el banco Rexroth.

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La tecnología hidráulica se caracteriza por los altos costos de sus componentes, en especial cuando se habla de hidráulica proporcional, donde se tienen válvulas proporcionales y servoválvulas.

La escuela de Ingeniería Mecánica adquirió en el año 2015 el banco hidráulico didáctico Rexroth, sin embargo, por cuestiones de los altos costos no se pudo adquirir el paquete que incluye el control computarizado del servo de fuerza.

El proyecto a realizar busca cumplir los objetivos misionales de la escuela, promoviendo la formación de Ingenieros Mecánicos con alta calidad técnica y científica, ya que sería una herramienta adicional para la construcción y aplicación del conocimiento en la asignatura Servosistemas de Potencia Fluida.

Como estudiantes de ingeniería mecánica estamos en la capacidad de diseñar, construir e implementar el sistema de control para el servo de fuerza en el banco Rexroth, además, estamos en capacidad de realizar la interfaz virtual para la manipulación del banco, creando así una práctica de servos de fuerza con control computarizado, esto con el ánimo de fomentar el aprendizaje en lo respectivo a control de fuerza en la asignatura Servosistemas de Potencia Fluida.

1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Para solucionar el problema se plantea el diseño de la práctica de servos de fuerza en el banco Rexroth.

Tomando la fuente de potencia hidráulica de este banco, y usando un actuador hidráulico y una válvula direccional proporcional Rexroth de altas prestaciones del mismo, se propone realizar un sistema de control de fuerza mediante técnicas de control PID y de adelanto de señal (*feedforward*), implementando una interfaz gráfica HMI en LabView que permita controlar y manipular el banco realizándolo mediante la intervención electrónica no invasiva del banco en los puertos de entradas de la tarjeta de amplificación o servoamplificador.

La interfaz gráfica debe permitir que los estudiantes ingresen el valor de consigna de la fuerza (*setpoint*) y los valores de las constantes del controlador PID, así mismo, debe permitir visualizar el comportamiento del sistema y los diferentes valores involucrados.

Adicionalmente, se pretende caracterizar la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M en términos de ganancia de caudal, ganancia de presión, histéresis, repetibilidad, linealidad, entre otros.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo general

Contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica mediante la formación de Ingenieros Mecánicos con alta calidad técnica y científica a través del diseño de la práctica de servos de fuerza en el banco Rexroth del laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida, promoviendo así la construcción, aplicación e investigación del conocimiento en esta asignatura.

1.4.2 Objetivos específicos

- Implementar un servo de fuerza en el banco Rexroth.

- Diseñar y programar el algoritmo de control para la práctica de control de fuerza basado en técnicas de control estándar (control PID) y técnicas de control adicionales como adelanto de señal (*feedforward*).
- Realizar e implementar una interfaz gráfica en LabView para monitorear y almacenar los valores medidos en el control de fuerza. La interfaz contará con campos para introducir la señal de consigna y las constantes de control proporcional, derivativo e integral. Adicionalmente, mostrará el valor medido por la celda de carga y el error absoluto entre la señal censada y el *setpoint*. Se mostrará el comportamiento gráfico del sistema para mostrar las características del mismo en los estados transitorio y estacionario.
- Caracterizar la respuesta dinámica de la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M para el servo de fuerza realizado, mediante parámetros como: histéresis, linealidad, ganancia en caudal, ganancia en presión, entre otros.
- Comparar la prueba de repetibilidad para el servo de fuerza utilizando la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M con la servoválvula MOOG62 (válvula dispuesta por el laboratorio para pruebas de fuerza).

2. PRÁCTICA DE SERVOS DE FUERZA EN EL BANCO REXROTH

2.1 ELEMENTOS DEL SERVO DE FUERZA

2.1.1 Banco Rexroth

El banco Rexroth WS290 es una estación de trabajo usada para realizar prácticas de laboratorio y cursos de entrenamiento en hidráulica on/off, hidráulica proporcional y control electrohidráulico.

Cuenta con dos caras de trabajo que poseen de forma independiente puertos de presión, puertos de retorno a tanque, módulos de control y rejilla para montaje de los componentes hidráulicos.

Figura 1. Banco Rexroth WS290.



Fuente: BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

De forma general, el banco se compone de dos módulos, el módulo hidráulico de potencia y el módulo de control. Ambos módulos se usaron para la ejecución del proyecto junto con los elementos que se explicarán a continuación, y todo esto fue montado sobre una de las caras de trabajo del banco.

2.1.2 Módulo hidráulico de potencia

El sistema hidráulico de potencia se compone de tres elementos básicamente: La unidad de bombeo, el tanque y los distribuidores P/T.

2.1.2.1 Unidad de bombeo

La unidad de bombeo del banco Rexroth está conformada por dos bombas de paletas compensadas por presión, ambas accionadas por un motor eléctrico. El motor trabaja con corriente eléctrica AC de 230 [V] a 60 [Hz]. Las bombas están dispuestas con respecto al tanque formando succión negativa. Cada bomba tiene un flujo máximo de 8 [L/min], y opera a una presión máxima entre 60 y 80 [bar].

Figura 2. Unidad de bombeo del banco Rexroth.



2.1.2.2 Tanque

El tanque que suministra de aceite al banco está fabricado en chapa de acero con pintura electrostática. Tiene una capacidad de 40 [L] y está dotado con un indicador de temperatura.

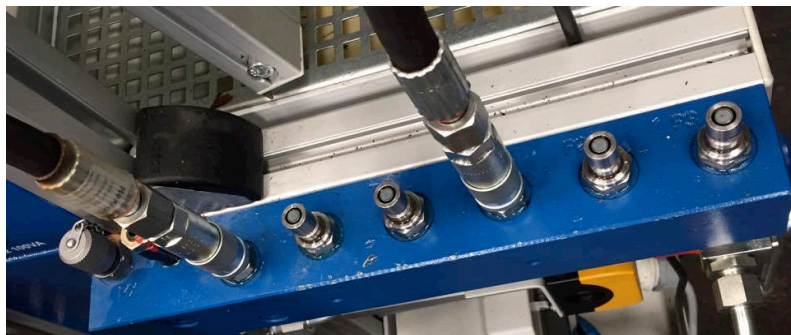
Figura 3. Tanque hidráulico Rexroth.



2.1.2.3 Distribuidores P/T

El banco posee dos distribuidores P/T, uno para cada cara. Los distribuidores poseen tres puertos de presión y tres puertos de retorno a tanque cada uno. El fluido presurizado es suministrado a cada distribuidor por una de las bombas, de esta forma es posible realizar prácticas independientes en cada cara del banco.

Figura 4. Distribuidores P/T del banco Rexroth.



2.1.3 Módulo de control

El módulo de control del servo de fuerza emplea el módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento (módulo AAA) del laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida, y los siguiente elementos del banco Rexroth: La unidad de alimentación del banco, la unidad de alimentación de 24 [V], la unidad de *setpoint*, la unidad de *displays* y el servoamplificador.

El servoamplificador y el módulo AAA se describen y detallan a continuación. Las demás unidades del banco Rexroth utilizadas se describen en el anexo H.

2.1.3.1 Servoamplificador

El servoamplificador posee un par de puertos de alimentación a 24 [V], un par de puertos para voltaje de control a ± 10 [V] (valor *setpoint*), un par de puertos para voltaje a ± 10 [V] (valor actual), y un puerto de 7 polos para el envío de la señal amplificada a la válvula proporcional.

Figura 5. Servoamplificador.



Fuente: BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

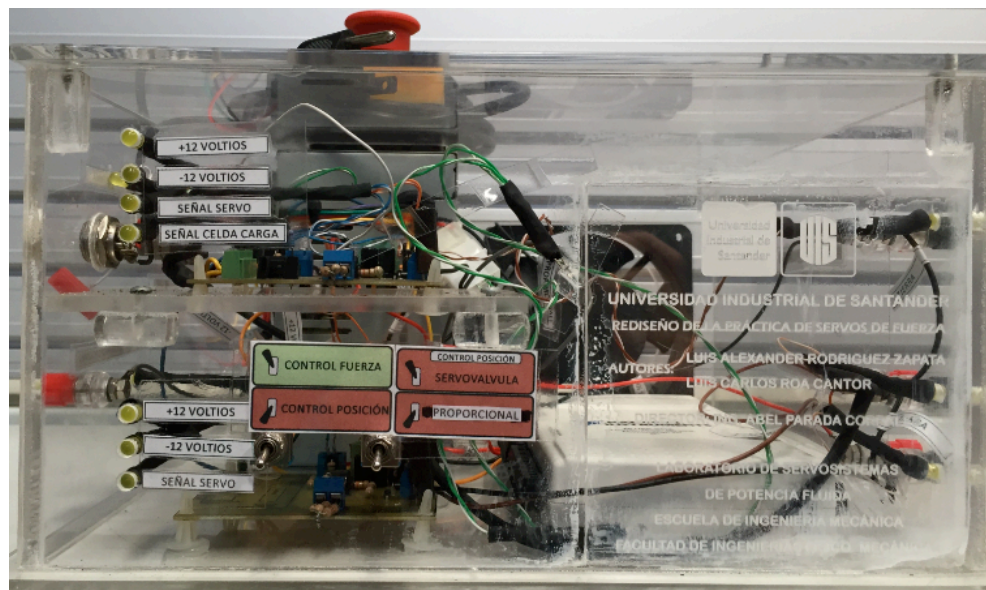
Esta unidad recibe la señal de control que envía el módulo AAA, específicamente la tarjeta de adquisición de datos, y la convierte en una señal de potencia (corriente) para comandar el solenoide proporcional de la válvula.

2.1.3.2 Módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento (AAA)

El laboratorio de Servosistemas de Potencia Fluida cuenta con un módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento usado para prácticas de servos de posición y servos de fuerza con válvulas proporcionales y con servoválvulas. Este módulo está compuesto por una fuente de voltaje, un preamplificador para celda de carga, un amplificador para servoválvula, un amplificador para válvula proporcional y una tarjeta de adquisición de datos DAQ NI USB 6212.

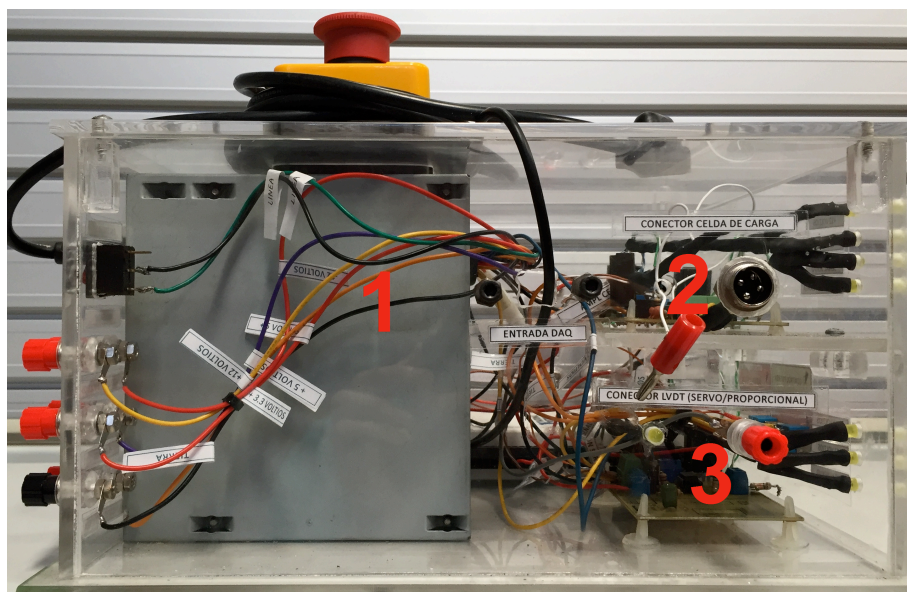
En la parte frontal del módulo se encuentran los selectores de las tarjetas y los testigos (leds). El selector 1 permite al usuario activar el control de fuerza o el control de posición. El selector 2 únicamente se usa para el control de posición y permite seleccionar la salida hacia la servoválvula o la salida hacia la válvula proporcional.

Figura 6. Vista frontal del módulo AAA.



En la parte izquierda del módulo se encuentra el puerto de conexión de la celda de carga con su respectivo testigo (para el control de fuerza), el puerto de conexión del LVDT con su testigo (para el control de posición), y el puerto de conexión USB de la tarjeta de adquisición de datos.

Figura 7. Vista lateral izquierda del módulo AAA.



En la parte derecha del módulo se encuentran los puertos de salida hacia las válvulas de los distintos tipos de control (fuerza y posición). Los puertos indicados con el número 1 envían la señal de salida del control de fuerza. Los puertos con el número 2 y 3 envían la señal de salida del control de posición hacia la servoválvula o hacia la válvula proporcional respectivamente. Todos estos puertos van conectados a las salidas PWM de la tarjeta de adquisición de datos.

En la parte posterior del módulo se encuentra la fuente de voltaje que posee un interruptor de encendido/apagado y las salidas de +12 [V], -12 [V], +5 [V], +3.3 [V] con una conexión a tierra (GND) para cada salida. También tiene un ventilador que extrae el calor generado por los distintos dispositivos electrónicos.

Figura 8. Vista lateral derecha del módulo AAA.

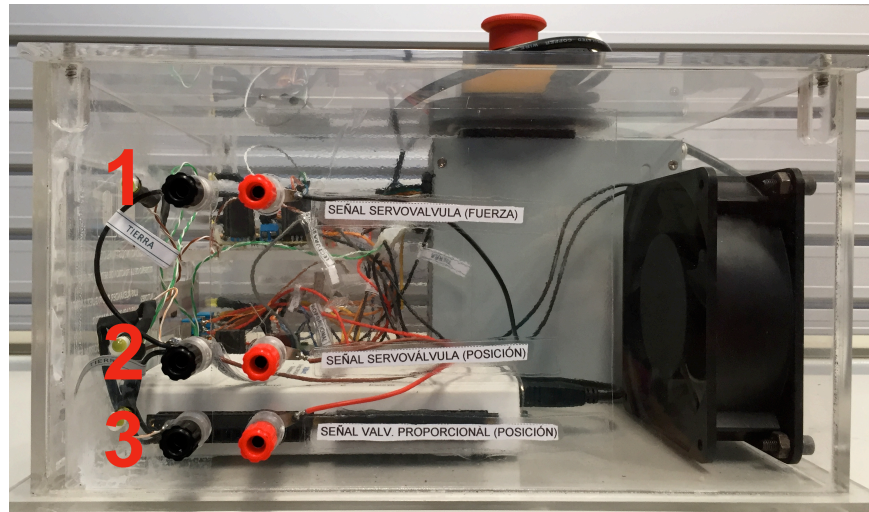


Figura 9. Vista posterior del módulo AAA.

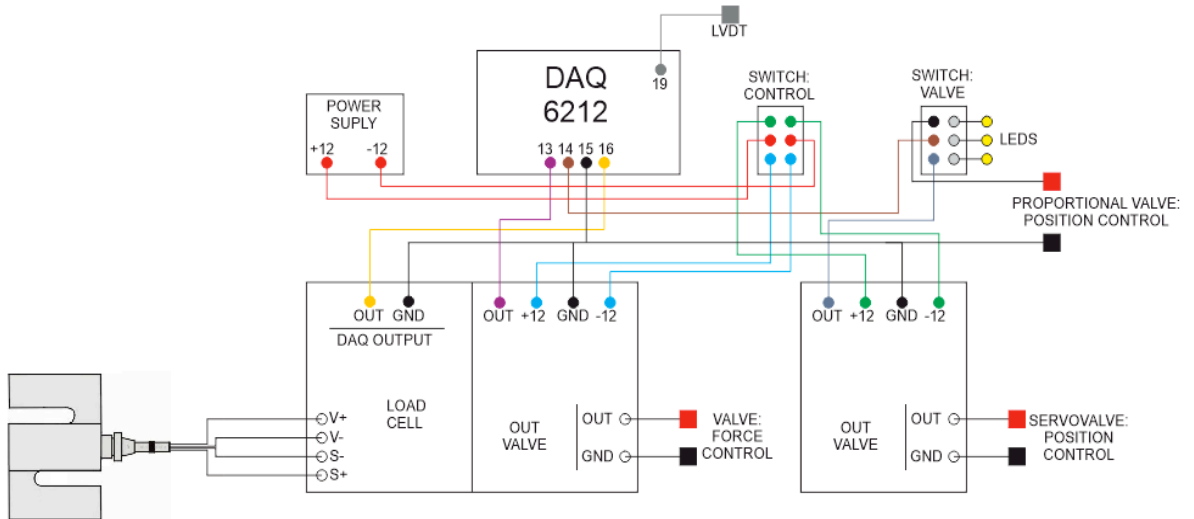


En la parte superior del módulo se encuentra el botón de emergencia que apaga automáticamente todos los componentes del módulo al presionarlo.

Los elementos que componen el módulo AAA (fuente de alimentación, preamplificador de celda de carga, amplificadores de válvulas, tarjeta de

adquisición de datos, distintos puertos y selectores) se encuentran conectados como lo indica el diagrama de conexiones que se muestra a continuación:

Figura 10. Diagrama de conexiones del módulo AAA.



En el anexo I se encuentran los planos electrónicos de las tarjetas que posee el módulo AAA.

Este módulo recibe las lecturas de fuerza de la celda de carga y las envía a la tarjeta de adquisición de datos, envía las señales de control hacia el servoamplificador de la válvula y se conecta vía USB con el software de control.

2.1.3.2.1 Tarjeta de adquisición de datos

La tarjeta NI DAQ USB 6212 es un módulo de adquisición de datos multifunción energizado por bus USB y optimizado para una mayor precisión a altas velocidades de muestreo. 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, disparo digital y dos contadores/temporizadores. Es compatible con softwares como LabView,

ANSI, C/C++, C#, Visual Basic .NET y Visual Basic 6.0. Incorpora tecnología NI Signal Streaming para transferencia de datos sostenida a alta velocidad vía USB. En el anexo C se encuentran especificaciones técnicas más detalladas de la tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6212.

Figura 11. Tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6212.



La tarjeta NI DAQ USB 6212 se usó para recibir las señales provenientes de la celda de carga (previo paso por el preamplificador de la misma), y para enviar las señales hacia la válvula direccional proporcional (previo paso por el servoamplificador). Sirvió como puente entre el programa desarrollado en LabView y las dos señales comentadas anteriormente.

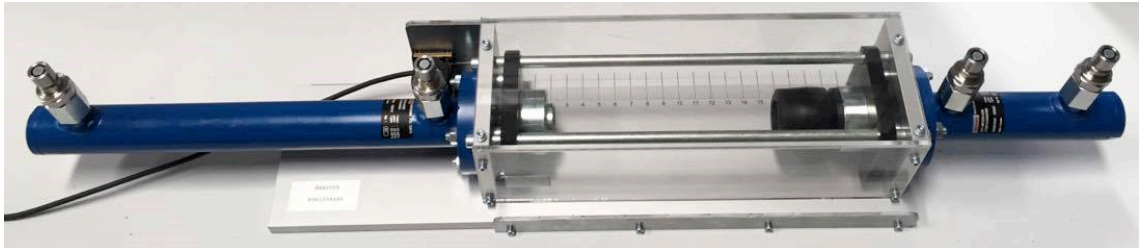
2.1.4 Unidad de carga Rexroth

Para el desarrollo del proyecto se usó la unidad de carga del banco Rexroth. Esta unidad está compuesta por dos cilindros diferenciales ubicados sobre el mismo eje axial pero en sentidos contrarios. La disposición de los cilindros hace que esta unidad sea idónea para prácticas donde se necesita una perturbación.

El cilindro principal posee 25 [mm] de diámetro de pistón, 14 [mm] de diámetro de vástago, y 200 [mm] de carrera. El cilindro de perturbación posee 25 [mm] de

diámetro de pistón, 14 [mm] de diámetro de vástago y 50 [mm] de carrera. La unidad de carga Rexroth puede operar a una presión máxima de 120 [Bar].

Figura 12. Unidad de carga Rexroth.



2.1.5 Válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M

La válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M es una válvula de 4 vías y 4 posiciones de acción directa por solenoide proporcional con retorno por resorte. La posición inicial de la válvula es de punto flotante con restricciones de caudal en los pasajes A y B, puede conmutar para unir el puerto A con P y el puerto B con T, o el puerto A con T y el puerto B con P por medio de una transición de centro abierto con restricciones de caudal en todos sus puertos. A continuación se muestran las posiciones de la válvula en su representación simbólica:

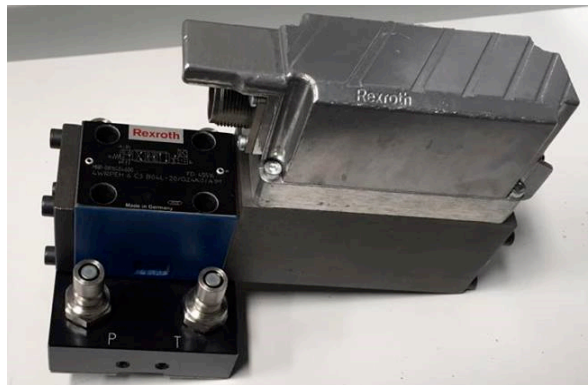
Figura 13. Posiciones de la válvula direccional proporcional Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L - 20/G24K0/A1M.



Fuente: BOSCH REXROTH AG. 4/4-way servo solenoid directional control valves, directly operated, with electrical position feedback and on-board electronics (OBE). Type 4WRPEH6. Lohr am Main, 12 p.

El flujo nominal de la válvula es de 4 [L/min] a 70 [Bar] de presión (condición de carga libre), y posee una característica de flujo lineal. La máxima presión de trabajo es de 350 [Bar] para los puertos A, B y P, y de 250 [bar] para el puerto T.

Figura 14. Válvula direccional proporcional Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L - 20/G24K0/A1M.



La válvula posee realimentación de la posición del carrete a través de un transductor de posición (LVDT), tiene la electrónica integrada y trabaja con entradas de ± 10 [V]. Se caracteriza por tener una buena respuesta dinámica. Cuenta con una histéresis menor o igual a 0,2% y un tiempo de respuesta menor o igual a 10 milisegundos.

2.1.6 Válvula reductora de presión Rexroth DR 6 DP1-5X/75YM

Para reducir la presión en la línea del cilindro de perturbación se usó la válvula reductora de presión Rexroth DZ 6 DP1-5X/75Y.

Esta válvula se tara manual mediante el giro de la perilla de ajuste. Posee pilotaje interno, drenaje externo y una válvula antirretorno conectada en paralelo. Tiene un flujo máximo de 15 [L/min] y puede operar a una presión máxima de 120 [Bar].

Figura 15. Válvula reductora de presión Rexroth DR 6 DP1-5X/75YM.



Fuente: BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

2.1.7 Válvula direccional Rexroth 4WMM 6 E5X/F

Para aplicar o retirar la perturbación se utilizó la válvula direccional Rexroth 4WMM 6 EX5/F, la cual es una válvula de 4 vías 3 posiciones (4/3) con centro cerrado, accionada por palanca y con enclavamiento. Esta válvula es de tipo ON/OFF y opera a una presión máxima de 120 [Bar].

Figura 16. Válvula direccional Rexroth 4WMM 6 E5X/F.

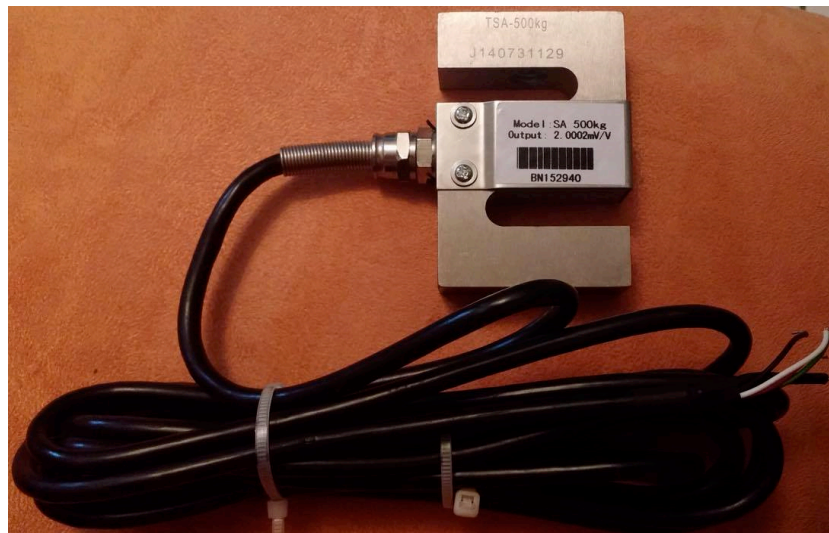


Fuente: BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

2.1.8 Celda de carga tipo S

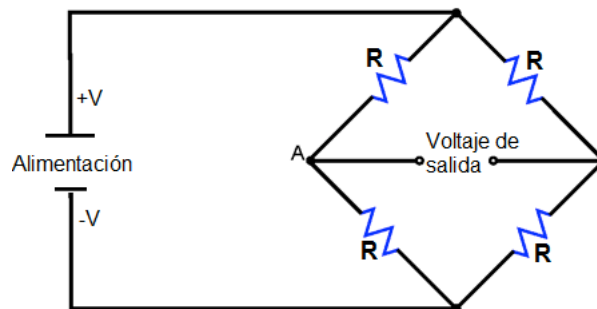
Una celda de carga es un transductor utilizado para convertir una lectura de fuerza en una señal eléctrica. Se dice que es de tipo S debido a su construcción, que permite que sea más fácil su uso para medir fuerzas en compresión y en tensión.

Figura 17. Celda de carga tipo S.



La celda de carga tipo S posee en su interior un grupo de cuatro resistencias variables, conocidas como galgas extensiométricas, conectadas en forma de puente de *Wheatstone*.

Figura 18. Puente de *Wheatstone*.



Cuando se aplica una fuerza sobre la celda de carga, las galgas extensiométricas sufren una deformación que altera los valores de sus resistencias. Como consecuencia de esto, la diferencia de potencial entre los dos puntos del puente de *Wheatstone* cambia. De este modo, la diferencia de potencial es la señal de salida del transductor ante la fuerza ejercida.

La señal de salida de la celda de carga es típicamente del orden de los milivoltios [mV], por lo tanto se requiere de un preamplificador antes que tal señal pueda ser procesada por algún microcontrolador, o enviada a una tarjeta de adquisición de datos. El preamplificador de la celda de carga se encuentra integrado en el módulo AAA.

2.1.8.1 Selección de la celda de carga

De acuerdo al catálogo del banco hidráulico Rexroth¹, el cilindro diferencial de la unidad de carga posee un diámetro interno de 25 [mm] y opera a una presión

¹ BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015, p. 126.

máxima de 120 [bar]. Por lo tanto, la máxima fuerza que puede ejercer este cilindro es de 608.413 [kgf].

$$F = P \cdot A_p = P \cdot \frac{\pi D^2}{4} = (120 \cdot 101325) \cdot \frac{\pi (25/1000)^2}{4} = 5968.535 [N] = 608.413 [kgf]$$

Sin embargo, para evitar problemas de cavitación, el compensador de la bomba se ajusta para trabajar a una presión máxima entre 60 y 80 [bar]. Así, la fuerza máxima está en el rango entre 304.207 [kgf] y 405.609 [kgf].

Con estos valores para la fuerza máxima, el sensor que más se ajusta es una celda de carga de 500 [kgf]. La celda de carga usada para la ejecución del proyecto fue una Lexus modelo SA de 500 [kgf]. Sus especificaciones técnicas se encuentran en el anexo C.

2.2 SERVO DE FUERZA

El sistema de control planteado para el servo de fuerza cuenta con los siguientes elementos: Computador con interfaz gráfica HMI en LabView, tarjeta de adquisición de datos DAQ NI USB 6212, servoamplificador, válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth tipo 4WRPEH6, unidad de carga Rexroth, fuente de potencia del banco y celda de carga tipo S.

