

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MANIFOLD
PARA EL MONTAJE DE UNA VÁLVULA REDUCTORA DE
PRESIÓN CONTROLADA DE MANERA PROPORCIONAL
UTILIZADA PARA EL SENSADO DE CARGA EN UN SISTEMA
DE CONTROL REALIMENTADO**

**LUIS MIGUEL MONTAÑA JAIME
SERGIO ANDRÉS CÁCERES AMAYA**

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

2009

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MANIFOLD
PARA EL MONTAJE DE UNA VÁLVULA REDUCTORA DE
PRESIÓN CONTROLADA DE MANERA PROPORCIONAL
UTILIZADA PARA EL SENSADO DE CARGA EN UN SISTEMA
DE CONTROL REALIMENTADO**

**LUIS MIGUEL MONTAÑA JAIME
SERGIO ANDRÉS CÁCERES AMAYA**

**Trabajo de Grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ABEL PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2009**

DEDICATORIA

A mis padres, Hernando y Luz Marina, por haberme brindado su apoyo moral y económico para continuar con mi proyecto de vida. Además, porque en aquellos días difíciles estuvieron allí para alentarme.

*A mis colegas: Ludwing, Roque, Leowaldo, Darwin, Alfonso, Daniel, Diego, Camilo y Luis Miguel; por su apreciada amistad y por haber consolidado un excelente grupo de estudio.
En especial a Ludwing por permitirme conocer el sentido de estudiar como un “reto de lucha”.*

A mis queridos amigos: Oscar, Yudy, Diana, Jose, Liliana, Rut y Silvia porque me brindaron aliento para terminar este proyecto.

A las demás personas porque de alguna u otra forma aportaron sus conocimientos y experiencias para lograr mis objetivos de momento.

Por último y no menos importante, a Dios por permitirme lograr tan importante objetivo, sin él junto con mi fe no llegaría a ninguna parte.

SERGIO A. CÁCERES A.

DEDICATORIA

A mis padres, Jose Miguel y Martha, por todo lo entregado a mí para este y los demás logros que han llegado a mi vida y que llegaran gracias a toda su colaboración y cariño.

A mis amigos y mi novia por todo el apoyo que me han dado para culminar esta aspiración que hoy llega a una escapa más visible.

A mi compañero de grado por su gran amistad su perseverancia su empeño en hacer que las cosas salieran bien y su paciencia.

A las demás personas porque de alguna u otra forma aportaron sus conocimientos y experiencias para lograr mis objetivos.

LUIS MIGUEL MONTAÑA JAIME

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Ingeniero y docente ABEL PARADA CORRALES. Por su aporte, conocimiento y colaboración para la realización de este trabajo de grado.

INDUSTRIAS ACUÑA (INAL) por prestar su infraestructura y servicios para la fabricación del manifold. Hacemos referencia a MIGUEL ÁNGEL ACUÑA por su gran colaboración y respaldo en la ejecución de esta tarea.

GONZALO CALDERÓN, FREDY VARGAS Y HENRY CRUZ (Técnicos trabajadores de la UIS) por su aporte en el montaje del banco para las pruebas.

ROSEMBERT VALDIVIESO por su colaboración y asesoría prestada.

La UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER y al Grupo de Docentes que hacen parte de la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus aportes y enseñanzas.

Finalmente, a nuestras FAMILIAS, porque fueron el soporte moral y económico durante todo el proceso de realización de este proyecto.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. OBJETIVOS	3
1.1 OBJETIVO GENERAL	3
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
2. CONTROLES DE PRESIÓN	5
2.1 VÁLVULAS DE SEGURIDAD	6
2.1.1 Válvula de seguridad de mando directo o simple	6
2.1.2 Válvula de seguridad compuesta o pilotada	7
2.1.3 Descarga a presión reducida (venteo)	9
2.2 VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN	11
2.2.1 Válvula reductora simple	11
2.2.2 Válvula reductora pilotada	12
2.3 VÁLVULAS DE CARTUCHO	16
2.3.1 Válvulas de cartucho para roscar como controles de presión	16
2.4 VÁLVULAS REDUCTORAS DISPONIBLES EN EL MERCADO	17
2.4.1 Válvula reductora/alivio de presión PRV2-10	17
2.4.2 Válvula reductora de presión ZDRK 6 VP	18
2.4.3 Válvula reductora de presión KTV	20
2.4.4 Válvula reductora de presión ZDR	20
2.4.5 Válvula reductora/alivio de presión PRRS-10	21
2.4.6 Válvula reductora/alivio de presión PR10-32	22
3. VÁLVULAS PROPORCIONALES ELECTROHIDRÁULICAS	24
3.1 SOLENOIDES PROPORCIONALES	25
3.1.1 Solenoides de fuerza regulada	25
3.1.2 Solenoides de carrera regulada	26

3.2	VÁLVULAS PROPORCIONALES DE PRESIÓN	27
3.3	ELECTRÓNICA PARA VÁLVULAS PROPORCIONALES	28
3.3.1	Amplificador de control electrónico	28
3.3.2	Generador de rampa	29
4.	SERVOVÁLVULAS ELECTROHIDRÁULICAS	31
4.1	SERVOVÁLVULAS DE VARIAS ETAPA	33
4.1.1	Servoválvulas de dos etapas con retroposicionamiento mecánico	33
4.2	MOTOR DE MANDO (MOTOR PAR)	35
4.3	CONJUNTO TOBERAS-PLACA DE CHOQUE	36
4.4	DESEMPEÑO DE LAS SERVOVÁLVULAS	39
4.4.1	Caudal nominal	39
4.4.2	Traslape del carrete en las servoválvulas	39
4.4.3	Ganancia de presión	40
4.4.4	Parámetros de respuesta dinámica	41
5.	CONCEPTOS DE SISTEMAS DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICOS	42
5.1	SISTEMAS DE CONTROL DE FUERZA	42
5.2	HISTÉRESIS	44
5.3	UMBRAL	45
5.4	LINEALIDAD	46
5.5	CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS	47
5.5.1	El diagrama de Bode	47
5.5.2	Retraso de fase	48
5.5.3	Respuesta de amplitud	50
5.6	FRECUENCIA NATURAL DE CILINDROS HIDRÁULICOS	51
5.7	ANÁLISIS DEL SISTEMA DE LAZO CERRADO	53
5.7.1	Ganancia del sistema	54
5.7.2	Respuesta del sistema	55
5.7.3	Rigidez hidráulica	56
5.7.4	Error repetible	58

5.8	TÉCNICAS DE CONTROL ESPECIALES	58
5.8.1	Control proporcional - integral	59
6.	MANIFOLD	61
6.1	ESTUDIO DE LA APLICACIÓN	61
6.1.1	Montaje del circuito sin control realimentado	62
6.1.2	Funcionamiento del circuito sin control realimentado	64
6.2	SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS	66
6.2.1	Válvula reductora/alivio de presión	66
6.2.2	Válvula de seguridad proporcional	67
6.2.3	Válvula de cheque	68
6.3	DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS	69
6.4	SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD	71
6.5	DISEÑO DEL MANIFOLD	72
6.5.1	Diseño asistido por computador (CAD)	73
6.5.2	Cálculo del factor de seguridad	75
6.5.3	Determinación del régimen de flujo	81
6.5.4	Caída de presión total	82
6.6	SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)	85
6.6.1	Análisis preliminar.	85
6.6.2	Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.	87
6.7	ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)	89
7.	SISTEMA DE CONTROL REALIMENTADO	93
7.1	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL	94
7.1.1	Factores cuantitativos	94
7.2	ESTUDIO DE LA APLICACIÓN	96
7.2.1	Descripción del montaje	96
7.3	TARJETA DE CONTROL	99
7.3.1	Montaje y funcionamiento	100
7.3.2	Disposición final de la tarjeta de control.	104
7.4	MEDIDOR DIGITAL UNIVERSAL	105

7.5	ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE CONTROL	109
7.5.1	Análisis para la servoválvula.	109
7.5.2	Análisis para la válvula proporcional.	113
7.5.3	Comparación del análisis para ambas válvulas	115
8.	PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS	117
8.1	CÁLCULO DE LA RIGIDEZ DEL SISTEMA	117
8.2	CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD DEL SISTEMA	118
8.2.1	Cálculo para la servoválvula.	119
8.2.2	Cálculo para la válvula proporcional.	120
8.3	CÁLCULO DEL ERROR TOTAL DE PRESIÓN ESTACIONARIO	122
8.4	CÁLCULO DEL ERROR REPETIBLE	124
8.5	PRUEBAS CON LA VÁLVULA PROPORCIONAL	124
8.6	PRUEBAS CON LA SERVOVÁLVULA MOOG62	130
8.7	CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA PROPORCIONAL	138
9.	COSTO DEL PROYECTO	140
10.	CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES	141
	BIBLIOGRAFÍA	145
	ANEXOS	147

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Válvulas de control de presión y su aplicación	6
Tabla 2. Composición química de la aleación de Aluminio 6061-T651	71
Tabla 3. Propiedades de la aleación de Aluminio 6061-T651	72
Tabla 4. Pruebas de histéresis con la válvula proporcional	125
Tabla 5. Resultados de histéresis con la válvula proporcional	126
Tabla 6. Pruebas de linealidad con la válvula proporcional	128
Tabla 7. Pruebas de repetibilidad con la válvula proporcional	129
Tabla 8. Resultados de repetibilidad con la válvula proporcional	129
Tabla 9. Resultados de resolución con la válvula proporcional	130
Tabla 10. Pruebas de histéresis con la servoválvula	131
Tabla 11. Resultados de histéresis con la servoválvula	132
Tabla 12. Pruebas de linealidad con la servoválvula	134
Tabla 13. Pruebas de repetibilidad con la servoválvula	136
Tabla 14. Resultados de repetibilidad con la servoválvula	136
Tabla 15. Resultados de resolución con la servoválvula	137
Tabla 16. Descripción del costo del proyecto	140

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Válvula de seguridad de mando directo regulable	7
Figura 2. Válvula de seguridad pilotada regulable	8
Figura 3 . Válvula de seguridad pilotada descargando a tanque	9
Figura 4 . Descarga a presión reducida	10
Figura 5. Control de presión remoto con venteo	10
Figura 6. Válvula reductora de presión simple no accionada	11
Figura 7. Válvula reductora de presión simple accionada	12
Figura 8. Válvula reductora pilotada regulable	13
Figura 9. Funcionamiento válvula reductora de presión pilotada regulable	14
Figura 10. Válvula reductora pilotada con antirretorno incorporada	15
Figura 11. Válvula de cartucho reductora y de seguridad	17
Figura 12. Válvula reductora/alivio de presión PRV2-10 EATON Vickers	18
Figura 13. Válvula reductora de presión ZDRK 6 VP REXROTH Bosch	19
Figura 14. Válvula reductora de presión KTV REXROTH Bosch	20
Figura 15. Válvula reductora de presión ZDR DENISON Hydraulics	21
Figura 16. Válvula reductora/alivio de presión PRRS-10 Command Controls	22
Figura 17. Válvula reductora/alivio de presión PR10-32 HydraForce	23
Figura 18. Construcción de una válvula proporcional básica	24
Figura 19. Fuerza de los solenoides convencional y proporcional	26
Figura 20. Tipos de solenoides proporcionales	27
Figura 21. Generador de rampas	29
Figura 22. Señal escalón, tiempo de rampa	30
Figura 23. Diagrama de un servosistema electrohidráulico	32
Figura 24. Servoválvula de dos etapas con retroseñal mecánica	34

Figura 25. Motor de mando de una servoválvula	35
Figura 26. Funcionamiento del motor de mando de una servoválvula	36
Figura 27. Conjunto toberas-placa de choque de una servoválvula	37
Figura 28. Funcionamiento de una servoválvula	38
Figura 29. Curva característica de ganancia de presión	41
Figura 30. Control de fuerza en un sistema de lazo abierto	43
Figura 31. Control de fuerza en un sistema de lazo cerrado	44
Figura 32. Comparación de histéresis para válvulas de control	45
Figura 33. Sensibilidad de respuesta "E"	46
Figura 34. Linealidad en válvulas de control electrohidráulicas	47
Figura 35. Diagrama de Bode	48
Figura 36. Retraso de fase en respuesta a una entrada sinusoidal	49
Figura 37. Cilindro diferencial	52
Figura 38. Circuito básico de lazo cerrado	54
Figura 39. Respuesta del sistema a una entrada escalón	55
Figura 40. Inestabilidad en la respuesta del sistema	56
Figura 41. Rigidez hidráulica del actuador	57
Figura 42. Amplificador PI, disposición y representación	60
Figura 43. Esquema del manifold.	62
Figura 44. Circuito esquemático del montaje.	63
Figura 45. Funcionamiento del circuito sin control realimentado	65
Figura 46. Válvula reductora/alivio de presión venteable PVDB-LAN	67
Figura 47. Válvula de seguridad proporcional RBAP-XAN	68
Figura 48. Válvula de cheque CXAD-XAN	69
Figura 49. Distribución de los cartuchos en el manifold	70
Figura 50. Vista fantasma del manifold	74
Figura 51. Vista isométrica del manifold ensamblado	75
Figura 52. Cilindro de pared gruesa	77
Figura 53. Puntos críticos de operación.	78
Figura 54. Vista para el análisis de las caídas de presión	84

Figura 55. Enmallado del manifold	86
Figura 56. Condiciones de carga sobre el manifold	87
Figura 57. Análisis de esfuerzos sobre el manifold	88
Figura 58. Factor de seguridad en el manifold	89
Figura 59. Análisis de velocidades internas en el manifold	91
Figura 60. Líneas de flujo interno en el manifold	92
Figura 61. Circuito esquemático del montaje final	97
Figura 62. Montaje del amplificador y sus componentes	98
Figura 63. Montaje del banco celda de carga-soporte	99
Figura 64. Impreso de la tarjeta de control	101
Figura 65. Diagrama esquemático de la tarjeta de control	102
Figura 66. Diagrama del montaje para el amplificador C1V-06A	103
Figura 67. Caja de control	104
Figura 68. Switches del medidor digital universal	106
Figura 69. Conexión del medidor digital universal	107
Figura 70. Montaje para la servoválvula	110
Figura 71. Diagrama de lazo cerrado para la servoválvula	112
Figura 72. Montaje para la válvula proporcional	113
Figura 73. Diagrama de lazo cerrado para la válvula proporcional	114
Figura 74. Respuesta del sistema con la servoválvula	115
Figura 75. Respuesta del sistema con la válvula proporcional	116
Figura 76. Gráfica de histéresis	127
Figura 77. Gráfica de linealidad	128
Figura 78. Gráfica de histéresis	134
Figura 79. Gráfica de linealidad	135
Figura 80. Curva de operación válvula reductora proporcional de presión	139

LISTA DE ANEXOS

	Pag.
Anexo A. Cilindro Diferencial VICKERS 2" x 11"	148
Anexo B. Bomba de Paletas Tipo Cuadrado VICKERS Series V10 & V20	149
Anexo C. Válvula de Control Direccional VICKERS DG4V 3 8CWB 10	152
Anexo D. Válvula reductora/alivio de presión, pilotada, venteable PVDB de SUN Hydraulics Corp.	154
Anexo E. Detalles para cavidad T-21A de SUN Hydraulics Corp.	157
Anexo F. Válvula de seguridad proporcional – capacidad piloto RBAP de SUN Hydraulics Corp.	158
Anexo G. Detalles para cavidad T-8A de SUN Hydraulics Corp.	161
Anexo H. Válvula de cheque CXAD de SUN Hydraulics Corp.	162
Anexo I. Detalles para cavidad T-162A de SUN Hydraulics Corp.	164
Anexo J. Características de la aleación de Aluminio 6061-T651	165
Anexo K. Aceite hidráulico Shell Tellus T	166
Anexo L. Amplificador digital C1V de SUN Hydraulics Corp.	168
Anexo M. Programador digital de mano 991-700 de SUN Hydraulics Corp.	172
Anexo N. Adaptador infrarrojo cable 991-703 de SUN Hydraulics Corp.	174
Anexo O. Celda de carga HBM 35S	175
Anexo P. Servoválvula MOOG Serie 62	177
Anexo Q. Medidor digital universal de esfuerzos PD691	180
Anexo R. Linealización de las ganancias con la válvula proporcional	184
Anexo S. Linealización de las ganancias con la servoválvula	186
Anexo T. Modelamiento dinámico de la válvula proporcional	187
Anexo U. Paper Estudio de repetibilidad utilizando el método de promedios y rangos	192
Anexo V. Registro fotográfico	193
Anexo W. Planos del manifold	197

GLOSARIO

ACTUADOR: Es un cilindro lineal que convierte potencia fluida en fuerza mecánica y movimiento rectilíneo.

AMPLIFICADOR: Dispositivo que amplifica la tensión o la intensidad de corriente.

BANDA MUERTA: Región o zona sin respuesta, donde una señal de error no origina el accionamiento de la variable controlada.

BOMBA HIDRÁULICA: Dispositivo mecánico de un sistema hidráulico que convierte la energía mecánica en transmisión fluida.

CARRERA: Longitud de trabajo de un cilindro.

CILINDRO DIFERENCIAL: Es un cilindro en el que las áreas de avance y retorno no son iguales.

CIRCUITO: Arreglo de partes y componentes interconectados para realizar una función específica dentro de un sistema.

DITHER: Es una señal alterna de baja amplitud aplicada al amplificador, que mueve continuamente la corredera de la válvula, reduciendo así la banda muerta.

FEEDBACK: Término inglés que significa realimentación, retroalimentación o reacción.

MANIFOLD: Módulo compacto en el cual se insertan válvulas de cartucho y se conectan mediante orificios internos para cumplir con una determinada función.

OBTURADOR: Elemento en forma de cono puesto en válvulas para impedir el paso del caudal cuando queda ajustado en su asiento.

POSICIÓN NULA: Es la posición donde la válvula proporciona un caudal de control cero a una caída de presión sin carga.

POTENCIÓMETRO: Elemento de control que se utiliza para variar el potencial eléctrico. Resistencia variable.

SENSOR: Es un dispositivo capaz de transformar una señal eléctrica, resultado de una variable de instrumentación, en otra magnitud eléctrica.

SEÑAL DE COMANDO: Señal de entrada de mando para el control electrohidráulico. Su variación representa un nuevo estado en el sistema.

SETUP: Se refiere a la programación de un componente electrónico.

SPOOL: Término inglés que significa corredera o carrete. Consiste en un cilindro de varias secciones que se desliza en ambos sentidos dentro de la válvula. Pueden tener ranuras y orificios mecanizados dependiendo de la función para la que se emplee.

TARAJE: Es la medida en la cual es graduado el resorte de una válvula con el fin de proporcionar la presión necesaria para la operación requerida.

TOLERANCIA: Es la variación total permitida en el tamaño de una pieza.

TRANSDUCTOR: Es un dispositivo que convierte un tipo de energía en una señal eléctrica.

VÁSTAGO: Pieza de forma cilíndrica y de diámetro constante, que se utiliza para transmitir empuje en los actuadores. Émbolo.

VELOCIDAD DE REAJUSTE: Es el inverso del tiempo integral y es ajustable en un control proporcional-integral. Es la cantidad de veces por minuto que se duplica la parte proporcional de la acción de control.

VENTEO: Consiste en poner a descarga el caudal de una línea o sistema a través de una válvula de seguridad, uniendo a tanque el orificio de descarga y manteniendo la presión de venteo en la línea (venting).

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MANIFOLD PARA EL MONTAJE DE UNA VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN CONTROLADA DE MANERA PROPORCIONAL UTILIZADA PARA EL SENSADO DE CARGA EN UN SISTEMA DE CONTROL REALIMENTADO.*

AUTORES:

Luis Miguel Montaña Jaime
Sergio Andrés Cáceres Amaya**

PALABRAS CLAVES:

Manifold, válvula reductora, cartucho para roscar, control proporcional, sensado, control realimentado.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto de grado es el diseño y construcción del manifold para el montaje de una válvula reductora de presión controlada de manera proporcional, utilizada para el sensado de carga en un sistema de control realimentado. Este sistema se adaptará en un banco del Laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos de la Escuela de Ingeniería Mecánica, dotando al laboratorio de un elemento para pruebas de control automático y proporcionándole un sistema de estudio tecnológico.

Una de las razones por la que se realizó este proyecto se debe a la comparación en la práctica, de las características de desempeño (histéresis y linealidad) de una válvula proporcional y una servoválvula. Durante el proceso de diseño se optó por la adquisición de válvulas de cartucho para roscar, debido al bajo costo comparado a lo que implica la construcción de la válvula con acabados superficiales de alta calidad y tolerancias exigentes. Características que se pueden obtener sólo con tecnología de primera.

Para la construcción del manifold se partió del diseño a través del modelado con la ayuda de herramientas de simulación en software CAD y CAE. En cuanto al montaje, se dispuso de un banco con un cilindro hidráulico diferencial, celda de carga para el sensado, tarjeta de control proporcional de potencia, programador digital de mano, comando de control, medidor digital universal para la celda, entre otros. Estos elementos conforman el sistema de control realimentado cableado.

* Proyecto de grado.

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Abel Parada Corrales.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF MANIFOLD FOR THE MOUNTING OF A PRESSURE REDUCING VALVE CONTROLLED PROPORTIONALLY FOR SENSADO OF LOAD IN A CLOSE-LOOP CONTROL SYSTEM.*

AUTHORS:

Luis Miguel Montaña Jaime
Sergio Andrés Cáceres Amaya**

KEYWORDS:

Manifold, reducing valve, screw-in cartridge, proportional control, sensing, close-loop control.

DESCRIPTION:

The objective of this degree project is the design and construction of manifold for the mounting of a pressure reducing valve controlled proportionally and used for sensed of load in a close-loop control system. This system will adapt in a stand of the Oil-pneumatics Systems Laboratory of the School of Mechanical Engineering, endowing to the laboratory of an element for tests of automatic control and providing it a system of technological study.

One of the reasons for which was carried out this project is due to the comparison in the practice of the performance characteristics of a proportional valve versus a servoválvula (hysteresis and linearity). During the design process it was opted for the acquisition of screw-in cartridge valves, due to low cost compared to what implies the construction of the valve with superficial finishes of high quality and with demanding tolerances. Characteristics that can be only obtained with technology of first.

The construction of the manifold began with the design through modeling with help of simulation tools on software such as CAD and CAE. As for the mounting, a stand was prepared with a differential hydraulic cylinder, load cell for the sensed, power proportional control card, digital hand programmer, control command, universal strain gauge meter for the cell, among others. These elements are part of the wired close-loop control system.

* Degree project.

** Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Abel Parada Corrales.

INTRODUCCIÓN

Desde hace varios años el hombre ha utilizado los fluidos como medio para facilitar algunas tareas que requieren el desplazamiento de grandes cargas o simplemente, mantener la magnitud de dicha carga por un periodo de tiempo sobre un sistema.

No obstante, el hombre ha emprendido su búsqueda además en la automatización de estas tareas, convirtiéndolas a través de estudios de ingeniería y junto con la tecnología que dispone, en operaciones incluidas con sistemas de control.

Con el uso de la electrohidráulica en diferentes aplicaciones de la industria en general, hace que esta área de la hidráulica continúe generando nuevas investigaciones y proyectos, con el único objetivo de mejorar el desempeño (eficiencia) de los sistemas hidráulicos.

El control de la potencia hidráulica se consigue de una forma rutinaria mediante la electrónica. La utilidad de la electrohidráulica ha sido bien comprobada durante muchos años en aplicaciones aeroespaciales, industriales y móviles.

La combinación del uso de las señales electrónicas con la capacidad de los componentes hidráulicos de responder con precisión, ha desarrollado una tecnología de control adecuada idealmente para las aplicaciones en sistemas con realimentación. La salida del sistema se mide electrónicamente de una forma continua y cualquier error se corrige automáticamente. De esta manera, las desventajas que presentan los sistemas de control hidráulico de

lazo abierto quedan superadas por el uso de sistemas con válvulas proporcionales y servoválvulas.

Por esta razón, el objetivo de este proyecto es el diseño y construcción de un manifold para el montaje de una válvula reductora de presión controlada de manera proporcional y utilizada para el sensado de carga en un sistema de control realimentado. Lo que implica no sólo el ejercicio de diseño y construcción, sino la implementación de un sistema de control cableado.

Un montaje de este tipo permite realizar pruebas en el laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos y brinda una nueva herramienta de estudio a los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica. El laboratorio cuenta con una servoválvula para el estudio de sistemas de control realimentado; pero con la ejecución de este proyecto, el estudiante podrá comparar el desempeño de una válvula proporcional frente a una servoválvula para el mismo sistema.

El proyecto se desarrolla a través de siete capítulos, en los capítulos preliminares se expone la teoría necesaria para la interpretación del tema y de los resultados. Los demás describen el proceso de diseño, análisis y pruebas que se llevaron a cabo para cumplir con el objetivo expresado. En el último capítulo se presentan los cálculos y resultados obtenidos producto del proceso de desarrollo del proyecto y de las pruebas de realizadas.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir en la formación de profesionales integrales con fundamentación científica, tecnológica y humanística a través del desarrollo de proyectos de grado que permitan la aplicación de los conocimientos y las habilidades de los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir el manifold para el montaje de la válvula reductora de presión, cumpliendo con las siguientes características:
 - ✓ Capacidad de presión máxima 138 bares (2000 psi).
 - ✓ Con grados de ajuste fino deslizante (H7/h6) utilizando el sistema de agujero único.¹
 - ✓ Buena estabilidad dimensional (bajo peso, menos de 6 kg).

- Aplicar los criterios de presión máxima y esfuerzo en pared gruesa para el proceso de diseño y con el propósito de facilitar la construcción del manifold y reducir los costos del mismo.

- Utilizar paquetes de software CAD y CAE (Solid Edge y ANSYS Workbench) como herramientas que permitan a través de simulaciones con fluido presurizado, el análisis de esfuerzos y el estudio de la variación de presión a fin de obtener un diseño óptimo del manifold.

¹ A fin de facilitar la intercambiabilidad de piezas según la ISA (International Standard Asociation)

- Seleccionar y comprar una válvula de cartucho reductora de presión con opción de venteo para el manejo de presión nominal de 138 bares (2000 psi) a un caudal de 38 //min (10 gpm).
- Seleccionar y comprar el cartucho de seguridad proporcional que maneje una presión máxima de 207 bares (3000 psi) y un caudal nominal de 1 //min (0.25 gpm).
- Implementar un sistema de control de lazo cerrado cableado que permita el sensado de carga en un rango de 35 a 138 bares (500-2000 psi. Dicho sistema consta de:
 - ✓ Un amplificador digital para la válvula proporcional.
 - ✓ Una celda de carga (capacidad máxima 5 Ton).
 - ✓ Un módulo amplificador/acondicionador para la celda².
- Realizar pruebas de sensado de carga en lazo cerrado para variaciones de carga con incrementos de 7 bares (100 psi) con el fin de representar gráficamente las curvas de operación de la válvula.
- Comparar los resultados de control y funcionamiento de la válvula proporcional frente a los obtenidos con la servoválvula aplicados al mismo sistema de control, manteniendo valores de histéresis y de linealidad por debajo del 10% y 3% respectivamente.
- Comprobar, analizar y comparar los parámetros del sistema de control tales como: histéresis, ganancia máxima, rigidez, error repetible y tiempo de respuesta para el montaje de cada válvula.

² Este elemento será proporcionado por el profesor Abel Parada. Los anteriores elementos corren por cuenta de los autores del proyecto.

2. CONTROLES DE PRESIÓN

Cuando se trabaja con cualquier sistema de transmisión de potencia fluida, el desempeño de dicho sistema depende de tres tipos de control sobre la potencia a transmitir: control de dirección, control de caudal y control de presión. De esta manera se puede ejercer algún tipo de control sobre la presión, ya sea para determinar el valor máximo o mínimo de un parámetro de control, como la carga o fuerza aplicada por una prensa o vástago, o simplemente mantener este parámetro en un valor deseado.

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle.

De acuerdo a su función este tipo de válvulas se pueden clasificar en cinco grupos generales: válvulas de seguridad o de alivio, válvulas de secuencia, válvulas de descarga, válvulas de contrabalance y válvulas reductoras de presión (Tabla 1). Sumado a esto, dichas válvulas pueden ser de mando directo o pilotadas. En este proyecto solo se tratarán las válvulas de seguridad y reductoras de presión.

Tabla 1. Válvulas de control de presión y su aplicación

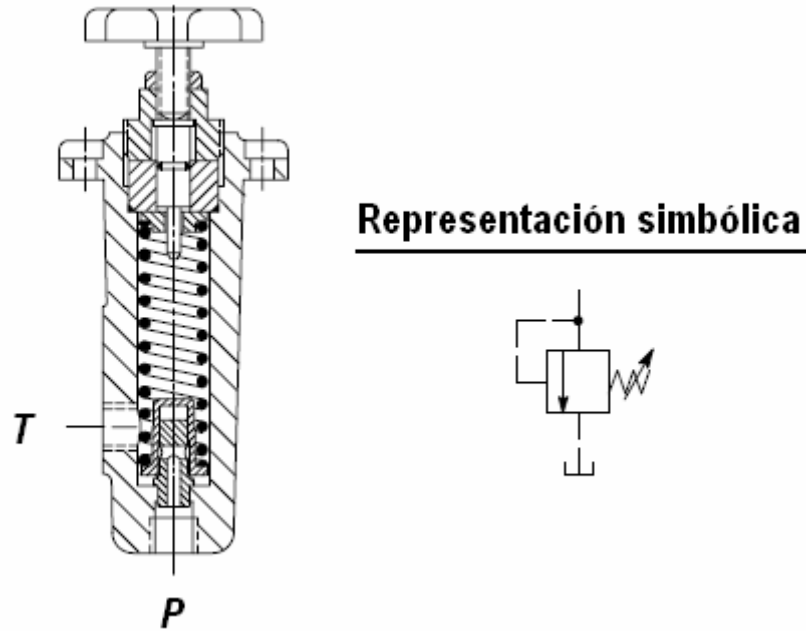
VÁLVULA	APLICACIÓN
Seguridad o alivio	Válvula utilizada para evitar sobre-presiones en sistemas hidráulicos.
Reductora	Válvula utilizada para mantener la presión reducida en una línea del sistema.
Contrabalance	Válvula utilizada para mantener una presión de retorno constante sobre un cilindro. Por ejemplo, para mantener la carga.
Descarga	Válvula de alivio con piloto externo utilizada para el control de la presión y descarga de bombas.
Secuencia	Válvula de alivio con drenaje externo que mantiene una presión mínima establecida en la línea primaria, mientras se produce una operación secundaria. Por ejemplo, para el accionamiento de actuadores en un orden determinado.

2.1 VÁLVULAS DE SEGURIDAD

La válvula de seguridad se halla prácticamente en todos los sistemas hidráulicos, su uso es indispensable cuando se desea limitar la presión del sistema a un valor determinado. Cuando se alcanza este valor indicado la válvula de seguridad de presión actúa y conduce el caudal sobrante hacia el tanque.

2.1.1 Válvula de seguridad de mando directo o simple. Una válvula de este tipo se instala de manera que el puerto de entrada P , es conectado a la línea de presión y el puerto de salida T se conecta a tanque (figura 1). Cuando la presión de entrada no es lo suficiente como para vencer la fuerza del resorte, el obturador se mantiene sobre su asiento, impidiendo el flujo a través de la válvula.

Figura 1. Válvula de seguridad de mando directo regulable



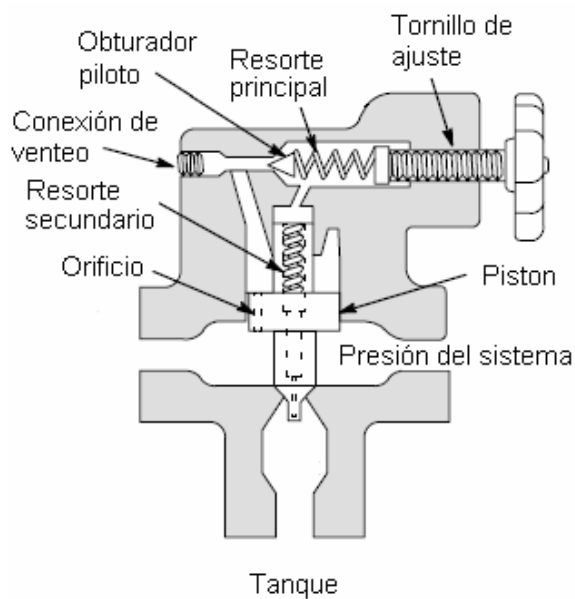
Fuente: OVERHAUL MANUAL EATON VICKERS. Pressure Relief Valve C175 Series. GB-411A (April 1996).

Cuando la presión de entrada excede la fuerza del resorte, el obturador se mueve y permite el paso del fluido hacia tanque. Este tipo de válvulas poseen un tornillo de ajuste para variar su taraje. De esta manera, la válvula puede ajustarse para que opere a cualquier presión hasta donde su intervalo de ajuste lo permita.

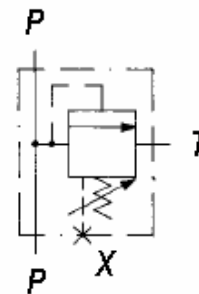
2.1.2 Válvula de seguridad compuesta o pilotada. A medida que el caudal aumenta, como consecuencia del espacio requerido para el resorte regulador, la posibilidad de construir válvulas de mando directo queda limitada. Para solucionar esto, se emplean las válvulas de seguridad pilotadas que poseen un tamaño mayor comparada con las simples de su tipo.

La figura 2 ilustra una válvula de seguridad pilotada donde su taraje es determinado mediante el tornillo de ajuste, el cual varía la compresión del resorte principal y por efecto, la fuerza sobre el obturador piloto. El pistón se mantiene contra el sello debido a la fuerza que ejerce el resorte principal. La válvula se mantiene normalmente cerrada cuando la presión del sistema es menor que la presión de taraje de la sección piloto.

Figura 2. Válvula de seguridad pilotada regulable



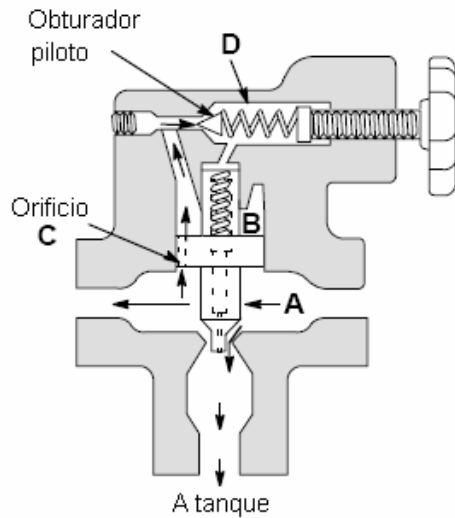
Representación simbólica



Fuente: OVERHAUL MANUAL EATON VICKERS. Balanced Piston Relief Valve CG/CS/CT Series. I-3300-S (January 1985).

Cuando la presión aumenta hasta que logra mover el obturador piloto (figura 3), se produce una descompensación en la cámara *B* debido a que la cámara *D* se comunica a tanque mediante un orificio interno en el pistón balanceado. La presión en la cámara *B* está limitada por el resorte secundario y cuando ocurre la descompensación, el exceso de fluido pasa a tanque.

Figura 3 . Válvula de seguridad pilotada descargando a tanque

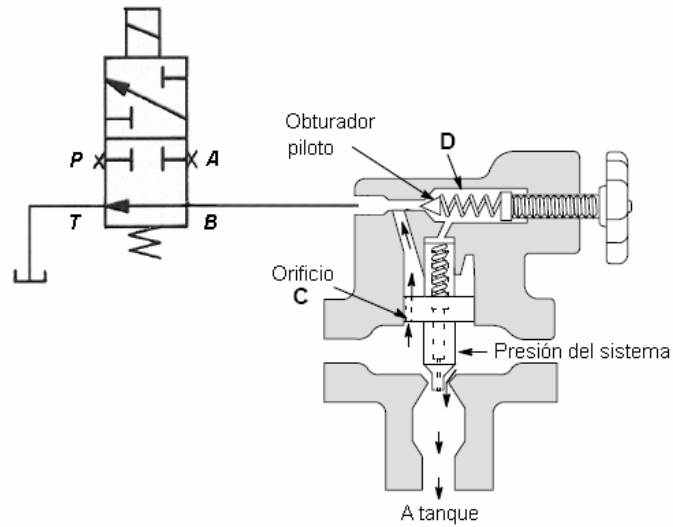


Fuente: OVERHAUL MANUAL EATON VICKERS. Balanced Piston Relief Valve CG/CS/CT Series. I-3300-S (January 1985).

2.1.3 Descarga a presión reducida (venteo). Esta opción se obtiene habilitando la conexión de venteo (puerto X). La opción de “alto venteo” se usa cuando es necesario mantener la presión piloto para otras válvulas en el sistema y proporciona una acción de cierre más rápido. Esto se logra cambiando el resorte secundario por uno más fuerte.

Una válvula de seguridad pilotada puede ser venteadada para descargar el flujo de la bomba a tanque. La figura 4 muestra el montaje de este procedimiento. Una válvula direccional controlada por solenoide puede usarse para el venteo a tanque.

