

**CONTROL DE FUERZA EN ACTUADORES HIDRÁULICOS MEDIANTE  
VÁLVULA DE ALIVIO PROPORCIONAL**

**DANY ALEJANDRO ECHEVERRY OCAMPO**

**PEDRO FELIPE GONZÁLEZ ALZATE**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
MAESTRÍA EN SISTEMAS AUTOMÁTICOS DE PRODUCCIÓN  
PEREIRA RISARALDA  
2015**

**CONTROL DE FUERZA EN ACTUADORES HIDRÁULICOS MEDIANTE  
VÁLVULA DE ALIVIO PROPORCIONAL**

**DANY ALEJANDRO ECHEVERRY OCAMPO**

**PEDRO FELIPE GONZÁLEZ ALZATE**

Trabajo de grado presentado como requisito para optar  
al título de Magíster en Sistemas Automáticos de Producción

Director  
Francisco Javier Henao Castañeda  
IM, M.Sc.

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
MAESTRÍA EN SISTEMAS AUTOMÁTICOS DE PRODUCCIÓN  
PEREIRA RISARALDA  
2015**

Nota de aceptación:

---

---

---

---

---

---

---

---

Firma del presidente del jurado

---

Firma del jurado

---

Firma del jurado

Pereira, Noviembre de 2015

## **AGRADECIMIENTOS**

Reconocimiento a las personas que de una u otra forma se hicieron partícipes en el desarrollo del trabajo de grado Control de Fuerza en Actuadores Hidráulicos Mediante Válvula de Alivio Proporcional. Al IM, M.Sc Francisco Javier Henao Castañeda, en el acompañamiento de la realización del proyecto.

# CONTENIDO

	Pág
1. INTRODUCCIÓN .....	14
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	15
1.2 OBJETIVOS.....	16
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	17
1.4 DISEÑO METODOLÓGICO .....	18
2. MARCO DE REFERENCIA .....	19
2.2 ESTADO DEL ARTE.....	19
2.3 VÁLVULAS PROPORCIONALES.....	20
2.3.1 Solenoide proporcional.....	22
2.3.2 Válvula de presión proporcional. ....	23
2.3.3 Válvula distribuidora proporcional. ....	23
2.3.4 Válvula reguladora de caudal proporcional. ....	24
2.3.5 Realimentación de válvulas proporcionales. ....	24
2.4 CONTROL DE FUERZA.....	25
2.5 SISTEMAS DE CONTROL .....	27
2.5.1 Sistemas de control en lazo abierto. ....	27
2.5.2 Sistemas de control en lazo cerrado. ....	28
2.5.3 Sistemas digitales. ....	28
3. CARACTERIZACIÓN DE LA CELDA DE CARGA Y DE LA VÁLVULA PROPORCIONAL DE ALIVIO.....	31
3.1 CARACTERIZACIÓN DE LA CELDA DE CARGA.....	31
3.2 CARACTERIZACIÓN VÁLVULA DE ALIVIO PROPORCIONAL .....	33
3.2.1 Umbral de respuesta.....	34
3.2.2 Histéresis. ....	35
3.2.3 Prueba válvula de alivio proporcional.....	35
4. CONFIGURACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO Y ADQUISICIÓN DE LAS SEÑALES PRESENTES EN EL SISTEMA .....	44
4.1 COMPONENTES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO .....	44
4.1.1 Actuador hidráulico.....	45
4.1.2 Válvula reguladora de caudal.....	45

4.1.3 Electroválvula direccional DG4V 3S 8C MU H5 60. ....	46
4.1.4 Válvula de seguridad CT 06 C 50.....	46
4.1.5 Bomba PVQ 10 A2R. ....	48
4.2 COMPONENTES PARA LA ADQUISICIÓN DE SEÑALES.....	48
4.2.1 Celda de carga. ....	49
4.2.2 Transmisor de presión.....	49
4.2.3 Tarjeta de adquisición de datos. ....	49
4.2.4 Amplificador de salida. ....	50
4.2.5 Amplificador de poder para el control de la válvula proporcional. ....	51
4.3 ESTRUCTURA DEL MONTAJE DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS. ....	52
4.4 IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO Y ADQUISICIÓN DE DATOS DEL SISTEMA.....	53
4.4.1 Descripción del circuito hidráulico. ....	54
4.4.2 Descripción de la adquisición de datos. ....	54
4.5 VERIFICACIÓN DE LA PRESIÓN EN EL SISTEMA.....	57
5. IMPLEMENTACIÓN DEL CONTROL DE FUERZA .....	63
5.1 ECUACIONES DEL SISTEMA .....	63
5.1.1 Ecuación del cilindro. ....	64
5.1.2 Ecuación de la válvula de alivio proporcional.....	65
5.2 IDENTIFICACIÓN DE LA PLANTA.....	68
5.2.1 Modelo de estimación con variable instrumental empleado en la identificación del sistema. ....	69
5.3 MODELOS DE CONTROL .....	70
5.3.1 Realimentación de los estados en tiempo continuo. ....	71
5.3.2. Control PI .....	76
5.3.3 Compensador en adelanto usando bode. ....	78
5.3.4 Realimentación de los estados en tiempo discreto. ....	83
5.3.5 Respuesta con oscilaciones muertas. ....	88
5.4 IMPLEMENTACIÓN DE LA PLANTA REAL .....	90
6. CONCLUSIONES.....	94
7. RECOMENDACIONES .....	95
8. BIBLIOGRAFÍA .....	96
9. ANEXOS .....	98

## LISTA DE CUADROS

	Pág
Cuadro 1. Datos celda de carga.....	32
Cuadro 2. Matriz de Decisión .....	44

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Ubicación de la hidráulica proporcional en el contexto de la hidráulica..	21
Figura 2. Solenoides proporcionales .....	22
Figura 3. Válvula de presión proporcional .....	23
Figura 4. Válvula distribuidora proporcional .....	23
Figura 5. Válvula reguladora de caudal proporcional .....	24
Figura 6. Válvula proporcional con LVDT .....	25
Figura 7. Control de fuerza cadena cerrada .....	26
Figura 8. Control de fuerza con válvula de vías .....	26
Figura 9. Controlador proporcional e integral .....	27
Figura 10. Proceso a controlar .....	27
Figura 11. Esquema lazo abierto.....	28
Figura 12. Esquema lazo cerrado .....	28
Figura 13. Diagrama de bloques adquisición y distribución de datos.....	29
Figura 14. Diagrama de bloques sistema de control A/D, D/A .....	29
Figura 15. Muestreador ideal.....	30
Figura 16. Retenedor de orden cero y respuesta impulso.....	30
Figura 17. Celda de carga .....	31
Figura 18. Caracterización celda de carga .....	32
Figura 19. Válvula de alivio proporcional.....	33
Figura 20. Solenoide proporcional ejerciendo fuerza del punto de apertura al punto de regulación.....	34
Figura 21. Umbral de respuesta .....	34
Figura 22. Histéresis válvula de alivio proporcional.....	35
Figura 23. Símbolo válvula proporcional de alivio .....	35
Figura 24. Ganancia de presión .....	36
Figura 25. Conexión hidráulica caracterización válvula prueba inicial.....	36
Figura 26. Medidor de caudal.....	37
Figura 27. Conexión para registro de presión .....	37
Figura 28. Curva característica prueba inicial .....	38
Figura 29. Esquema hidráulico caracterización válvula.....	39
Figura 30. Montaje caracterización válvula .....	39
Figura 31. Vista seccionada válvula de alivio proporcional .....	40
Figura 32. Curva característica válvula de alivio proporcional.....	41
Figura 33. Evolución del caudal respecto al voltaje de entrada.....	42
Figura 34. Histéresis válvula de alivio proporcional.....	43
Figura 35. Actuador hidráulico.....	45
Figura 36. Válvula reguladora de caudal FCG-02-1500-50.....	46
Figura 37. Electroválvula direccional.....	46

Figura 38. Válvula de seguridad.....	47
Figura 39. Válvula de seguridad.....	47
Figura 40. Bomba.....	48
Figura 41. Transductor de presión .....	49
Figura 42. Tarjeta NI-USB6008.....	50
Figura 43. Amplificador de salida .....	50
Figura 44. Esquema de flujo de la señal. ....	51
Figura 45. Funciones del amplificador.....	51
Figura 46. Ajuste de ganancias EEA-PAM-513-A-32.....	52
Figura 47. Estructura montaje actuador hidráulico .....	53
Figura 48. Circuito esquemático control de fuerza .....	53
Figura 49. Adquisición de datos .....	55
Figura 50. Registro en voltaje celda de carga .....	55
Figura 51. Rango de fuerza.....	56
Figura 52. Rango de presión .....	56
Figura 53. Conexiones eléctricas entre componentes.....	57
Figura 54. Pérdida de presión válvula 4/3 .....	58
Figura 55. Circuito caída de presión en la manguera.....	58
Figura 56. Caída de presión en el conducto.....	59
Figura 57. Curva de presión válvula de alivio, cámara cilindro .....	59
Figura 58. Esquema de control .....	63
Figura 59. Esquema visualización variables principales .....	64
Figura 60. Esquema visualización variables válvula de alivio .....	65
Figura 61. Diagrama de bloques de estado .....	67
Figura 62. Panel herramienta identificación Matlab.....	68
Figura 63. Bloques de ganancias .....	70
Figura 64. Respuesta del modelo a una entrada escalón .....	71
Figura 65. Representación de las variables de estado.....	73
Figura 66. Representación de las variable de estado, con la ganancia ajustable en tiempo continuo.....	74
Figura 67. Repuesta al escalón unitario del sistema, mediante variables de estado en tiempo continuo.....	75
Figura 68. Sintonización PI.....	76
Figura 69. Diagrama de bloques del controlador PI, con la planta en lazo cerrado .....	77
Figura 70. Repuesta al escalón unitario del sistema, control PI .....	77
Figura 71. Diagrama de bode del sistema sin compensar .....	80
Figura 72. Respuesta al escalón y diagrama de bode del sistema compensado..	82
Figura 73. Respuesta no compensada y compensada entrada rampa unitaria.....	83
Figura 74. Diagrama de bloques del control discreto .....	83
Figura 75. Respuesta del modelo discreto a una entrada escalón.....	84
Figura 76. Representación variable de estado, con la ganancia ajustable tiempo discreto.....	86
Figura 77. Repuesta al escalón unitario del sistema, mediante variables de estado en tiempo discreto.....	88

Figura 78. Respuesta de la planta con el empleo de oscilaciones muertas. ....	89
Figura 79. Panel de operación sistema de control de fuerza .....	91
Figura 80. Respuesta del sistema con oscilaciones.....	91
Figura 81. Visualización señal de entrada y salida del sistema.....	92
Figura 82. Respuesta real del sistema implementado.....	92
Figura 83. Respuesta del sistema a diferentes valores de fuerza. ....	93
Figura 84. Componentes físicos implementación control de fuerza. ....	93

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Tarjeta amplificadora EEA-PAM-513-A-32 .....	98
Anexo B. Planta en Matlab .....	99
Anexo C. Sistema de carga variable propuesto .....	101
Anexo D. Estructura para cilindros hidráulicos .....	102

## RESUMEN

El control de fuerza tratado en el presente trabajo es aplicado en actuadores hidráulicos mediante una válvula de alivio proporcional. Inicia con una revisión bibliográfica sobre algunas aplicaciones industriales y artículos de carácter investigativo. De acuerdo con ciertas necesidades académicas y los elementos disponibles en el Laboratorio de Sistemas Dinámicos, se optó por el modelo de control de fuerza por medio de una válvula proporcional de alivio. Dada la importancia de las válvulas proporcionales se hizo necesario realizar la caracterización y verificación del comportamiento de este componente, con el fin de evaluar su condición de funcionamiento.

Posteriormente se adicionaron los demás elementos necesarios para completar el sistema y se estableció la comunicación e interacción de las señales presentes, obtenidas mediante un módulo de adquisición de datos (NI-USB 6008). El tratamiento de las señales y el control sobre la válvula proporcional de alivio se efectuó mediante el software LabVIEW, previa simulación del sistema en Matlab y la retroalimentación de la planta fue implementada mediante una celda de carga que registra la fuerza ejercida por el actuador; concluyendo con ello la implementación del control de fuerza en cilindros hidráulicos.

## **ABSTRACT**

The force control studied in this research document is applied to hydraulic actuators through a proportional relief valve. It begins with a literature review on some industrial applications and research articles. According to certain academic requirements and some available elements in Dynamic Systems' Lab, the force control model was chosen through proportional relief valve. Given the importance of proportional valves, characterization and verification of the behavior of this component was necessary in order to assess its operating condition.

Subsequently, the rest of the required elements were added to complete the whole system. Furthermore, the communication and interactions between current signals were established. These signals were obtained by a NI USB-6008 data acquisition module. The signal processing and the proportional relief valve control, both were accomplished by LabVIEW software, previous system simulation in Matlab. The feedback of the plant was implemented by a load cell which records the force exerted by the actuator; all this converges into the force control implementation which is functional for hydraulic cylinders.

## 1. INTRODUCCIÓN

Entre los medios existentes de transmisión de energía se encuentran los sistemas hidráulicos; donde la transferencia energética se efectúa mediante el movimiento de un fluido que ha sido confinado. Cuentan con componentes de mando (válvulas), para conducir de manera adecuada el fluido a una zona específica del circuito, además de elementos de trabajo (actuadores).<sup>1</sup>

Para lograr la precisión requerida en el control del circuito hidráulico montado se hace indispensable el uso de la potencia fluida, pues este medio produce un mundo flexible y eficaz en donde se deben integrar todos los conocimientos en el diseño, control, instrumentación y todo lo referido a la computación para responder efectivamente a la demanda, la cual es cada vez mayor debido a las necesidades específicas existentes en la industria.

Los sistemas hidráulicos cuentan con un módulo de seguridad, la válvula de alivio, un elemento que facilita efectuar un control de la presión de operación en los diversos segmentos del sistema hidráulico. Dada su relevancia como mecanismo regulador, se debe valorar su operación, haciendo un estudio de la evolución de la presión, simultaneo a la ejecución de cambios en la calibración del valor de trabajo deseado. Además, “el retorno y el suministro del fluido son inherentes debido a la naturaleza de funcionamiento de bombas, válvulas y actuadores”<sup>2</sup>.

El empleo de la potencia fluida que introduce como concepto el uso de un fluido que ha sido sometido a presión, con el propósito de transmitir la energía necesaria para ejecutar una operación mecánica (fuerza o movimiento); acoge tanto a la hidráulica como la neumática, que dada la aplicación es necesaria la definición de la rama más conveniente para el tratamiento de una operación específica. El enfoque del presente proyecto de investigación basa su desarrollo en los líquidos específicamente en el empleo de la oleohidráulica.

El constante avance en la industria ha generado que los sistemas oleohidráulicos deban tener respuestas eficientes en relación a las variables más empleadas, entre ellas posición, velocidad, presión y fuerza. Para dar mayor precisión a estas variables es necesario el empleo de los sistemas oleohidráulicos proporcionales los cuales permiten una mejor exactitud respecto a los sistemas de control tanto manuales como los implementados con electroválvulas convencionales.

---

<sup>1</sup> VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona: Blume. A35100A.

<sup>2</sup> WATTON, John. Fluid Power Systems: Modeling, simulation, analog and microcomputer control. Hertfordshire Inglaterra: Prentice Hall, 1989. ISBN 0-13-323213-1.

Los elementos hidráulicos han evolucionado con la adición de componentes electrónicos; dicha composición ha permitido obtener respuestas rápidas con la incorporación de sistemas de control en aplicaciones realimentadas. El empleo de válvulas proporcionales evita las imprecisiones de los sistemas de control con lazo abierto, a partir de la comprobación del valor constante de la salida del sistema, permitiendo con ello la corrección inmediata de la alteración que se presente. Para la obtención del valor de la salida se emplea un sensor que va relacionado con la variable a controlar.<sup>3</sup>

El lazo cerrado del sistema de control se efectúa mediante el empleo de una celda de carga, que permite obtener el valor de la fuerza real. Tanto su señal como la del punto de referencia son comparadas para determinar el desfase entre ambas señales; a partir de esta información el sistema de control corrige el error con el objetivo de enviar la información correcta al elemento de control (válvula proporcional de alivio), obteniendo finalmente el valor de la presión, que combinado con el área del pistón ejercerá la fuerza adecuada respecto a la señal de la celda.

El desarrollo del trabajo inicia con un marco referencial donde se describen los elementos tanto del sistema de control como los componentes hidráulicos, así como los antecedentes de investigaciones anteriores relacionadas con el proyecto. Posteriormente se hace el abordaje del diseño metodológico, donde se realiza el estudio experimental partiendo de la caracterización de la válvula proporcional de alivio. En la siguiente fase se involucran cada uno de los elementos que conforman el sistema, para finalizar con la comprobación del modelo físico.

Con el presente estudio se ratifica el uso de los fluidos, teniendo como objetivo principal, la realización del control de fuerza en actuadores hidráulicos mediante válvula de alivio proporcional, una alternativa para desarrollar en el laboratorio de sistemas dinámicos de la Universidad Tecnológica de Pereira.

## **1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

En el empleo de nuevos sistemas y tecnologías en los campos científicos e industriales, se da lugar a estudios e investigaciones en torno a los desafíos que la industria ligada al uso de sistemas hidráulicos genera, y por ende la materialización de procesos de mejora continua. En consecuencia existe un gran interés por la implementación de sistemas de alta precisión y flexibilidad, que permitan controlar variables físicas como posición, velocidad, fuerza, entre otros;

---

<sup>3</sup> VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadenas cerradas. Vickers System, Barcelona. E-B-9052-3-0-9.9-FWS-HI.

lo cual hace pertinente, el desarrollo de un sistema de control de fuerza a partir del montaje de un sistema hidráulico mediante el uso de una válvula proporcional de alivio.

La sistematización responde a las demandas de la industria moderna en términos de maquinaria, así como la necesidad de automatizar los procesos productivos de la industria, en donde cada vez se excluye el trabajo manual haciendo que los procesos no dependan ya de la habilidad humana, sino de la fuerza y la precisión electromecánica.

Los sistemas hidráulicos basados en transmisión, regulación de fuerzas y de movimientos por medio de fluidos, amplían el campo de aplicación de modelos mecánicos, en la reducción de esfuerzos innecesarios; dado que dichos sistemas hidráulicos contribuyen a la no fabricación de mecanismos con mayor complejidad, en la búsqueda de soluciones a las problemáticas que la industria plantea, pues el aprovechamiento de estos sistemas radica en el conocimiento previo de su aplicación tanto en la fundamentación teórica, como en la comprobación de los métodos que han de emplearse. Es por ello que se requiere la corroboración de las aplicaciones hidráulicas mediante la experimentación, con el empleo de componentes que permitan el estudio del comportamiento de elementos hidráulicos, con el gran objetivo de establecer las características que posibilitan ajustar o rediseñar tales elementos; aumentando la eficiencia de los sistemas, específicamente en control de fuerza.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

- Realizar el control de fuerza en actuadores hidráulicos mediante válvula de alivio proporcional.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Seleccionar los componentes del sistema.
- Construir una estructura que permita realizar pruebas a los cilindros hidráulicos del laboratorio de sistemas dinámicos.
- Caracterizar la válvula proporcional de alivio.
- Elaborar el respectivo circuito hidráulico y eléctrico.

- Adquirir las señales presentes en el sistema.
- Implementar el control del sistema de acuerdo a la fuerza requerida.

### **1.3 JUSTIFICACIÓN**

Actualmente en diversos espacios de la industria, existen sistemas con la capacidad de regular la fuerza de actuadores hidráulicos, mediante el empleo de válvulas proporcionales en la aplicación de numerosos modelos. Sin embargo el presente proyecto de investigación, busca establecer una metodología que permita regular la fuerza de un cilindro hidráulico de acuerdo a la carga que ha sido preestablecida, por medio de una interface entre el sistema de control y los actuadores finales; buscando emplear para ello la sinergia entre las diferentes áreas que integran los automatismos, con especial énfasis en el campo de la potencia fluida con la complementación del control proporcional.

En este orden de ideas, se desea además, caracterizar el comportamiento de modelos asociados al provecho de las ventajas de los sistemas de control con capacidad de retroalimentación de las señales, provenientes de sensores de variables previamente establecidas.

Las deformaciones que presentan productos o dispositivos, que para su conformación emplean mecanismos sometidos a fuerzas provenientes de circuitos hidráulicos, son clara muestra del mínimo control que se ejerce en los elementos finales (actuadores). Partiendo de este hecho, se genera la necesidad de garantizar los valores correctos que limiten la posibilidad de incurrir en defectos al final de los procesos que emplean los sistemas anteriormente descritos; mediante la programación del control en sistemas dinámicos, incluyendo herramientas computacionales y electrónicas tales como Matlab, LabVIEW, empleadas como base para la adquisición de los datos y comunicación con el sistema.

Efectuando una revisión de los trabajos de grado de la Maestría en Sistemas Automáticos de Producción, de la Facultad de Ingeniería Mecánica, de la Universidad Tecnológica de Pereira, no se encontró ninguna referencia relacionada con el empleo de la aplicación de válvulas hidráulicas proporcionales, a excepción del trabajo denominado Control de posición y presión para manipulador neumático a través de pc, donde se muestra una aplicación neumática. La realización de este proyecto, se justifica debido a la poca información escrita referente al tema en mención y a la incorporación de esta rama de la ingeniería en las asignaturas de la Maestría relacionadas con la potencia fluida.

## 1.4 DISEÑO METODOLÓGICO

En el desarrollo del proyecto, se aplicó el método deductivo al basar el estudio en el marco teórico, con teorías contenidas que de acuerdo al modelo investigativo, se ejecutaron en el orden que se iban estableciendo. Empleando como punto de partida los modelos existentes, entre estos patentes y estudios consultados. La vinculación entre la fuerza, presión y caudal permite concluir que la investigación además del método deductivo posee el correlacional.

Posteriormente el estudio se limitó a escoger un modelo que presentara la mayor adaptabilidad en la aplicación del control de fuerza. Después de verificar los elementos con que el laboratorio cuenta, se genera la elección de estos componentes y la observación de sus características para la puesta en marcha.

Cada elemento fue abordado de forma separada, resolviendo las diversas problemáticas que estos presentaban. Seguidamente se interrelacionaron todos los ejes pertenecientes al elemento global de investigación, dando respuesta a la pregunta general, mediante la implementación de un sistema de control útil para la obtención de un resultado cuantitativo.

El estudio experimental se desarrolló en dos fases: Se caracterizó la válvula proporcional de alivio, mediante pruebas de laboratorio que comprendieron la observación y el análisis de los resultados; en la segunda fase se construyó la estructura que soporta los cilindros hidráulicos, cuya disposición permitió la realización de las pruebas respectivas.

Respecto al manejo de señales se empleó el software LabVIEW que por medio de la tarjeta 6008; permitió adquirir las señales, generando el control de acuerdo a las necesidades de fuerza y enviando la señal correctora a la tarjeta amplificadora de la válvula de alivio proporcional.

## 2. MARCO DE REFERENCIA

En el presente capítulo se abordan los temas que permiten la implementación del sistema de control de fuerza.

### 2.2 ESTADO DEL ARTE

Se hallan antecedentes investigativos con características afines a las esperadas en el presente proyecto investigativo; observándose algunas similitudes y discrepancias.

A saber, una de las investigaciones denominada “Control de posición y presión para manipulador neumático a través de PC” (2003), se basa en la construcción de un sistema de posicionamiento servoneumático, con control de presión del dispositivo en la posición de operación, mas con dirección de un computador (PC); entre los resultados de tal proceso, se obtuvo un sistema con posibilidad de fijar posiciones intermedias a lo largo de un eje y la automatización de algunos procesos. Se observa entonces un grupo de elementos gobernados por un sistema de control, característica que resulta a fin con la construcción del sistema de carga hidráulica proyecto investigativo; no obstante difiere en la característica del fluido empleado, además de la variable a controlar.<sup>4</sup>

En el artículo llamado “modelado y simulación del control de velocidad de un motor hidráulico” (2003) se detalló la metodología de selección de un motor hidráulico y control de su velocidad en razón de lineamientos de funcionamiento. Al respecto se percibe similitud con el proyecto investigativo en lo que compete al modelo hidráulico con retroalimentación del sistema a la válvula proporcional; no obstante se detalla que la variable a controlar y actuador final cambian, dado que se trabaja con un motor hidráulico, siendo el tema principal de la propuesta de investigación los cilindros hidráulicos.<sup>5</sup>

Ahora bien, se encuentra en el mercado maquinaria con trabajo a base de sistemas hidráulicos; entre estas una denominada “Prensa con cojín hidráulico con sistema de control de fuerza y posición” (2003), en la que se detalla el sistema de control gobernando fuerza y posición para una correcta sujeción de las piezas;

---

<sup>4</sup> Bacca German, Burbano, Juan Carlos. Scientia et Technica Año IX, No 21, Julio de 2003. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.

<sup>5</sup> MEJÍA, Luz Adriana, Monroy Mauricio. Scientia et Technica Año IX, No 22, Octubre de 2003. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.

para ello emplean dos cilindros, a diferencia de lo estructurado en el proyecto investigativo, donde un cilindro se emplea como control de fuerza.<sup>6</sup>

De igual modo se registra patente española de un dispositivo para el control de un cilindro hidráulico (2003) de una máquina de transformación, en específico de una prensa; percibiéndose en su generalidad la existencia de sistemas de control hidráulicos en los que se encuentra el circuito hidráulico, sensores de diferentes tipos, sistema de interface humana, unidad de control y elementos de potencia que hacen posible aplicar las ordenes efectuadas por la computadora de acuerdo a las señales detectadas por los sensores.<sup>7</sup>

En investigaciones recientes, se observa sistemas de control de fuerza, empleando como base fundamental la regulación del caudal, utilizando para ello la válvula de vías, equipada con un LVDT, que permite conocer la posición del carrete de la válvula en todo momento.<sup>8, 9</sup>

## 2.3 VÁLVULAS PROPORCIONALES

Las válvulas proporcionales parten de la necesidad de tener un control efectivo en las diversas aplicaciones que se generan en la industria a medida que avanza la implementación de los sistemas automáticos de producción. Estos elementos son una adaptación de las servoválvulas, dispositivos de costo elevado, debido a la alta precisión mecánica que poseen; lo anterior se logra al incorporar un sistema de control electrónico realimentado, determinando así su empleo en aplicaciones con exigencias de prestaciones elevadas. Las válvulas proporcionales cuentan con un sistema de accionamiento continuo que permite ejercer cambios en el circuito hidráulico en todo instante, su desempeño depende de los elementos de regulación incorporados, además de los márgenes de precisión, histéresis, linealidad, inversión y umbral de respuesta. En la actualidad existe un avance significativo respecto a la evolución de los sistemas de control que gobiernan los

---

<sup>6</sup> FAGOR, S. COOP, Grande Esteban. Prensa con cojín hidráulico con sistema de control de fuerza y posición. Oficina española de patentes y marcas 2190833. España. 2003.