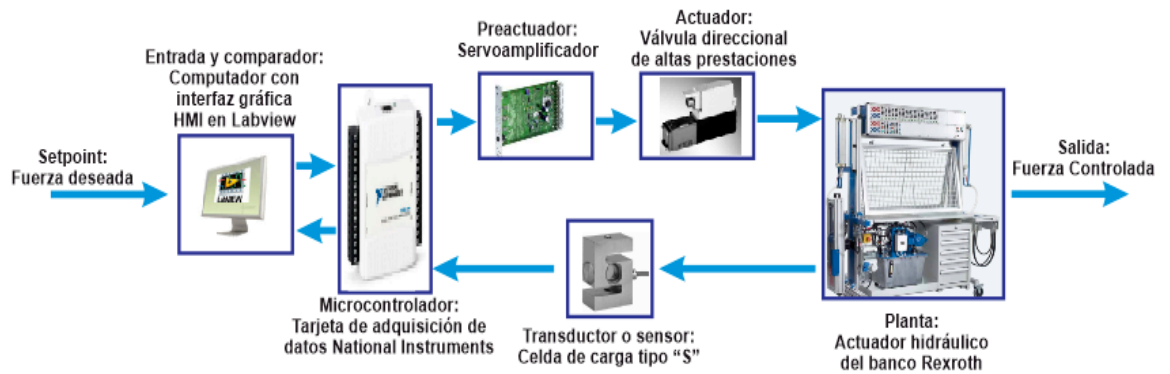
Ajustando estos elementos al sistema típico de control en lazo cerrado se tendría:

- Variable controlada o señal de control: Fuerza
- Planta: Unidad de carga Rexroth
- Proceso: Control de la fuerza ejercida por el actuador hidráulico
- Actuador: Válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M
- Preactuador: Servoamplificador
- Microcontrolador: Tarjeta de adquisición de datos DAQ NI USB 6212

- Entrada y comparador: Computador con interfaz gráfica HMI en LabView
- Transductor o sensor: Celda de carga tipo “S”

Ilustrando el servo de fuerza en un diagrama de bloques:

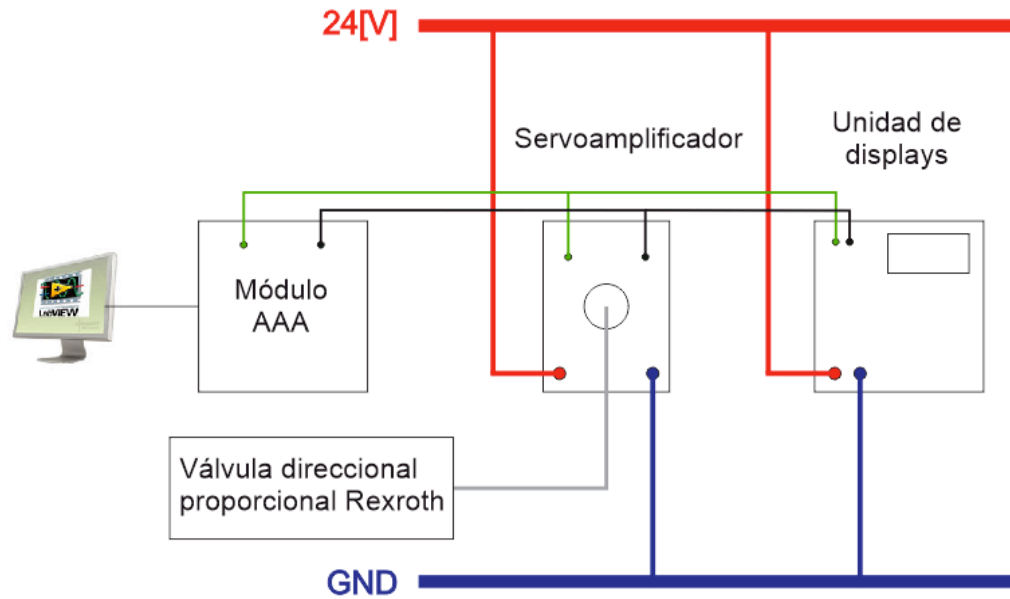
Figura 19. Diagrama de bloques del servo de fuerza.



2.2.1 Montaje del sistema de control

Las unidades del banco Rexroth y el módulo AAA se conectaron de la siguiente forma para el servo de fuerza sin y con perturbación:

Figura 20. Montaje del sistema de control del servo de fuerza.



El servoamplificador y la unidad de *displays* se conectan a 24 [V] y a tierra para su respectiva alimentación. El módulo AAA se conecta al computador que posee la interfaz HMI en LabView. A su vez, este módulo se conecta al servoamplificador, y el servoamplificador a la unidad de *displays*. La celda de carga también va conectada al módulo AAA.

La señal de control generada por la interfaz HMI se envía al servoamplificador por medio del módulo AAA (específicamente por la tarjeta de adquisición de datos), este se encarga de convertir la señal de control en señal de potencia para comandar el solenoide la válvula direccional proporcional. La señal que sale del módulo AAA, y que va al servoamplificador, se conecta también a la unidad de *displays* para visualizar el voltaje de control.

2.2.2 Montaje hidráulico sin perturbación

El montaje del servo de fuerza sin perturbación se muestra en la siguiente figura:

Figura 21. Esquema del servo de fuerza sin perturbación.

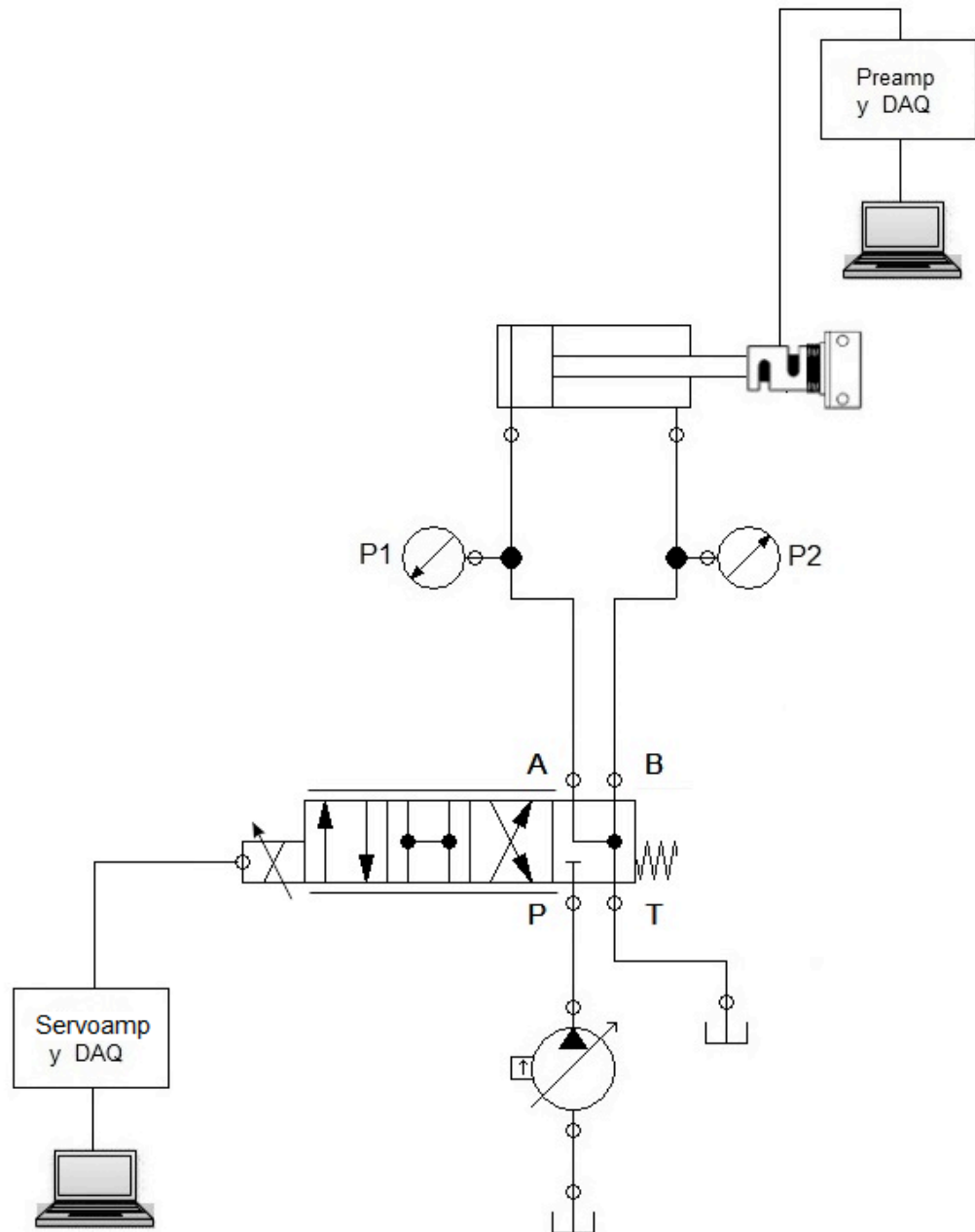
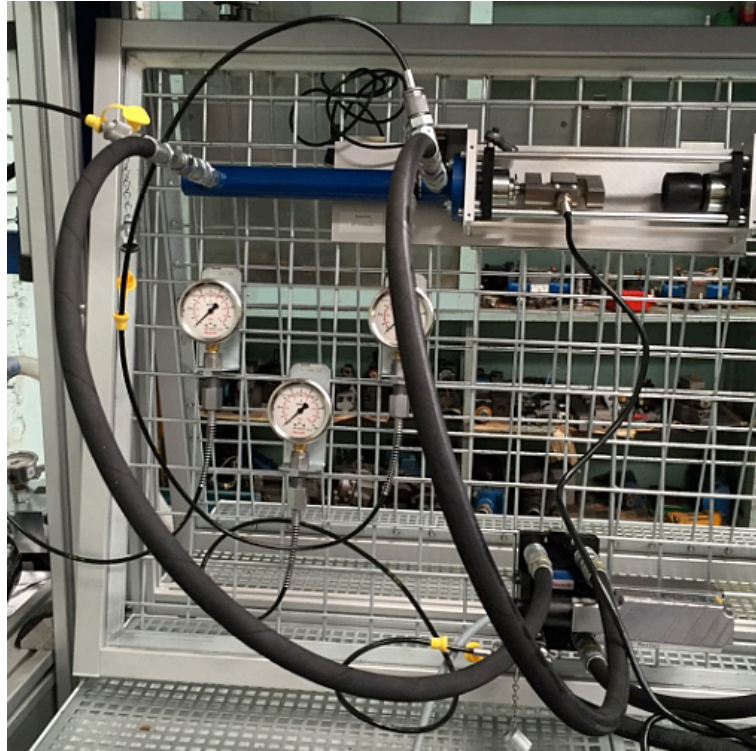


Figura 22. Montaje del servo de fuerza sin perturbación.



La bomba succiona el fluido hidráulico desde el tanque y lo envía al puerto P de la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M. Los puertos A y B de la válvula están conectados a los terminales del cilindro principal de la unidad de carga, con un manómetro de por medio en cada línea para medir la presión a la entrada y a la salida del cilindro, y el puerto T está conectado a tanque. La señal de comando se envía desde la interfaz HMI en LabView del computador, pasa por la tarjeta de adquisición de datos, luego por el servoamplificador y finalmente llega al solenoide proporcional de la válvula. La celda de carga se encuentra unida al cilindro principal, y su lectura es enviada a un preamplificador, luego a la tarjeta de adquisición de datos y por último a la interfaz HMI en LabView.

2.2.3 Montaje hidráulico con perturbación

El montaje del servo de fuerza con perturbación se muestra en la siguiente figura:

Figura 23. Esquema del servo de fuerza con perturbación.

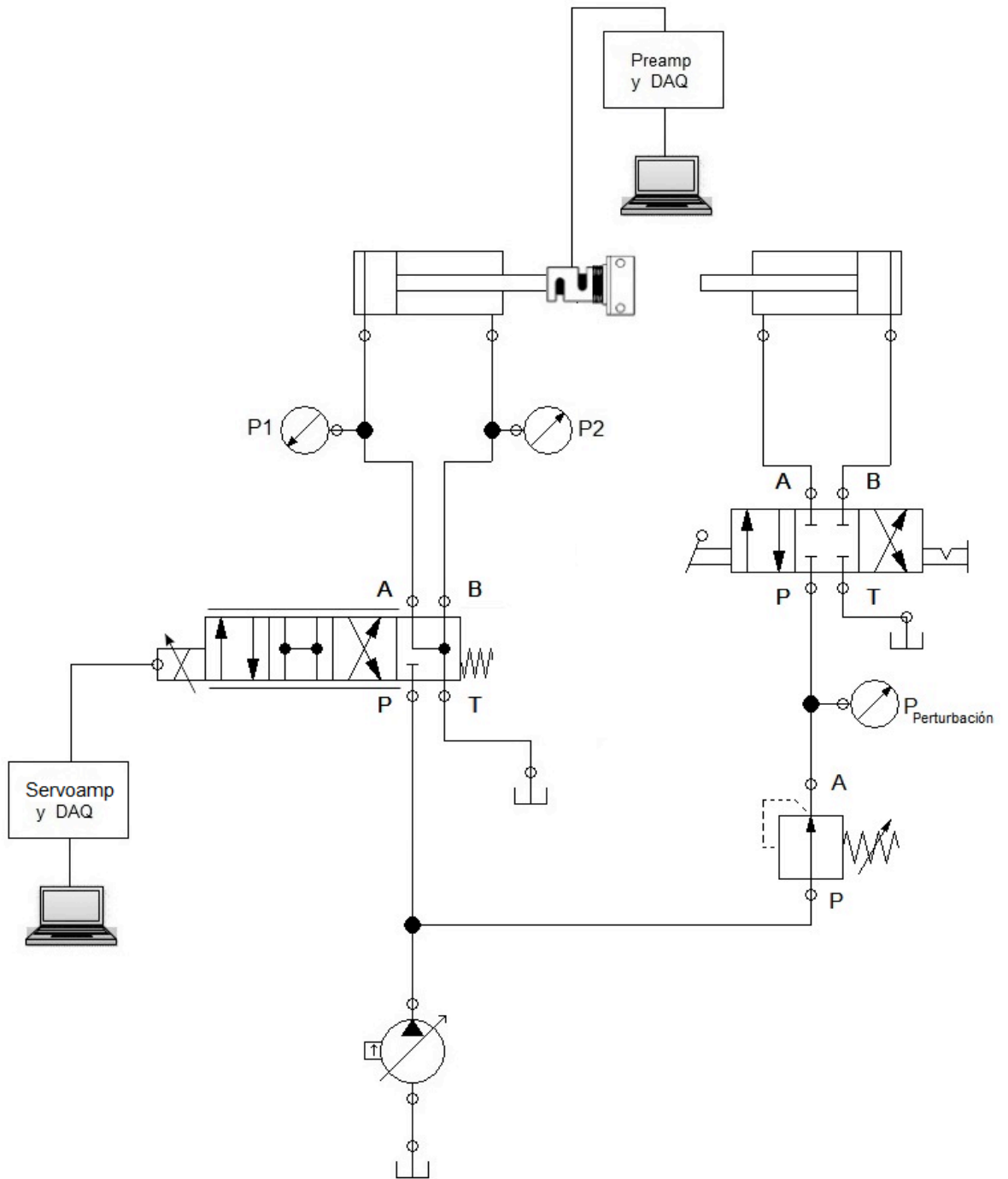


Figura 24. Montaje del servo de fuerza con perturbación.

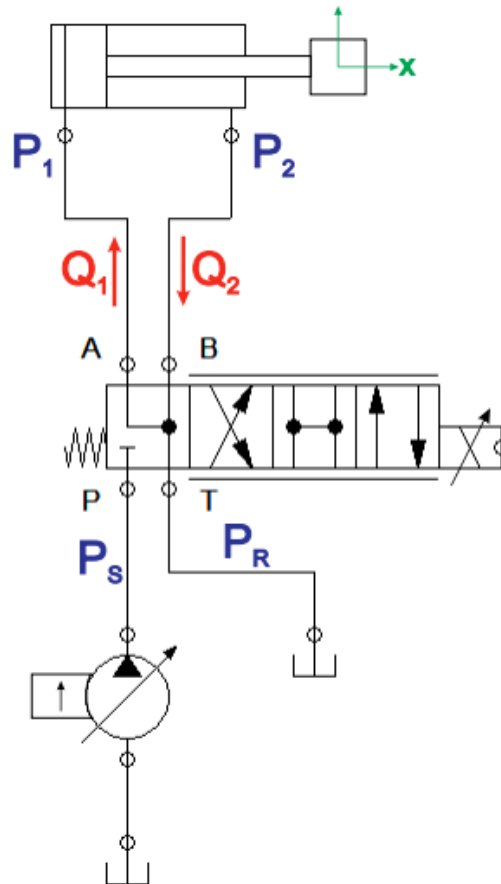


Para poder perturbar el servo de fuerza se añadieron algunos elementos al montaje del numeral anterior. Se añadió una línea que lleva fluido presurizado desde la unidad de bombeo hacia el puerto P de la válvula reductora de presión. La válvula reductora de presión está conectada a una válvula direccional de centro cerrado accionada por palanca con enclavamiento, y en la línea entre ambas válvulas se encuentra un manómetro para medir la presión de la perturbación. Los puertos A y B de la válvula direccional de centro cerrado van conectados a los terminales del cilindro de perturbación de la unidad de carga, y el puerto T va conectado a tanque.

3. MODELADO DINÁMICO DEL SISTEMA

El modelado dinámico del sistema se realizó teniendo en cuenta el siguiente esquema del servo de fuerza:

Figura 25. Esquema para el modelo dinámico del servo de fuerza.



3.1 ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL ACTUADOR

3.1.1 Segunda ley de Newton

Aplicando la segunda ley de Newton al actuador se tiene:

$$F - b \cdot \dot{x} - k \cdot x = m \cdot \ddot{x} \quad (3-1)$$

Donde F es la fuerza que ejerce el cilindro, b y k son la rigidez y amortiguamiento de la celda de carga respectivamente.

La fuerza que ejerce el actuador se relaciona con las presiones en la cámara del pistón y en la cámara anular de la siguiente manera:

$$F = P_1 \cdot A_p - P_2 \cdot A_v \quad (3-2)$$

3.1.2 Continuidad

Aplicando las ecuaciones de continuidad para el flujo de aceite en el actuador se tiene:

$$Q_1 = A_p \cdot \dot{x} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \dot{P}_1 + k_{im} \cdot (P_1 - P_2) + k_{cm1} \cdot (P_1 - P_R) \quad (3-3)$$

$$Q_2 = A_v \cdot \dot{x} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \dot{P}_2 + k_{im} \cdot (P_1 - P_2) - k_{cm2} \cdot (P_2 - P_R) \quad (3-4)$$

Donde β es el módulo de Bulk para el fluido hidráulico, V_1 y V_2 son los volúmenes en las cámaras 1 y 2 respectivamente, k_{im} es el coeficiente de fugas internas del cilindro, k_{cm1} y k_{cm2} son los coeficientes de fugas externas de las cámaras 1 y 2 respectivamente, P_S es la presión de suministro y P_R es la presión de retorno a tanque.

Las pérdidas de flujo (internas y externas) a través del actuador se desprecian debido al diseño del mismo. De esta manera, las ecuaciones (3-3) y (3-4) quedarían así:

$$Q_1 = A_p \cdot \dot{x} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \dot{P}_1 \quad (3-5)$$

$$Q_2 = A_v \cdot \dot{x} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \dot{P}_2 \quad (3-6)$$

Donde:

$$V_1 = \bar{V}_1 + A_p \cdot x \quad (3-7)$$

$$V_2 = \bar{V}_2 - A_v \cdot x \quad (3-8)$$

Siendo \bar{V}_1 y \bar{V}_2 los volúmenes de las cámaras 1 y 2 respectivamente cuando el actuador se encuentra en su posición inicial, es decir, $x = 0$.

Cuando el cilindro se encuentra ejerciendo la fuerza el volumen desplazado es despreciable, por lo tanto se pueden realizar las siguientes aproximaciones en las ecuaciones (3-7) y (3-8):

$$V_1 \approx \bar{V}_1$$

$$V_2 \approx \bar{V}_2$$

De este modo:

$$\frac{V_1}{\beta} = \frac{V_2}{\beta} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{(\bar{V}_1 + \bar{V}_2)}{2} = C$$

Las ecuaciones (3-5) y (3-6) quedarían así:

$$Q_1 = A_p \cdot \dot{x} + C \cdot \dot{P}_1 \quad (3-9)$$

$$Q_2 = A_v \cdot \dot{x} - C \cdot \dot{P}_2 \quad (3-10)$$

3.2 ANÁLISIS MATEMÁTICO DE LA VÁLVULA

3.2.1 Flujo

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

$$Q_1 = C_d \cdot \alpha \cdot x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_s - P_1)} \quad (3-11)$$

$$Q_2 = C_d \cdot \alpha \cdot x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_2 - P_R)} \quad (3-12)$$

Donde C_d es el coeficiente de descarga, x_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 deben ser linealizadas alrededor de un punto de operación para así obtener una función de transferencia lineal.

Linealizando la ecuación (3-11) alrededor del punto de operación (x_{v_o}, P_{1_o}) :

$$Q_1 = \left(\frac{\partial Q_1}{\partial x_v} \right)_{x_{v_o}, P_{1_o}} \cdot x_v + \left(\frac{\partial Q_1}{\partial P_1} \right)_{x_{v_o}, P_{1_o}} \cdot P_1$$

$$Q_1 = C_d \cdot k_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_s - P_{1o})} \cdot x_v + \frac{C_d \cdot k_v \cdot x_{v_o}}{2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_s - P_{1o})}} \cdot \frac{-2}{\rho} \cdot P_1$$

$$Q_1 = C_d \cdot k_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_s - P_{1o})} \cdot x_v - \frac{C_d \cdot k_v \cdot x_{v_o}}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_s - P_{1o})}} \cdot P_1 \quad (3-13)$$

A partir de los términos que acompañan a x_v y a P_1 se determinan dos constantes $k_{s,1}$ y $k_{p,1}$. Estas constantes son ganancias de flujo y de presión respectivamente, y corresponden al orificio de entrada de la válvula.

$$k_{s,1} = C_d \cdot k_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_2 - P_{1o})}$$

$$k_{p,1} = \frac{C_d \cdot k_v}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_2 - P_{1o})}}$$

Entonces, la ecuación (3-13) queda:

$$Q_1 = k_{s,1} \cdot x_v - k_{p,1} \cdot P_1 \quad (3-14)$$

Realizando la linealización a la ecuación (3-12) alrededor del punto de operación (x_{v_o}, P_{2o}) :

$$Q_2 = \left(\frac{\partial Q_2}{\partial x_v} \right)_{x_{v_o}, P_{2o}} \cdot x_v + \left(\frac{\partial Q_2}{\partial P_2} \right)_{x_{v_o}, P_{2o}} \cdot P_2$$

$$Q_2 = C_d \cdot k_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{2o} - P_R)} \cdot x_V + \frac{C_d \cdot k_V \cdot x_{Vo}}{2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{2o} - P_R)}} \cdot \frac{2}{\rho} \cdot P_2 \quad (3-15)$$

A partir de los términos que acompañan a x_V y a 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.

$$k_{s,2} = C_d \cdot k_V \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{2o} - P_R)}$$

$$k_{p,2} = \frac{C_d \cdot k_V}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_{2o} - P_R)}}$$

Entonces, la ecuación (3-15) queda:

$$Q_2 = k_{s,2} \cdot x_V - k_{p,2} \cdot P_2 \quad (3-16)$$

3.2.2 Desplazamiento del carrete y voltaje

La relación entre el desplazamiento del carrete de la válvula y el voltaje de entrada se puede expresar a través de la siguiente ecuación de un sistema de primer orden:

$$u = \frac{\tau}{k_{sp}} \cdot \dot{x}_V + \frac{1}{k_{sp}} \cdot x_V$$

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 de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M posee una respuesta dinámica muy elevada, con un tiempo de respuesta menor o igual a 10 [ms], por lo tanto, se puede aproximar el comportamiento de la válvula a la siguiente ecuación:

$$u = \frac{1}{k_{sp}} \cdot x_V \quad (3-17)$$

3.3 FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA

Igualando las ecuaciones (3-9) y (3-14), y las ecuaciones (3-10) y (3-16):

$$A_p \cdot \dot{x} + C \cdot \dot{P}_1 = k_{s,1} \cdot x_V - k_{p,1} \cdot P_1 \quad (3-18)$$

$$A_V \cdot \dot{x} - C \cdot \dot{P}_2 = k_{s,2} \cdot x_V + k_{p,2} \cdot P_2 \quad (3-19)$$

Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación (3-18) y despejando P_1 :

$$A_p \cdot x \cdot s + C \cdot P_1 \cdot s = k_{s,1} \cdot x_V - k_{p,1} \cdot P_1$$

$$C \cdot P_1 \cdot s + k_{p,1} \cdot P_1 = k_{s,1} \cdot x_V - A_p \cdot x \cdot s$$

$$P_1 = \frac{k_{s,1} \cdot x_V - A_p \cdot x \cdot s}{C \cdot s + k_{p,1}} \quad (3-20)$$

Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación (3-19) y despejando P_2 :

$$A_V \cdot x \cdot s - C \cdot P_2 \cdot s = k_{s,2} \cdot x_V + k_{p,2} \cdot P_2$$

$$A_V \cdot x \cdot s - k_{s,2} \cdot x_V = k_{p,2} \cdot P_2 + C \cdot P_2 \cdot s$$

$$P_2 = \frac{A_V \cdot x \cdot s - k_{s,2} \cdot x_V}{C \cdot s + k_{p,2}} \quad (3-21)$$

Reemplazando P_1 de (3-20) y P_2 de (3-21) en la ecuación (3-2):

$$F = \frac{A_P \cdot x_V \cdot k_{s,1} - A_P^2 \cdot x \cdot s}{C \cdot s + k_{p,1}} - \frac{A_V^2 \cdot x \cdot s - k_{s,2} \cdot A_V \cdot x_V}{C \cdot s + k_{p,2}}$$

Se factoriza x y x_V :

$$F = x \cdot \left[-\frac{A_P^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,1}} - \frac{A_V^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,2}} \right] + x_V \cdot \left[\frac{k_{s,2} \cdot A_V}{C \cdot s + k_{p,2}} + \frac{k_{s,1} \cdot A_P}{C \cdot s + k_{p,1}} \right] \quad (3-22)$$

Ahora, aplicando la transformada de Laplace a la ecuación (3-1) y despejando x :

$$F - b \cdot s \cdot x - k \cdot x = m \cdot s^2 \cdot x$$

$$F = x \cdot (m \cdot s^2 + b \cdot s + k)$$

$$x = \frac{F}{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k)} \quad (3-23)$$

Reemplazando (3-23) en (3-22):

$$F = \left[\frac{F}{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k)} \right] \cdot \left[-\frac{A_P^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,1}} - \frac{A_V^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,2}} \right] + x_V \cdot \left[\frac{k_{s,2} \cdot A_V}{C \cdot s + k_{p,2}} + \frac{k_{s,1} \cdot A_P}{C \cdot s + k_{p,1}} \right]$$

$$F + \left[\frac{F}{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k)} \right] \cdot \left[\frac{A_p^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,1}} + \frac{A_V^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,2}} \right] = x_V \cdot \left[\frac{k_{s,2} \cdot A_V}{C \cdot s + k_{p,2}} + \frac{k_{s,1} \cdot A_P}{C \cdot s + k_{p,1}} \right]$$

$$F \cdot \left[1 + \left[\frac{1}{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k)} \right] \cdot \left[\frac{A_p^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,1}} + \frac{A_V^2 \cdot s}{C \cdot s + k_{p,2}} \right] \right] = x_V \cdot \left[\frac{k_{s,2} \cdot A_V}{C \cdot s + k_{p,2}} + \frac{k_{s,1} \cdot A_P}{C \cdot s + k_{p,1}} \right]$$

$$\frac{F}{x_V} = \frac{\left[\frac{k_{s,2} \cdot A_V}{C \cdot s + k_{p,2}} + \frac{k_{s,1} \cdot A_P}{C \cdot s + k_{p,1}} \right]}{\left[1 + \left[\frac{1}{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k)} \right] \cdot \left[\frac{A_p^2 \cdot s \cdot (C \cdot s + k_{p,2}) + A_V^2 \cdot s \cdot (C \cdot s + k_{p,1})}{(C \cdot s + k_{p,1}) \cdot (C \cdot s + k_{p,2})} \right] \right]}$$

$$\frac{F}{x_V} = \frac{\left[\frac{k_{s,2} \cdot A_V \cdot (C \cdot s + k_{p,1}) + k_{s,1} \cdot A_P \cdot (C \cdot s + k_{p,2})}{(C \cdot s + k_{p,2}) \cdot (C \cdot s + k_{p,1})} \right]}{\left[\frac{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (C \cdot s + k_{p,1}) \cdot (C \cdot s + k_{p,2}) + [A_p^2 \cdot s \cdot (C \cdot s + k_{p,2}) + A_V^2 \cdot s \cdot (C \cdot s + k_{p,1})]}{(C \cdot s + k_{p,1}) \cdot (C \cdot s + k_{p,2}) \cdot (m \cdot s^2 + b \cdot s + k)} \right]}$$

$$\frac{F}{x_V} = \left[\frac{[k_{s,2} \cdot A_V \cdot (C \cdot s + k_{p,1}) + k_{s,1} \cdot A_P \cdot (C \cdot s + k_{p,2})] \cdot (C \cdot s + k_{p,1}) \cdot (C \cdot s + k_{p,2}) \cdot (m \cdot s^2 + b \cdot s + k)}{(C \cdot s + k_{p,2}) \cdot (C \cdot s + k_{p,1}) \cdot [(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (C \cdot s + k_{p,1}) \cdot (C \cdot s + k_{p,2}) + (A_p^2 \cdot s \cdot (C \cdot s + k_{p,2}) + A_V^2 \cdot s \cdot (C \cdot s + k_{p,1}))]} \right]$$

Para simplificar el modelado dinámico y la obtención de la función de transferencia las constantes $k_{s,1}$ y $k_{s,2}$ son reemplazadas por k_s , y las constantes $k_{p,1}$ y $k_{p,2}$ son reemplazadas por k_p .

$$\frac{F}{x_V} = \frac{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (C \cdot s + k_p) \cdot (k_s) \cdot (A_p + A_V)}{(C \cdot s + k_p) \cdot [(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (C \cdot s + k_p) + A_p^2 \cdot s + A_V^2 \cdot s]}$$

$$\frac{F}{x_V} = \frac{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (k_s) \cdot (A_p + A_V)}{[(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (C \cdot s + k_p) + A_p^2 \cdot s + A_V^2 \cdot s]} \quad (3-24)$$

Despejando x_V de la ecuación (3-17):

$$x_V = k_{sp} \cdot x_V \quad (3-25)$$

Reemplazando (3-25) en (3-24):

$$\frac{F}{k_{sp} \cdot x_V} = \frac{(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (k_S) \cdot (A_P + A_V)}{[(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (C \cdot s + k_p) + A_P^2 \cdot s + A_V^2 \cdot s]}$$

Finalmente, la función de transferencia que relaciona el voltaje de control con la fuerza de salida es:

$$\frac{F}{u} = \frac{k_{sp} \cdot (m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (k_S) \cdot (A_P + A_V)}{[(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot (C \cdot s + k_p) + A_P^2 \cdot s + A_V^2 \cdot s]}$$

Efectuando las operaciones para ordenar la función de transferencia en términos del orden de s se obtiene lo siguiente:

$$\frac{F}{u} = \frac{s^2 \cdot [k_{sp} \cdot k_S \cdot m \cdot (A_P + A_V)] + s \cdot [k_{sp} \cdot k_S \cdot b \cdot (A_P + A_V)] + [k_{sp} \cdot k_S \cdot k \cdot (A_P + A_V)]}{s^3 \cdot (m \cdot C) + s^2 \cdot (b \cdot C + m \cdot k_p) + s \cdot (k \cdot C + b \cdot k_p + A_P^2 + A_V^2) + k \cdot k_p}$$

Para expresar la función de transferencia anterior en términos numéricos es necesario definir cada uno de los parámetros que la componen.