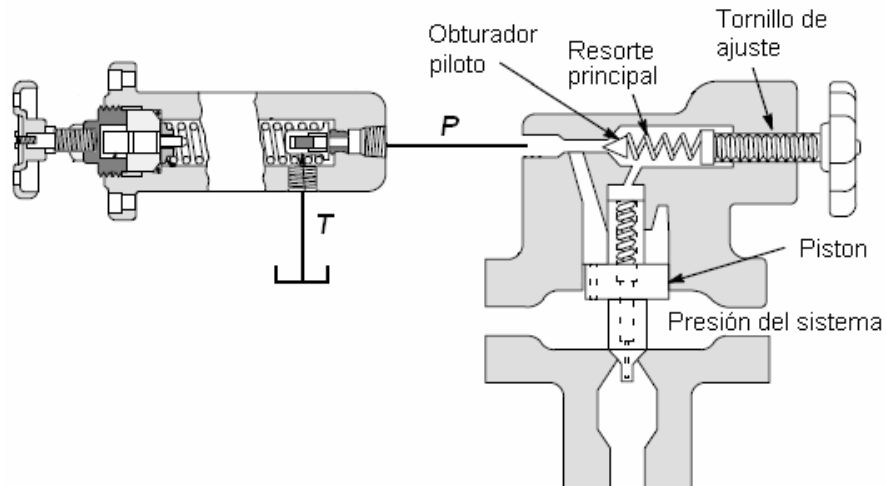
Figura 4 . Descarga a presión reducida



Fuente: OVERHAUL MANUAL EATON VICKERS. Balanced Piston Relief Valve CG/CS/CT Series. I-3300-S (January 1985).

Para ejercer un control remoto de presión, se conecta una válvula de seguridad simple, de menor taraje que la válvula pilotada, en la línea de venteo. Figura 5.

Figura 5. Control de presión remoto con venteo



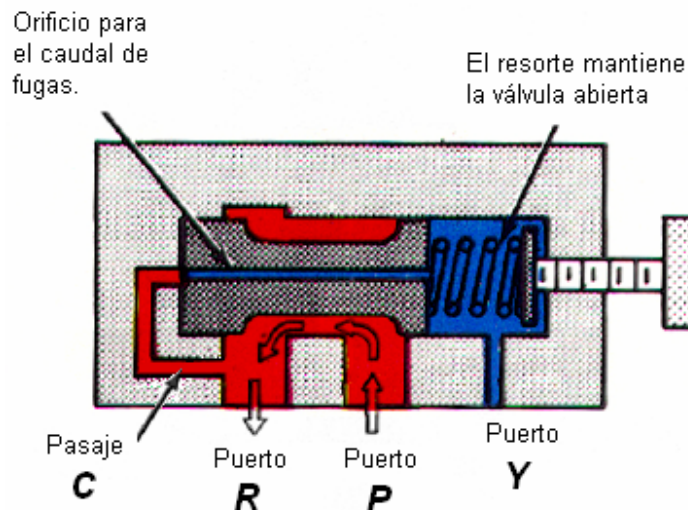
Fuente: OVERHAUL MANUAL EATON VICKERS. Balanced Piston Relief Valve CG/CS/CT Series. I-3300-S (January 1985).

2.2 VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN

La válvula reductora influye sobre la presión de salida, contrario a la función de una válvula de seguridad, que lo hace sobre la presión de entrada. Son controles de presión normalmente abiertos, utilizados para mantener presiones reducidas en ciertas partes de un circuito hidráulico. Las válvulas son actuadas por la presión de salida, que tiende a cerrarlas cuando se llega al taraje de la válvula, evitándose así un aumento no deseado de presión.

2.2.1 Válvula reductora simple. En una válvula de este tipo, ajustando la compresión del resorte se obtiene la presión máxima en la rama del circuito. El resorte mantiene el **spool** en la posición de apertura cuando la presión del sistema es menor al taraje del resorte (figura 6). El fluido del circuito principal circula libremente desde el puerto *P* hacia a el puerto *R*.

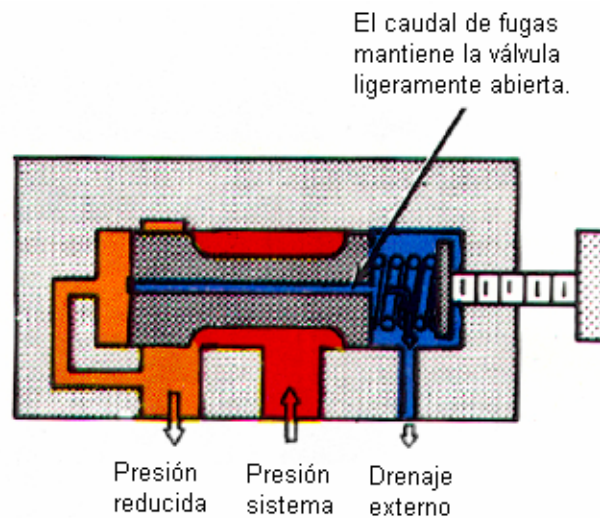
Figura 6. Válvula reductora de presión simple no accionada



Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

Con el aumento de la presión del sistema por encima del taraje del resorte, el **spool** comienza a moverse debido a la presión que existe en el pasaje C y la válvula restringe el paso del flujo parcialmente, ocasionando una caída de presión, consecuencia de la estrangulación del fluido (figura 7). Para mantener la presión reducida y evitar que las fugas aumenten la presión, el **spool** posee un orificio interno que comunica el fluido con la cámara del resorte y luego lo envía a tanque a través del puerto Y.

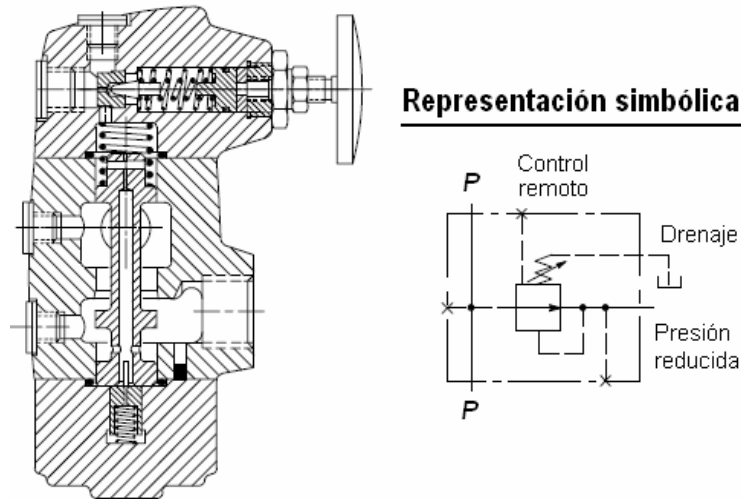
Figura 7. Válvula reductora de presión simple accionada



Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

2.2.2 Válvula reductora pilotada. Esta válvula posee un intervalo de ajuste más amplio y suministra un control más preciso. La presión de funcionamiento se ajusta mediante un resorte regulable situado en parte superior de la válvula. El **spool** de la válvula funciona de la misma manera que en la válvula reductora simple. Figura 8.

Figura 8. Válvula reductora pilotada regulable

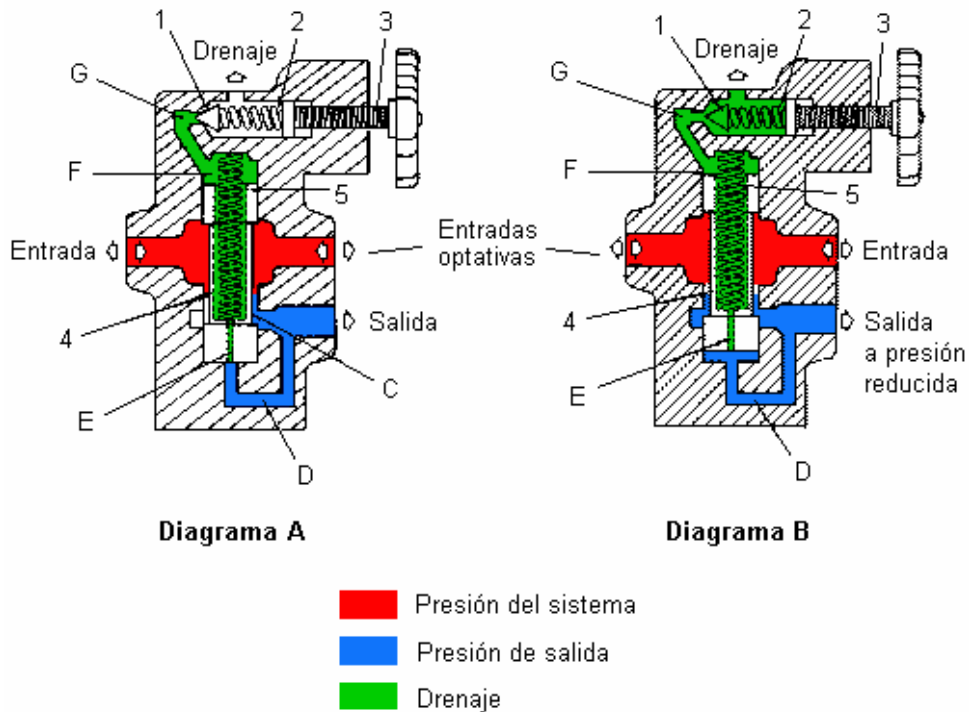


Fuente: OVERHAUL MANUAL EATON Vickers. Pressure Reducing Valves for Line Mounting XT-03,20 Series. GB-2333 (March 1996).

La válvula mostrada en la figura 9, consiste de un obturador (1), un resorte (2) y un tornillo ajustable (3). La posición del tornillo de ajuste proporciona la carga sobre el obturador, el cual determina el taraje de la válvula. El cuerpo principal de la válvula consiste de un **spool** (4) y un resorte (5) que mantiene la válvula abierta.

Cuando la presión a la entrada de la válvula (Diagrama A) no excede la presión de taraje, la válvula se mantiene completamente abierta. El pasaje *D* comunica el puerto de salida con el fondo del **spool**. El pasaje *E* comunica cada extremo del **spool**. La presión del fluido en el puerto de salida es la misma en los extremos del **spool**, lo que produce que se mantenga balanceado hidráulicamente. La única fuerza efectiva sobre el **spool** es la producida por el resorte, el cual logra mantener el pasaje *C* en su máximo tamaño.

Figura 9. Funcionamiento válvula reductora de presión pilotada regulable



Fuente: HEISERMAN, David L. Basic Hydraulics [on line]. Version 1.2. Westerville (Ohio-USA): SweetHeaven, 2001 [5 February 2007]. Available from Internet: <<http://www.free-ed.net/free-ed/MechTech/hydraulics01/default.asp>>.

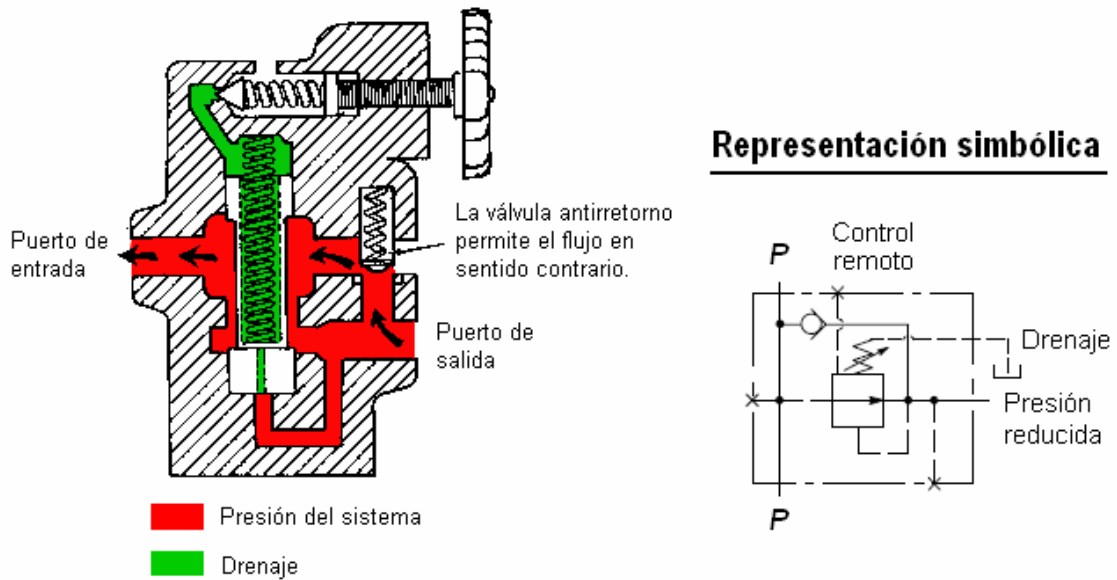
Cuando la presión de salida de la válvula alcanza la presión de taraje, la presión del fluido en la cámara G es suficiente para vencer la fuerza producida por el resorte (2); así mismo, el obturador se aparta de su sello permitiendo que el **spool** se desplace hacia arriba. El piloto de la válvula limita la presión en la cámara F.

A causa del movimiento del **spool**, este restringe el paso del fluido por el pasaje C, creando una caída de presión entre el puerto de entrada y el de salida. La presión a la salida está limitada por la suma de las fuerzas de los resortes (2) y (5). En operación normal, el pasaje C nunca se cierra completamente. El flujo debe circular por el pasaje E con el objeto de

mantener la presión necesaria para sostener el **spool** en la posición de control y lograr los requerimientos de trabajo a presión reducida. Como el flujo a través del pasaje *E* es continuo, debe enviarse a tanque por el puerto de drenaje.

En operaciones de trabajo donde se requiera el flujo en sentido contrario, es decir, del puerto de salida al de entrada, las válvulas de este tipo incluyen una válvula antirretorno en derivación, tal como se muestra en la figura 10. Sin embargo, la acción de reducción de presión no es posible en esta dirección del flujo.

Figura 10. Válvula reductora pilotada con antirretorno incorporada



Fuente: HEISERMAN, David L. Basic Hydraulics [on line]. Version 1.2. Westerville (Ohio-USA): SweetHeaven, 2001 [5 February 2007]. Available from Internet: <<http://www.free-ed.net/free-ed/MechTech/hydraulics01/default.asp>>.

2.3 VÁLVULAS DE CARTUCHO

Una válvula de cartucho se enrosca o se inserta dentro de una cavidad normalizada en un bloque y se mantiene en su lugar con tornillos o con una tapa asegurada con pernos para completar el diseño con válvulas de cartucho. Las válvulas de cartucho para roscar son una buena elección porque pueden ser elementos tipo obturador o corredera y por ello, brindan una función hidráulica más completa.

Las válvulas de cartucho para roscar ofrecen un diseño alternativo más que una sustitución de las válvulas convencionales de corredera deslizante. Pueden instalarse en un bloque o utilizarse como conjuntos individuales, el exterior de esta válvula puede llevar rosca que se atornilla.

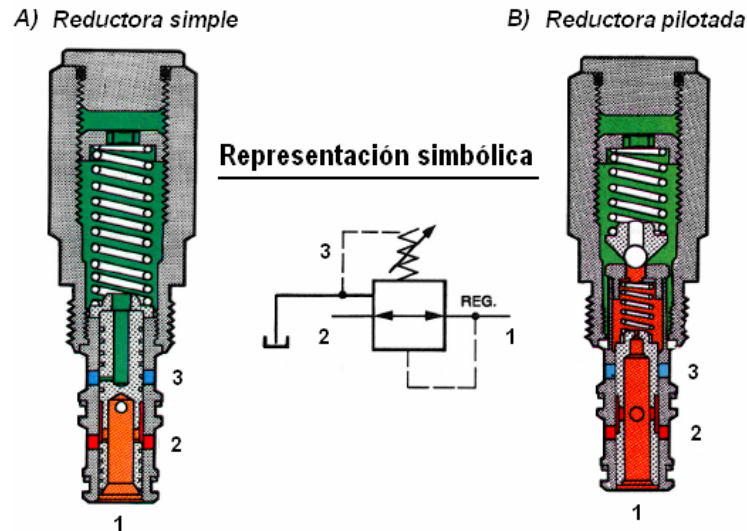
2.3.1 Válvulas de cartucho para roscar como controles de presión. Los tipos de válvulas de cartucho para roscar utilizados para controlar la presión incluyen válvulas de seguridad, de secuencia, descarga y válvulas reductoras de presión.

Una válvula de cartucho también puede servir como válvula reductora y de seguridad al mismo tiempo. La válvula de la figura 11 A), es una de estas válvulas de mando directo. El orificio primario del sistema es el orificio 2, la presión regulada o reducida está en el orificio inferior 1, y el orificio de drenaje a tanque es el orificio más elevado, 3.

Existen también válvulas de cartucho para roscar pilotadas, para las funciones de seguridad y reducción de presión, figura 11 B). En esta válvula los orificios de presión, presión reducida y tanque están en la misma posición que en la válvula de mando directo. La diferencia en esta válvula es que la presión en la cámara del muelle ligero de la etapa principal viene limitada por la válvula piloto tipo esfera. En consecuencia, la presión en el orificio de

salida (1) viene limitada a la presión de la válvula piloto más la presión del muelle ligero.

Figura 11. Válvula de cartucho reductora y de seguridad



Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

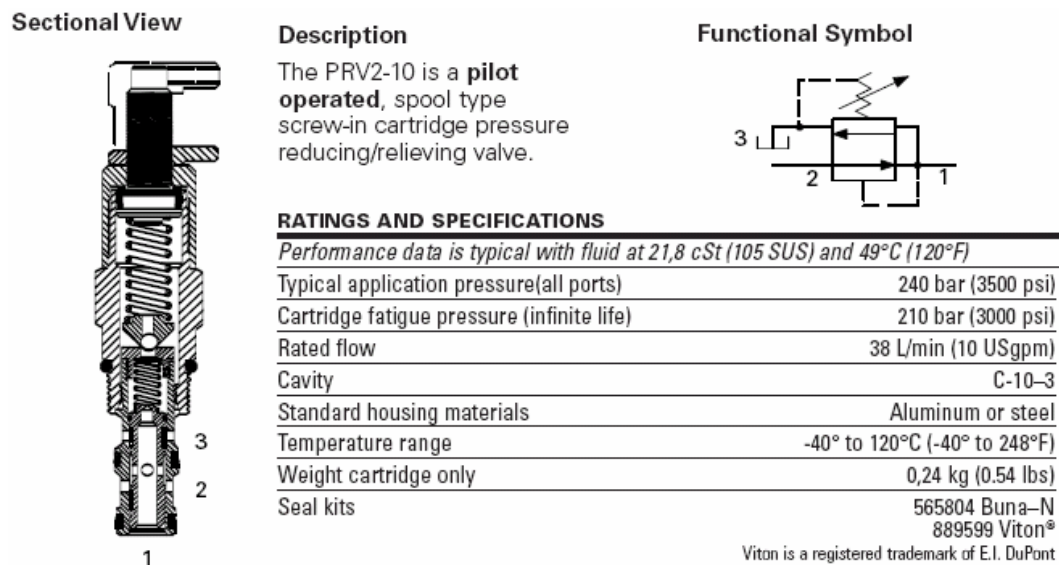
2.4 VÁLVULAS REDUCTORAS DISPONIBLES EN EL MERCADO

En el mercado internacional se puede encontrar un reconocido número de fabricantes de válvulas de control de presión entre ellos: EATON Vickers, DENISON Parker, REXROTH Bosh, Command Controls, SUNHydraulics, HydraForce, Continental Hydarulics, etc. Todos estos fabricantes presentan diferentes alternativas que proporcionan al usuario un amplio rango de selección de productos para labores de potencia fluida.

2.4.1 Válvula reductora/alivio de presión PRV2-10. Es una válvula reductora y de alivio pilotada tipo cartucho para roscar. Esta opción presentada por EATON Vickers (figura 12) mantiene una presión (menor) secundaria constante en subsistemas hidráulicos sin importar las variaciones de presión en el sistema primario.

Es una válvula normalmente abierta, que permite el flujo desde el puerto 2 hacia el puerto 1. El puerto 3 debe ventearse. Una vez la presión de taraje es alcanzada en el puerto 1, el **spool** se mueve hasta restringir la entrada de flujo por el puerto 2, lo que regula la presión en el puerto 1. Si la presión en el puerto 1 excede el taraje predeterminado de la válvula, el **spool** se moverá mucho más hasta aliviar el exceso de presión a través del puerto 3, enviando el fluido a tanque.

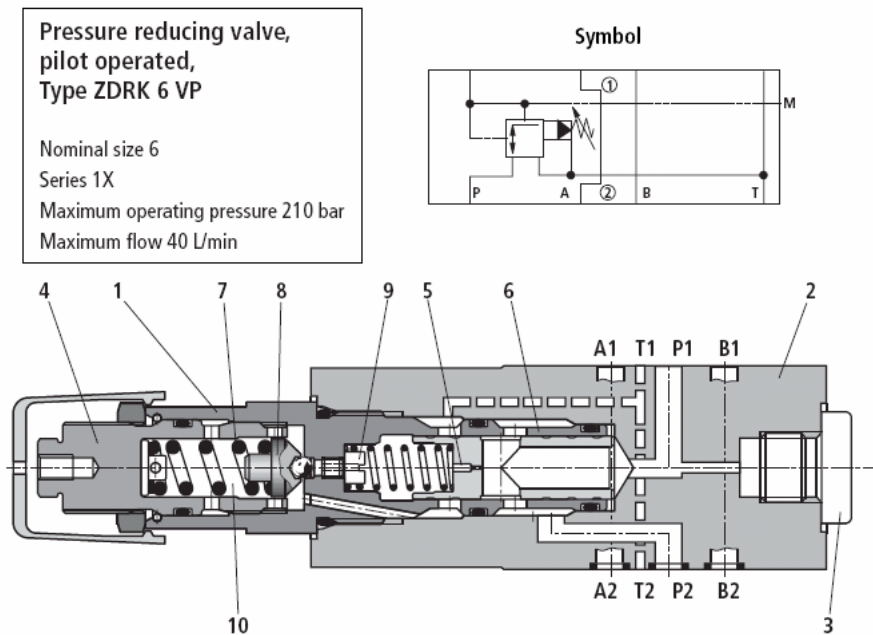
Figura 12. Válvula reductora/alivio de presión PRV2-10 EATON Vickers



Fuente: EATON VICKERS Screw-In Cartridge Valves. V-VLOV-MC001-E3 (January 2006).

2.4.2 Válvula reductora de presión ZDRK 6 VP. Es una válvula reductora de presión preaccionada de tres vías, marca REXROTH y de construcción de placa intermedia con limitación de presión del circuito secundario. Figura 13. Se compone básicamente de cartucho (1) y carcasa (2). El ajuste de presión secundaria se realiza mediante el elemento (4).

Figura 13. Válvula reductora de presión ZDRK 6 VP REXROTH Bosch



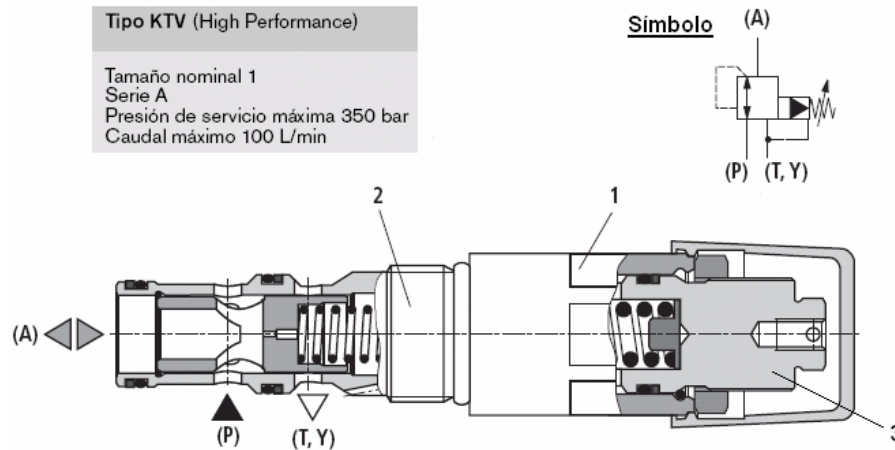
Fuente: BOSCH REXROTH. Hydraulics Product Catalog. USA. RA 00 823/07.06 Version 6.

El fluido hidráulico puede circular libremente del puerto $P2$ hacia el puerto $P1$. Simultáneamente, la presión en el puerto $P1$ actúa sobre el **spool** principal (6) y a través del orificio (9) sobre el cono piloto (8). Si la presión en el puerto $P1$ alcanza un valor superior al ajustado en el resorte (7) se abre el cono piloto. El fluido circula desde el lado del **spool** principal cargado por el resorte a través del orificio (9) y el cono piloto en la cámara del resorte (10). El **spool** principal se mueve a la posición de regulación, manteniendo constante la presión tarada en el resorte (7) en el puerto $P1$.

Si la presión en el puerto $P1$ se incrementa por el efecto de fuerzas externas, el **spool** principal se desplaza aún más contra el resorte (7). De esta manera el puerto $P1$ se comunica con el tanque (puerto $T1$) a través del canto de control entre el **spool** principal y la carcasa. El drenaje de aceite piloto de la cámara del resorte (10) se produce a través del puerto $T1$. A través de un manómetro ubicado en (3) se puede medir la presión reducida.

2.4.3 Válvula reductora de presión KTV. Es una válvula tipo cartucho para roscar, preaccionada y de tres vías marca REXROTH (figura 14). El ajuste de la presión secundaria se realiza a través del elemento (3). Se compone de una válvula piloto (1) ajustable y la válvula principal (2).

Figura 14. Válvula reductora de presión KTV REXROTH Bosch



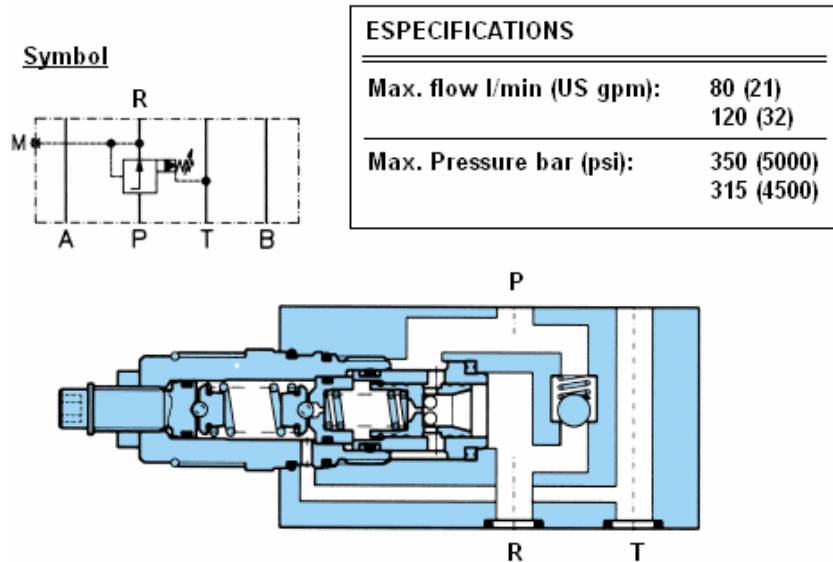
Fuente: BOSCH REXROTH. Hydraulics Product Catalog. USA. RA 00 823/07.06 Version 6.

En la posición normal la válvula está abierta. El fluido hidráulico fluye desde el puerto (P) hacia el (A). Si en el puerto (A) la presión aumenta alcanzando el valor ajustado en (3), el **spool** reduce el paso de fluido de (P) hacia (A). Un nuevo aumento de la presión en el puerto (P) no influye sobre el puerto (A). Cualquier pérdida de presión en el puerto (A) es regulada por la válvula. Si la presión en (A) supera el valor ajustado, el **spool** se desplaza contra el resorte y se comunican los puertos (A) y (T,Y), enviando el fluido sobrante a tanque.

2.4.4 Válvula reductora de presión ZDR. Es una válvula reductora de presión pilotada de rápida respuesta marca DENISON Hydraulics. Su funcionamiento es similar a las válvulas anteriores, la única diferencia está en que posee un cheque, el cual permite el flujo en sentido contrario, desde el

puerto *R* hacia el *P*. No obstante, en este sentido no existe control de la presión.

Figura 15. Válvula reductora de presión ZDR DENISON Hydraulics



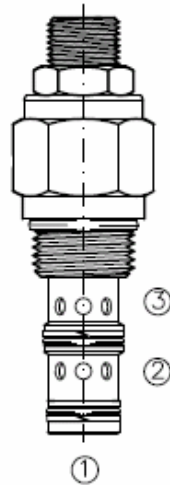
Fuente: DENISON HYDRAULICS. Introduction into Valve Range. SPO-EN 1010-B.

2.4.5 Válvula reductora/alivio de presión PRRS-10. Es una válvula reductora y de alivio pilotada tipo cartucho para roscar (figura 16). Esta opción presentada por Command Controls permite el flujo desde el puerto (2) hacia el (1) hasta que la presión en el puerto (1) exceda el taraje de la cámara del resorte ajustable. Si esto ocurre, el **spool** se moverá y bolqueará el paso del fluido del puerto (2) hacia el (1) manteniendo la presión reducida en el puerto (1).

De acuerdo a su construcción permite que actúe también como válvula de seguridad desde el puerto (1) hacia el puerto (3), enviando el fluido en exceso a tanque a través del puerto (3). Este puerto puede ser presurizado, es decir venteado.

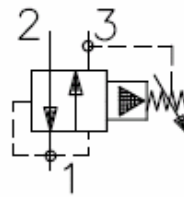
Figura 16. Válvula reductora/alivio de presión PRRS-10 Command Controls

PRESSURE REDUCING/RELIEVING VALVE
PILOT OPERATED, SLIDING SPOOL **PRRS-10**



SPECIFICATIONS

OPERATING PRESSURE: 5,000 PSI [350 Bar]
PROOF PRESSURE: 10,000 PSI [700 Bar]
FLOW: 12.0 GPM [46 L/M] nominal.

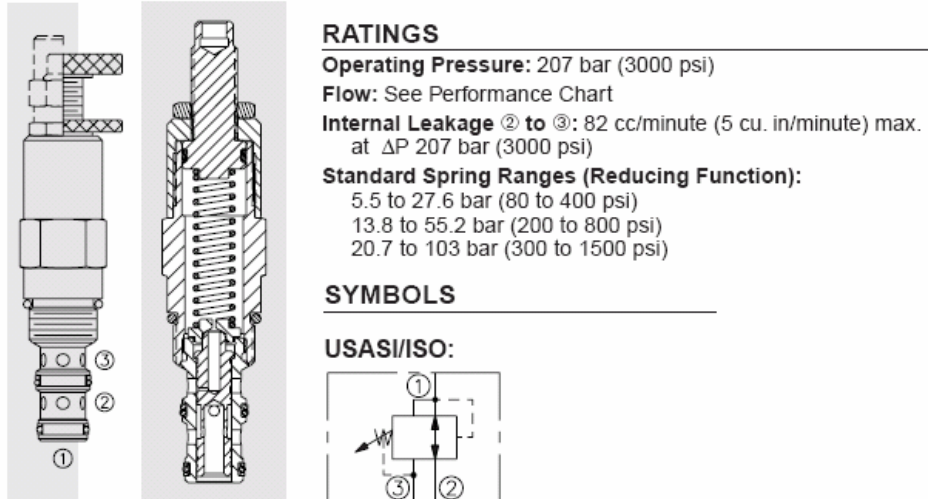


Fuente: COMMAND CONTROLS CORPORATION.

2.4.6 Válvula reductora/alivio de presión PR10-32. Es una válvula reductora y de alivio de acción directa tipo cartucho para roscar (figura 17). Esta opción presentada por HydraForce permite el paso de flujo bidireccional desde el puerto (2) hacia el puerto (1), con la cámara del resorte constantemente drenada a través del puerto (3). Mediante el ajuste del resorte se tara la válvula con el objetivo de regular el flujo desde el puerto (2) hacia (1), de esta forma se mantiene reducida la presión en (1). Cuando la presión en (1) aumenta demasiado, como para lograr la comunicación entre los puertos (1) y (3), la válvula actúa como alivio.

Figura 17. Válvula reductora/alivio de presión PR10-32 HydraForce

PR10-32 Pressure Reducing/Relieving



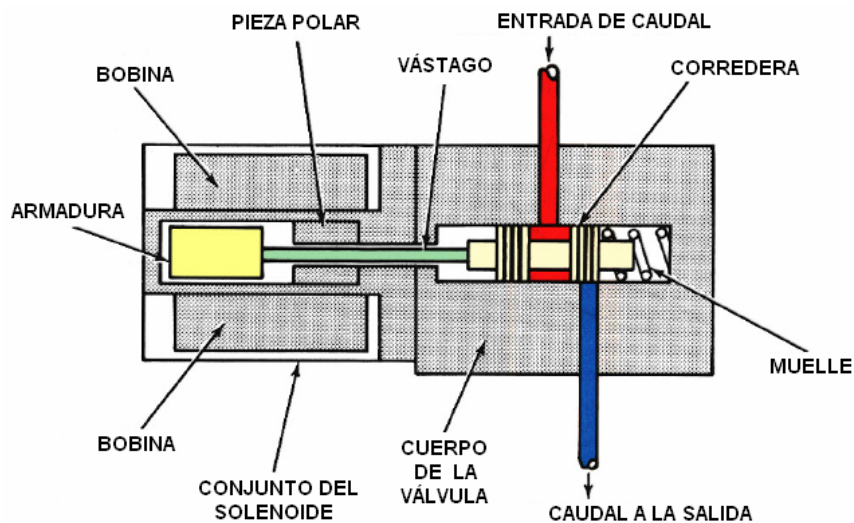
Fuente: HYDRAFORCE.

Estas son las algunas válvulas que ofrecen ciertos fabricantes. Sin embargo, para los requerimientos de la aplicación a realizar, ninguna de estas válvulas es conveniente ya que ésta debe tener la opción de control remoto independiente del puerto de drenaje. En el capítulo 6 se presentará la selección de la válvula reductora que hará parte del montaje final del manifold.

3. VÁLVULAS PROPORCIONALES ELECTROHIDRÁULICAS

Las válvulas proporcionales se ubican entre las válvulas con solenoides convencionales y las servoválvulas. Estas válvulas ofrecen la posibilidad de juntar los controles electrónicos con la hidráulica, y con ello, ofrecen una alta flexibilidad en aplicaciones que requieren un control sencillo del fluido hidráulico.

Figura 18. Construcción de una válvula proporcional básica



Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

Las válvulas proporcionales controlan y hacen variar la presión, el caudal y la dirección desde una posición remota. Se ajustan eléctricamente y son actuadas mediante solenoides proporcionales que producen una salida proporcional a una entrada de control electrónico.

La ventaja más notoria reside en que este tipo de válvulas puede ocupar un infinito número de posiciones dentro de su intervalo de trabajo. Con las

válvulas proporcionales se logran accionamientos más sencillos, rápidos y muy exactos, manteniéndose el control de las señales de mando. Esto permite eliminar picos de presión, lo que prolonga la vida útil de los elementos hidráulicos y mecánicos.

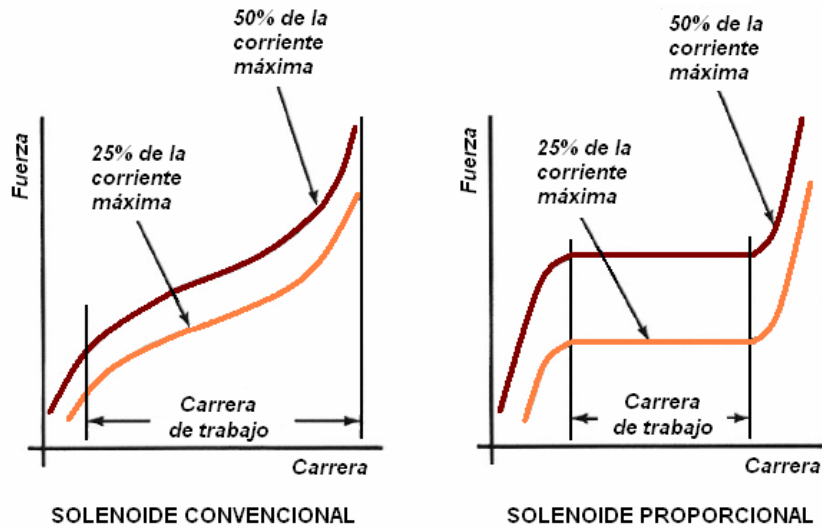
A pesar de las muchas ventajas que poseen las válvulas proporcionales, no son comparables con el desempeño de las servoválvulas. Las diferencias en los requisitos de fabricación (tolerancias y ajustes exigentes) hacen de las servoválvulas dispositivos especiales y costosos, que poseen mejores características en cuanto a precisión, histéresis, linealidad, respuesta de frecuencia, entre otras. Aunque en la actualidad, las válvulas proporcionales se acercan mucho más a las servoválvulas en términos de especificaciones.

3.1 SOLENOIDES PROPORCIONALES

Los solenoides proporcionales pertenecen al grupo de solenoides de corriente continua. Proporcionalmente a una corriente eléctrica de entrada producen una fuerza o carrera como magnitud de salida. Según la aplicación práctica, se pueden clasificar en: solenoides de fuerza regulada y solenoides de carrera regulada.

3.1.1 Solenoides de fuerza regulada. Son solenoides con función fuerza-corriente en los que se regula la fuerza variando la intensidad de corriente sin que el vástago recorra una carrera importante. Por medio de una señal de realimentación en el amplificador electrónico se mantiene constante la corriente y con ello la fuerza, aún cuando varíe la resistencia del solenoide. Figura 19.