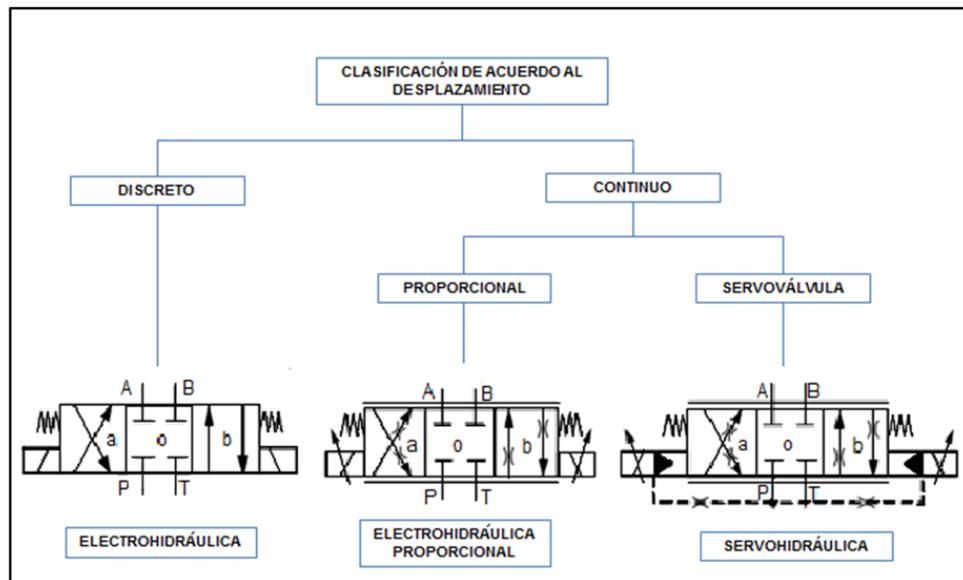
<sup>7</sup> Bosch Rexroth AG, Eckert, Robert. Dispositivo para el control de un cilindro hidráulico. Zum Eisengiesser Alemania. Traducción de patente europea Oficina española de patentes y marcas 2223023. España. 2003.

<sup>8</sup> Lingfei, Xiao. Cascaded sliding mode force control for a single rod electro hydraulic actuator, Neurocomputing. Elsevier. 2015.

<sup>9</sup> Prunt, Nakkarat. Observer based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, Control Engineering Practice. Elsevier. 2009.

dispositivos proporcionales, permitiendo con ello el desarrollo de un gran número de aplicaciones, por lo que se hace necesario el conocimiento y operación de esta tecnología.

Figura 1. Ubicación de la hidráulica proporcional en el contexto de la hidráulica.



Fuente: TECSUP-PFR. Sistemas hidráulicos. Conceptos de hidráulica proporcional

Las válvulas proporcionales permiten ser operadas desde una posición periférica utilizando el accionamiento de un solenoide proporcional, por medio del cual se obtienen diversas posiciones de trabajo relativas a las variables que deben ser controladas como velocidad, presión, caudal y fuerza.

La hidráulica proporcional presenta las siguientes ventajas y desventajas respecto a la electrohidráulica.<sup>10</sup>

- Disminución de los tiempos de operación, aumento de la calidad con la aplicación del control continuo en variables como velocidad, posición o fuerza.
- Evitan la generación de picos de presión.
- Control de procesos de aceleración y de retardo.
- Control eficiente de grandes cargas.
- Disminución de componentes hidráulicos.

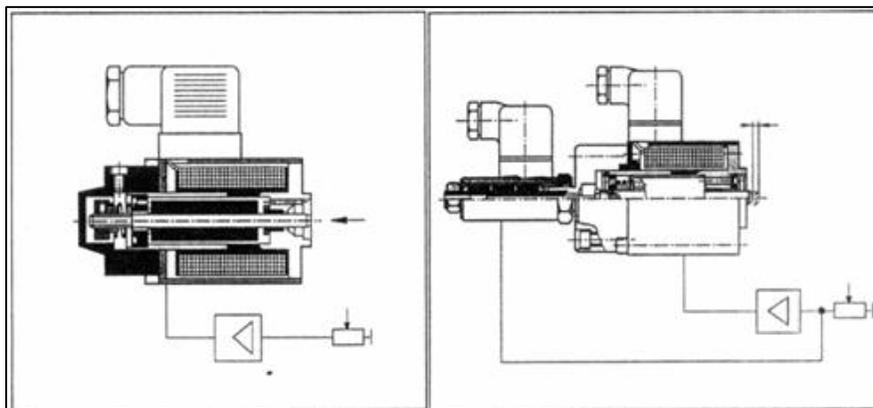
<sup>10</sup> TECSUP-PFR. Sistemas hidráulicos. Conceptos de hidráulica proporcional.

- Necesidad de personal capacitado en el mantenimiento de los equipos.
- Se requiere de una unidad de diagnóstico de fallas, la cual debe contemplar sensores, lectores de campo o elementos computacionales.

**2.3.1 Solenoide proporcional.** Los solenoides proporcionales responden a una fuerza regulada o a una carrera de posición (ver figura 2), proporcional a una corriente eléctrica que le ha sido aplicada. Su operación se realiza mediante corriente continua; se clasifican en fuerza regulada y carrera regulada, para el primero se emplea la variación de corriente en la regulación de la fuerza magnética, con mínimas variaciones respecto al desplazamiento del núcleo del solenoide; mientras que para el segundo la variación de la posición de la carrera se consigue a través de un circuito realimentado, que se combina con el reposicionamiento eléctrico, disminuyendo con ello el error de repetición y la histéresis presente en el solenoide.<sup>11</sup>

El solenoide proporcional posee un cono no magnetizable, para controlar el direccionamiento de las líneas del campo magnético. En los solenoides proporcionales la fuerza aumenta de acuerdo a la magnitud de la corriente, dicha fuerza no tiene relación con la ubicación de la armadura en el área de operación del solenoide proporcional. “En una válvula proporcional, el solenoide actúa contra un muelle, el cual crea la fuerza de reposición. La característica del muelle ha sido introducida en los dos campos característicos del solenoide proporcional”.<sup>12</sup>

Figura 2. Solenoides proporcionales.



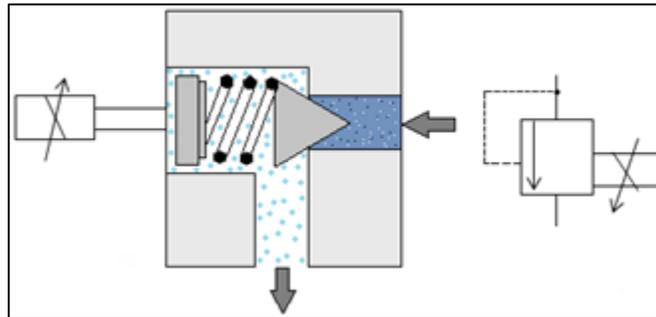
Fuente: REXROTH, Bosh Grup. Manual para el docente hidráulica proporcional. RS 00235/01.96.

<sup>11</sup> REXROTH, Bosh Grup. Manual para el docente hidráulica proporcional. RS 00235/01.96.

<sup>12</sup> FESTO. Manual de hidráulica proporcional H-711.

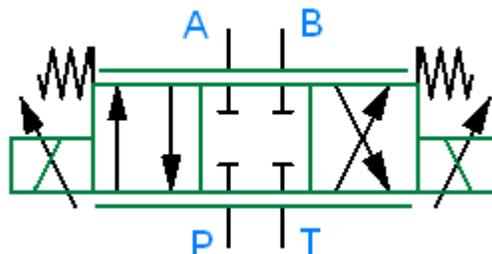
**2.3.2 Válvula de presión proporcional.** En la configuración de estas válvulas se dispone del solenoide proporcional al final del muelle, encargado de sostener el cono de apertura. El aumento de presión en el sistema está directamente ligado al aumento de corriente en el solenoide, produciendo una fuerza electromagnética, encargada de comprimir el resorte; a medida que esto ocurre la presión de apertura de la válvula se incrementa en proporción a la fuerza electromagnética.

Figura 3. Válvula de presión proporcional.



**2.3.3 Válvula distribuidora proporcional.** Esta válvula opera de manera similar a la válvula de cuatro vías y tres posiciones. Para el caso de que la corriente sea cero la corredera se encontrará en su posición central; por lo tanto no existirá flujo entre el puerto P y los puertos A y B. El paso de fluido desde P hacia A y desde B hacia T depende de una tensión positiva, que hace que se energice el solenoide del lado izquierdo; en el caso de energizar el solenoide del lado derecho es necesario el suministro de una tensión negativa, logrando así que la corredera se desplace al lado izquierdo comunicando los puertos P con B y A con T (ver figura 4).<sup>13</sup>

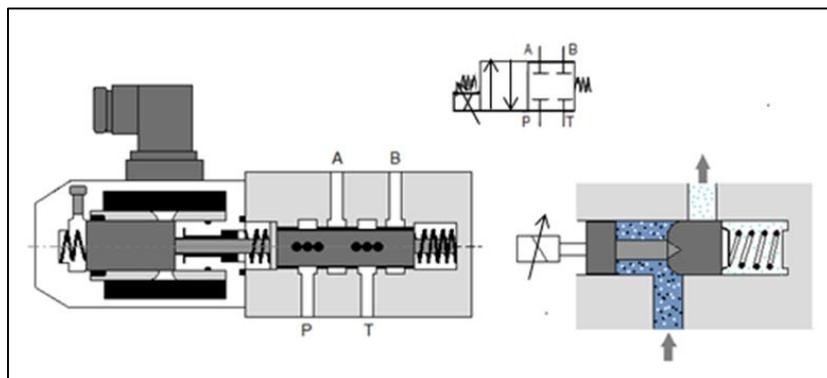
Figura 4. Válvula distribuidora proporcional



<sup>13</sup> FESTO. Manual de hidráulica proporcional H-711.

**2.3.4 Válvula reguladora de caudal proporcional.** La disposición de la válvula reguladora de caudal proporcional (ver figura 5) está conformada por la corredera, que se encuentra entre el solenoide y el resorte. El aumento del caudal depende del incremento de la corriente en el solenoide, esta acción hace que se comprima el resorte, la corredera se desplace aumentando el caudal. Para el caso de las restrictoras de caudal proporcional, la apertura se ajusta eléctricamente para cambiar el flujo que pasa a través de los puertos, siendo la corriente que circula por el solenoide y el corrimiento de la corredera proporcionales.<sup>14</sup>

Figura 5. Válvula reguladora de caudal proporcional.



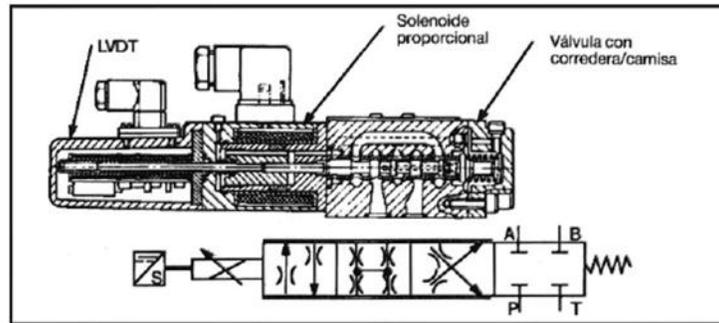
**2.3.5 Realimentación de válvulas proporcionales.** Los sistemas proporcionales pueden ser empleados mediante un amplificador que suministra las características adecuadas para el funcionamiento de la válvula. Los cambios de caudal o presión, se logran con la variación en la entrada de voltaje mediante el empleo de un potenciómetro.

Debido al rozamiento entre los elementos en el desplazamiento del cono o carrete, la magnetización y el flujo a través de la válvula, ocurren pérdidas que dificultan el posicionamiento exacto de la armadura de acuerdo a la corriente aplicada. Para compensar estos efectos se emplea un sistema de realimentación o bucle cerrado, utilizándose elementos como celda carga, transductor de presión, potenciómetro lineal entre otros. Para otro tipo de válvulas se emplea el sensor de posición LVDT (ver figura 6) que va incorporado al carrete, enviando la señal de realimentación del sistema al amplificador de control; dicha señal es proporcional al desplazamiento de la corredera de la válvula.<sup>15</sup>

<sup>14</sup> FESTO. Manual de hidráulica proporcional H-711.

<sup>15</sup> VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadenas cerradas. Vickers System, Barcelona. E-B-9052-3-0-9.9-FWS-HI.

Figura 6. Válvula proporcional con LVDT.



Fuente: VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadenas cerradas.

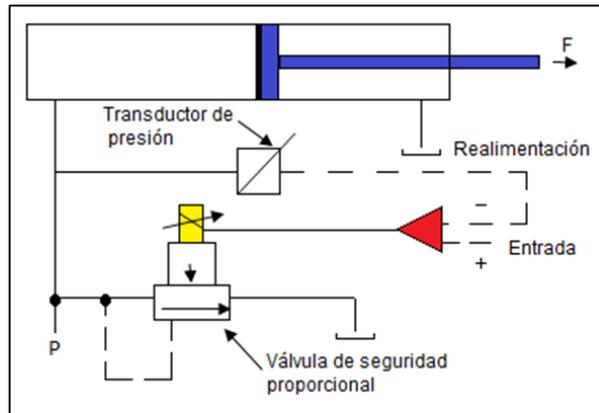
## 2.4 CONTROL DE FUERZA

El control de fuerza en cilindros hidráulicos radica fundamentalmente en los cambios de presión que ocurren en la recámara de mayor área. Normalmente la presión es compensada mediante el empleo de válvulas de seguridad o válvulas reductoras, las cuales son empleadas en sistemas que no requieren mayor presión ni cambios rápidos en los valores. En las válvulas anteriormente mencionadas, pueden ocurrir alteraciones en el caudal, viscosidad en el fluido o cargas reactivas que tienen incidencia en la presión del sistema.

En ciertas aplicaciones como en prensas o moldeo por inyección, es necesario tener variaciones en el perfil de fuerza que se aplica a la pieza a transformar, para suplir estos cambios de fuerza es necesario recurrir a válvulas que permitan mantener una fuerza constante o realizar incrementos. Las válvulas empleadas en estos casos son proporcionales de control de presión y para una mayor precisión en la respuesta, se emplea en cadenas cerradas (lazo cerrado) como se muestra en la figura 7, mediante transductor de presión o como es el caso del trabajo investigativo, se utiliza la celda de carga, debido a la contrapresión en el orificio de salida del actuador.<sup>16</sup>

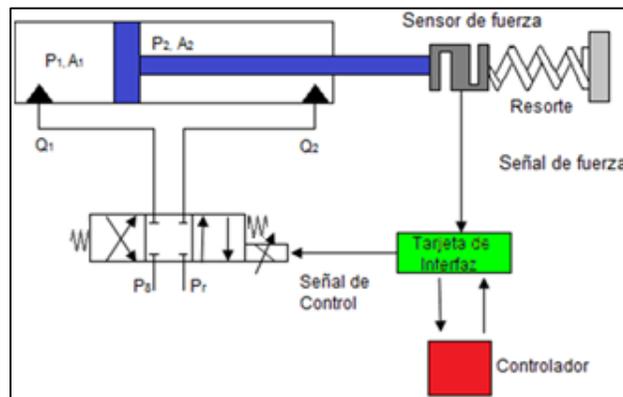
<sup>16</sup> VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadenas cerradas. Vickers System, Barcelona. E-B-9052-3-0-9.9-FWS-HI.

Figura 7. Control de fuerza cadena cerrada.



Otra forma de realizar el control de fuerza es mediante el empleo de válvulas tipo corredera (ver figura 8), que permite además del control de fuerza, mantener una posición respecto al desplazamiento. Estas válvulas no son muy recomendadas, debido a la zona muerta que presenta la corredera.

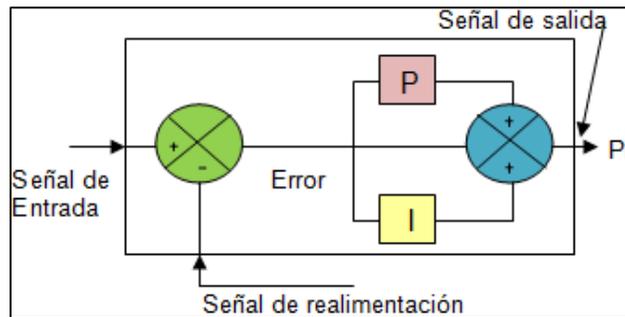
Figura 8. Control de fuerza con válvula de vías.



En las aplicaciones de control de presión normalmente se emplea controladores de tipo proporcional e integral (ver figura 9), donde la parte proporcional supe la respuesta rápida, mientras que la integral elimina el error constante que se genera debido a las filtraciones del fluido en el cilindro, la válvula proporcional, y demás elementos que hacen parte del dispositivo de control de fuerza. Con la retroalimentación del sistema se compensa el error que ocasionan estas fugas.<sup>17</sup>

<sup>17</sup> VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadenas cerradas. Vickers System, Barcelona. E-B-9052-3-0-9.9-FWS-HI.

Figura 9. Controlador proporcional e integral.



## 2.5 SISTEMAS DE CONTROL

“Un sistema de control se define como una interconexión entre componentes que conforman una configuración específica que proporciona una respuesta deseada a dicho sistema”<sup>18</sup>. Su función principal reside en servir de guía a un dispositivo para que su comportamiento obedezca a una condición preestablecida.

Figura 10. Proceso a controlar.



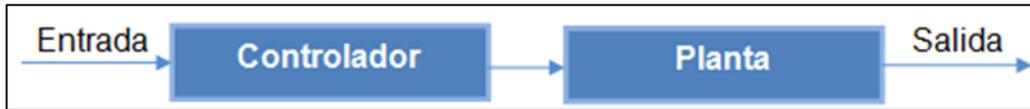
Los sistemas de control utilizan la versatilidad de los controladores para lograr una salida deseada de acuerdo a una excitación en la entrada. El análisis es realizado con las metodologías de control análogo y digital. Se usa la transformación de Laplace en la simplificación de las ecuaciones diferenciales con énfasis en sistemas de orden elevado; mientras que la transformada Z en conjunto con las ecuaciones en diferencia, se emplean en el manejo de los sistemas digitales.

**2.5.1 Sistemas de control en lazo abierto.** La salida del sistema no es medida y tampoco es realimentada para ser cotejada con la entrada; por lo tanto la salida no tiene consecuencia alguna respecto a la operación de control. La precisión obedece a la calibración, por ello se debe conocer la relación entre la entrada y la salida; la aplicación de este tipo de control depende estrictamente de la no

<sup>18</sup> DORF, C Richard. Modern control systems. Twelfth edition. California EE.UU, Prentice Hall, 2011. ISBN-13:978-0-13-602458-3.

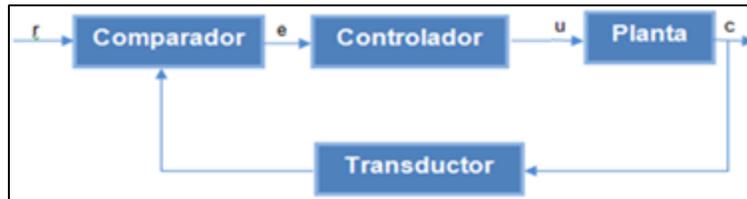
presencia de perturbaciones tanto internas como externas que tengan influencia en el comportamiento del sistema.<sup>19</sup>

Figura 11. Esquema lazo abierto.



**2.5.2 Sistemas de control en lazo cerrado.** El sistema de control realimentado en oposición al del lazo abierto, emplea una función de una relación entre la salida y la entrada de referencia para controlar el proceso (ver figura12). La diferencia que se da entre la salida del sistema bajo control y la referencia de entrada, es amplificada siendo empleada para reducir la diferencia continuamente. De forma general dicha discrepancia entre la salida deseada y la salida real es igual al error, que es ajustado por el controlador; la salida de este varía modulando el proceso con el fin de reducir el error. La retroalimentación del sistema de control es negativa, dado que la salida se resta de la entrada y la diferencia de ambas se emplea como entrada al controlador. La retroalimentación es la base en el análisis y diseño de los sistemas de control.<sup>20</sup>

Figura 12. Esquema lazo cerrado.



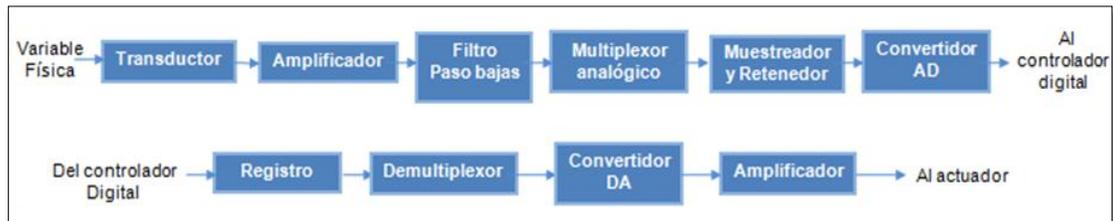
**2.5.3 Sistemas digitales.** Tiene como punto de partida las señales análogas que son continuas tanto en el tiempo como en magnitud; para ser digitales deben pasar por tres procesos denominados muestreo, cuantización y codificación, siendo una señal discreta aquella que se ha muestreado y cuantificado. La electrónica digital ha tenido grandes avances, que han permitido obtener un gran desempeño en los controladores digitales, además de bajos consumos

<sup>19</sup> OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de control moderna. Traducido por Sebastián Dormido. 5 ed. España: Pearson, 2010. ISBN: 978-84-8322-660-5.

<sup>20</sup> DORF, C Richard. Modern control systems. Twelfth edition. California EE.UU, Prentice Hall, 2011. ISBN-13:978-0-13-602458-3.

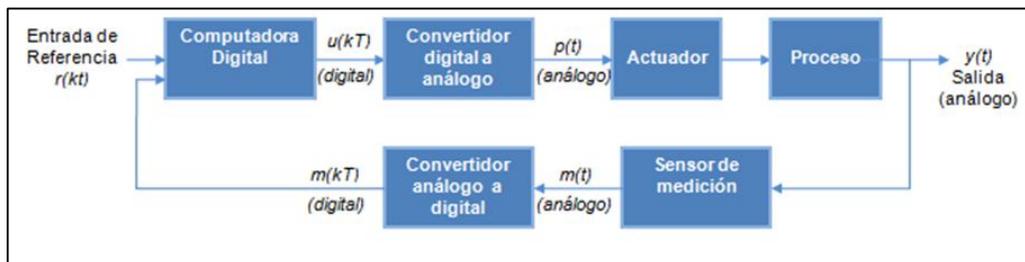
energéticos, un alto desempeño y las ventajas que brinda la electrónica digital con relación a las señales análogas. En el desarrollo del control en tiempo discreto, se utiliza un sistema de obtención de datos, al igual que de un conversor análogo digital que envía las señales al controlador en un sistema de codificación binario para representar los valores de magnitud, posteriormente enviar la señal corregida a la planta mediante el empleo de un conversor digital análogo; debido a que la planta recibe y envía señales continuas en el tiempo (ver figura 13).<sup>21</sup>

Figura 13. Diagrama de bloques adquisición y distribución de datos.



El sistema de control empleado, requiere de convertidores de señal A/D, D/A los cuales deben operar en un mismo periodo de tiempo  $T$  denominado periodo de muestreo. De la figura 14, se observan variables en tiempo discreto  $r(kT)$ ,  $u(kT)$ ,  $m(kT)$  y en tiempo continuo  $p(t)$ ,  $m(t)$ ,  $y(t)$ . Obtener la señal muestreada es posible gracias a un sistema que básicamente es un interruptor (ver figura 15) que se cierra cada  $T$  segundos por un instante de tiempo con un delta de tiempo constante; donde la entrada es  $r(t)$ ,  $r^*(t)$  es la salida, el tiempo actual de muestreo está denotado como  $r(nT)$ .

Figura 14. Diagrama de bloques sistema de control A/D, D/A.



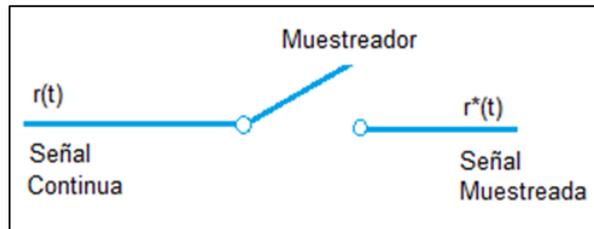
$$r^*(t) = r(nT)\delta(t - nT)$$

<sup>21</sup> OGATA, Katsuhiko. Sistemas de control en tiempo discreto. Traducido por José Guillermo Aranda. 2 ed. México: Prentice Hall, 1996. ISBN: 968-880-539-4.

Donde  $\delta(t - nT)$  es el delta de dirac que representa el pulso para el sistema de muestreo; dado que son una serie de trenes de pulsos, la salida se representa como una sumatoria.

$$r^*(t) = \sum_0^{\infty} r(nT)\delta(t - nT)$$

Figura 15. Muestreador ideal.