El área de la cámara del pistón y el área de la cámara anular fueron calculadas usando las siguientes ecuaciones:

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}$$

$$A_v = A_p - \frac{\pi \cdot D_v^2}{4}$$

Donde D_p es el diámetro del pistón y D_v es el diámetro del vástago, y tienen valores de 25 [mm] y 14 [mm] respectivamente.

La masa del cilindro m fue estimada en 0,1 [kg] ya que solo involucra la masa del vástago del cilindro y la masa de la celda de carga.

Los valores de la rigidez (k) y amortiguamiento (b) del sistema fueron tomados como 75000 [N/m] y 700 [N/m/s] respectivamente siguiendo las recomendaciones de Niksefat².

Los valores de las ganancias k_s , k_p y k_{sp} fueron tomados usando las recomendaciones de Niksefat³ para la mayoría de las válvulas direccionales proporcionales comerciales:

$$k_s = 0,375[m^3 / Pa \cdot s]$$

$$k_p = 2,5 \cdot 10^{-12}[m^2 / s]$$

$$k_{sp} = 0,0012[m / V]$$

² 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.

³ Ibid. p 71.

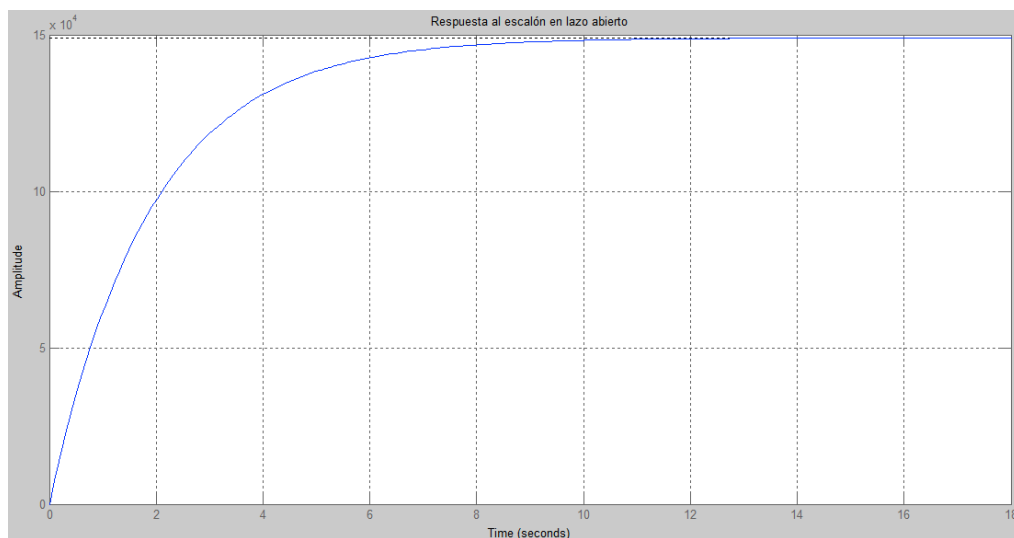
Reemplazando los distintos parámetros se obtiene la siguiente función de transferencia en términos numéricos:

$$\frac{F}{u} = \frac{3,725144 \cdot 10^{-8} \cdot s^2 + 2,6076 \cdot 10^{-4} \cdot s + 2,7938576 \cdot 10^{-2}}{3,067241 \cdot 10^{-15} \cdot s^3 + 2,3970691 \cdot 10^{-12} \cdot s^2 + 3,56463 \cdot 10^{-7} \cdot s + 1,875 \cdot 10^{-7}}$$

3.4 SIMULACIÓN EN MATLAB

Usando la función de transferencia obtenida en el modelado matemático se realizó la simulación en el software Matlab con el fin de observar la respuesta al escalón en lazo abierto, el diagrama de polos y ceros, el lugar geométrico de las raíces y la respuesta a la frecuencia.

Figura 26. Respuesta al escalón del sistema.



De la respuesta al escalón se observa que el modelo posee una respuesta típica de los sistemas de primer orden, con un tiempo de estabilización de 8 [s] lo cual es bastante lento para un servo de fuerza.

Figura 27. Diagrama de polos y ceros del sistema.

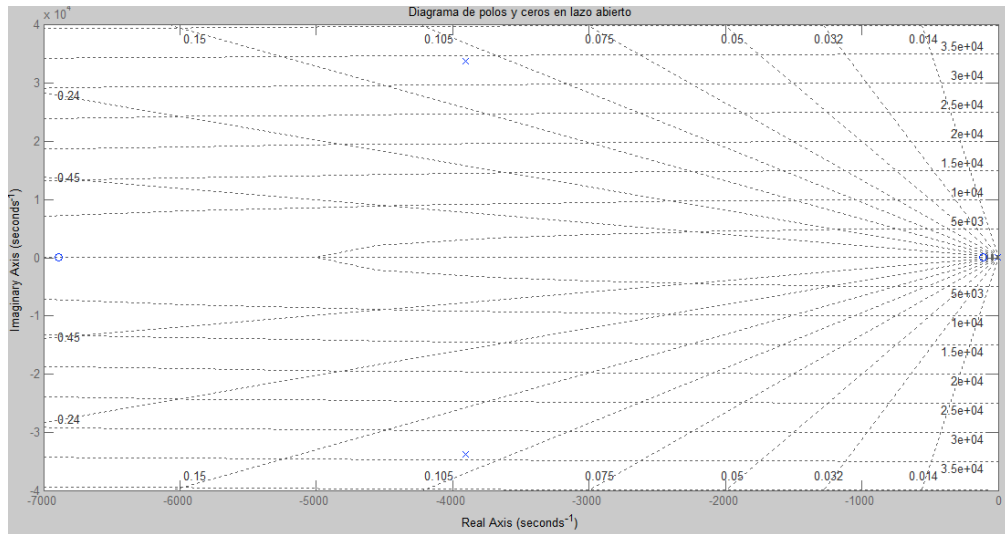
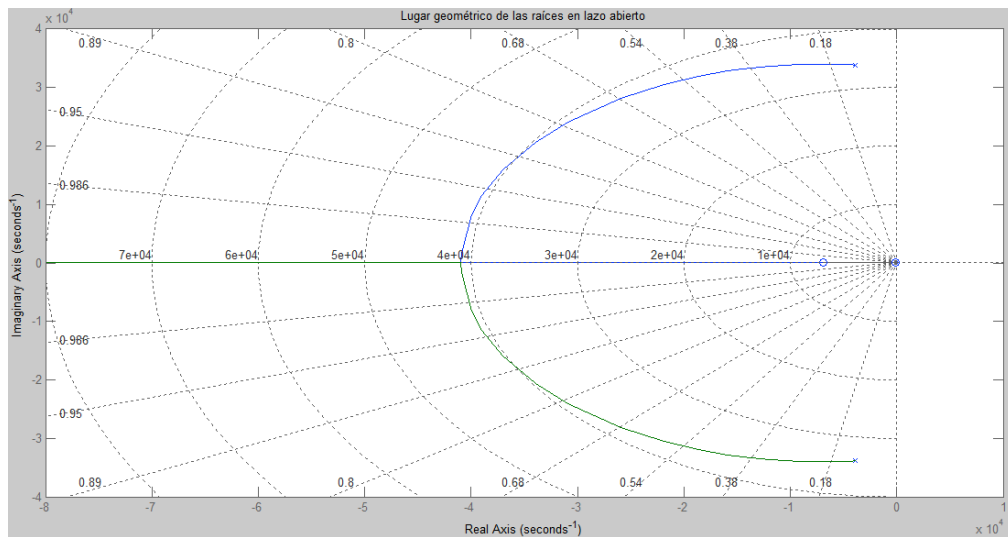
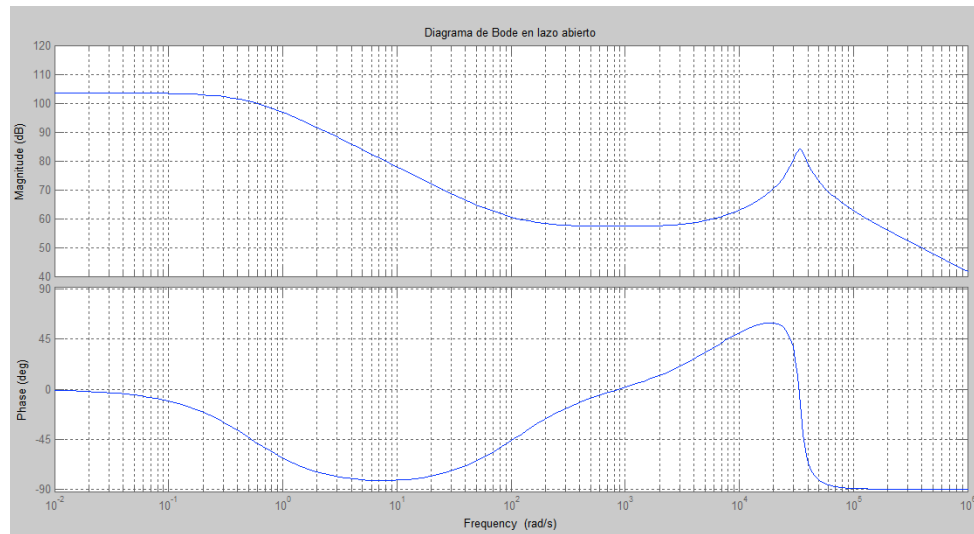


Figura 28. Lugar geométrico de las raíces del sistema.



En el diagrama de polos y ceros se observa que el sistema tiene tres polos ubicados en el lado negativo del eje real, dos de los polos son conjugados y el otro se ubica sobre el eje real. La ubicación de los polos permite concluir que el sistema es estable. En el lugar geométrico de las raíces se observa que aún al modificar la ganancia del sistema este nunca se desestabiliza.

Figura 29. Diagrama de Bode del sistema.



En el diagrama de Bode se observan algunos picos de frecuencia peligrosos.

Debido al lento tiempo de estabilización y a los altos picos de frecuencia es necesario aplicar un controlador para corregir los problemas presentados.

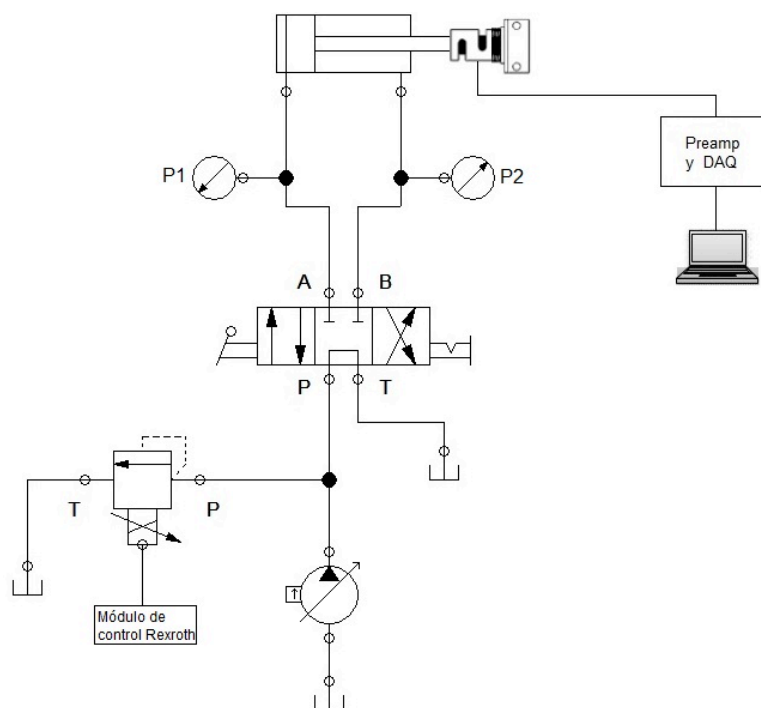
Por lo general, los servos de fuerza poseen controladores PI, donde la constante proporcional modifica el tiempo de respuesta del sistema y la constante integral permite que el controlador mantenga la señal de salida (fuerza) aun cuando el error es cero, además de que corrige el error en estado estacionario.

4. CARACTERIZACIÓN DE LA CELDA DE CARGA

Para obtener la función de transferencia que rige el comportamiento de la celda de carga es necesario caracterizarla. Esto permite conocer la función que relaciona la salida en voltaje ante una entrada en fuerza.

La caracterización de la celda de carga se realizó usando el siguiente montaje:

Figura 30. Esquema del montaje de caracterización de la celda de carga.



Que consta de:

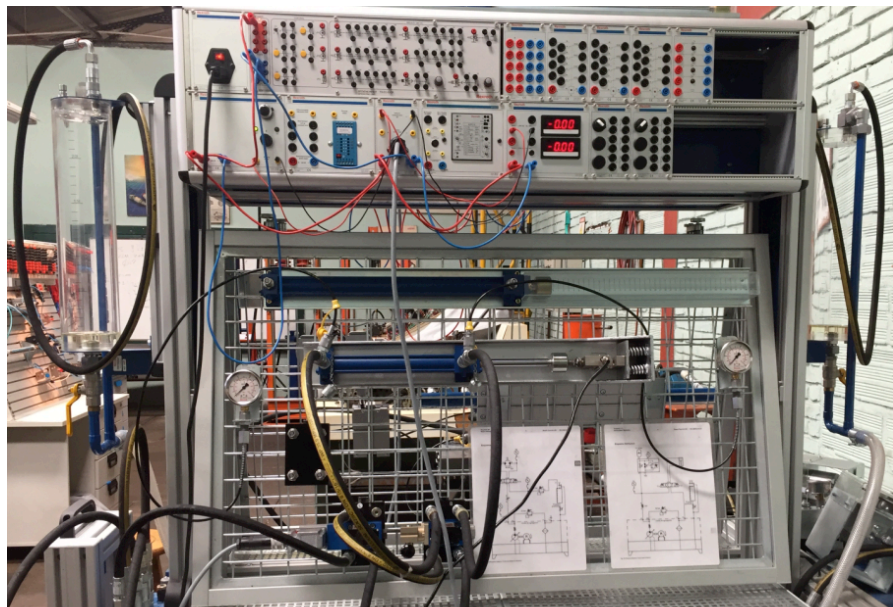
- Bomba de caudal variable compensada por presión
- Válvula de seguridad proporcional
- Válvula direccional de centro tándem con accionamiento por palanca y enclavamiento

- Dos manómetros
- Cilindro diferencial
- Celda de carga
- Módulo AAA (preamplificador de la celda de carga y tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6212)
- Computador con interfaz gráfica en LabView para caracterización
- Módulo de control del banco Rexroth

Los manómetros fueron usados como elemento patrón para la medición de la presión y del posterior cálculo de la fuerza. La sensibilidad de los manómetros es de 1[bar] y se considera que están previamente calibrados ya que son nuevos.

Las imágenes a continuación muestran el montaje hidráulico en el banco Rexroth para la caracterización de la celda de carga.

Figura 31. Montaje de caracterización de la celda de carga.



Se realizó una interfaz gráfica en LabView destinada a la caracterización de la celda de carga. Esta interfaz recibe, gráfica y almacena los datos de voltaje enviados por la celda de carga para la fuerza sensada. Los datos son almacenados en tiempo real en un vector para su posterior exportación a un bloc de notas.

A continuación se muestra tanto la interfaz como el diagrama de bloques en LabView diseñados para la caracterización de la celda de carga.

Figura 32. Interfaz HMI de caracterización de la celda de carga.

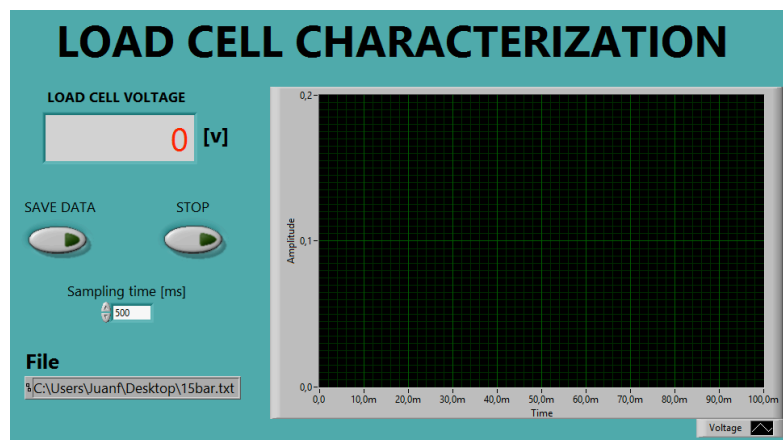
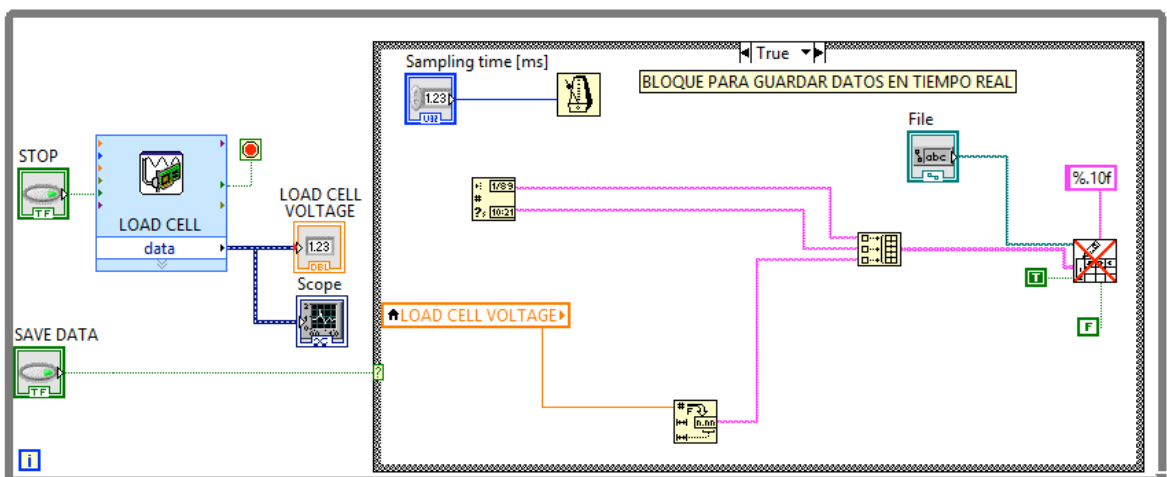


Figura 33. Diagrama de bloques de caracterización de la celda de carga.



La válvula de seguridad proporcional fue controlada de forma analógica usando la unidad de *setpoint* Rexroth. El potenciómetro de esta unidad permite variar el voltaje de control que se envía al servoamplificador de la válvula, y por lo tanto, permite variar la corriente que se envía al solenoide de la misma. Proporcionalmente a la corriente enviada, el resorte de la válvula de seguridad es comprimido con una mayor o menor fuerza y de esta manera se logran diferentes tarajes de la válvula, es decir, diferentes niveles de presión.

Se tomaron datos desde la presión mínima hasta la presión máxima del sistema, en intervalos de 5 [bar]; la presión mínima fue de 15 [bar] y la presión máxima de 60 [bar]. Para cada dato de presión se registró la salida en voltaje sensada por la celda de carga. Cabe aclarar que la presión registrada es la presión en la cámara del pistón (presión del manómetro 1) ya que la presión en el manómetro 2 permanecía en cero durante la aplicación de la fuerza.

Tabla 1. Presión y voltaje de la caracterización de la celda de carga.

Presión [Bar]	Voltaje promedio [V]
0	0,008
15	0,705
20	0,980
25	1,221
30	1,447
35	1,707
40	1,973
45	2,196
50	2,413
55	2,652
60	2,871

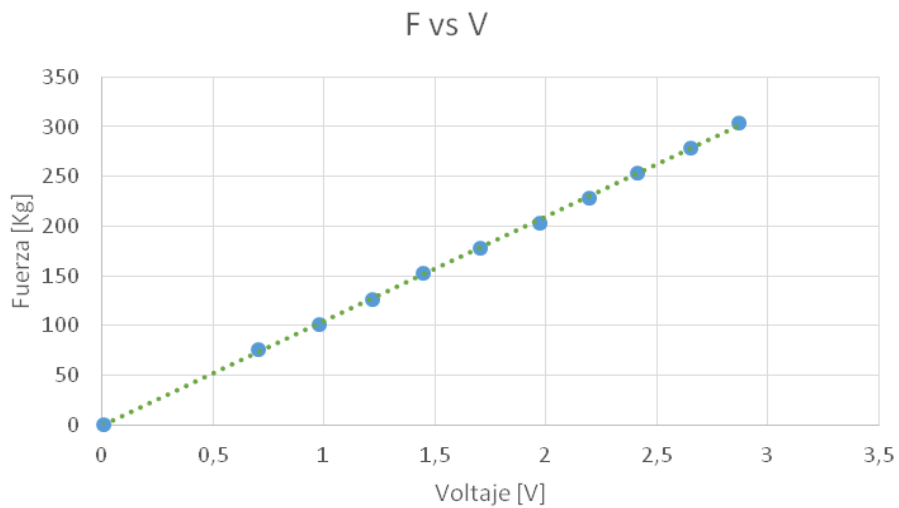
Teniendo los datos de presión y el área del pistón se calculó la fuerza ejercida por el cilindro en unidades de Newton [N] y kilogramos fuerza [kgf].

Tabla 2. Voltaje y fuerza de caracterización de la celda de carga.

Voltaje promedio [V]	Fuerza[N]	Fuerza[kgf]
0,008	0	0
0,705	746,067	76,052
0,980	994,756	101,402
1,221	1243,445	126,753
1,447	1492,134	152,103
1,707	1740,823	177,454
1,973	1989,512	202,804
2,196	2238,201	228,155
2,413	2486,890	253,506
2,652	2735,579	278,856
2,871	2984,268	304,207

Se realizó una gráfica de fuerza contra voltaje para observar el comportamiento de la celda de carga:

Figura 34. Gráfica F vs. V de la celda de carga.



Debido al comportamiento lineal que se observa en la gráfica, se realizó el ajuste por el método de mínimos cuadrados para obtener la ecuación característica de la recta. Esta ecuación es la función característica de la celda de carga.

$$F[\text{kg}] = 104,76 \cdot V[V] - 1,076$$

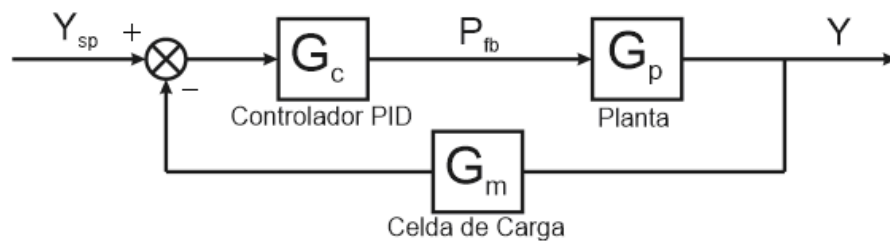
$$F[N] = 1032,7 \cdot V[V] - 10,558$$

5. DISEÑO DE LOS CONTROLADORES

5.1 CONTROL PID

El diagrama de bloques del control PID para el servo de fuerza se muestra en la figura a continuación. Y consta de la planta, el controlador, el bloque del sensor (celda de carga) y un punto de suma entre la señal del *setpoint* y la señal de lectura del sensor.

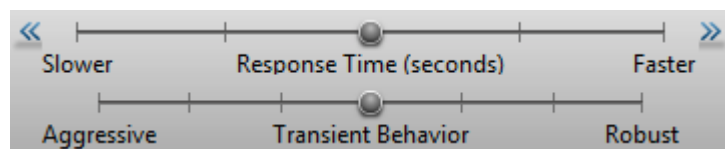
Figura 35. Diagrama de bloques del control PID.



5.1.1 Sintonización del control PID usando PID *tuner* de Matlab

La determinación de las constantes del control PID más óptimo para el servo de fuerza modelado se realizó usando la aplicación de Matlab PID Tuner. Esta aplicación tiene en cuenta para la sintonización el comportamiento en estado transitorio deseada y la rapidez de respuesta deseados.

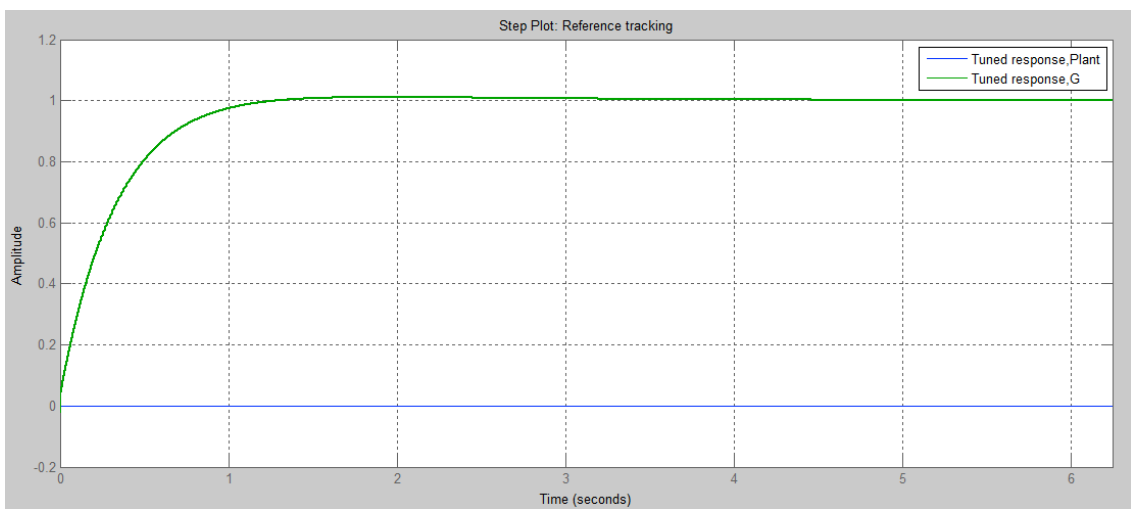
Figura 36. Características para la sintonización del controlador PID.



Seleccionando robustez como condición del estado transitorio y la mayor rapidez de respuesta como las características deseadas del sistema se realiza la sintonización del controlador.

La gráfica a continuación muestra la respuesta al escalón con el control PID sintonizado:

Figura 37. Respuesta al escalón del sistema con el controlador PID sintonizado.



Los valores de las constantes proporcional, integral y derivativa se muestra a continuación junto con algunos parámetros de desempeño como: tiempo de crecimiento, tiempo de asentamiento, sobrepico, entre otros.

Figura 38. Constantes del controlador y comportamiento del sistema.

Controller Parameters	
	Tuned
Kp	2.3497e-04
Ki	6.6575e-02
Kd	0
Tf	

Performance and Robustness	
	Tuned
Rise time	0.662 seconds
Settling time	1.04 seconds
Overshoot	1.08 %
Peak	1.01
Gain margin	Inf dB @ NaN rad/s
Phase margin	90 deg @ 3.2 rad/s
Closed-loop stability	Stable

De las constantes obtenidas con la aplicación PID Tuner, se observa que el controlador más óptimo para el servo de fuerza modelado es un control PI.

El tiempo de estabilización con el controlador PI es de aproximadamente 1[s], lo cual corresponde a aproximadamente la octava parte del tiempo de estabilización del sistema en lazo abierto. El sobrepico es mínimo, aproximadamente del 1%, lo cual puede considerarse despreciable. El sistema presenta estabilidad en su lazo cerrado.