Figura 19. Fuerza de los solenoides convencional y proporcional



Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

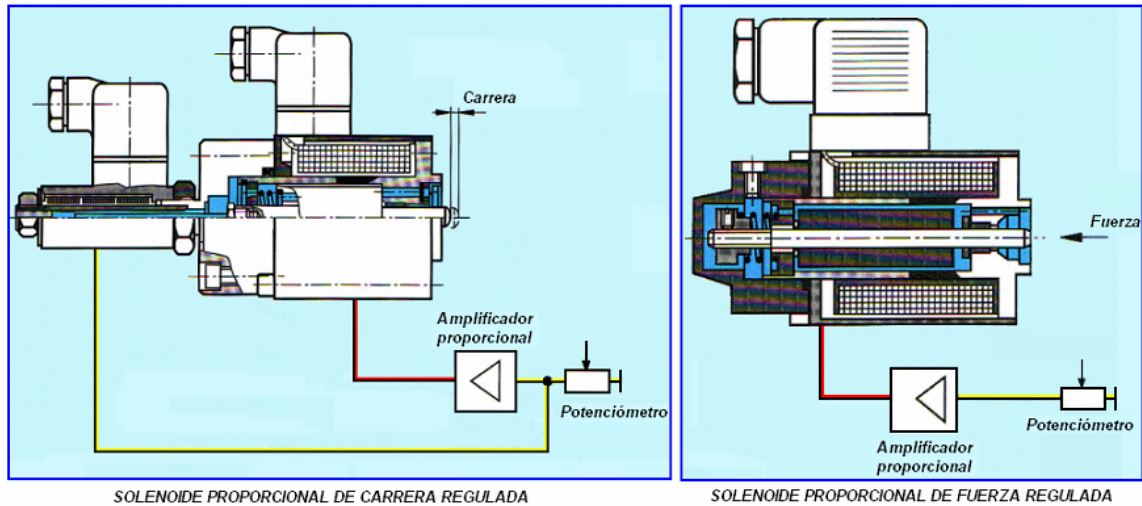
El tamaño de esta clase de solenoides es pequeño debido a lo reducido de su carrera. Se les utiliza para válvulas proporcionales direccionales y de presión pilotadas. Además, pertenecen al grupo de los solenoides húmedos, es decir el vástago trabaja en aceite.

3.1.2 Solenoides de carrera regulada. En estos solenoides se regula la posición del vástago mediante un lazo cerrado manteniendo la posición independiente de las fuerzas actuantes, siempre que éstas se mantengan dentro de los valores admisibles para el solenoide.

Con este tipo de solenoide se puede comandar el carretel de válvulas proporcionales direccionales, de caudal y de presión. La aplicación más frecuente es para válvulas proporcionales direccionales de 4 vías. En válvulas pilotadas, la presión piloto actúa sobre áreas muy grandes, por lo tanto, las fuerzas de posicionamiento son mayores y la influencia porcentual de las fuerzas de perturbación se reduce notablemente. Debido a esto en las

válvulas pilotadas se puede prescindir de la realimentación eléctrica. Figura 20.

Figura 20. Tipos de solenoides proporcionales



Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

3.2 VÁLVULAS PROPORCIONALES DE PRESIÓN

Las válvulas de control de presión operadas por solenoide proporcional pueden proveer las mismas funciones que las válvulas convencionales ajustables para el control de presión. Estas pueden ser: válvulas de alivio, reductoras de presión, de secuencia, contrabalance, de descarga y de frenado.

Estas válvulas se utilizan para el mando remoto de presión influyendo electrónicamente sobre el tiempo en el cual se ejerce la fuerza. Dentro de la clasificación de las válvulas proporcionales de presión se tienen: la de boquilla, de obturador con LVDT y la de tipo placa.

3.3 ELECTRÓNICA PARA VÁLVULAS PROPORCIONALES

Las válvulas proporcionales se utilizan con tecnología electrónica moderna la cual proporciona un control preciso de la corriente del solenoide. Además se pueden utilizar tanto en sistemas de lazo abierto como en los de lazo cerrado. En esta sección se tratará la electrónica de mando que produce las operaciones de control.

3.3.1 Amplificador de control electrónico. Existen muchos amplificadores de control electrónico para las válvulas proporcionales, pero cada uno suministra una parte de un grupo de funciones. Las señales de entrada que controlan las válvulas con solenoide proporcional provienen de una variedad de fuentes: potenciómetros, sensores, transductores, tacogeneradores y microprocesadores. Todos estos elementos son fuentes de baja potencia en términos de tensión y/o corriente. Su potencia debe amplificarse antes de que alguno de estos elementos pueda accionar una válvula proporcional. Para aumentar esta potencia al nivel requerido, una pequeña tensión procedente de una de las fuentes anteriores se envía como entrada a un amplificador.

La ganancia de un amplificador es la relación entre la pequeña señal de entrada al amplificador y la señal de salida del mismo. En términos de tensión la ganancia viene dada por:

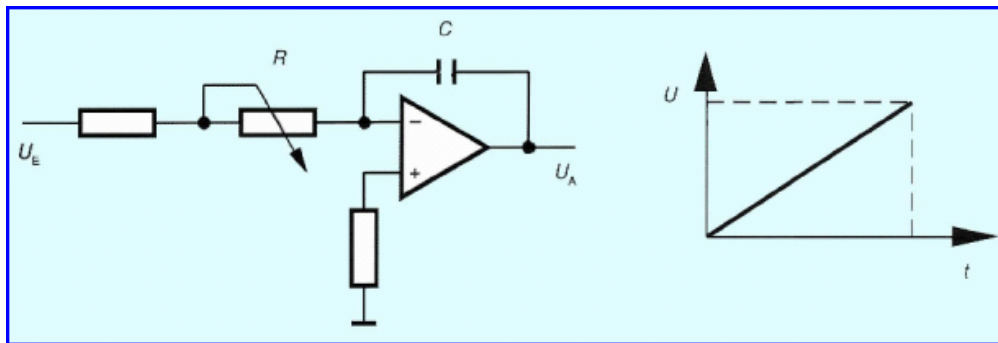
$$Ganancia = \frac{Tensión\ de\ salida}{Tensión\ de\ entrada}$$

Los amplificadores proporcionales pueden dividirse en dos grupos:

- Amplificador proporcional sin regulación de posición (para solenoides proporcionales de fuerza regulada).
- Amplificador proporcional con regulador de posición (para solenoides proporcionales con carrera regulada).

3.3.2 Generador de rampa. El generador de rampa mostrado en la figura 21 produce una señal de salida que aumenta o disminuye gradualmente partiendo de una señal de entrada escalón. La variación temporal de la señal de salida es graduable mediante un potenciómetro. La función se logra a través del condensador C , el cual se carga lentamente y produce el aumento gradual de la tensión de salida.

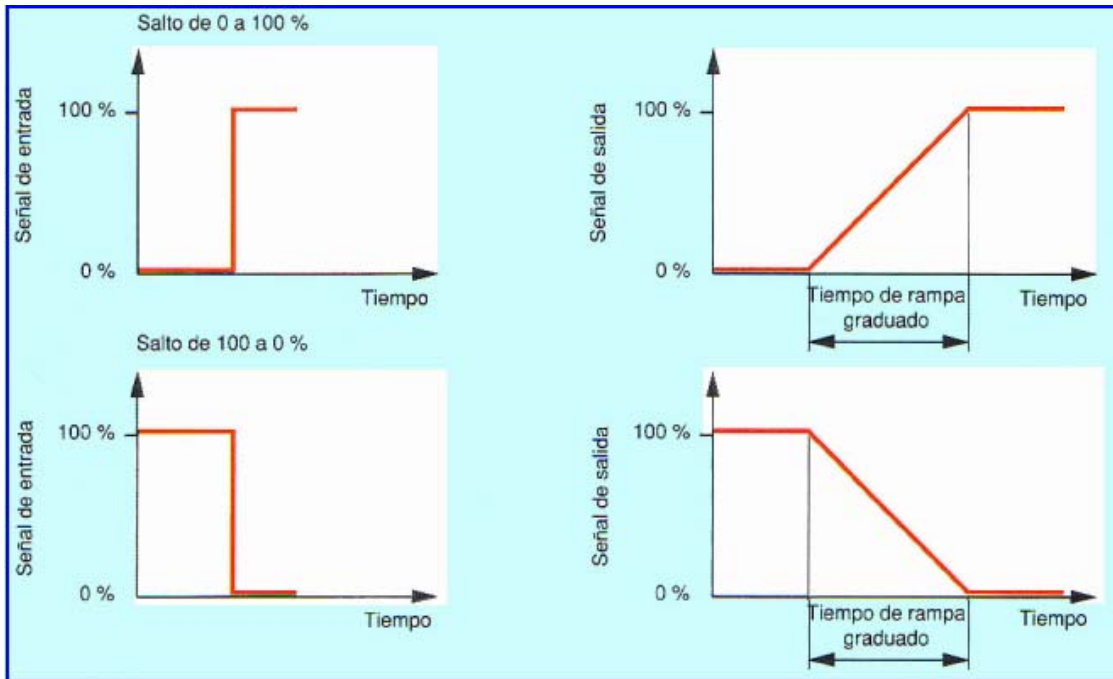
Figura 21. Generador de rampas



Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

El gradiente de la tensión de salida puede ser variado con la resistencia variable R , controlando con ello la velocidad y la posición de la corredera de la válvula proporcional. La magnitud de esta tensión determina el ángulo de la rampa. Cuando la salida del generador de rampa llega al nivel de tensión de la señal de entrada, el amplificador da una salida cero y la rampa se estabiliza y mantiene constante. Figura 22.

Figura 22. Señal escalón, tiempo de rampa



Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

4. SERVOVÁLVULAS ELECTROHIDRÁULICAS

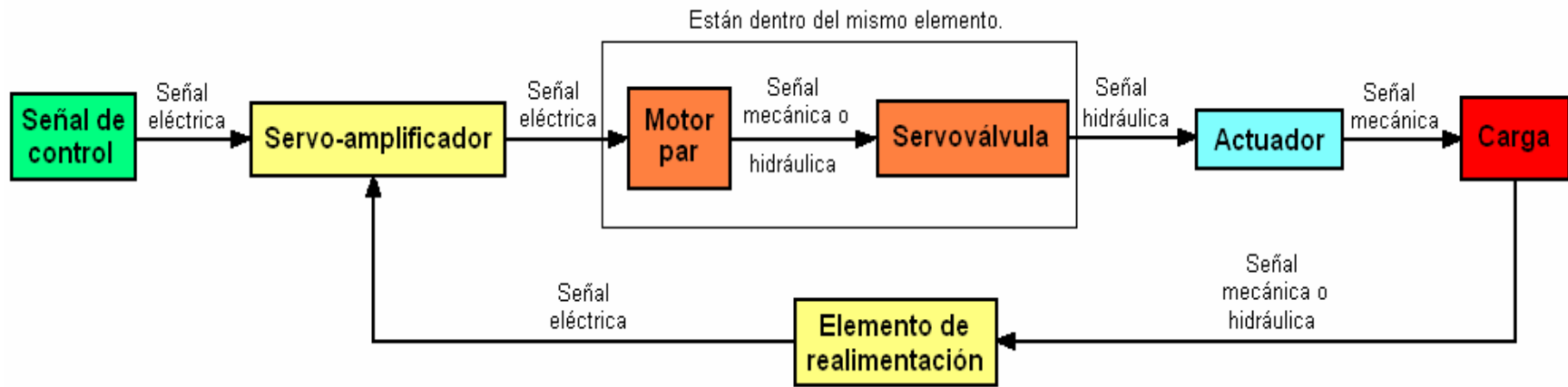
Las servoválvulas son válvulas direccionales de infinitas posiciones, que permiten controlar tanto la cantidad como la dirección del caudal. Son también válvulas de dos o tres etapas que utilizan normalmente una etapa de pilotaje tipo lengüeta o boquilla. Esta etapa puede posicionar la corredera de la etapa principal hacia ambos lados de la posición nula según sea la dirección de la corriente por las bobinas del motor par.

Las servoválvulas electrohidráulicas funcionan enviando una señal eléctrica a un motor par o motor de mando, que directa o indirectamente posiciona la corredera de la válvula. Esta señal, una vez aplicada a la servoválvula a través de un amplificador, mueve la carga hasta una posición determinada o a una velocidad deseada. Figura 23.

El amplificador recibe una señal de respuesta o de realimentación, dada por un potenciómetro u otro transductor conectado a la carga. Esta señal de respuesta es comparada con la de entrada (la señal que produce el movimiento de la carga) y cualquier diferencia resultante se transmite al motor par como una señal de error, luego se realiza la corrección.

Las servoválvulas son muy utilizadas para sistemas de control de lazo cerrado, excepto para los más sencillos. Cuando se instala con dispositivos de realimentación adecuados, consigue controles muy precisos de la posición, velocidad y aceleración de un actuador. Estas válvulas brindan tiempos de respuesta rápidos (menores a 10 ms para la respuesta escalón), buena linealidad y baja histéresis.

Figura 23. Diagrama de un servosistema electrohidráulico



Fuente: propiedad de los autores.

4.1 SERVOVÁLVULAS DE VARIAS ETAPA

Son válvulas de dos o más etapas utilizadas para controlar cantidades de flujo más altas. En estas válvulas la segunda y tercera etapa son correderas deslizantes que están operadas por pilotos. La primera etapa puede usar una corredera con retroposicionamiento mecánico, pero también existen otros diseños. Para el interés de este proyecto sólo se describirá el funcionamiento de las servoválvulas de dos etapas.

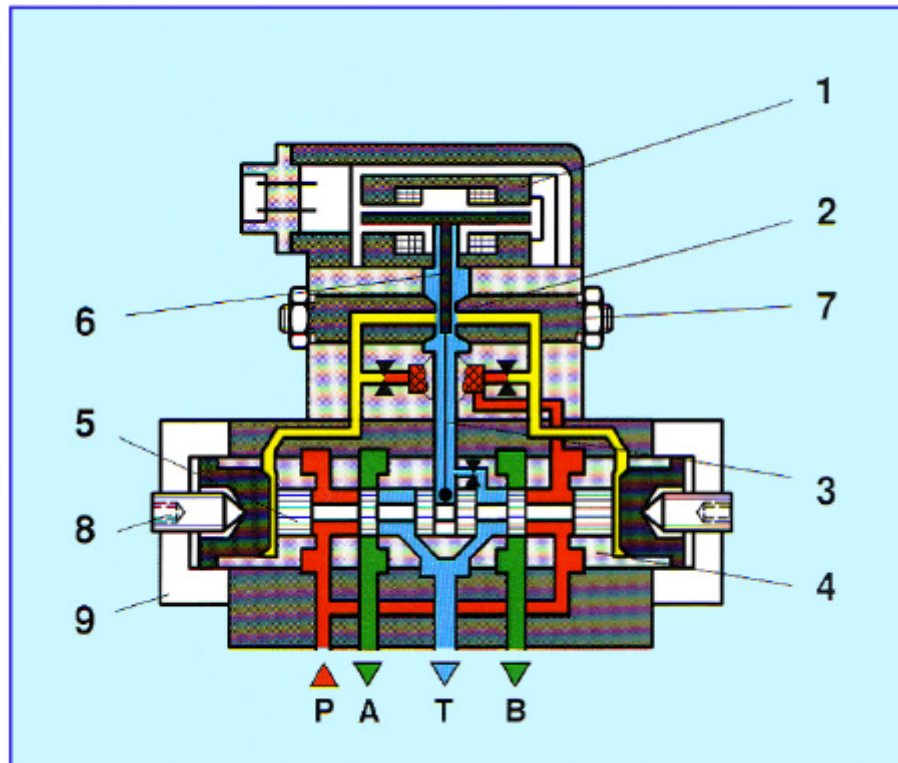
4.1.1 Servoválvulas de dos etapas con retroposicionamiento mecánico.

Estas válvulas (figura 24) se componen básicamente de: la primera etapa; el muelle de realimentación (3) como elemento de unión entre la primera y segunda etapa; y la segunda etapa con la vaina de mando recambiable (4) y la corredera (5) acoplada a la retroseñal.

La corredera está unida con el motor de mando (1) de la primera etapa a través del muelle de realimentación. El tipo de retroposicionamiento empleado funciona en base a su dependencia del equilibrio de momentos del motor de mando y del muelle de realimentación.

De este modo, cuando se produce una variación de la señal eléctrica de entrada, en primer lugar se desplaza la placa de choque o lengüeta (6) de la posición central entre las toberas de regulación (2). Simultáneamente se produce una diferencia de presión que actúa sobre ambos lados frontales de la corredera.

Figura 24. Servoválvula de dos etapas con retroseñal mecánica



Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

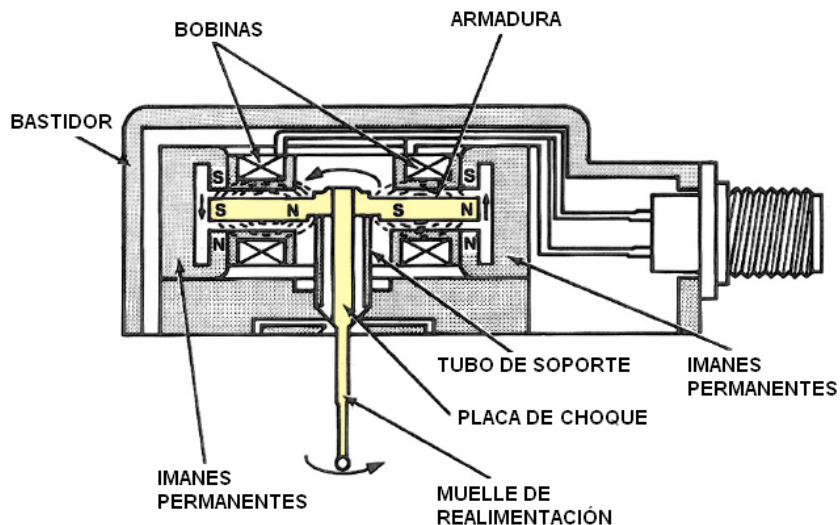
La corredera varía su posición por efecto de la diferencia de presión. Esta variación produce una flexión del muelle de realimentación hasta que la placa de choque sea desplazada hacia la posición central y los momentos se encuentren en equilibrio. Con esto se ha regulado una carrera del pistón proporcional a la señal de entrada y, por lo tanto, el caudal.

A través de los dos tornillos con hexágono interno (8) que se encuentran en las tapas de la válvula (9), se puede cambiar la posición de los cantos de mando de las vainas de mando (4) con respecto a la corredera, a fin de ajustar el punto cero hidráulico.

4.2 MOTOR DE MANDO (MOTOR PAR)

El motor de mando es un dispositivo electromagnético que consiste de uno o dos imanes permanentes, dos pedazos de polo, una armadura ferromagnética, y dos bobinas (figura 25). Los imanes permanentes polarizan los polos de la armadura, para que se produzcan campos magnéticos opuestos. Los motores de mando son dispositivos de muy baja potencia operados con fuentes de corriente continua de baja tensión.

Figura 25. Motor de mando de una servoválvula



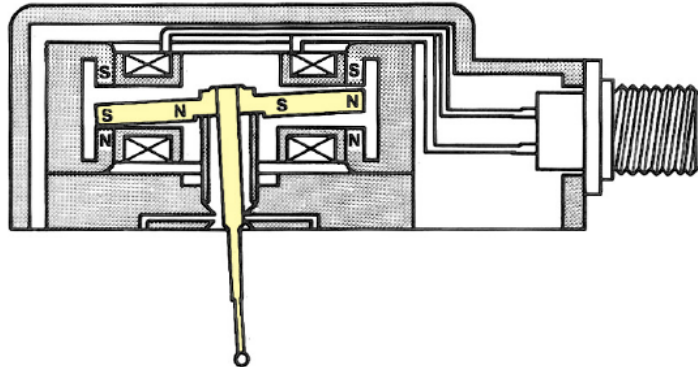
Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

Cuando se aplica una corriente a las bobinas, la armadura forma un campo magnético cuya fuerza viene determinada por la intensidad de la corriente que circula por las bobinas. El campo magnético en la armadura puede invertirse, invirtiendo la dirección de la corriente que atraviesa las bobinas.

Cuando la corriente de la bobina magnetiza la armadura, sus extremos son atraídos a los polos opuestos de los imanes permanentes (que poseen polaridad invariable), lo que hace que el tubo de soporte, que es flexionado

por las fuerzas magnéticas sobre la armadura, actúa como un pivote sobre el conjunto de la armadura (figura 26). Todo el conjunto de la armadura se inclina haciendo que la placa de choque bloquee una de las toberas. La placa vuelve a su posición central cuando la corriente deja de circular por la bobina.

Figura 26. Funcionamiento del motor de mando de una servoválvula

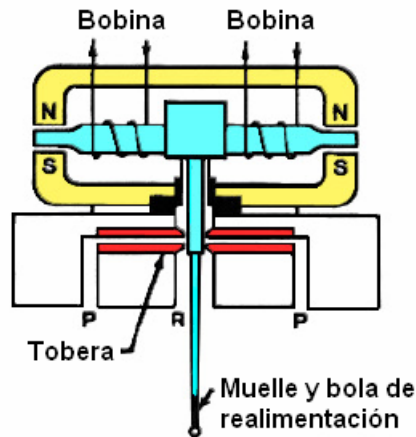


Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

4.3 CONJUNTO TOBERAS-PLACA DE CHOQUE

Unido al centro de la armadura hay un conjunto placa de choque, toberas y muelle de realimentación que se extiende hacia abajo a través del tubo de flexión. Una bola en el extremo del muelle de realimentación está situada en un alojamiento en la corredera. A ambos lados de la placa de choque hay dos toberas con fluido presurizado. Figura 27.

Figura 27. Conjunto toberas-placa de choque de una servoválvula



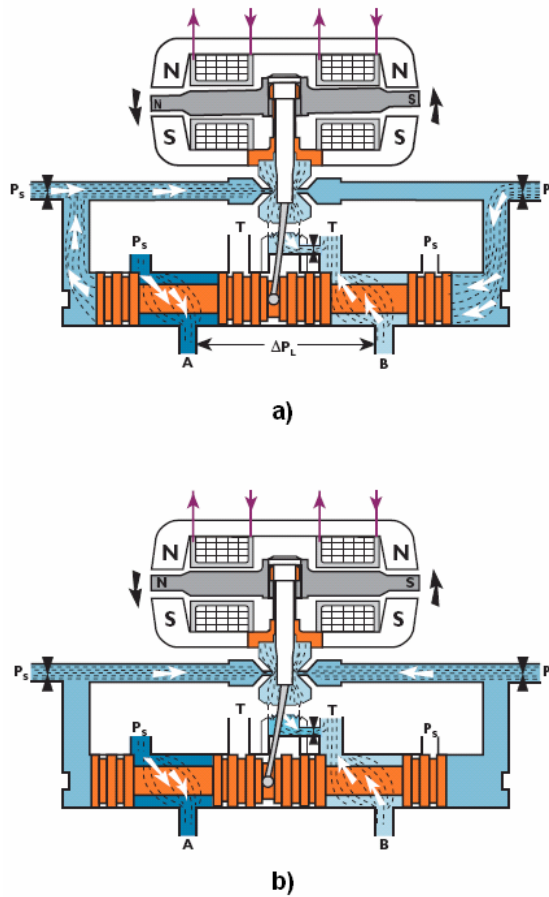
Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

La presión que llega a cada tobera es proporcionada por el orificio de suministro de presión de la válvula a través de un filtro incorporado y un orificio fijo. Los orificios fijos limitan el caudal que llega a las toberas. El filtro impide que las partículas contaminantes del fluido puedan penetrar en esta parte sensible de válvula.

En algunos casos, la presión piloto de alimentación para las dos toberas puede suministrarse por una conexión piloto separada. La presión del fluido en cada cámara del extremo de la corredera viene determinada por la restricción de caudal en las toberas que, a su vez, viene controlada por la posición de la placa de choque.

Cuando se aplica una señal al motor de mando, la placa de choque se mueve creando una restricción mayor en una tobera y una menor en la otra, lo que desequilibra las presiones en las cámaras de los extremos de la corredera. Figura 28 a).

Figura 28. Funcionamiento de una servoválvula



Fuente: ELECTROHYDRAULIC VALVES A TECHNICAL LOOK. MOOG Industrial Controls Division. East Aurora (NY). D500-170 302.

Esta diferencia de presiones hace desplazar a la corredera, haciendo que el caudal pueda atravesar la válvula. Cuando esta corredera se mueve, la placa de choque es arrastrada por ella hacia la posición central de las dos toberas. Cuando llega a esta posición, se iguala la presión en las dos cámaras (figura 28 b). La corredera se desplaza hasta que la fuerza del motor de mando y el muelle de realimentación se equilibran. Además, la dirección del movimiento de la corredera a partir de la posición central, vendrá dada también, por la dirección de la corriente en la bobina.

4.4 DESEMPEÑO DE LAS SERVOVÁLVULAS

El desempeño de una servoválvula puede describirse por varios parámetros. Estos parámetros hacen parte de dos categorías: los de respuesta estática y de respuesta dinámica.

4.4.1 Caudal nominal. Es un parámetro de respuesta estática y por lo general, se refiere a la rata de flujo producida por una caída de presión de 1000 psi (70 bares) a través de la válvula totalmente abierta. Existe una razón lógica para elegir este valor como una caída de presión óptima. La mayoría de servosistemas utilizan una presión de trabajo de 3000 psi (210 bares) y puede demostrarse matemáticamente, que la transmisión máxima de potencia desde la bomba hasta el cilindro o motor ocurre cuando la caída de presión a través de la válvula tiene un a relación uno a tres con la presión de trabajo del sistema.

Si la caída de presión a través de la válvula es diferente al valor óptimo (la apertura de la válvula es parcial), el caudal variará proporcionalmente a la relación de apertura. Cualquier otro punto de caudal se puede calcular utilizando la siguiente ecuación:

$$Q = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{nom}}}$$

Donde: Q = caudal ajustado, Q_{nom} = caudal nominal, Δp = caída de presión actual y Δp_{nom} = caída de presión nominal (generalmente 1000 psi).

4.4.2 Traslape del carrete en las servoválvulas. La función del carrete de una servoválvula es muy similar al de cualquier válvula de control de dirección tipo carrete. Esto es, un carrete deslizante que funciona en la etapa principal del cuerpo de la válvula, que abre y cierra los ductos de flujo entre los puertos. El traslape del carrete es un parámetro de respuesta estática que

define la posición relativa que existe entre el extremo de la sección del carrete y el extremo del orificio de la válvula. Hay tres configuraciones de traslape posibles: traslape nulo, traslape positivo y traslape negativo.

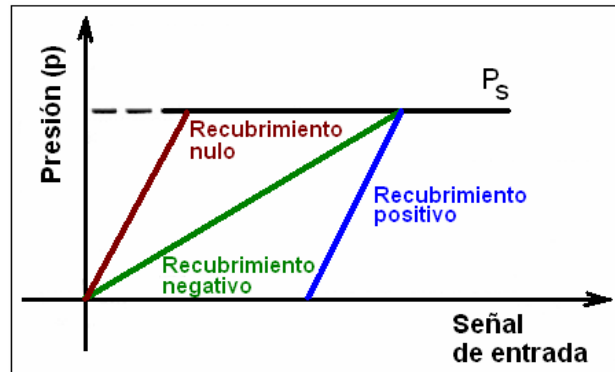
Considerando las características de estas configuraciones, cuando el carrete descubre el orificio, el caudal (Q) es proporcional a su desplazamiento (Y) para una diferencia de presiones dada. La relación entre este desplazamiento y el caudal no es siempre lineal. La linealidad depende de la forma de los orificios en la camisa de la válvula y si las secciones del carrete poseen ranuras. No obstante, una relación lineal entre Q e Y se obtiene cuando los orificios son cuadrados y las secciones no tienen ranuras.

4.4.3 Ganancia de presión. Se define como la relación entre el cambio de presión de salida y la señal de entrada, suponiendo un caudal nulo y los orificios bloqueados.

$$\text{Ganancia de presión} = \frac{\Delta p}{\Delta U_E} \left[\frac{\text{bar}}{\text{Volt}} \right]$$

Al igual que en la ganancia de caudal, la ganancia de presión puede variar dependiendo del tipo de traslape que posea el carrete. Figura 29. Con un carrete de traslape negativo, se requiere un mayor desplazamiento de la corredera antes de que se cierre completamente el orificio a tanque, lo que origina una pendiente menos inclinada y un valor más bajo de la ganancia de presión. Para un carrete de traslape positivo, la presión no empieza a aumentar hasta que la abertura del orificio de presión no haya salido de la banda muerta.

Figura 29. Curva característica de ganancia de presión



Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

La ganancia de presión de una servoválvula es un parámetro de respuesta estática muy importante para las aplicaciones de control de presión en cadena cerrada. En aplicaciones donde se requiera una ganancia de presión elevada con una banda muerta mínima, un carrete con traslape nulo es la opción que produce mejores resultados.

4.4.4 Parámetros de respuesta dinámica. Para la precisión de la regulación de un accionamiento son fundamentales la frecuencia natural y la amplificación total posible resultante. La frecuencia natural del accionamiento está básicamente definida por la dinámica de la servoválvula.

La indicación del tiempo de posicionamiento no es suficiente para describir el comportamiento dinámico. La forma más común de hacerlo es por el método de la característica de respuesta de frecuencia. Dicho método se verá en el siguiente capítulo junto con otros conceptos de control.

5. CONCEPTOS DE SISTEMAS DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICOS

Los sistemas de control electrohidráulicos se utilizan para controlar la posición, la velocidad o la fuerza (presión) como salidas de un sistema. Se considera que la salida del sistema es la variable que se debe controlar. Los sistemas de control se clasifican en: sistemas de lazo abierto y sistemas de lazo cerrado.

La distinción la determina la acción de control, que es la que activa al sistema para producir la salida. Con el control en lazo abierto, el sistema responde a una señal de mando para hacer variar la salida, pero este sistema no corrige automáticamente las perturbaciones que puedan presentarse.

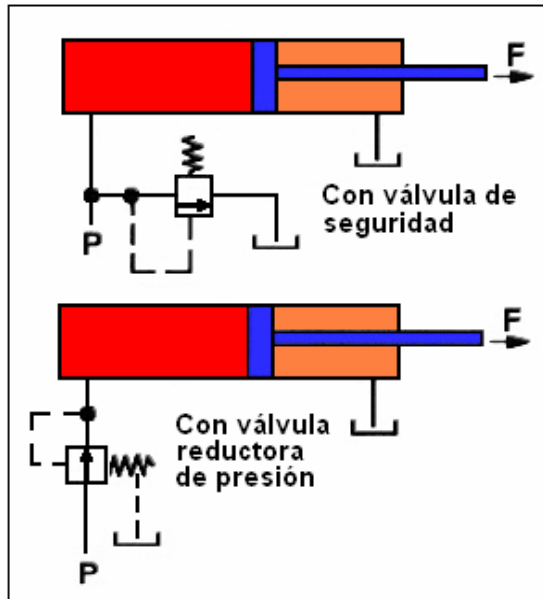
Un sistema de control de lazo cerrado es aquel en el que la acción de control es en cierto modo dependiente de la salida. Los sistemas de control de lazo cerrado se llaman comúnmente sistemas de control por realimentación (o retroacción).

5.1 SISTEMAS DE CONTROL DE FUERZA

El control de fuerza de un actuador se consigue básicamente controlando la presión en éste. El control de la presión en un sistema de lazo abierto se logra generalmente utilizando una válvula de seguridad o una válvula reductora de presión, tal como se puede apreciar en la figura 30.

La precisión de estos sistemas viene limitada por la capacidad de las válvulas utilizadas para mantener la presión constante bajo condiciones variables. Las variaciones de caudal a través de la válvula pueden afectar también la presión controlada, al igual que los cambios en la viscosidad del fluido y las cargas reactivas en el actuador.

Figura 30. Control de fuerza en un sistema de lazo abierto

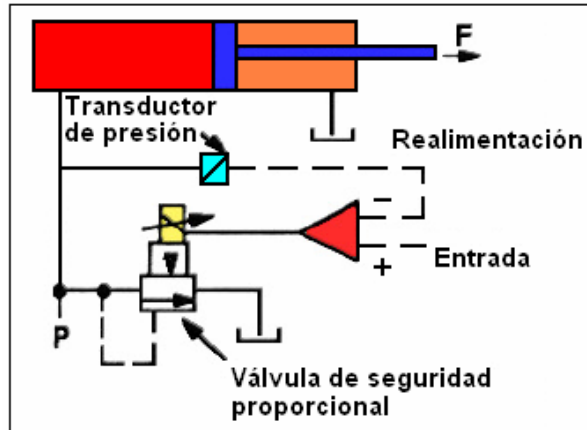


Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

Con el objetivo de conseguir un sistema de control con mayor precisión, las válvulas proporcionales de control de presión pueden utilizarse en un sistema de lazo cerrado junto con un transductor de presión (figura 31). Las servoválvulas o válvulas proporcionales de prestaciones elevadas, con traslape nulo o negativo, también se utilizan para controlar la presión del actuador.

Para crear la señal de realimentación, la salida del sistema puede detectarse directamente con un transductor de fuerza o presión. En varias aplicaciones puede ser más conveniente detectar una presión que una fuerza. Si se utiliza la primera opción, se debe tener en cuenta el efecto de la contrapresión en el orificio de salida del actuador, puesto que esta contrapresión tiende a restarse de la fuerza de salida.

Figura 31. Control de fuerza en un sistema de lazo cerrado



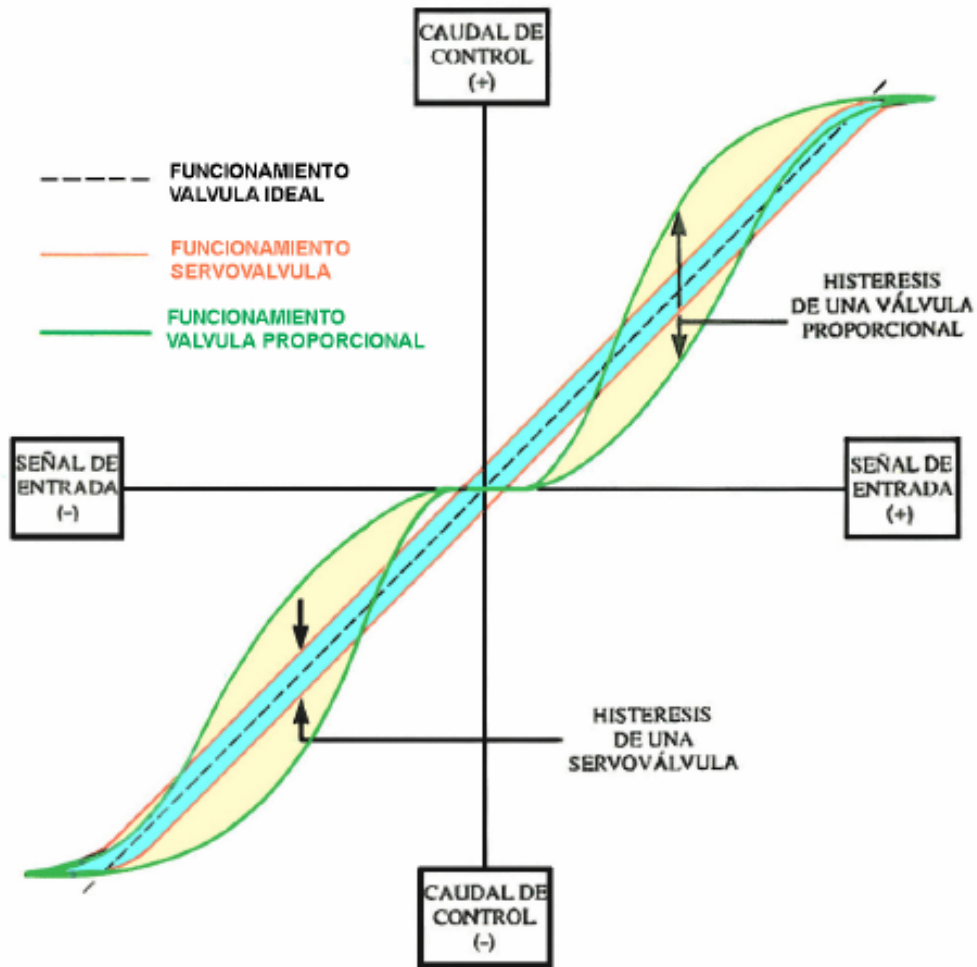
Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

Las fugas en la válvula de control o en el actuador tienden a originar un error constante en el sistema y esta válvula debe accionarse parcialmente para compensar estas fugas. Para lograr el accionamiento de la válvula de control, debe existir una señal de error. La corredera de la válvula debe desplazarse en una determinada magnitud para originar un caudal, lo que a su vez requiere una señal de error. Aunque un aumento de la ganancia del amplificador reduce este error, no lo elimina completamente.

5.2 HISTÉRESIS

Como cualquier en cualquier dispositivo electromecánico, la fricción y los efectos magnéticos originan la histéresis. El caudal de salida de una válvula, para una señal de entrada dada, difiere según esta señal vaya aumentando o disminuyendo. Entonces, la histéresis se define como un porcentaje de la señal de entrada nominal máxima. Figura 32.

Figura 32. Comparación de histéresis para válvulas de control

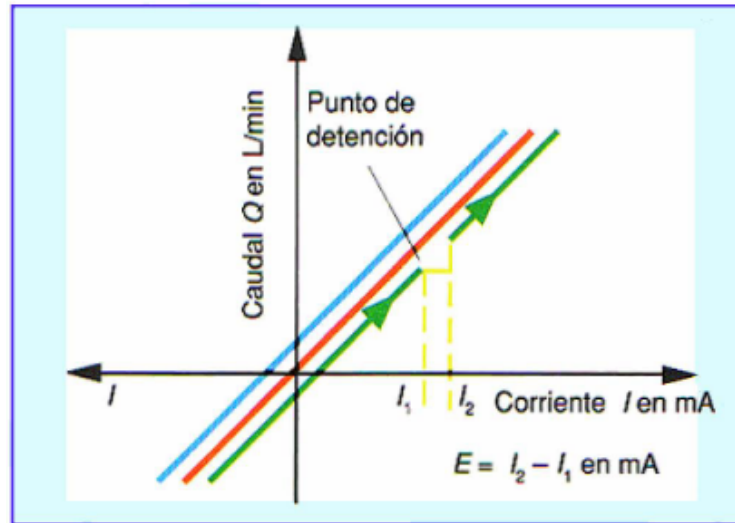


Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

5.3 UMBRAL

El umbral es una característica similar a la histéresis. La diferencia de corriente de entrada que se requiere para cambiar una condición de caudal hacia otro punto en la misma dirección, se denomina sensibilidad de respuesta (figura 33). Cuando se varía la condición de caudal en sentido contrario a la que se llegó al punto de detención, se denomina margen de inversión. Ambos se indican en porcentaje de la corriente nominal.