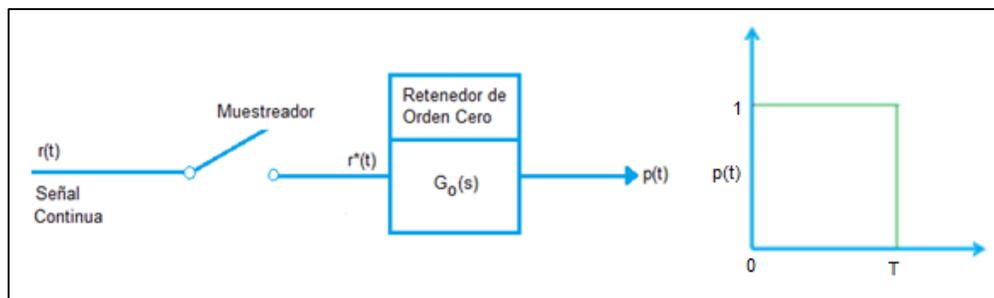


Después de realizar el sistema de control en la computadora, es necesario convertir la señal muestreada  $r^*(t)$  en una señal análoga  $p(t)$ , mediante un convertidor digital análogo. Este se representa por un circuito de retención de orden cero. El retenedor de orden cero toma el valor  $r(kT)$ , manteniéndose constante para  $kT \leq t < (k + 1)T$  para cuando  $k=0$ . La respuesta al impulso en un retenedor de orden cero se ve en la figura 16.<sup>22</sup>

Representación del retenedor de orden cero.

$$G_o = \frac{1}{s} - \frac{1}{s} e^{-sT} = \frac{1 - e^{-sT}}{s}$$

Figura 16. Retenedor de orden cero y respuesta impulso.



<sup>22</sup> DORF, C Richard. Modern control systems. Twelfth edition. California EE.UU, Prentice Hall, 2011. ISBN-13:978-0-13-602458-3.

### 3. CARACTERIZACIÓN DE LA CELDA DE CARGA Y DE LA VÁLVULA PROPORCIONAL DE ALIVIO

En el presente capítulo se describe el procedimiento para caracterizar la celda de carga y la válvula de alivio obteniendo sus curvas características.

#### 3.1 CARACTERIZACIÓN DE LA CELDA DE CARGA

Inicialmente se realizó la conexión de la celda de carga al módulo de amplificación y empleando unos pesos patrones de 1, 2, 5 y 10 kgf, se efectuaron pruebas tanto a tracción como a compresión. Dado que el sistema de control de fuerza opera a compresión, se determinó emplear los datos adquiridos, para registrar la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico.

Figura 17. Celda de carga.



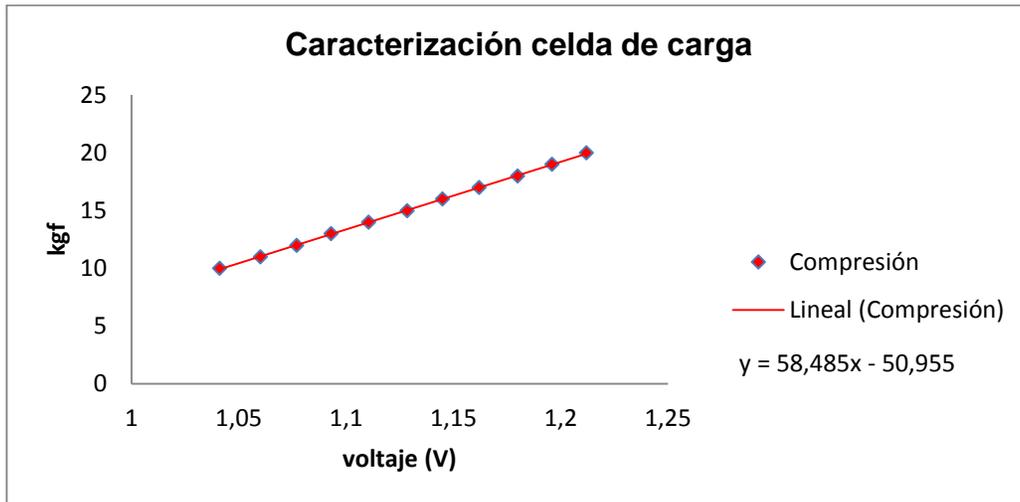
Los patrones fueron puestos de manera individual sobre la celda de carga. La lectura que se registró en el medidor de voltaje se repitió en varias ocasiones, obteniendo el mismo resultado. Inicialmente los patrones se fueron ubicando hasta lograr un registro de voltaje, esto se alcanzó con el patrón de 10kgf; las diferentes combinaciones de los patrones y sus resultados fueron registrados en el cuadro 1.

Cuadro 1. Datos celda de carga.

Compresión				
Vi1 (V)	Vi2 (V)	Vi3 (V)	Vi4 (V)	kgf
0,913	0,913	0,913	0,913	0
1,041	1,041	1,041	1,041	10
1,06	1,06	1,06	1,06	11
1,077	1,077	1,077	1,077	12
1,093	1,093	1,093	1,093	13
1,1105	1,1105	1,1105	1,1105	14
1,1285	1,1285	1,1285	1,1285	15
1,145	1,145	1,145	1,145	16
1,162	1,162	1,162	1,162	17
1,18	1,18	1,18	1,18	18
1,196	1,196	1,196	1,196	19
1,212	1,212	1,212	1,212	20

Los datos consignados se emplearon para establecer la relación entre la fuerza aplicada y el voltaje de la celda de carga, dando como resultado la ecuación de una recta de la forma  $y = ax + b$ .

Figura 18. Caracterización celda de carga.



La ecuación 1 que se genera a partir de la gráfica es la base fundamental para conocer el registro de la fuerza que está siendo aplicada por el actuador hidráulico.

$$k_{gf} = 58.485V - 50.955 \quad (1)$$

### 3.2 CARACTERIZACIÓN VÁLVULA DE ALIVIO PROPORCIONAL

Figura 19. Válvula de alivio proporcional.



La válvula proporcional de alivio utilizada en el presente estudio cuenta con las siguientes características de operación en cuanto a presión y caudal:

Presión máxima de 350 bar (5075 psi)

Caudal máximo de 5 l/min

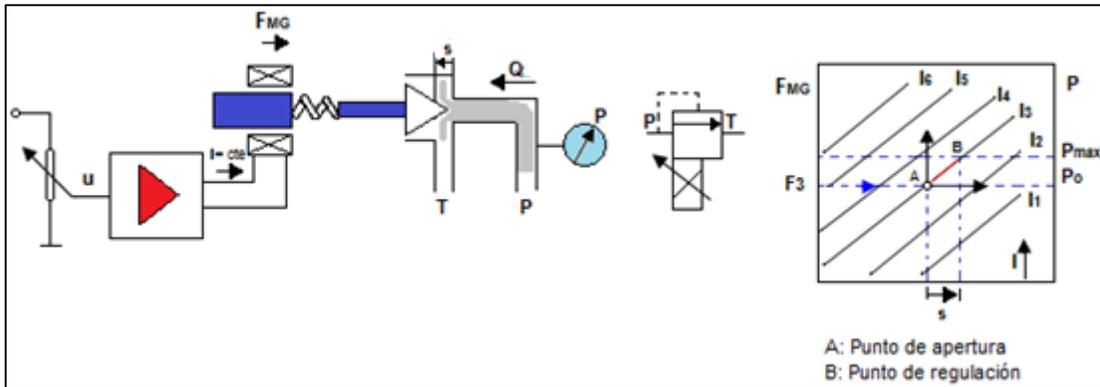
La válvula de alivio proporcional ha sido desarrollada para regular la presión del circuito hidráulico, respondiendo a una señal eléctrica generada. Normalmente es empleada en dos aplicaciones puntuales, control de presión para sistemas de bajo flujo o como válvula de pilotaje en circuitos donde la presión es muy elevada.

El solenoide proporcional para la válvula en estudio es del tipo fuerza regulada, característica que permite ejercer una gran fuerza al inducido, donde dicho componente efectúa cortos recorridos.

El comportamiento de estos solenoides, se puede reflejar desde cuando el solenoide ejerce fuerza desde el punto de apertura hasta el punto de regulación, en donde el caudal  $Q$  pasa del punto  $P$  a  $T$  (ver figura 20), justo en ese momento el cono de apertura opera proporcional al caudal, ejerciendo un movimiento en contra de la fuerza magnética. En el instante en que ocurre la apertura de la válvula, el punto de trabajo es desplazado de posición desde la apertura al punto de regulación, en medio de la curva de corriente. La condición anteriormente descrita, hace que la fuerza aumente, al igual que la presión de un valor inicial a una presión máxima, de la misma forma en que ocurre un mínimo desplazamiento para la circulación del caudal, de acuerdo al valor de consigna suministrado. La pendiente que se genera de la fuerza magnética contra el desplazamiento es equivalente a la corriente.<sup>23</sup>

<sup>23</sup> TECSUP-PFR. Sistemas hidráulicos. Conceptos de hidráulica proporcional.

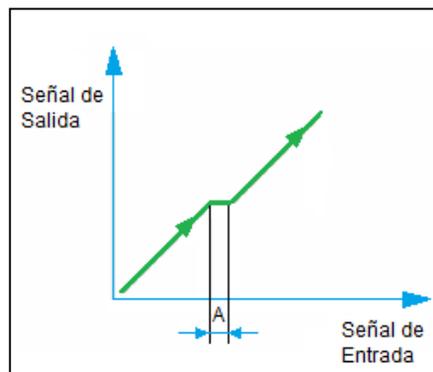
Figura 20. Solenoide proporcional ejerciendo fuerza del punto de apertura al punto de regulación.



En la aplicación de las válvulas proporcionales, existe una correlación entre la entrada, correspondiente a una señal de corriente eléctrica y la señal de salida presión o caudal. La curva característica es lineal, pero a causa de fenómenos de fricción del carrete y a las consecuencias por causa de la magnetización, entre ellos umbral de respuesta e histéresis, presenta algunos cambios en su forma.<sup>24</sup>

**3.2.1 Umbral de respuesta.** El movimiento del carrete, se debe al incremento proporcional de la corriente en la armadura del solenoide. Cuando no hay cambios en la corriente el desplazamiento del carrete se ve interrumpido; antes de obtener un cambio en el movimiento de la armadura, la corriente debe aumentar. El umbral de respuesta es la pequeña variación de corriente requerida para cambiar una condición de presión hacia otra referencia.

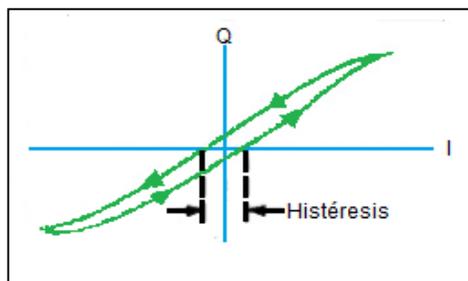
Figura 21. Umbral de respuesta.



<sup>24</sup> FESTO. Manual de hidráulica proporcional H-711.

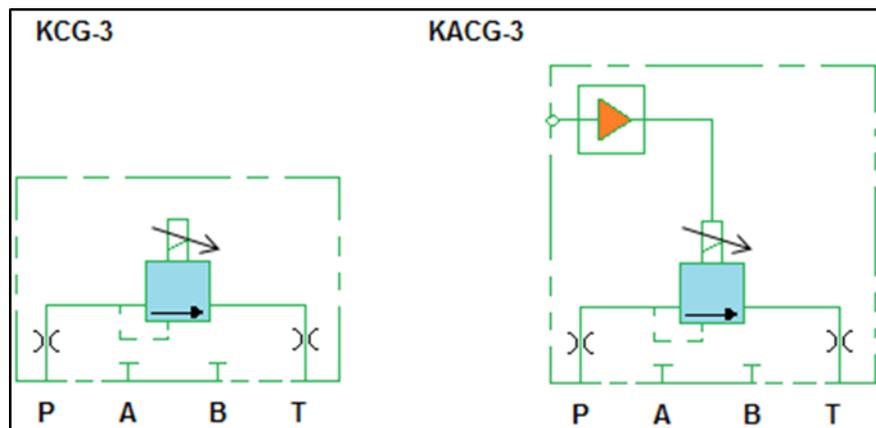
**3.2.2 Histéresis.** El cambio en el desplazamiento del carrete de la válvula visualizado en la presión, difiere de la señal aplicada debido a cambios en la salida en el aumento o disminución de la señal. “La histéresis se define como un porcentaje de la señal de entrada nominal máxima”<sup>25</sup>. Se observa cuando se efectúan valores crecientes continuos y luego valores decrecientes ambos entre el valor mínimo y máximo.

Figura 22. Histéresis válvula de alivio proporcional.



**3.2.3 Prueba válvula de alivio proporcional.** En el desarrollo de la caracterización de la válvula de alivio proporcional, se inició por alimentar la tarjeta EEA-PAM-513-A-32, que corresponde al módulo de amplificación de la válvula KCG-3, ya que esta no posee amplificador interno como lo es el caso de la válvula KACG-3 (ver figura 23).

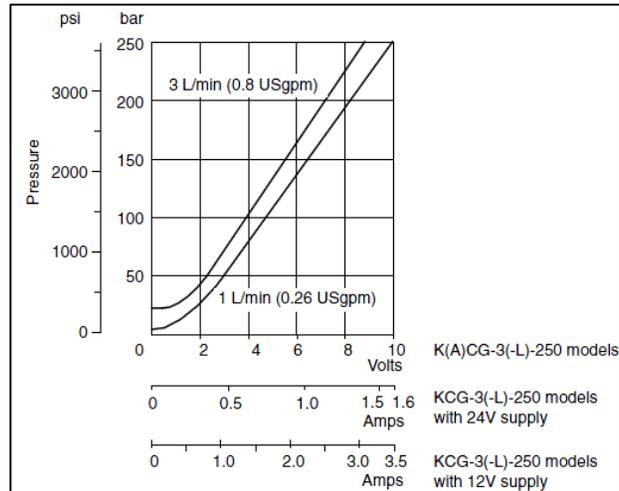
Figura 23. Símbolo válvula proporcional de alivio.



<sup>25</sup> VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadenas cerradas. Vickers System, Barcelona. E-B-9052-3-0-9.9-FWS-HI.

Se verifica la información suministrada por el fabricante y se observa que es de gran importancia la curva de voltaje contra presión.

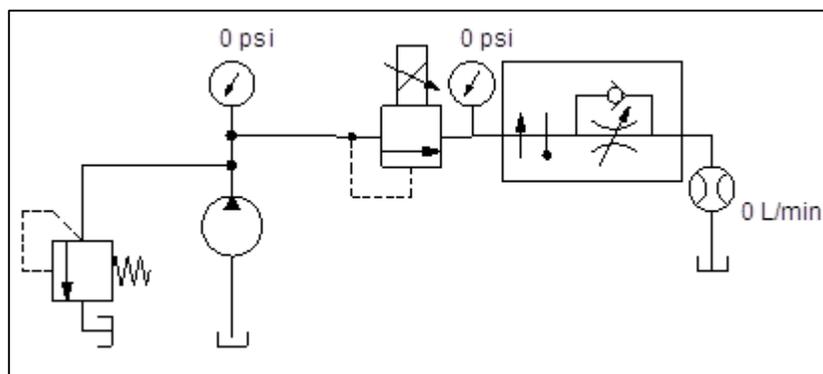
Figura 24. Ganancia de presión.



Fuente: Vickers. Manual proportional pressure relief valves.

Después de energizar la tarjeta y comprobar la habilitación su salida se conecta a la válvula proporcional; el rango de operación es de 0 a 10 V y de 0 a 250 bar. La tarjeta posee un suministro de voltaje, que permite ser empleado para alimentar un potenciómetro cuya salida, es la señal de suministro para la amplificación de la señal que llega a la válvula proporcional de alivio (ver anexo A). Se plantea entonces la conexión hidráulica que se muestra en la figura 25.

Figura 25. Conexión hidráulica caracterización válvula prueba inicial.



La instalación de la válvula reguladora de caudal, compensada por presión y temperatura es con la finalidad de garantizar en primera instancia un caudal de un litro por minuto y posteriormente en una prueba secundaria de dos y tres litros por minuto, empleando el medidor de caudal PPC-04 de la figura 26.

Figura 26. Medidor de caudal.



A la entrada de la válvula de alivio, se ubicó un sensor de presión (SPT-500), dicha señal se llevó al canal A del osciloscopio, mientras que el canal B es empleado para medir la señal de voltaje suministrada a la tarjeta a través del potenciómetro lineal; dato que se lee por el conector b18 (ver anexo A).

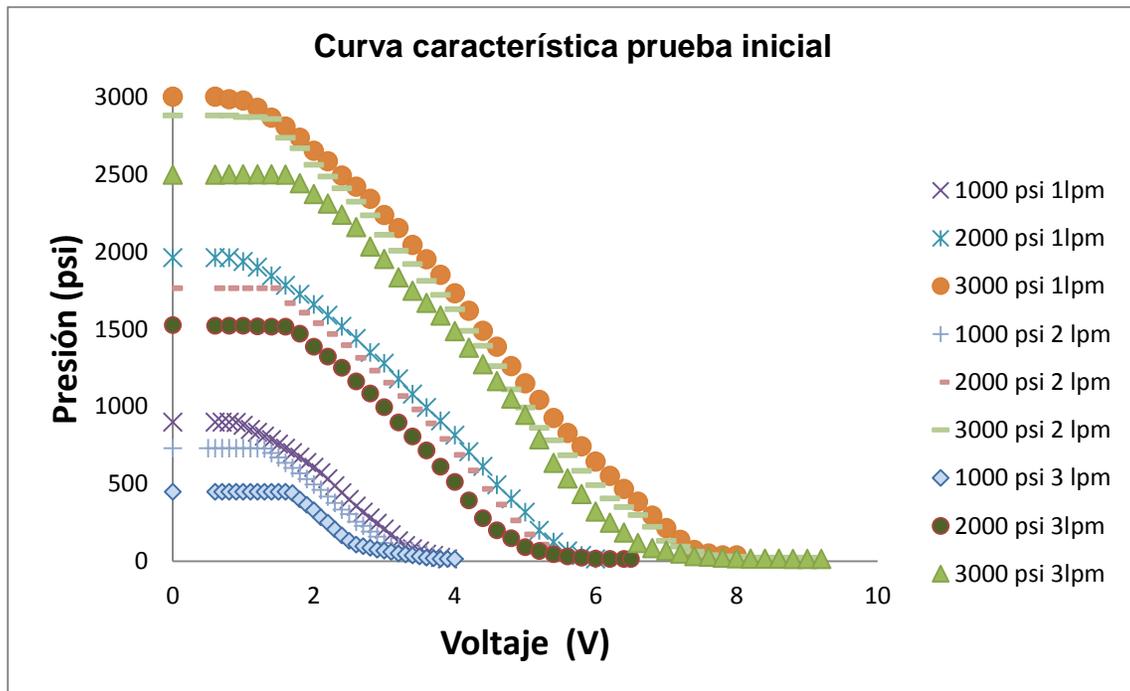
Figura 27. Conexión para registro de presión.



El voltaje suministrado a la tarjeta de amplificación de la válvula, fue incrementado de manera gradual, iniciando desde 0 hasta 10 voltios con intervalos de 0.2 voltios, obteniendo así la mayor cantidad de puntos posibles para visualizar la

gráfica (ver figura 28) que describe el comportamiento de la válvula de alivio proporcional.

Figura 28. Curva característica prueba inicial.

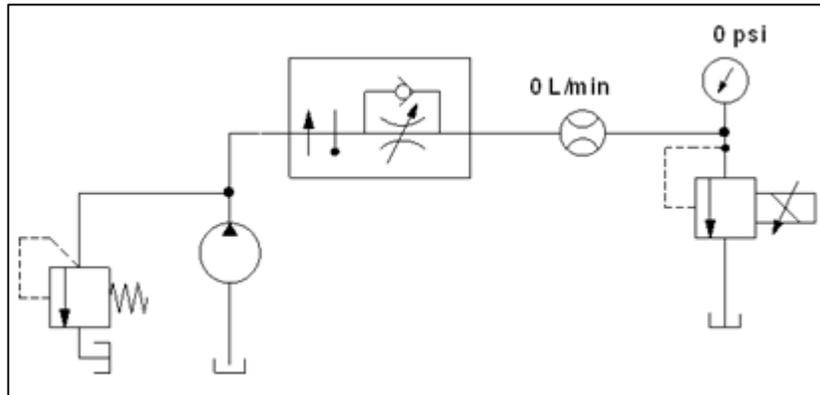


Después de terminar las pruebas, se obtuvo como resultado un mejor comportamiento cuando el sistema era regulado a un litro por minuto debido a que se alcanza un mayor rango de presión. Sin embargo al comparar la curva del fabricante (ver figura 24) con la obtenida, se determinó que no corresponde a la gráfica suministrada; presentando los máximos valores de presión para cuando el valor del diferencial de potencial es cero. Dentro del comportamiento que se obtuvo, la curva característica presenta desplazamientos a la derecha a medida que se aumenta la presión regulada del sistema en la válvula manual de alivio o válvula de seguridad.

Debido a estas inconsistencias fue necesario plantear un nuevo esquema que permitiera alcanzar el comportamiento real de la válvula de alivio proporcional. Es por ello que fue ineludible iniciar una búsqueda respecto al modelado de estas válvulas. Los artículos encontrados no mostraban la configuración del montaje para realizar dicha prueba. Solo el artículo denominado "Modelado de dominios

múltiples y simulación de la válvula solenoide proporcional”, suministraba un gráfico similar al de la figura 29.<sup>26</sup>

Figura 29. Esquema hidráulico caracterización válvula.



A partir del nuevo esquema se procedió a realizar el montaje que se observa en la figura 30.

Figura 30. Montaje caracterización válvula.



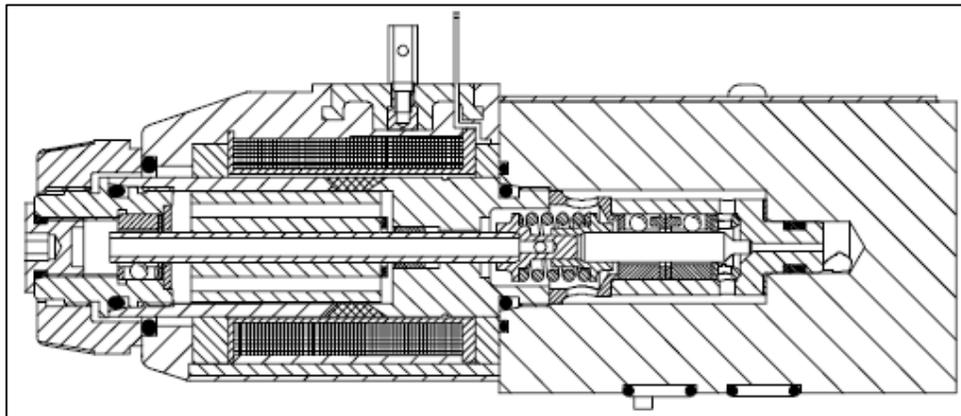
<sup>26</sup> LIU, Yang-fang. DAI, Zheng-kun. Multi-domain modeling and simulation of proportional solenoid valve. School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China. Central South University Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2011.

Se establecieron 4 valores de máxima presión en la válvula de alivio que corresponde a la válvula de seguridad del banco perteneciente al laboratorio de sistemas dinámicos. Para cada valor se realizó el mismo procedimiento, que consistió en limitar el paso de caudal a un litro por minuto, empleando la válvula reguladora de caudal compensada por presión y temperatura, instalada antes de la válvula de alivio proporcional, manteniendo así la presión constante entre la válvula de seguridad y la reguladora de caudal.

La regulación de presión se da después de la válvula reguladora de caudal. Se inicia alimentando la tarjeta amplificadora a 24V, a continuación se empieza a regular el voltaje por medio del potenciómetro desde 0 voltios, se observa una presión mínima en el sistema inferior a 80 psi. Seguidamente se va aumentando el voltaje con un rango de 0.2 voltios; se observa que la presión permanece constante hasta alcanzar 1 voltio, después de sobrepasar dicho valor se continua incrementando el voltaje y se aprecia un aumento constante de la presión hasta alcanzar el valor de máxima presión asignado a la válvula de seguridad.

A medida que se energiza el solenoide de la válvula, se comprime el resorte que a su vez posiciona el carrete en forma de cono. Entre más se energice el solenoide mayor será la compresión del resorte, por lo tanto se necesitará mayor presión en el sistema para vencer el muelle; esta es la forma de regular la presión de la válvula de alivio proporcional. Tal como se muestra en una vista seccionada en la figura 31.

Figura 31. Vista seccionada válvula de alivio proporcional.

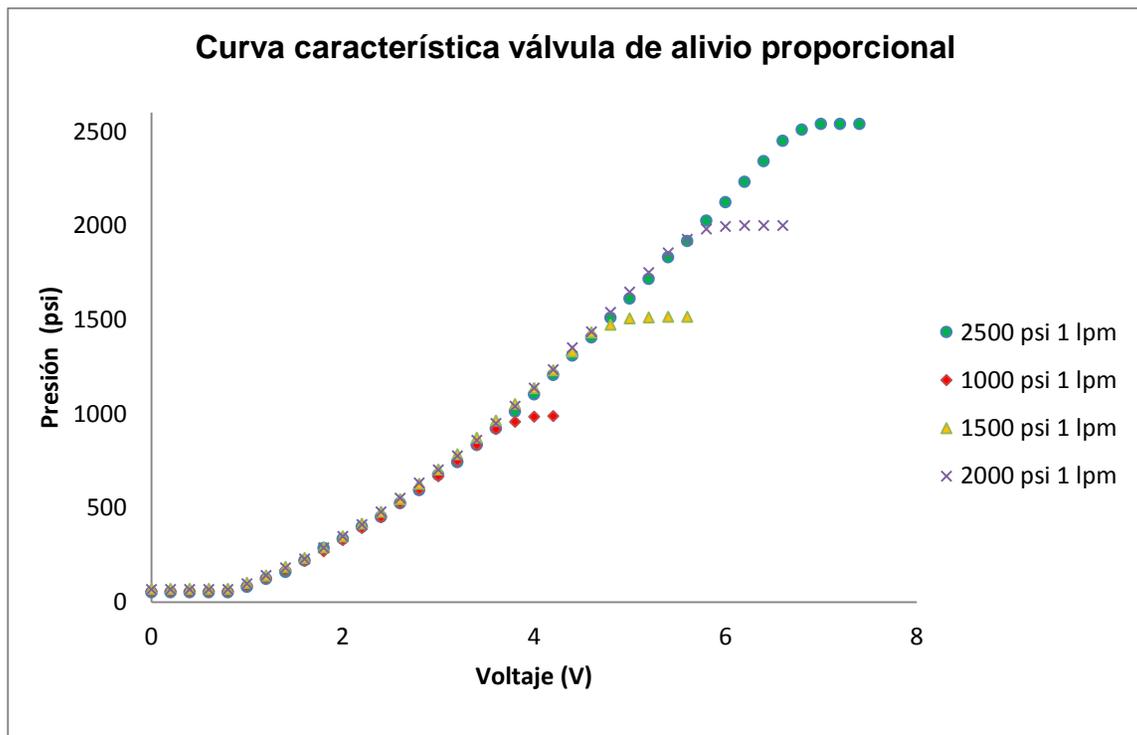


Fuente: Vickers. Manual proportional pressure relief valves.