5.1.2 Diseño del control PID en LabView

5.1.2.1 Algoritmo de bloques

Para iniciar el diseño del algoritmo de control es necesario contar con las siguientes librerías para el software LabView 2015:

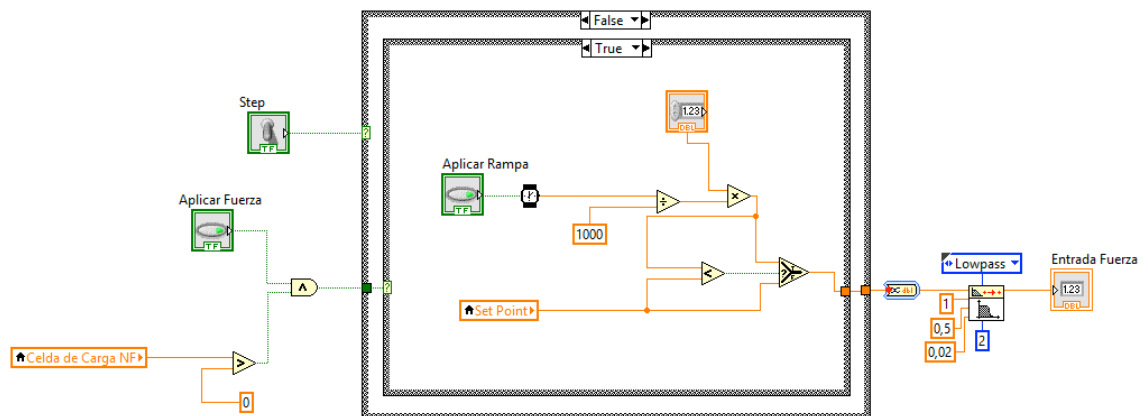
- *Control Design and Simulation*: Ofrece los componentes propios de la ingeniería de control, como bloques de funciones de transferencia, representación en espacio de estados, entre otros.
- DAQ mx: Proporciona el vínculo entre el software y la tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6212 para enviar y recibir señales analógicas y digitales.

Contando con esto, teniendo en cuenta el modelado matemático, la función de transferencia del sistema, el control a implementar, el transductor de fuerza (celda de carga), la válvula proporcional a usar, el actuador y los conocimientos de programación del software se procede a diseñar la interfaz.

El algoritmo de control desarrollado en LabView cuenta con una frecuencia de muestreo de 60 [Hz]

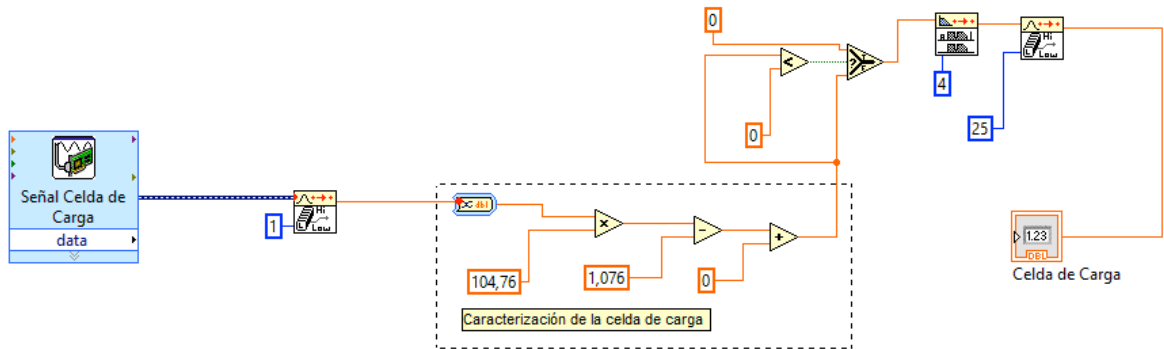
Se inicia realizando la sección del setpoint de fuerza y el tipo de entrada de la misma hacia el controlador (en función escalón o en función rampa). Se crean las condiciones verdadero/falso para habilitar o deshabilitar los dos tipos de funciones de entrada de la fuerza, y se añade un filtro para la señal de salida del setpoint.

Figura 39. Bloques del Setpoint.



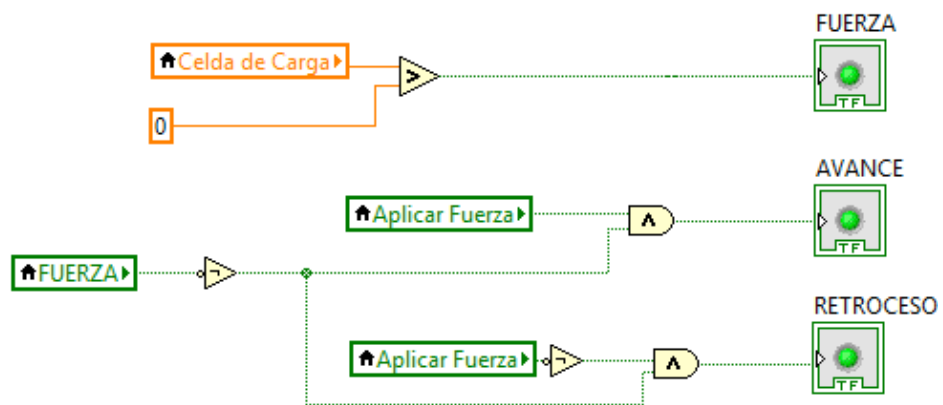
Para la lectura del voltaje que envía la celda de carga se agregó el bloque de la librería DAQ mx. Con la ecuación característica obtenida de la celda de carga la lectura de voltaje es convertida a fuerza. Se agregaron comparadores y selectores con el fin de eliminar los valores negativos, y se agregaron dos filtros para reducir el ruido electrónico en la lectura del sensor.

Figura 40. Bloques de la caracterización de la celda de carga.



Se añadieron indicadores visuales con el fin de observar en la interfaz el estado del actuador durante el proceso (si está aplicando la fuerza, si está avanzando hacia el punto de contacto o si está retrocediendo).

Figura 41. Bloques de los indicadores visuales LED.



La siguiente sección incluye la función de transferencia de la plata. Esta se creó usando el bloque Construct Transfer Function Model en el cuál se especifica que el sistema es de única entrada y única salida (SISO-Single Input Single Output).

Figura 42. Función de transferencia del sistema en LabView.

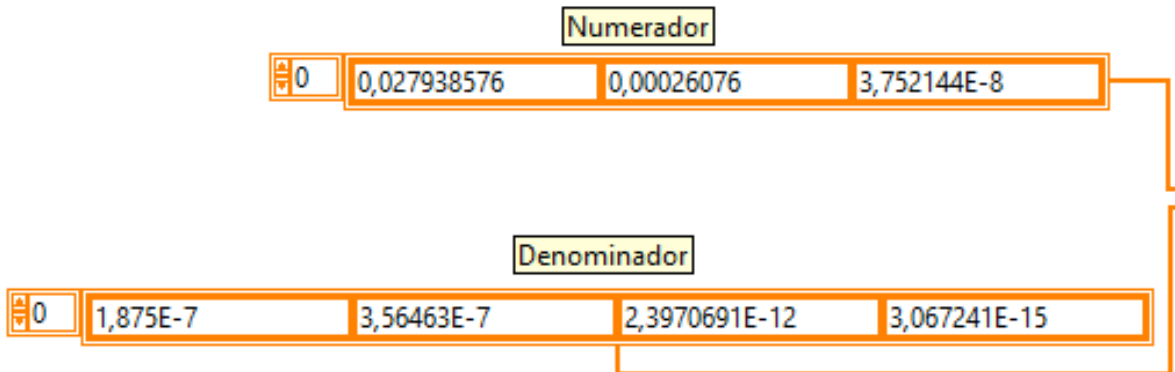
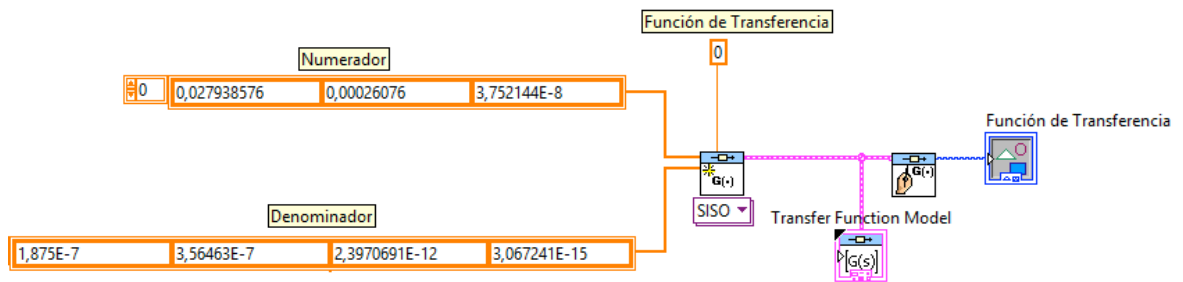


Figura 43. Bloques de la función de transferencia del sistema.



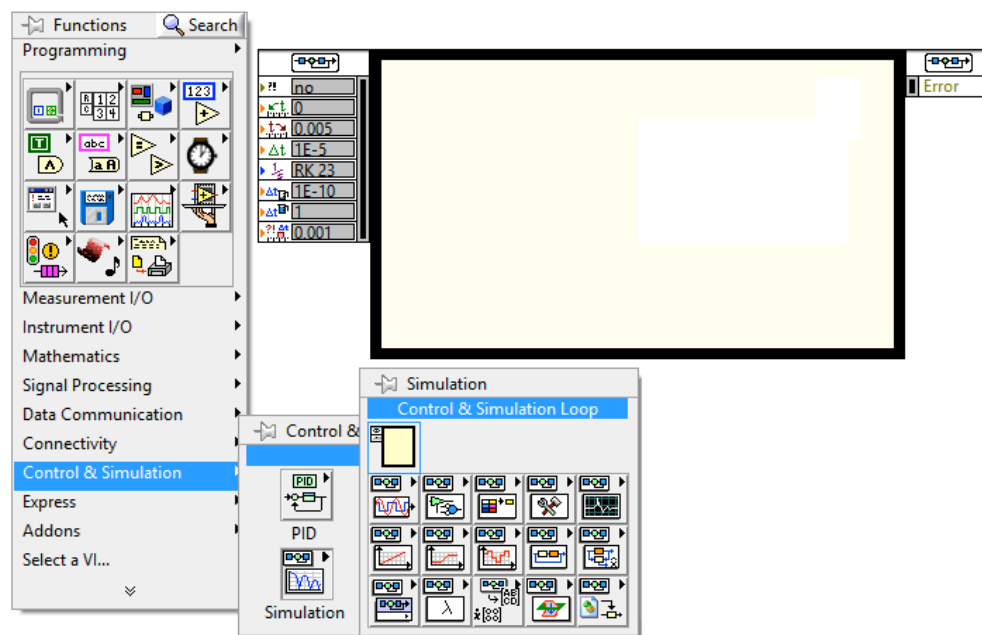
Al determinar que el controlador a usar es un PID cabe resaltar que hay varias maneras de implementarlo. Esto se puede lograr mediante los PID predeterminados de LabView, usando VI's existentes creados por usuarios, o crear el propio controlador PID.

Se decidió crear el propio controlador teniendo en cuenta varias consideraciones realizadas por los autores como obtener una mayor precisión y rapidez en la interfaz evitando que se realicen operaciones no deseadas o inútiles en esta aplicación, aparte, es posible que los controladores PID de las librerías de

LabView no cumplan con los requerimientos, además de que es posible que no sea característico de la presente aplicación.

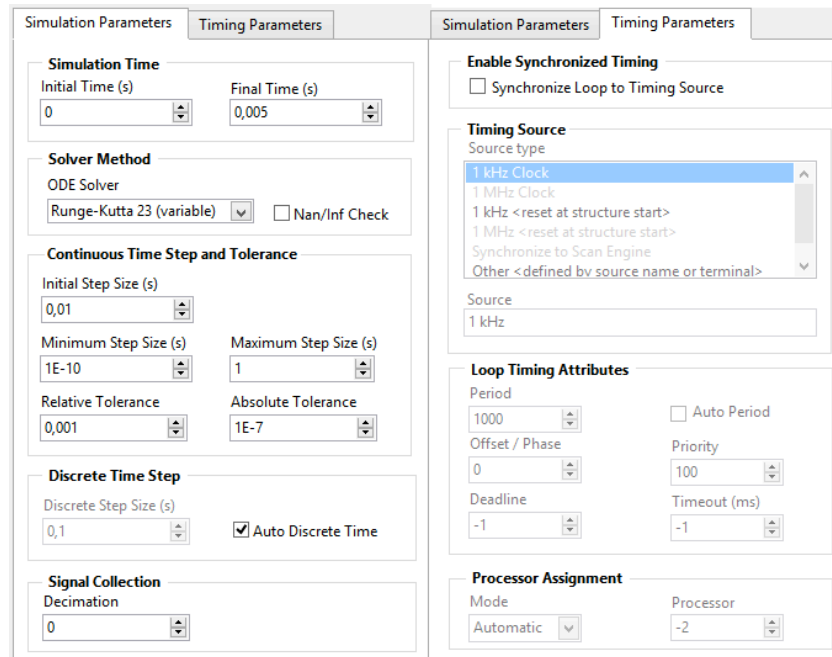
Para crear el controlador, es necesario acceder a la librería Control Design and Simulation, acceder a Simulation y usar el Control and Simulation Loop.

Figura 44. Simulation loop LabView 2015.



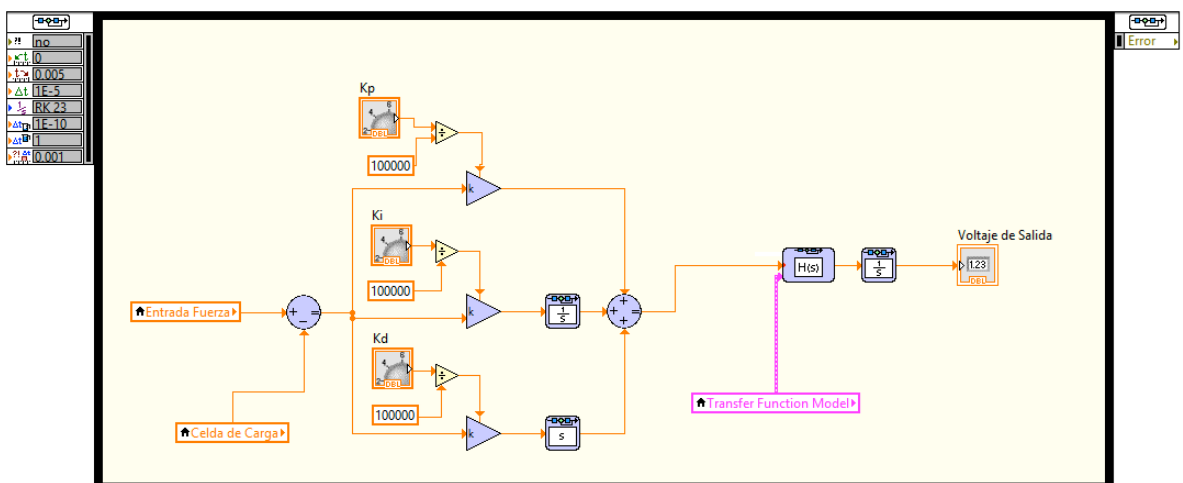
Luego de insertarlo, es posible configurar parámetros de simulación y de muestreo como se observa en la siguiente figura:

Figura 45. Parámetros de ajuste del simulation loop.



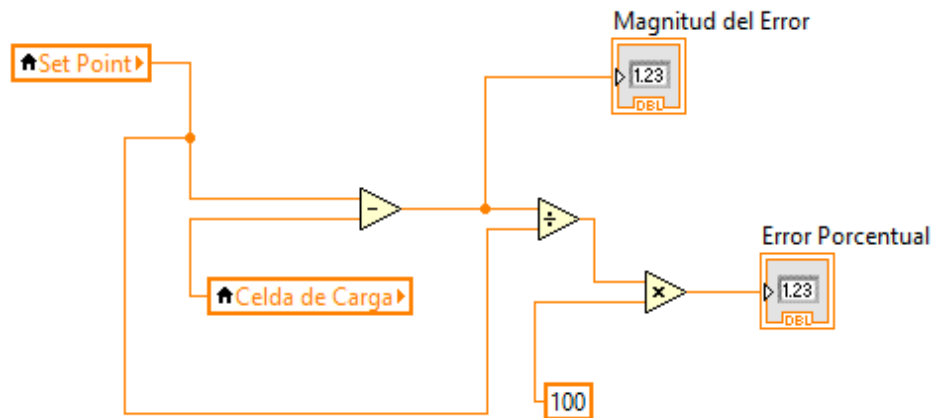
Finalmente se agregan las respectivas acciones de control proporcional, integral y derivativo. A este lazo del control se le añade la entrada de fuerza, la realimentación del servo mediante la celda de carga y la respectiva función de transferencia del mismo para así obtener la señal de salida deseada.

Figura 46. Bloques del controlador PID.



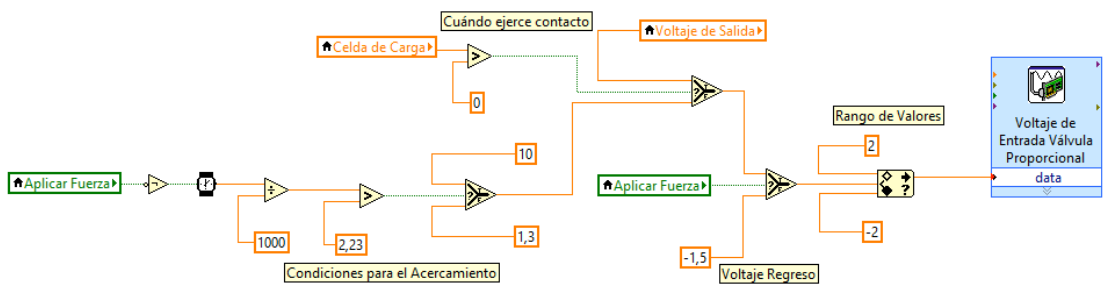
Se realizó el cálculo de los errores entre el *setpoint* y la lectura de la celda de carga porcentualmente y en magnitud, y se añadieron los respectivos visualizadores.

Figura 47. Bloques del cálculo de los errores.



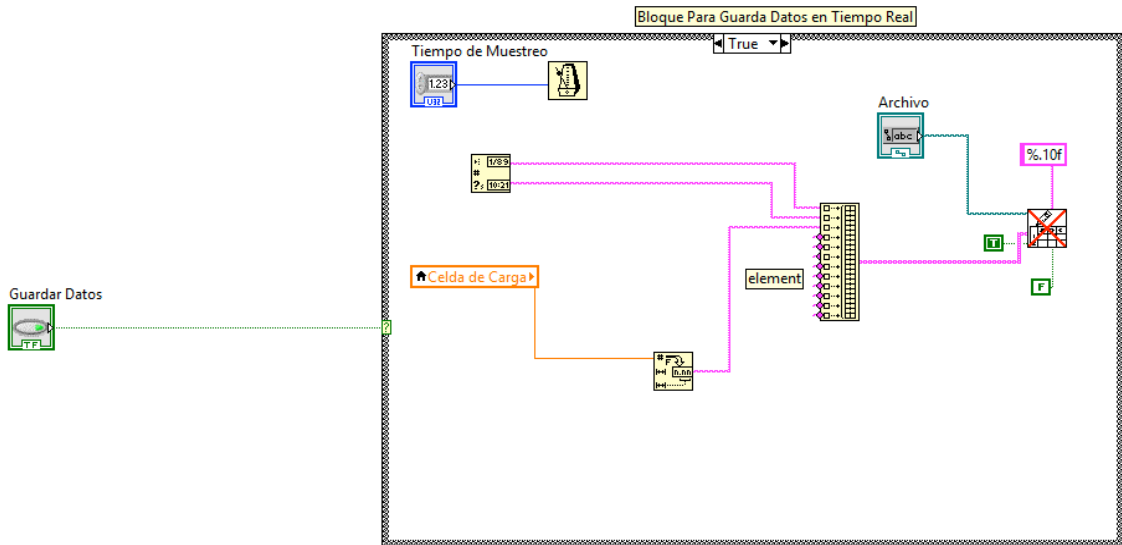
Se establecieron condiciones para la aproximación del cilindro y el retroceso del mismo.

Figura 48. Bloques de la señal de control de salida y sus condiciones.



Finalmente se realizaron los bloques para guardar datos en tiempo real. Este permite guardar todos los datos del sistema deseados y basta con expandir la caja "Array" y agregar todas las constantes y los valores a guardar deseados.

Figura 49. Bloques para guardar datos en tiempo real.



5.1.2.2 Interfaz HMI

La interfaz gráfica HMI realizada en LabView para el control PID se muestra en la imagen a continuación:

Figura 50. Interfaz gráfica HMI.



Esta interfaz cuenta con las siguientes 11 secciones que serán explicadas en este numeral:

1. Lectura de la celda de carga
2. Indicadores visuales LED
3. Función de transferencia
4. Botón para detener el programa
5. Errores
6. Aplicación de fuerza
7. Selector de tipo de fuerza y valor de rampa
8. Ajuste del *setpoint*
9. Sintonización del controlador PID
10. Respuesta gráfica del sistema
11. Sección para guardar datos en tiempo real

En la parte superior de la interfaz se encuentra el título de la práctica, los autores de la interfaz, el director del proyecto, el logo de la escuela de Ingeniería Mecánica y el logo de la Universidad Industrial de Santander.

Figura 51. Encabezado de la interfaz gráfica.



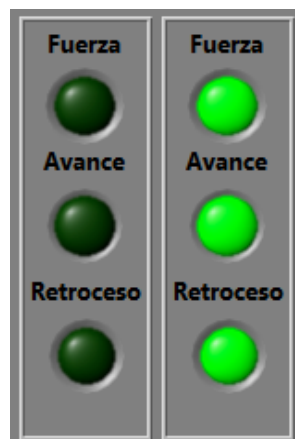
En el recuadro 1 se tiene un display y un visualizador gráfico de agujas. El display muestra la lectura de la celda de carga en kilogramos. El visualizador gráfico posee dos agujas, la aguja roja indica el *setpoint* del servo de fuerza y la aguja azul le lectura de la celda de carga en kilogramos.

Figura 52. Sección de la lectura de la celda de carga.



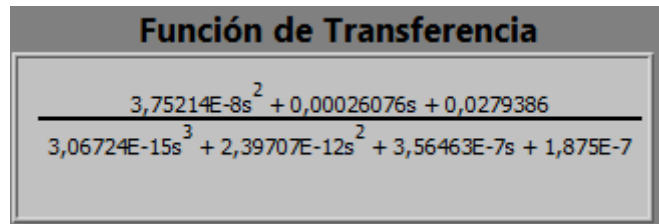
El recuadro 2 presenta los testigos del estado del servo de fuerza. El LED encenderá según corresponda a la aplicación de la fuerza, al avance del cilindro hasta el punto de contacto, o el retroceso del mismo.

Figura 53. Indicadores visuales del estado del actuador.



En el recuadro 3 se muestra la función de transferencia del sistema a controlar. Esta función corresponde a la que se obtuvo en el modelado matemático del servo de fuerza.

Figura 54. Función de transferencia del sistema.



The diagram shows a transfer function in a rectangular box with a grey header. The header contains the text "Función de Transferencia". Below the header, the transfer function is displayed as a fraction. The numerator is $3,75214E-8s^2 + 0,00026076s + 0,0279386$ and the denominator is $3,06724E-15s^3 + 2,39707E-12s^2 + 3,56463E-7s + 1,875E-7$.

$$\frac{3,75214E-8s^2 + 0,00026076s + 0,0279386}{3,06724E-15s^3 + 2,39707E-12s^2 + 3,56463E-7s + 1,875E-7}$$

El botón 4 es el botón de STOP. Al presionarlo, el programa desarrollado en LabView se detiene por completo.

Figura 55. Botón de detener el programa.



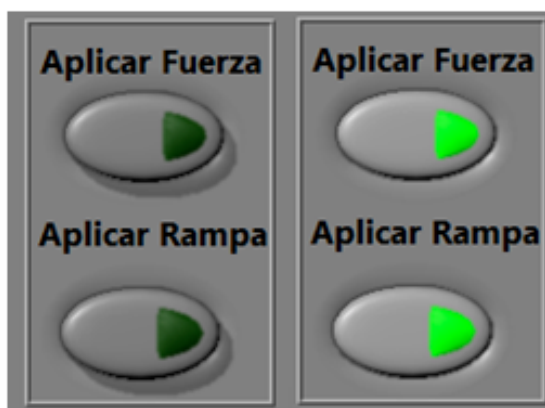
En la sección 5 se muestra el error porcentual y el error en magnitud entre el setpoint y el valor de fuerza aplicado.

Figura 56. Indicadores de error.



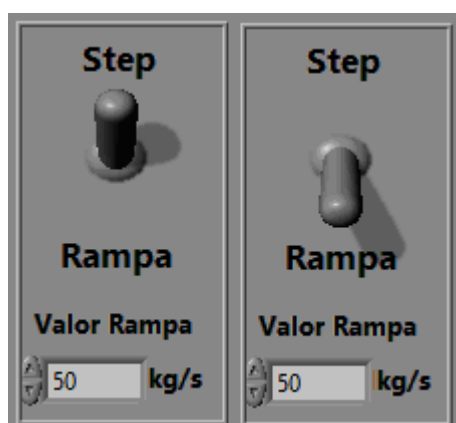
En el recuadro 6 se encuentran los botones “Aplicar fuerza” y “Aplicar rampa”. El primero de ellos se usa siempre que se desee ejercer el servo de fuerza, y el segundo, cuando se desee aplicar la fuerza con una entrada en rampa.

Figura 57. Botones para aplicar la fuerza o rampa.



En la sección 7 se encuentra un selector que permite accionar la fuerza como una entrada escalón (step) o como una entrada rampa. Cuando se selecciona la entrada rampa se debe ingresar el valor de la pendiente de la rampa en [kg/s] en el recuadro de la parte inferior.

Figura 58. Sección de selección de entrada escalón o rampa.



En el recuadro 8 se encuentra la perilla para ajuste del *setpoint* del servo de fuerza en [kg]. En la parte inferior se encuentra un recuadro donde se puede visualizar de forma más precisa el valor seleccionado con la perilla para el *setpoint*, este recuadro también permite introducir el valor.

Figura 59. Sección de ajuste del *setpoint*.



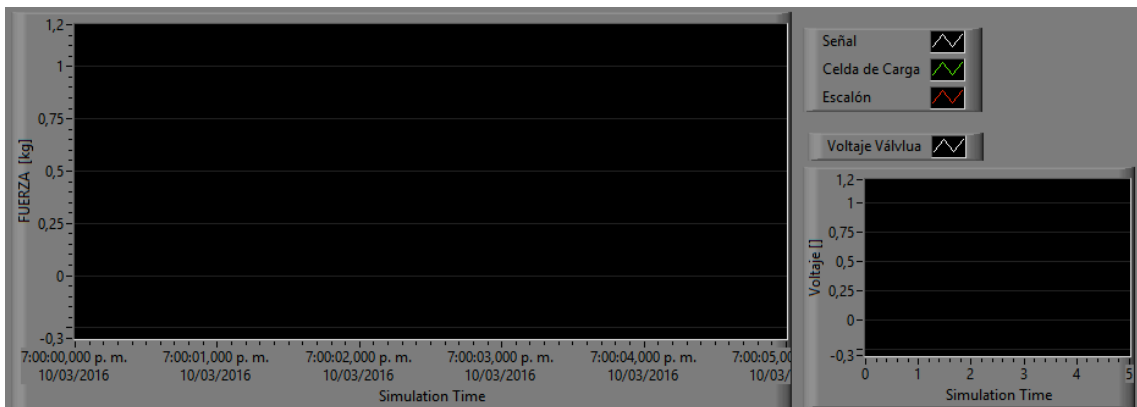
En la sección 9 se tienen 3 perillas para ajustar las ganancias del controlador PID. La primera perilla permite ajustar la constante proporcional, la segunda la constante integral y la tercera la constante derivativa. Los recuadros en la parte inferior permiten visualizar el valor de la constante, o introducir el valor deseado.

Figura 60. Sección de sintonización del controlador PID.



En el recuadro 10 se encuentran dos gráficas. La gráfica principal muestra tres señales del servo: La señal de la celda de carga en color verde, el *setpoint* en color rojo y la respuesta esperada del sistema en color blanco. En la gráfica secundaria se muestra el comportamiento del voltaje enviado a la válvula direccional proporcional. Las unidades se encuentran en los ejes coordenados de las gráficas, y la gráfica principal posee su respectiva leyenda para las distintas señales.

Figura 61. Gráficas del comportamiento del sistema.



Finalmente en el recuadro 11 se encuentra la sección de Guardar datos. En esta sección es posible guardar los datos deseados en tiempo real, ajustar el archivo dónde serán exportados estos datos y ajustar el tiempo de muestreo en milisegundos. Para activar y desactivar esta función de la interfaz, basta con pulsar el botón de Guardar datos.

Figura 62. Sección de almacenamiento de datos.



5.1.3 Resintonización del control PID

Las constantes obtenidas con el PID *tuner* de Matlab no fueron totalmente satisfactorias para el control PID del servo de fuerza. Estas constantes están basadas en el modelo simplificado de la función de transferencia y no tienen en cuenta diversos parámetros que intervienen en la realidad. Sin embargo fueron usadas como punto de partida para la resintonización del controlador PID.