Figura 33. Sensibilidad de respuesta “E”

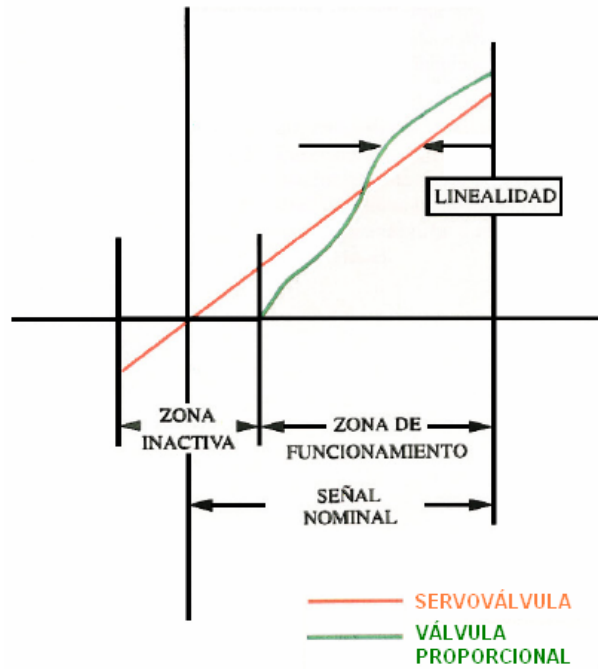


Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

5.4 LINEALIDAD

La linealidad es una medida de la ganancia de caudal de la válvula, o la relación fundamental entre el caudal controlado de la válvula y su señal de entrada. La mejor ganancia posible cuando se representa sobre una gráfica debe ser una línea recta (figura 34), esto mejora la precisión del sistema de control.

Figura 34. Linealidad en válvulas de control electrohidráulicas



Fuente: MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 935100-A.

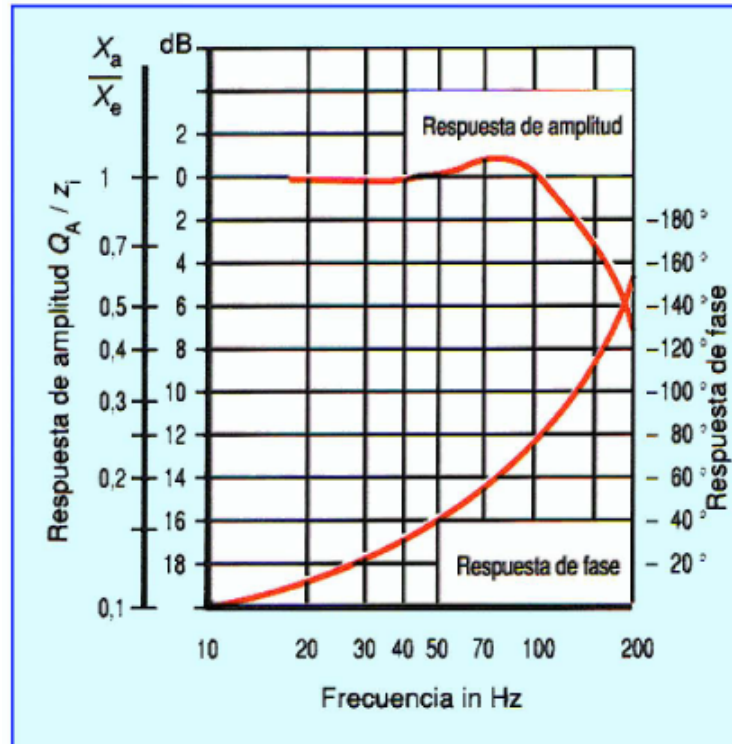
El nivel de precisión requerido es el factor más importante para seleccionar la válvula adecuada para una aplicación particular. En muchos casos, una válvula proporcional puede suministrar una precisión más que suficiente, mientras que aquellas aplicaciones que exijan un control preciso necesitan el montaje de una servoválvula.

5.5 CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS

5.5.1 El diagrama de Bode. Este diagrama representa la respuesta de fase y la respuesta de amplitud para una válvula de control, a través de un rango de señales de frecuencia de entrada. En este se indica la relación entre la amplitud de salida X_a y la amplitud de entrada X_e en función de la frecuencia de excitación y se obtiene la curva de respuesta de amplitud. Además, si se

grafica el retraso de fase de la salida frente a la fase de entrada en función de la frecuencia, se obtiene otra curva llamada respuesta de fase (figura 35).

Figura 35. Diagrama de Bode

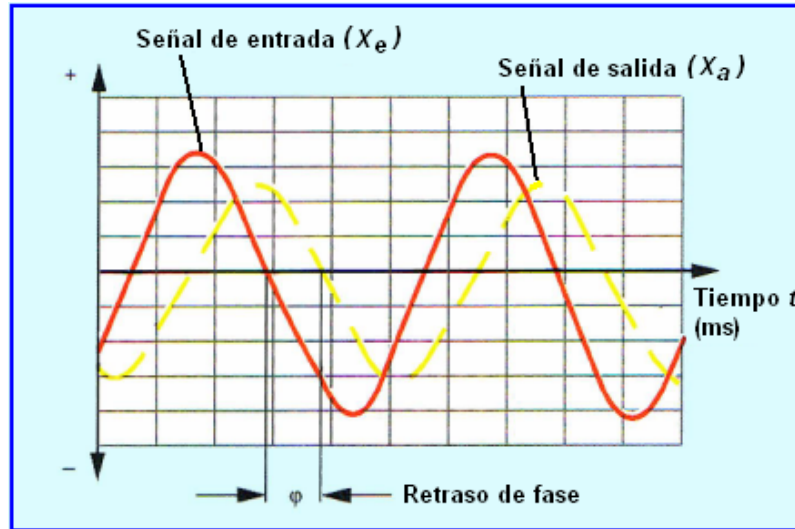


Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

5.5.2 Retraso de fase. Por experiencia se conoce que una respuesta eléctrica es mucho más rápida que una respuesta mecánica; porque la masa, la inercia, la fricción, las fuerzas externas y otros factores impiden el movimiento rápido de los dispositivos mecánicos. De esta forma, es lógico esperar que en algún punto, las señales de comando eléctricas se suministren a mayor frecuencia que la conseguida por los elementos mecánicos. Figura 36.

Suponga que el elemento mecánico es la corredera de la válvula, la cual no es capaz de seguir la señal de entrada exactamente, a menos que el retraso de fase sea mínimo ($\varphi \approx 0^\circ$) y que puede ocurrir para valores de frecuencia por debajo de 1 Hz (véase figura 35).

Figura 36. Retraso de fase en respuesta a una entrada sinusoidal



Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

En la figura 35, cuando se incrementa la frecuencia, por ejemplo a 50 Hz, la corredera comienza a retrasar la señal de salida. Aquí el movimiento de la corredera retrasa la posición de comando a una novena parte de un ciclo, es decir, $\varphi = 40^\circ$. Los valores para el retraso de fase aumentan desde 0° a 180° cuando aumenta la frecuencia. Cuando el retraso de fase excede los 180° , la válvula se volverá inestable, porque la señal de comando siempre estará en dirección opuesta al recorrido de la válvula. Esto podría ocasionar una vibración ruidosa e incontrolada de la corredera, hasta tal punto, que la corredera vaya a un extremo y permanezca allí.

Por conveniencia, las servoválvulas y las válvulas proporcionales están puestas a frecuencias que produzcan un retraso de fase de 90°. Esto se conoce como frecuencia límite y es un criterio normalmente utilizado para comparar una válvula de control electrohidráulico con otra o para seleccionar la válvula adecuada para una aplicación determinada. La frecuencia límite está afectada por la presión de suministro y por la amplitud de la señal de entrada.

5.5.3 Respuesta de amplitud. El retraso de fase no indica qué tanto se mueve la corredera de la válvula a una respuesta de la señal de entrada. La curva de repuesta de amplitud es la relación entre la amplitud de salida X_a y la amplitud de entrada X_e en función de la frecuencia de excitación, expresada en decibelios (dB):

$$\text{Respuesta de amplitud} = 20 \log \left(\frac{X_a}{X_e} \right)$$

En el uso de las válvulas de control electrohidráulicas, la amplitud de salida y de entrada se mide en términos de corriente (mA), caudal o de movimiento de la corredera. Por conveniencia, las válvulas están puestas a -3dB de respuesta de amplitud. Si se observa la figura 35, para obtener una respuesta de amplitud de este valor, la frecuencia debería ser de aproximadamente 180 Hz. Esto puede escribirse como: $f_{-3dB} = 180$, lo que representa un movimiento de la corredera del 70.7% (relación X_a/X_e) de la carrera total.

El signo menos indica que es una atenuación y no una ganancia, es decir, la amplitud de salida es menor que la de entrada. La frecuencia de entrada que origina una atenuación de 3 dB es un parámetro de respuesta dinámica que define la válvula y se denomina anchura de banda.

5.6 FRECUENCIA NATURAL DE CILINDROS HIDRÁULICOS

La frecuencia natural o resonancia constituye una medida de la capacidad del sistema y del tiempo mínimo de aceleración posible. Para el cálculo exacto de la frecuencia natural de un sistema se deben conocer ciertos parámetros, como la fricción y la viscosidad del aceite.

Todos los sistemas electrohidráulicos pueden representarse como un sistema masa-resorte. En el intento de operar el sistema a cualquier frecuencia mayor que la frecuencia natural generará un comportamiento inestable y errado del sistema. A causa de las masas involucradas, la frecuencia natural del sistema será posiblemente mucho menor que la frecuencia de operación máxima de la corredera de la válvula. Por tanto, en cualquier aplicación cíclica, es necesario determinar la frecuencia natural del sistema antes que el diseño sea terminado. La ecuación para calcular la frecuencia natural de un cilindro diferencial (figura 37) es:

$$\omega_o = \sqrt{\frac{E}{m} \left[\frac{A_P^2}{V_P} + \frac{A_N^2}{V_R} \right]}$$

Donde:

ω_o = Frecuencia natural [s^{-1} ó rad/s].

E = Módulo de viscosidad del fluido [MPa ó $kg/cm*s^2$].

m = Masa de la carga [kg].

A_P = Área del pistón.

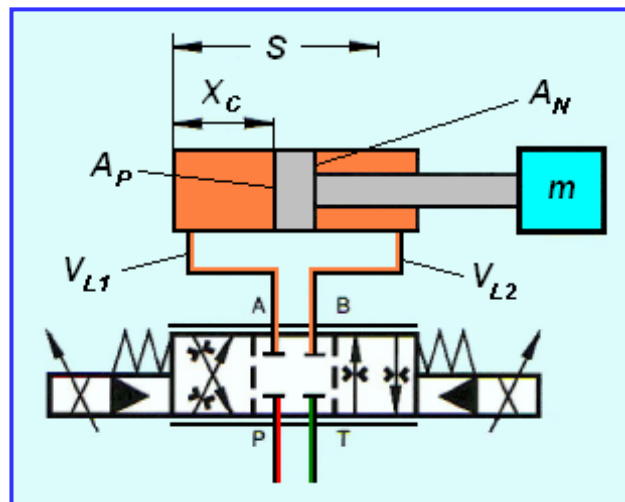
A_N = Área anular del pistón (área del pistón – área del vástago).

V_P = Volumen total de aceite entre la válvula y la cara del pistón.

V_R = Volumen total de aceite entre la válvula y la cara anular del pistón.

Los valores de V_P y V_N dependen de la posición del pistón cuando este se mueve a través de su carrera; de este modo, la frecuencia natural del cilindro cambia cuando el pistón se mueve. La frecuencia natural es un máximo cuando el pistón está totalmente retraído, decreciendo a un mínimo en algún punto de la carrera, y luego se incrementa cuando el pistón se aproxima al final de la carrera.

Figura 37. Cilindro diferencial



Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

Aunque la frecuencia puede ser calculada para cualquier posición del pistón, sólo interesa conocer el valor mínimo. La posición en la cual ocurre esto se denomina *posición crítica* y puede calcularse mediante:

$$X_C = \frac{\sqrt{R} + (S + V_{L2}/A_N) - (V_{L1}/A_P)}{1 + \sqrt{R}}$$

Donde: X_C = Posición crítica.

S = Carrera total del cilindro.

$R = A_P / A_N$ (relación de áreas del pistón).

V_{L1} = Volumen de aceite en la línea válvula-cilindro.

V_{L2} = Volumen de aceite en la línea cilindro-válvula.

Para calcular el valor más cercano de la frecuencia natural se deben considerar otro parámetro llamado coeficiente de conformidad. Este factor dirige la “suavidad mecánica” del sistema y la frecuencia natural del sistema será reducida. El valor de este coeficiente raramente es menor que 1.5, pero puede ser mayor de 10 para bombas hidráulicas. Un valor comúnmente utilizado es 3 para propósitos de estimación cuando la válvula es desconocida.

$$f_{\text{útil}} = \frac{\text{frecuencia natural}}{C}$$

Donde: $f_{\text{útil}}$ = Frecuencia natural útil

C = Coeficiente de conformidad

5.7 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE LAZO CERRADO

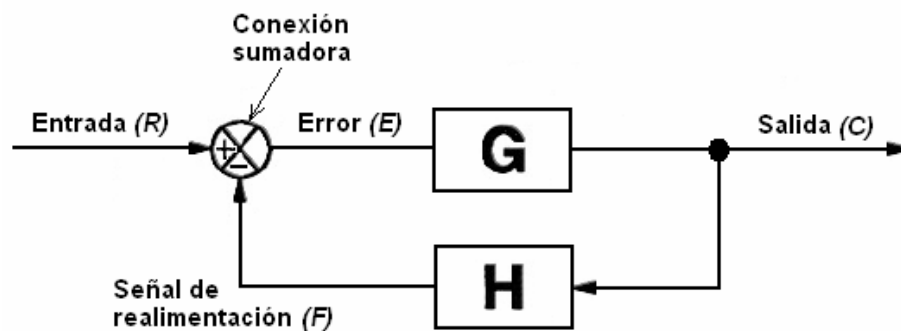
En muchos tipos de análisis, las disposiciones de los sistemas de control de lazo cerrado pueden simplificarse considerando los componentes como bloques. Cada bloque tiene una entrada, una salida y su función es reaccionar de alguna manera a la entrada para producir una salida.

En el análisis para un sistema de lazo cerrado, como el mostrado en la figura 38, se identifican tres componentes:

- *La conexión sumadora* que conecta las señales de entrada y de realimentación (de signo contrario). El resultado de esta diferencia produce la señal de error.

- *La función de transferencia (G)* representa los componentes del sistema que crean la salida. Por lo general, pueden ser el amplificador, la válvula de control electrohidráulico y el actuador hidráulico.
- *La función de transferencia (H)* representa los componentes del sistema que crean la señal de realimentación. Por ejemplo sensores y/o transductores que miden la salida del sistema.

Figura 38. Circuito básico de lazo cerrado



Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

5.7.1 Ganancia del sistema. Es la relación fundamental entre la entrada y la salida de un componente del sistema de control. La función de transferencia se define mejor como la ganancia del sistema o componente.

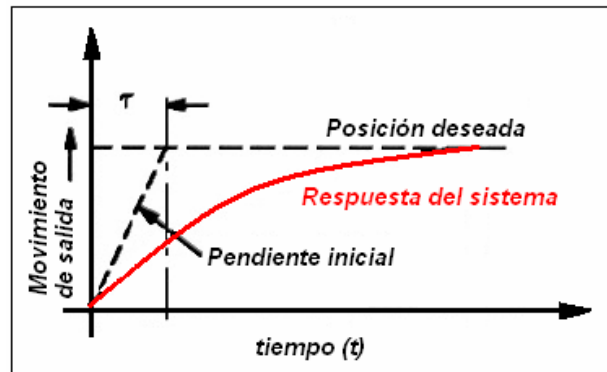
La ganancia del sistema es una propiedad importante porque determina la precisión y el comportamiento dinámico de un sistema de control. Para poder calcular la ganancia del sistema, se debe conocer las ganancias individuales de cada componente del sistema de control. El valor de la ganancia del sistema debería ser muy elevado, pero en la práctica, ciertas características del sistema limitan su valor máximo.

De la figura 38, se puede deducir la *ganancia en lazo cerrado* o *función de transferencia en lazo cerrado*. Mediante algunas operaciones se obtiene finalmente la expresión para calcular esta ganancia:

$$\frac{C}{R} = \frac{G}{1+GH}$$

5.7.2 Respuesta del sistema. La repuesta típica para una entrada escalón en un sistema de control de lazo cerrado de posición puede observarse en la figura 39. La curva característica de salida es una curva exponencial que se eleva rápidamente al comienzo, pero se va nivelando gradualmente. Esta característica deriva del hecho de que cuando la salida se acerca a la posición de entrada requerida, la señal de error se hace menor y la señal de accionamiento de la válvula disminuye.

Figura 39. Respuesta del sistema a una entrada escalón



Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

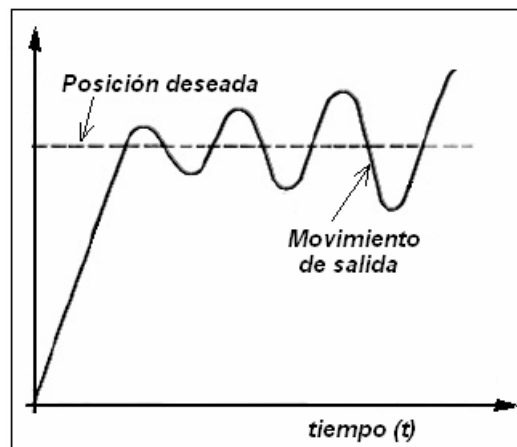
Una variable de esta curva exponencial es la constante de tiempo (τ) que se define como el tiempo necesario para que la curva llegue a su posición final. Existe además una relación fundamental entre la respuesta de un sistema a una entrada escalón y su ganancia (K_V):

$$\tau = \frac{1}{K_v} [s^{-1}]$$

Si fuese necesario aumentar la velocidad de respuesta, debería aumentarse la ganancia del sistema lo que originaría una constante de tiempo más reducida. Esto puede conseguirse fácilmente aumentando la ganancia del amplificador. Sin embargo, un aumento de la ganancia más allá de cierto límite provocaría una serie de oscilaciones gradualmente decrecientes antes de que el sistema se estabilice finalmente a la posición deseada.

En algunos casos un valor de ganancia demasiado elevado puede hacer que el sistema sea inestable, haciendo que las oscilaciones diverjan en vez de converger a la posición deseada. Figura 40.

Figura 40. Inestabilidad en la respuesta del sistema



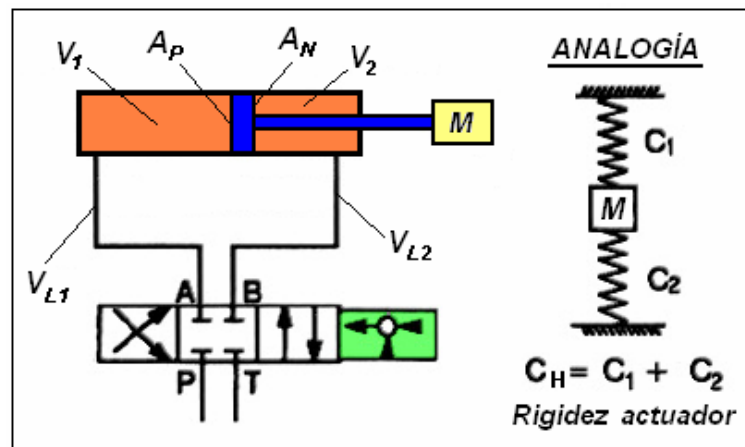
Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

5.7.3 Rigidez hidráulica. La rigidez hidráulica es un factor que limita el funcionamiento total del sistema y debe ser lo más elevada posible en el caso de servosistemas de actuación rápida con cargas elevadas. Si la rigidez es demasiado baja se creará un volumen significativo de compresión en el

fluido que a su vez originará oscilaciones en el movimiento de la carga en un tiempo de estabilización elevado.

En la figura 41 se observa un sistema típico con servoválvula y cilindro. Para encontrar el valor de la rigidez del actuador, este se puede considerarse como el efecto que ejerce dos resortes en paralelo sobre una carga. Entonces, la rigidez hidráulica del actuador se calcula mediante la expresión:
 $C_H = C_1 + C_2$.

Figura 41. Rigidez hidráulica del actuador



Fuente: MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990).

$$C_H = E \left(\frac{A_P^2}{V_P} + \frac{A_N^2}{V_N} \right) = E \left(\frac{A_P^2}{V_{L1} + V_1} + \frac{A_N^2}{V_{L2} + V_2} \right)$$

Donde:

E = Módulo de viscosidad del fluido [MPa ó kg/cm*s²].

A_P = Área del pistón.

A_N = Área anular del pistón (área del pistón – área del vástago).

V_1 = Volumen de aceite en la recámara mayor del cilindro.

V_2 = Volumen de aceite en la recámara anular del cilindro.

V_{L1} = Volumen de aceite en la línea válvula-cilindro.

V_{L2} = Volumen de aceite en la línea cilindro-válvula.

Como V_1 y V_2 varían con la posición del pistón, la rigidez también variará. Por ello se debe calcular la rigidez alrededor de la posición crítica (X_C), porque es allí donde el valor de la rigidez es mínimo.

En varias aplicaciones, es necesario tener en cuenta la rigidez mecánica cuando la unión actuador-carga utilice acoples flexibles o rígidos. En los sistemas bien diseñados, la rigidez mecánica debe ser superior a la hidráulica y, por ello, no se considera.

5.7.4 Error repetible. Este tipo de error define la habilidad del sistema de regresar a la misma posición cada vez que una entrada de comando específica es suministrada. El error repetible es función de la banda muerta de la válvula y la ganancia electrónica del sistema:

$$E_{rep} = \frac{\text{banda muerta [mA]}}{G_A \left[\frac{\text{mA}}{\text{V}} \right] \times H \left[\frac{\text{V}}{\text{in}} \right]}$$

Donde: G_A = Ganancia del amplificador

H = Ganancia de la realimentación

5.8 TÉCNICAS DE CONTROL ESPECIALES

Los controladores pueden clasificarse de acuerdo con el tipo de energía que utilizan en su operación, como neumáticos, hidráulicos, electrónicos o una combinación de ellos. Un controlador industrial se clasifica de acuerdo a sus acciones de control:

- De encendido y apagado (*on/off*)
- Proporcionales (P)
- Integrales (I)
- Proporcionales – integrales (PI)
- Proporcionales – derivativos (PD)
- Proporcionales – integrales – derivativos (PID)

Para el desarrollo de este proyecto se tratará control que incluye una acción proporcional más integral, conveniente en sistemas de control de presión o fuerza.

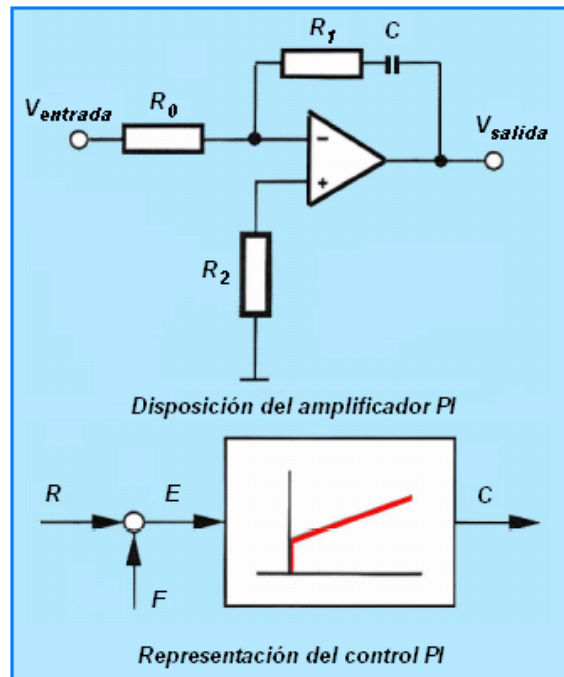
5.8.1 Control proporcional - integral. Los errores estacionarios pueden existir en un sistema de lazo cerrado originados por las anomalías de la válvula o por perturbaciones que actúan sobre el actuador. Para eliminar estos errores, se puede disponer de una acción de control integral puesta en el amplificador de la válvula. El control PI reúne las características del control proporcional (rapidez) y el integral (precisión). Las dos partes se superponen en forma aditiva.

El término integral es la salida de un amplificador integral utilizado como generador de rampa. Una tensión constante a la entrada crea una tensión gradualmente creciente a la salida. Si la entrada al generador de rampa o integrador es la señal de error de un sistema de lazo cerrado, un error estacionario (voltaje constante de entrada) originará una salida gradualmente creciente (término integral).

Con el uso del control PI (figura 42), cualquier error en el sistema creará una señal de accionamiento gradualmente creciente sobre la electroválvula. La corredera se moverá lo suficiente para accionar el actuador y corregir el error. Cuando el error se reduce a cero, la salida del integrador se nivela y

se mantiene. En esta situación, la señal de mando es generada sólo por la parte integral del amplificador que mantiene la válvula equilibrada y contrarresta la fuerza perturbadora.

Figura 42. Amplificador PI, disposición y representación



Fuente: MANNESMANN REXROTH GOIMENDI. Técnicas de válvulas proporcionales y servoválvulas. Training Hidráulico compendio 2. RS 00 291/12.89.

Aunque la acción PI es útil para eliminar los errores en estado estable, se ha demostrado en desventaja frente a condiciones dinámicas. Cuando cambios repentinos en la señal de entrada se amplifican en el sistema, se originan movimientos rápidos en la salida aumentando el nivel de los sobreimpulsos y alargando el tiempo de respuesta. Esta desventaja puede superarse mediante dos maneras: reduciendo el factor de amplificación de la parte integral o desconectando el integrador cuando no se necesite.

6. MANIFOLD

El manifold es uno de los elementos que tiene gran importancia en este proyecto debido a que en él van montadas las válvulas de cartucho que realizan las operaciones de control de presión. Luego de haber definido las necesidades, los requisitos y las especificaciones para el manifold deberán estudiarse con mucho cuidado para proceder a su construcción.

Para lograr el montaje del manifold, primero debe hacerse un estudio de la aplicación, pasando por las etapas de diseño preliminar, simulación, diseño detallado, construcción y pruebas. Cada una de estas etapas debe ser retroalimentada con las demás para alcanzar los objetivos planteados mediante posibles correcciones que deban hacerse.

6.1 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN

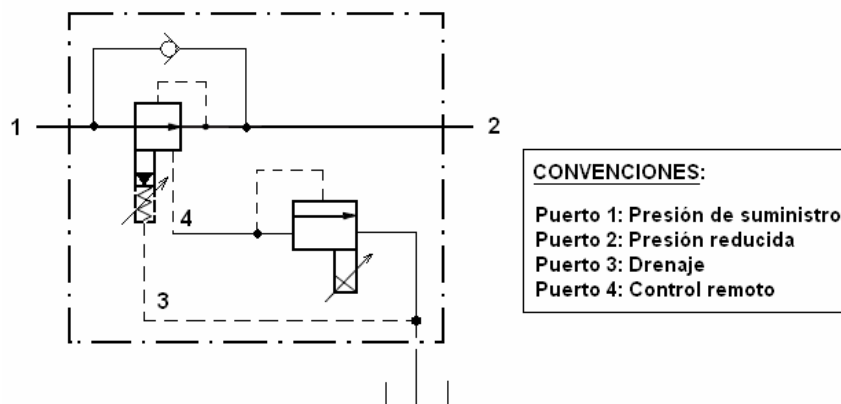
Esta etapa comprende el análisis preliminar de la aplicación, es decir, sólo de la parte hidráulica sin tener en cuenta aún la parte eléctrica y de control. Para la elaboración del circuito hidráulico se comienza por identificar los elementos a utilizar: bomba hidráulica, filtro, cilindro diferencial, válvula direccional, manifold, mangueras, racores, acoples, depósito, etc.

En muchos sistemas hidráulicos, la reducción de presión como control de presión es solo necesaria para control de carga en un actuador. Dependiendo del tipo de válvula seleccionada, la reducción de presión puede darse en la línea de presión de suministro hacia la válvula direccional, o en una de las líneas de servicio entre la válvula de control direccional y el actuador.

Como el cilindro a utilizar es de doble efecto, puede ser accionado por el fluido hidráulico en ambos sentidos. Esta operación es necesaria para la aplicación de fuerza y hace que el fluido circule en sentido contrario por la válvula reductora, lo que obliga a disponer de una válvula antirretorno puesta en el manifold.

Para lograr un control más preciso variando la presión reducida, la válvula reductora debe controlarse remotamente por una válvula de seguridad proporcional. De esta manera, el manifold a diseñar debe contar con tres orificios para el montaje de las válvulas de cartucho para roscar. Además de los puertos de suministro de presión, reducción de presión y puerto de drenaje. Figura 43.

Figura 43. Esquema del manifold.



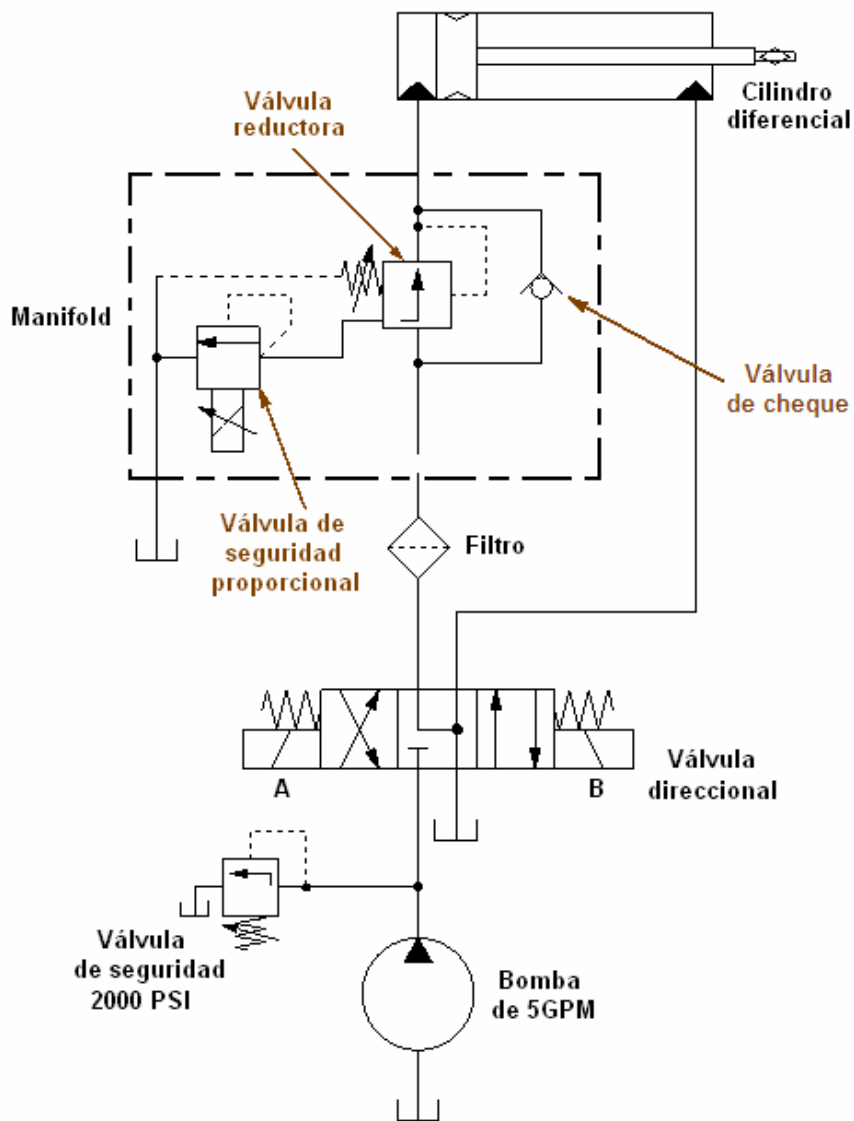
Fuente: Propiedad de los autores.

6.1.1 Montaje del circuito sin control realimentado. En esta sección sólo se tratará el sistema sin la parte de control realimentado (en el siguiente capítulo se hará con detalle).

En el montaje a realizar, se tiene un cilindro diferencial (véase anexo A) sobre el cual se va a controlar la carga a través de una válvula reductora. La

aplicación requiere que el cilindro mueva su vástago hasta lograr comprimir una celda de carga. Debido a esto, el manifold debe situarse entre la válvula direccional y el cilindro. Figura 44.

Figura 44. Circuito esquemático del montaje.



Fuente: Propiedad de los autores.

En el manifold se deben instalar tres válvulas de cartucho para rosar junto con los puertos necesarios: suministro presión, salida a presión reducida,

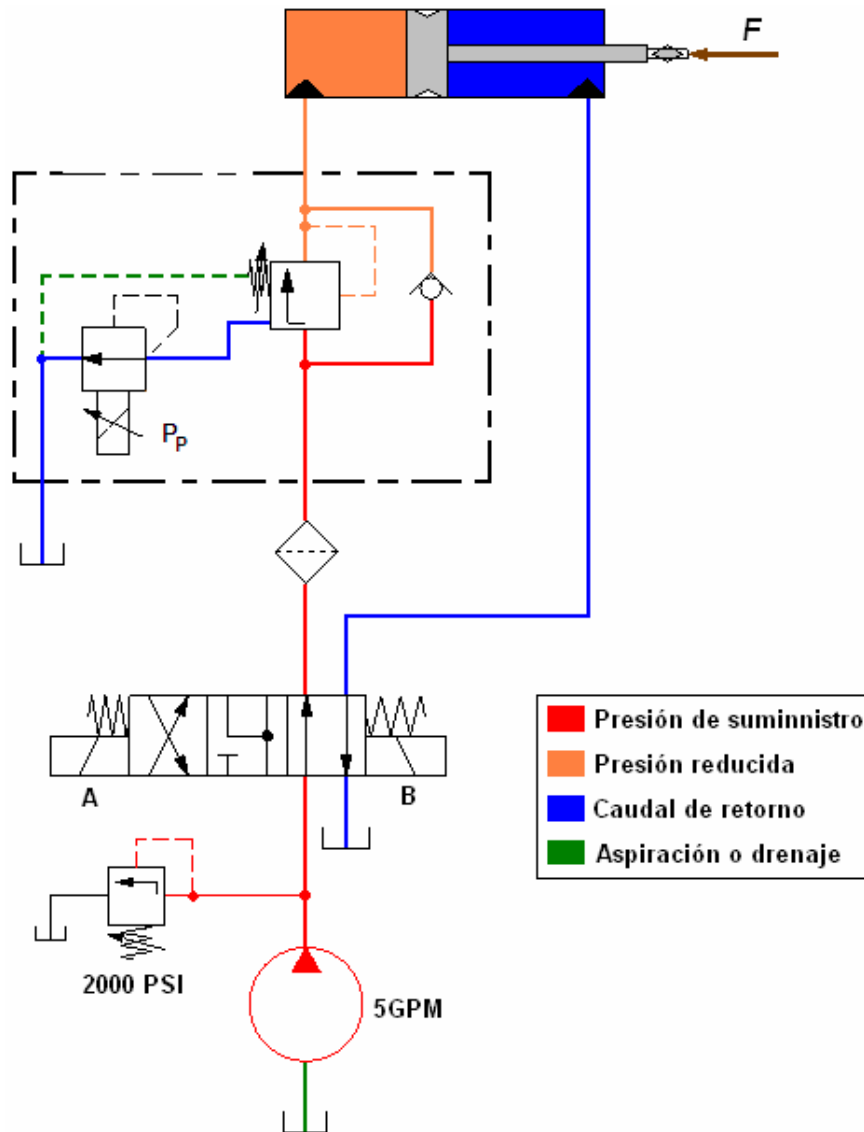
retorno a tanque y toma para manómetro. El circuito además debe poseer un filtro de presión con el objetivo de evitar el paso de impurezas hacia la electroválvula de control.

En cuanto a la bomba hidráulica a utilizar: Bomba cuadrada de paletas EATON VICKERS V10 1P5P 1A20 (véase anexo B), que suministra un caudal nominal de 5 gpm y por modelo no dispone de compensador de presión. En la línea de suministro de presión se encuentra instalada una válvula de seguridad tarada a 2000 psi. El montaje dispone también de una válvula direccional marca EATON VICKERS DG4V 3 8CWB 10 (véase anexo C) que debe utilizarse para cambiar el sentido del flujo hidráulico que llena las cámaras del cilindro.

6.1.2 Funcionamiento del circuito sin control realimentado. Cuando se suministra presión al circuito (2000 psi) y suponiendo que la válvula de seguridad proporcional se ha ajustado a un valor de presión P_P , una carga F sobre el vástago del cilindro comenzará a oponerse al movimiento de salida del vástago. Es entonces, donde la válvula reductora de presión actúa sobre la presión de suministro reduciendo la presión a un valor mayor que P_P y menor que la presión de suministro, enviando el caudal sobrante a tanque. Figura 45.

La presión piloto o de control remoto P_P siempre debe tomar valores menores a 2000 psi de modo que se garantice la variación proporcional de la presión reducida para infinitas entradas de señal.

Figura 45. Funcionamiento del circuito sin control realimentado



Fuente: Propiedad de los autores.

El ajuste de la válvula de seguridad proporcional se logra mediante el control electrónico variando la señal de comando que se envía hacia el solenoide proporcional de la válvula. Note que se ha excitado el solenoide A de la válvula direccional para permitir el paso del fluido y sacar el vástago.

Cuando se excite el solenoide B de la válvula direccional, las vías se invierten y el vástago se retrae. Durante esta operación la válvula reductora de presión podría bloquearse debido a que el **spool** cierra el paso del fluido. Para evitar esto, se dispone de una válvula de cheque como ya se había mencionado.