Independientemente de la presión en la válvula de seguridad el comportamiento de la válvula proporcional de alivio es el mismo. Lo anterior se puede evidenciar

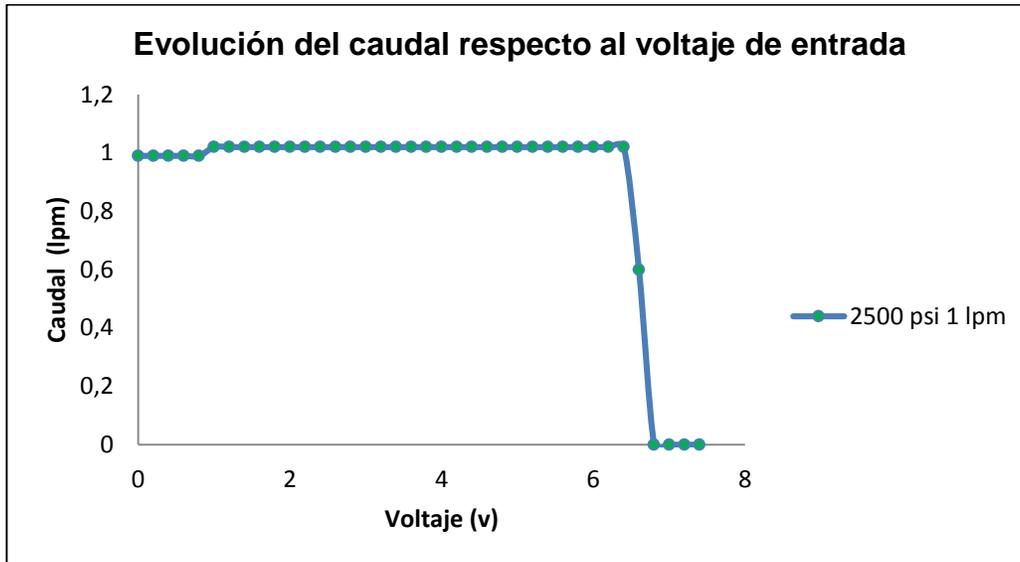
en la figura 32, donde se representa la evolución de la presión a medida que se aumenta el voltaje; la curva característica corresponde de forma similar a la suministrada por el fabricante y es la base fundamental para el desarrollo del control de fuerza ya que de lo contrario no sería posible implementar el sistema debido a que cualquier variación en la válvula de seguridad u otro elemento se vería reflejado en la generación de diversas curvas para cada valor de presión.

Figura 32. Curva característica válvula de alivio proporcional.



En el desarrollo de la caracterización de la válvula proporcional de alivio se detectaron dos zonas que deben ser evitadas ya que presentan inestabilidades donde la presión es constante tanto al inicio como al final de la curva característica. En la primera región  $0 \leq V < 1$  el caudal es constante pero difiere del de la parte central. La segunda región es la zona final, allí el caudal cae rápidamente a cero debido a la apertura de la válvula de alivio del banco, esto ocurre, ya que se ha llegado a la máxima presión a la que se calibró dicha válvula (figura 33).

Figura 33. Evolución del caudal respecto al voltaje de entrada.



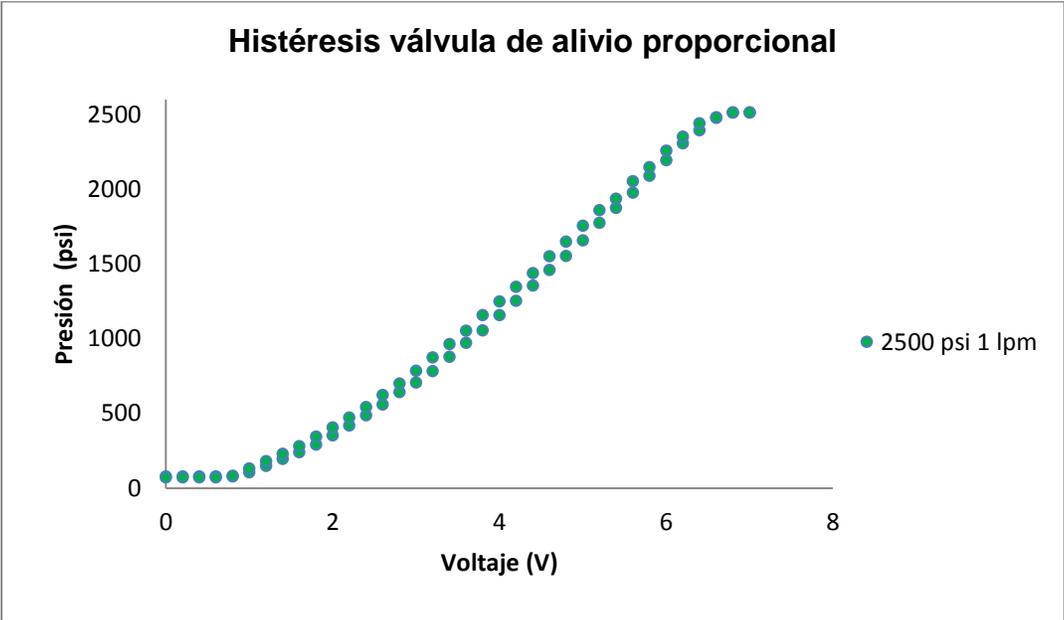
Según la definición de histéresis, la diferencia máxima que se observa en los valores indicados por el índice o la pluma del instrumento (osciloscopio FLUKE para el presente trabajo) para el mismo valor cualquiera del campo de medida cuando la variable recorre toda la escala en los dos sentidos, ascendente y descendente. El alcance de la medida de voltaje es del  $\pm 2.86\%$  es decir que su valor es del  $\pm 2.86\%$  del valor máximo del voltaje alcanzado (7 V). La figura 34 muestra la curva de histéresis para la válvula proporcional de alivio.<sup>27</sup>

$$\text{Histéresis} = \frac{\Delta V * 100\%}{V_{max}} = 2.86\% \quad (2)$$

$$\% \text{ de alcance} = (\pm 2.86\% \text{ de } 7 = \pm 0.2 \text{ V}).$$

<sup>27</sup> CREUS S, Antonio. Instrumentación industrial. 2 ed. España: Marcombo, 1978. ISBN: 84-267-0354-2.

Figura 34. Histéresis válvula de alivio proporcional.



#### 4. CONFIGURACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO Y ADQUISICIÓN DE LAS SEÑALES PRESENTES EN EL SISTEMA

En el presente capítulo se describen los componentes hidráulicos y los elementos necesarios para la adquisición de las señales en el sistema.

##### 4.1 COMPONENTES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

En el desarrollo del sistema de control de fuerza se verificó el comportamiento de la válvula de alivio proporcional (ver capítulo 3) y de acuerdo a la celda de carga que registra una fuerza máxima de 500 kgf fue necesario verificar con los cilindros hidráulicos existentes en laboratorio de sistemas dinámicos, la fuerza que estos pueden ejercer a una misma presión.

Teniendo en cuenta cuatro cilindros de diferente diámetro (Alternativas) se elaboró una matriz de decisión, cuadro 2. Se establece como variable no controlada la fuerza máxima de la celda. La decisión se debe de tomar de acuerdo a este valor, por tanto el resultado a tener en cuenta es la fuerza que se genera a una presión determinada (probabilidades) que al aplicarla sobre el área del pistón, la fuerza resultante no sobrepase los 500 kgf.

Cuadro 2. Matriz de Decisión.

		<b>Fuerza Máxima de la Celda 500 kgf</b>			
<b>Probabilidades Presión (psi)</b>		1000	1400	1500	1600
<b>Alternativas (Actuadores Hidráulicos)</b>		<b>Fuerza Actuador kgf</b>			
<b>Cilindro 1 (in)</b>					
Área	0.785398	356.999	499.799	535.499	571.199
<b>Cilindro 1.5 (in)</b>					
Área	1.76715	803.248	1124.55	1204.88	1285.2
<b>Cilindro 2 (in)</b>					
Área	3.14159	1428.00	1999.19	2141.99	2284.793
<b>Cilindro 3 (in)</b>					
Área	7.06858	3212.99	4498.19	4819.49	5140.785

De los valores arrojados por la matriz, luego de calcular la fuerza que ejercen los cilindros a diferentes presiones (1000 psi, 1400 psi, 1500 psi, 1600 psi) según el criterio optimista mediante el cual se elige el resultado más favorable para el

sistema, se eligió el cilindro con diámetro de pistón de 1 pulgada, ya que con una presión de 1000 psi, se obtuvo una fuerza máxima de 356.999 kgf. No se tuvo en cuenta este mismo cilindro a 1400 psi con una fuerza máxima de 499.799 kgf dado que no es recomendable trabajar sobre los límites y este se encuentra muy cerca de los 500 kgf.

Para observar el comportamiento de los actuadores hidráulicos, fue necesario inspeccionar cada una de sus partes entre ellas el vástago, cilindro, pistón y empaques; siendo necesario el cambio de estos; garantizando con ello la óptima operación de los actuadores hidráulicos antes mencionados.

**4.1.1 Actuador hidráulico.** El cilindro hidráulico empleado para el control de fuerza es de doble efecto, está conformado por un solo vástago al que se le fija un pistón, generando con ello dos áreas de trabajo, permitiendo una mayor fuerza cuando el fluido trabaja en el área de mayor tamaño, contrario a la velocidad que alcanza su máximo valor cuando el aceite actúa sobre el área menor.

El cilindro presenta una construcción por tirantes, empleando el modo de fijación conocido como de pie con dos bridas ubicadas en la base. La fuerza que ejerce este actuador sobre un elemento, depende de la relación entre la presión en la recámara y el área del pistón  $F = P * A$ .

Figura 35. Actuador hidráulico.



**4.1.2 Válvula reguladora de caudal.** La válvula FCG-02-1500-50 fue ajustada a  $1\text{ l/min}$ , manteniendo así las condiciones de operación de la válvula de alivio proporcional, para la curva característica mostrada en la figura 32. La válvula reguladora de caudal es compensada por presión y temperatura, con el propósito de un control volumétrico preciso, independientemente de las condiciones de carga. La regulación de caudal solo es posible en un sentido, para este tipo de válvula en específico, operando en rangos entre 0 y 6.5 galones por minuto (ver figura 36).

Figura 36. Válvula reguladora de caudal FCG-02-1500-50.



**4.1.3 Electroválvula direccional DG4V 3S 8C MU H5 60.** Esta clase de válvula posee 4 vías, 3 posiciones con centro en tándem, por lo tanto las conexiones entre P y T se comunican, pero no así entre A y B. En la posición central las conexiones de trabajo se bloquean, por ello el sistema no puede ser movido manualmente. Esta válvula es muy empleada en circuitos donde solo existe un actuador, ya que cuando ambos solenoides están sin operar el fluido suministrado por la bomba es descargado directamente al tanque a una baja presión. La anterior característica evita que en la posición central se alivie el sistema a presión de la válvula de seguridad, impidiendo la elevación de la temperatura del aceite. Esta válvula se puede observar en la figura 37.

Figura 37. Electroválvula direccional.



**4.1.4 Válvula de seguridad CT 06 C 50.** La válvula es utilizada para limitar la máxima presión en el circuito hidráulico. En el instante en que la presión del sistema empieza a incrementarse a un valor cercano al del ajuste de presión de la válvula de seguridad, una cantidad controlada de fluido hidráulico pasa a través de uno de los puertos de la válvula hacia el tanque, limitando la presión al valor que ha sido calibrado previamente.

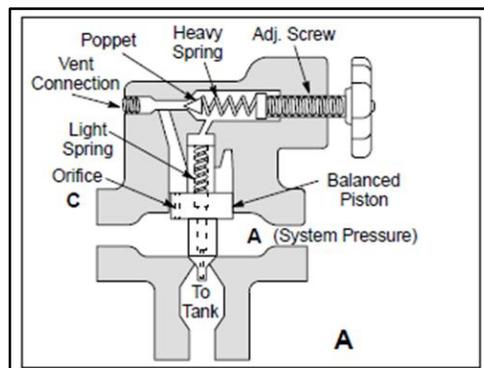
Figura 38. Válvula de seguridad.



La calibración de la presión de la válvula es determinada por la posición del tornillo de ajuste que varía la presión de acuerdo a la compresión del resorte de mayor tamaño. El pistón se mantiene en su posición equilibrado contra su asiento por la acción del resorte de menor tamaño.

La presión del sistema está presente en la recamara A y se conecta a la recamara B a través del orificio C (ver figura 39). El paso del fluido que ha sido estrangulado, ocurre cuando la presión del sistema excede el ajuste del resorte, lo que obliga al vástago a desplazarse hacia afuera.<sup>28</sup>

Figura 39. Válvula de seguridad.



Fuente: VICKERS. Overhaul manual relief valves.

<sup>28</sup> VICKERS. Overhaul manual relief valves. Balanced piston relief valves.

**4.1.5 Bomba PVQ 10 A2R.** Esta bomba es de pistones, de caudal variable entre 0 y 5 GPM, operando a 1800 rpm. La máxima presión que puede soportar es de 3000 psi, pero por recomendación del fabricante su operación a 5 GPM no debe exceder los 1800 psi, limitados en la válvula de seguridad.<sup>29</sup>

Figura 40. Bomba.



**4.1.6 Fluido.** El elemento fundamental, que permite la transmisión de la presión en un rango de temperatura definido es el fluido hidráulico, para el caso se emplea un aceite mineral con una viscosidad cinemática de 37 centistokes y una densidad  $875 \text{ kg/m}^3$ ; con buenas propiedades como la estabilidad térmica, resistencia a la oxidación en presencia de aire, agua y cobre, además posee baja fricción. El fluido hidráulico debe poseer un bajo nivel de compresibilidad, es decir la resistencia que posee el fluido de cambiar su volumen al estar sometido a variaciones de presión. El aceite empleado en el circuito hidráulico es Tellus 37 con un módulo de compresibilidad  $\beta = 1799.8125 \text{ MPa}$ .<sup>30</sup>

## 4.2 COMPONENTES PARA LA ADQUISICIÓN DE SEÑALES

El sistema cuenta con dos señales de entrada que brindan la información correspondiente a la presión en la recámara del cilindro y la fuerza que este ejerce, además de la señal de salida que permite controlar la válvula de alivio proporcional. A continuación se describen los elementos que generan las señales o las reciben para su posterior análisis.

---

<sup>29</sup> VICKERS. Q series piston pumps variable displacement, quiet series for industrial applications.

<sup>30</sup> MEJÍA CALDERÓN, Luz Adriana. Sistema para medir la compresibilidad isotérmica de aceites MINERALES. Revista Scientia et Technica Año XII, No 32, diciembre de 2005. UTP. ISSN 0122-1701.

**4.2.1 Celda de carga.** El objetivo principal de la celda de carga es convertir la fuerza que se le aplica en una señal de voltaje; en particular la celda que se ha empleado, permite tener registros a tracción y compresión, con una fuerza máxima de 500 kgf. Este dispositivo internamente lleva adherido galgas extensiométricas, que permiten registrar las deformaciones del metal al variar su resistencia. En general las galgas se conectan en un arreglo de puente de Wheatstone, de forma tal que son excitadas por medio de dos terminales, empleando las dos conexiones restantes para registrar la señal proporcional a la fuerza aplicada.

Dado que la señal que entrega la celda es de un valor muy pequeño, es necesario aumentar el diferencial de potencial, empleando un amplificador que a la vez se utiliza para alimentar la celda de carga. La señal de salida del amplificador es el estándar de 4 a 20 mA; se hace necesario escalar la salida de corriente y convertirla a voltaje, mediante la conexión de una resistencia de 250  $\Omega$ .

**4.2.2 Transmisor de presión.** El transductor de presión es de tipo piezorresistivo STAUFF SPT-5000-N04-420-MD, compensado por temperatura, la máxima presión que registra es de 5000 psi y la salida es de 4 a 20 mA; por lo que se hace necesario convertir la señal a voltaje y posteriormente a una medida de presión, mediante la ecuación (3).

$$P = 1250 * (V - 1) [psi] \quad (3)$$

Figura 41. Transductor de presión.



**4.2.3 Tarjeta de adquisición de datos.** La tarjeta NI-USB6008 es la interface que permite la conexión de la señales análogas, digitalizarlas y enviarlas al computador. Posee 8 entradas designadas (AI) y 2 salidas análogas (AO), 12 canales de entrada (PI) o salida (PO) digitales, más un contador de 32 bits.

La configuración de entradas análogas está compuesta por un multiplexor, un amplificador de ganancias programables y un convertidor análogo digital, así como de un dispositivo que permite efectuar conversiones A/D simples y múltiples, el

valor máximo de la frecuencia de muestreo es de 10kS/s. En tanto las salidas análogas requieren de un convertidor digital a análogo cuyo valor puede variar de 0 a 5V.<sup>31</sup>

La comunicación de la tarjeta con el computador en especial con el software de LabVIEW, se realiza mediante un módulo denominado NI-DAQmx.

Figura 42. Tarjeta NI-USB6008.



**4.2.4 Amplificador de salida.** Este amplificador es empleado debido a que la salida de la tarjeta de adquisición de datos maneja una corriente muy baja y por ello es necesario emplearlo como medida de protección de la tarjeta NI-USB6008, que se muestra en la figura 43.

Figura 43. Amplificador de salida.



<sup>31</sup> National Instruments. User guide and specifications NI USB-6008/6009.

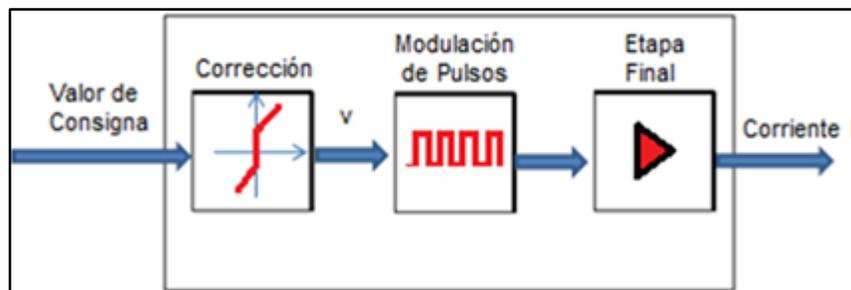
**4.2.5 Amplificador de poder para el control de la válvula proporcional.** La señal que controla la válvula proporcional de alivio es generada por medio de un circuito, que para el caso de la válvula KCG3, el amplificador va por fuera de la válvula. El cambio en la presión depende de dos funciones, como lo es el valor de consigna a la entrada de la tarjeta entre 0 y 10 V, para posteriormente pasar la señal de voltaje inyectada a una etapa de amplificación (ver figura 44).

Figura 44. Esquema de flujo de la señal.



El amplificador cumple la función de corrección, compensa las zonas muertas de la válvula hidráulica, modula el ancho de pulsos para transformar la señal y finalmente brinda la capacidad eléctrica necesaria para el funcionamiento del solenoide proporcional (ver figura 45).

Figura 45. Funciones del amplificador.

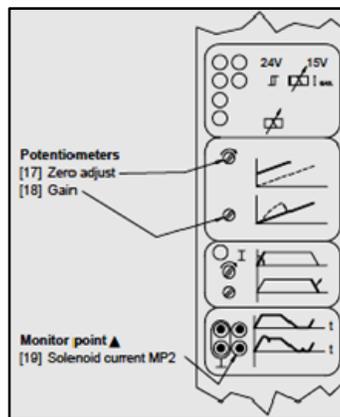


El solenoide proporcional opera por modulación de ancho de pulsos, se pueden generar hasta 10 mil pulsos por segundo, a medida que aumenta la tensión eléctrica más ancho es el pulso, al igual que ocurre con la corriente promedio. La corriente fluctúa en un valor medio, dado que no puede cambiar tan rápido como la tensión; lo anterior se debe a la alta inductancia que se presenta en la bobina.<sup>32</sup>

<sup>32</sup> FESTO. Manual de hidráulica proporcional H-711.

La tarjeta EEA-PAM-513-A-32 (ver anexo A) es la encargada de acondicionar la señal de consigna para el control de la válvula KCG3, además de permitir la compensación de la zona muerta mediante el desplazamiento del punto cero de operación. En el montaje del sistema, los cambios repentinos de las señales de control producen aceleraciones bruscas y vibraciones, las cuales pueden ser suavizadas cuando las variables de corrección se modifican en forma de rampa al igual que es posible aumentar la ganancia de la válvula (ver figura 46).

Figura 46. Ajuste de ganancias EEA-PAM-513-A-32.



Fuente: Vickers. Manual power amplifier.

### 4.3 ESTRUCTURA DEL MONTAJE DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS

En el desarrollo del proyecto fue necesario la construcción de una estructura que permitiera realizar el montaje de los cilindros con que cuenta el laboratorio de sistemas dinámicos (cilindros hidráulicos 1, 1.5, 2 y 3 pulgadas de diámetro respectivamente). Los actuadores hidráulicos, se acoplan a la estructura por medio de una placa que cuenta con las adecuaciones para llevar a cabo dicha tarea. La parte lateral de la estructura permite reemplazar accesorios como válvulas racores u otros elementos, además se instaló una malla que da la posibilidad de ubicar las herramientas usadas para el ajuste de pernos u otras labores. En la parte inferior se situó una bandeja que contiene los derrames que se ocasionan en la manipulación de los componentes hidráulicos.

Al ubicar los cilindros en la estructura se pueden efectuar pruebas de posición velocidad o fuerza que es la finalidad del trabajo de grado.

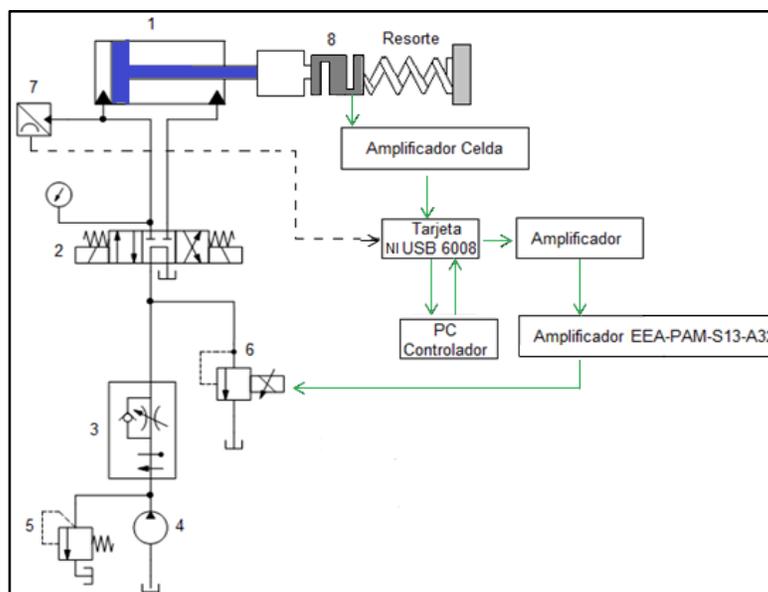
Figura 47. Estructura montaje actuador hidráulico.



#### 4.4 IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO Y ADQUISICIÓN DE DATOS DEL SISTEMA

Los elementos de la parte hidráulica así como los de la adquisición y valor de consigna del sistema fueron detallados con anterioridad. A continuación se efectúa la descripción del circuito hidráulico así como la adquisición de datos.

Figura 48. Circuito esquemático control de fuerza.



1. Actuador hidráulico, 2. Válvula 4/3 con centro en tándem, 3. Válvula reguladora de caudal compensada por presión y temperatura, 4. Bomba, 5. Válvula de seguridad, 6. Válvula de alivio proporcional, 7. Transductor de presión, 8. Celda de carga.

**4.4.1 Descripción del circuito hidráulico.** Como primer paso se encendió la bomba del banco de entrenamiento hidráulico FTP-2, a continuación se reguló la máxima presión que se puede alcanzar en el circuito con el empleo de la válvula de seguridad, para el caso alrededor de 1000 psi. Con la incorporación de la válvula reguladora de caudal y el medidor de caudal, se estableció 1 litro por minuto, parámetro elegido en la caracterización de la válvula de alivio proporcional.

Con posterioridad fueron incluidos los otros componentes, continuando con la válvula 4/3 y energizando el solenoide del lado izquierdo, se obtuvo el desplazamiento del actuador hidráulico, hasta comprimir mínimamente el resorte, a partir de esa posición se aumenta la presión en el circuito al accionar la válvula de alivio proporcional. Tal incremento en la presión se ve reflejado en una mayor compresión de la celda de carga con respecto al resorte.

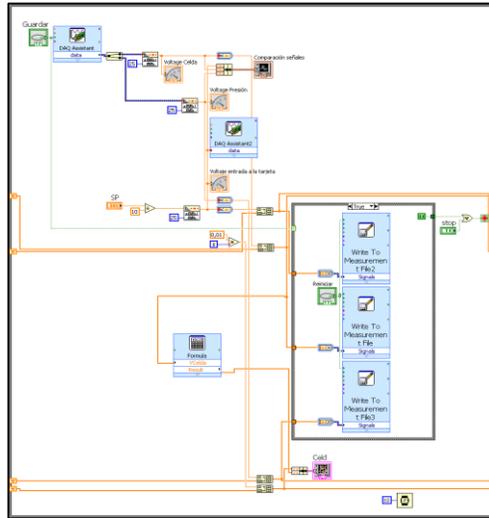
**4.4.2 Descripción de la adquisición de datos.** Se establecieron valores crecientes de voltaje desde el programa LabVIEW y con la ayuda de la interfaz de la tarjeta de adquisición de datos, se transformó la señal digital en una señal análoga que fue suministrada a la tarjeta de amplificación de la válvula en estudio, para transmutar estos valores en cambios de la presión del sistema.