El método de resintonización del controlador PID fue a prueba y error partiendo de las constantes obtenidas con el PID *tuner*. La primera constante manipulada fue la proporcional con el fin de lograr un buen tiempo de respuesta del sistema. Luego, se ajustó la constante integral para reducir el error en estado estacionario. La constante derivativa no fue necesaria, ya que se obtiene un buen control únicamente con las acciones PI. Las constantes óptimas obtenidas para el control son:

$$K_p = 1,5 \cdot 10^{-4}$$

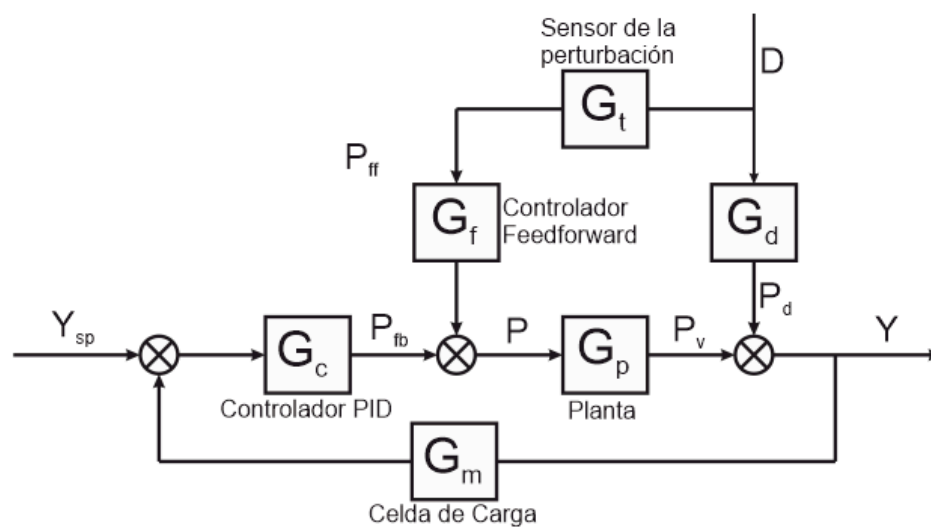
$$K_i = 7,6 \cdot 10^{-2}$$

$$K_D = 0$$

5.2 CONTROL PID CON ADELANTO DE SEÑAL (*FEEDFORWARD*)

Tomando como referencia el diagrama de bloques de Seborg⁴ para un controlador por realimentación (*feedback*) y por adelanto de señal (*feedforward*) se construyó el diagrama de bloques del control PID con adelanto de señal para el servo de fuerza.

Figura 63. Diagrama de bloques del control PID con adelanto de señal (*feedforward*).



Se observa que al control por realimentación, en este caso al control PID, se le añaden dos flujos de señal que parten desde la perturbación. El primer flujo pasa por el sensor de la perturbación, cuya función de transferencia es G_t , y envía la medición de la perturbación al controlador *feedforward* con función de transferencia G_f . La salida del controlador *feedforward* se suma con la salida del controlador *feedback* para generar la señal de control apropiada que se envía a la planta. El segundo flujo, que posee el bloque G_d , es la función de transferencia que indica como la perturbación afecta la salida del sistema.

⁴ SEBORG, Dale E, *et al.* Process dynamics and control. Tercera Edición. Estados Unidos de América, Wiley, 2001, p. 279. ISBN 978-0-470-12867-1.

La función de transferencia en lazo cerrado que relaciona la salida del sistema con la perturbación es:

$$\frac{Y(s)}{D(s)} = \frac{G_d + G_t G_f G_p}{1 + G_c G_p G_m} \quad (5-1)$$

Para que el controlador sea perfecto, en condiciones ideales, la variable controlada debe permanecer en el valor del *setpoint* sin importar el valor de la perturbación. Entonces, si el *setpoint* es constante ($Y_{sp}(s) = 0$) el controlador debe asegurar que $Y(s) = 0$ aun cuando $D(s) \neq 0$. Reemplazando $Y(s) = 0$ en la ecuación (5-1) y resolviendo para G_f se tiene la función de transferencia del controlador *feedforward* ideal.

$$G_f = -\frac{G_d}{G_t G_p} \quad (5-2)$$

La estabilidad en lazo cerrado del sistema se puede analizar haciendo cero el denominador de la ecuación (5-1), lo que permite obtener la siguiente ecuación característica:

$$1 + G_c G_p G_m = 0$$

Las raíces de esta ecuación característica determinan la estabilidad del sistema. Debido a que G_f no aparece en esta ecuación característica se puede concluir que el controlador *feedforward* no afecta la estabilidad del sistema. Por lo tanto, el servo de fuerza sigue siendo estable.

Cuando en la ecuación (5-2) el numerador es un polinomio de mayor grado en s que el denominador el controlador *feedforward* no es físicamente realizable.

Teniendo en cuenta que la función de transferencia del servo de fuerza tiene un numerador de grado 2 y un denominador de grado 3, y que las funciones de transferencia del sensor de la perturbación y del sensor de la señal de salida son idénticas por ser la misma celda de carga y son una ganancia, entonces, el controlador *feedforward* ideal no es físicamente realizable.

Sin embargo, una buena aproximación al controlador *feedforward* ideal se logra usando una ganancia K_f , y una unidad de adelanto-retraso (*lead-lag*) que posee dos constantes de tiempo, τ_1 y τ_2 . La función de transferencia del controlador *feedforward* quedaría de la siguiente forma:

$$G_f(s) = \frac{K_f(\tau_1 s + 1)}{\tau_2 s + 1} \quad (5-3)$$

La ganancia K_f y las constantes de tiempo τ_1 y τ_2 son parámetros ajustables que se deben sintonizar para obtener un desempeño apropiado.

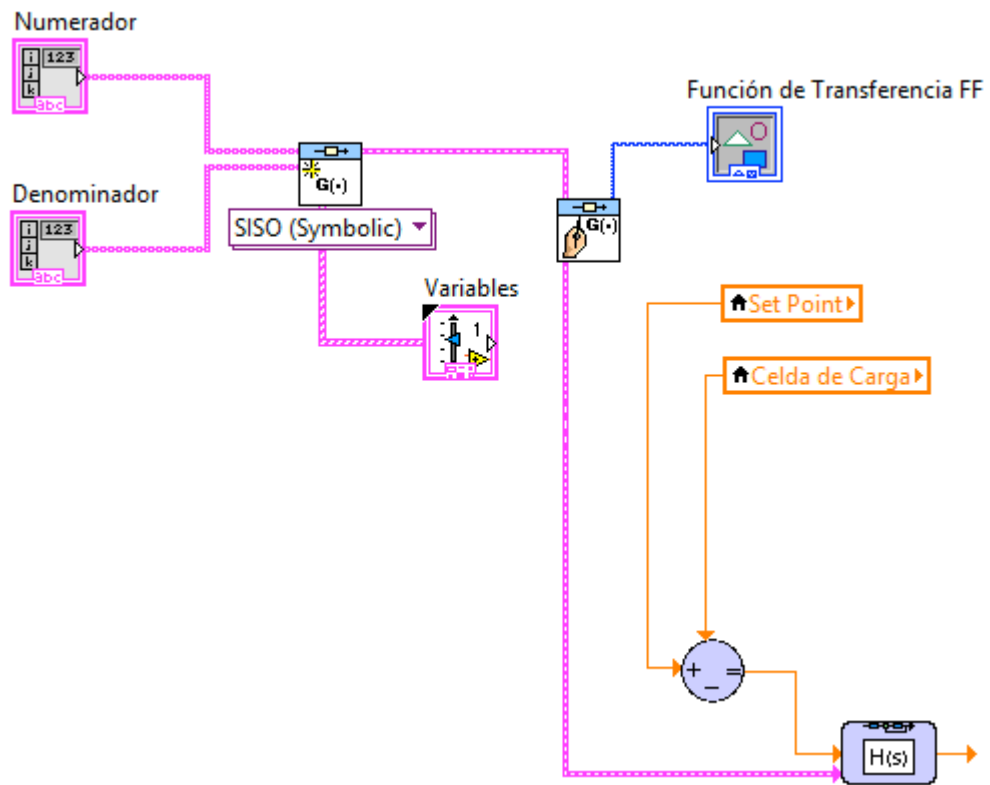
5.2.1 Diseño del control PID con adelanto de señal (*feedforward*) en LabView

5.2.1.1 Algoritmo de bloques

Los bloques creados durante el diseño del controlador PID se mantuvieron, y se realizaron las modificaciones que se explicarán a continuación para integrar el control por adelanto de señal al control PID.

Se crearon los bloques del numerador y denominador de la ecuación (5-3) para generar la función de transferencia del controlador *feedforward*. El bloque de la función de transferencia se dejó como simbólico para permitir la sintonización de la ganancia y las constantes de tiempo desde la interfaz HMI.

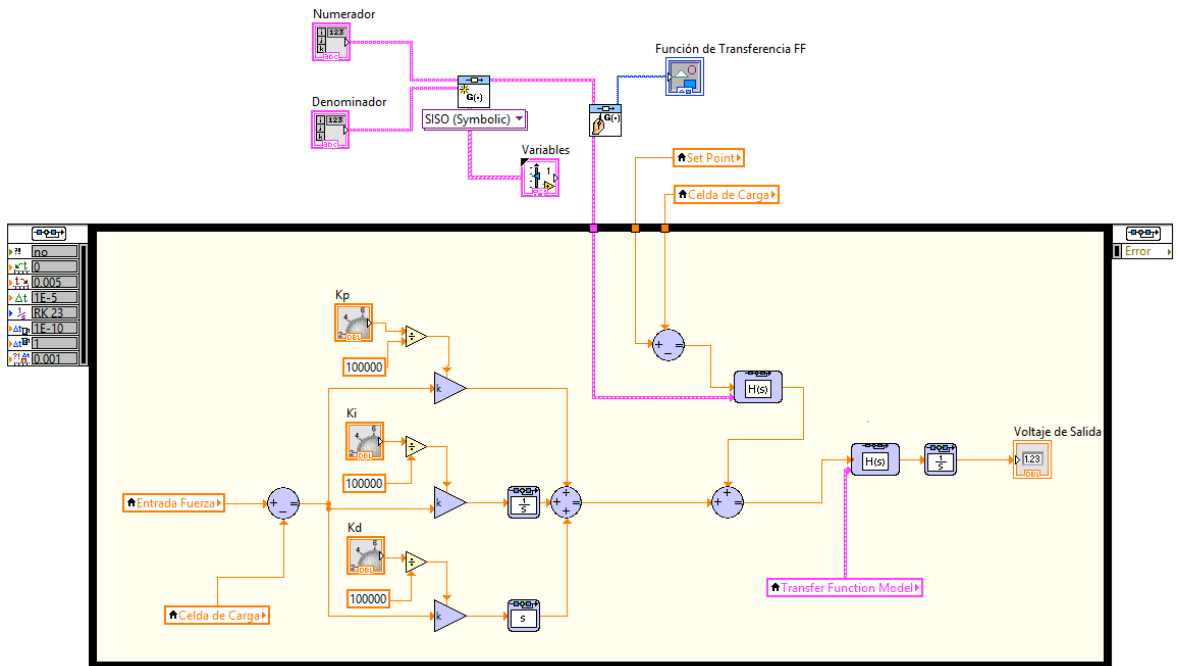
Figura 64. Diagrama de bloques del controlador *feedforward*.



Debido a la configuración del servo de fuerza, la perturbación siempre será una fuerza adicional que siente la celda de carga. Por lo tanto, la diferencia entre la fuerza medida por la celda de carga y el *setpoint* se considera como la perturbación. Esta diferencia es enviada al bloque que contiene la función de transferencia del controlador *feedforward*.

La señal de salida del controlador *feedforward* ingresa a un sumador junto con la señal de salida del controlador PID. El resultado de la adición de ambas señales ingresa a la función de transferencia del sistema.

Figura 65. Diagrama de bloques del controlador PID con *feedforward*.

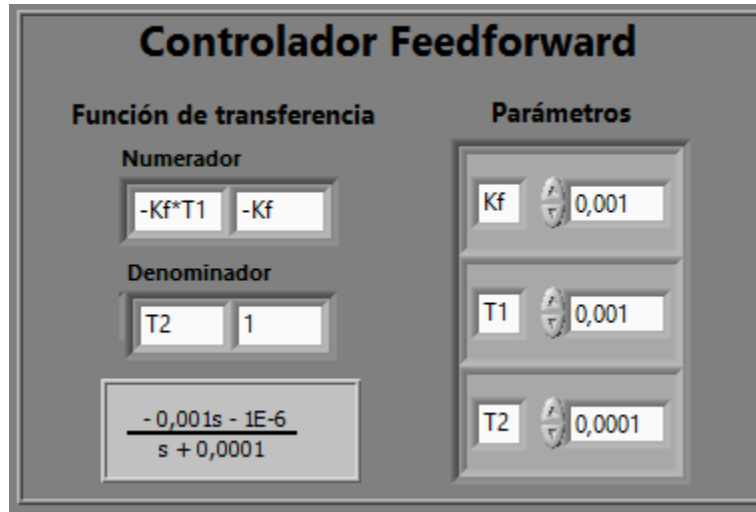


5.2.1.2 Interfaz HMI

La interfaz HMI para el control PID con adelanto de señal cuenta con todas las secciones mostradas anteriormente en el diseño del control PID en LabView, pero se agregó la sección del controlador *feedforward*.

La sección del controlador *feedforward* cuenta en su parte izquierda con dos bloques que permiten establecer el numerador y el denominador de la función de transferencia de dicho controlador. En la parte inferior se encuentra el visualizador de la función de transferencia. En la parte derecha de la sección están los indicadores para la sintonización de los parámetros del controlador *feedforward* (ganancia y constantes de tiempo).

Figura 66. Sección del controlador *feedforward*.



5.2.2 Sintonización del control PID con adelanto de señal (*feedforward*)

El primer parámetro sintonizado fue la ganancia K_f . Esta ganancia toma valores negativos ya que la función de transferencia del controlador *feedforward* es negativa, tal como se observa en la ecuación (5-2).

Durante la sintonización de la ganancia, los parámetros τ_1 y τ_2 se mantuvieron constantes con un valor de 0,0001 para ambos. Se tomó un valor inicial de -0,1 para K_f y se observó la respuesta del sistema, en este caso oscilaba. Se disminuyó la ganancia hasta que las oscilaciones desaparecieron, dando como resultado final un valor de -0,001 para la ganancia.

Las constantes de tiempo τ_1 y τ_2 se sintonizaron siguiendo las recomendaciones para la sintonización del control *feedforward* de Seborg⁵.

⁵ SEBORG, Dale E, *et al.* Process dynamics and control. Tercera Edición. Estados Unidos de América, Wiley, 2001, p. 284-285. ISBN 978-0-470-12867-1.

Se inició con un valor de 0,001 para τ_1 , y el valor de τ_2 seguía la relación $\frac{\tau_1}{\tau_2} = 2$, por lo tanto era igual a 0,005. Con estos valores se observaba que la acción correctiva era muy lenta. Se redujo el valor de τ_2 manteniendo constante τ_1 hasta observar que la respuesta del sistema fuera rápida. El valor de τ_2 con el que se obtuvo un tiempo de respuesta adecuado fue de 0,0001.

6. PRUEBAS DEL SERVO DE FUERZA

6.1 PRUEBA EN LAZO ABIERTO

Para observar el comportamiento del sistema, se realizó una prueba en lazo abierto. Con esta prueba se pretendía conocer el rango de voltaje de control que permitía obtener un cambio considerable en la presión y por lo tanto sería el rango de voltaje en el que se ejercería el control de la fuerza.

El montaje hidráulico y de control en lazo abierto se muestra esquemáticamente y físicamente en las siguientes imágenes:

Figura 67. Esquema del montaje de la prueba en lazo abierto.

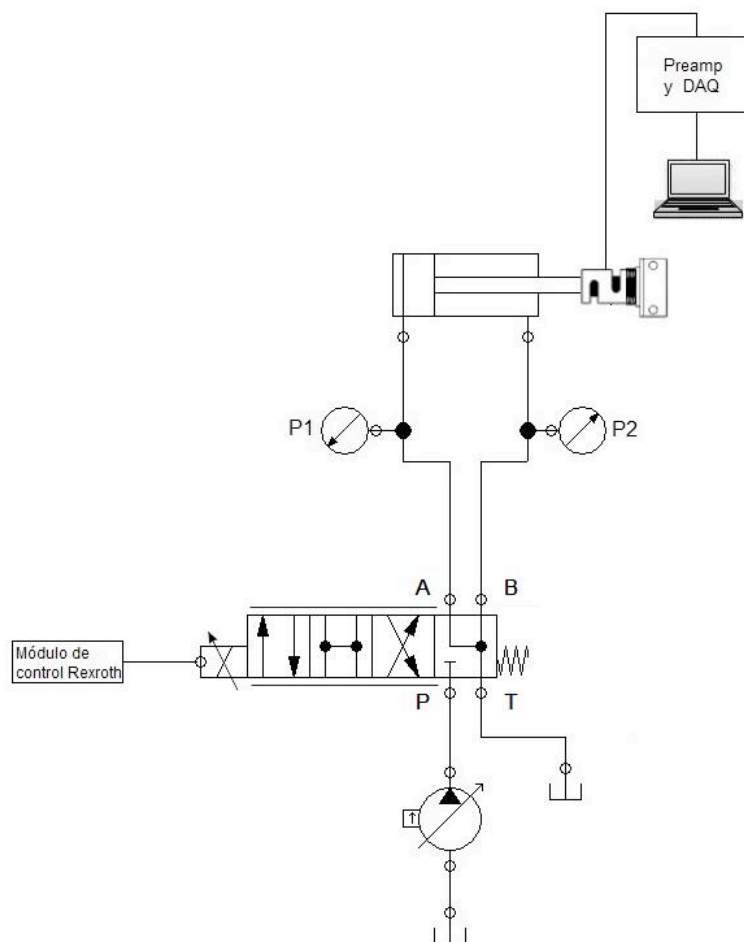


Figura 68. Montaje de control de la prueba en lazo abierto.

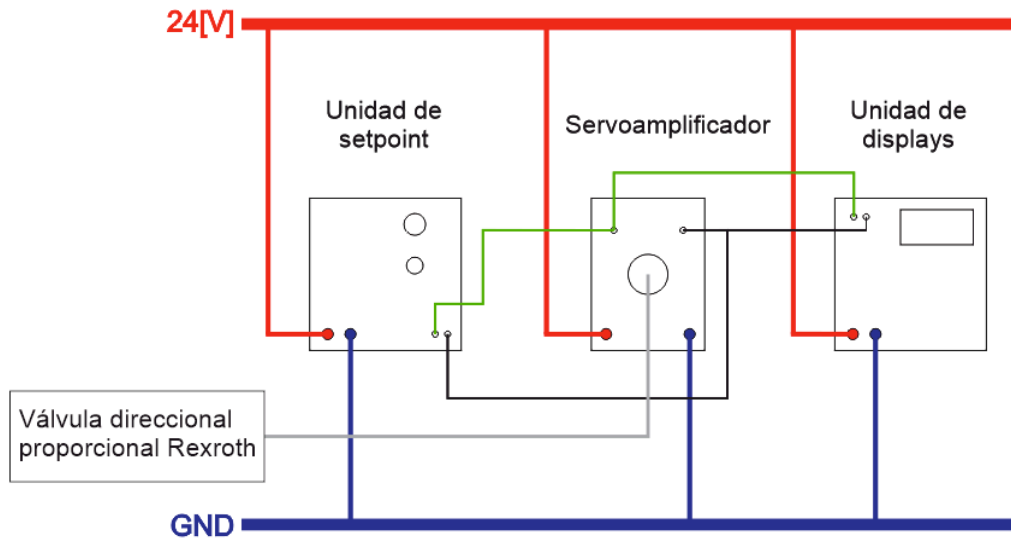
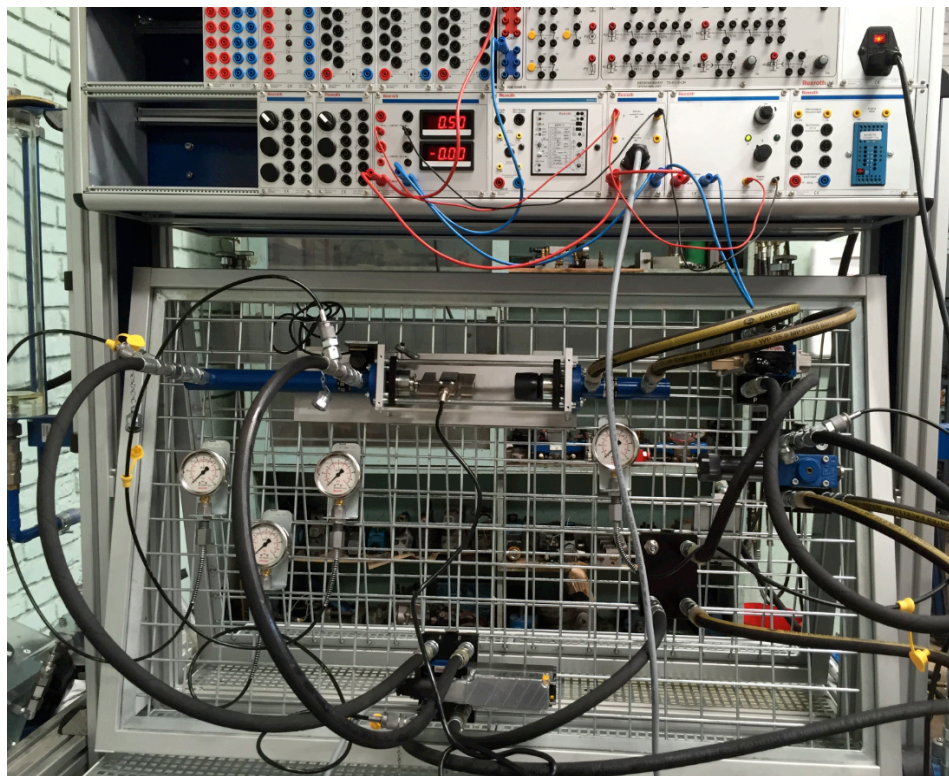


Figura 69. Montaje de la prueba en lazo abierto



El voltaje de control mínimo para producir la mínima fuerza del sistema es 0,13 [V], y el voltaje con el que se obtiene la fuerza máxima es de 0,45 [V]. Por debajo del voltaje mínimo el cilindro comienza su retracción debido a la diferencia de áreas entre la cámara del pistón y la cámara anular, y por encima del voltaje máximo no se aprecia una diferencia en fuerza sino una diferencia en el caudal que únicamente resultaría útil para un control de velocidad. En conclusión el rango de voltaje para el control de fuerza es entre 0,13 [V] y 0,45 [V].

6.2 PRUEBA DEL CONTROL PID

Para visualizar el desempeño del controlador PID diseñado en estado transitorio y estacionario se realizaron pruebas del controlador sin perturbación y con perturbación usando las constantes obtenidas durante al resintonización del control PID y los dos tipos de entrada (escalón y rampa).

Para las pruebas sin perturbación se usó el montaje hidráulico mostrado en la figura 19, para las pruebas con perturbación se usó el montaje mostrado en la figura 21, para ambas pruebas se usó el montaje de control ilustrado en la figura 18. El montaje real se puede apreciar en las figuras a continuación:

Figura 70. Montaje para las pruebas de los controladores.

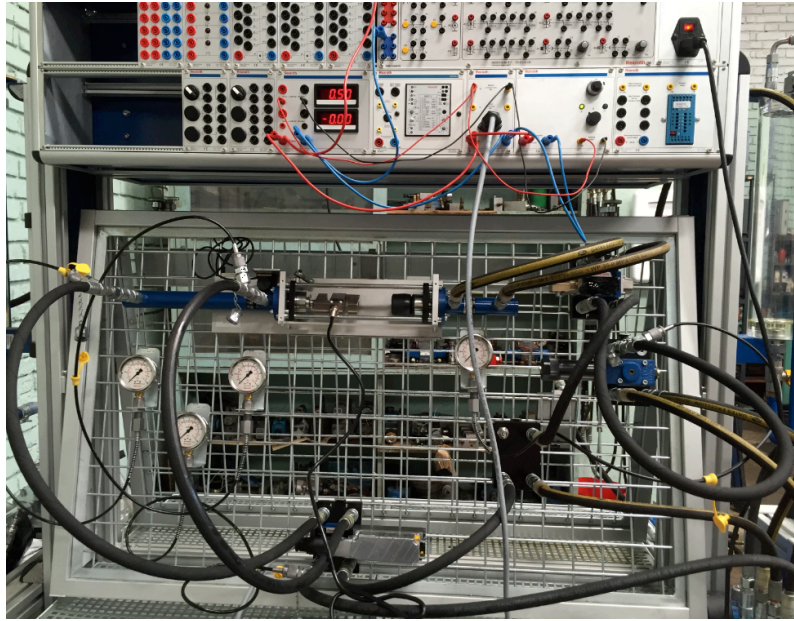
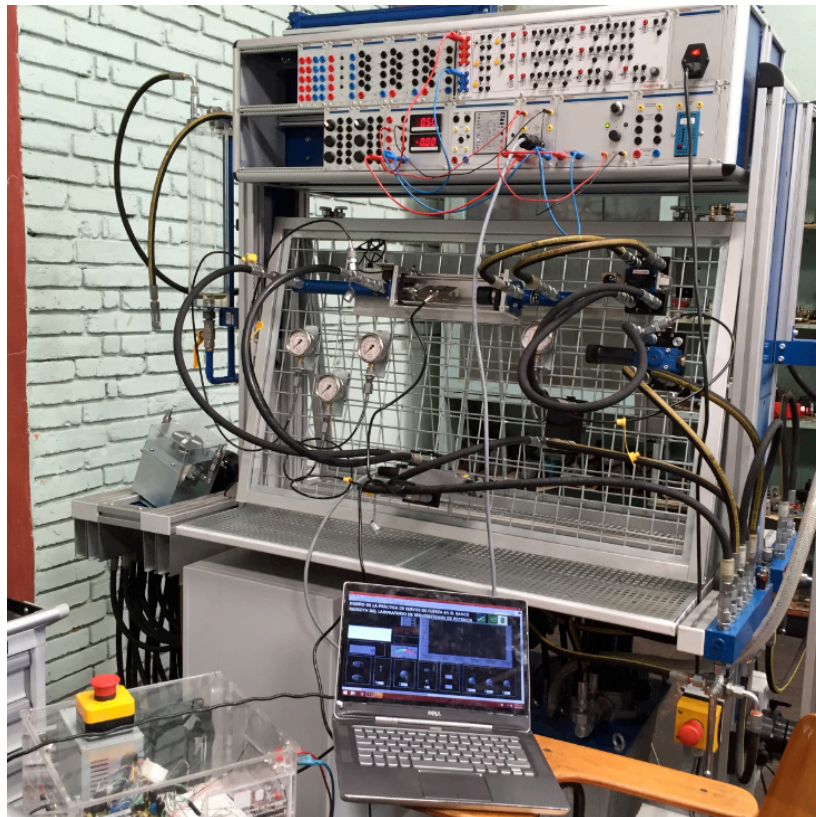


Figura 71. Montaje para las pruebas de los controladores.



6.2.1 Prueba sin perturbación

6.2.1.1 Entrada escalón

Para un setpoint de fuerza de 210 [kg] se obtiene el siguiente desempeño:

Figura 72. Respuesta en estado transitorio del control PID para una entrada escalón de 210 [kg]



Figura 73. Respuesta en estado estacionario del control PID para una entrada al escalón de 210 [kg].



Se observa un comportamiento ligeramente sub amortiguado con un sobre pico de 0,1% en el estado transitorio. El tiempo de asentamiento es de aproximadamente 1,5 [s] lo cual es aproximadamente 1/8 del tiempo de respuesta obtenido para el lazo abierto. El control presenta un error de 0,01% en el estado estacionario lo cual puede considerarse como despreciable.

La respuesta del controlador para cambios del setpoint en aumento y decremento se puede observar en las imágenes a continuación. Primero disminuyendo el setpoint de 210 [kg] a 150 [kg], y segundo aumentándolo de 150 [kg] a 250 [kg].

Figura 74. Respuesta del controlador PID para una variación en el setpoint de 210 [kg] a 150 [kg].



Figura 75. Respuesta del controlador PID para una variación en el setpoint de 150 [kg] a 250 [kg].



En ambos casos se observa que antes las variaciones del setpoint, el control PID logra establecerse en un tiempo de alrededor de 1,5 [s], y el error en estado estacionario es despreciable con un comportamiento críticamente amortiguado.