6.2 SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS

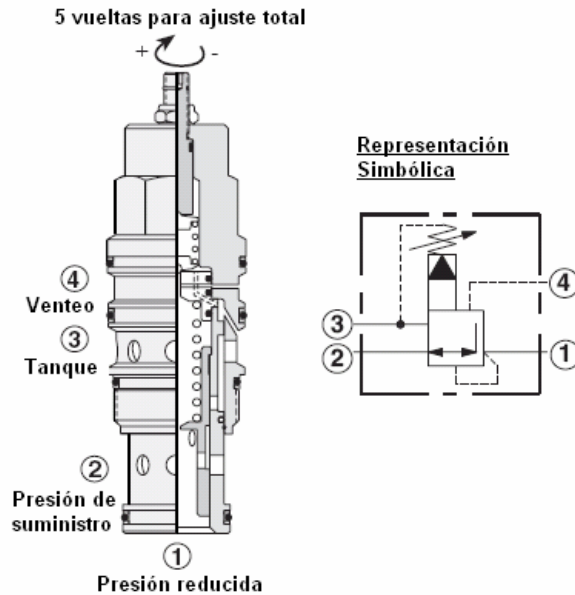
6.2.1 Válvula reductora/alivio de presión. La selección de esta válvula no fue fácil. Como se puede observar en la sección 2.4 de este libro, varios fabricantes presentan sus opciones pero ninguna de ellas es conveniente para los requerimientos del montaje. La válvula debe ser reductora y de alivio de presión, venteable y pilotada tipo cartucho para roscar; lo que indica que posea cuatro puertos en su cuerpo.

Para ello, se seleccionó el cartucho PVDB-LAN de SUN Hydraulics Corp. Esta válvula reduce una alta presión de entrada (puerto 2), manteniendo la presión reducida en el puerto 1, con una función de alivio con flujo total desde el puerto 1 hacia el puerto 3. El puerto 4 puede utilizarse como medio para el control remoto de la presión piloto. Figura 46.

Algunas de las características que posee este cartucho son (véase anexo D):

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)
- Capacidad de flujo nominal 40 l/min (10 gpm)
- Opción de ajuste Tornillo estándar
- Rango de ajuste 7 – 210 bar (100 – 3000 psi)
- Tipo de sello Buna – N
- Cavidad manifold T-21A (véase anexo E)

Figura 46. Válvula reductora/alivio de presión venteable PVDB-LAN



Fuente: SUN HYDRAULICS CORP. Hydraulic Components for Industrial and Mobile Applications. Sarasota (Florida-USA): SUN Hydraulics, 2004. p. 34.

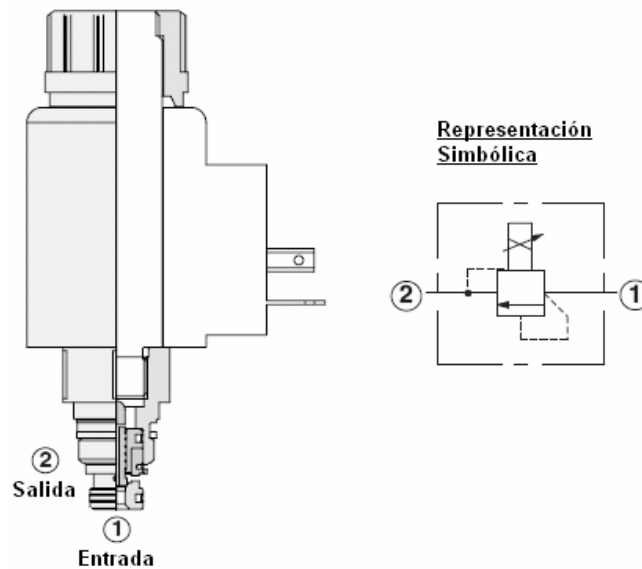
6.2.2 Válvula de seguridad proporcional. Se seleccionó el cartucho RBAP-XAN de SUN Hydraulics Corp. Este cartucho de seguridad de mando directo, con etapa piloto y 2 puertos, es una válvula normalmente cerrada controlada eléctricamente mediante un solenoide proporcional (figura 47). El control proporcional permite un ajuste infinito dentro de un rango de presión seleccionado. La selección de esta válvula se hizo junto con la selección del solenoide proporcional y el amplificador. Consulte los detalles de estos elementos en el capítulo siguiente.

El funcionamiento es el siguiente: Cuando la presión en el puerto 1 (entrada) es lo suficiente para superar la fuerza producida por el solenoide, según lo determine la señal de entrada analógica, el obturador se mueve y permite el paso del fluido desde el puerto 1 hacia el puerto 2 (salida). Es una válvula apta para el control remoto de presión.

Algunas de las características que posee este cartucho son (véase anexo F):

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)
- Capacidad de flujo nominal 1 l/min (0.25 gpm)
- Opción de ajuste Sin ajuste manual
- Rango de ajuste 20 – 210 bar (300 – 3000 psi)
- Tipo de sello Buna – N
- Cavidad manifold T-8A (véase anexo G)

Figura 47. Válvula de seguridad proporcional RBAP-XAN



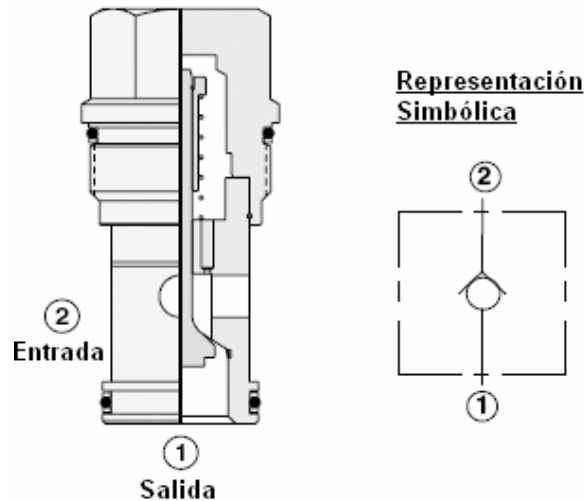
Fuente: SUN HYDRAULICS CORP. Hydraulic Components for Industrial and Mobile Applications. Sarasota (Florida-USA): SUN Hydraulics, 2004. p. 133.

6.2.3 Válvula de cheque. Para la aplicación descrita en la sección 6.1 se hizo necesario el empleo de una válvula de este tipo. La válvula seleccionada fue la CXAD-XAN de SUN Hydraulics Corp. Por razones de montaje en el manifold se utilizó este tipo de cartucho, con la opción de flujo libre desde el puerto 2 hacia el puerto 1 y bloqueo en sentido contrario. Figura 48.

Algunas de las características que posee este cartucho son (véase anexo H):

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)
- Capacidad de flujo nominal 30 l/min (7.5 gpm)
- Opción de ajuste No ajustable
- Presión de apertura 0.27 bar (4 psi)
- Tipo de sello Buna – N
- Cavidad manifold T-162A (véase anexo I)

Figura 48. Válvula de cheque CXAD-XAN



Fuente: SUN HYDRAULICS CORP. Hydraulic Components for Industrial and Mobile Applications. Sarasota (Florida-USA): SUN Hydraulics, 2004. p. 61.

6.3 DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS

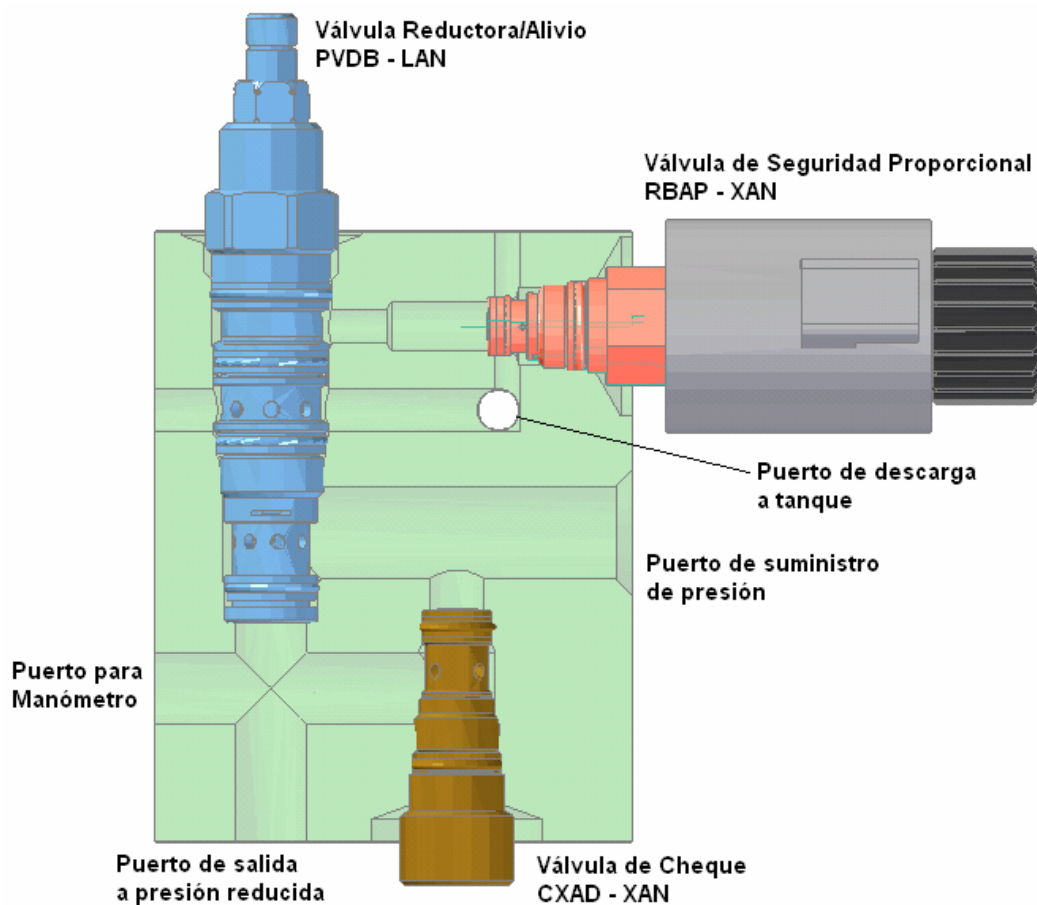
El estudio hecho en la sección 6.1 indica que el manifold debe alojar los tres cartuchos roscables; además de poseer el puerto de suministro de presión, puerto de salida a presión reducida, puerto para manómetro y un puerto común para descarga a tanque. Figura 49.

La distribución de los cartuchos en el manifold y de cada una de las líneas que interconectan los puertos de las válvulas, se realizó de acuerdo a las

recomendaciones hechas por SUN Hydraulics Corp. En los anexos E, G e I se muestran los detalles de las cavidades estándar para las válvulas seleccionadas. Las consideraciones aplicadas al momento de diseñar las conexiones entre las válvulas fueron:

- ✓ De acceso fácil y rápido a los cartuchos.
- ✓ Evitar cambios bruscos en la dirección del fluido.
- ✓ Buena distribución en el montaje (simplicidad).

Figura 49. Distribución de los cartuchos en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

6.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD

Los materiales utilizados generalmente para la construcción de un manifold son las aleaciones de aluminio y el acero. De acuerdo a la presión de operación en la aplicación, se recomiendan para presiones de hasta 3000 psi y 5000 psi respectivamente.

Con el propósito de construir un manifold liviano y de economizar costos en el mecanizado, se optó por el uso de la aleación de aluminio 6061-T651 (véase anexo J); que a pesar de ser un material de mayor costo que el acero, sus propiedades lo hacen bastante resistente para aplicaciones de potencia fluida. Véase las tablas 2 y 3.

Tabla 2. Composición química de la aleación de Aluminio 6061-T651

COMPONENTE	% EN PESO
Al	95.8 – 98.6
Cr	0.04 - 0.35
Cu	0.15 – 0.4
Fe	Máx 0.7
Mg	0.8 - 1.2
Mn	Máx 0.3
Si	0.4 – 0.8
Ti	Máx 0.15
Zn	Máx 0.25
Otros	Máx 0.20

Fuente: MATWEB Material Property Data [on line]. Automation Creations: Blacksburg (Virginia - USA), 1996 [cited 12 June 2007]. Available from Internet: <<http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061T6>>.

Tabla 3. Propiedades de la aleación de Aluminio 6061-T651

PROPIEDADES	SISTEMA DE MEDIDA		OBSERVACIONES
	MÉTRICO	INGLÉS	
Densidad	2.7 g/cc	0.0975 lb/in ³	-
Dureza Brinell	95	95	Carga de 500 kg con una bola de 10 mm
Dureza Knoop	120	120	Valor obtenido a través de conversión
Dureza Rockwell A	40	40	
Dureza Rockwell B	60	60	
Dureza Vickers	107	107	
Resistencia última a tensión	310 MPa	45 ksi	-
Resistencia de fluencia a tensión	276 MPa	40 ksi	-
Módulo de elasticidad	68.9 GPa	10000 ksi	Valor promedio de tensión y compresión
Relación de Poisson	0.33	0.33	-
Resistencia de fatiga	96.5 MPa	14 ksi	500 millones de ciclos
Maquinabilidad	50%	50%	0-100 en la escala de las aleaciones de Aluminio
Módulo de corte	26 GPa	3770 ksi	-
Resistencia al corte	207 MPa	30 ksi	-
Capacidad de calor específica	0.896 J/g-°C	0.214 BTU/lb-°F	-
Conductividad térmica	167 W/m-K	1160 BTU-in/hr-ft ² -°F	-
Temperatura de fusión	582 – 652 °C	1080 – 1205 °F	Para material homogéneo

Fuente: MATWEB Material Property Data [on line]. Automation Creations: Blacksburg (Virginia - USA), 1996 [cited 12 June 2007]. Available from Internet: <<http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061T6>>.

6.5 DISEÑO DEL MANIFOLD

En esta etapa se va a desarrollar el dimensionamiento y la matemática correspondiente a los cálculos de diseño del manifold. Utilizando los conceptos de teoría en resistencia de materiales, diseño de máquinas y mecánica de fluidos, se desea comparar los resultados obtenidos con los

obtenidos mediante programas de computadora como ANSYS Workbench y COSMOS FlowWorks.

6.5.1 Diseño asistido por computador (CAD). Después de diseñar la disposición entre las conexiones de los cartuchos, se utilizó el programa de Solid Edge 14 para dimensionar el manifold y crear la interconexión entre los puertos de las válvulas. Durante este proceso se utilizó el método de dimensionamiento límite de material máximo. Utilizado en la mayoría de los casos por los operarios de máquinas herramientas y centros de mecanizado.

Las consideraciones en la etapa de dimensionamiento son realmente importantes, ya que de estas depende el desempeño que puedan tener los elementos que van montados en el manifold. Además de la correcta interpretación de los planos (véase anexo W) por parte del operario que va a mecanizar el material seleccionado.

Otras consideraciones que se tuvo a la hora de dimensionar el manifold fueron el sistema y tipo de ajuste. El sistema de agujero básico o agujero único se utilizó por varias razones:

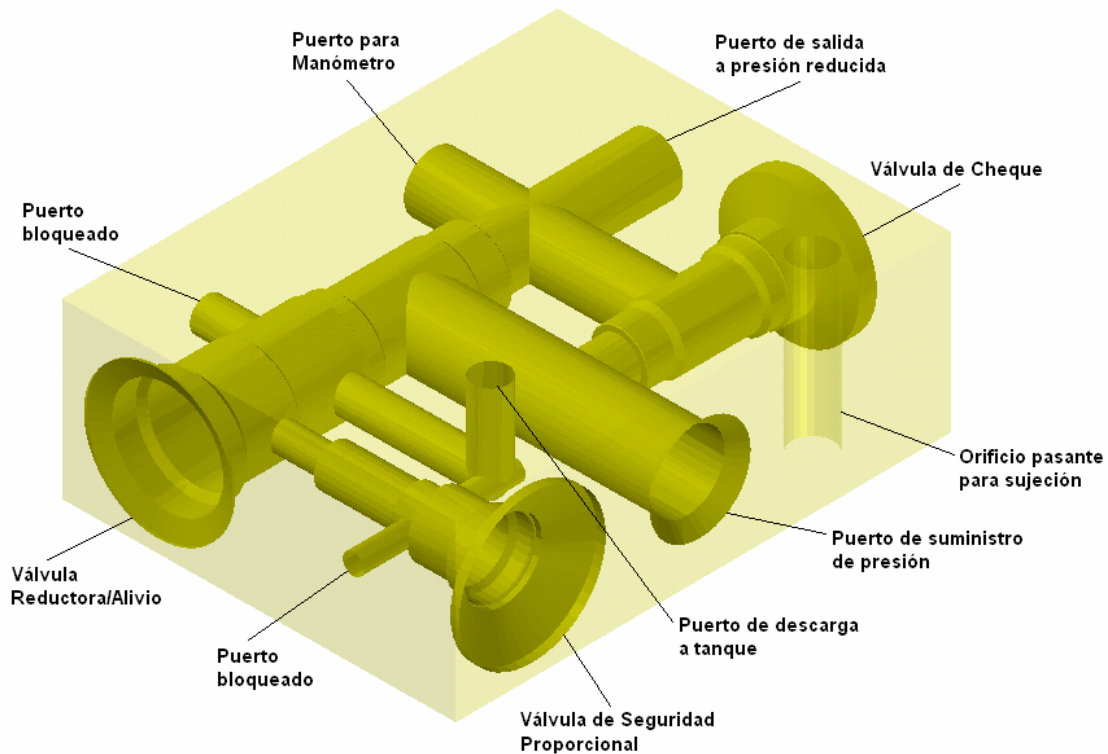
- ✓ Puede ser fácilmente usado en operaciones de torneado, taladrado, escariado, fresado, calibración cilíndrica, etc.
- ✓ Utilizado preferiblemente en las oficinas de diseño porque las herramientas de corte estándar están basadas también en este sistema.

El ajuste por juego localizado LC2 (H7/h6) se utilizó debido a que es empleado en piezas normalmente fijas que se pueden ensamblar o

desensamblar libremente. También puede usarse en piezas de buen ajuste que requieran exactitud en su colocación con ajuste de juego medio.³

De esta manera, se obtuvo el manifold, mostrado en la figuras 50 y 51, adaptándolo a los requerimientos de la aplicación; pero respetando las recomendaciones hechas por el fabricante para el mecanizado de las cavidades correspondientes para cada cartucho. Véase anexos E, G e I.

Figura 50. Vista fantasma del manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

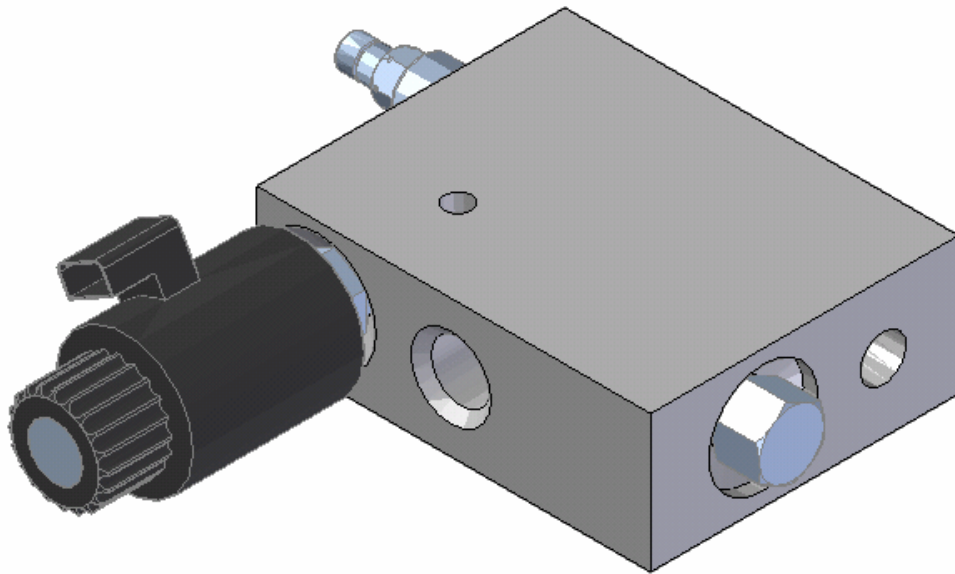
Además de las consideraciones anteriores, se tuvo en cuenta las longitudes que sobresalen de las válvulas una vez roscadas en el manifold. Esto con el

³ DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas : Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

fin de permitir el fácil acceso de las herramientas utilizadas para montar, desmontar y/o ajustar los cartuchos.

El espaciado para cada elemento también se tuvo en cuenta, desde los puertos de conexión donde van montados los racores para los acoples rápidos hasta el espacio permitido para el solenoide proporcional y su conexión eléctrica. Los puertos de conexión para racores se diseñaron de acuerdo a los tamaños estándares para elementos con rosca NPT (Nacional Pipe Thread).

Figura 51. Vista isométrica del manifold ensamblado



Fuente: Propiedad de los autores.

6.5.2 Cálculo del factor de seguridad. Una vez realizado el dimensionamiento, se procedió a calcular el factor de seguridad del manifold para la situación extrema de operación. La teoría de diseño que se utilizó para el cálculo, fue el modelo de esfuerzos en recipientes cilíndricos, ya que cada una de los conductos del manifold se puede modelar como un

recipiente cilíndrico que conduce fluido a alta presión en el cual se presentan esfuerzos radiales y tangenciales cuyo parámetro de interés es el radio.

Para realizar los cálculos se necesita conocer el valor de los diámetros internos y externos del cilindro. En este caso, sólo se conocen los diámetros internos del manifold. Ahora se procede a tomar como espesor del cilindro, el espacio más cercano entre conductos o la distancia mínima que existe entre un conducto y una cara del manifold.

Análisis de puntos críticos. Las ecuaciones generales para el cálculo de esfuerzos en cilindros huecos a presión interna⁴ son:

$$\sigma_r = \frac{-a^2 p \left(\frac{b^2}{r^2} - 1 \right)}{b^2 - a^2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 p \left(\frac{b^2}{r^2} + 1 \right)}{b^2 - a^2}$$

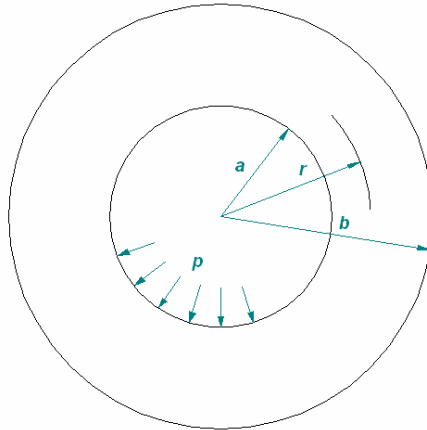
Los valores positivos indican y negativos indican tensión y compresión respectivamente. El esfuerzo normal de magnitud máxima es el evaluado en la superficie interior, es decir, en $r = a$ (véase figura 52). Entonces las ecuaciones anteriores se transforman en:

$$\sigma_r = -p$$

$$\sigma_\theta = p \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right)$$

⁴ DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas : Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

Figura 52. Cilindro de pared gruesa



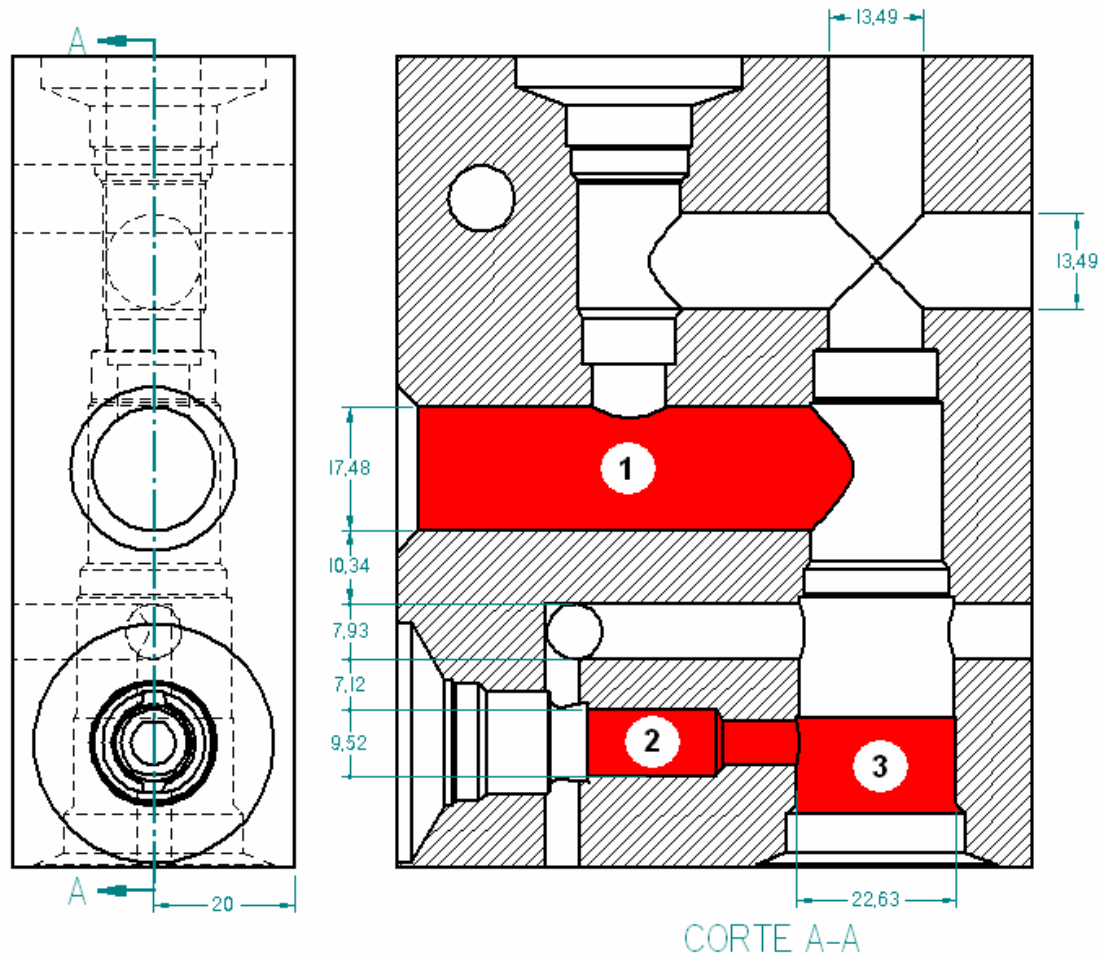
Fuente: Propiedad de los autores.

Los puntos críticos a evaluar son tres tal como puede verse en la figura 53. La presión de operación suministrada es de 2000 psi y para ser conservativos, se utilizará un factor de servicio de 1.5 que aumentará esta presión hasta un valor de 3000 psi.

El primer punto crítico a considerar está ubicado en la línea de suministro de presión (marcado como 1). Nótese que la mínima distancia en este punto es la correspondiente al conducto de descarga a tanque (10.34 mm).

- Datos para el punto 1:
 - Diámetro interno (d): 17.48 mm = 0.688 pulg
 - Espesor (t): 10.34 mm = 0.407 pulg
 - Radio interno (a): $d/2 = 8.74$ mm = 0.344 pulg
 - Radio externo (b): $a + t = 19.08$ mm = 0.751 pulg
 - Presión interna (p): 3000 psi
 - Factor (f): 1.5
 - Factor de seguridad (N): ?

Figura 53. Puntos críticos de operación.



Fuente: Propiedad de los autores.

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi}$$

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.751^2 + 0.344^2}{0.751^2 - 0.344^2} \right) = 4593.16 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4593.16)^2} = 5.48 \text{ ksi}$$

El valor para el esfuerzo de fluencia del material es $S_y = 40$ ksi, según la tabla No. 3. Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40}{5.48} \approx 7$$

El segundo punto a considerar está ubicado en la línea de venteo, en el conducto que comunica la válvula reductora con la válvula de seguridad (figura 53). Nótese que el espesor más pequeño es el correspondiente al valor de la distancia hacia el conducto de descarga a tanque (7.13 mm).

- Datos para el punto 2:

Diámetro interno (d):	9.52 mm = 0.375 pulg
Espesor (t):	7.12 mm = 0.280 pulg
Radio interno (a):	$d/2 = 4.76$ mm = 0.187 pulg
Radio externo (b):	$a + t = 11.88$ mm = 0.467 pulg
Presión interna (p):	3000 psi
Factor (f):	1.5
Factor de seguridad (N):	?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi}$$

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.467^2 + 0.187^2}{0.467^2 - 0.187^2} \right) = 4137.06 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4137.06)^2} = 5.11 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40}{5.11} \approx 8$$

El tercer y último punto a considerar está ubicado en el alojamiento de la válvula reductora. La presión en este punto actúa alrededor del cartucho y sobre el conducto del alojamiento (figura 53). Este punto se analiza con respecto a una cara del manifold, es decir, el diámetro externo es el ancho del bloque (40 mm).

- Datos para el punto 3:

Diámetro interno (d):	22.63 mm = 0.891 pulg
Radio interno (a):	$d/2 = 11.32$ mm = 0.445 pulg
Radio externo (b):	20 mm = 0.787 pulg
Presión interna (p):	3000 psi
Factor (f):	1.5
Factor de seguridad (N):	?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi}$$

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.787^2 + 0.445^2}{0.787^2 - 0.445^2} \right) = 5829.23 \text{ psi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (5829.23)^2} = 6.55 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{40}{6.55} \approx 6$$

6.5.3 Determinación del régimen de flujo. Todo flujo limitado por superficies sólidas recibe el nombre de flujo interno. Este flujo puede ser de régimen laminar o turbulento dependiendo de las condiciones de operación, del tipo de fluido y de la geometría por donde fluye.

El número de Reynolds expresado en función de la viscosidad cinemática es⁵:

$$\text{Re} = \frac{\bar{V}D}{\nu}$$

La velocidad media \bar{V} puede expresarse como:

$$\bar{V} = \frac{Q}{A}$$

El área por la cual circula en fluido está dada por: $A = \frac{\pi}{4} D^2$

Reemplazando A y \bar{V} en el número de Reynolds se obtiene:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi \nu D}$$

Donde:

Q = Caudal

π = Número PI (3.1416)

ν = Viscosidad cinemática

D = Diámetro del conducto

El punto donde debe analizarse el régimen de flujo está ubicado en la línea de presión reducida (con 13.49 mm de diámetro) que se muestra en la figura 54. Sin embargo, cuando se bloquea la opción de venteo, el taraje de la válvula reductora será el que controle la reducción de presión. Considerando que la válvula reductora descarga a tanque todo el caudal proveniente de la bomba, se tiene:

⁵ POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. *Op cit.*, p. 258-232.

$$Q = 3.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (5 gpm)}$$

$$v = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (véase anexo K) a temperatura de operación } 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D = 13.49 \text{ mm} = 0.01349 \text{ m}$$

$$\text{Re} = \frac{4(3.15 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01349}$$

$$\text{Re} \approx 803$$

Nótese que si la válvula proporcional (venteo) no se encuentra activa, el caudal que ingresa al manifold pasaría inmediatamente a tanque a través de los ductos marcados con flechas en verde (figura 54). El análisis para estos puntos implica caudales diferentes, pero la mayor parte del caudal pasaría hacia el puerto de drenaje, cuyo diámetro es de 7.93 mm. Considerando que todo el caudal suministrado por la bomba pasa por allí, se tiene:

$$\text{Re} = \frac{4(3.15 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.00793}$$

$$\text{Re} \approx 1367$$

Según el criterio, para números de menores de 2300 se dan condiciones de flujo laminar.

6.5.4 Caída de presión total. La pérdida de presión total es la suma de las pérdidas producidas debido a la circulación del fluido por los conductos del manifold y el paso del mismo a través de las válvulas. Para flujo laminar, la caída de presión a través del manifold puede calcularse mediante la siguiente ecuación⁶:

$$\Delta p = \rho \times h$$

⁶ POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 2 ed. México: Prentice Hall, 1998. p. 258-332.

$$h = 32 \frac{L \bar{V}^2}{Re D}$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido hidráulico (véase anexo K)

L = Longitud

D = Diámetro del conducto

\bar{V} = Velocidad media

Re = Número de Reynolds

El fluido hidráulico circulará por los conductos acotados que se muestran en la figura 54, en el momento que la válvula reductora está reduciendo la presión de suministro (líneas mostradas en anaranjado). Los datos para esas secciones son los siguientes:

$$\rho = 872 \text{ kg/m}^3$$

$\nu = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (véase anexo K) a temperatura de operación 40 °C

$$Q = 3.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (5 gpm)}$$

$$L_1 = 55.68 \text{ mm} \quad D_1 = 17.48 \text{ mm}$$

$$L_2 = 41.40 \text{ mm} \quad D_2 = 13.49 \text{ mm}$$

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{\pi/4 D_1^2} = \frac{3.15 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.01748)^2} \approx 1.31 \frac{m}{s}$$

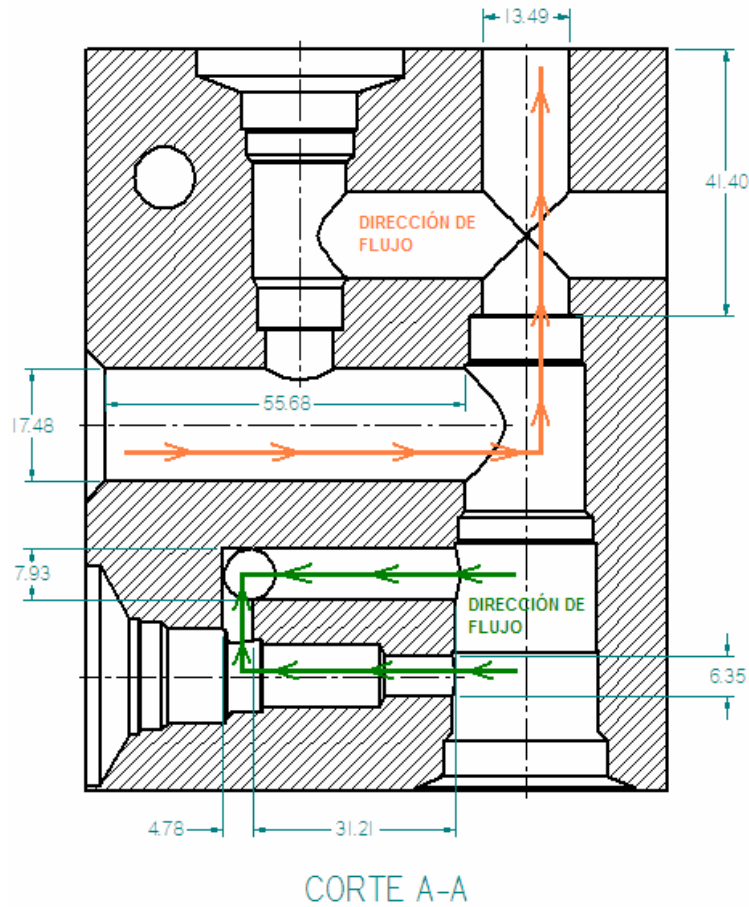
$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_1} = \frac{4(3.15 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01748} \approx 620.12$$

$$h_1 = 32 \frac{L_1 \bar{V}_1^2}{Re D_1} = 32 \frac{0.05568 \times (1.31)^2}{620.12 \times 0.01748} \approx 0.28 \frac{m^2}{s^2}$$

Entonces la caída de presión para el primer conducto es:

$$\Delta p_1 = \rho \times h_1 = 872 \times 0.28 \approx 247 \text{ Pa}$$

Figura 54. Vista para el análisis de las caídas de presión



Fuente: Propiedad de los autores.

$$\bar{V}_2 = \frac{Q}{\pi/4 D_2^2} = \frac{3.15 \times 10^{-4}}{\pi/4 (0.01349)^2} \approx 2.20 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_2} = \frac{4(3.15 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01349} \approx 803.54$$

$$h_2 = 32 \frac{L_2 \bar{V}_2^2}{Re D_2} = 32 \frac{0.0414 \times (2.20)^2}{803.54 \times 0.01349} \approx 0.59 \frac{m^2}{s^2}$$

Por tanto, la caída de presión para el segundo conducto es:

$$\Delta p_2 = \rho \times h_2 = 872 \times 0.59 \approx 518 Pa$$

Para calcular la caída total de presión a través del manifold se suman las caídas de presión anteriores junto con la obtenida mediante la curva ΔP vs Q indicada para la válvula reductora (véase anexo D). La caída de presión en la válvula reductora sin carga es de aproximadamente 48 psi.

Caída de presión en los conductos del manifold: $247 + 518 = 765 \text{ Pa} \approx 0.11$ psi. Luego la caída total es:

$$\Delta p_{total} = 48.11 \text{ psi (3.32 bar)}$$

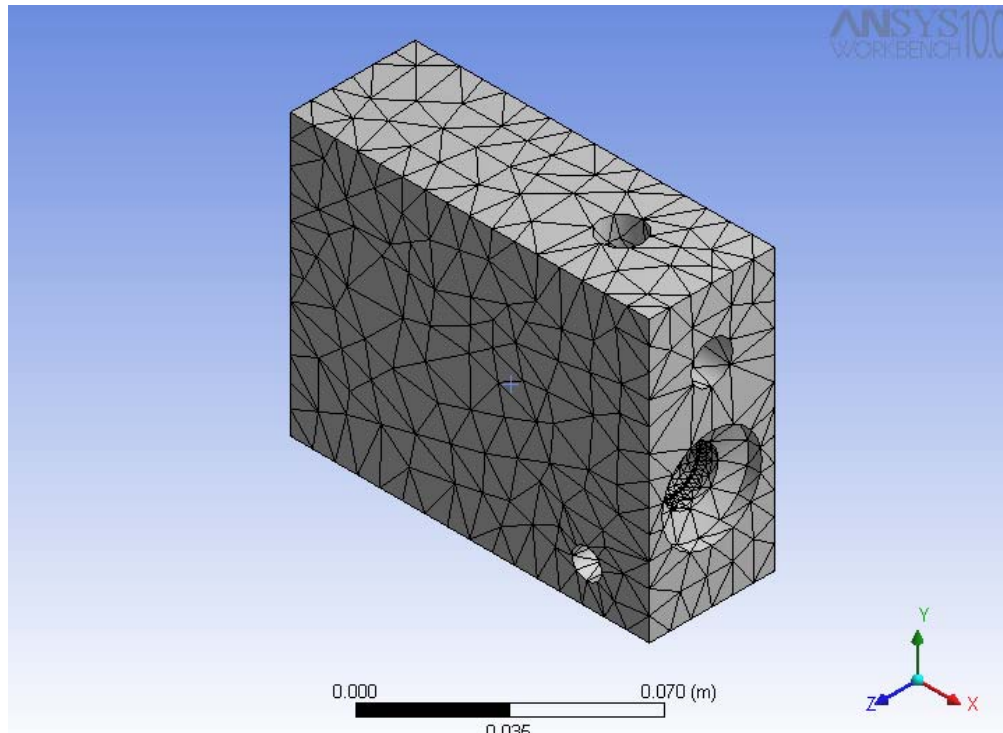
6.6 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)

Las herramientas computacionales como software para ingeniería (CAE) permiten al usuario interactuar con un PC y con software de diseño gráfico, permitiendo la importación de elementos creados en otros programas para modelar su comportamiento “real”, de manera que no se tenga que recurrir a innumerables ecuaciones y planteamientos extensos para hallar un resultado decisivo.