El aumento de fuerza registrada en la celda de carga, depende del incremento de la presión, multiplicada por el área del pistón. Tanto la medida de fuerza como la de presión, debieron ser adecuadas al pasar de ser una señal de corriente a una de voltaje.

Ahora las señales son digitalizadas con el empleo nuevamente de la tarjeta de adquisición de datos, para ello fue necesario configurar el modo de entrada de la tarjeta y el tiempo de muestreo.

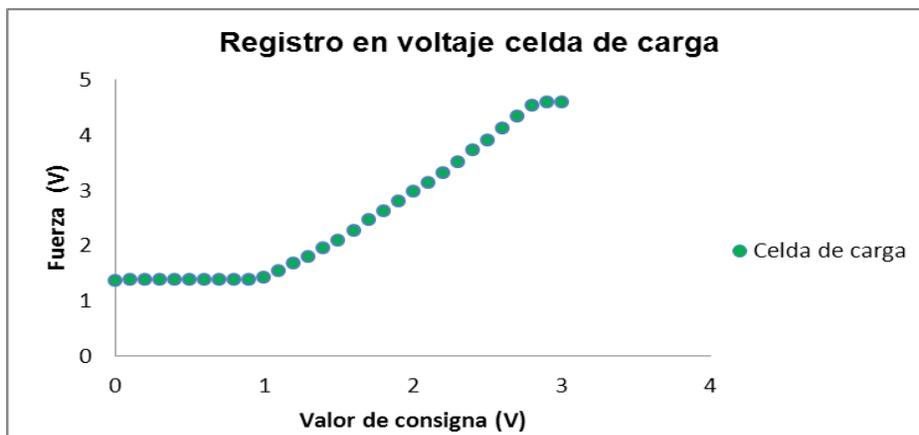
La figura 49 esquematiza los datos que son adquiridos empleando la tarjeta 6008, de acuerdo a la excitación de la válvula proporcional de alivio. Dichos datos son tomados con una tasa de muestreo 10 ms y son guardados mediante el empleo de una función que permiten ser leídos con posterioridad en formato xls.

Figura 49. Adquisición de datos.



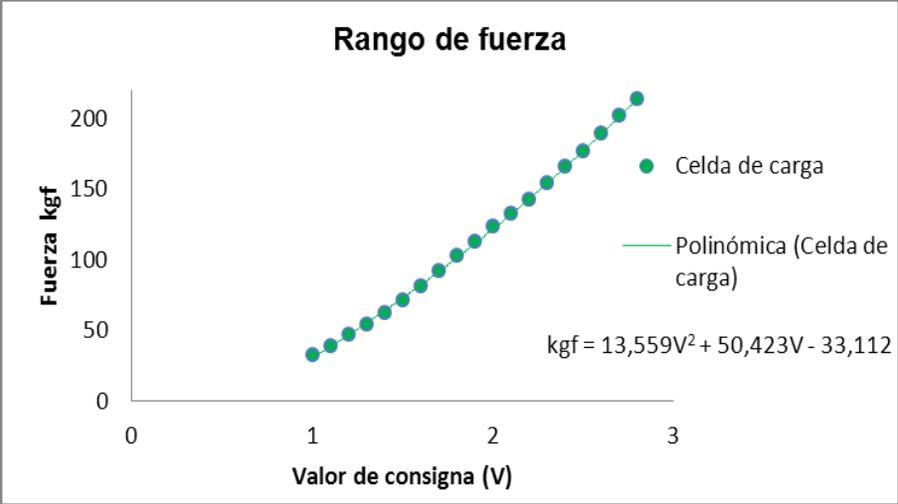
Los datos capturados pertenecen al voltaje de salida de la tarjeta amplificadora de la válvula proporcional, la fuerza registrada por la celda de carga, y la presión detectada en la entrada de la recámara del cilindro de doble efecto. En el análisis de estos valores se pudo constatar que la lectura en el amplificador de la celda de carga llegaba a un máximo de 4.6 V, cuando el valor de consigna suministrado a la tarjeta amplificadora marcaba 3 V. Es por ello que fue necesario escoger una zona segura de trabajo que estuviera después de la zona muerta de la válvula de alivio proporcional e inferior al máximo valor que el conjunto celda de carga, amplificador podía suministrar. En la figura 50 se observa el comportamiento del sistema a medida que se incrementa el voltaje de consigna, se registra el voltaje de la celda de carga.

Figura 50. Registro en voltaje celda de carga.



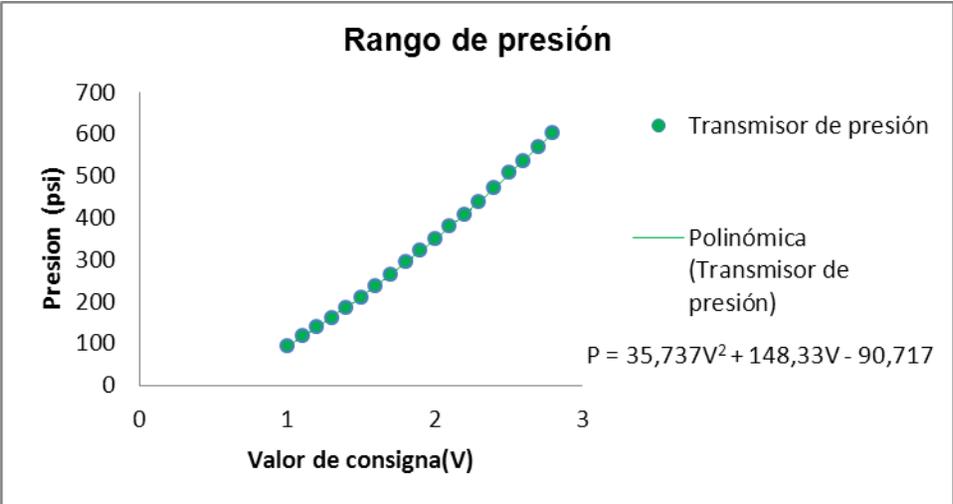
La zona de trabajo escogida ha sido con un valor de consigna comprendido entre 1 y 2.8 voltios que corresponde a una fuerza entre 30.87 kgf y 214.375 kgf, la figura 51 representa la curva de trabajo para el sistema de control de fuerza.

Figura 51. Rango de fuerza.



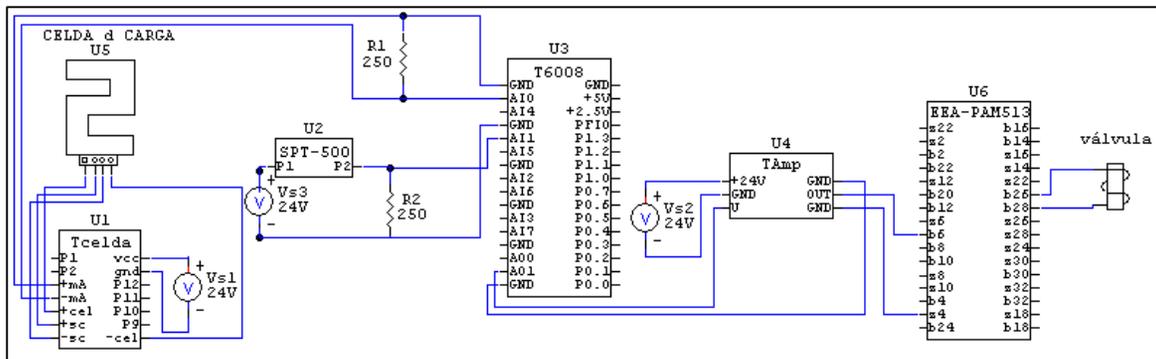
De la misma forma se realizó la medición de la presión obteniendo la curva de evolución del parámetro, comprendido en la misma región del valor de consigna que se ha designado (figura 52).

Figura 52. Rango de presión.



En la figura 53 se muestran las conexiones necesarias entre la celda de carga y la tarjeta amplificadora, el medidor de presión, la tarjeta de adquisición de datos, el amplificador de salida, la válvula proporcional de alivio y su correspondiente amplificador.

Figura 53. Conexiones eléctricas entre componentes.



#### 4.5 VERIFICACIÓN DE LA PRESIÓN EN EL SISTEMA

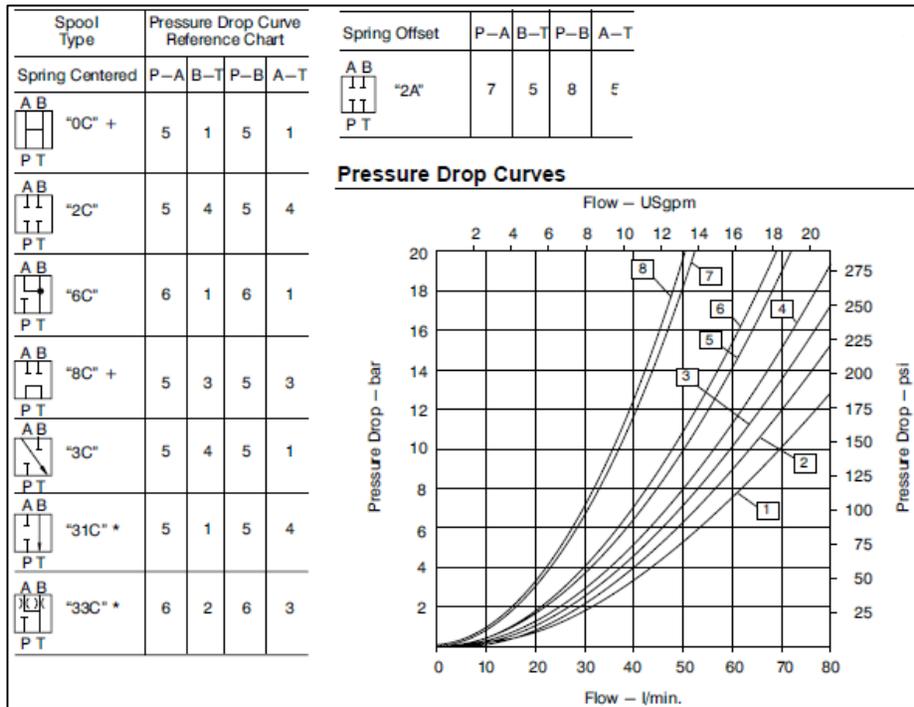
Para la verificación de la transmisión de potencia en circuitos hidráulicos, es necesario tener presente el principio de Pascal “La presión en un punto de un fluido en reposo es igual en todas las direcciones”<sup>33</sup>, el principio enunciado por Pascal establece que la presión que se ejerce sobre un fluido en reposo, es transmitida por este a todos los puntos sin disminución alguna.

Pero es de acotar que en las instalaciones hidráulicas se presentan pérdidas por fricción a medida que el fluido avanza por los conductos y mangueras, pérdidas por las restricciones en el recorrido del fluido así como por válvulas y accesorios.

Las pérdidas aumentan rápidamente a medida que el caudal que recorre las tuberías se incrementa. La anterior analogía puede evidenciarse en la figura 54, donde se presenta la curva número 5 correspondiente a la válvula **4/3 DG4V 3S 8C MU H5 60**, con centro en tándem y centrada por resortes; dado que el caudal de operación de la aplicación es de 1 l/min la pérdida de presión en la válvula es mínima.

<sup>33</sup> AZEVEDO, J M. Manual de hidráulica. Brasil: Edgard, 1973. ISBN 968-6199 76-4.

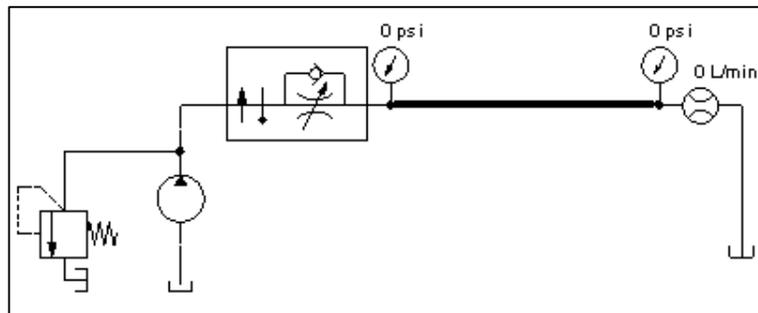
Figura 54. Pérdida de presión válvula 4/3.



Fuente: Vickers. Directional Control Valves

Para observar las pérdidas en tuberías flexibles, se empleó una manguera Dayco-R2AT-3/8"-3500 psi, con diámetro interno 3/8" y una longitud de 0.575 m, se realizó el montaje de la figura 55.

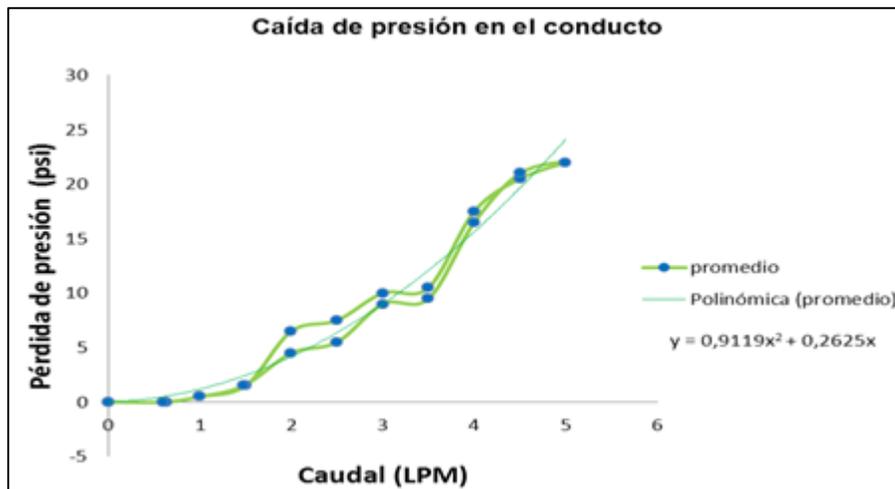
Figura 55. Circuito caída de presión en la manguera.



La prueba consistió en aumentar el caudal mediante la válvula reguladora de caudal compensada por presión y temperatura, registrando la presión en la

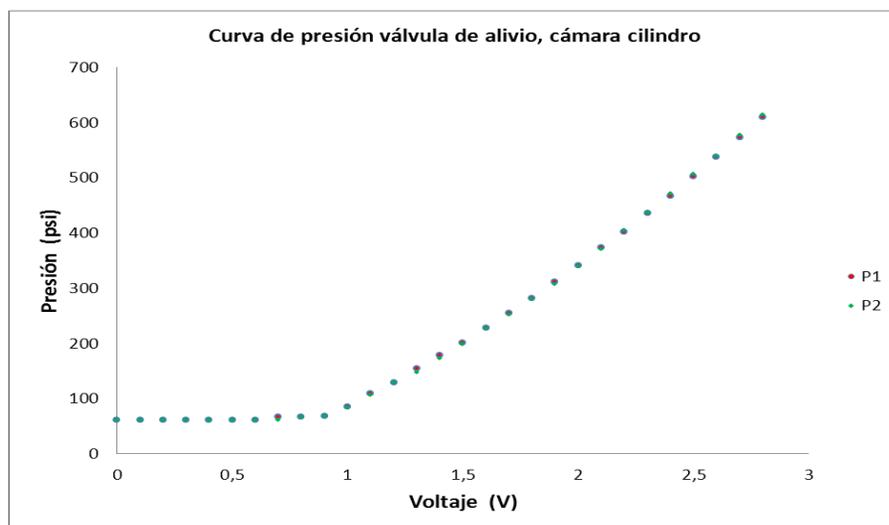
entrada y salida de la manguera, determinado así la pérdida de presión, (ver figura 56).

Figura 56. Caída de presión en el conducto.



En la figura 57 se observa el comportamiento de la presión que se ha medido en dos puntos, el primero de ellos corresponde a la zona de la válvula de alivio proporcional y el segundo a la recámara del cilindro. No hay grandes diferencias en la medida de la presión, debido a que las pérdidas son muy pequeñas cuando se trabaja con un caudal tan bajo.

Figura 57. Curva de presión válvula de alivio, cámara cilindro.



En los circuitos hidráulicos, se presentan pérdidas de presión de dos tipos: pérdidas de presión primarias en la tubería, debido al contacto del fluido con el conducto y pérdidas secundarias presentes en puntos de transición, en elementos como codos, válvulas y accesorios. Para el análisis de pérdidas de presión, se parte de la ecuación general de Bernoulli (4).

$$\frac{p_1}{\rho * g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - H_p = \frac{p_2}{\rho * g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (4)$$

Donde  $H_p$  hace referencia a las pérdidas primarias y secundarias. Las pérdidas primarias en el sistema oleohidráulico en la tubería flexible, entre dos puntos, se define en la ecuación (5).

$$H_{pp1-2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho * g} \quad (5)$$

Además existe una relación entre el diámetro de la tubería, su longitud, el cuadrado de la velocidad del fluido y el coeficiente de carga de pérdida primaria, relaciones presentes en la ecuación de Darcy-Weisbach (6).

$$H_{pp} = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (6)$$

Combinando las ecuaciones (5) y (6) se tiene:

$$\Delta p = \lambda * \frac{L}{d_i} * \rho * \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (7)$$

El coeficiente de pérdida de carga  $\lambda$ , está en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa  $\left(\frac{\epsilon}{d}\right)$  en la tubería.

$$R_e = \frac{\bar{v} * d_i}{\nu} \quad (8)$$

A continuación se efectúa el cálculo de pérdidas primarias en la tubería, en dos sectores, el primero entre la válvula reguladora de caudal y la válvula proporcional de alivio. Entre estos puntos el caudal es de  $1 \text{ l/min}$ , el diámetro de la tubería es de  $3/8 \text{ in}$  y la viscosidad cinemática del fluido es  $37 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  con una densidad de  $875 \text{ kg/m}^3$ .

$$\bar{v} = 0.2339 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$R_e = 60.2134$$

Dado que el número de Reynolds es menor a 2000, fuera de la zona crítica del diagrama de Moody, el coeficiente de pérdida de carga se definió mediante la ecuación (9) de Poiseuille, flujo laminar.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (9)$$

$$\lambda = 1.0629$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (7), se obtuvo la pérdida primaria de carga para el sector descrito anteriormente.

$$\frac{\Delta_p}{L} = 0.02671 \frac{bar}{m} = 0.3874 \frac{psi}{m}$$

En la realización de la caracterización de la válvula de alivio proporcional, la evolución de la presión fue basada en el punto de medición ubicado directamente en su entrada. Es por ello que la pérdida de presión de interés es el sector comprendido entre la entrada de la válvula y el cilindro hidráulico. En dicha área se tienen pérdidas primarias y secundarias, (válvula 4/3 y accesorios).

El máximo recorrido del pistón para los rangos de fuerza establecidos es de 10.4 mm, en un tiempo de 4 s. Con estos datos y el área del pistón, se calculó el caudal, para el segundo sector.

$$Q_1 = \bar{v}_1 * A_p = 0.079 \text{ l/min}$$

Para corroborar el valor del caudal hallado, se instalaron dos caudalímetros, el primero a la entrada y el segundo a la salida de la válvula proporcional de alivio. La diferencia entre ambas mediciones fue de 0.1 l/min, registrando este dato como el valor de  $Q_1$ .

De forma similar a lo efectuado en el primer sector, se halla la pérdida de carga primaria, para el segundo sector.

$$\frac{\Delta_p}{L} = 0.03874 \frac{psi}{m}$$

De la figura 53 se obtienen las pérdidas entre los puertos, para la válvula de cuatro vías y tres posiciones a 8 GPM.

- Pérdidas al avance

$$P \rightarrow A \text{ 55 psi}$$

$$B \rightarrow T \text{ 40 psi}$$

- Pérdidas al retroceso

$P \rightarrow B$  55 *psi*

$A \rightarrow T$  40 *psi*

Con los datos de las pérdidas a 8 GPM, se calculan para el caudal de 0.1 *l/min* al avance ecuación (10).

$$\Delta_{pA} = \Delta_R * \frac{Q^2}{Q_R^2} \quad (10)$$

$$\Delta_{pA} = 6 * 10^{-4} \text{psi}$$

Las pérdidas de presión en el segundo sector, en mayor medida están representadas por dos conductos flexibles de 1.6 m cada uno y la válvula 4/3.

$$\Delta_t = 6 * 10^{-4} \text{psi} + 0.03874 \frac{\text{psi}}{\text{m}} * 3.2 \text{m} = 0.1246 \text{psi}$$

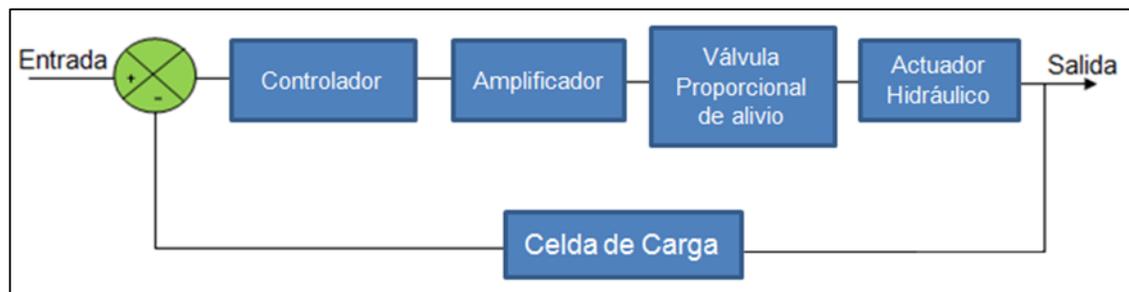
El valor obtenido de pérdidas totales entre la válvula de alivio proporcional y el cilindro de doble efecto, ratifica el comportamiento de las curvas de la figuras 54 y 56, referente a la pérdida de presión para un valor tan bajo de caudal. El anterior resultado posibilita realizar el control de presión de la cámara del cilindro, desde la ubicación de la válvula de alivio proporcional.

## 5. IMPLEMENTACIÓN DEL CONTROL DE FUERZA

A continuación se hará una descripción del sistema de control y su funcionamiento.

El sistema de control de fuerza mediante válvula proporcional de alivio, consiste en generar desde la computadora una señal de fuerza, que es convertida en un diferencial de potencial para posteriormente ser amplificado y efectuar el accionamiento de la válvula. El aumento o disminución del voltaje se refleja en cambios de la presión del fluido que se emplea, proporcionalmente al valor de consigna que se ha solicitado. La presión en el circuito actúa directamente sobre el área del pistón del actuador hidráulico, generando así la fuerza hidráulica. El control del sistema se realiza mediante la realimentación de la señal de fuerza que se ha medido con la ayuda de la celda de carga; dicha señal se compara con la entrada, la diferencia entre ambas medidas determina el error, que se compensa mediante el controlador que se ha destinado para tal fin.

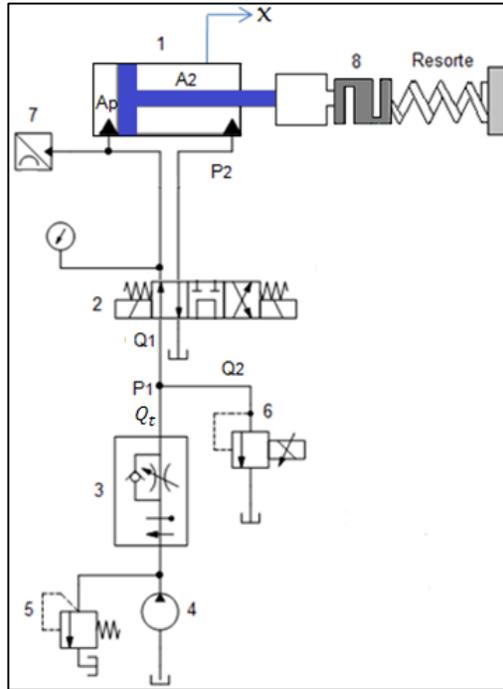
Figura 58. Esquema de control.



### 5.1 ECUACIONES DEL SISTEMA

El modelo que describe el sistema se basa en el circuito esquemático de la figura 59.

Figura 59. Esquema visualización variables principales.



**5.1.1 Ecuación del cilindro.** La dinámica del actuador está constituida por el equilibrio de fuerzas, aplicado en la segunda ley de Newton ecuación (11).

$$m\ddot{x} = A_p P_1 - C\dot{x} - F - A_2 P_2 - F_{fr} \quad (11)$$

Donde  $x$  es el desplazamiento,  $\dot{x}$  velocidad,  $\ddot{x}$  aceleración del actuador,  $P_1$  y  $P_2$  son las presiones en las recámaras del cilindro,  $A_p$  es el área del pistón, mientras que  $A_2$  es el área resultante de restarle al área del pistón la del vástago,  $C$  representa el coeficiente de amortiguamiento viscoso,  $m$  es la masa del conjunto vástago, pistón, acople, celda de carga.

$F_{fr}$  es la fuerza de fricción, que se desprecia, debido a que la fuerza hidráulica es muy grande.  $F$  representa la fuerza de la carga, se modela como la compresión del resorte multiplicado por el coeficiente de rigidez. Dado que la presión  $P_2$  es la presión del tanque y se encuentra a presión atmosférica, esta se puede despreciar.<sup>34, 35</sup>

<sup>34</sup> XIAO , Lingfei. Cascaded sliding mode force control for a single rod electrohydraulic actuator, Neurocomputing. Elsevier. 2015.

<sup>35</sup> Nakkarat ,Prunt. Observer based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, Control Engineering Practice. Elsevier. 2009.