6.2.1.2 Entrada rampa

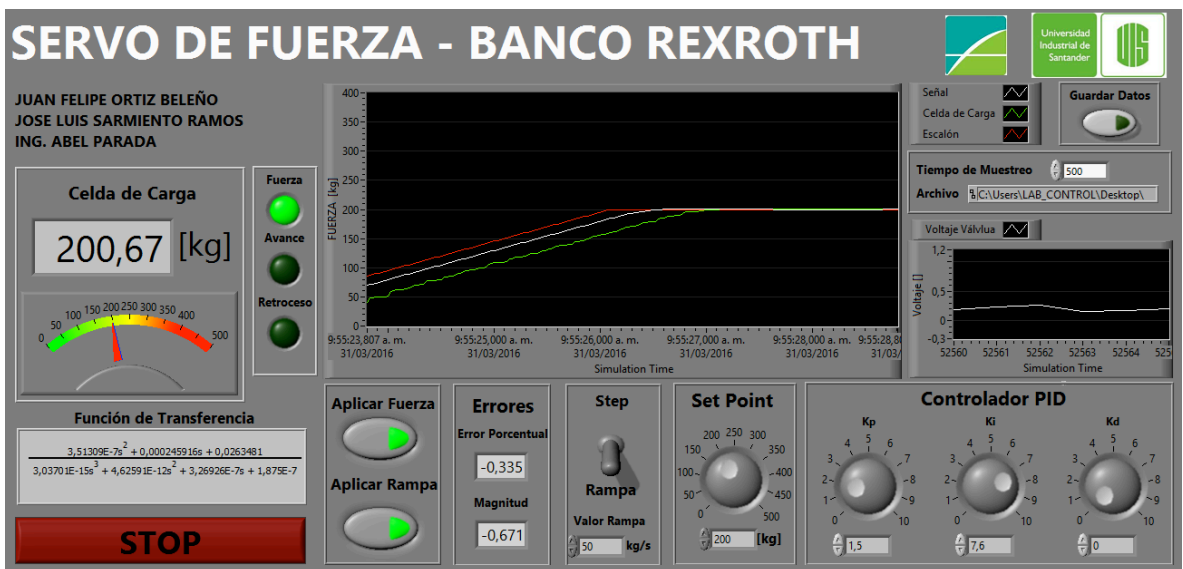
Para un setpoint de 200 [kg] con un valor de rampa de 25 [kg/s] se obtiene el siguiente desempeño:

Figura 76. Respuesta para un setpoint de 200 [kg] con un valor de rampa de 25[kg/s].



Cambiando el valor de la rampa a 50 kg/s:

Figura 77. Respuesta para un setpoint de 200 [kg] con un valor de rampa de 50[kg/s].



El tiempo de asentamiento hasta alcanzar el valor de fuerza deseado se ve modificado por la tasa de crecimiento de la fuerza con respecto al tiempo (valor de rampa). El comportamiento obtenido es críticamente amortiguado donde no se obtiene ningún sobre pico, y el error en estado estacionario es de aproximadamente 0,01% lo que se puede considerar despreciable.

Las máquinas donde se implementan servos de fuerza, como las prensas hidráulicas, funcionan con entradas rampa con el fin de no aplicar la fuerza instantáneamente sino en forma gradual. El servo de fuerza desarrollado usando entrada rampa presenta un comportamiento ideal.

6.2.2 Prueba con perturbación

En las máquinas herramienta que implementan servos de fuerza, como por ejemplo una prensa hidráulica, la perturbación viene dada por las características no homogéneas del material que está siendo prensado. Con el fin de visualizar el comportamiento del servo, específicamente del controlador, se introdujo una perturbación externa al sistema.

Usando un setpoint de 180 [kg] y una perturbación de 25 [kg] se obtiene el siguiente comportamiento en estado estacionario:

Figura 78. Respuesta del controlador PID ante una perturbación de 25 [kg].



Se puede visualizar que al introducir la perturbación el control PID es incapaz de mantener la fuerza de salida en el *setpoint*, y el error en estado estacionario aumenta hasta un 2,5%. Por lo tanto, para corregir el impacto de la perturbación en el sistema es necesario agregar un controlador *feedforward*.

6.3 PRUEBA DEL CONTROL PID CON ADELANTO DE SEÑAL (*FEEDFORWARD*)

Ajustando el *setpoint* en 180 [kg] e introduciendo una perturbación de 25 [kg] se observa el siguiente desempeño del controlador en estado estacionario:

Figura 79. Respuesta del control PID con *feedforward* para setpoint de 180 [kg] y perturbación de 25 [kg].



Se observa una notable mejoría en la capacidad del controlador para mantener la señal de salida cerca al setpoint aun cuando hay perturbaciones en el sistema.

Probando para distintos valores de setpoint (120, 220 y 270 kg):

Figura 80. Respuesta del control PID *feedforward* para setpoint de 120 [kg] y perturbación de 25 [kg].



Figura 81. Respuesta del control PID con *feedforward* para *setpoint* de 220 [kg] y perturbación de 25 [kg].



Figura 82. Respuesta del control PID con *feedforward* para *setpoint* de 270 [kg] y perturbación de 25 [kg].



En todas las pruebas del servo de fuerza con *feedforward* se observa una gran mejora en el error en estado estacionario, pasando de un error de aproximadamente 2,5 a 0,01%, así como una señal de salida de la válvula más homogénea haciendo el sistema más estable cuando se presenta la perturbación.

6.4 REPETIBILIDAD

El fin de la prueba de repetibilidad es observar la capacidad de la válvula en el servo de fuerza para repetir el valor deseado de *setpoint*. Se realizó una prueba de repetibilidad del servo de fuerza utilizando en primer lugar la válvula direccional proporcional Rexroth y en segundo lugar se realizó con una servoválvula MOOG 62.

6.4.1 Válvula direccional proporcional Rexroth.

Para el cálculo de la repetibilidad se tomaron tres datos de fuerza medidos por la celda de carga para distintos valores en el *setpoint*, desde 150 [kg] hasta 250 [kg].

La siguiente tabla muestra los datos obtenidos.

Tabla 3. Datos de fuerza tomados para el cálculo de la repetibilidad.

Setpoint [kg]	F1 [kg]	F2 [kg]	F3 [kg]
150	150,04	150,18	149,95
160	160,2	159,9	160,1
170	169,8	170,2	170,1
180	179,97	179,9	180,2
190	190,06	190,1	189,9
200	200	199,9	200,02
210	209,92	210,02	210,08
220	219,96	220,04	219,87
230	230,18	230,09	230,03
240	240,01	240,19	240,1
250	249,86	249,93	250,08

La repetibilidad se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$repetibilidad = \sqrt{\frac{\sum S_w^2}{p}} \cdot 100$$

En donde S_w corresponde a la desviación estándar de cada medición con respecto al punto de estudio (setpoint) y p es el promedio de las mediciones obtenidas para cada setpoint.

Tabla 4. Promedio y desviación estándar para el cálculo de la repetibilidad.

Setpoint [kg]	Desv. F1	Desv. F2	Desv. F3	Promedio
150	0,028284	0,127279	0,0354	150,057
160	0,141421	0,070711	0,0707	160,067
170	0,141421	0,141421	0,0707	170,033
180	0,021213	0,070711	0,1414	180,023
190	0,042426	0,070711	0,0707	190,02
200	0	0,070711	0,0141	199,973
210	0,056569	0,014142	0,0566	210,007
220	0,028284	0,028284	0,0919	219,957
230	0,127279	0,06364	0,0212	230,1
240	0,007071	0,13435	0,0707	240,1
250	0,098995	0,049497	0,0566	249,957

Finalmente se aplica la fórmula para calcular la repetibilidad y se obtiene:

Tabla 5. Repetibilidad.

Setpoint [kg]	Repetibilidad
150	1,10281785
160	1,369021211
170	1,626818949
180	1,188993537
190	0,788027452
200	0,509935948
210	0,560603012
220	0,675949835
230	0,94847713
240	0,980866518
250	0,7861979

$$repetibilidad = 1,626819\%$$

6.4.2 Repetibilidad utilizando la Servoválvula MOOG 62.

Antes de realizar la prueba de repetibilidad con la servoválvula MOOG62 fue necesario obtener la función de transferencia del servo de fuerza donde se utiliza tal válvula y caracterizar la celda de carga destinada para tal propósito.

Figura 83. Servoválvula MOOG 62.



Fuente: MOOG INC. Transfer Function for Moog Servovalves. Nueva York. 1965. 11 p.

6.4.2.1 Obtención de la función de transferencia.

Aplicando la segunda ley de Newton al actuador se tiene:

$$F - b \cdot \dot{x} - k \cdot x = m \cdot \ddot{x} \quad (6-1)$$

Donde F es la fuerza que ejerce el cilindro, b y k son la rigidez y amortiguamiento de la celda de carga respectivamente.

La fuerza que ejerce el actuador se relaciona con las presiones en sus dos cámaras de la siguiente manera:

$$F = A \cdot (P_1 - P_2) \quad (6-2)$$

Se define P_L como la presión necesaria para mover la carga, así:

$$P_L = P_1 - P_2$$

Entonces la ecuación (6-2) quedaría:

$$F = P_L \cdot A \quad (6-3)$$

Aplicando las ecuaciones de continuidad para el flujo de necesario para mover la carga se tiene:

$$Q_L = Q_1 - Q_2 = 2 \cdot A \cdot \dot{x} + \frac{V}{\beta} \cdot \dot{P}_L \quad (6-4)$$

Donde β es el módulo de Bulk para el fluido hidráulico y V es el volumen bajo compresión en ambas cámaras del cilindro.

Para facilitar el manejo de las ecuaciones se toma la siguiente constante:

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

La ecuación no lineal que describe el flujo de aceite a través de la servoválvula es:

$$Q_L = C_v \cdot x_v \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{(P_S - P_R - P_1)} \quad (6-5)$$

Donde C_v es el coeficiente de descarga y x_v es el desplazamiento del carrete.

Esta ecuación debe ser linealizada alrededor de un punto de operación para así obtener una función de transferencia lineal.

Linealizando la ecuación (6-5) alrededor del punto de operación (x_{v0}, P_{L0}) :

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

$$Q_L = (C_v \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{(P_S - P_R - P_{L0})}) \cdot x_v - \frac{C_v \cdot x_{v0} \cdot \sqrt{2}}{2\sqrt{(P_S - P_R - P_{L0})}} \cdot P_L$$

$$Q_L = (C_v \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{(P_S - P_R - P_{L0})}) \cdot x_v - \frac{C_v \cdot x_{v0}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{(P_S - P_R - P_{L0})}} \cdot P_L \quad (6-6)$$

A partir de los términos que acompañan a x_v y a P_L se determinan dos constantes k_s y k_p . Estas constantes son ganancias de flujo y de presión respectivamente, y corresponden al orificio de entrada de la válvula.

$$k_s = C_v \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{(P_S - P_R - P_{L0})}$$

$$k_p = \frac{C_v \cdot x_{v0}}{\sqrt{2} \cdot \sqrt{(P_S - P_R - P_{L0})}}$$

Entonces, la ecuación (6-6) queda:

$$Q_L = k_s \cdot x_v - k_p \cdot P_L \quad (6-7)$$

La función de transferencia que relaciona el desplazamiento del carrete de la servoválvula con el voltaje de entrada es la siguiente:

$$\frac{x_V}{u} = \frac{k_V}{\frac{1}{\omega_v^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_v} \cdot s + 1}$$

Donde ω_v es la frecuencia natural de la servoválvula, k_v es la ganancia de flujo de la servoválvula, ξ_v es el amortiguamiento de la servoválvula y u es el voltaje de control.

Igualando las ecuaciones (6-4) y (6-7):

$$2 \cdot A \cdot \dot{x} + C \cdot \dot{P}_L = k_s \cdot x_V - k_p \cdot P_L \quad (6-8)$$

Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación (6-9) y despejando P_L :

$$P_L = \frac{k_s \cdot x_V - 2 \cdot A \cdot x \cdot s}{C \cdot s + k_p} \quad (6-9)$$

Reemplazando P_L de (6-3) en la ecuación (6-9):

$$F = \frac{k_s \cdot x_V \cdot A - 2 \cdot A^2 \cdot x \cdot s}{C \cdot s + k_p}$$

Despejando x :

$$x = \frac{k_s \cdot x_v \cdot A - F \cdot (C \cdot s + k_p)}{2 \cdot A^2 \cdot s} \quad (6-10)$$

Realizando la transformada de Laplace de la ecuación:

$$F = (m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot x \quad (6-11)$$

Reemplazando x de la ecuación (6-10) en la ecuación (6-11) y realizando los procedimientos necesarios para obtener la función de transferencia con salida F y entrada x_v :

$$\frac{F}{x_v} = \frac{s^2 \cdot [k_s \cdot m \cdot A] + s \cdot [k_s \cdot b \cdot A] + [k_s \cdot k \cdot A]}{s^3 \cdot (m \cdot C) + s^2 \cdot (b \cdot C + m \cdot k_p) + s \cdot (k \cdot C + b \cdot k_p + 2 \cdot A^2) + k \cdot k_p}$$

Esta ecuación es la función de transferencia para la planta. La función de transferencia para el servo de fuerza será la multiplicación de la función de transferencia de la servoválvula con la función de transferencia de la planta

$$\frac{F}{x_v} = \left(\frac{s^2 \cdot [k_s \cdot m \cdot A] + s \cdot [k_s \cdot b \cdot A] + [k_s \cdot k \cdot A]}{s^3 \cdot (m \cdot C) + s^2 \cdot (b \cdot C + m \cdot k_p) + s \cdot (k \cdot C + b \cdot k_p + 2 \cdot A^2) + k \cdot k_p} \right) \cdot \left(\frac{k_v}{\frac{1}{\omega_v^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_v} \cdot s + 1} \right)$$

Para expresar la función de transferencia anterior en términos numéricos es necesario definir cada uno de los parámetros que la componen.

El área de la cámara fue calculada mediante:

$$A = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_v^2}{4}$$

Donde D_p es el diámetro del pistón y D_v es el diámetro del vástago. El área es de $0,0009387 [m^3]$.

La masa del cilindro m fue estimada en 1 [kg] ya que involucra la masa del vástago del cilindro y la masa de la celda de carga.

Los valores de la rigidez (k) y amortiguamiento (b) del sistema fueron tomados como 75000 [N/m] y 700 [N/m/s] respectivamente siguiendo las recomendaciones de Niksefat⁶.

Los valores de las ganancias k_s , k_p y k_v fueron tomados usando las recomendaciones de Niksefat⁷ para la mayoría de las servoválvulas comerciales:

$$k_s = 0,375[m^3 / Pa \cdot s]$$

$$k_p = 2,5 \cdot 10^{-12}[m^2 / s]$$

$$k_v = 0.0012[m/V]$$

Los valores de la frecuencia natural y el amortiguamiento de la servoválvula fueron tomados de la ficha técnica de la MOOG 62⁸ y son los siguientes:

$$\omega_v = 1160 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

⁶ NIKSEFAT, Op. cit., p. 71.

⁷ Ibid., p. 71.

⁸ MOOG INC. Transfer Function for Moog Servovalves. Nueva York. 1965, p. 9.

$$\xi_v = 0,4$$

Reemplazando los distintos parámetros se obtiene la siguiente función de transferencia en términos numéricos:

$$\frac{F}{u} = \frac{4,224 \cdot 10^{-7} \cdot s^2 + 2,957 \cdot 10^{-4} \cdot s + 3,168 \cdot 10^{-2}}{1,858 \cdot 10^{-18} \cdot s^4 + 1,311 \cdot 10^{-12} \cdot s^3 + 2,639 \cdot 10^{-12} \cdot s^2 + 1,764 \cdot 10^{-6} \cdot s + 1,875 \cdot 10^{-7}}$$

6.4.2.2 Caracterización de la celda de carga

Para obtener la ecuación característica de la celda de carga del banco que utiliza la servoválvula MOOG 62 se utilizó la interfaz de caracterización mostrada en el numeral 4. De igual manera se siguió el proceso ilustrado en tal numeral.

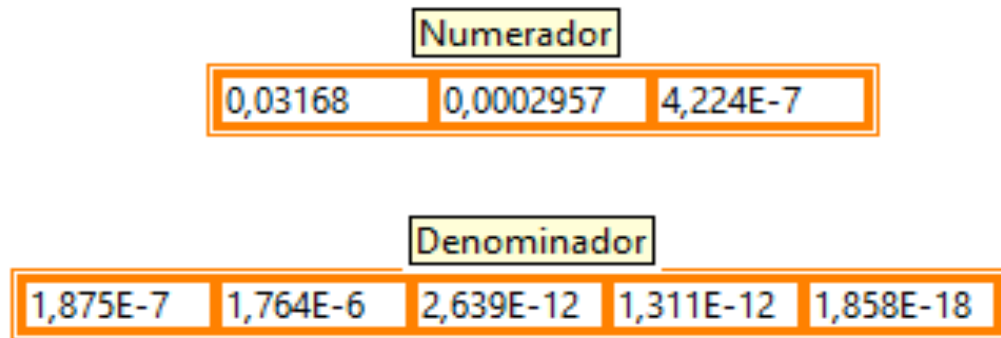
Con base a lo anterior se obtuvo la siguiente ecuación:

$$F[\text{kgf}] = 146,16 \cdot V[V] + 54,86$$

6.4.2.3 Modificación del controlador PID en LabView

Ajustando el numerador y el denominador de la función de transferencia en el control PID desarrollado en LabView:

Figura 84. Función de transferencia en LabView.



Los bloques del numerador y denominador se conectaron al bloque de función de transferencia SISO que a su vez va conectado al resto de bloques mostrados en el control PID. Se observa que inmediatamente la interfaz gráfica muestra la nueva función de transferencia del sistema.

Figura 85. Bloques función de transferencia.

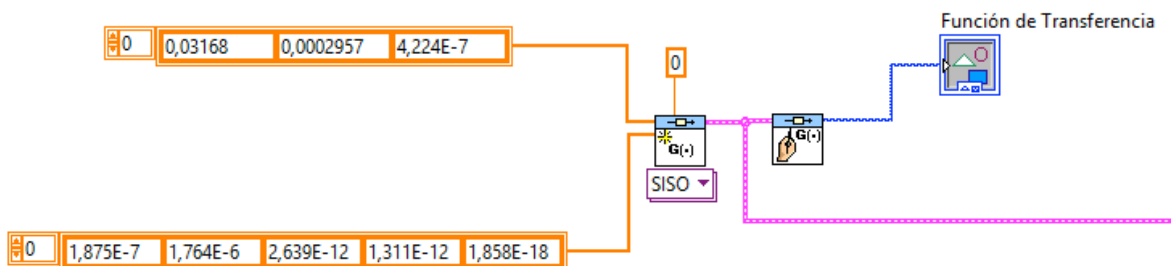
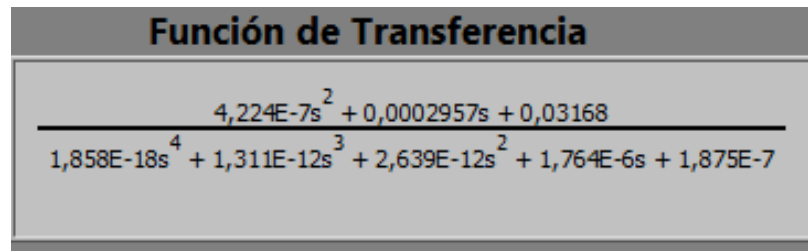


Figura 86. Función de transferencia en la interfaz HMI.



6.4.2.4 Prueba de repetibilidad.

Para obtener la repetibilidad del servo de fuerza utilizando la servoválvula MOOG62 se tomaron cuatro valores de la fuerza que se ejerce para un mismo setpoint empezando desde 150 [kg] hasta 650 [kg].

Tabla 6. Mediciones de fuerza para el cálculo de repetibilidad.

Setpoint [kg]	F1 [kg]	F2 [kg]	F3 [kg]	F4 [kg]
150	150,18	149,97	150,09	149,96
200	200,1	199,97	200,04	199,99
250	250,16	249,93	249,89	249,96
300	300,07	300	299,89	299,68
350	350,3	350,11	349,92	350,06
400	399,87	399,95	400,13	399,65
450	450,1	449,94	449,79	449,85
500	499,9	500,15	500,34	499,94
550	550,09	549,09	550,19	549,99
600	599,9	599,69	599,59	600,01
650	650,2	650,24	650,33	650,12

Para el cálculo de la repetibilidad se usa la siguiente ecuación:

$$repetibilidad = \sqrt{\frac{\sum S_w^2}{p}} \cdot 100$$

Calculando las respectivas desviaciones estándar S_w y el promedio de las mediciones p

Tabla 7. Desviaciones estándar y promedio de las mediciones para el cálculo de la repetibilidad.

Setpoint [kg]	Desv. F1	Desv. F2	Desv. F3	Desv. F4	Promedio
150	0,127279	0,021213	0,06364	0,028284	150,05

200	0,070711	0,021213	0,028284	0,007071	200,025
250	0,113137	0,049497	0,077782	0,028284	249,985
300	0,049497	0	0,077782	0,226274	299,91
350	0,212132	0,077782	0,056569	0,042426	350,0975
400	0,091924	0,035355	0,091924	0,247487	399,9
450	0,070711	0,042426	0,148492	0,106066	449,92
500	0,070711	0,106066	0,240416	0,042426	500,0825
550	0,06364	0,643467	0,13435	0,007071	549,84
600	0,070711	0,219203	0,289914	0,007071	599,7975
650	0,141421	0,169706	0,233345	0,084853	650,2225

Y finalmente calculando la repetibilidad para cada valor de setpoint

Tabla 8. Repetibilidad de la válvula MOOG62.

Setpoint [kg]	Repetibilidad
150	1,1844263
200	0,5407989
250	0,886593
300	1,4108852
350	1,1950622
400	1,3979408
450	0,9226388
500	1,136568
550	0,6347003
600	1,2188115
650	1,1205909

$$repetibilidad = 1,4108852\%$$

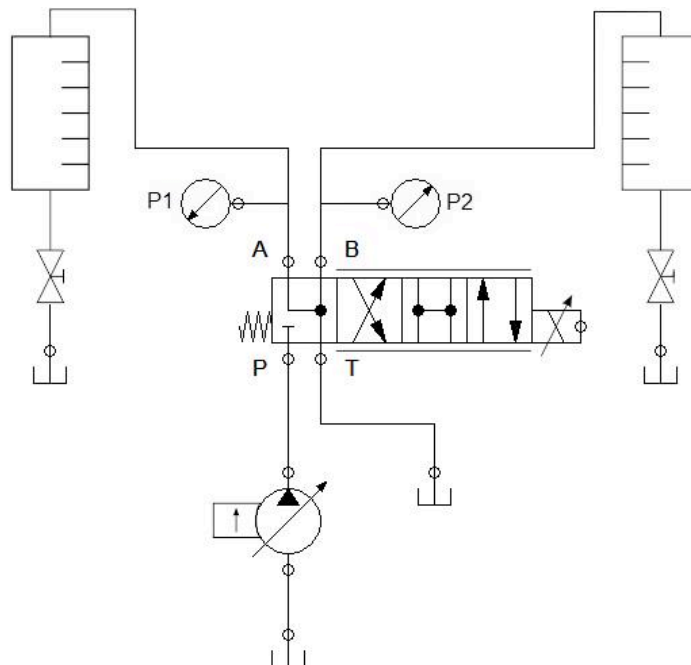
La servoválvula MOOG62 presenta una repetibilidad de aproximadamente 0,2% menor con respecto a la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth.

7. DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA RESPUESTA DINÁMICA DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL PROPORCIONAL DE ALTAS PRESTACIONES REXROTH 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M

7.1 GANANCIA EN CAUDAL

Para obtener la ganancia en caudal de la válvula Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M se realizó el siguiente montaje hidráulico:

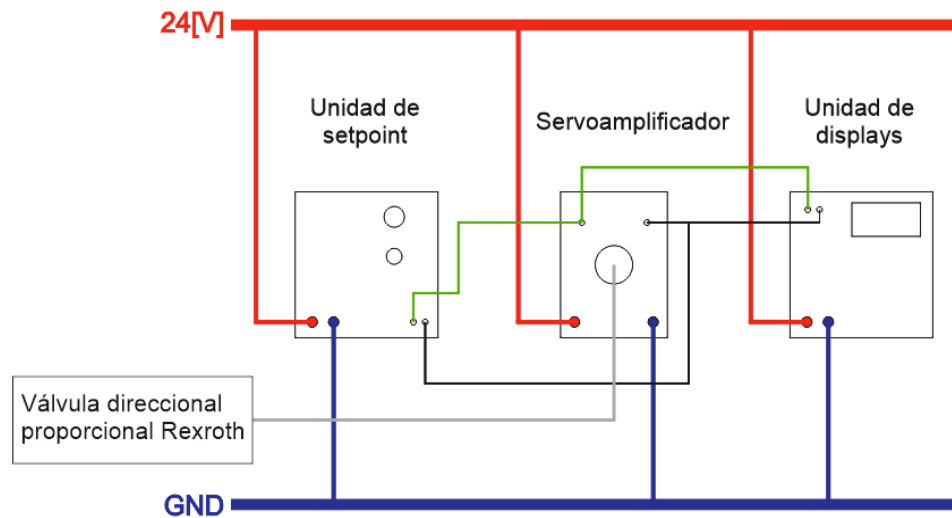
Figura 87. Esquema del montaje para determinar la ganancia en caudal.



El puerto P de la válvula se conectó al sistema de bombeo del banco Rexroth, los puertos A y B iban conectadas a los tanques cilíndricos que se encuentran a los lados del banco, y el puerto T iba conectado a tanque. Los tanques cilíndricos poseen una regleta que permite visualizar el volumen en [L].

El montaje de control se realizó de la siguiente forma:

Figura 88. Montaje de control.



Los módulos a trabajar (servoamplificador, displays y módulo de control) se alimentaron con 24 [V] desde la fuente del banco. La señal de control se ajustaba por medio de un potenciómetro y se enviaba al servoamplificador. El módulo de displays se usó para visualizar el voltaje de control que se enviaba al servoamplificador. Conectado tal como muestra la figura 88.

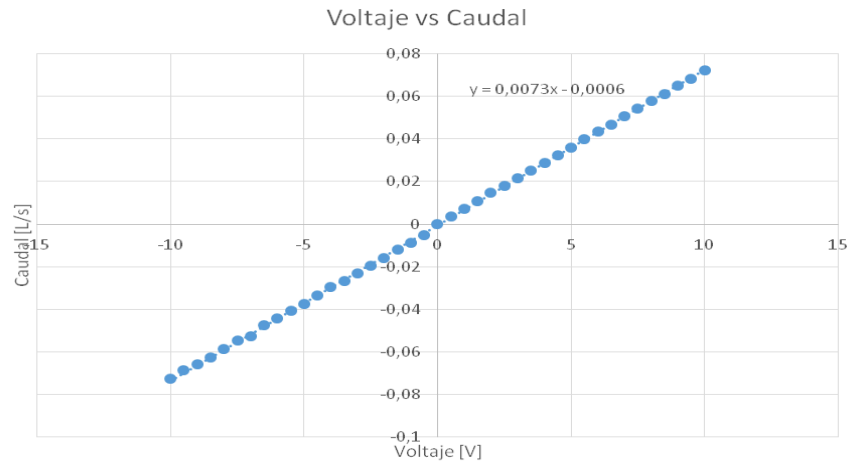
Se tomaron valores de voltaje desde -10 [V] hasta +10 [V] en incrementos de 0,5 [V] y se midió el caudal que enviaba la válvula para tal señal de entrada. El caudal se obtuvo al medir el tiempo que se demoraba en llenar determinado volumen en el tanque cilíndrico. El tiempo fue medido tres veces por cada valor de voltaje.

En el anexo D se encuentra la tabla de datos de voltaje, volumen y tiempo para la determinación de la ganancia en caudal.

Se calculó el tiempo promedio, y usando este tiempo y el volumen se calculó el caudal. Con el caudal y el voltaje se calculó la ganancia en caudal para cada valor de la señal de entrada.

En el anexo E se encuentran los datos de tiempo promedio, caudal y ganancia en caudal calculados para realizarla respectiva gráfica de caudal vs. Voltaje:

Figura 89. Gráfica de ganancia en presión para los diferentes tipos de carrete.



A partir de la gráfica obtenida se puede concluir que la válvula Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M posee un carrete tipo centro crítico, y su ganancia en caudal tiene un valor de 0,0072 [L/ (s.V)].

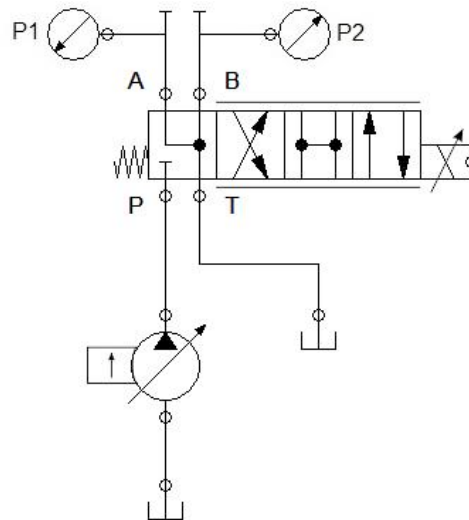
7.2 GANANCIA EN PRESIÓN

Para obtener la ganancia en presión de la válvula Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M se realizó el montaje hidráulico que se muestra en la figura 90.

Se utilizó el mismo montaje de control de la figura 88.

Para determinar la ganancia en presión de la válvula se mide el voltaje aplicado a la válvula y la presión entregada por la misma.

Figura 90. Esquema del montaje para terminar la ganancia en presión.