El software CAE que se utilizó para modelar el comportamiento estructural de diseño fue ANSYS Workbench versión 10, el cual permite crear un análisis basado en teorías de diseño a través de la aplicación de cargas, lo que permite el estudio de esfuerzos y deformaciones a los que estará sometido el manifold durante su funcionamiento.

6.6.1 Análisis preliminar. El primer procedimiento que se realizó para el análisis estructural del manifold consistió en definir las propiedades mecánicas del material que se encuentran almacenadas en la librería de ANSYS, luego se procedió a realizar el enmallado sobre la pieza y a definir las condiciones de carga sobre el material. El software realizó un enmallado tetraédrico con 46520 nodos lo que representa 29412 elementos. Figura 55.

Figura 55. Enmallado del manifold

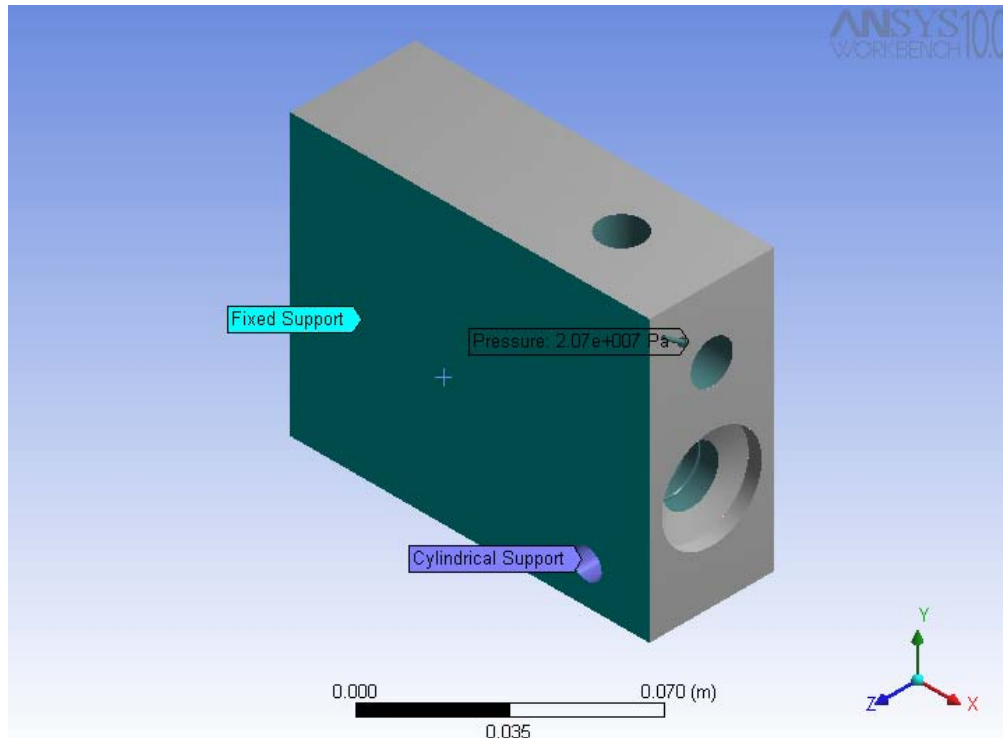


Fuente: Propiedad de los autores.

En cuanto a las condiciones de carga se evidencian tres tipos (figura 56): soporte de fijación en una de las caras del manifold, donde se apoyará al banco de pruebas; soporte cilíndrico donde se utilizará un perno para mantener el manifold sobre la superficie de apoyo y finalmente la presión interna que se ha considerado aplicada sobre todas las superficies internas del manifold.

La consideración mencionada se utiliza con el objetivo de ser más conservativos en el diseño y de esta manera garantizar un diseño seguro en caso de que ocurra un sobre-presión en el sistema. La presión interna que se aplicará será 1.5 veces mayor que la presión de operación, es decir 207 bares (3000 psi).

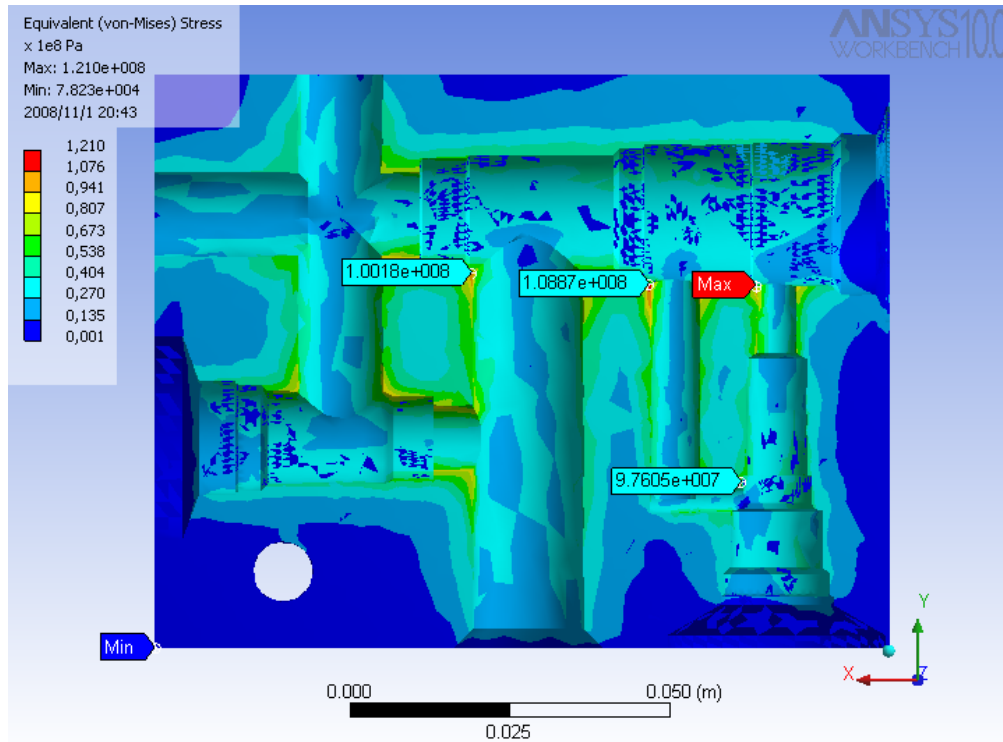
Figura 56. Condiciones de carga sobre el manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

6.6.2 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad. El resultado obtenido mediante la simulación de esfuerzos mostró 121 MPa como el valor mayor para el esfuerzo equivalente máximo (figura 57). Se observa que este punto está ubicado en el ducto de venteo de la válvula reductora y para que se produzca este esfuerzo máximo, el puerto de retorno a tanque debería estar bloqueado y así producirse una sobre-presión en el sistema. No obstante, el sistema principal cuenta con una válvula de alivio tarada a 2000 psi.

Figura 57. Análisis de esfuerzos sobre el manifold



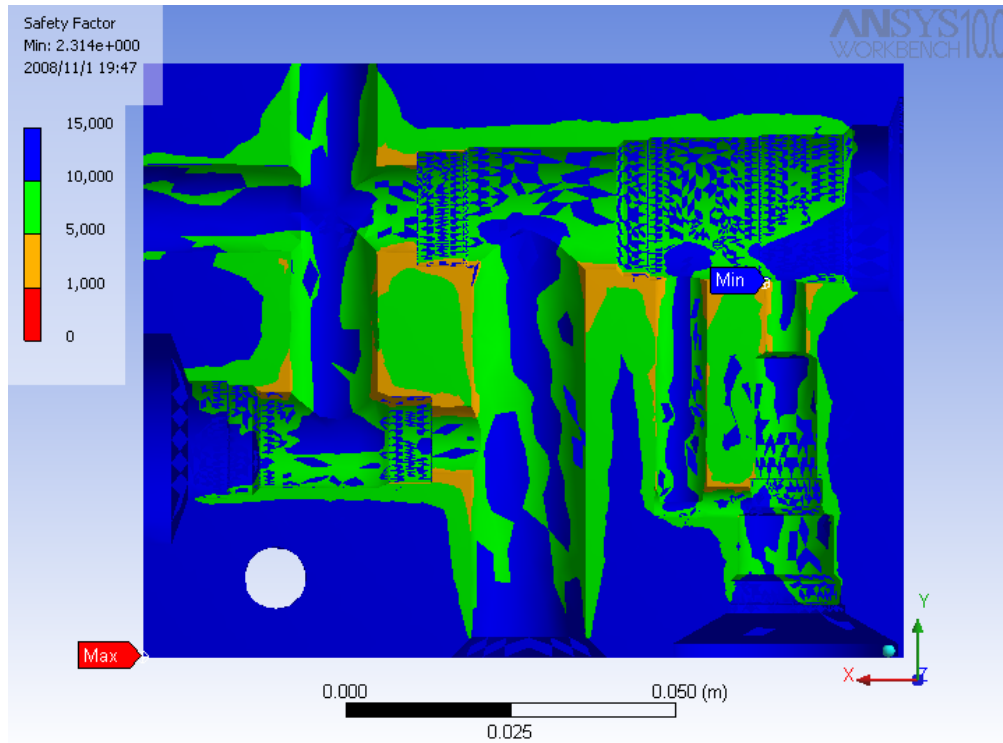
Fuente: Propiedad de los autores.

En la figura 57 se puede apreciar otros tres valores de esfuerzo. Dichos puntos son valores máximos localivos para zonas que ya fueron analizadas en secciones anteriores. Estos valores resultaron no mayores a 3 veces los valores de esfuerzos obtenidos teóricamente, por tanto, los factores de seguridad obtenidos disminuyen esta misma cantidad de veces.

Observe que el valor de 108.8 Mpa para el esfuerzo equivalente se encuentra ubicado en el ducto de drenaje de la válvula reductora. Esta zona no fue analizada, sin embargo, como se mencionó anteriormente sólo una sobre-presión ocasionada en el sistema presentaría este comportamiento.

El factor mínimo de seguridad obtenido para esta simulación tuvo un valor de 2.6 y se encuentra ubicado en el ducto de venteo (figura 58). Note que en el factor calculado teóricamente para esta zona tuvo un valor de 6.

Figura 58. Factor de seguridad en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

6.7 ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)

La simulación del comportamiento del flujo se realizó utilizando el software COSMOS FlowWorks de SolidWorks. Para ello, inicialmente se establecieron los parámetros como: el tipo de fluido, aceite hidráulico Shell Tellus 37 (véase anexo K) y las consideraciones de flujo a caudal constante (5 gpm). Además de considerar bloqueos en algunos ductos debido al alojamiento de los cartuchos de las válvulas.

Una de las ventajas de los paquetes de software CAD y CAE es que permiten interactuar con otros software de diseño. El diseño del manifold se importó desde Solid Edge v.14 hacia Solid Works 2008 para la simulación de flujo interno.

El caso que se consideró como crítico es cuando se realiza el avance del vástago (acción de compresión). En este análisis el fluido ingresa por el puerto de suministro y pasa hacia el puerto de presión reducida y tanque (figura 59). Además de la suposición en las que las velocidades de flujo V_x , V_y e V_z en todas las paredes de los ductos son cero, a excepción de los ductos de suministro, presión reducida y tanque.

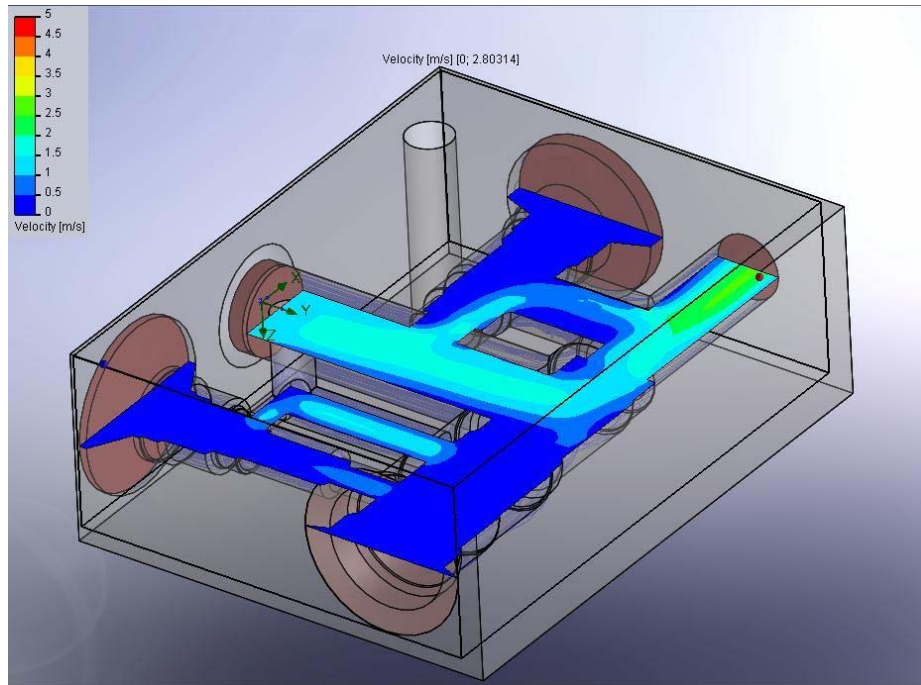
Luego realizar la simulación, se puede observar que el valor máximo para la velocidad del fluido es de 2.8 m/s (región verde) y está ubicado a la salida del ducto de presión reducida. Este análisis puede compararse con el realizado teóricamente, si se calcula el número de Reynolds para este valor de velocidad y el diámetro del ducto correspondiente, se tiene:

$$\text{Re} = \frac{\bar{V}D}{\nu}$$
$$\text{Re} = \frac{2.8 \text{ m/s} \times 0.01349 \text{ m}}{3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 1020.86$$

$$\text{Re} \approx 1021$$

Este valor indica que el flujo presenta un comportamiento laminar tal y como se había demostrado antes. La figura 60 muestra el comportamiento del fluido a través de las líneas de flujo en el interior del manifold. Se puede observar que este análisis incluye la circulación del fluido hacia tanque, que se debe realizar para obtener un resultado más aproximado del comportamiento del fluido.

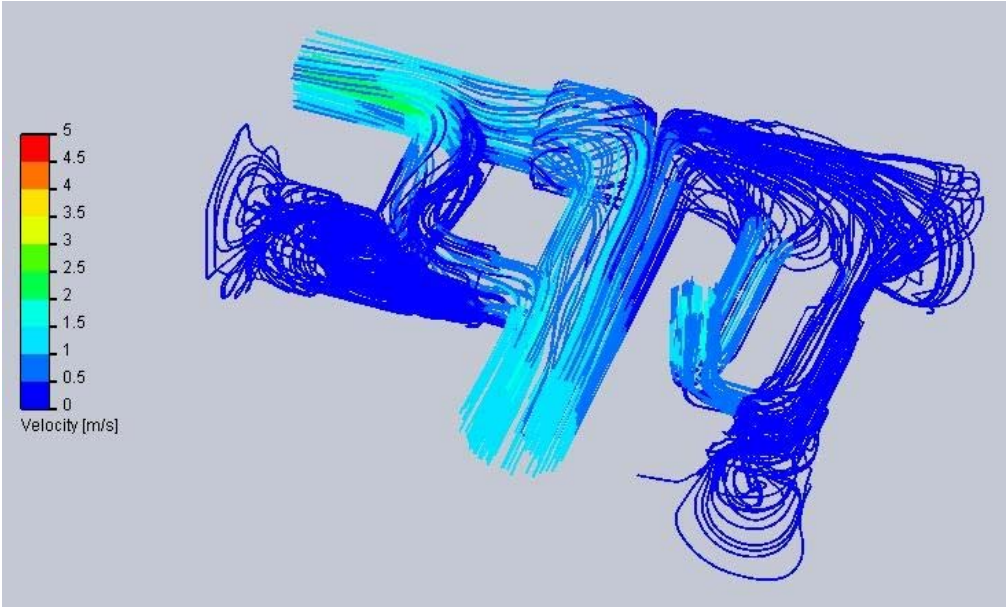
Figura 59. Análisis de velocidades internas en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

Otras consideraciones hechas fueron que la presión de salida por el orificio a tanque se tomó como cero y que las presiones de suministro y reducida se tomaron como 2000 psi y 1800 psi respectivamente. En resumen, los resultados son favorables e indican que no se presenta turbulencia que pueda generar vibraciones y someter el manifold a cargas internas fluctuantes.

Figura 60. Líneas de flujo interno en el manifold



Fuente: Propiedad de los autores.

7. SISTEMA DE CONTROL REALIMENTADO

El sistema de control se considera como la segunda parte del diseño de este trabajo de grado, ya que de éste depende el uso adecuado de todo el sistema montado, que será controlado electrohidráulicamente. Durante la selección del sistema de control se estudiaron varias posibilidades:

- Control por microcontroladores
- Control por PC
- Control lógico programable (PLC)
- Control semiautomático cableado

Los dos primeros se descartaron, debido a que los microcontroladores por su fragilidad no son aptos para utilizarse en ambientes agresivos (expuesto a aceite, agua, polvo, etc) como se opera en el laboratorio. El control por PC necesitaría un espacio mayor para el montaje de los equipos, espacio que no hay disponible; tampoco son aptos para utilizarse en ambientes agresivos; además del costo que representa el empleo de este tipo de control que no se justifica para las características de la aplicación.

En cuanto al PLC, su uso sería lo ideal, pero desafortunadamente el costo al emplear este tipo de control superaba el presupuesto planteado. Finalmente se optó por el control semiautomático cableado porque presenta las siguientes características:

- ✓ Puede operar en ambientes hostiles, expuesto a presencia de aceite, agua, polvo, vibraciones, etc.
- ✓ No requiere mantenimiento específico, más allá de una limpieza periódica.

- ✓ El montaje es práctico y de bajo costo.

7.1 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

La selección final se realizó mediante comparaciones que involucró los siguientes aspectos:

7.1.1 Factores cuantitativos. Se refieren a la capacidad del equipo para soportar todas aquellas especificaciones para el sistema de control, evaluando las más importantes:

- Entradas y Salidas: cantidad, tipo, prestaciones, ubicación, etc.
- Tipo de control: control de uno o varios elementos, procesos, etc.
- Factores físicos y ambientales: características constructivas, temperatura de funcionamiento, polvo, vibraciones, etc.
- Soporte técnico.

Entradas y salidas. Las señales de entrada y de salida en el sistema de control para el montaje se resumen a continuación:

Entradas (cantidad 5):

- Señal eléctrica de realimentación (transductor). Cantidad 1.
- Señales eléctricas del panel de control para la válvula direccional (pulsadores para encendido, apagado y parada de solenoides). Cantidad 3.
- Señal eléctrica de comando y control (potenciómetro). Cantidad 1.

Salidas (cantidad 4):

- Carga aplicada. Cantidad 1.
- Solenoide proporcional de fuerza regulada. Cantidad 1.
- Solenoides de la válvula direccional. Cantidad 2.

Tipo de control. El control del montaje se realiza de forma independiente, ya que no se pretende la interconexión con otros bancos de pruebas, ni mucho menos, la influencia y/o dependencia de otros componentes que hagan parte de los demás bancos.

Factores físicos y ambientales. El grado de contaminación es un factor importante para el funcionamiento del sistema de control. El banco estará expuesto a vibraciones, golpes repentinos, polvo, temperaturas de hasta 40 °C, cortes eléctricos, sobrecargas eléctricas, posibles fugas de aceite y presencia de agua (en casos extremos).

Soporte técnico. En caso de presentarse algún inconveniente con el funcionamiento del sistema de control, debe existir una “ruta o guía de procedimientos a seguir en caso de”. La información correspondiente a las recomendaciones, **setup**, mantenimiento, etc. del sistema de control debe ser documentada, mantenida, mejorada y estar siempre disponible.

Factores cualitativos. Una vez evaluados los factores cuantitativos, el siguiente paso es realizar una valoración cualitativa del sistema de control preseleccionado. En general, el factor económico de adquisición siempre es limitado. Sin embargo, se deben hacer elecciones que mejoren los resultados del sistema para obtener buena precisión y alto desempeño.

Selección final. La selección del sistema de control involucra todo un proceso detallado de diseño con realimentación que se orienta a encontrar la mejor opción. Luego de analizar los factores cuantitativos y cualitativos se tomó la decisión de realizar el montaje de la válvula reductora proporcional con un sistema de control realimentado cableado combinando señales analógicas y digitales, como se verá en la siguiente sección.

7.2 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN

Un sistema de control realimentado debe disponer de elementos de control, ya sean mecánicos, electrónicos o una combinación de estos. Con los avances tecnológicos, la mejor opción es utilizar un sistema de control electrónico que posea elementos digitales. El uso de estos elementos mejora la precisión y exactitud de los resultados.

En la sección 6.1.1 se describió el montaje sin control. Luego de haber seleccionado el sistema de control más conveniente para esta aplicación, se procede a estudiar el comportamiento de los elementos incluidos en el sistema de control de lazo cerrado.

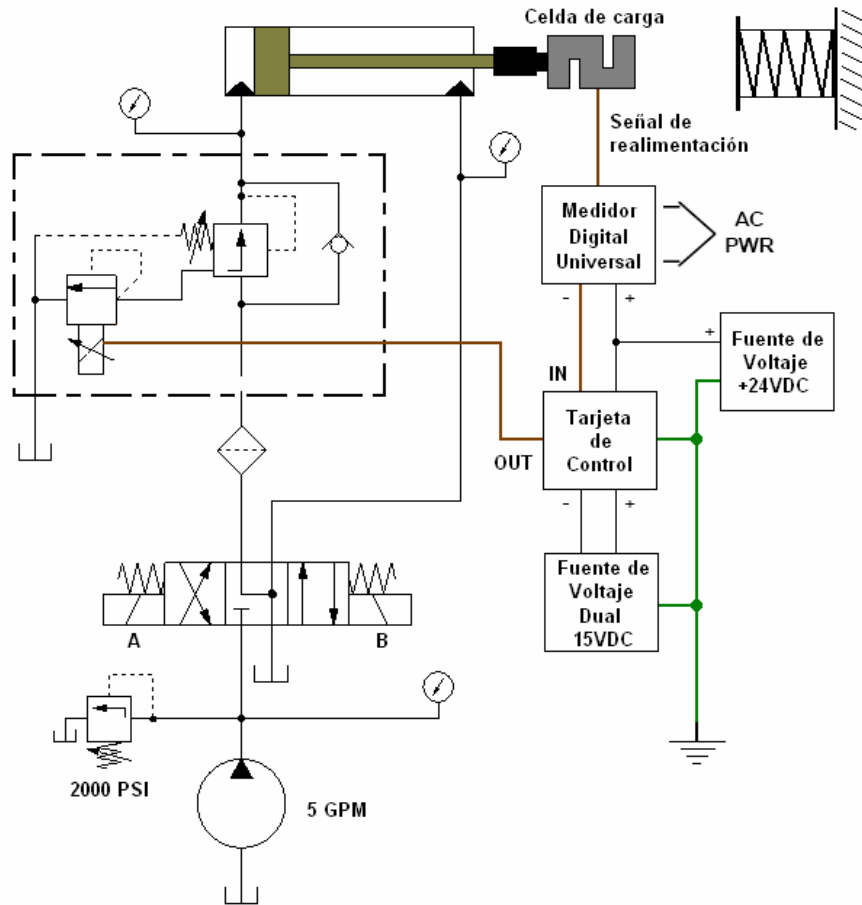
7.2.1 Descripción del montaje.

Además de los elementos mencionados en la sección 6.1 para el montaje de la parte hidráulica, la aplicación como tal, debe disponer de elementos electrónicos para lograr el control realimentado sobre la fuerza aplicada por el actuador. La opción mas apropiada para el montaje final se puede observar en la figura 61.

Durante la selección de la válvula de seguridad proporcional también se optó por la selección de la etapa de potencia y control para el solenoide proporcional. Esta parte incluyó la selección del amplificador digital C1V-06A (véase anexo L), alimentado a 24VDC.

El amplificador C1V es un controlador compacto que provee corriente al solenoide en proporción a una señal de entrada. Permite además visualizar y/o cambiar parámetros del mismo mediante el empleo de un programador de mano (véase anexo M) y un adaptador infrarrojo de cable (véase anexo N). Conectados de la forma como se aprecia en la figura 62.

Figura 61. Circuito esquemático del montaje final



Fuente: Propiedad de los autores.

Para el funcionamiento de la parte de realimentación se debe incluir dos componentes necesarios: el elemento de realimentación y la tarjeta de control. La carga aplicada por el actuador será alrededor de las 3 toneladas (6000 lb) que debe ser controlada mediante una señal de comando manual.

Entre los elementos de realimentación para el sensado de carga se seleccionó una celda de carga tipo S con capacidad de 10 klb (véase anexo O). Esta celda ofrece características aptas para el trabajo en ambientes agresivos; valores de histéresis y no-linealidad relativamente bajos; y por supuesto un costo más bajo que otros tipos de transductores.

Figura 62. Montaje del amplificador y sus componentes



Fuente: SUN HYDRAULICS [on line]. Sarasota (Florida-USA): Sun Hydraulics Corporation, 2006 [cited 06 September 2007]. Available from Internet: < http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/sun_homepage.aspx?lang_id=1 >.

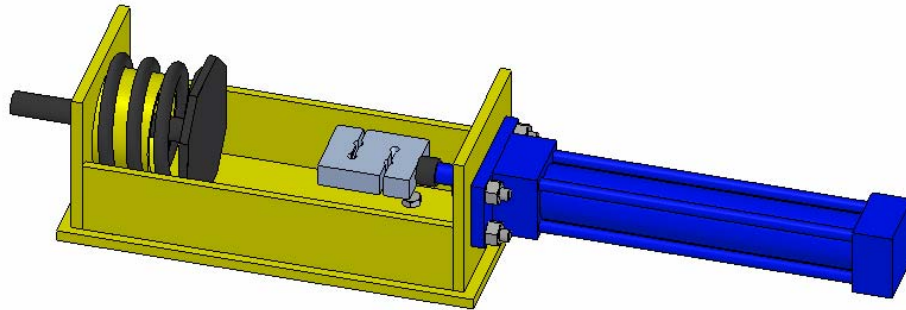
La interconexión de la celda de carga, el comando manual y el amplificador de la válvula se logra a través de la tarjeta de control, los detalles de este elemento se verán en la siguiente 6.4. Para el suministro de energía se debe instalar una toma de alimentación independiente para el banco de pruebas.

El empleo de una fuente de voltaje a 15VDC y 24VDC es necesario ya que elementos como la celda de carga y la tarjeta de control trabajan con voltaje de suministro a 15VDC; mientras que el amplificador para solenoide proporcional necesita suministro de 24VDC. No obstante, el amplificador puede alimentarse con un rango de 9 a 28VDC.

Por último se procedió a diseñar una estructura metálica para el montaje de la celda de carga que va acoplada al vástago del cilindro (figura 63). La estructura debe soportar la carga de acción y reacción producida por el

vástago del cilindro, sin producir daños sobre el banco ni mucho menos a los demás elementos del sistema.

Figura 63. Montaje del banco celda de carga-soporte



Fuente: Propiedad de los autores.

7.3 TARJETA DE CONTROL

La tarjeta de control es considerada un elemento de potencia, de amplificación y de control electrónico. Es indispensable para los sistemas de control porque recibe las señales de entrada y realimentación, las suma y envía una nueva señal de salida. Para lograr un resultado preciso en sistemas de control de presión se utiliza el control proporcional-integral (PI).

El diseño de la tarjeta de control debe incluir el manejo de la válvula proporcional al igual que de la servoválvula MOOG 62-105. Para ambos montajes en el mismo sistema, la tarjeta de control debe contar con dos opciones:

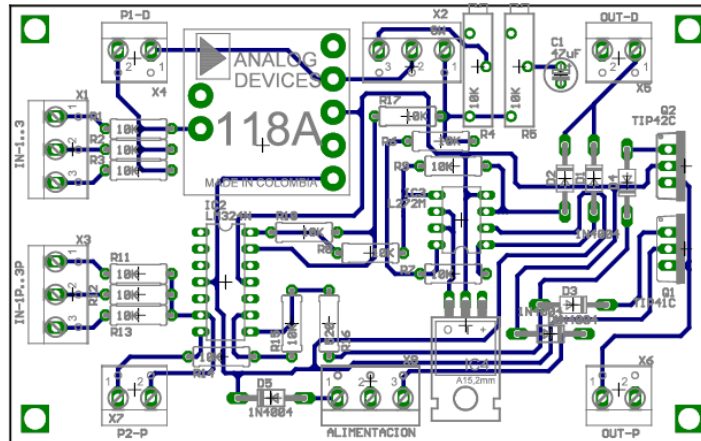
- ✓ Etapa con dos opciones de control para la válvula proporcional: acción proporcional y acción PI.
- ✓ Etapa independiente de potencia y control proporcional para la servoválvula MOOG.

La opción de control P y PI para la válvula proporcional es conveniente, ya que permite el movimiento rápido del vástago mediante el control P y cuando se haya conseguido la posición se utiliza el control PI. Con este último control se logra un control rápido y preciso sobre la carga.

7.3.1 Montaje y funcionamiento. El montaje de la tarjeta es sencillo, su costo es bajo comparado con las disponibles en el mercado y los elementos utilizados en ella son de buena precisión (véase figura 64). La tarjeta cuenta con:

- Puertos de suministro de voltaje DC (+15V,-15V, tierra).
- Tres señales de entrada para uso con la válvula proporcional.
- Tres señales de entrada para uso con la servoválvula.
- Señal de comando ajustable con potenciómetro de alta precisión.
- Amplificador operacional de alta precisión ANALOG DEVICES 118A.
- Amplificador operacional dual de potencia L272M
- Ajuste de ganancia proporcional.
- Ajuste del tiempo integral (velocidad de reajuste).
- Interruptor de tres posiciones para el cambio de la acción de control.
- Puerto de conexión para el amplificador C1V-06A.
- Salida regulada de 0-10VDC para uso con la válvula proporcional.
- Salida para uso con la servoválvula.

Figura 64. Impreso de la tarjeta de control



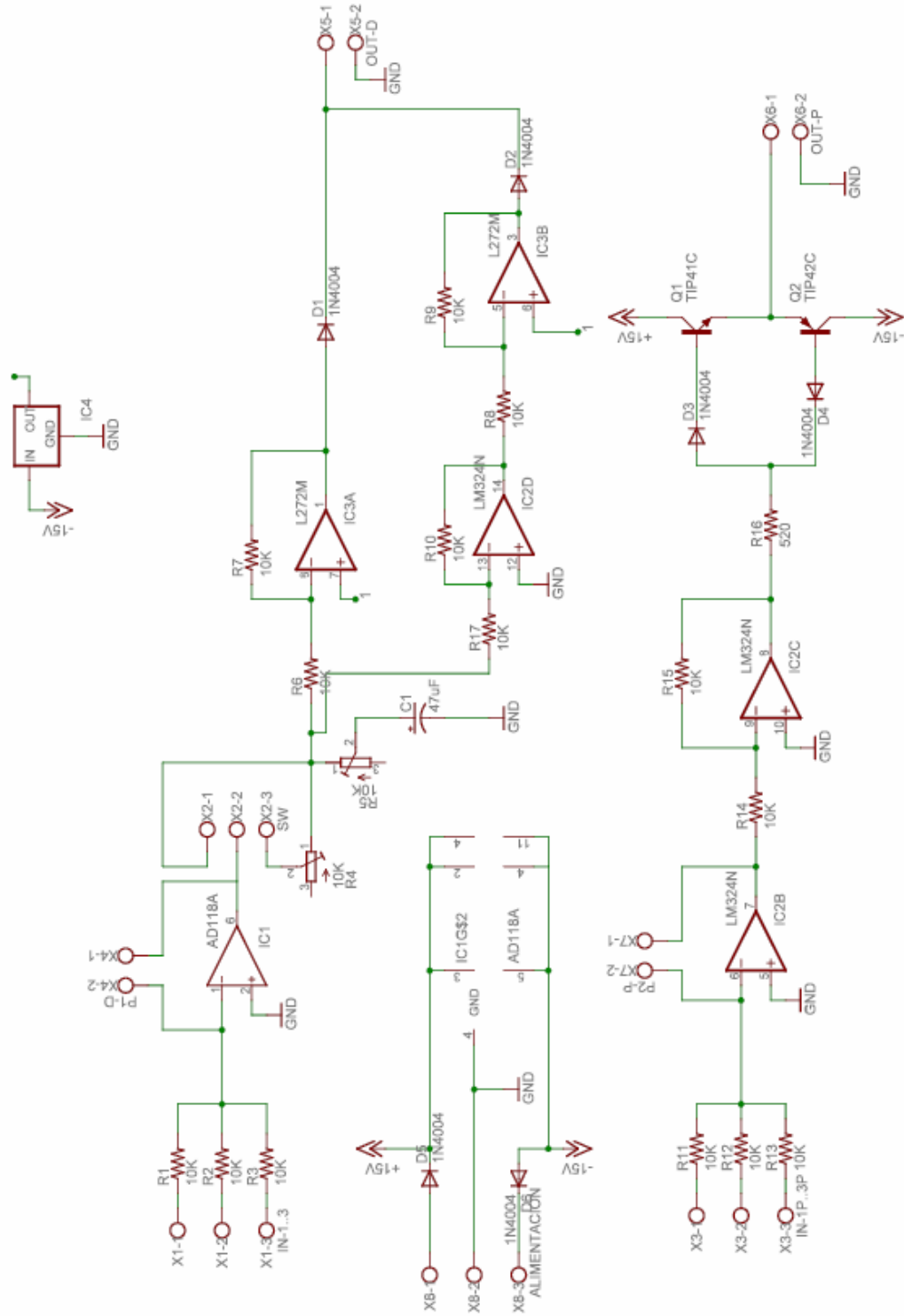
Fuente: Propiedad de los autores.

En las figuras 65 y 66 se observa, el esquema de conexiones para la tarjeta de control y el amplificador C1V-06A. Como elemento de seguridad y protección para el amplificador de la válvula proporcional, se ha puesto un fusible de 3 amperios.

Funcionamiento para la válvula proporcional. Los conectores X1-1, X1-2 y X1-3 se utilizan como señales de entrada para el control del solenoide proporcional (véase figura 65 parte superior); no obstante, el conector X1-3 se ha conectado internamente a la señal de comando ajustable y por tanto, sólo se dispone de los conectores X1-1 y X1-2. En los conectores X4-1 y X4-2 va puesto el potenciómetro que altera la ganancia de la tarjeta.

En los conectores X2-1, X2-2 y X2-3 se ha puesto un interruptor de tres posiciones con posibilidad de unir X2-2 con X2-3 para realizar un control PI ó X2-2 con X2-1 para un simple control proporcional. Las resistencias variables R4 y R5 se utilizan para variar la velocidad de reajuste (tiempo integral). Por último, los conectores X5-1 y X5-2 son la señal de salida y tierra respectivamente.

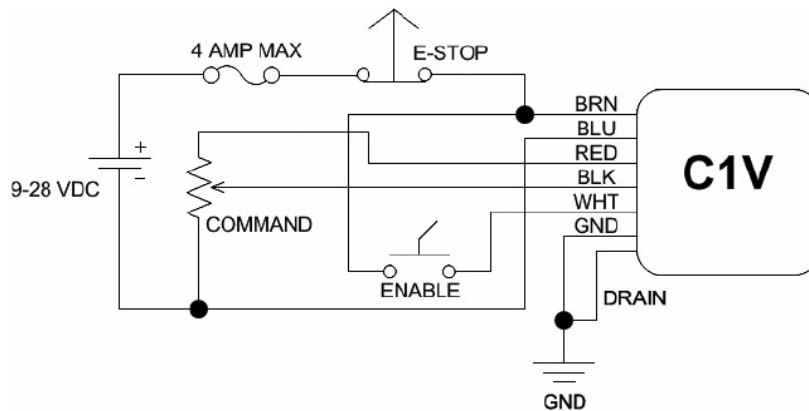
Figura 65. Diagrama esquemático de la tarjeta de control



Fuente: Propiedad de los autores.

Como la señal de salida X5-1 es la misma señal de entrada de comando al amplificador del solenoide proporcional, se ha dispuesto de amplificadores en modo inversor para lograr que la señal de comando sea siempre positiva. Si la señal de voltaje es positiva luego de sumarse, su paso será por el amplificador operacional IC2D del LM324N, luego por el amplificador operacional IC3B del L272M y por último por el diodo rectificador de voltaje D2 1N4004. De lo contrario, cuando la señal sea negativa pasará por el amplificador operacional IC3A del L272M y por último por el diodo rectificador de voltaje D1 produciendo una señal de salida conveniente.