Reescribiendo la ecuación (11)

$$A_p P_1 = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (12)$$

$$F = kx$$

$$x = F/k \quad (13)$$

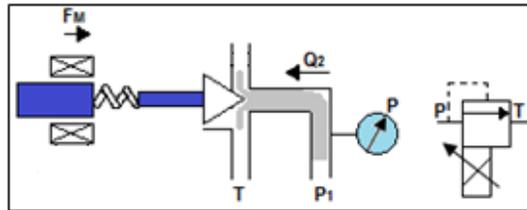
Transformando la ecuación (12) en términos de la ecuación (13)

$$\frac{m}{k}\ddot{F} = A_p P_1 - \frac{c}{k}\dot{F} - F$$

$$\ddot{F} = \frac{k}{m}A_p P_1 - \frac{c}{m}\dot{F} - \frac{k}{m}F \quad (14)$$

**5.1.2 Ecuación de la válvula de alivio proporcional.** Para el modelo de la válvula, las ecuaciones son muy similares a las del actuador.

Figura 60. Esquema visualización variables válvula de alivio.



$$m_v \ddot{z} = -A_v P_1 - C_v \dot{z} + F_M - k_v z$$

$$F_M - A_v P_1 = m_v \ddot{z} + C_v \dot{z} + k_v z \quad (15)$$

Donde  $z$  es el desplazamiento,  $\dot{z}$  velocidad,  $\ddot{z}$  *aceleración* del carrete de la válvula,  $A_v$  es el área de asiento normal a la presión,  $C_v$  representa el coeficiente de amortiguamiento viscoso para la válvula,  $m_v$  es la masa de los cuerpos móviles en el interior,  $k_v$  coeficiente de rigidez del resorte,  $F_M$  es la fuerza electromagnética generada en el solenoide.

El caudal que va hacia el cilindro  $Q_1$  es la diferencia entre el caudal de entrada  $Q_t$  y el que retorna al tanque por la válvula de alivio proporcional  $Q_2$  como se muestra en la figura 59.

$$Q_1 = Q_t - Q_2 \quad (16)$$

Para obtener la ecuación que describe el caudal  $Q_1$  es necesario tener presente la ecuación de continuidad de flujo, la cual involucra el cambio de volumen con respecto al tiempo y a la presión; característica que presentan los fluidos al ser presurizados, dicha alteración se representa con el módulo de compresibilidad  $\beta$  (módulo de Bulk).  $Q_a$  simboliza el caudal al avance, donde se efectúa el control mediante la válvula proporcional.<sup>36</sup>

$$Q_a = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (17)$$

A la ecuación se le efectúan los cambios respectivos de la expresión  $\frac{dV}{dt}$  a  $A_p \dot{x}$  y se suma el caudal de fugas, que depende de la presión y el coeficiente de fugas ( $C_f = P_1 K_L$ ) ecuación (18).

$$Q_1 = A_p \dot{x} + \frac{V}{\beta} \dot{P}_1 + C_f \quad (18)$$

Reemplazando la ecuación (13) en (18)

$$Q_1 = \frac{A_p}{k} \dot{F} + \frac{V}{\beta} \dot{P}_1 + C_f \quad (19)$$

$$Q_2 = G_f z + C_p P_1 \quad (20)$$

La ecuación (20) representa el caudal que va al tanque a través de la válvula proporcional de alivio, en términos de la ganancia de flujo  $G_f$ , el desplazamiento del carrito  $z$ , el coeficiente de presión de flujo  $C_p$  y la presión del sistema  $P_1$ .<sup>37, 38</sup>

La fuerza electromagnética  $F_M$ , depende de la ganancia de flujo de corriente  $G_{fi}$  y la corriente que circula por el solenoide (ver ecuación 21).

$$F_M = G_{fi} i \quad (21)$$

El diferencial de potencial en la válvula de alivio proporcional, está representado por la inductancia  $L$ , la corriente y la resistencia (ver ecuación 22).

<sup>36</sup> WATTON, J. Fluid Power System. EE.UU, Prentice Hall, 1989. ISBN-0-13-323213-1.

<sup>37</sup> ERHARD, M. WEBER, J. Geometrical Design and Operability Verification of a Proportional Pressure Relief Valve. The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden.

<sup>38</sup> KULENOVIĆ, Darko. Influence of the hydraulic relief valve poppet geometry on valve performance. 14th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2010, Mediterranean Cruise, 11-18 September 2010.

$$U = L \frac{di}{dt} + iR \quad (22)$$

A las ecuaciones anteriormente descritas, se efectúan los despejes necesarios y se reescriben en términos de la transformada de Laplace.

$$I(s) = \frac{U(s)}{sL+R}$$

$$F_M(s) = G_{fi}I(s)$$

$$Z(s) = \frac{F_M(s) - A_v P_1(s)}{m_v s^2 + c_v s + k_v}$$

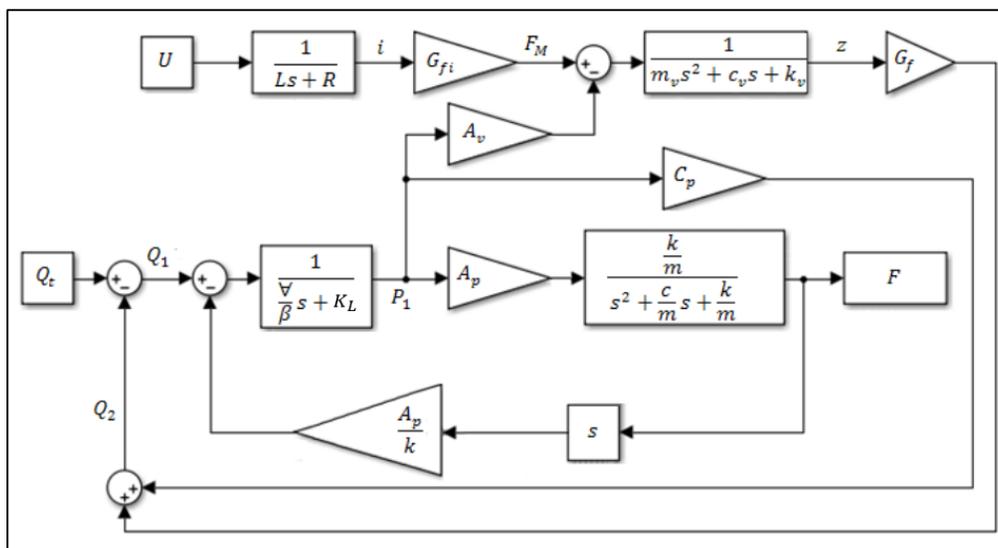
$$Q_2(s) = G_f Z(s) + C_p P_1(s)$$

$$P_1(s) = \frac{Q_1(s) - \frac{A_p}{\beta} s F(s)}{\frac{v}{\beta} s + K_L}$$

$$F(s) = \frac{\frac{k}{m} A_p P_1(s)}{s^2 + \frac{c}{m} s + \frac{k}{m}}$$

A continuación se representan las ecuaciones en forma de diagrama de bloques, interrelacionándolas, donde se observa que la entrada es el diferencial de potencial y la salida corresponde a la fuerza que genera el actuador hidráulico.

Figura 61. Diagrama de bloques de estado.



Después de desarrollar las ecuaciones que describen los componentes del sistema de control, se observó la complejidad de obtener los valores de las constantes, en especial los de la válvula de alivio proporcional, debido a los movimientos tan cortos en el actuador, en ocasiones imperceptibles y considerando que el caudal total es de 1 l/min e igual al valor mínimo que puede registrar el caudalímetro.

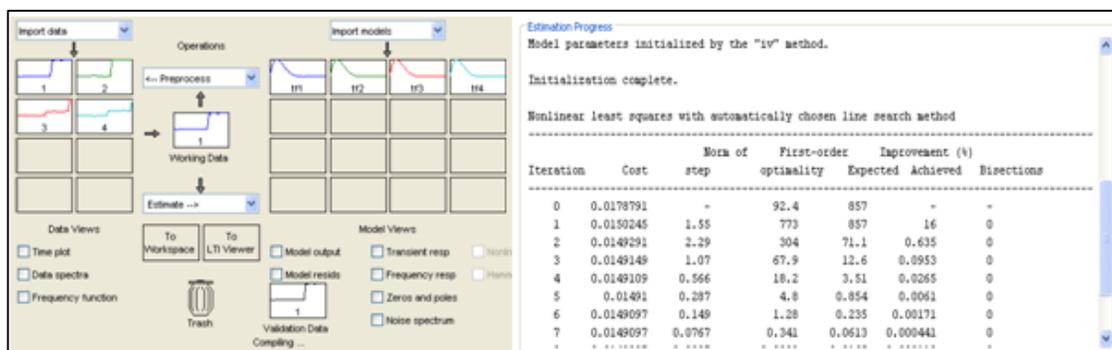
De igual forma las ecuaciones descritas al estar compuestas por un buen número de variables, conlleva a que el sistema genere errores en la obtención de la fuerza, ya que la presión se obtiene mediante la interacción de los valores antes mencionados. Debido a los argumentos anteriormente expuestos y a la fortaleza de contar con el comportamiento de la presión, respecto al valor de consigna (voltaje), en la caracterización de la válvula de alivio proporcional, se determinó efectuar la identificación de la planta, que representa el sistema.

## 5.2 IDENTIFICACIÓN DE LA PLANTA

La planta está compuesta por la válvula proporcional de alivio, cilindro hidráulico, celda de carga, resorte y amplificador. En dicha prueba, se le aplicó al sistema una señal de 2.8 V con un tiempo de duración de 5 segundos. La señal fue comandada desde LabVIEW, así como la adquisición de datos, mediante la tarjeta NI USB 6008. Los datos se almacenaron en un archivo .xls y posteriormente fueron exportados a Matlab, para proceder con la identificación del sistema, analizando los datos con el sistema de identificación de Matlab. La estructura generada fue un modelo general de segundo orden.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_0s^2 + b_1s + b_2}{a_0s^2 + a_1s + a_2} \quad (23)$$

Figura 62. Panel herramienta identificación Matlab.



La estimación del modelo se efectuó mediante función de modelos de transferencia en tiempo continuo, se evaluaron los cuatro métodos disponibles: variable instrumental (iv), estado de enfoque filtros estables (svf), función momento de enfoque generalizado de Poisson (gpmf) y estimación de espacio de estado subespacial (n4sid). Al combinar los cuatro métodos, el software identifica el de menos error, siendo el caso el método iv.

**5.2.1 Modelo de estimación con variable instrumental empleado en la identificación del sistema.** En cuanto a la identificación de sistemas, el método de variable instrumental es uno de los más adecuados, contando con la característica de tener relacionados el estado observable con las perturbaciones tanto externas como internas, referente a la realización del control sobre una planta determinada. El sistema es sometido a unas condiciones determinadas, donde se toma lectura de los valores de estudio que pueden ser obtenidos por medio de un dispositivo.<sup>39</sup>

La fortaleza en la identificación de un sistema radica en obtener la mayor cantidad de características que lo componen, así predecir, regular, anticipar o controlar el comportamiento del sistema de carga en condiciones de operación variable.

El método permite la descripción de una característica del sistema, por medio del empleo de los datos recolectados de los estados observables. Opera en forma de filtro, puede ser fraccionado en dos áreas que comprenden el análisis y la descripción del comportamiento de los parámetros del sistema, que se conocen como la estimación. La otra área en mención describe el comportamiento de la identificación (estados del sistema). El método presenta la ventaja en su utilización, ya que se pueden sustituir los retardos de la variable que no se puede controlar (exógena) por un instrumento y así sortear el problema en la correlación de las perturbaciones.

Entre las condiciones que pueden ser cotejadas con la utilización de la técnica de variable instrumental, se tiene que la variable no se encuentra en el modelo empleado, está demasiado correlacionada respecto a la variable de estudio o no hay relación con la perturbación.

Cuando existe una correlación de los términos de error generados en una regresión, respecto a las variables manipulables (variables explicativas), se dice que la estimación del método empleado es consistente. Los modelos lineales deben cumplir con los siguientes requerimientos para la variable instrumental:

---

<sup>39</sup> MEDEL, José. Comparación de la Dinámica en Tiempo Real de los Métodos Mínimos Cuadrados y Variable Instrumental para Estimación de Parámetros. Centro de investigaciones y computación IPN.

- Debe existir una correlación entre el instrumento y las variables explicativas, con condicionamiento al resto de variables.
- No debe existir correlación entre el instrumento y el término de error en la ecuación explicativa, los inconvenientes que puede llegar a presentar la variable que se desea predecir, no deben afectar al instrumento seleccionado.

El proceso de estimación se fundamenta en monitorear los estados del sistema y así lograr el modelo a emplear como filtro, en obtener la información necesaria y efectuar la descripción de los parámetros del sistema.

En la estimación de los sistemas ocurren alteraciones en la composición de los estados provenientes de diversos factores, como fallas en la lectura de los datos generadas en el receptor (elementos de adquisición de datos), además de errores que ocurren en el emisor. A lo anterior se le suma la influencia que tiene el medio ambiente donde se efectúa la identificación del sistema.<sup>40</sup>

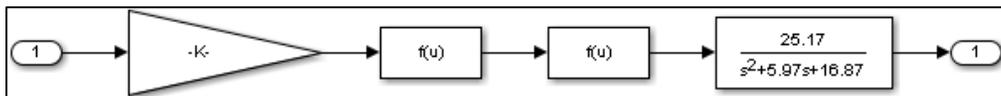
### 5.3 MODELOS DE CONTROL.

Se plantea analizar la planta empleando variables de estado, PID, diagrama de bode, para la parte continua, y para la parte discreta variables de estado y oscilaciones muertas.

La planta identificada del sistema se relaciona en la ecuación (24).

$$G_p(s) = \frac{25.17}{s^2 + 5.97s + 16.87} \quad (24)$$

Figura 63. Bloques de ganancias.

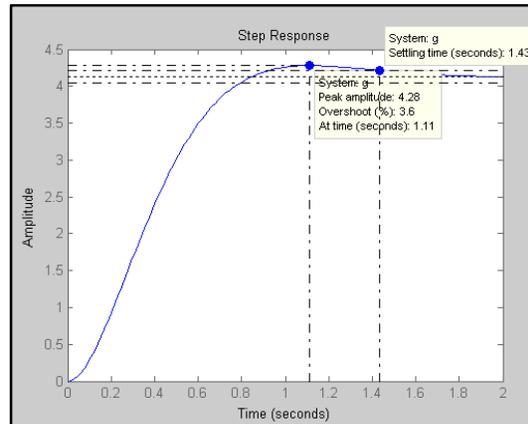


A la planta identificada se le adicionan las ganancias que se derivan de la representación entre las variables empleadas.

<sup>40</sup> MEDEL, José. Análisis de dos métodos de estimación para sistemas lineales estacionarios e invariantes en el tiempo con perturbaciones correlacionales con el estado observable una entrada una salida. Centro de investigaciones y computación. 2002, Vol 5 No 3. CIC-IPN. ISSN 0122-5546.

$$G_p(s) = \frac{69.69}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

Figura 64. Respuesta del modelo a una entrada escalón.



En la figura 64 se observa la respuesta de la planta en lazo abierto a una entrada escalón, el tiempo de establecimiento es de 1.43 s, un sobreimpulso de 3.6%, el coeficiente de amortiguamiento menor a uno  $\xi = 0.7267$ , dando como resultado un sistema subamortiguado y una frecuencia natural  $\omega_n = 4.1073 \text{ rad/s}$ . Además de tener dos polos dominantes conjugados complejos  $s_1 = -2.9850 + 2.8213j$  y  $s_2 = -2.9850 - 2.8213j$ , ubicados en el semiplano izquierdo, indicando con ello que la planta es controlable.

**5.3.1 Realimentación de los estados en tiempo continuo.** Se parte de la planta con el objetivo de plantear las variables de estado del sistema.

$$G_p(s) = \frac{69.69}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

$$\frac{Y(s)}{u(s)} = G(s)$$

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = Cx + Du$$

$$\frac{Y(s)}{69.69u(s)} = \frac{1}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = -5.97x_2 - 16.87x_1 + 69.69u$$

$$y = x_1$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 & 1 \\ -16.87 & -5.97 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 69.69 \end{Bmatrix} u$$

$$y = \{1 \quad 0\} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}$$

$$A = \begin{Bmatrix} 0 & 1 \\ -16.87 & -5.97 \end{Bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} 0 \\ 69.69 \end{Bmatrix}$$

$$C = \{1 \quad 0\}$$

A continuación se determina si el sistema es controlable y observable, mediante el valor del determinante de la matriz resultante M y V.

Donde [M] (matriz de controlabilidad) está dada por:

$$[M] = [\vec{b} \ : \ [A]\vec{b}]$$

$$[M] = \left[ \begin{Bmatrix} 0 & 1 \\ 69.69 & -16.87 \end{Bmatrix} \ : \ \begin{Bmatrix} 0 \\ 69.69 \end{Bmatrix} \right]$$

$$[M] = \begin{bmatrix} 0 & 69.69 \\ 69.69 & -416.0493 \end{bmatrix}$$

$$\det[M] = -4856.6961$$

Se plantea la matriz de observabilidad del sistema.

$$[V] = \begin{bmatrix} [C] \\ [C] \ [A] \end{bmatrix}$$

$$[V] = \begin{bmatrix} [1 \ 0] & [1 \ 0] \\ [1 \ 0] & [-16.87 \ -5.97] \end{bmatrix}$$

$$[V] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\det[V] = 1$$

$\det[M] \neq 0, \det[V] \neq 0$ , por lo tanto se concluye que el sistema es controlable y observable.

Se desea una respuesta del sistema con un sobrepaso alrededor del 1 % y un tiempo de establecimiento de 4 s.

Ecuación característica deseada de acuerdo a las condiciones de diseño que han sido planteadas.

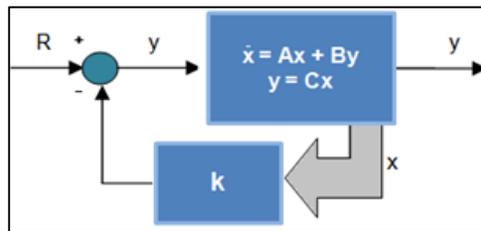
$$s^2 + 2s + 1.4654 = 0$$

Polos deseados

$$p_{d1} = -1 + 0.6822j$$

$$p_{d2} = -1 - 0.6822j$$

Figura 65. Representación de las variables de estado.



El polinomio característico para el sistema en lazo cerrado es el determinante  $|sI - A + BK|$ . Dado que las matrices de A y B\*K son 2x2 el sistema debe contar con dos polos.

Empleando la técnica de realimentación de estado, se reubican los polos en las siguientes posiciones.

$$\mu_{1,2} = -1 \pm 0.6822j$$

$$|sI - [A]| = \left| s \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -16.87 & -5.971 \end{bmatrix} \right|$$

$$|sI - [A]| = \begin{vmatrix} s & -1 \\ 16.87 & s + 5.97 \end{vmatrix} = s^2 + 5.97s + 168.87$$

$$\vec{b}[K] = \begin{Bmatrix} 0 \\ 69.69 \end{Bmatrix} \{K_1 \quad K_2\}$$

$$\bar{F}(s) = \left| \begin{pmatrix} s & -1 \\ 16.87 & s + 5.97 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 69.69K_1 & 69.69K_2 \end{pmatrix} \right|$$

$$\bar{F}(s) = \begin{vmatrix} s & -1 \\ 69.69K_1 + 16.87 & 69.69K_2 + s + 5.97 \end{vmatrix}$$

$$\bar{F}(s) = s^2 + (5.97 + 69.69K_2)s + (16.87 + 69.69K_1)$$

$$(s + 1 - 0.6822j)(s + 1 + 0.6822j) = s^2 + 2s + 1.4654$$

Comparando las dos ecuaciones se obtienen los valores de K.

$$s^2 + 2s + 1.4654 = s^2 + (5.97 + 69.69K_2)s + (16.87 + 69.69K_1)$$

$$16.87 + 69.69K_1 = 1.4654 \therefore K_1 = -0.2210$$

$$5.97 + 69.69K_2 = 2 \therefore K_2 = -0.057$$

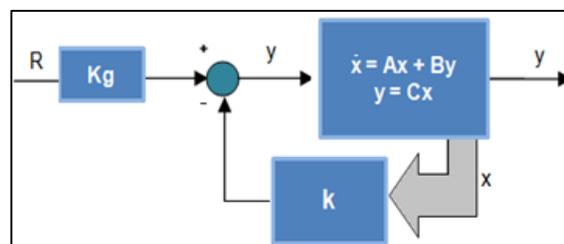
$$u = -Kx = -[-0.2210 \quad -0.057] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$$

Para cumplir con los lineamientos de diseño es necesario calcular los valores de estado estacionario de los estados que deberían ser, posteriormente multiplicarlos por la ganancia K que se ha elegido, cuyo resultado es la referencia para calcular la entrada. Lo anterior se sintetiza agregando una ganancia constante después de la referencia, denominada Kg (ver anexo B).<sup>41</sup>

$$Kg = 0.0210$$

Incorporando la matriz k y la ganancia kg al sistema

Figura 66. Representación de las variable de estado, con la ganancia ajustable en tiempo continuo.



<sup>41</sup> MATLAB. Function rscale: Finding the Scale Factor to Eliminate Steady-State Error. Disponible en URL:[http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?aux=Extras\\_rscales](http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?aux=Extras_rscales).

$$A = \begin{Bmatrix} 0 & 1 \\ -16.87 & -5.97 \end{Bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} 0 \\ 69.69 \end{Bmatrix}$$

$$C = \{1 \quad 0\}$$

$$D = 0$$

$$A - B * K = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -16.87 & -5.97 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 69.69 \end{bmatrix} [-0.2210 \quad -0.057]$$

$$A - B * K = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1.4685 & -1.9977 \end{bmatrix}$$

$$B = B * Kg = \begin{bmatrix} 0 \\ 69.69 \end{bmatrix} 0.0210 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.4635 \end{bmatrix}$$

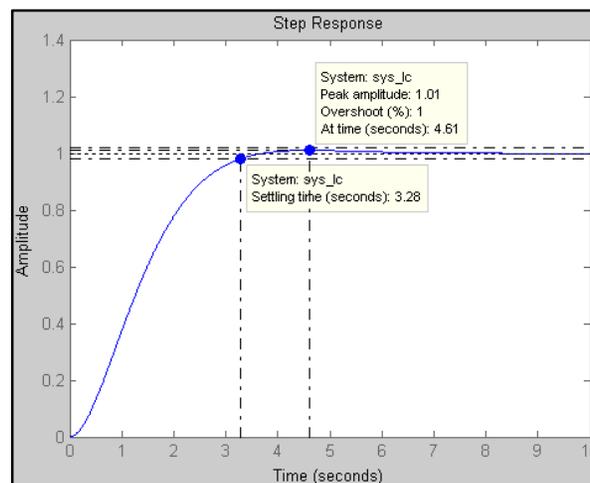
Representación del sistema

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 & 1 \\ -1.4685 & -1.9977 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 1.4635 \end{Bmatrix} u$$

$$y = \{1 \quad 0\} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}$$

Se verifican los resultados, que corresponden a los parámetros de diseño.

Figura 67. Respuesta al escalón unitario del sistema, mediante variables de estado en tiempo continuo.



### 5.3.2. Control PI

$$G_p(s) = \frac{69.69}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

Con la planta identificada, se evalúa el control proporcional e integral, se plantea emplear el lugar geométrico de las raíces, la segunda sintonización de Ziegler y Nichols, ya que la planta posee polos dominantes complejos conjugados; para posteriormente obtener los valores del K crítico, P crítico y con ello obtener los valores del PI de la tabla que estos autores han propuesto. Después de observar las posibilidades para el cálculo de los valores del controlador, se emplea finalmente la herramienta PID Tuner de Matlab; debido a la posibilidad de observar las diversas respuestas que se pueden obtener, gracias a la manipulación del tiempo de respuesta y el comportamiento transitorio.

$$G_c(s) = \frac{0.1057s + 0.2718}{s}$$

Figura 68. Sintonización PI.

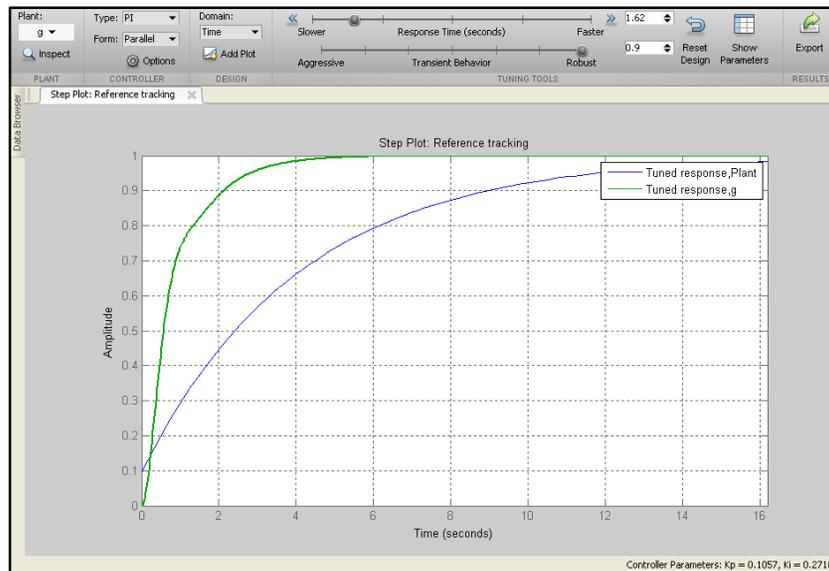
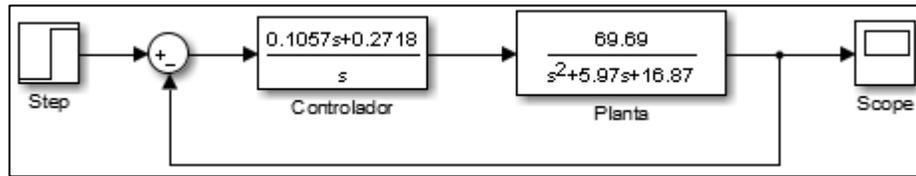


Figura 69. Diagrama de bloques del controlador PI, con la planta en lazo cerrado.