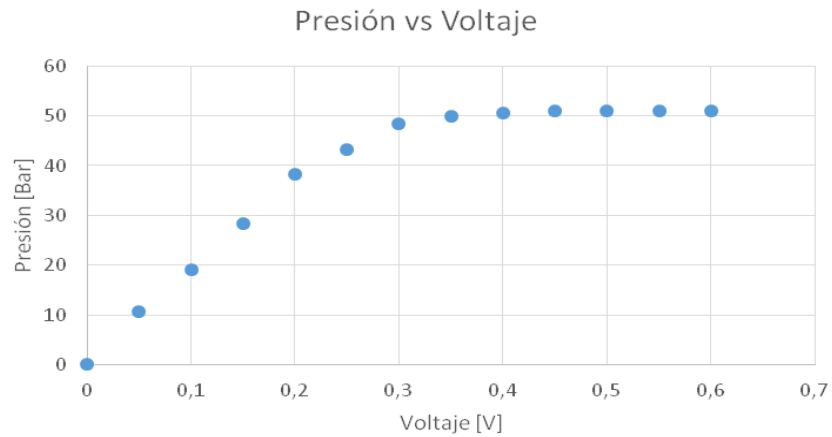
Se tomaron voltajes de 0 [V] a 0,6[V] en intervalos de 0,05 [V] debido a que como se dijo anteriormente, el voltaje en el cual la presión es regulada y varía, va hasta 0,45 [V] aproximadamente.

Se realizaron cinco tomas de datos con el fin de lograr una disminución de errores las cuales se encuentran en el anexo J.

Promediando las presiones obtenidas y calculando la ganancia en presión se tiene la tabla respectiva en el anexo K.

Y finalmente graficando Presión vs Voltaje

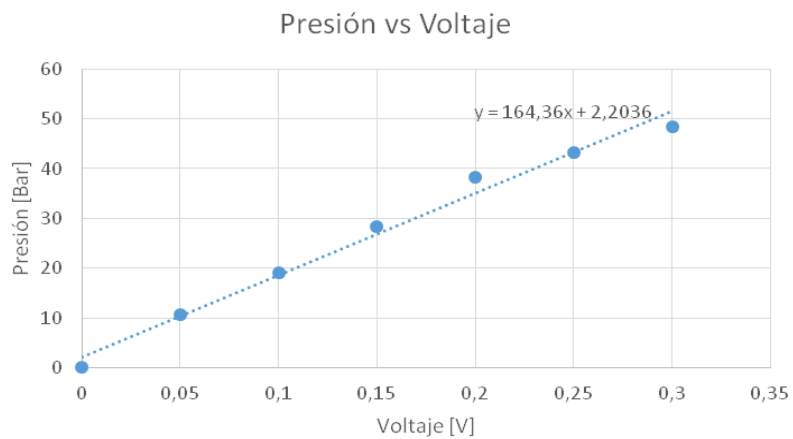
Figura 91. Gráfica de P vs. V.



De lo anterior podemos observar que el voltaje aumenta linealmente aproximadamente hasta 0,3 [V], aquí es dónde se aprecia la ganancia en caudal en sí.

Graficando estos puntos de nuevo Presión vs Voltaje para estos valores se tiene

Figura 92. Gráfica de ganancia en presión.



De lo anterior es posible concluir que la ganancia en presión es la pendiente de la gráfica, la cual es aproximadamente 164,36 [Bar/V]

7.3 HISTÉRESIS

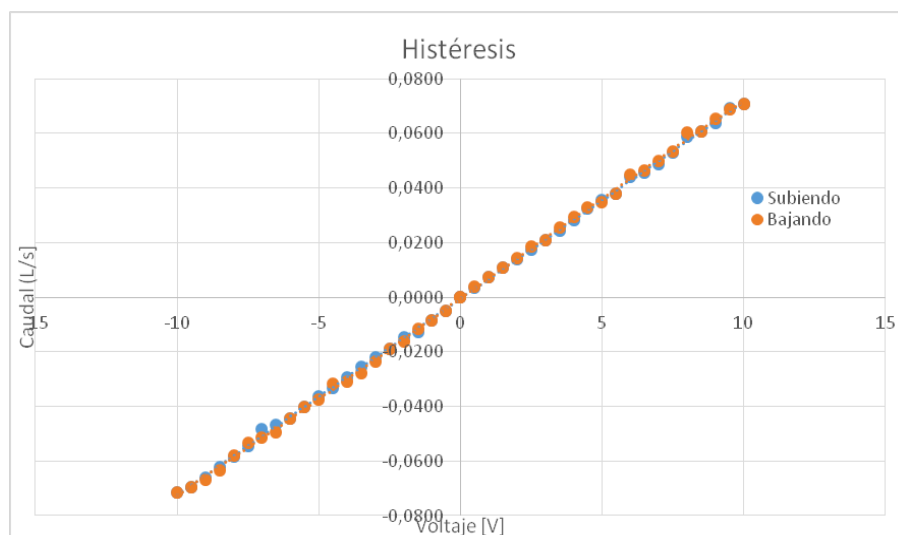
El montaje hidráulico realizado para medir la histéresis en términos de caudal fue idéntico al usado para medir la ganancia en caudal (figura 87), y se realizó el mismo montaje de control de la figura 88.

Se tomaron valores de voltaje desde -10 [V] hasta +10 [V] en incrementos de 0,5 [V] y se midió el caudal que enviaba la válvula para tal señal de entrada, primero en forma ascendente y luego en forma descendente. El caudal se obtuvo al medir el tiempo que se demoraba en llenar determinado volumen en el tanque cilíndrico.

En el anexo F se encuentran los datos de voltaje, volumen, tiempo y caudal para determinar la histéresis.

Se realizó la gráfica de caudal contra voltaje para observar el comportamiento en el sentido ascendente y descendente. Esta gráfica corresponde a la histéresis de la válvula.

Figura 93. Gráfica de histéresis.



La histéresis se calculó en el punto donde se obtiene la mayor diferencia de caudal, entre el sentido ascendente y el sentido descendente, para igual valor en la señal de entrada. Se utilizó la siguiente fórmula que permite obtener el error de histéresis en porcentaje:

$$histéresis = \left(\frac{Q_{ascendente} - Q_{descendente}}{Q_{max} - Q_{min}} \right) \cdot 100$$

La mayor diferencia se obtuvo para la señal de entrada de -4,5 [V].

$$histéresis = \left(\frac{0,0332 - 0,0315}{0,714 - 0} \right) \cdot 100 = 0,238\%$$

7.4 LINEALIDAD

Para calcular la linealidad de la válvula se utilizaron los datos obtenidos en la prueba de ganancia en caudal (tabla 6).

Usando la ecuación de la recta de la figura 87 se calculó el caudal teórico. El punto donde se obtuviera la mayor diferencia entre el caudal teórico y el caudal medido sería el punto donde se debería calcular la linealidad. La mayor diferencia se obtuvo para un voltaje de -9,5 [V], donde el caudal teórico es de -0,06995 [L/s] y el caudal medido es de -0,0686 [L/s].

Se realizó la tabla para el cálculo de linealidad con los datos obtenidos de voltaje, caudal experimental, caudal teórico y la diferencia de los mismos (ver anexo G)

$$Linealidad = \left(\frac{Q_{Teórico} - Q_{Experimental}}{Q_{Teórico}} \right) \cdot 100$$

$$\text{Linealidad} = \left(\frac{0,06995 - 0,0686}{0,06995} \right) \cdot 100$$

$$\text{Linealidad} = 1,948\%$$

El error de linealidad de la válvula direccional proporcionales de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M es de 1,948%.

8. CONCLUSIONES

Se implementó el servo de fuerza computarizado en el banco Rexroth.

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

Se diseñó y programó el algoritmo de control para la práctica de control de fuerza basado en técnicas de control estándar (control PID) y técnicas de control adicionales como adelanto de señal (*feedforward*).

Se realizó e implementó la interfaz gráfica en LabView para el control PID y para el control PID con adelanto de señal (*feedforward*), las cuales permiten monitorear y almacenar los valores medidos en el control de fuerza. La interfaz cuenta con campos para introducir la señal de consigna y las constantes de control PID. Adicionalmente, muestra el valor medido por la celda de carga, el error absoluto y el error porcentual entre la señal sensada y el *setpoint*. Posee dos gráficas, una que muestra el voltaje enviado al servoamplificador, y otra que muestra el comportamiento del sistema en su estado transitorio y estacionario para las señales de setpoint, celda de carga y entrada.

Con el control PID se logró un buen desempeño en el servo de fuerza reduciendo el tiempo de asentamiento en aproximadamente una octava parte y manteniendo el error en estado estacionario mínimo (0,01%). Al aplicar la perturbación el controlador PID era incapaz de mantener el valor del *setpoint* en el estado estacionario y el error se aumentaba hasta 2,5%. Al introducir el control por adelanto de señal (*feedforward*) al control PID se logró reducir el impacto de la perturbación sobre el sistema, logrando un error en estado estacionario despreciable (aproximadamente 0,015%).

Se corroboró, tal como dice la teoría, que los servos de fuerza se controlan usando únicamente una acción proporcional y una acción integral, es decir, un control PI. Al realizar la sintonización del controlador con la aplicación *PID tuner* de Matlab la constante integral era igual a cero, y posteriormente, cuando se realizó la resintonización, se obtuvo un buen desempeño usando únicamente constantes proporcional e integral.

Se caracterizó la respuesta dinámica de la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth 4WRPEH6 C3 B04L – 20/G24K0/A1M en términos de ganancia en caudal, ganancia en presión, histéresis, linealidad. La ganancia en caudal es de 0,0072 [L/(s*V)], la ganancia en presión es de 164,36 [Bar/V], la histéresis es de 0,238% y la linealidad es de 1,948%.

Se observó que el servo de fuerza diseñado cuenta con un buen desempeño y precisión. Su repetibilidad es de 1,62% a pesar de no contar con tubería rígida entre la válvula direccional proporcional y el actuador hidráulico principal.

Se implementó el servo de fuerza usando una servoválvula MOOG62 haciendo los respectivos ajustes en el modelado matemático y en la función de transferencia.

Se realizó la comparación del servo de fuerza utilizando la servoválvula MOOG 62 y la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth.

Se observó que la servoválvula MOOG62 posee una repetibilidad más baja en comparación con la válvula direccional proporcional de altas prestaciones Rexroth, aproximadamente un 0,2% menor. Por lo tanto, la capacidad de la válvula Rexroth para repetir una señal de salida supera a la servoválvula Moog por el hecho de que esta válvula es industrial de baja frecuencia.

RECOMENDACIONES

Para poder caracterizar la válvula en términos de ganancia en caudal, histéresis y linealidad de una manera más precisa es necesario utilizar un elemento de medición más adecuado con una sensibilidad menor, como por ejemplo un caudalímetro.

Para obtener una mayor precisión en la determinación de la fuerza que ejerce la celda de carga se recomienda usar manómetros de mayor sensibilidad y que estén previamente calibrados.

Si los elementos involucrados de la práctica de servos de fuerza en el banco Rexroth se van a limitar para este uso, se recomendaría utilizar tubería rígida en acero para conectar los puertos A y B de la válvula con los terminales del cilindro diferencial. La distancia entre la válvula direccional proporcional y el actuador debe ser lo más mínima posible así como se observa en los cilindros servo actuados. Estas consideraciones reducen los efectos de la compresibilidad del aceite y la expansión de la tubería flexible con la que se está trabajando.

BIBLIOGRAFÍA

BOLTON, W. Mecatrónica: Sistemas de control electrónico en ingeniería mecánica y eléctrica. Quinta Edición. México D.F, Alfaomega Grupo Editor S. A. de C. V., 2013. 648 p. ISBN 978-607-707-603-2.

BOSCH REXROTH AG. 4/4-way servo solenoid directional control valves, directly operated, with electrical position feedback and on-board electronics (OBE). Type 4WRPEH6. Lohr am Main, 12 p.

BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

JELALI, Mohieddine y KROLL, Andreas. Hydraulic servo-systems: Modelling, identification and control. Londres, Springer, 2003. 380 p. ISBN 978-1-4471-1123-8.

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

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 66-77.

SEBORG, Dale E, *et al.* Process dynamics and control. Tercera Edición. Estados Unidos de América, Wiley, 2001. 973 p. ISBN 978-0-470-12867-1.

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.

VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

ANEXOS

ANEXO A MARCO TEÓRICO

HIDRÁULICA PROPORCIONAL

Los sistemas hidráulicos tienen la ventaja de manejar y controlar potencias muy elevadas con componentes relativamente pequeños. La hidráulica tiene dos ramas principales, la hidráulica no proporcional y la hidráulica proporcional. La hidráulica no proporcional se refiere al estudio de los sistemas hidráulicos donde las válvulas son de tipo ON/OFF o todo/nada, es decir, donde sus posiciones son únicamente conmutables en sus estados extremos. La hidráulica proporcional se refiere a los sistemas hidráulicos donde las válvulas tienen infinitas posiciones de conmutación entre sus estados extremos.

En la hidráulica proporcional se maneja el control de dirección (sentido), el control de presión y el control de caudal por medio de los distintos tipos de válvulas. Los tipos de válvulas que se manejan son las válvulas proporcionales y las servoválvulas.

Las necesidades industriales de controlar precisamente la posición, velocidad y presión en sistemas hidráulicos han llevado a la combinación de la hidráulica proporcional con el control en lazo cerrado.

Algunas ventajas técnicas de la hidráulica proporcional son:

- Control de las posiciones intermedias
- Número reducido de componentes hidráulicos para determinadas funciones
- Accionamientos más sencillos, más rápidos y más precisos

- Control en el comportamiento de las conmutaciones, lo cual elimina picos de presión y tiene por efecto una mayor vida útil de los elementos mecánicos e hidráulicos

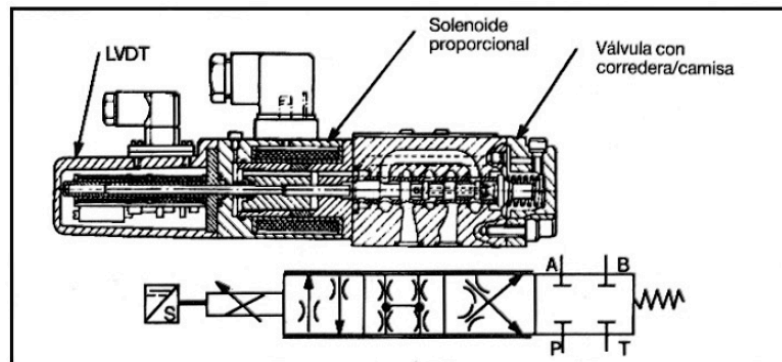
VÁLVULAS PROPORCIONALES

Las válvulas proporcionales difieren de las válvulas no proporcionales (todo/nada) en que es posible controlar la posición de la corredera dentro del cuerpo de la válvula por medio de la variación de la corriente suministrada a la bobina del solenoide, suministrando un control eléctrico del caudal que atraviesa la válvula.

El solenoide que poseen las válvulas proporcionales es un solenoide variable, de corriente continua, y está fabricado de un material altamente magnetizable junto con un cono no magnético.

Las válvulas proporcionales se dividen en válvulas proporcionales sin realimentación, válvulas proporcionales con realimentación y válvulas proporcionales de prestaciones elevadas. La diferencia entre una válvula proporcional sin realimentación y una válvula proporcional con realimentación, es que esta última incluye un sensor de posición (LVDT) de la corredera, el cual añade más precisión. Las válvulas proporcionales de prestaciones elevadas poseen un conjunto camisa-corredera, un solo solenoide para el posicionamiento de la corredera dentro de la camisa, y siempre incluyen un LVDT.

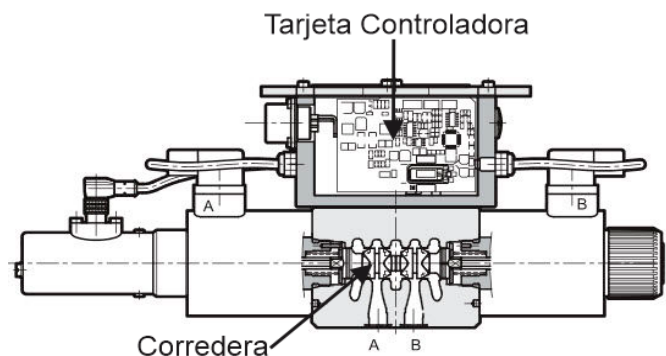
Figura 94. Válvula direccional proporcional de prestaciones elevadas.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

Las válvulas proporcionales con realimentación y las válvulas proporcionales de prestaciones elevadas pueden incluir la tarjeta o circuito electrónico sobre la misma válvula para completar el sistema de control en lazo cerrado.

Figura 95. Válvula proporcional con realimentación y tarjeta controladora.



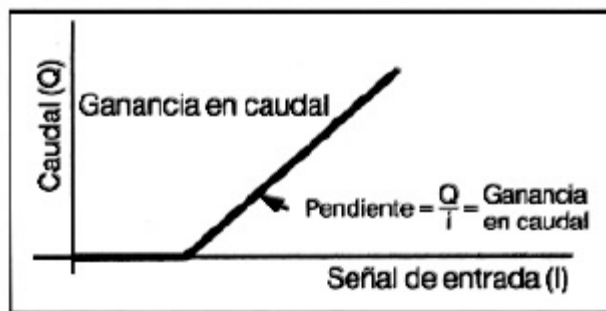
Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

CARACTERÍSTICAS DE LA RESPUESTA DINÁMICA DE LAS VÁLVULAS PROPORCIONALES

GANANCIA EN CAUDAL

La ganancia en caudal se define como la variación de caudal para un cambio dado en la señal de entrada a una diferencia de presiones establecida. Cuando se grafica caudal (Q) contra corriente (I) o voltaje (V), la ganancia en caudal será la pendiente de la recta obtenida, por lo tanto se puede calcular como caudal dividido en la señal de entrada, sea corriente o voltaje.

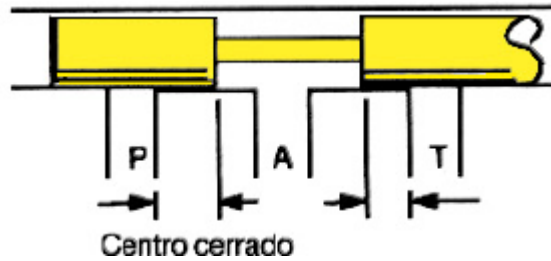
Figura 96. Gráfica de la ganancia en caudal para carrete centro cerrado.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

La imagen anterior presenta una zona en la cual no hay variación de caudal aun cuando la señal de entrada aumenta, esta zona es conocida como banda muerta. La banda muerta, dentro de la gráfica de ganancia en caudal, se debe al tipo de carrete que presenta la válvula, un carrete centro cerrado. Las salientes de este carrete cubren los puertos P y T cuando la válvula está en su posición central, por lo tanto, se necesita de una carrera del carrete antes que estos empiecen a abrirse y envíe caudal.

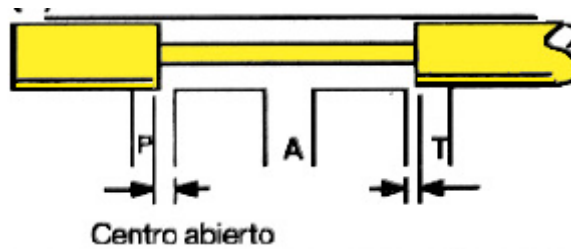
Figura 97. Carrete centro cerrado.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

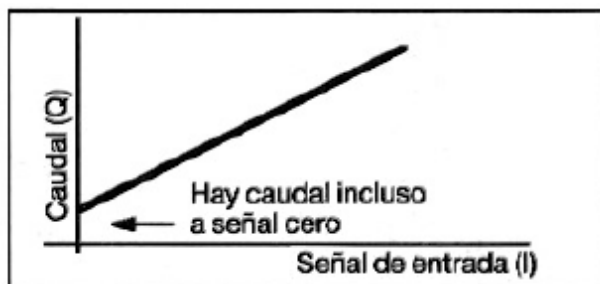
Cuando la válvula tiene un carrete centro abierto hay caudal aun cuando la señal de entrada es cero. Esto se debe a que las salientes del carrete permiten que en la posición central de la válvula los puertos P y T estén abiertos.

Figura 98. Carrete centro abierto.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S.A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

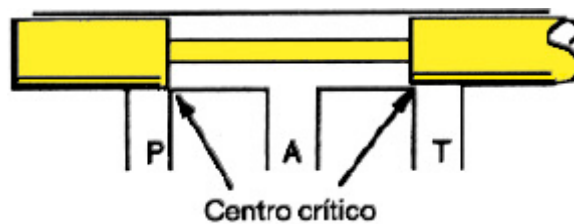
Figura 99. Gráfica de la ganancia en caudal para carrete centro abierto.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

El centro crítico se caracteriza porque las salientes coinciden exactamente con los puertos de la válvula, por lo tanto, cuando el carrete está en su posición central no hay flujo, pero inmediatamente se envía una señal de entrada, el carrete se mueve permitiendo el flujo.

Figura 100. Carrete centro crítico.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

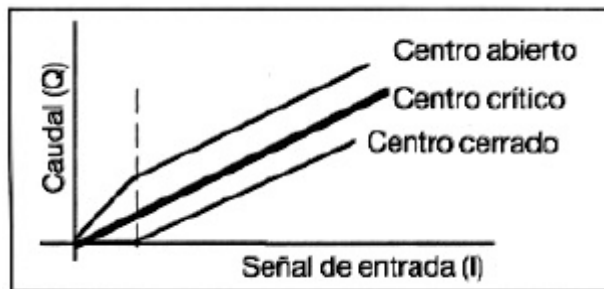
Figura 101. Gráfica de la ganancia en caudal para carrete centro crítico.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

La comparación de la ganancia en caudal entre los tres tipos distintos de carretes se muestra a continuación:

Figura 102. Gráfica de ganancia en caudal para los diferentes tipos de carrete.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

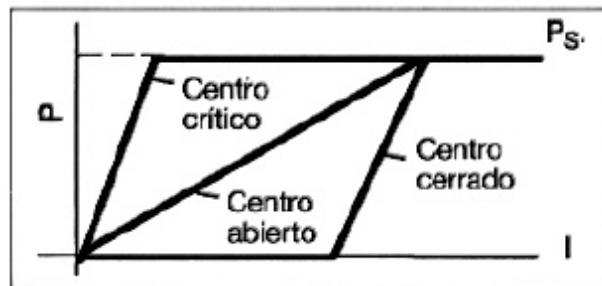
El carrete centro abierto tiene una ganancia en caudal más elevada alrededor de su posición central, el centro crítico presenta una ganancia de caudal constante, y el centro cerrado posee una zona donde no hay ganancia en caudal (banda muerta).

GANANCIA EN PRESIÓN

La ganancia en presión se define como la razón de cambio de la presión de salida en función de la corriente o voltaje de entrada, bajo la suposición de que el caudal es nulo y que los orificios están bloqueados.

Al igual que la ganancia en caudal, la pendiente de la ganancia en presión depende del tipo de centro que tenga el carrete.

Figura 103. Gráfica de ganancia en presión para los diferentes tipos de carrete.



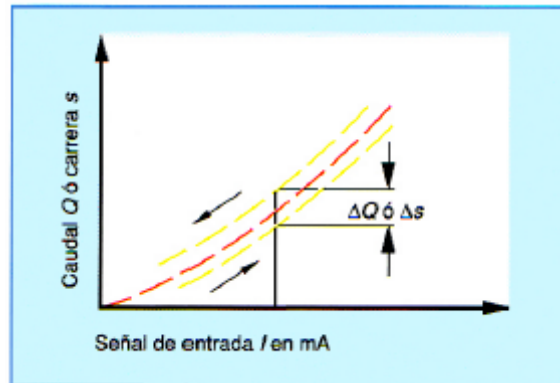
Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

El carrete de centro abierto necesita un mayor desplazamiento para alcanzar la presión máxima, lo cual se traduce en una pendiente menos inclinada y por lo tanto una menor ganancia en presión. El carrete de centro crítico posee una pendiente más elevada en comparación con el carrete de centro abierto, por ende, una mayor ganancia en presión. El carrete centro cerrado posee una banda muerta donde no hay salida en presión para la señal de entrada.

HISTÉRESIS

De forma general, la histéresis se define como la dependencia de los estados anteriores. En las válvulas proporcionales y en las servoválvulas se llama histéresis o error de histéresis a la desviación que se produce, a igual señal de entrada (corriente o voltaje), en el posicionamiento del carrete desde sentidos contrarios, desde un valor más bajo y desde un valor más alto.

Figura 104. Gráfica de histéresis.



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

El error de histéresis se produce en las válvulas proporcionales y en las servoválvulas debido a la fricción en los componentes mecánicos y a los efectos magnéticos en los componentes eléctricos. Esta característica permite comparar válvulas entre sí, ya que entre menor sea la histéresis más precisa es la válvula.

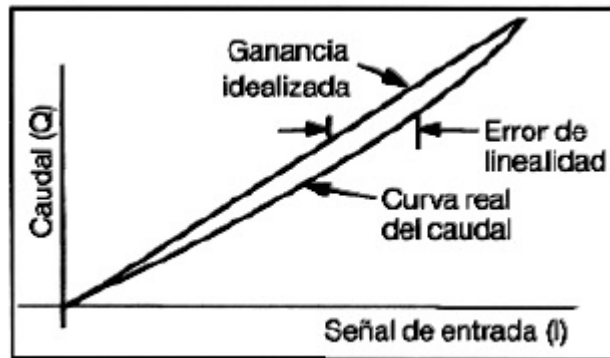
REPETIBILIDAD

La repetibilidad, también conocida como exactitud de repetición o reproducción, se define como el error producido en la señal de salida cuando se introduce repetidamente la misma señal de entrada.

LINEALIDAD

La linealidad o error de linealidad es la diferencia máxima obtenida entre la curva real de caudal y la recta idealizada de ganancia, en porcentaje de la señal de entrada (corriente o voltaje).

Figura 105. Gráfica de error de linealidad.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

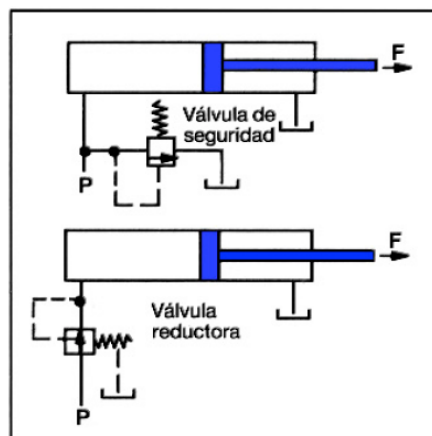
SERVO DE FUERZA

El control de fuerza en los sistemas hidráulicos se realiza básicamente controlando la presión, y se puede realizar en lazo abierto o en lazo cerrado.

CONTROL EN LAZO ABIERTO

El control de presión en lazo abierto se consigue utilizando una válvula de seguridad o una válvula reductora de presión tal como muestra la figura a continuación:

Figura 106. Control de fuerza en lazo abierto.



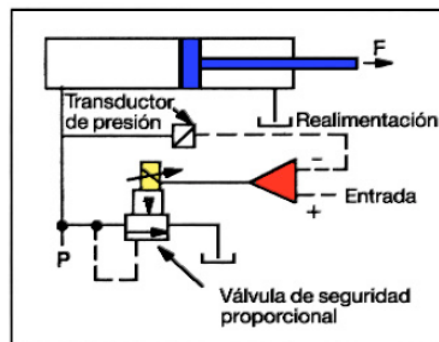
Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

La precisión de un sistema de control de fuerza en lazo abierto viene dada por la capacidad de las válvulas para mantener una presión constante ante condiciones variables, como por ejemplo, cambios en la temperatura del fluido que ocasionan cambios en la viscosidad, variaciones de caudal y cargas reactivas en el actuador.

CONTROL EN LAZO CERRADO

Los sistemas de control de fuerza en lazo cerrado surgen como alternativa para brindar mayor precisión en el control de esta variable. En estos sistemas se usan válvulas de control de presión proporcionales, como por ejemplo una válvula de seguridad proporcional o una válvula direccional proporcional, y es necesario incluir un transductor de presión para generar la realimentación de la señal de presión en el sistema.

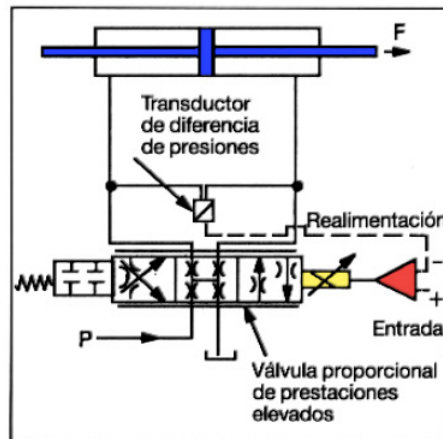
Figura 107. Control de fuerza en lazo cerrado utilizando una válvula de seguridad proporcional.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

También se pueden usar servoválvulas o válvulas proporcionales de prestaciones elevadas con centro crítico o con centro abierto para el control de fuerza:

Figura 108. Control de fuerza en lazo cerrado utilizando una válvula proporcional de prestaciones elevadas.