Figura 66. Diagrama del montaje para el amplificador C1V-06A



Fuente: SUNHydraulics Corporation. Digital Proporcional Valve Amplifier Manual. 2007.

Funcionamiento para la servoválvula. Al igual que en el funcionamiento descrito anterior, los conectores X3-1, X3-2 y X3-3 se utilizan como señales de entrada para el control de la servoválvula (véase figura 65 parte inferior). El conector X3-3 se ha conectado internamente a la señal de comando ajustable y por tanto, sólo se dispone de los conectores X3-1 y X3-2. En los conectores X7-1 y X7-2 va puesto el potenciómetro que altera la ganancia de la tarjeta. La sección de la servoválvula consta de una etapa de potencia que amplifica la corriente necesaria para alimentarla a través de la salida X6-1.

7.3.2 Disposición final de la tarjeta de control. El montaje final de la tarjeta de control se realizó dentro de una caja metálica tal como se observa en la figura 67. Se realizaron algunas modificaciones al montaje en busca de obtener una tarjeta funcional, práctica y con suficiente resistencia al ambiente agresivo. Las tres entradas para cada sección no se utilizaron, en cambio, se conectó un puerto donde se pudiese medir la entrada de comando manual (CMD) y un interruptor de tres posiciones para cambiar la polaridad del comando manual (NEG – POS).

Figura 67. Caja de control



Fuente: Propiedad de los autores.

Cuando se ha de trabajar con la válvula proporcional, primero se debe alimentar la tarjeta con las fuentes de 15, -15 y 24 VDC teniendo en cuenta las conexiones a tierra; luego se introduce la señal de realimentación ya sea por el puerto marcado como IN1 o IN2 de la sección P. VALVE. Finalmente,

se conecta el cable del amplificador C1V-06A en el conector marcado como OUT-PP (costado derecho de la caja) y accionando el interruptor para el tipo de control deseado (puesto en el costado izquierdo).

Para el trabajo con la servoválvula, primero se debe alimentar la tarjeta con la fuente de 15, -15 VDC teniendo en cuenta las conexiones a tierra que posee la caja; luego se introduce la señal de realimentación ya sea por el puerto marcado como IN1 o IN2 de la sección S. VALVE. Finalmente, se conecta el cable de salida a la servoválvula en los puertos marcados como GND y OUT-SV. En esta sección no influye para nada el cambio de tipo de control, ya que para la servoválvula se dispuso de un control proporcional.

La caja posee además, dos potenciómetros marcados como GAIN, el ubicado en la parte superior altera la ganancia para el funcionamiento con la válvula proporcional, el otro afecta la ganancia para el funcionamiento con la servoválvula. Se ha puesto un pulsador y un interruptor que se utilizan para el funcionamiento con la válvula proporcional (véase figuras 66 y 67); el marcado como RESET 1 (pulsador normalmente cerrado), se utiliza para cortar la señal eléctrica enviada al amplificador C1V-06A y el marcado como RESET 2 (interruptor), se utiliza sólo en los modos 3 al 6 puestos en el programador de mano (véase anexo L y M).

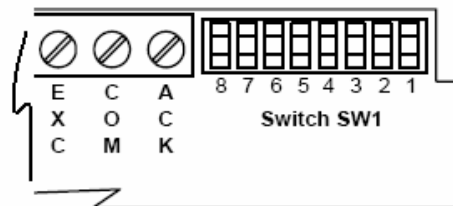
7.4 MEDIDOR DIGITAL UNIVERSAL

El medidor de alta precisión PD691 marca PRECISION DIGITAL, es utilizado para obtener un valor de fuerza que se muestra en la pantalla del mismo. Las características que posee pueden consultarse en el anexo Q. En cuanto a la programación y calibración del medidor, el docente posee la copia del manual de instrucciones para su operación.

Luego de realizar el montaje de la tarjeta de control, se procede a conectar el medidor a la celda de carga. Esta operación no requiere de conocimiento ya que se ha dispuesto de una conexión única macho-hembra de 4 pines; además del cable de alimentación para corriente alterna (115VAC).

En la parte posterior del medidor se encuentran ocho **switches**, véase la figura 68. Estos se deben ubicar de manera que la entrada del transductor esté en el rango de 0 a 30 mV, con 10VDC como voltaje de excitación para la celda de carga y opción de **Ratiometric** con excitación interna. Para habilitar el menú de programación el **switch** No. 8 debería colocarse en **On**.

Figura 68. Switches del medidor digital universal



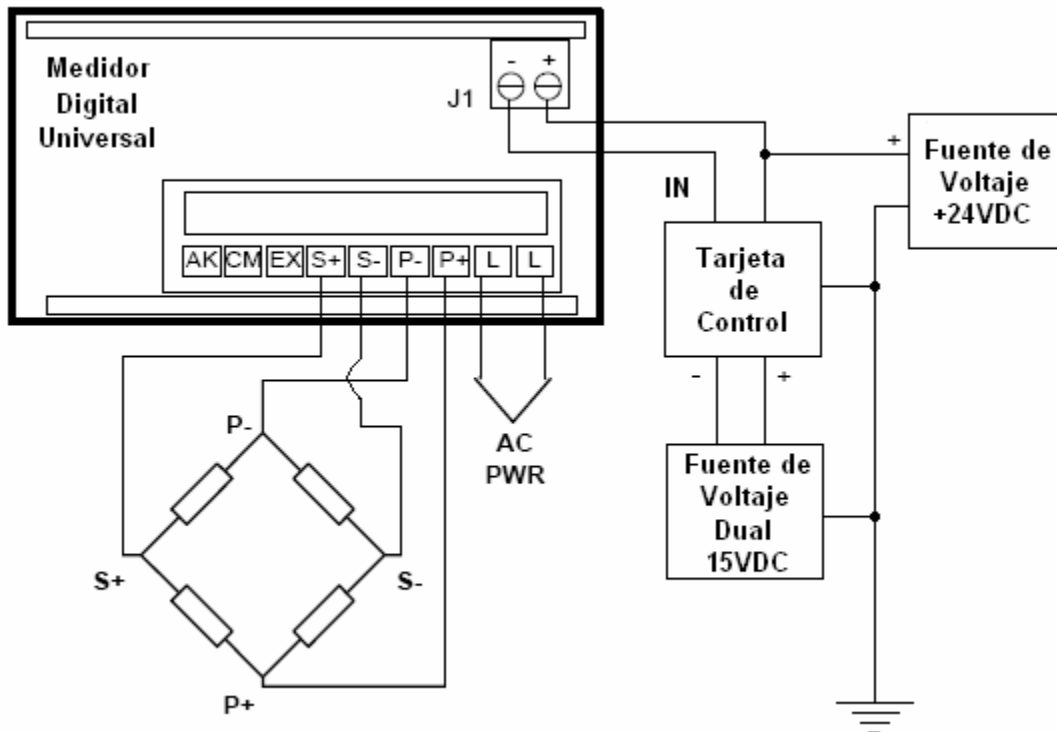
FUNCTION	CONFIGURATION SWITCH (SW1)							
	8	7	6	5	4	3	2	1
Switch Number								
Ratiometric with Internal excitation		On	On					
Ratiometric with External excitation		Off	Off					
0-30 mV input				On	Off			
0-200 mV input				Off	Off			
± 15 mV input				On	On			
± 100 mV input				Off	On			
24 VDC Excitation						Off	Off	On
10 VDC Excitation						On	Off	Off
5 VDC Excitation						Off	On	Off
Lockout Feature	On							

Fuente: Véase anexo Q.

La calibración se puede realizar de la siguiente forma:

- La opción de salida de 4 – 20 mA debería conectarse como se muestra en la figura 69.
- Encienda las fuentes de 24VDC y 15VDC como primera medida.
- Conecte el medidor digital a la toma de energía.
- Proceda a calibrar el medidor, oprimiendo la tecla **Enter**, aparecerá un menú parpadeante en la pantalla. Cuando aparezca 'CAL Ib' oprima de nuevo **Enter**.

Figura 69. Conexión del medidor digital universal



Fuente: Propiedad de los autores.

- Luego oprima **Enter**. Aparecerá una cantidad en la pantalla que parpadeará durante tres segundos. Si la cantidad es la indicada presione **Enter** antes de que pare de parpadear.

- En caso contrario, proceda a programar el valor deseado. El primer dígito de la derecha parpadeará durante tres segundos y luego comenzará a avanzar en cantidad. Oprima **Enter** cuando aparezca el valor deseado. De esta manera se realiza con los otros dígitos.
- Una vez finalizado, aparecerá la cantidad programada en la pantalla que parpadeará durante tres segundos, presione **Enter**.
- Ahora el medidor mostrará 'InPt 2'. Aplique la señal de comando que considere como entrada 2. Por ejemplo, comando de 12V carga máxima aplicada.
- Luego oprima **Enter**. Aparecerá una cantidad en la pantalla que parpadeará durante tres segundos. Si la cantidad es la indicada presione **Enter** antes de que pare de parpadear. De lo contrario programe otra cantidad tal como se ha descrito antes.

Un mensaje de error podría mostrarse en la pantalla del medidor, el cual indicaría que el proceso de calibración no fue exitoso. Este mensaje puede darse porque se aplicó la misma señal de comando (carga) para ambas entradas, 1 y 2. Para mejores resultados en la calibración, el fabricante recomienda encender el medidor por lo menos durante 30 minutos antes de la calibración.

La opción de salida de 4 – 20 mA como señal de retroalimentación se puede programar de la siguiente manera:

- Encienda las fuentes de 24VDC y 15VDC como primera medida.
- Conecte el medidor digital a la toma de energía.
- Proceda a programar la salida del medidor, oprimiendo la tecla **Enter**. Cuando aparezca 'outPut' oprima de nuevo **Enter**.
- El medidor mostrará una cantidad en la pantalla que parpadeará durante tres segundos. Si la cantidad es la indicada para que se

produzca una salida de 4mA, presione **Enter** antes de que pare de parpadear.

- En caso contrario, proceda a programar el valor deseado. El primer dígito de la derecha parpadeará durante tres segundos y luego comenzará a avanzar en cantidad. Oprima **Enter** cuando aparezca el valor deseado. De esta manera se realiza con los otros dígitos.
- Una vez finalizado, aparecerá la cantidad programada en la pantalla que parpadeará durante tres segundos, presione **Enter**.
- Ahora el medidor mostrará una segunda cantidad, si la cantidad es la indicada para que se produzca una salida de 20 mA, presione **Enter** antes de que pare de parpadear. De lo contrario programe otra cantidad tal como se ha descrito antes.

Un mensaje de error podría mostrarse en la pantalla del medidor, el cual indicaría que el proceso no fue exitoso, esto se debe a que el rango de salida programado de 4 – 20 mA, es menor a 501 cantidades.

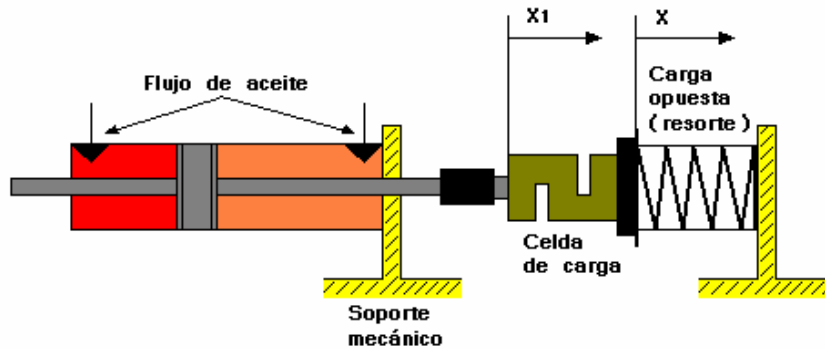
7.5 ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE CONTROL

En esta sección se analizará el comportamiento dinámico de la servoválvula y se modelará el comportamiento para la válvula proporcional. Para ello se comienza con el análisis básico de dinámica del sistema en estudio. El sistema hidráulico involucra la celda de carga, el resorte, la válvula de control de presión con la entrada de comando y la salida de fuerza producida por el cilindro hidráulico.

7.5.1 Análisis para la servoválvula. La figura 70 muestra el montaje que se hizo para el sistema de control de lazo cerrado con la servoválvula. Con algunos datos incluidos en el catálogo de la servoválvula (anexo P) y

aplicando la ecuación de transferencia de segundo orden más aproximada al comportamiento de la servoválvula⁷:

Figura 70. Montaje para la servoválvula



Fuente: Propiedad de los autores.

$$\frac{p}{i}(s) = \frac{K_p}{\left[\left(\frac{s}{\omega_n} \right)^2 + \frac{2\xi s}{\omega_n} + 1 \right]}$$

Donde:

p = Caída de presión en la servoválvula [psi]

i = Corriente de entrada [mA]

K_p = Ganancia de presión [psi/mA]

ω_n = Frecuencia natural de la servoválvula [rad/s]

ξ = Constante de amortiguamiento aparente [adimensional]

Según la gráfica proporcionada por el fabricante, el valor de la frecuencia natural es de 30 Hz, la entrada de corriente a una presión nominal de 1000 psi es de 50 mA y los valores para ξ varían entre 0.3 a 0.5. Realizando algunos cálculos se obtiene finalmente la ecuación de transferencia:

⁷ THAYER, W. J. MOOG INC. Controls Division. Technical Bulletin 103: Transfer Functions for Moog Servovalves. East Aurora (New York): MOOG, 1958. 11 p.

$$\omega_n = 2 \times \pi \times 30 = 188.5 \text{ rad/s}$$

$$K_p = \frac{1000}{50} = 20 \left[\frac{\text{psi}}{\text{mA}} \right]$$

Tomando el valor de $\xi = 0.3$

$$\frac{P}{i}(s) = \frac{20}{2.81 \times 10^{-5} s^2 + 5.31 \times 10^{-3} s + 1}$$

Se plantea, entonces la dinámica del cilindro hidráulico, despreciando la compresibilidad del fluido y la fricción viscosa:

$$m_p \frac{d^2 x_1}{dt^2} = Ap - k(x_1 - x)$$

Donde:

m_p = Masa del pistón [lb]

A = Área anular del pistón [in²]

p = Caída de presión [psi]

k = Constante del resorte [lbf/in]

Para simplificar aún más los cálculos, se desprecia la compresibilidad de la celda de carga, entonces la ecuación se transforma en:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = Ap - kx$$

Donde ' m ' es la suma de las masas del pistón y la celda de carga junto con el acople mecánico. Para completar el análisis del sistema de control de fuerza se asume la restricción del pistón para que los términos de velocidad y aceleración sean cero (la posición y la velocidad no son de interés). Por tanto, el término ' kx ' se sustituye por ' F ', la fuerza aplicada y la ecuación se transforma en: $F = Ap$. La presión y la fuerza aplicada varían con el tiempo. Aplicando la transformada de Laplace a la anterior ecuación y se obtiene:

$$G_{cil} = \frac{F_{(s)}}{P_{(s)}} = A$$

Donde 'A' es el área del pistón y tiene un valor de 1.57 in², los demás valores de las ganancias se obtienen experimentalmente a través de los resultados obtenidos en las pruebas soportadas en el capítulo 7 y los resultados en el anexo S.

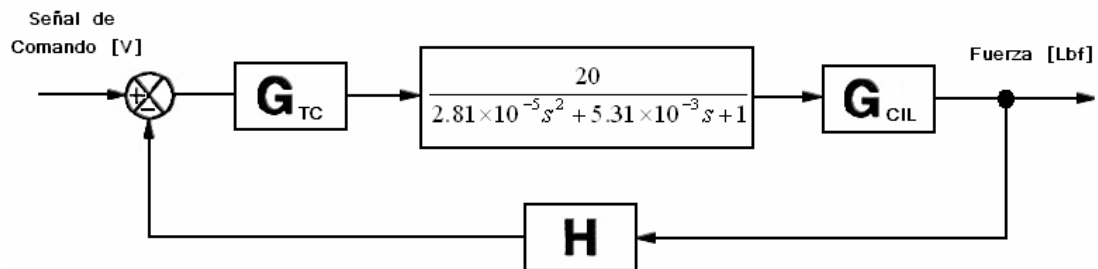
Luego se construye el diagrama de bloques para el sistema de control de lazo cerrado que incluye la servoválvula como el elemento de control de presión (figura 71). En esta parte se debe tener en cuenta las ganancias del cilindro hidráulico 'G_{cil}', de la tarjeta de control 'G_{TC}', del amplificador instrumental 'H_{amp}' y de la celda 'H_C':

$$G_{TC} = 1.33 \text{ (mA/s)/V}$$

$$G_{cil} = 1.57 \text{ lbf/psi}$$

$$H = (H_{amp}) \times (H_C) = 7 \times 10^{-3} \text{ V/lbf}$$

Figura 71. Diagrama de lazo cerrado para la servoválvula



Fuente: Propiedad de los autores.

Ahora se aplica la ecuación vista en la sección 5.7.1, obteniéndose la función de transferencia en lazo cerrado:

$$G = 1.33 \times \frac{20}{2.81 \times 10^{-5} s^2 + 5.31 \times 10^{-3} s + 1} \times 1.57$$

$$G = \frac{41.76}{2.81 \times 10^{-5} s^2 + 5.31 \times 10^{-3} s + 1}$$

Reemplazando 'G' y 'H' en la ecuación:

$$\frac{C}{R} = \frac{G}{1+GH} = \frac{\left(\frac{41.76}{2.81 \times 10^{-5} s^2 + 5.31 \times 10^{-3} s + 1} \right)}{1 + \left(\frac{41.76}{2.81 \times 10^{-5} s^2 + 5.31 \times 10^{-3} s + 1} \times 0.007 \right)}$$

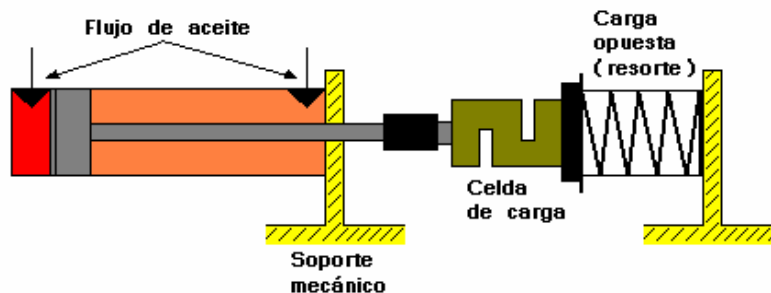
$$\frac{C}{R} = \frac{41.76}{2.81 \times 10^{-5} s^2 + 5.31 \times 10^{-3} s + 1.29}$$

7.5.2 Análisis para la válvula proporcional. La figura 72 muestra el montaje que se hizo para el sistema de control de lazo cerrado con la válvula proporcional. Con datos incluidos en el catálogo del fabricante, algunos tomados de la geometría de la válvula y otros experimentales; se realiza un modelamiento dinámico de la válvula (anexo T) con el objetivo de obtener su ecuación de transferencia:

$$\frac{P_R}{V}(s) = \frac{0.096s^2 - 0.357s + 283.437}{2.1 \times 10^{-6} s^4 + 4 \times 10^{-4} s^3 + 0.028s^2 + 0.86s + 10.93}$$

En anexo T muestra el desarrollo matemático detallado para obtener la ecuación anterior. Además se grafica el diagrama de Bode obtenido para la válvula proporcional.

Figura 72. Montaje para la válvula proporcional



Fuente: Propiedad de los autores.

Al igual que para la servoválvula, la dinámica del cilindro hidráulico arroja que la ganancia es $G_{cil} = A$. Donde 'A' es el área del pistón y tiene un valor de 3.14 in^2 , los demás valores de las ganancias se obtienen experimentalmente a través de los resultados obtenidos en las pruebas soportadas en el capítulo 7 y los resultados en el anexo R.

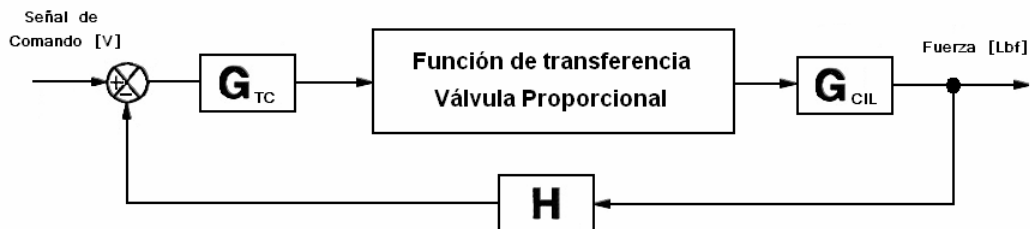
Luego se construye el diagrama de bloques para el sistema de control de lazo cerrado (figura 73). En esta parte se debe tener en cuenta las ganancias del cilindro hidráulico ' G_{cil} ', de la tarjeta de control ' G_{TC} ', del amplificador instrumental ' H_{amp} ' y de la celda ' H_C ':

$$G_{TC} = 0.51 \text{ V/V}$$

$$G_{cil} = 3.14 \text{ lbf/psi}$$

$$H = (H_{amp}) \times (H_C) = 0.001 \text{ V/lbf}$$

Figura 73. Diagrama de lazo cerrado para la válvula proporcional



Fuente: Propiedad de los autores.

Nuevamente se aplica la ecuación vista en la sección 5.7.1, obteniéndose la función de transferencia en lazo cerrado:

$$G = 0.51 \times \frac{0.096s^2 - 0.357s + 283.437}{2.1 \times 10^{-6} s^4 + 4 \times 10^{-4} s^3 + 0.028s^2 + 0.86s + 10.93} \times 3.14$$

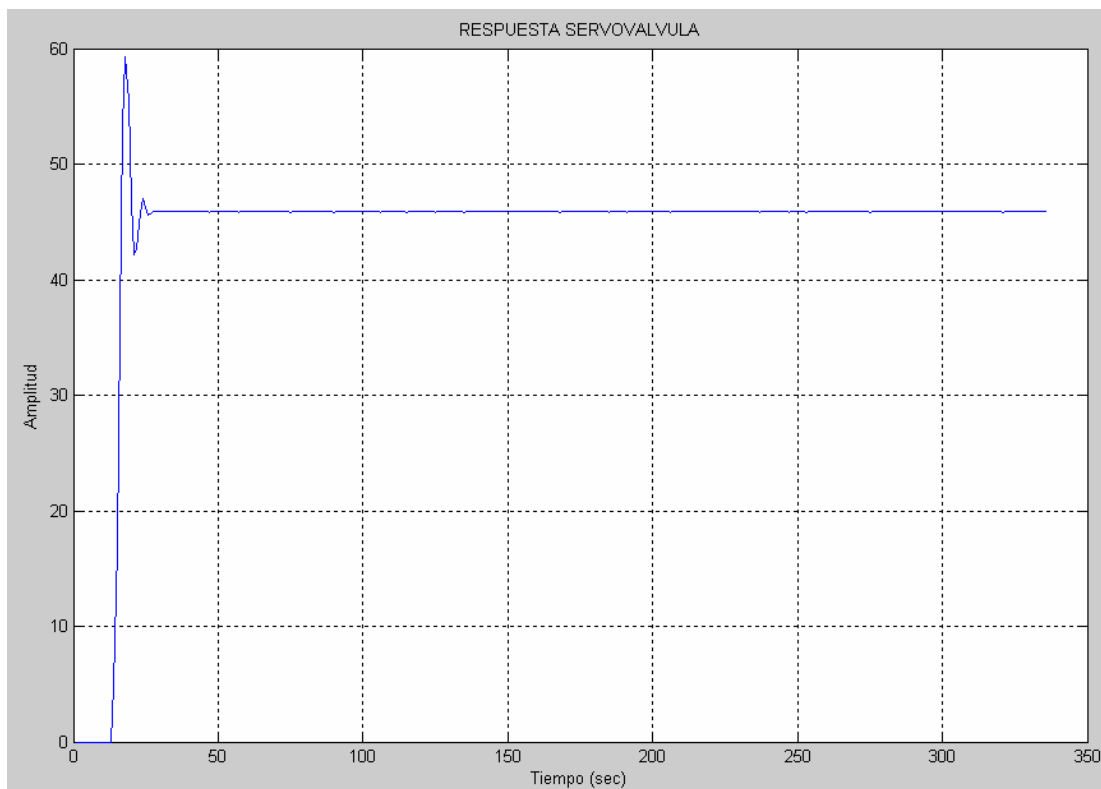
$$G = \frac{0.154s^2 - 0.57s + 454}{2.1 \times 10^{-6} s^4 + 4 \times 10^{-4} s^3 + 0.028s^2 + 0.86s + 10.93}$$

Reemplazando 'G' y 'H' en la ecuación, se obtiene la función de transferencia en lazo cerrado:

$$\frac{C}{R} = \frac{G}{1+GH} = \frac{0.154s^2 - 0.57s + 454}{2.1 \times 10^{-6} s^4 + 4 \times 10^{-4} s^3 + 0.028s^2 + 0.86s + 11.384}$$

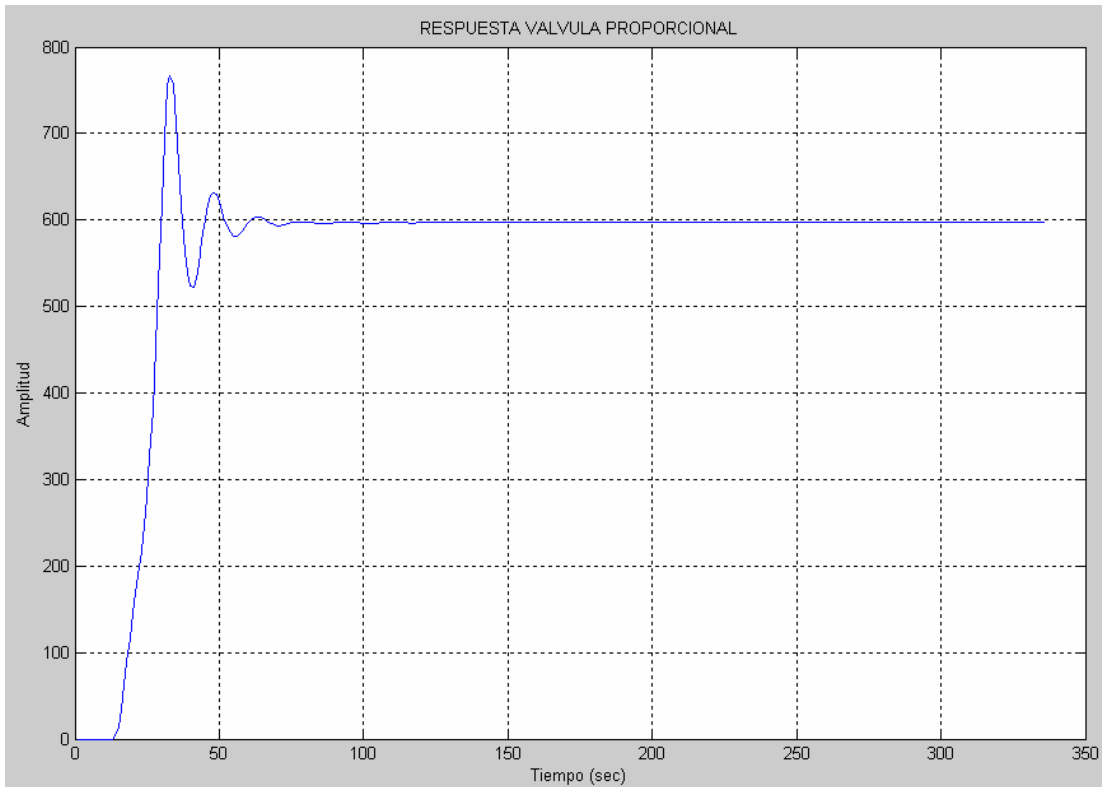
7.5.3 Comparación del análisis para ambas válvulas. La obtención de las ecuaciones de transferencia en lazo cerrado para cada montaje permite modelar en teoría, el comportamiento de cada válvula en el sistema de control frente a una entrada tipo escalón. Las figuras 74 y 75 representan los resultados de las simulaciones hechas en Simulink de Matlab.

Figura 74. Respuesta del sistema con la servoválvula



Fuente: Propiedad de los autores.

Figura 75. Respuesta del sistema con la válvula proporcional



Fuente: Propiedad de los autores.

Estos resultados gráficos permiten concluir, como era de esperarse, que la servoválvula posee una velocidad de respuesta mucho más rápida; es decir, el tiempo de respuesta es mínimo comparado con el de la válvula proporcional. También puede observarse, a través de las oscilaciones, que la servoválvula presenta mejor estabilidad para el control de fuerza.

Las suposiciones realizadas en el modelamiento matemático permiten obtener estos resultados y compararlos con los obtenidos para la servoválvula. Los alcances de este trabajo no incluyen la adquisición de datos a través de un PC, lo cual sería una herramienta excelente al momento de realizar las comparaciones de los resultados teóricos con los prácticos.

8. PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS

En este capítulo se describen las pruebas realizadas con la servoválvula y la válvula proporcional junto con los resultados de control obtenidos. Además se presenta inicialmente un análisis de la estabilidad del sistema calculando la rigidez del mismo.

Las pruebas que se realizaron para ambos elementos de control de presión fueron: de histéresis, linealidad, repetibilidad y resolución (umbral). Por último se especifican las características técnicas de la válvula reductora proporcional.

8.1 CÁLCULO DE LA RIGIDEZ DEL SISTEMA

Este cálculo se obtiene hallando la posición crítica mediante la ecuación vista en la sección 5.6

$$X_c = \frac{\sqrt{R} + (S + V_{L2}/A_N) - (V_{L1}/A_P)}{1 + \sqrt{R}}$$

$S = 11$ pulg ≈ 27.94 cm (tomado en el laboratorio)

$R = 1.9$ (ver anexo A)

$V_{L1} = 94.27$ cm³ (tomado en el laboratorio)

$V_{L2} = 85.77$ cm³ (tomado en el laboratorio)

$A_P = 20.30$ cm² (ver anexo A)

$A_N = 10.70$ cm² (ver anexo A)

$$X_c = \frac{\sqrt{1.9} + (27.94 + 85.77/10.70) - (94.27/20.30)}{1 + \sqrt{1.9}}$$

$$X_c = 18.15 \text{ cm}$$

Luego se calcula la rigidez hidráulica del actuador (sección 5.7.3):

$$C_H = E \left(\frac{A_P^2}{V_{L1} + V_1} + \frac{A_N^2}{V_{L2} + V_2} \right)$$

$$E = 1.4 \times 10^4 \text{ kg/(cm*s}^2\text{)}$$

$$V_1 = A_P \times X_C = 20.30 \times 18.15 = 368.45 \text{ cm}^3$$

$$V_2 = A_N \times (S - X_C) = 10.70 \times (27.94 - 18.15) = 104.75 \text{ cm}^3$$

$$C_H = 1.4 \times 10^4 \left(\frac{(20.30)^2}{94.27 + 368.45} + \frac{(10.70)^2}{85.77 + 104.75} \right)$$

$$\mathbf{C_{Hmin} = 2.1 \times 10^4 \text{ N/m}}$$

En este montaje la rigidez mecánica es superior a la hidráulica y por tanto, no se tuvo en cuenta en este análisis. Este valor de rigidez representa el valor mínimo para la rigidez del sistema.

8.2 CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD DEL SISTEMA

La estabilidad del sistema se garantiza comprobando la siguiente ecuación:

$$K_{V \max} = \xi \times \omega_s$$

Donde ' K_V ' es la ganancia del sistema, ' ξ ' es el coeficiente de amortiguamiento y ' ω_s ' es la frecuencia natural del sistema. Para obtener este resultado se debe calcular la frecuencia natural del sistema (actuador/carga) con las ecuaciones vistas en la sección 4.6. El valor para la masa de la carga es de 1.317 kg que incluye la celda de carga y el acople rígido.

$$\omega_o = \sqrt{\frac{C_{H \min}}{m}} = \sqrt{\frac{2.1 \times 10^4}{1.317}} = 125.92 \text{ rad/s}$$

8.2.1 Cálculo para la servoválvula. Comparando los valores de las frecuencias obtenidos para la servoválvula, $\omega_V = 30 \text{ Hz} \approx 188.5 \text{ rad/s}$ (véase anexo P) y para el actuador/carga, $\omega_L = 125.92 \text{ rad/s}$, se puede observar que se satisface el siguiente criterio⁸: $3 \omega_L > \omega_V > 0.3 \omega_L$. De acuerdo a esto, se determina la frecuencia del sistema mediante la siguiente ecuación:

$$\omega_s = \frac{\omega_L \times \omega_V}{\omega_L + \omega_V}$$

Reemplazando los valores se obtiene la frecuencia del sistema:

$$\omega_s = \frac{125.92 \times 188.5}{125.92 + 188.5} = 75.5 \text{ rad/s}$$

Se elige un coeficiente de conformidad de 1.5 para obtener la frecuencia útil:

$$f_{\text{útil}} = \frac{75.5}{1.5} = 50.33 \text{ rad/s}$$

Los valores para el coeficiente de amortiguamiento varían entre 0.05 y 0.3, se elige un valor de 0.2 y finalmente se calcula la ganancia máxima del sistema:

$$K_{V\text{máx}} = 0.2 \times 50.33 \approx 10 \text{ s}^{-1}$$

Si se intenta llevar al sistema por encima de este valor, se podría volver inestable debido a limitaciones en el sistema oleohidráulico. Las frecuencias propias del amplificador (tarjeta de control) y del transductor de presión, generalmente resultan diez veces más elevadas que la correspondiente a la frecuencia del actuador/carga, y por consiguiente no se tienen en cuenta en este análisis.

⁸ MANUAL PARA SERVOVÁLVULAS Y VÁLVULAS PROPORCIONALES EN CADENA CERRADA VICKERS. Barcelona: Blume. E-B-9052. (Septiembre 1990). p. 47-48.

Ahora se calcula el tiempo mínimo de aceleración posible mediante la constante de tiempo. Este valor indica el tiempo necesario para que la respuesta del sistema llegue a un valor de salida deseado (véase sección 5.7.2).

$$\tau = \frac{1}{K_{V\text{máx}}} = \frac{1}{10} = 0.1 \text{ s}$$

$$t_{\text{mín}} = 5 \tau = \mathbf{0.5 \text{ s}}$$

La ganancia real del sistema se calcula multiplicando las ganancias de los elementos que hacen parte del sistema de control. Estos valores resultan de la prueba de histéresis realizada al sistema con la servoválvula, véase sección 7.6 y anexo S.

$$G_{TC} = 1.33 \text{ (mA/s)/V}$$

$$G_{SV} = 54.52 \text{ psi/mA}$$

$$G_{cil} = 1.57 \text{ lbf/psi}$$

$$H = 0.007 \text{ V/lbf}$$

$$K_V = G_{TC} \times G_{SV} \times G_{cil} \times H$$

$$K_V = 1.33 \times 54.52 \times 1.57 \times 0.007 \approx \mathbf{0.80 \text{ s}^{-1}}$$

$$0.80 \text{ s}^{-1} < 10 \text{ s}^{-1}$$

Como puede notarse la ganancia del sistema para las pruebas realizadas resultó mucho menor que la ganancia máxima permitida, lo que garantiza la estabilidad del sistema.