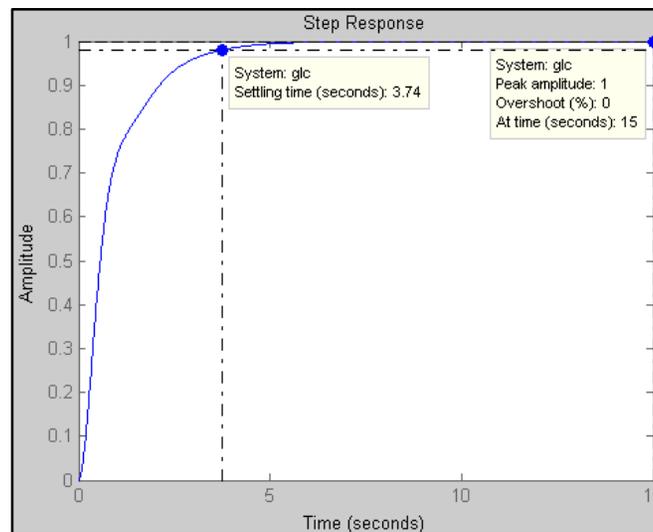


$$G_p(s)G_c(s) = \frac{7.366s + 18.94}{s^3 + 5.97s^2 + 16.87s}$$

Sistema en lazo cerrado

$$\frac{R(s)}{C(s)} = \frac{7.366s + 18.94}{s^3 + 5.97s^2 + 24.24s + 18.94}$$

Figura 70. Respuesta al escalón unitario del sistema, control PI.



Los valores establecidos con este método, presentan cierta similitud con los obtenidos mediante las variables de estado. Siendo el tiempo de establecimiento un poco menor, al igual que la disminución del sobreimpulso.

**5.3.3 Compensador en adelanto usando bode.** Se parte de la planta para emplear el compensador en adelanto empleando BODE. El compensador debe proporcionar las siguientes características.<sup>42</sup>

- Un error en régimen permanente frente a una rampa unitaria 0.01
- Un sobreimpulso alrededor del 1%

$$G_p(s) = \frac{69.69}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

$$ess = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s)$$

$$E(s) = R(s) - C(s)$$

$$E(s) = R(s) \left\{ 1 - \frac{C(s)}{R(s)} \right\} = R(s) \{1 - G(s)\}$$

$$E(s) = R(s) \left\{ 1 - \frac{\frac{69.69k}{s^2 + 5.97s + 16.87}}{1 + \frac{69.69k}{s^2 + 5.97s + 16.87}} \right\}$$

Error del sistema para entrada rampa

$$E(s) = R(s) \left\{ 1 - \frac{69.69K}{s^2 + 5.97s + 16.87 + 69.69k} \right\}, \quad R(s) = \frac{1}{s^2}$$

$$E(s) = \frac{1}{s^2} \left\{ \frac{s^2 + 5.97s + 16.87}{s^2 + 5.97s + 16.87 + 69.69k} \right\}$$

$$ess = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{s^2} \left\{ \frac{s^2 + 5.97s + 16.87}{s^2 + 5.97s + 16.87 + 69.69k} \right\}$$

$$ess = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{s} \frac{s^2 + 5.97s + 16.87}{s^2 + 5.97s + 16.87 + 69.69k}$$

$$ess = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{2s + 5.97}{3s^2 + 11.94s + 16.87 + 69.69k}$$

Obtención de la ganancia K para obtener un error del 1%

---

<sup>42</sup> H, Heliodoro, López Ricardo. Diseño de compensadores en adelanto. Ciencia et Technica, No 11, Octubre 1999. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.

$$0.01 = \frac{5.97}{16.87 + 69.69k} \quad \therefore K = 8.3244$$

$$G_{p1}(s) = \frac{69.69(8.3244)}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

$$Mp = e^{-\frac{\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}}$$

Donde el sobreimpulso de diseño es de 1%

$$0.01 = e^{-\frac{\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}}$$

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{\frac{\pi^2}{\ln\left(\frac{Mp}{100}\right)^2} + 1}}$$

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{\frac{\pi^2}{\ln\left(\frac{1}{100}\right)^2} + 1}} = 0.826$$

$$PM = \tan^{-1} \frac{2\xi}{\sqrt{\sqrt{4\xi^4 + 1} - 2\xi^2}}$$

Margen de fase de diseño de acuerdo al sobreimpulso deseado

$$PM = \tan^{-1} \frac{2 * 0.826}{\sqrt{\sqrt{4 * 0.826^4 + 1} - 2 * 0.826^2}} = 70.901^\circ$$

Con el K obtenido se procede a encontrar la frecuencia de cruce de ganancia

$$G_{p1}(s) = \frac{69.69(8.3244)}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

$$G_{p1}(j\omega) = \frac{69.69(8.3244)}{-\omega^2 + 5.97j\omega + 16.87}$$

$$G_{p1}(j\omega) = \frac{69.69(8.3244)}{(16.87 - \omega^2) + 5.97j\omega}$$

$$G_{p1}(jw) = \frac{69.69(8.3244)}{\sqrt{(16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2}}$$

$$|G_{p1}(jw)| = \frac{69.69(8.3244)}{\sqrt{(16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2}}, \quad \angle G(jw) = \tan^{-1} \frac{-5.97w}{16.87 - w^2}$$

$$|G_{p1}(jw)| = 1$$

$$\frac{69.69(8.3244)}{\sqrt{(16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2}} = 1$$

$$(69.69(8.3244))^2 = (16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2$$

$$(w^2)^2 + 1.9009w^2 + 16.87^2 - 580.1274^2 = 0$$

$$w^2 = \frac{-1.9009 \pm \sqrt{1.9009^2 - 4(16.87^2 - 580.1274^2)}}{2}$$

$$w^2 = 578.9324$$

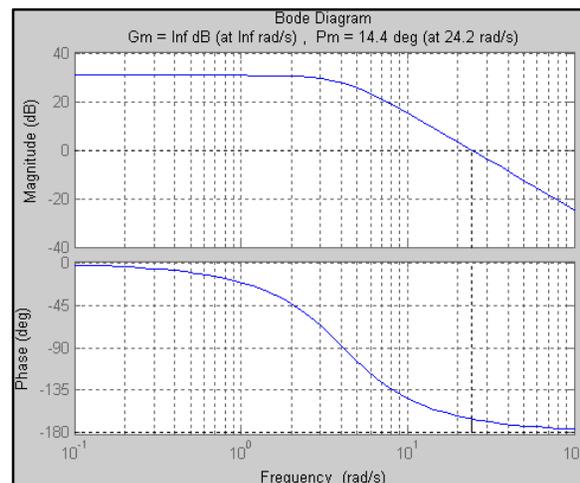
$$w_g = 24.0610$$

$$\angle G(jw) = 180^\circ + \tan^{-1} \frac{-5.97w}{16.87 - w^2} = 194.3360^\circ$$

$$PM = \angle G(jw) - 180^\circ = 14.3360^\circ$$

El margen de fase requerido debe ser mayor a  $70^\circ$

Figura 71. Diagrama de bode del sistema sin compensar.



Los valores de la gráfica corresponden a los anteriormente calculados. Dado que existirá un desplazamiento hacia la derecha en la frecuencia de cruce debido al aporte del compensador, se debe sumar un ángulo de entre 5 y 12 grados adicionales al del compensador.

$$\varphi_m = 63.463$$

Se calcula el valor  $\alpha$  a partir de  $\varphi_m$

$$\alpha = \frac{1 + \sin \varphi_m}{1 - \sin \varphi_m}$$

$$\alpha = \frac{1 + \sin 63.463^\circ}{1 - \sin 63.463^\circ} = 17.984$$

Atenuación del compensador de adelanto a la frecuencia  $w_m$ .

$$|G_c(jw_m)|_{dB} = 10 \log_{10} \alpha$$

$$|G_c(jw_m)|_{dB} = 10 \log_{10} 17.984 = 12.549dB$$

Margen de ganancia

$$GM = 20 \log \frac{1}{|G(jw)|}$$

Para la obtención de la nueva frecuencia de cruce de ganancia, se parte de la función de transferencia de la planta no compensada.

$$12.549 = 20 \log \frac{1}{\frac{69.69(8.3244)}{\sqrt{(16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2}}}$$

$$\frac{12.549}{20} = \log \frac{1}{\frac{69.69(8.3244)}{\sqrt{(16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2}}}$$

$$580.127436 * 10^{0.627} = \sqrt{(16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2}$$

$$580.127436^2 * 10^{1.255} = (16.87 - w^2)^2 + 35.6409w^2$$

$$(w^2)^2 + 1.9009w^2 + 16.87^2 - 580.127436^2 * 10^{1.255} = 0$$

$$w^2 = \frac{-1.9009 \pm \sqrt{1.9009^2 - 4(16.87^2 - 580.127436^2 * 10^{1.255})}}{2}$$

$$w_g = 49.593266 \frac{rad}{s}$$

$$T = \frac{1}{w_g \sqrt{\alpha}} = \frac{1}{49.593266 \sqrt{17.984}} = 0.0047548$$

$$\frac{1}{T} = 210.3129$$

$$G_c(s) = \alpha \frac{s + \frac{1}{\alpha T}}{s + \frac{1}{T}}$$

$$G_c(s) = 17.984 \frac{s + 11.6945}{s + 210.3129}$$

Figura 72. Respuesta al escalón y diagrama de bode del sistema compensado.

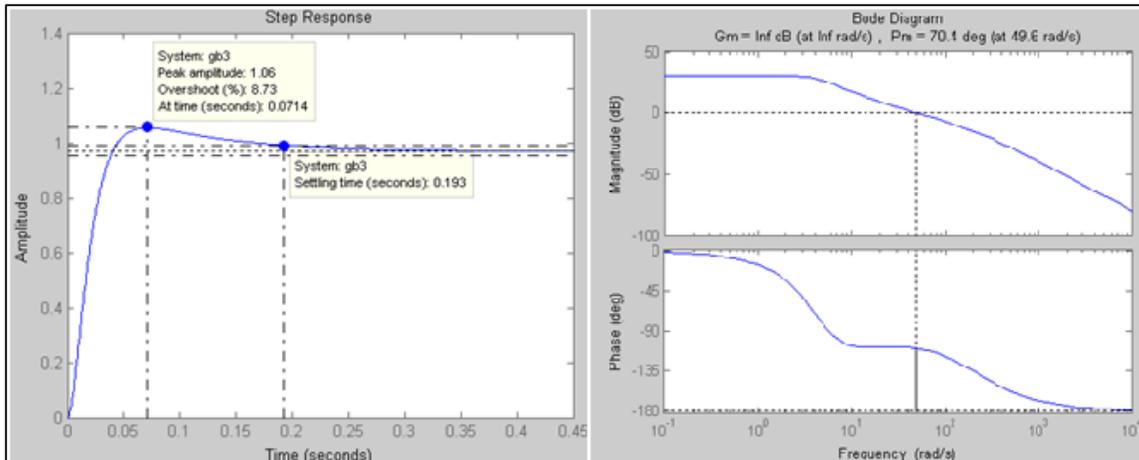
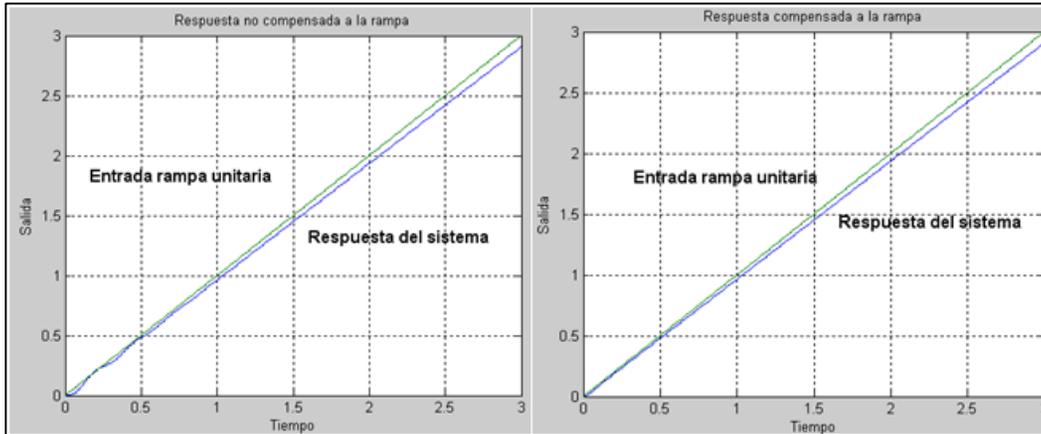


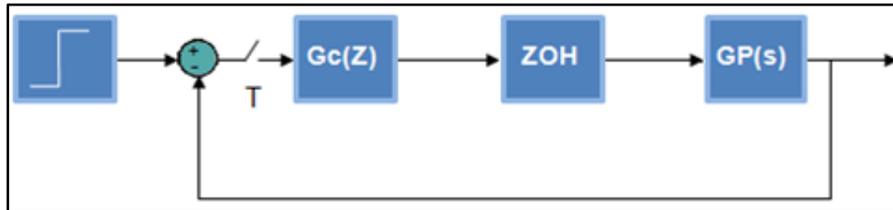
Figura 73. Respuesta no compensada y compensada entrada rampa unitaria.



Al incorporar el controlador se observa un tiempo de establecimiento muy corto y sobreimpulso por encima del parámetro de diseño.

**5.3.4 Realimentación de los estados en tiempo discreto.** A continuación se procede a verificar el sistema en tiempo discreto.

Figura 74. Diagrama de bloques del control discreto.



$$G_p(s) = \frac{69.69}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

La señal muestreada, debe ser por lo menos dos veces la frecuencia natural del sistema. Para la planta dicha frecuencia es  $\omega_n = 4.1073 \text{ rad/s}$ .

$$\omega_c = 2\omega_n$$

El tiempo de muestreo  $T \leq \pi/\omega_c$ , en la práctica este valor suele ser mucho menor, se determinó escoger un tiempo de muestreo de  $10 \text{ ms}$ , que permitiera obtener un valor entre 130 y 140 muestras en el transitorio (ver figura 75).

Se parte de la planta en tiempo continuo, se discretiza la señal mediante el retenedor de orden cero, con un tiempo de muestreo  $T = 0.01$  s. La función de transferencia en tiempo discreto se presenta en la ecuación (25) y se adjunta el programa en el anexo B.

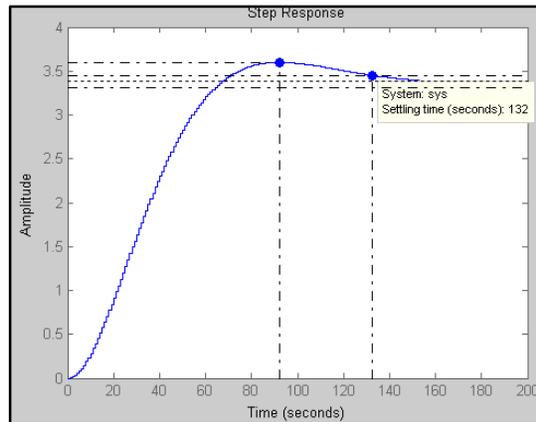
$$G(s) = Gzoh Gp(s)$$

$$G(s) = \frac{1-e^{-Ts}}{s} Gp(s)$$

$$G_p(z) = (1 - z^{-1}) z \left\{ \frac{G_p(s)}{s} \right\}$$

$$G_p(z) = \frac{0.003416z + 0.003348}{z^2 - 1.94z + 0.942} \quad (25)$$

Figura 75. Respuesta del modelo discreto a una entrada escalón.



Se escribe en ecuaciones en diferencia

$$\frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{0.003416z^{-1} + 0.003348z^{-2}}{1 - 1.94z^{-1} + 0.942z^{-2}}$$

$$Z\{K(k - n)\} = Z^{-n}Z\{Y(k)\}$$

$$y(z) - 1.94y(k - 1) + 0.94y(k - 2) = 0.003416u(k - 1) + 0.003348u(k - 2)$$

La planta es descrita por las siguientes ecuaciones de estado

$$x(k + 1) = Gx(k) + Hu(k)$$

$$y(k) = Cx(k)$$

$$G = \begin{Bmatrix} 0 & 1 \\ -0.942 & 1.94 \end{Bmatrix}$$

$$H = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

$$C = \{0.003348 \quad 0.003416\}$$

$$D = 0$$

En el espacio de estado en tiempo continuo los polos deseados eran.

$$\mu_{1,2} = -1 \pm 0.6822j$$

Mediante la siguiente expresión se trasladan a tiempo discreto.

$$z = e^{sT}$$

T = tiempo de muestreo (segundos/muestra)

s = Lugar en el plano **s**

z = Lugar en el plano **z**

$$T = 0.01$$

$$z_1 = e^{(-1+0.6822j)0.01} = 0.990026795535 + 0.006754067577j$$

$$z_2 = e^{(-1-0.6822j)0.01} = 0.990026795535 - 0.006754067577j$$

Controlabilidad

$$[H : GH] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 1.94 \end{bmatrix}$$

Rango 2, sistema controlable

Para hallar la matriz de retroalimentación del sistema.

$$|zI - G| = \begin{vmatrix} z & -1 \\ 0.942 & z - 1.94 \end{vmatrix} = z^2 - 1.94z + 0.942$$

$$a_1 = -1.94$$

$$a_2 = 0.942$$

Ecuación característica deseada

$$|zI - g + HK| = (z - 0.990026795535 + 0.006754067577j)(z - 0.990026795535 - 0.006754067577j)$$

$$|zI - g + HK| = z^2 - 1.98005359107z + 0.980198673306$$

$$\alpha_1 = -1.98005359107$$

$$\alpha_2 = 0.980198673306$$

$$K = [\alpha_2 - a_2 : \alpha_1 - a_1]T^{-1}$$

Donde T se convierte en la matriz identidad

$$T = MW = [H : GH] \begin{bmatrix} a_1 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 1.94 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1.94 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$K = [0.038198673306 - 0.04005359107]$$

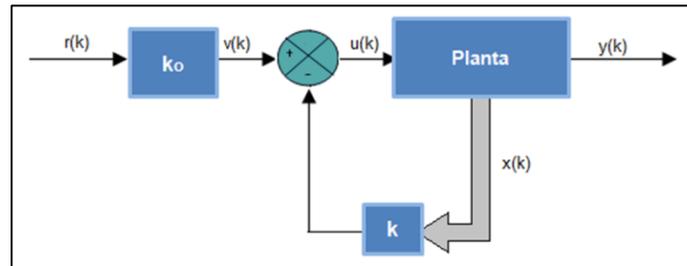
Empleando la matriz K, la ecuación de estado se convierte en:

$$x(K + 1) = (G - HK)x(K) + HK_o r(K) = \hat{G}x(K) + \hat{H}r(K)$$

Al realimentar el sistema es posible que se modifique la ecuación característica, se hace necesario obtener una ganancia  $K_o$ . De tal forma que la respuesta al escalón unitario en estado permanente sea 1.

$$\hat{G} = G - HK, \quad \hat{H} = HK_o$$

Figura 76. Representación variable de estado, con la ganancia ajustable tiempo discreto.



$$G(z) = C(zI - \hat{G})^{-1}\hat{H}$$

$$\hat{G} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -0.942 & 1.94 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} [0.038199 - 0.040054]$$

$$\hat{G} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -0.980199 & 1.980054 \end{bmatrix}$$

$$\hat{H} = \begin{bmatrix} 0 \\ K_o \end{bmatrix}$$

$$G(z) = \{0.003348 \ 0.003416\} \left[ \begin{bmatrix} z & 0 \\ 0 & z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -0.980199 & 1.980054 \end{bmatrix} \right]^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ K_o \end{bmatrix}$$

$$G(z) = [0.003348 \ 0.003416] \begin{bmatrix} z & -1 \\ 0.980199 & z - 1.980054 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ K_o \end{bmatrix}$$

$$G(z) = \frac{[0.003348 \ 0.003416]}{z^2 - 1.980054z + 0.980199} \begin{bmatrix} z - 1.980054 & 1 \\ -0.980199 & z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ K_o \end{bmatrix}$$

$$G(z) = \frac{[0.003348 \ 0.003416]}{z^2 - 1.980054z + 0.980199} \begin{bmatrix} K_o \\ K_o z \end{bmatrix}$$

$$\frac{Y(z)}{R(z)} = \frac{0.003416K_o z + 0.003348K_o}{z^2 - 1.980054z + 0.980199}$$

Se emplea la unidad en la salida de estado permanente  $y(\infty)$ , en la entrada escalón unitario, para determinar la constante  $K_o$ .

$$\lim_{k \rightarrow \infty} y(k) = \lim_{z \rightarrow 1} (1 - z^{-1})Y(z)$$

$$\lim_{k \rightarrow \infty} y(k) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{z - 1}{z} \frac{0.003416K_o z + 0.003348K_o}{z^2 - 1.980054z + 0.980199} \frac{z}{z - 1}$$

$$\lim_{k \rightarrow \infty} y(k) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{0.003416K_o z + 0.003348K_o}{z^2 - 1.980054z + 0.980199}$$

$$1 = \frac{0.003416K_o + 0.003348K_o}{1 - 1.980054 + 0.980199}$$

$$1 = 46.6483K_o$$

$$G(z) = \frac{7.3229 * 10^{-5} z + 7.1771 * 10^{-5}}{z^2 - 1.980054z + 0.980199}$$

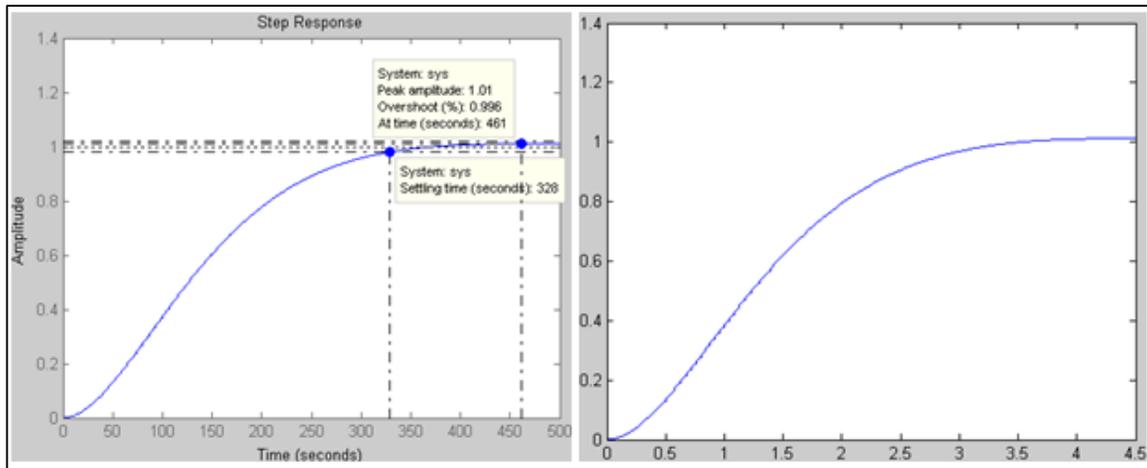
El valor de 328 corresponde al número de muestras.

El tiempo de establecimiento en segundos.

$$ts = 328 \text{ muestras} * \frac{0.01 \text{ s}}{\text{muestra}}$$

$$ts = 3.28 \text{ s}$$

Figura 77. Respuesta al escalón unitario del sistema, mediante variables de estado en tiempo discreto.



**5.3.5 Respuesta con oscilaciones muertas.** En el empleo de oscilaciones muertas, se alcanza la referencia final sin error y en un tiempo mínimo.<sup>43</sup>

$$G_{ho}G_p(z^{-1}) = \frac{Q(z^{-1})}{P(z^{-1})}$$

$$G_p(z) = \frac{0.003416z + 0.003348}{z^2 - 1.94z + 0.942}$$

$$Q(z^{-1}) = 0.003348z^{-2} + 0.003416z^{-1}$$

$$P(z^{-1}) = 1 - 1.94z^{-1} + 0.942z^{-2}$$

Controlador de oscilaciones muertas del sistema para una entrada escalón

$$G_c(z^{-1}) = \frac{P(z^{-1})}{Q(1) - Q(z^{-1})}$$

$Q(1)$  valor de  $Q(z^{-1})$  con  $z^{-1} = 1$

$$Q(z^{-1}) = 0.003348(1) + 0.003416 = 0.006764$$

<sup>43</sup> KUO, Benjamin. Sistemas de control automático. Traducido por Guillermo Aranda. 7 ed. México: Prentice Hall, 1996. ISBN: 968-880-723-0.

$$G_c(z^{-1}) = \frac{1 - 1.94z^{-1} + 0.942z^{-2}}{0.006764 - 0.003348z^{-2} - 0.003416z^{-1}}$$

$$G_c(z) = \frac{z^2 - 1.94z + 0.942}{0.006764z^2 - 0.003348z - 0.003416}$$

$$G_c(z)G(z) = \frac{z^2 - 1.94z + 0.942}{0.006764z^2 - 0.003348z - 0.003416} \frac{0.003416z + 0.003348}{z^2 - 1.94z + 0.942}$$

Función de transferencia de la trayectoria directa del sistema compensado

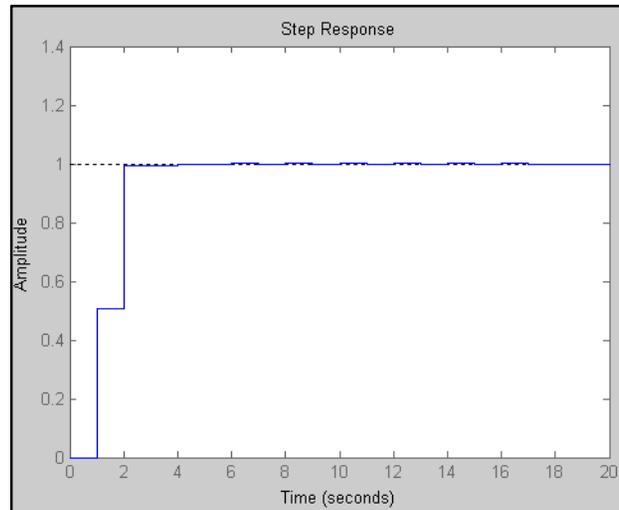
$$G_c(z)G(z) = \frac{0.003416z + 0.003348}{0.006764z^2 - 0.003348z - 0.003416}$$

Función de transferencia del sistema compensado en lazo cerrado.

$$\frac{Y(z)}{u(z)} = \frac{G_c(z)G(z)}{1 + G_c(z)G(z)}$$

$$\frac{Y(z)}{u(z)} = \frac{0.003416z + 0.003348}{0.006764z^2 - 0.000068z - 0.000068}$$

Figura 78. Respuesta de la planta con el empleo de oscilaciones muertas.