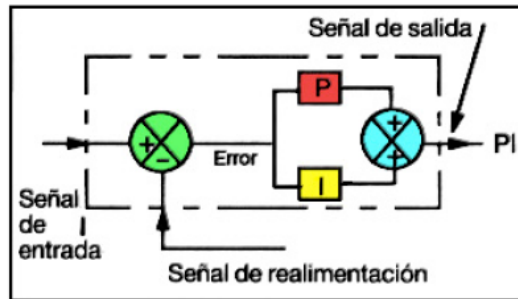


Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

La señal de salida del sistema puede detectarse directa o indirectamente. Directamente usando un transductor de fuerza, como una celda de carga, o indirectamente usando un transductor de presión.

El tipo de control comúnmente usado para el servo de fuerza es el PI. La función integradora permite que la señal de salida aumente hasta un valor constante, y que se mantenga en ese valor constante cuando la señal de error sea cero, además de que elimina el error en estado estacionario. La función proporcional ayuda a aumentar la rapidez de respuesta del sistema.

Figura 109. Amplificador PI usado para el control de fuerza.



Fuente: VICKERS SYSTEMS S. A. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. Barcelona, 1990. 69 p.

CONTROL PID

CONTROL POR ADELANTO DE SEÑAL (FEEDFORWARD)

Los controladores por realimentación (feedback) se caracterizan porque deben detectar un error en la variable controlada antes de que tomen una acción para cambiar la señal de la variable manipulada. De modo que si una perturbación entra al sistema de control, únicamente se tomará una acción de control cuando se haya generado una desviación en la variable controlada.

Debido a este inconveniente que presentan los controladores por feedback surge un modelo denominado control por adelanto de señal o feedforward. El control feedforward tiene como fin realizar una corrección apropiada sobre la variable manipulada para mantener a la variable controlada cerca del setpoint antes de que la perturbación entre al sistema. Para ello, el feedforward mide la perturbación y utiliza esta información para advertir al sistema de que la variable controlada va a ser modificada. Esta advertencia le permite al controlador ajustar la variable manipulada antes de que se desvie de su setpoint.

Comúnmente el control feedforward es usado junto con el control por feedback ya que el sistema de control resultante aprovecha las ventajas de ambos y permite obtener un mejor desempeño. El resultado es un control efectivo a cambios en el setpoint y a las perturbaciones.

**ANEXO B ESPECIFICACIONES DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE
DATOS NATIONAL INSTRUMENTS DAQ USB 6212**

Tabla 9. Especificaciones técnicas de la tarjeta de adquisición de datos NI DAQ USB 6212.

Entrada Analógica	
Canales de una sola terminal	16
Canales Diferenciales	8
Resolución de Entrada Analógica	16 bits
Rango de Voltaje Máximo	
Rango	-10 V a 10 V
Precisión	2.71 mV
Sensibilidad	118 μ V
Rango de Voltaje Mínimo	
Rango	-200 mV a 200 mV
Precisión	0.089 mV
Sensibilidad	5.2 μ V
Número de Rangos	4
Muestreo Simultáneo	No
Memoria Interna	4095 muestras
Salida Analógica	
Número de Canales	2
Resolución	16 bits
Rango de Voltaje Máximo	
Rango	-10 V a 10 V
Precisión	3.512 mV

Rango de Voltaje Mínimo	
Rango	-10 V a 10 V
Precisión	3.512 mV
Razón de Actualización	250 kS / s
Capacidad de Corriente Simple	2 mA
Capacidad de Corriente Total	4 mA
E / S Digital	
Canales Bidireccionales	32
Canales de Entrada Únicamente	0
Canales de Salida Únicamente	0
Temporización	Software
Niveles Lógicos	TTL
Filtros de Entrada Programables	No
¿Soporta Estados de Encendido Programables?	Sí
Entrada Digital	
Tipo de Entrada	Sinking
	Sourcing
Rango de Voltaje Máximo	0 V - 5.25 V
Salida Digital	
Tipo de Salida	Sinking
	Sourcing
Capacidad de Corriente Simple	16 mA
Capacidad de Corriente Total	50 mA
Rango de Voltaje Máximo	0 V - 3.8 V
Contadores / Temporizadores	
Temporizador Watchdog	No

Contadores	2
Operaciones a Búfer	Sí
Debouncing / Glitch Removal	Sí
Frecuencia Máx. de la Fuente	80 MHz
Generación de Pulso	Sí
Tamaño	32 bits
Estabilidad de Tiempo	50 ppm
Niveles Lógicos	TTL
Temporización / Disparo / Sincronización	
Disparo	Digital
Especificaciones Físicas	
Longitud	16.9 cm
Ancho	9.4 cm
Altura	3.1 cm
Conector de E / S	Terminales de tornillo
Potencia USB	Energizado por Bus

Fuente: NATIONAL INSTRUMENTS. DAQ6212 Datasheet. Disponible en:

<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/20709>

ANEXO C ESPECIFICACIONES DE LA CELDA DE CARTA TIPO "S"

LEXUS
ELECTRONIC WEIGHING

CELDA TIPO "S" MODELO SA

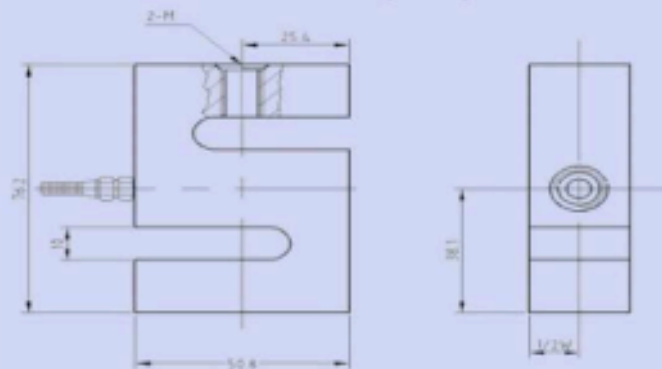
Ver. 2 (2012/01)



Celda de carga tipo "S" en aleación de acero, IP65, para aplicaciones especiales en tensión o compresión, para basculas flotantes.

Celda de carga tipo "S" en aleación de acero, IP65, para aplicaciones especiales en tensión o compresión, para basculas flotantes.

DIMENSIONES (mm)

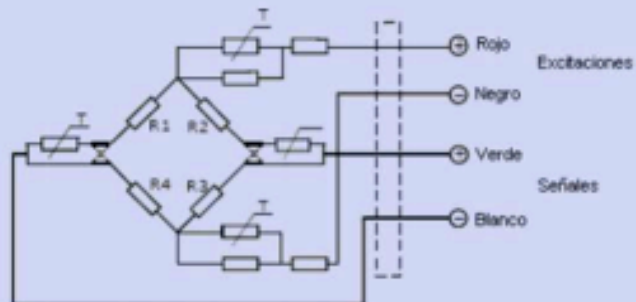


Rated load (kg)	50	100	150	200	250	300	500	1000
W	15	15	15	19	19	19	19	38
M	M8	M8	M8	M12	M12	M12	M12	M16

CARACTERISTICAS GENERALES

Parametros	C2	C3	Unidades
Capacidades (E _{max}) :	50, 100, 200, 500		Kg
Intervalos Max. de verificacion (N _{ic}):	2000	3000	d
Intervalos Min. De verificacion (V _{min}) :	0,03		% de la Capacidad Max.
Sensibilidad (C _n) :	2.0 ± 0.2%		mV/V
Efecto de temperatura en la sensibilidad (T _{kc}) :	0,0024	0,0012	± % de la señal de salida/°C
Efecto de temperatura en el cero (t _{k0}) :	0,002	0,0008	± % de la señal de salida/°C
Cero :	1.0		± % de la señal de salida
Resistencia de entrada (R _{ic}) :	385 ± 5		Ohms
Resistencia de salida (R _o) :	350 ± 2		Ohms
Resistencia de aislamiento :	≥ 5000		Mega-Ohms
Limite de sobrecarga :	150		% de la capacidad
Ruptura de celda :	300		% de la capacidad
Rango de temperatura en operación :	-30 a +70 / -20 a +160		°C / °F
Excitación Recomendada :	5-12		V (AC o DC)
Maxima excitación permitida :	15		V (AC o DC)
Peso aproximado :	600		g
Material :	Aleacion de acero		
Clase de proteccion :	IP65		
Cable	3m		Φ5mm

CONEXION



Fuente: Catálogo de Celdas de Carga marca LEXUS. Via Industrial. Disponible en:

[http://www.viaindustrial.com/catalogos_pdf/Celdas de carga Tipo S Baja Capacidad SA-500 LEXUS Catalogo Espa%C3%B1ol.pdf](http://www.viaindustrial.com/catalogos_pdf/Celdas_de_carga_Tipo_S_Baja_Capacidad_SA-500_LEXUS_Catalogo_Espa%C3%B1ol.pdf)

ANEXO D Tabla de datos para la determinación de ganancia en caudal**Tabla 10. Datos de voltaje, volumen y tiempo para la determinación de la ganancia en caudal.**

Voltaje [V]	Volumen [L]	Tiempo 1 [s]	Tiempo 2 [s]	Tiempo 3 [s]
-10	0,5	6,94	6,97	6,78
-9,5	0,5	7,28	7,34	7,25
-9	0,5	7,56	7,56	7,68
-8,5	0,5	7,97	7,97	8
-8	0,5	8,62	8,46	8,5
-7,5	0,5	9,1	9,25	9,15
-7	0,5	9,44	9,53	9,56
-6,5	0,5	10,47	10,44	10,6
-6	0,5	11,47	11,22	11,25
-5,5	0,5	12,19	12,41	12,22
-5	0,5	13,16	13,32	13,63
-4,5	0,5	14,78	14,97	14,96
-4	0,2	6,81	6,72	6,81
-3,5	0,2	7,41	7,62	7,5
-3	0,2	8,63	8,65	8,66
-2,5	0,2	10,31	10,09	10,22
-2	0,2	12,66	12,48	12,78
-1,5	0,2	16,54	16,63	16,32
-1	0,2	23,07	22,62	22,69
-0,5	0,2	39,75	39,29	39,57
0	0	0	0	0
0,5	0,2	57,69	56,06	56,84
1	0,2	28,13	27,94	27,75
1,5	0,2	18,44	18,35	18,31

2	0,2	13,62	13,75	13,69
2,5	0,2	11,16	11,01	11
3	0,2	9,22	9,25	9,28
3,5	0,2	8	7,82	7,91
4	0,2	7,09	6,97	6,97
4,5	0,5	15,66	15,35	15,59
5	0,5	14,06	13,94	13,94
5,5	0,5	12,56	12,53	12,44
6	0,5	11,56	11,56	11,4
6,5	0,5	10,63	10,62	10,78
7	0,5	9,84	9,87	9,97
7,5	0,5	9,25	9,21	9,31
8	0,5	8,68	8,5	8,81
8,5	0,5	8,29	8,16	8,19
9	0,5	7,72	7,78	7,63
9,5	0,5	7,34	7,38	7,32
10	0,5	6,9	6,91	6,94

**ANEXO E TABLA DE DATOS DE TIMPO PROMEDIO, CAUDAL Y
GANANCIA EN CAUDAL**

Tabla 11. Datos de tiempo promedio, caudal y ganancia en caudal.

Tiempo Promedio [s]	Caudal [L/s]	Ganancia en Caudal [L/(s*V)]
6,90	-0,0725	0,0072
7,29	-0,0686	0,0072
7,60	-0,0658	0,0073
7,98	-0,0627	0,0074
8,53	-0,0586	0,0073
9,17	-0,0545	0,0073
9,51	-0,0526	0,0075
10,50	-0,0476	0,0073
11,31	-0,0442	0,0074
12,27	-0,0407	0,0074
13,37	-0,0374	0,0075
14,90	-0,0335	0,0075
6,78	-0,0295	0,0074
7,51	-0,0266	0,0076
8,65	-0,0231	0,0077
10,21	-0,0196	0,0078
12,64	-0,0158	0,0079
16,50	-0,0121	0,0081
22,79	-0,0088	0,0088
39,54	-0,0051	0,0101
0,00	0,0000	0,0000
56,86	0,0035	0,0070
27,94	0,0072	0,0072
18,37	0,0109	0,0073

13,69	0,0146	0,0073
11,06	0,0181	0,0072
9,25	0,0216	0,0072
7,91	0,0253	0,0072
7,01	0,0285	0,0071
15,53	0,0322	0,0072
13,98	0,0358	0,0072
12,51	0,0400	0,0073
11,51	0,0435	0,0072
10,68	0,0468	0,0072
9,89	0,0505	0,0072
9,26	0,0540	0,0072
8,66	0,0577	0,0072
8,21	0,0609	0,0072
7,71	0,0649	0,0072
7,35	0,0681	0,0072
6,92	0,0723	0,0072

ANEXO F TABLA DE DATOS DE VOLTAJE, VOLUMEN, TIEMPO Y CAUDAL PARA LA DETERMINACIÓN DE LA HISTÉRESIS

Tabla 12. Datos de voltaje, volumen, tiempo y caudal para determinar la histéresis.

Voltaje [V]	Volumen [L]	Tiempo [s]	Caudal [L/s]
-10	0,5	7	-0,0714
-9,5	0,5	7,2	-0,0694
-9	0,5	7,47	-0,0669
-8,5	0,5	7,89	-0,0634
-8	0,2	3,46	-0,0578
-7,5	0,2	3,76	-0,0532
-7	0,2	3,88	-0,0515
-6,5	0,2	4,05	-0,0494
-6	0,2	4,5	-0,0444
-5,5	0,2	5	-0,0400
-5	0,2	5,35	-0,0374
-4,5	0,2	6,35	-0,0315
-4	0,2	6,45	-0,0310
-3,5	0,1	3,61	-0,0277
-3	0,1	4,27	-0,0234
-2,5	0,1	5,28	-0,0189
-2	0,1	6,2	-0,0161
-1,5	0,1	8,6	-0,0116
-1	0,1	11,67	-0,0086
-0,5	0,1	20,19	-0,0050
0	0,1	0	0,0000
0,5	0,1	27,64	0,0036
1	0,1	13,37	0,0075

1,5	0,1	9,25	0,0108
2	0,1	7,22	0,0139
2,5	0,1	5,68	0,0176
3	0,1	4,82	0,0207
3,5	0,1	4,12	0,0243
4	0,2	7,07	0,0283
4,5	0,2	6,15	0,0325
5	0,2	5,62	0,0356
5,5	0,2	5,26	0,0380
6	0,2	4,53	0,0442
6,5	0,2	4,4	0,0455
7	0,2	4,1	0,0488
7,5	0,2	3,78	0,0529
8	0,2	3,4	0,0588
8,5	0,5	8,23	0,0608
9	0,5	7,82	0,0639
9,5	0,5	7,22	0,0693
10	0,5	7,05	0,0709
9,5	0,5	7,28	0,0687
9	0,5	7,65	0,0654
8,5	0,5	8,25	0,0606
8	0,2	3,32	0,0602
7,5	0,2	3,76	0,0532
7	0,2	4	0,0500
6,5	0,2	4,3	0,0465
6	0,2	4,45	0,0449
5,5	0,2	5,26	0,0380
5	0,2	5,77	0,0347
4,5	0,2	6,08	0,0329

4	0,2	6,8	0,0294
3,5	0,1	3,89	0,0257
3	0,1	4,76	0,0210
2,5	0,1	5,4	0,0185
2	0,1	6,92	0,0145
1,5	0,1	9,32	0,0107
1	0,1	13,4	0,0075
0,5	0,1	25,17	0,0040
0	0,1	0	0,0000
-0,5	0,1	19,84	-0,0050
-1	0,1	12,02	-0,0083
-1,5	0,1	7,97	-0,0125
-2	0,1	6,75	-0,0148
-2,5	0,1	5,3	-0,0189
-3	0,1	4,55	-0,0220
-3,5	0,1	3,93	-0,0254
-4	0,2	6,78	-0,0295
-4,5	0,2	6,03	-0,0332
-5	0,2	5,53	-0,0362
-5,5	0,2	4,96	-0,0403
-6	0,2	4,5	-0,0444
-6,5	0,2	4,26	-0,0469
-7	0,2	4,13	-0,0484
-7,5	0,2	3,66	-0,0546
-8	0,2	3,42	-0,0585
-8,5	0,5	8,05	-0,0621
-9	0,5	7,55	-0,0662
-9,5	0,5	7,17	-0,0697
-10	0,5	7	-0,0714

ANEXO G DATOS DE VOLTAJE, CAUDAL TEÓRICO, CAUDAL EXPERIMENTAL Y DIFERENCIA PARA EL CÁLCULO DE LINEALIDAD

Tabla 13. Linealidad.

Voltaje [V]	Caudal experimental [L/s]	Caudal teórico [L/s]	Diferencia
-10	-0,0725	-0,0736	0,001101
-9,5	-0,0686	-0,06995	0,001363
-9	-0,0658	-0,0663	0,000511
-8,5	-0,0627	-0,06265	6,64E-06
-8	-0,0586	-0,059	0,00036
-7,5	-0,0545	-0,05535	0,000805
-7	-0,0526	-0,0517	0,000876
-6,5	-0,0476	-0,04805	0,000446
-6	-0,0442	-0,0444	0,000204
-5,5	-0,0407	-0,04075	1,13E-05
-5	-0,0374	-0,0371	0,000297
-4,5	-0,0335	-0,03345	9,95E-05
-4	-0,0295	-0,0298	0,000301
-3,5	-0,0266	-0,02615	0,000481
-3	-0,0231	-0,0225	0,00063
-2,5	-0,0196	-0,01885	0,000745
-2	-0,0158	-0,0152	0,000623
-1,5	-0,0121	-0,01155	0,000574
-1	-0,0088	-0,0079	0,000874
-0,5	-0,0051	-0,00425	0,000809
0	0,0000	-0,0006	0,0006
0,5	0,0035	0,00305	0,000467

1	0,0072	0,0067	0,000458
1,5	0,0109	0,01035	0,000539
2	0,0146	0,014	0,000613
2,5	0,0181	0,01765	0,000439
3	0,0216	0,0213	0,000322
3,5	0,0253	0,02495	0,000334
4	0,0285	0,0286	6,93E-05
4,5	0,0322	0,03225	6,12E-05
5	0,0358	0,0359	0,000135
5,5	0,0400	0,03955	0,000418
6	0,0435	0,0432	0,000253
6,5	0,0468	0,04685	1,89E-05
7	0,0505	0,0505	3,91E-05
7,5	0,0540	0,05415	0,000135
8	0,0577	0,0578	8,55E-05
8,5	0,0609	0,06145	0,000573
9	0,0649	0,0651	0,000249
9,5	0,0681	0,06875	0,000692
10	0,0723	0,0724	0,000111

ANEXO H OTROS ELEMENTOS DEL BANCO REXROTH USADOS PARA EL SERVO DE FUERZA Y LAS PRUEBAS

Unidad de alimentación del banco

A través de este adaptador se suministra de corriente eléctrica al módulo de control del banco. El voltaje de operación es de 230 [V] AC. El adaptador posee un *switch* para encendido/apagado.

Figura 110. Unidad de alimentación del banco.



Fuente: BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

Unidad de alimentación de 24 [V]

La unidad de alimentación de 24 [V] posee 8 puertos que corresponden a 24 [V] y seis puertos que corresponden a tierra. Este módulo funciona como una fuente de alimentación para suministrar de voltaje a las distintas unidades a utilizar.

Figura 111. Unidad de alimentación del banco Rexroth.



Unidad de setpoint

La unidad de *setpoint* posee un par de puertos de 4 [mm] para alimentación a 24 [V], un par de puertos de 2 [mm] para envío de la señal del *setpoint* a ± 10 [V], un potenciómetro para ajustar el setpoint, y un potenciómetro para seleccionar la polaridad.

Figura 112. Unidad de *setpoint*.



Fuente: BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

Unidad de *displays*

La unidad de *displays* posee dos voltímetros digitales de 3 ½ dígitos. Tiene dos puertos de 4 [mm] para la alimentación a 24 [V], y dos pares de puertos de 2[mm] para le medición de voltaje. El rango de medición está en ± 20 [V].

Figura 113. Unidad de displays.

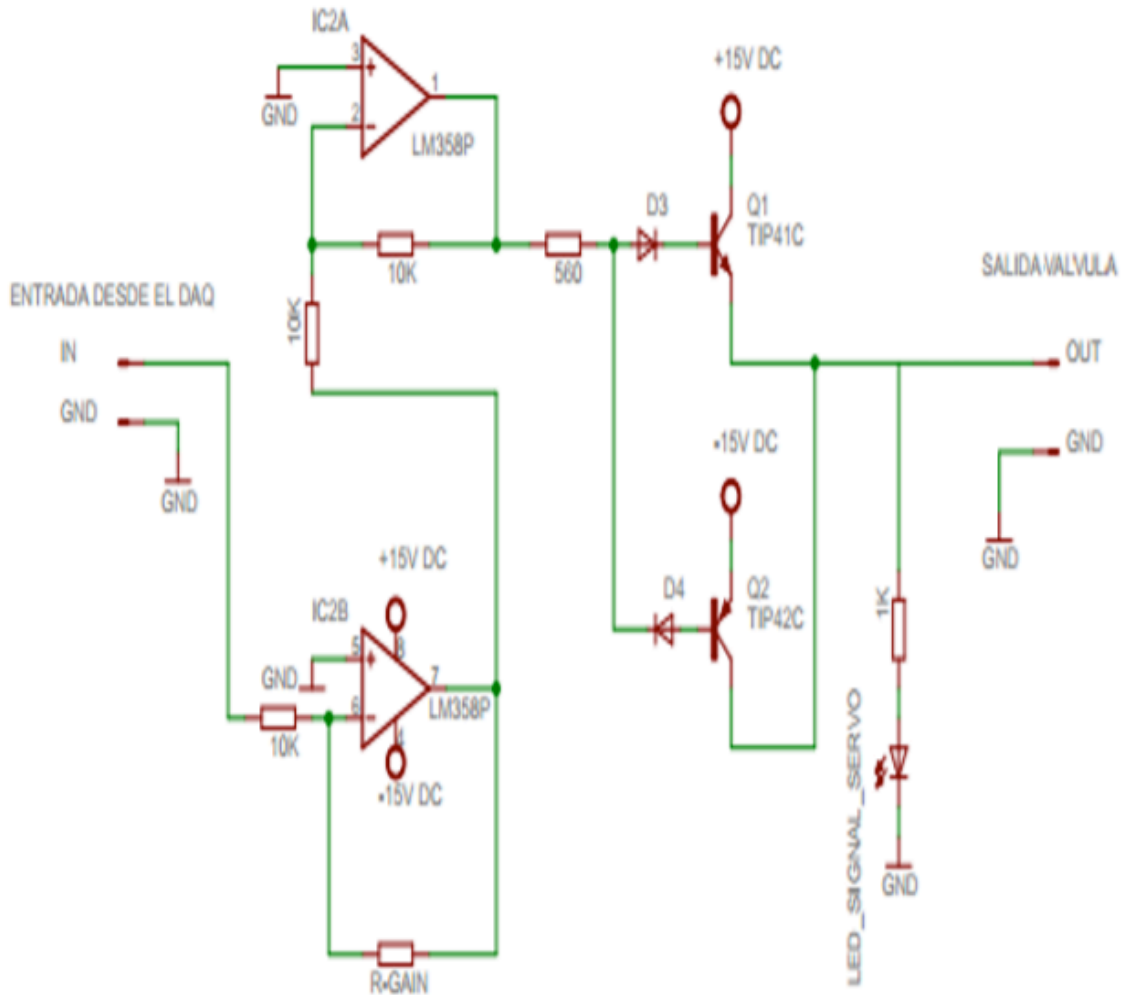


Fuente: BOSCH REXROTH AG. Training Systems for Hydraulics. Würzburg, 2015. 186 p.

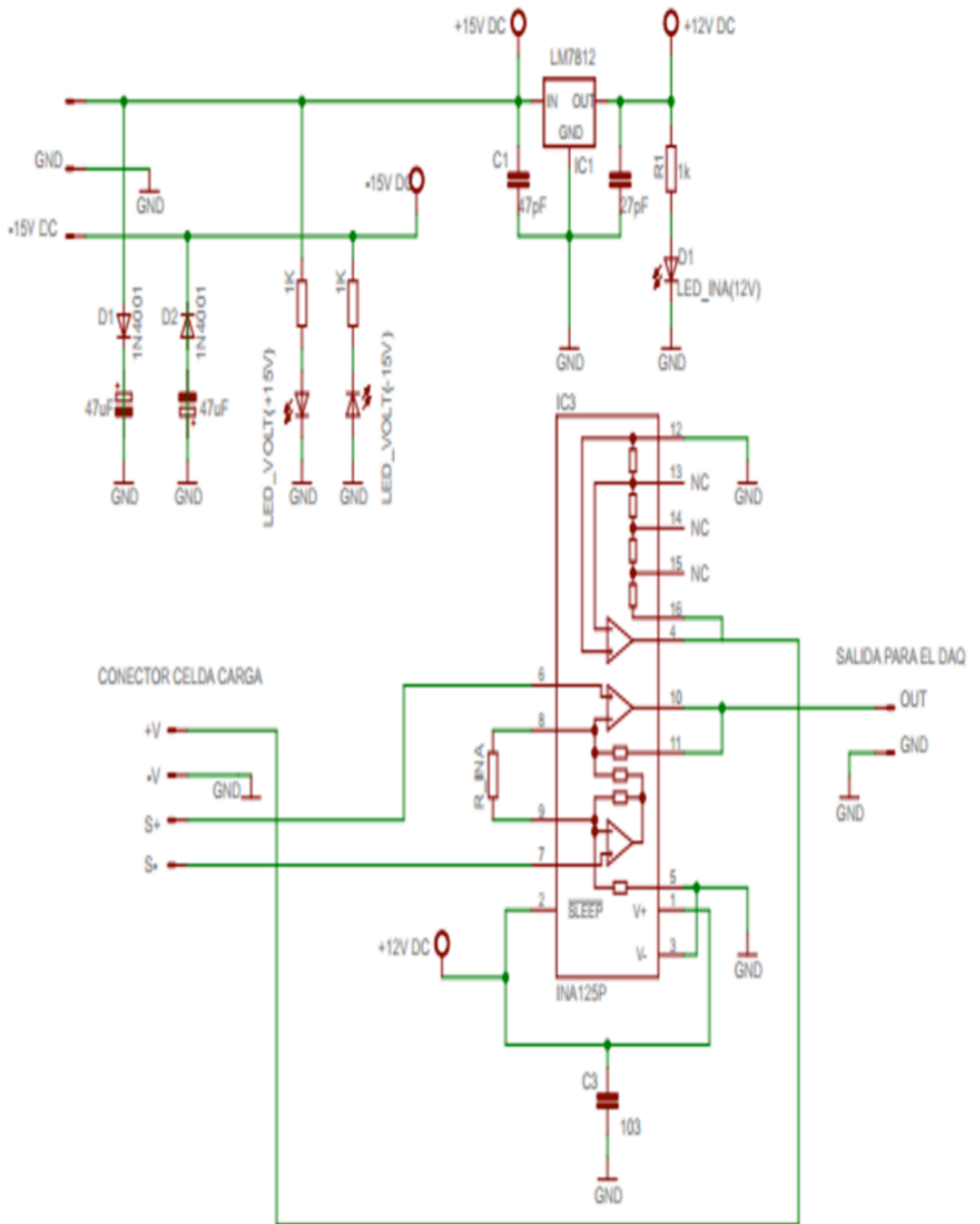
Esta unidad permite visualizar el voltaje de control que se envía desde el módulo AAA, específicamente desde la tarjeta de adquisición de datos, al servoamplificador de la válvula direccional proporcional.

ANEXO I DIAGRAMA ELECTRÓNICO DE LOS COMPONENTES DEL MÓDULO AAA

Sección DAQ-Válvula



Sección Celda de carga - DAQ



**ANEXO J TABLA DE DATOS DE VOLTAJE Y PRESIÓN PARA
DETERMINAR LA GANANCIA EN PRESIÓN**

Tabla 14. Datos de voltaje y presión para determinar la ganancia en presión.

Voltaje [V]	Presión 1 [Bar]	Presión 2 [Bar]	Presión 3 [Bar]	Presión 4 [Bar]	Presión 5 [Bar]
0	0	0	0	0	0
0,05	9,5	10	11,5	11	11
0,1	19	20,5	18	17,5	20
0,15	26	27,5	30,5	28	30
0,2	37	37	40	38	39
0,25	44	42,5	43	42,5	44,5
0,3	50	48	49	48	47,5
0,35	50,5	50	50	49,5	50
0,4	51	50,5	50,5	50	50,5
0,45	51	51	51	50,5	51
0,5	51	51	51	51	51
0,55	51	51	51	51	51
0,6	51	51	51	51	51

ANEXO K TABLA DE DATOS DE VOLTAJE Y PRESIÓN PROMEDIO PARA DETERMINAR LA GANANCIA EN PRESIÓN

Tabla 15. Datos de voltaje y presión promedio para determinar la ganancia en presión.

Voltaje [V]	Presión promedio [Bar]
0	0
0,05	10,6
0,1	19
0,15	28,4
0,2	38,2
0,25	43,3
0,3	48,5
0,35	50
0,4	50,5
0,45	50,9
0,5	51
0,55	51
0,6	51