## 5.4 IMPLEMENTACIÓN DE LA PLANTA REAL

Después de observar las variantes, de acuerdo a la estrategia de control y en especial el controlador a implementar, se determinó emplear un controlador proporcional integral, combinado con el lazo cerrado para mejorar el desempeño de la planta. El lazo que cierra el sistema de control es la medición de la fuerza ejercida por el pistón, registrándose mediante la deformación de la celda de carga.

Al elegir el controlador PI se tuvo la posibilidad de acceder a la banda proporcional e integral; se logró observar los diversos comportamientos del sistema durante su operación. Los parámetros que se obtuvieron en Matlab, de la identificación del sistema, no produjeron un modelo exacto, pero mediante esta aproximación se emplearon los valores del PI hallados en Matlab como base para lograr un punto adecuado de trabajo del sistema. El panel de control realizado en LabVIEW, se presenta en la figura 79; así como el esquema general de la captura de datos y el envío de la señal que controla el sistema.

En la implementación del controlador PID discreto, se partió de la ecuación (26), finalizando con la ecuación en diferencias (27).

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int e dt + k_d \frac{de}{dt} \quad (26)$$

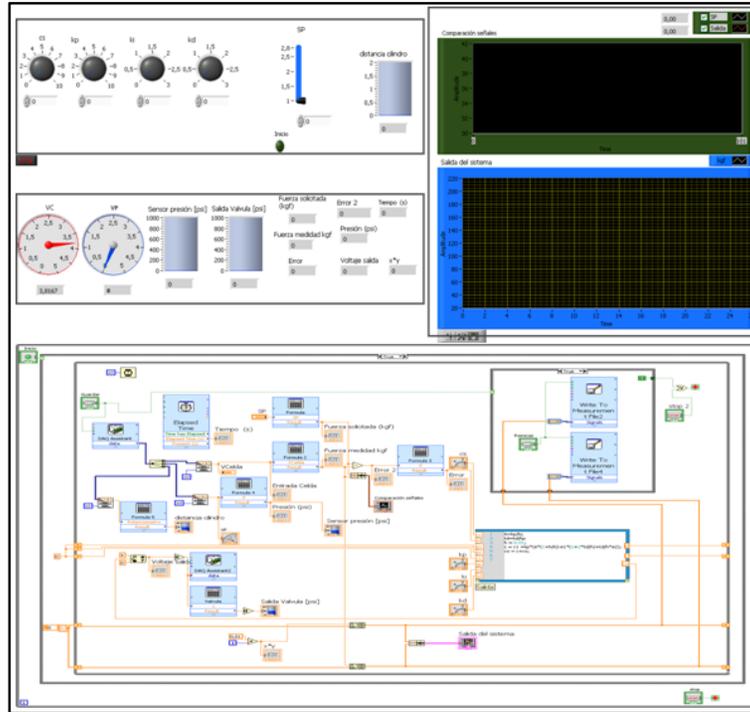
$$u(t) = k_p \left( e(t) + \frac{1}{T_i} \int e dt + T_d \frac{de}{dt} \right)$$

$$\frac{u(z)}{e(z)} = k_p \left( 1 + \frac{T}{T_i} \frac{1}{(1 - z^{-1})} + \frac{T_d}{T} (1 - z^{-1}) \right)$$

$$G_{pid}(z) = k_p \left( \frac{\left( \left( 1 + \frac{T}{T_i} + \frac{T_d}{T} \right) - \left( 1 + 2\frac{T_d}{T} \right) z^{-1} + \frac{T_d}{T} z^{-2} \right)}{1 - z^{-1}} \right)$$

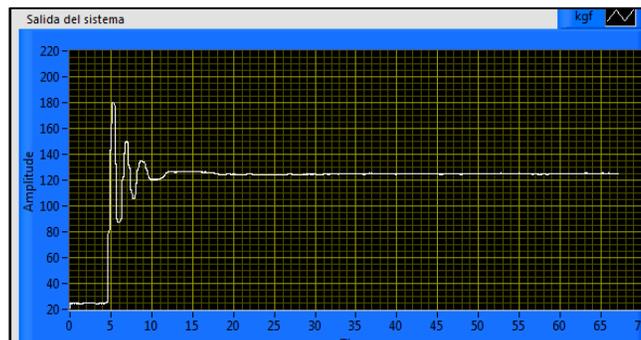
$$u(n) = u(n - 1) + k_p \left\{ \left( 1 + \frac{T}{T_i} + \frac{T_d}{T} \right) e(n) - \left( 1 + 2\frac{T_d}{T} \right) e(n - 1) + \frac{T_d}{T} e(n - 2) \right\} \quad (27)$$

Figura 79. Panel de operación sistema de control de fuerza.



En la figura 80 se ingresaron valores arbitrarios para determinar el comportamiento del sistema, queda claro que no hay control alguno sobre la válvula proporcional de alivio, es por ello que se presentan oscilaciones hasta un tiempo después donde la planta trata de alcanzar el valor de consigna asignado.

Figura 80. Respuesta del sistema con oscilaciones.



Se implementan los valores del PI obtenidos, en el control real; estos valores se discretizan y se incorporan al controlador realizado en LabVIEW. La respuesta

del control de fuerza a una entrada de valor de consigna de 109.772 kgf y registrando una salida de 110.528 kgf, con un error de estado estacionario de 0.68% y un tiempo de establecimiento entre 4 y 5 segundos.

Figura 81. Visualización señal de entrada y salida del sistema.

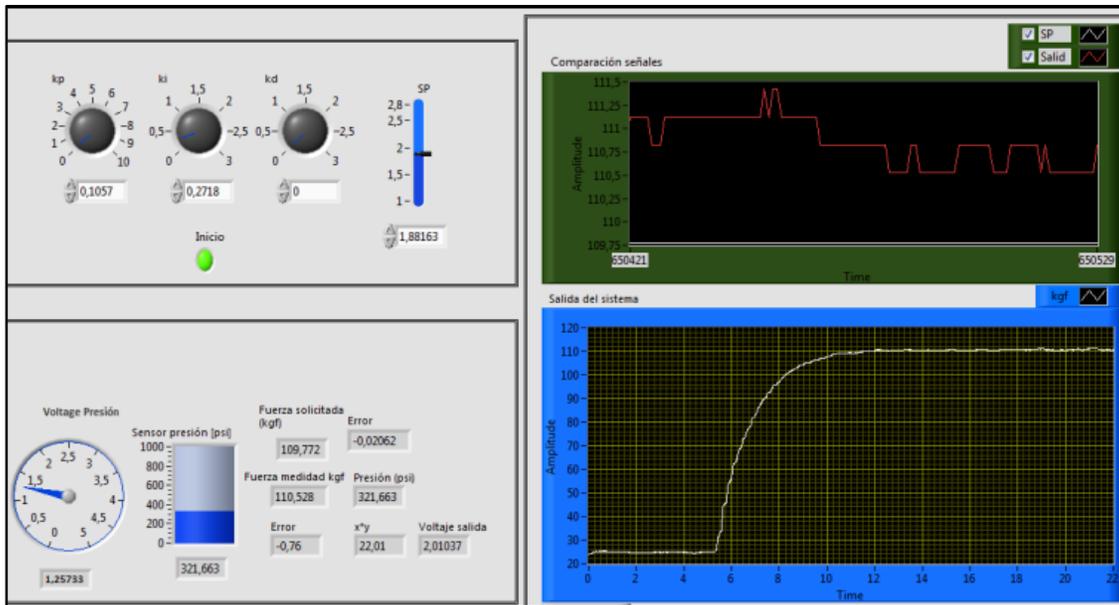
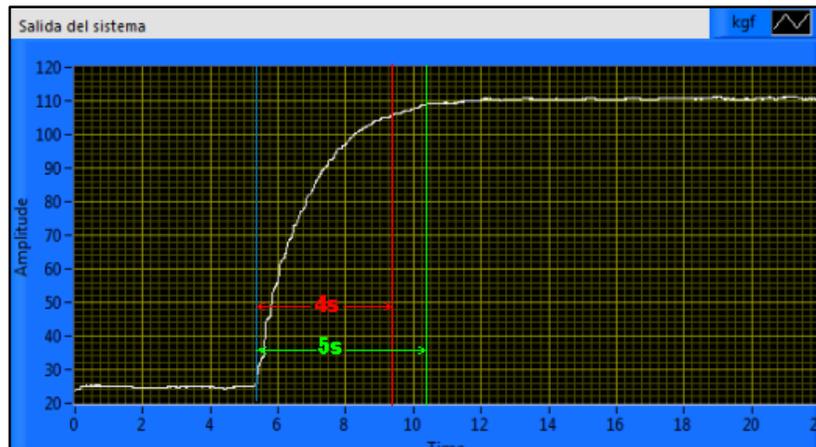


Figura 82. Respuesta real del sistema implementado.



La figura 84 muestra los componentes físicos necesarios en la implementación del sistema de control de fuerza mediante válvula proporcional de alivio.

Figura 83. Respuesta del sistema a diferentes valores de fuerza.

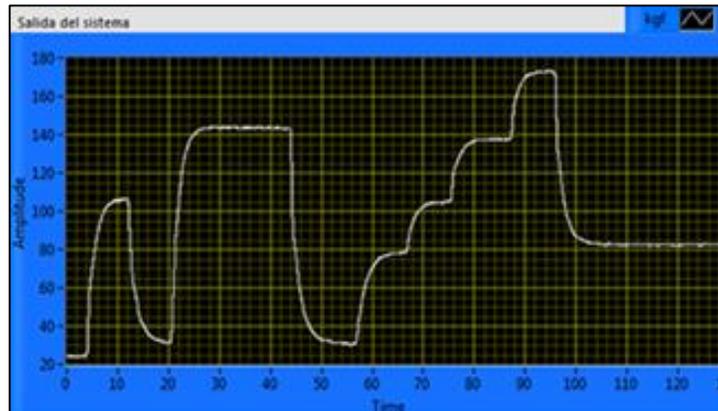


Figura 84. Componentes físicos implementación control de fuerza.



1. Válvula reguladora de caudal compensada por presión y temperatura, 2. Válvula de alivio proporcional, 3. Válvula 4/3 con centro en tándem, 4. Manómetro, 5. Celda de carga, 6. Actuador hidráulico, 7. Transductor de presión, 8. Tarjeta amplificadora EEA-PAM-513-A-32, 9. Fuente DC, 10. Amplificador celda de carga, 11. Tarjeta amplificadora, 12. Tarjeta NI-USB6008, 13. PC

## 6. CONCLUSIONES

En la implementación del desarrollo de control de fuerza para actuadores hidráulicos, se logró construir una estructura que permite ser empleada en el montaje de los cilindros hidráulicos, con los que el laboratorio de sistemas dinámicos cuenta para ejecutar pruebas pertinentes respecto a análisis de fuerza, velocidad, posición u otras aplicaciones que el usuario desee.

Se esbozó un circuito hidráulico que permitiera emplear la válvula de alivio proporcional, como control de presión en la recámara del cilindro seleccionado, mediante la implementación de un caudal constante a partir de la incorporación de la válvula reguladora de caudal compensada por presión y temperatura.

Se efectuó de manera satisfactoria la validación de la curva característica de la relación entre el voltaje de consigna y la presión a la entrada de la válvula de alivio proporcional, siendo el resultado obtenido muy próximo a los datos suministrados por el fabricante. En las pruebas establecidas se encontró el mismo comportamiento en la válvula, independientemente de la máxima presión de trabajo calibrada en la válvula de seguridad del banco.

En el análisis del comportamiento de la válvula de alivio proporcional, se evidenció la pérdida de control en dos regiones ubicadas al inicio y al final de la curva característica. En ambas zonas la presión permanece constante aunque el valor de consigna suministrado al amplificador sea aumentado; esta situación se da en la primera región conocida como zona muerta, comprendida entre  $0 \leq V < 1$  y en la parte final de la curva, debido a que la presión que se alcanza es muy similar a la presión calibrada en la válvula de seguridad.

Se definieron los instrumentos de medición y de procesamiento de información, así como la comunicación e interacción de las señales involucradas en el entorno entre el controlador y la planta física, mediante el empleo de la tarjeta de adquisición de datos en conjunto con la estrategia de control implementada en el computador, a manera de interfaz gráfica, que permite observar los cambios e interactuar con el sistema.

Una vez agotados los pasos anteriores se concluye que se pudo realizar de manera satisfactoria el control de fuerza en actuadores hidráulicos mediante válvula de alivio proporcional.

## 7. RECOMENDACIONES

Es necesaria la implementación de una válvula reguladora de caudal proporcional, debido a una mínima variación de caudal, como consecuencia de la disminución de la viscosidad del fluido por efectos del aumento de la temperatura en función del tiempo de trabajo a que es sometido el aceite.

Se plantea comprobar el funcionamiento de sistemas de carga variable y programable, mediante la adición de otros elementos hidráulicos, esbozados en el circuito (Anexo C). Verificando con ello el comportamiento de la fuerza hidráulica, a medida que aumenta la carga que ha sido programada.

La utilización de software, que se emplean como arquitecturas fácilmente adaptables, permite evaluar diversos sistemas con mínimas modificaciones, sin la necesidad de adicionar circuitos electrónicos complejos. Dicha flexibilidad permite sugerir la inclusión de controladores más robustos, los cuales permiten la identificación en línea, aumentando la eficiencia en la controlabilidad del sistema empleado.

Se recomienda efectuar una comparación del desempeño de control de fuerza, mediante el uso de una válvula proporcional de 4 vías y 3 posiciones KDG4V-3S, existente en el laboratorio de sistemas dinámicos, con relación a la válvula de alivio proporcional.

## 8. BIBLIOGRAFÍA

AZEVEDO, J M. Manual de hidráulica. Brasil: Edgard, 1973. ISBN 968-6199 76-4

BAGHESTAN, K. Robust force control in a novel electrohydraulic structure using polytopic uncertain representation, ISA Transactions. Elsevier 2014.

Bosch Rexroth AG, Eckert, Robert. Dispositivo para el control de un cilindro hidráulico. Zum Eisengiesser Alemania. Traducción de patente europea Oficina española de patentes y marcas 2223023. España. 2003.

BURBANO, Juan Carlos, Bacca German. Scientia et Technica Año IX, No 21, Julio de 2003. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.

CREUS S, Antonio. Instrumentación industrial. 2 ed. España: Marcombo, 1978. ISBN: 84-267-0354-2

CRISTOFORI, D. VACCA, A. The Modeling of electrohydraulic proportional valves. Purdue University .Journal of dynamic systems, measurement and control. Vol 134, 2012.

DASGUPTA, K. WATTON J. Dynamic analysis of proportional solenoid controlled piloted relief valve by bondgraph. Simulation modeling practice and theory. Elsevier 2005.

Diez, Antonio. Manual de oleohidráulica. México: Alfaomega, 2009. ISBN: 9789701514443

DORF, C Richard. Modern control systems. Twelfth edition. California EE.UU, Prentice Hall, 2011. ISBN-13:978-0-13-602458-3.

ERHARD, M. WEBER, J, Geometrical design and operability verification of a proportional pressure relief valve. The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden

FAGOR, S. COOP, Grande Esteban. Prensa con cojín hidráulico con sistema de control de fuerza y posición. Oficina española de patentes y marcas 2190833. España. 2003.

FESTO. Manual de hidráulica proporcional H-711

H, Heliodoro, López Ricardo. Diseño de compensadores en adelanto. Scientia et Technica, No 11, Octubre 1999. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.

KUO, Benjamin. Sistemas de control automático. Traducido por Guillermo Aranda. 7 ed. México: Prentice Hall, 1996. ISBN: 968-880-723-0.

KULENOVIĆ, Darko. Influence of the hydraulic relief valve poppet geometry on valve performance. 14th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2010, Mediterranean Cruise, 11-18 September 2010.

LIU, Yang-fang. DAI, Zheng-kun. Multi-domain modeling and simulation of proportional solenoid valve. School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China. Central South University Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2011.

MEJÍA, Luz Adriana. Sistema para medir la compresibilidad isotérmica de aceites minerales. Revista Scientia et Technica Año XII, No 32, diciembre de 2005. UTP. ISSN 0122-1701

NAKKARAT, Prunt. Observer based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, Control Engineering Practice. Elsevier. 2009.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de control moderna. Traducido por Sebastián Dormido. 5 ed. España: Pearson, 2010. ISBN: 978-84-8322-660-5.

OGATA, Katsuhiko. Sistemas de control en tiempo discreto. Traducido por José Guillermo Aranda. 2 ed. México: Prentice Hall, 1996. ISBN: 968-880-539-4.

REXROTH, Bosh Grup. Manual para el docente hidráulica proporcional. RS 00235/01.96

Trabajos Escritos: Presentación y referencias bibliográficas. Bogotá: ICONTEC, 2008.

TECSUP-PFR. Sistemas hidráulicos. Conceptos de hidráulica proporcional.

VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona: Blume. A35100A.

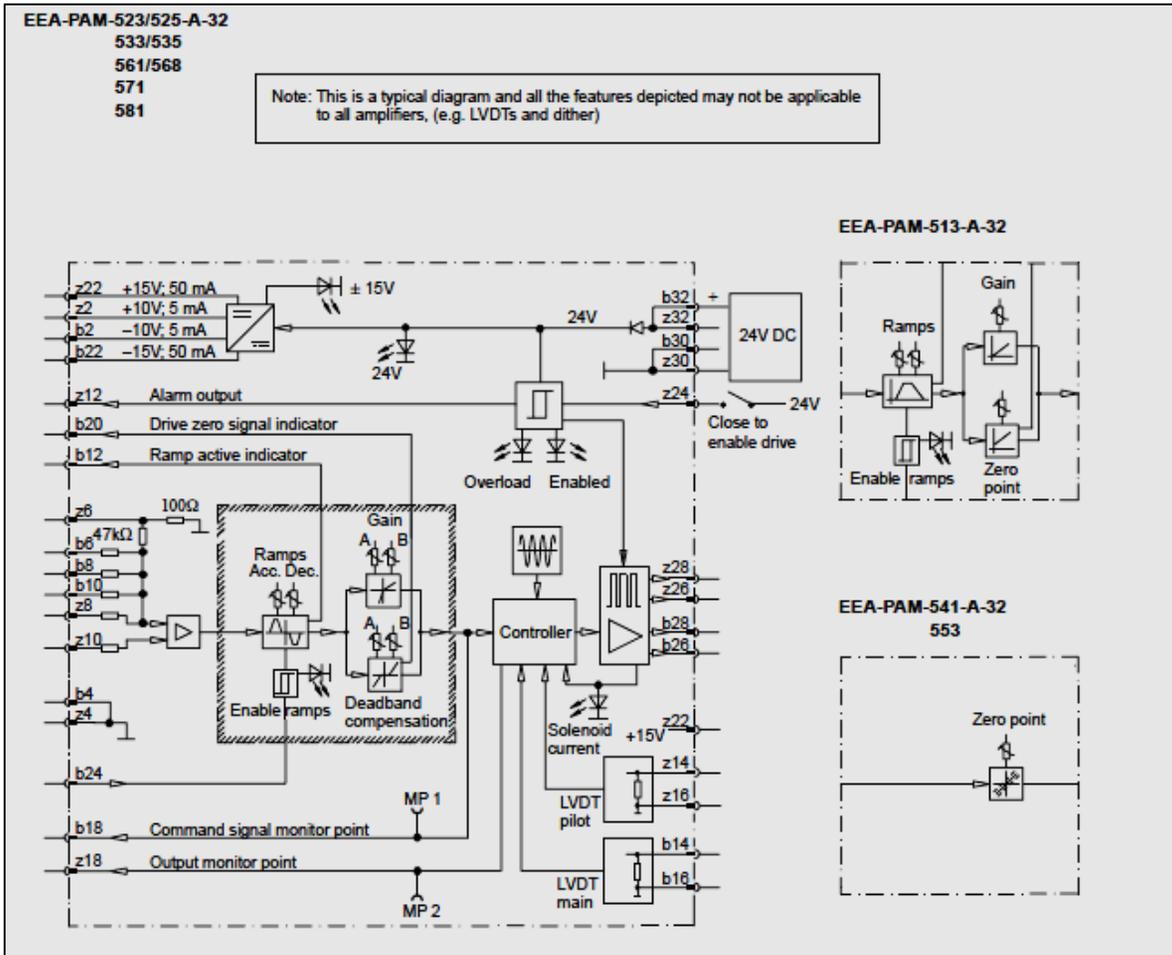
VICKERS. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadenas cerradas. Vickers System, Barcelona. E-B-9052-3-0-9.9-FWS-HI

WATTON, John. Fluid Power Systems: Modeling, simulation, analog and microcomputer control. Hertfordshire Inglaterra: Prentice Hall, 1989. ISBN 0-13-323213-1

XIAO, Lingfei. Cascaded sliding mode force control for a single rod electrohydraulic actuator, Neurocomputing. Elsevier. 2015.

## 9. ANEXOS

### Anexo A. Tarjeta amplificadora EEA-PAM-513-A-32



## Anexo B. Planta en Matlab.

Código de la planta:

```
a=4.1310
wn=sqrt(16.87)
zita=0.7267
gp=tf([a*wn*wn],[1 2*zita*wn wn*wn]) % función de transferencia
step(gp)% respuesta escalón tiempo continuo
```

%% Representación de los estados

```
A=[0 1;-16.87 -5.97];
B=[0; 69.69];
C=[1 0];
D=0;
K=[-0.2210 -0.0570]
s = size(A,1);
Z = [zeros([1,s] 1)];
N = inv([A,B;C,D])*Z';
Nx = N(1:s);
Nu = N(1+s);
Kg=Nu + K*Nx;
t = 0:0.01:10;
gp_sep=ss(A-B*K,B*Kg,C,D)
step(gp_sep)
```

%% PI

```
kp =0.1057;
ki =0.2718;
gc=tf([kp ki],[1 0])
gcgp=gc*gp;
t = 0:0.01:15;
gplc=feedback(gcgp,1)
step(gplc,t)
```

%% Discretización función de

```
A=[0 1;-16.87 -5.97];
B=[0; 69.69];
C=[1 0];
D=0;
T=0.01;
sistemac=ss(A,B,C,D)
[num,den]=ss2tf(A,B,C,D)
sisc=tf(num,den)
sistemad=c2d(sisc,T,'zoh')
```

%% Representación de los estados discretizados

```
G=[0 1;-0.942 1.94];
```

```
H=[0; 1];
C=[0.003348 0.003416];
D=0;
K=[0.0382 -0.0401]
Ko=1/46.6483;
numz=[0.003416*Ko 0.003348*Ko]
denz=[1 -1.980054 0.980199]
dstep(numz,denz)
```

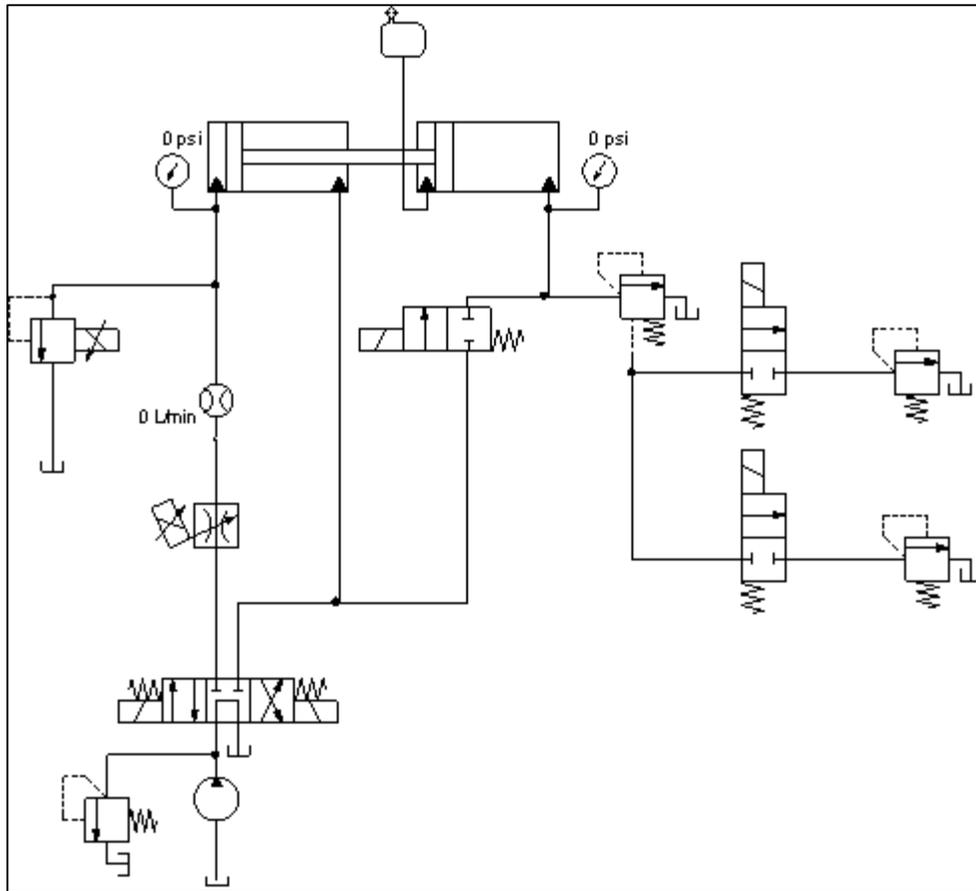
%% Oscilaciones muertas

```
numz=[0.003416 0.003348];
denz=[1 -1.94 0.942];
gz=tf(numz,denz)
```

```
numzc=[1 -1.94 0.942];
denzc=[0.006764 -0.003348 -0.003416];
gzc=tf(numzc,denzc)
```

```
numzcz=conv(numzc,numz);
denzcz=conv(denzc,denz);
gzcz=tf([0.003416 0.003348],[0.006764 -0.003348 -0.003416])
gzczlc=feedback(gzcz,1)
numzczlc=[0.003416 0.003348];
denzczlc=[0.006764 0.000068 -0.000068];
dstep(numzczlc,denzczlc)
```

Anexo C. Sistema de carga variable propuesto.



Anexo D. Estructura para cilindros hidráulicos.