8.2.2 Cálculo para la válvula proporcional. Comparando los valores de las frecuencias obtenidos para la válvula proporcional, $\omega_v \approx 8.5 \text{ Hz} \approx 53.4 \text{ rad/s}$ (véase anexo T) y para el actuador/carga, $\omega_L = 125.92 \text{ rad/s}$, se puede observar que se satisface el siguiente criterio: $3 \omega_L > \omega_v > 0.3 \omega_L$. De acuerdo

a esto, se determina la frecuencia del sistema mediante la siguiente ecuación:

$$\omega_s = \frac{\omega_L \times \omega_s}{\omega_L + \omega_s}$$

Reemplazando los valores se obtiene la frecuencia del sistema:

$$\omega_s = \frac{125.92 \times 53.4}{125.92 + 53.4} = 37.5 \text{ rad/s}$$

Se elige un coeficiente de conformidad de 1.5 para obtener la frecuencia útil:

$$f_{\text{útil}} = \frac{37.5}{1.5} \approx 25 \text{ rad/s}$$

Los valores para el coeficiente de amortiguamiento varían entre 0.05 y 0.3, se elige un valor de 0.2 y finalmente se calcula la ganancia máxima del sistema:

$$K_{V \text{ max}} = 0.2 \times 25 = \mathbf{5.0 \text{ s}^{-1}}$$

Al igual que para el caso anterior, las frecuencias propias del amplificador (tarjeta de control) y del transductor de presión, no se tienen en cuenta en este análisis. El tiempo necesario para que la respuesta del sistema llegue a un valor de salida deseado (véase sección 5.7.2).

$$\tau = \frac{1}{K_{V \text{ máx}}} = \frac{1}{5.0} = 0.2 \text{ s}$$

$$t_{\text{mín}} = 5 \tau \approx \mathbf{1 \text{ s}}$$

La ganancia real del sistema se calcula multiplicando las ganancias de los elementos que hacen parte del sistema de control. Estos valores resultan de la prueba de histéresis realizada al sistema con la válvula proporcional, véase sección 7.5

$$G_{TC} = 0.51 \text{ V/V}$$

$$G_A = 56.53 \text{ (mA/s)/V}$$

$$G_v = 4.70 \text{ psi/mA}$$

$$G_{cil} = 3.14 \text{ lbf/psi}$$

$$H = (H_{amp}) \times (H_C) = 0.001 \text{ V/lbf}$$

$$K_v = G_{amp} \times G_{TC} \times G_v \times G_{cil} \times H$$

$$K_v = 0.51 \times 56.53 \times 4.70 \times 3.14 \times 0.001 \approx \mathbf{0.42 \text{ s}^{-1}}$$

$$0.42 \text{ s}^{-1} < 5 \text{ s}^{-1}$$

8.3 CÁLCULO DEL ERROR TOTAL DE PRESIÓN ESTACIONARIO

Los errores estacionarios en los sistemas de control de fuerzas pueden producirse por fugas en la válvula de control de presión o en el cilindro hidráulico, por el movimiento del actuador y debido a factores propios de la válvula como la histéresis y el umbral. El error total de presión estacionario se obtiene a través de la suma de los errores individuales:

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_D + \Delta P_U$$

Donde:

$$\Delta P_{TOT} = [\text{bar}]$$

$$\Delta P_D = \text{Error de presión debido a las fugas de la válvula} [\text{bar}]$$

$$\Delta P_U = \text{Error de presión debido a las anomalías de la válvula} [\text{bar}]$$

$$\Delta P_D = 2 \times 10^{-5} \left[\frac{Q_{RP} \times C_H}{A_p^2 \times K_v} \right] \left(\frac{\Delta P_{AB}}{P_S} \right)$$

$$\Delta P_U = 10^{-3} \left[\frac{Q_{RP} \times C_H}{A_p^2 \times K_v} \right]$$

Donde:

$$Q_{RP} = \text{Caudal nominal de la válvula a la presión de funcionamiento} [\text{cm}^3/\text{s}]$$

$$C_H = \text{Rigidez del sistema} [\text{N/m}]$$

$$A_p = \text{Área del pistón} [\text{cm}^2]$$

K_V = Ganancia de presión del sistema [s^{-1}]

ΔP_{AB} = Diferencia de presiones entre los orificios del actuador [bar]

P_S = Presión de suministro [bar]

En capítulos anteriores se describe el funcionamiento de la válvula proporcional con los parámetros de caudal, presión de suministro y otros parámetros utilizados para esta aplicación:

$$Q_{RP} = 3.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (5 gpm)}$$

$$C_H = 2.1 \times 10^4 \text{ N/m}$$

$$A_p = 20.30 \text{ cm}^2$$

$$K_{V_{\max}} = 5 \text{ s}^{-1}$$

$$\Delta P_{AB} = 124 \text{ bar (1800 psi)}$$

$$P_S = 138 \text{ bar (2000 psi)}$$

$$Q_{RP} = 3.15 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{138}{70}} = 4.42 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 442.28 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

Ahora se procede a calcular cada uno de los errores de presión:

$$\Delta P_D = 2 \times 10^{-5} \left[\frac{442.28 \times (2.1 \times 10^4)}{(20.30)^2 \times 5} \right] \left(\frac{124}{138} \right) = 8.1 \times 10^{-2} \text{ bar}$$

$$\Delta P_U = 10^{-3} \left[\frac{442.28 \times (2.1 \times 10^4)}{(20.30)^2 \times 5} \right] = 4.51 \text{ bar}$$

Finalmente se obtiene el valor total del error:

$$\Delta P_{TOT} [\text{bar}] = 0.081 + 4.51$$

$$\Delta P_{TOT} \approx \mathbf{4.6 \text{ bar (67 psi)}}$$

Este resultado no incluye los errores debidos al movimiento del actuador y de arrastre de presión (del transductor).

8.4 CÁLCULO DEL ERROR REPETIBLE

El error repetible se determina mediante la ecuación vista en la sección 5.7.4. En esta ecuación se ha puesto la ganancia del amplificador como el producto de las ganancias de la tarjeta de control y del amplificador de la válvula proporcional C1V-06A.

$$E_{rep} = \frac{10 \text{ mA}}{\left(0.58 \frac{\text{V}}{\text{V}} \times 56.53 \frac{\text{mA}}{\text{V}}\right) \times \left(0.001 \frac{\text{V}}{\text{lbf}}\right)}$$

$E_{rep} \approx 305 \text{ lbf}$

Esto significa que el sistema repetirá en teoría, este valor para cualquier ensayo y dentro de la zona muerta de funcionamiento de la válvula. Este tipo de error puede controlarse variando la ganancia de la tarjeta de control; sin embargo, al hacerse puede desestabilizar el sistema.

Para el montaje con la servoválvula el valor del error repetible es de:

$$E_{rep} = \frac{0.92 \text{ mA}}{\left(1.33 \frac{\text{mA}}{\text{V}}\right) \times \left(0.007 \frac{\text{V}}{\text{lbf}}\right)}$$

$E_{rep} \approx 100 \text{ lbf}$

El valor de 0.92 mA se promedió de los valores (cuatro) resultados de las pruebas realizadas en el laboratorio.

8.5 PRUEBAS CON LA VÁLVULA PROPORCIONAL

Las pruebas de histéresis se muestran en la tabla 4. Se realizaron varias pruebas en lazo cerrado con el objetivo de seleccionar la que mostrara mejores resultados. Es necesario aclarar que en esta prueba se utilizó el valor de 80 Hz para el **dither**, con la finalidad de mejorar la respuesta de la

válvula y los resultados. Además de que los valores registrados para el comando de entrada son negativos y de esta manera puedan sumarse con la señal de **feedback**, señal de valor positivo.

Tabla 4. Pruebas de histéresis con la válvula proporcional

DATO	COMANDO DE ENTRADA	SEÑAL DE COMANDO AMPLIFIC.	CORRIENTE DE SALIDA	SEÑAL DE FEEDBACK	FUERZA APLICADA
No.	[V]	[V]	[mA]	[V]	[Lbf]
1	0,00	0,08	5	0,012	315
2	1,00	0,24	15	0,077	529
3	2,00	1,32	80	0,146	747
4	3,00	2,20	130	0,287	1045
5	4,00	2,64	160	0,957	1510
6	5,00	3,28	200	1,452	2045
7	6,00	4,04	225	1,921	2517
8	7,00	4,40	265	2,476	3147
9	8,00	5,00	295	2,987	3618
10	9,00	5,40	320	3,540	4153
11	10,00	5,92	350	4,140	4751
12	11,00	6,32	375	4,740	5286
13	12,00	7,20	425	5,050	5664
14	11,00	6,20	355	4,840	5398
15	10,00	5,52	325	4,440	5088
16	9,00	5,00	295	3,880	4535
17	8,00	4,44	265	3,320	3992
18	7,00	3,88	230	2,810	3521
19	6,00	3,36	200	2,263	2901
20	5,00	2,72	160	1,794	2429
21	4,00	2,16	130	1,276	1868
22	3,00	1,64	100	0,693	1399
23	2,00	0,92	60	0,348	1013
24	1,00	0,12	10	0,271	684
25	0,00	0,04	5	0,108	422

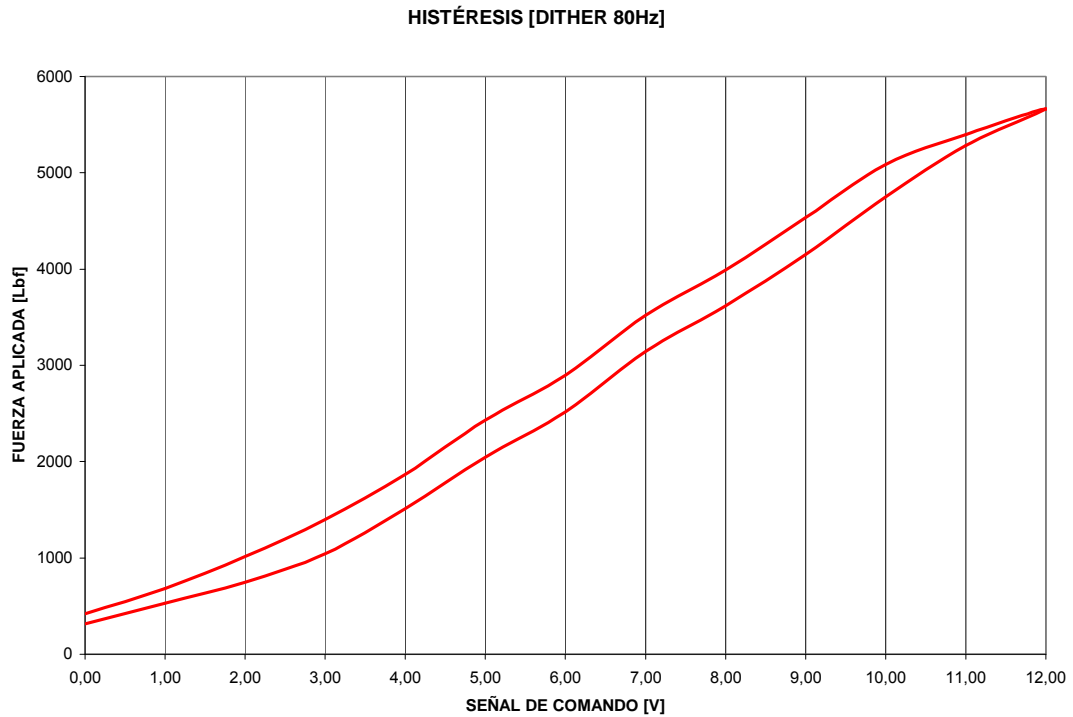
Los valores de histéresis y las ganancias de elementos incluidos en el control realimentado, se muestran en la tabla 5. El valor promedio de la histéresis se muestra resaltado al final y los valores de las ganancias se han obtenido a

través del método de linealización (Anexo R). La figura 76 muestra una gráfica de los resultados obtenidos.

Tabla 5. Resultados de histéresis con la válvula proporcional

HISTÉRESIS	GANANCIA T.CONTROL	GANANCIA AMPLIFIC.	GANANCIA VÁLVULA	GANANCIA FEEDBACK
[%]	[V/V]	[mA/V]	[psi/mA]	[V/Lbf]
1,89	-	-	-	-
2,74	0,26	187,50	3,74	1,46E-04
4,71	0,71	60,61	2,97	1,95E-04
6,26	0,81	59,09	2,55	2,75E-04
6,32	0,87	60,61	3,00	6,34E-04
6,77	0,92	60,98	3,25	7,10E-04
6,77	0,99	55,69	3,56	7,63E-04
6,61	0,97	60,23	3,77	7,87E-04
6,59	1,00	59,00	3,90	8,25E-04
6,73	0,99	59,26	4,13	8,52E-04
5,94	1,01	59,12	4,31	8,71E-04
1,98	1,01	59,34	4,48	8,97E-04
	1,04	59,03	4,24	8,92E-04
5,28	0,51	56,53	4,7	1,00E-03

Figura 76. Gráfica de histéresis



Para las pruebas de linealidad se tomaron los mismos registros en la tabla 5, obteniéndose de esta manera la gráfica de linealidad (figura 77). La tabla 6 muestra los resultados de la linealidad para un rango 80% de la señal de comando. El valor promedio de linealidad se muestra resaltado al final de la tabla.

Figura 77. Gráfica de linealidad

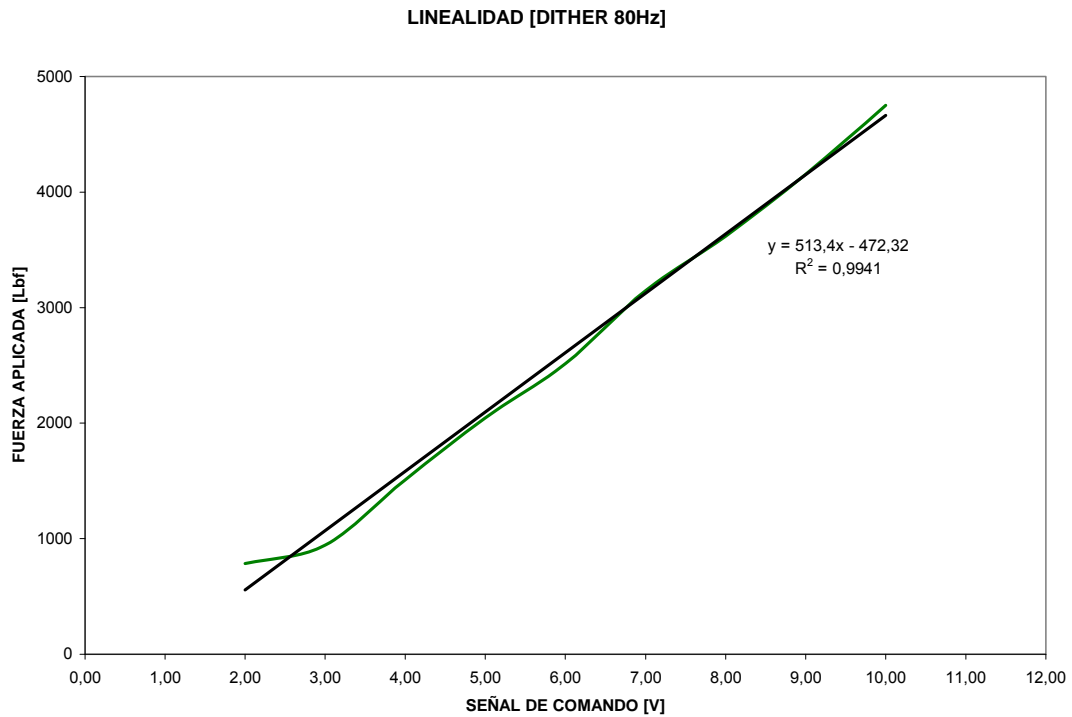


Tabla 6. Pruebas de linealidad con la válvula proporcional

DATO	COMANDO DE ENTRADA	CORRIENTE DE SALIDA	SEÑAL DE FEEDBACK	FUERZA APLICADA	LINEALIDAD
No.	[V]	[mA]	[V]	[Lbf]	[%]
1	0,00	5	0,012	315	
2	1,00	15	0,077	629	
3	2,00	80	0,146	787	4,10
4	3,00	130	0,287	944	2,19
5	4,00	160	0,957	1510	1,25
6	5,00	200	1,452	2045	0,87
7	6,00	225	1,921	2517	1,60
8	7,00	265	2,476	3147	0,44
9	8,00	295	2,987	3618	0,29
10	9,00	320	3,540	4153	0,09
11	10,00	350	4,140	4751	1,58
12	11,00	375	4,740	5286	
13	12,00	425	5,050	5664	
				PROMEDIO	1,38

La prueba de repetibilidad se realizó con referencia a la señal de **feedback** y **dither** de 140 Hz. Se ha tomado el comando de 0.00 V como la señal de partida, véase tabla 7. El porcentaje de repetibilidad se obtiene utilizando el método de promedios y rangos⁹, véase la tabla 8. Para consultar el método diríjase al anexo U.

Tabla 7. Pruebas de repetibilidad con la válvula proporcional

DATO	COMANDO DE ENTRADA	SEÑAL DE COMANDO AMPLIFIC.	CORRIENTE DE SALIDA	SEÑAL DE FEEDBACK
No.	[V]	[V]	[mA]	[V]
1	0,00	0,00	5	0,000
2	4,00	0,93	70	0,936
3	4,00	1,16	75	0,918
4	4,00	1,12	60	0,904
5	6,00	1,96	120	1,582
6	6,00	1,92	120	1,588
7	6,00	1,88	115	1,573
8	8,00	2,48	150	2,795
9	8,00	2,32	140	2,784
10	8,00	2,32	140	2,782
11	10,00	3,24	190	8,458
12	10,00	3,16	180	8,440
13	10,00	3,20	180	8,432

Tabla 8. Resultados de repetibilidad con la válvula proporcional

Operadores No.	Muestra 1	Muestra 2
1	0,936	1,582
	0,918	1,588
	0,904	1,573
2	2,795	8,458
	2,784	8,440
	2,782	8,432

⁹ LLAMOSA R, Luis E., MESA C., Luis G. y BOTERO A., Marcela. Estudio de Repetibilidad y Reproducibilidad Utilizando el Método de Promedios y Rangos. Pereira: Scientia et Technica, 2007. p. 455-460. ISBN 0122-1701.

Operadores	1	2
Muestra 1	0,032	0,015
Muestra 2	0,013	0,026
<i>Promedios</i>	0,023	0,021
<i>Promedio Total</i>	0,022	
<i>K1 (3 ensayos)</i>	3,05	
<i>Tolerancia</i>	2V	
% Repetibilidad	3,28	

Los resultados de resolución para el montaje con la válvula proporcional se muestran en la tabla 9. Al igual que para la repetibilidad, se ha tomado el 40% de la señal de comando.

Tabla 9. Resultados de resolución con la válvula proporcional

DATO	COMANDO DE ENTRADA	SEÑAL DE COMANDO AMPLIFIC.	CORRIENTE DE SALIDA	SEÑAL DE FEEDBACK	RESOLUCIÓN
No.	[V]	[V]	[mA]	[V]	[%]
1	0,00	0,16	15	0,369	
2	4,00	2,08	125	0,520	
3	4,06	2,28	140	0,558	0,50
4	5,00	2,84	170	0,589	
5	5,46	3,20	190	0,670	3,83
6	6,00	3,60	215	0,732	
7	6,26	3,80	225	0,777	2,17
8	7,00	4,32	255	0,881	
9	7,47	4,68	275	0,945	3,92
10	8,00	5,04	300	1,030	
11	8,42	5,36	315	1,090	3,50
PROMEDIO					2,78

8.6 PRUEBAS CON LA SERVOVÁLVULA MOOG62

En busca de cumplir con los objetivos de este trabajo de grado, la comparación de los resultados obtenidos con la válvula proporcional y los obtenidos con la servoválvula, permite realizar conclusiones y crear una idea de qué tanto han evolucionado las válvulas proporcionales con su nueva

tecnología, en lo que se refiere a parámetros tales como histéresis, linealidad, repetibilidad y resolución.

La primera prueba que se realizó fue para evaluar la histéresis de la servoválvula montada en el sistema de control. Se utilizó una señal de referencia de 1.183 V, para mejorar el control y ampliar el rango de la señal comando. Los registros obtenidos en esta prueba se muestran en la tabla 10.

Tabla 10. Pruebas de histéresis con la servoválvula

DATO	SEÑAL DE COMANDO	SEÑAL DE FEEDBACK	CORRIENTE DE ENTRADA	FUERZA APLICADA
No.	[V]	[V]	[mA]	[Lbf]
1	12,00	0,006	28,00	0
2	11,50	0,350	27,24	50
3	11,00	0,815	26,57	117
4	10,50	1,248	25,90	180
5	10,00	1,658	25,23	239
6	9,50	2,091	25,23	301
7	9,00	2,505	24,56	361
8	8,50	2,944	23,89	424
9	8,00	3,360	23,22	484
10	7,50	3,780	22,55	545
11	7,00	4,160	21,88	599
12	6,50	4,600	21,21	663
13	6,00	4,990	20,54	719
14	5,50	5,390	19,87	777
15	5,00	5,790	19,20	834
16	4,50	6,180	18,53	890
17	4,00	6,550	17,86	944
18	3,50	6,950	17,19	1001
19	3,00	7,340	16,52	1058
20	2,50	7,710	15,85	1111
21	2,00	8,080	15,18	1164
22	1,50	8,430	13,84	1215
23	1,00	8,780	13,17	1265
24	0,50	9,120	12,49	1314
25	0,00	9,480	11,82	1366
26	0,50	9,450	13,84	1362

27	1,00	9,210	15,85	1327
28	1,50	8,860	16,52	1277
29	2,00	8,510	17,19	1226
30	2,50	8,140	17,86	1173
31	3,00	7,720	18,53	1112
32	3,50	7,300	19,20	1052
33	4,00	6,900	19,87	994
34	4,50	6,490	20,54	935
35	5,00	6,080	21,21	876
36	5,50	5,640	21,88	813
37	6,00	5,230	22,55	754
38	6,50	4,800	22,55	692
39	7,00	4,400	23,22	634
40	7,50	3,960	23,89	571
41	8,00	3,560	24,56	513
42	8,50	3,120	25,23	450
43	9,00	2,694	25,90	388
44	9,50	2,280	26,57	329
45	10,00	1,840	26,57	265
46	10,50	1,415	27,24	204
47	11,00	0,956	27,91	138
48	11,50	0,532	28,58	77
49	12,00	0,097	28,58	14

Los valores de histéresis y las ganancias de elementos incluidos en el control realimentado, se muestran en la tabla 11. El valor promedio de la histéresis se muestra resaltado al final y los valores de las ganancias se han obtenido a través del método de linealización (Anexo S). La figura 78 muestra una gráfica de los registros tomados.

Tabla 11. Resultados de histéresis con la servoválvula

Histéresis [%]	Ganancia T. Control [mA/V]	Ganancia servoválvula [psi/mA]	Ganancia feedback [V/Lbf]
0,96	2,59	0,00	-
1,92	2,55	1,18	0,007
1,49	2,50	2,81	0,007

1,76	2,45	4,42	0,007
1,92	2,41	6,03	0,007
1,99	2,42	7,61	0,007
1,99	2,38	9,36	0,007
1,86	2,33	11,31	0,007
2,11	2,28	13,28	0,007
1,90	2,23	15,38	0,007
2,53	2,19	17,45	0,007
2,11	2,14	19,90	0,007
2,53	2,09	22,30	0,007
2,64	2,05	24,90	0,007
3,06	2,00	27,68	0,007
3,27	1,95	30,61	0,007
3,69	1,91	33,66	0,007
3,69	1,85	37,11	0,007
4,01	1,80	40,78	0,007
4,54	1,76	44,65	0,007
4,54	1,71	48,86	0,007
4,54	1,58	55,92	0,007
4,54	1,53	61,21	0,007
3,48	1,48	66,99	0,007
-	1,43	73,58	0,007
2,79	1,33	54,52	0,007

Para las pruebas de linealidad se utilizaron los mismos registros obtenidos en la tabla 10. Sin embargo, se toman sólo valores de comando de 12 a 0 voltios para construir la gráfica de linealidad (figura 79). En la tabla 12 se muestran los resultados de la linealidad para un rango 80% de la señal de comando. El valor promedio de linealidad se muestra resaltado al final.

Figura 78. Gráfica de histéresis

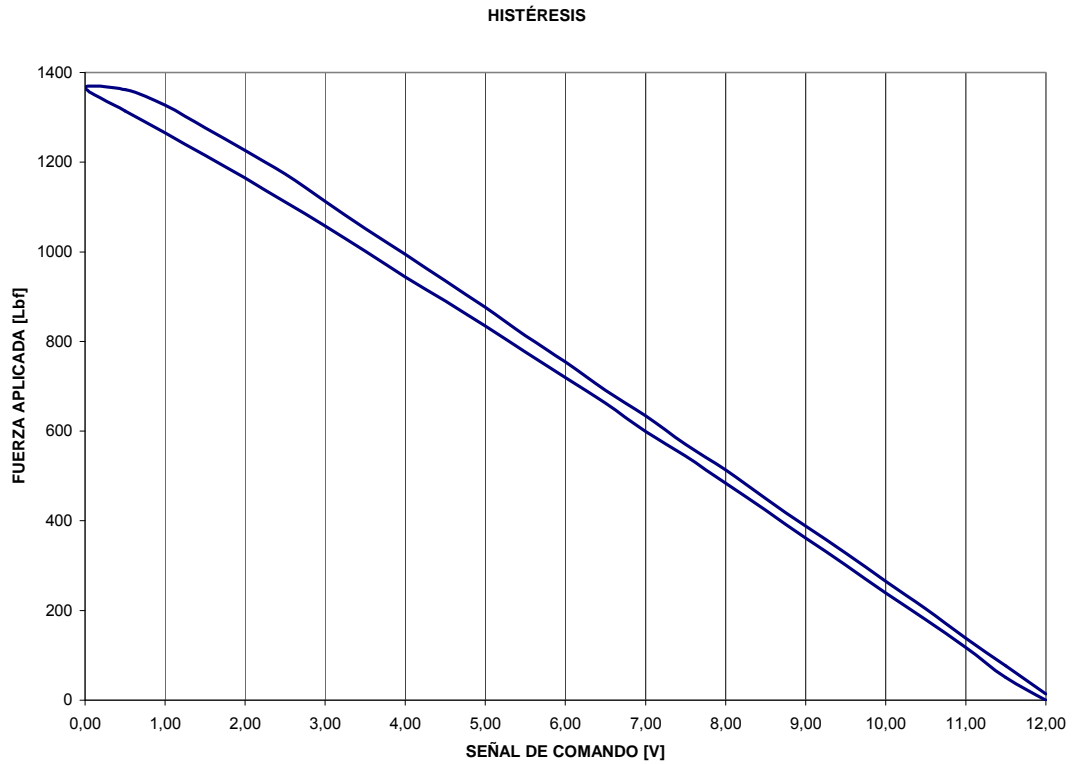
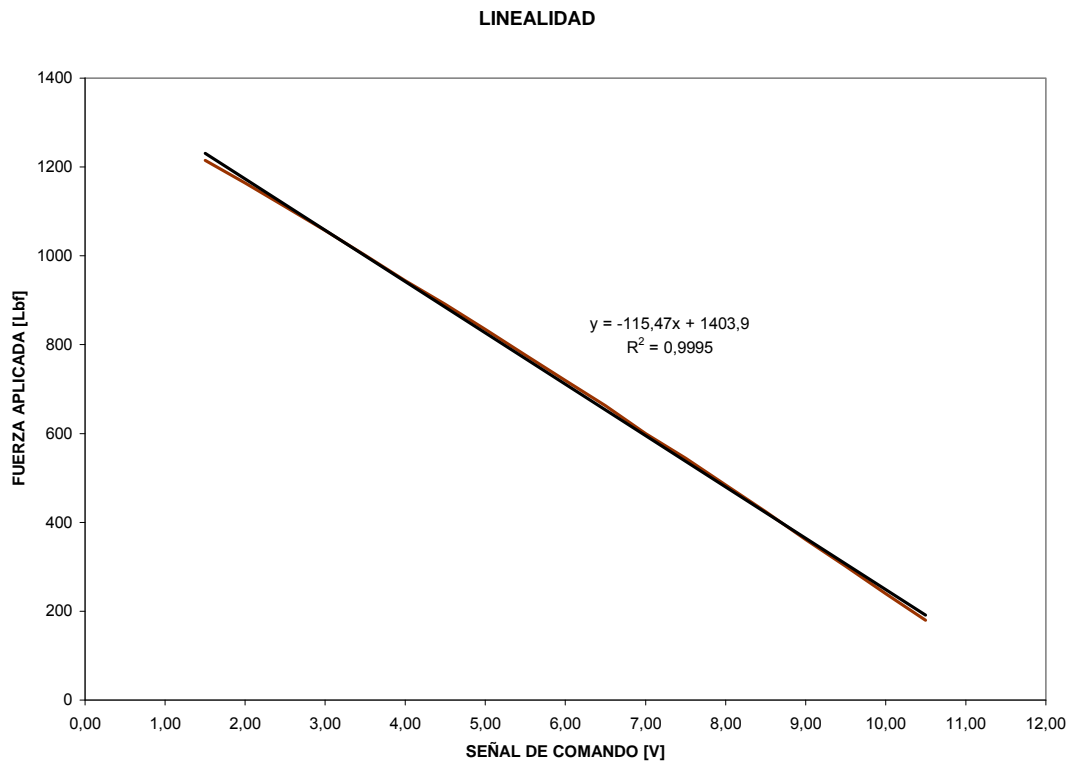


Tabla 12. Pruebas de linealidad con la servoválvula

DATO No.	SEÑAL DE COMANDO [V]	SEÑAL DE FEEDBACK [V]	CORRIENTE DE ENTRADA [mA]	FUERZA APLICADA [Lbf]	LINEALIDAD [%]
1	12,00	0,006	28,00	0	
2	11,50	0,350	27,24	50	
3	11,00	0,815	26,57	117	
4	10,50	1,248	25,90	180	0,85
5	10,00	1,658	25,23	239	0,75
6	9,50	2,091	25,23	301	0,41
7	9,00	2,505	24,56	361	0,27
8	8,50	2,944	23,89	424	0,14
9	8,00	3,360	23,22	484	0,30
10	7,50	3,780	22,55	545	0,50
11	7,00	4,160	21,88	599	0,28
12	6,50	4,600	21,21	663	0,70
13	6,00	4,990	20,54	719	0,59
14	5,50	5,390	19,87	777	0,58

15	5,00	5,790	19,20	834	0,57
16	4,50	6,180	18,53	890	0,46
17	4,00	6,550	17,86	944	0,13
18	3,50	6,950	17,19	1001	0,13
19	3,00	7,340	16,52	1058	0,01
20	2,50	7,710	15,85	1111	0,31
21	2,00	8,080	15,18	1164	0,63
22	1,50	8,430	13,84	1215	1,17
23	1,00	8,780	13,17	1265	
24	0,50	9,120	12,49	1314	
25	0,00	9,480	11,82	1366	
					0,44

Figura 79. Gráfica de linealidad



La prueba de repetibilidad se realizó con referencia a la señal de **feedback** y en un intervalo medio del 40% de la señal de comando. Se ha tomado el comando de 12,00 V como la señal de partida y una señal de referencia de

0.2236V (tabla 13). El porcentaje de repetibilidad se obtiene utilizando el método de promedios y rangos¹⁰. Véase la tabla 14 y anexo U.

Tabla 13. Pruebas de repetibilidad con la servoválvula

DATO	SEÑAL DE COMANDO	SEÑAL DE FEEDBACK	CORRIENTE DE ENTRADA	FUERZA APLICADA
No.	[V]	[V]	[mA]	[Lbf]
1	12,00	0,046	28,00	0
2	10,00	1,637	25,74	239
3	10,00	1,636	25,74	239
4	10,00	1,658	25,70	242
5	10,00	1,643	25,73	240
6	10,00	1,664	25,69	243
7	8,00	3,270	23,01	484
8	8,00	3,280	22,99	485
9	8,00	3,270	23,01	484
10	8,00	3,290	22,98	487
11	8,00	3,290	22,98	487
12	6,00	4,820	20,42	755
13	6,00	4,800	20,45	752
14	6,00	4,810	20,44	753
15	6,00	4,810	20,44	753
16	6,00	4,800	20,45	752
17	4,00	6,270	18,00	890
18	4,00	6,270	18,00	890
19	4,00	6,260	18,02	889
20	4,00	6,250	18,03	887
21	4,00	6,250	18,03	887

Tabla 14. Resultados de repetibilidad con la servoválvula

Operadores No.	Muestra 1	Muestra 2
1	1,637	3,270
	1,636	3,280
	1,658	3,270
	1,643	3,290
	1,664	3,290

¹⁰ LLAMOSA R, Luis E., MESA C., Luis G. y BOTERO A., Marcela. *Op. cit.*, p. 455-460.

2	4,820	6,270
	4,800	6,270
	4,810	6,260
	4,810	6,250
	4,800	6,250
Operadores	1	2
Muestra 1	0,028	0,020
Muestra 2	0,020	0,020
<i>Promedios</i>	0,024	0,020
<i>Promedio Total</i>	0,022	
<i>K1 (5 ensayos)</i>	2,21	
<i>Tolerancia</i>	2V	
% Repetibilidad	2,43	

Los resultados de resolución para el montaje con la servoválvula se muestran en la tabla 15. Al igual que para la repetibilidad, se ha tomado el 40% de la señal de comando.

Tabla 15. Resultados de resolución con la servoválvula

DATO	SEÑAL DE COMANDO	SEÑAL DE FEEDBACK	CORRIENTE DE ENTRADA	FUERZA APLICADA	RESOLUCIÓN
No.	[V]	[V]	[mA]	[Lbf]	[%]
1	12,00	0,179	28,00	2	
2	8,00	3,380	22,82	501	
3	7,86	3,450	22,71	511	0,93
4	7,00	4,140	21,56	620	
5	6,78	4,280	21,32	641	1,47
6	6,00	4,870	20,34	739	
7	5,66	5,100	19,95	774	2,27
8	5,00	5,610	19,10	852	
9	4,70	5,810	18,77	882	2,00
10	4,00	6,310	17,94	964	
11	3,79	6,460	17,69	987	1,40
				PROMEDIO	1,61

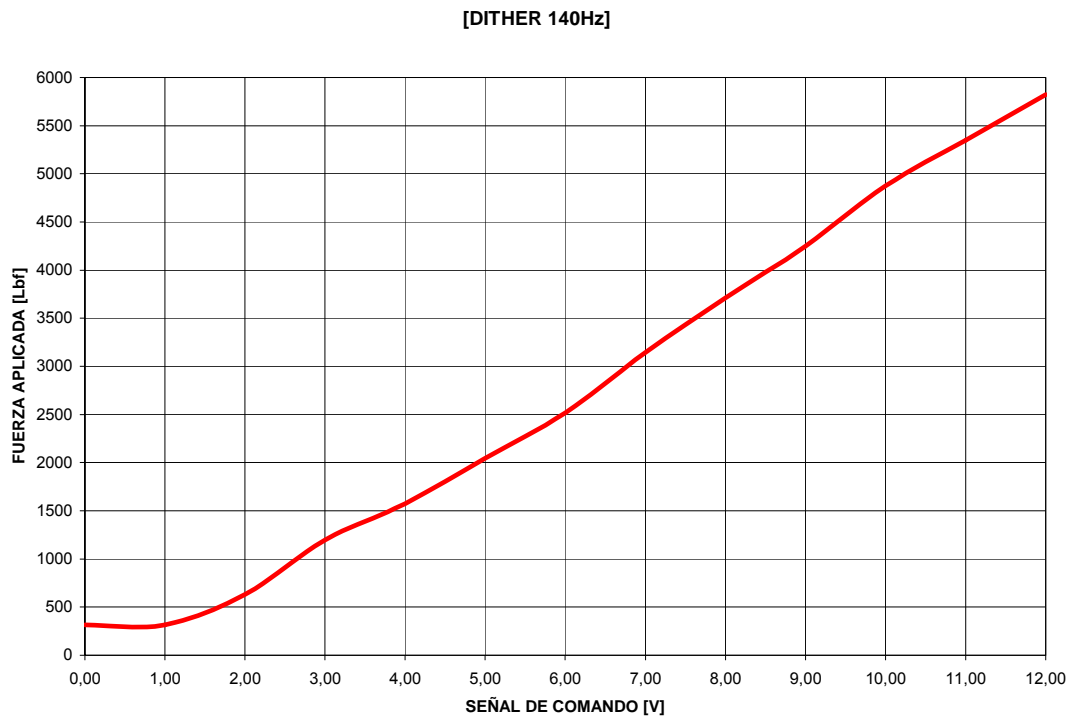
8.7 CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA PROPORCIONAL

- Descripción: VÁLVULA PROPORCIONAL
REDUCTORA DE PRESIÓN
- Tipo: DE CARTUCHO PARA
ROSCAR
- Material del manifold: ALUMINIO 6061-T651
- Dimensiones: (115 x 90 x 40) mm
- Peso del manifold: 860 gramos
- Rata de flujo: 5 gpm (20 l/min)
- Presión de trabajo: 2000 psi (138 bar)
- Presión máxima de operación: 3000 psi (207 bar)
- Máximo caudal de fuga: 0.0066 gpm (25 cm³/min)
- Alimentación del solenoide: 24 VDC
- Histéresis* < 6%
- Linealidad* < 2%
- Repetibilidad* < 4%
- Sensibilidad* < 3%
- Temperatura máxima del aceite: 54°C

* Características obtenidas con dither de 140 Hz y para el sistema de control realimentado en estudio.

La figura 80 muestra la curva de operación de la válvula reductora proporcional (Fuerza vs. Comando) para las condiciones descritas en la página anterior.

Figura 80. Curva de operación válvula reductora proporcional de presión



Fuente: Propiedad de los autores.

9. COSTO DEL PROYECTO

El costo mostrado en la siguiente tabla fue financiado totalmente por los autores del proyecto y no incluye el trabajo intelectual. El ítem presentado como otros, indica gastos de viáticos, transporte de materiales, mano de obra en montaje, etc.

Tabla 16. Descripción del costo del proyecto

DESCRIPCIÓN	VALOR
Válvulas de cartucho y controles digitales	1.538.392
Gastos de envío de mercancía	120.000
Celda de carga SENSOMATIC	750.636
Arreglo cilindro hidráulico	88.000
Ferretería	49.500
Material Manifold	100.000
Mecanizada manifold	740.000
Racores, mangueras, tubería, etc.	325.700
Soporte y arreglo de banco	185.500
Tarjeta electrónica de control	181.900
Fuente de voltaje de doble polaridad 15V	
Asesorías	80.000
Papelería	136.000
Otros	350.000
Total	\$ 4.645.628

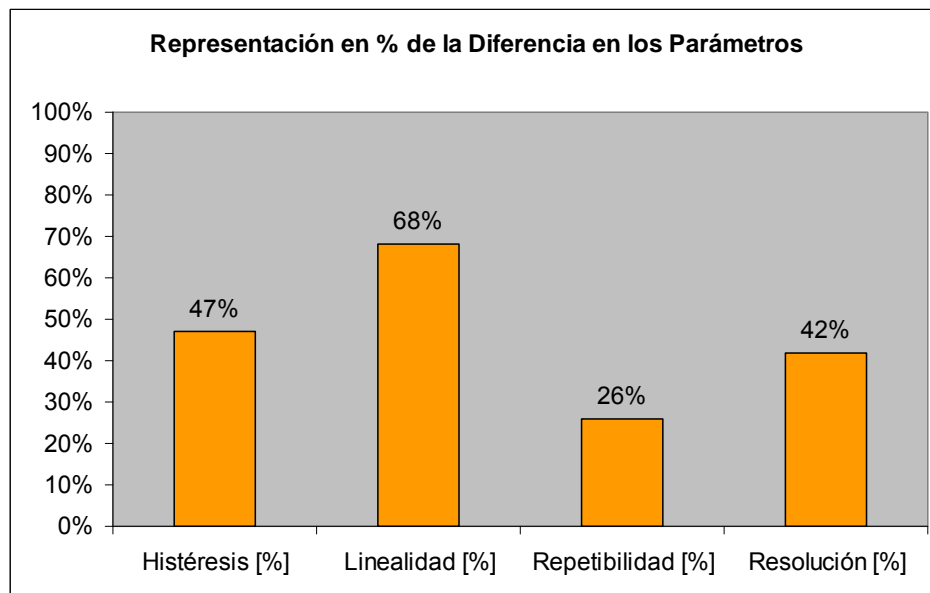
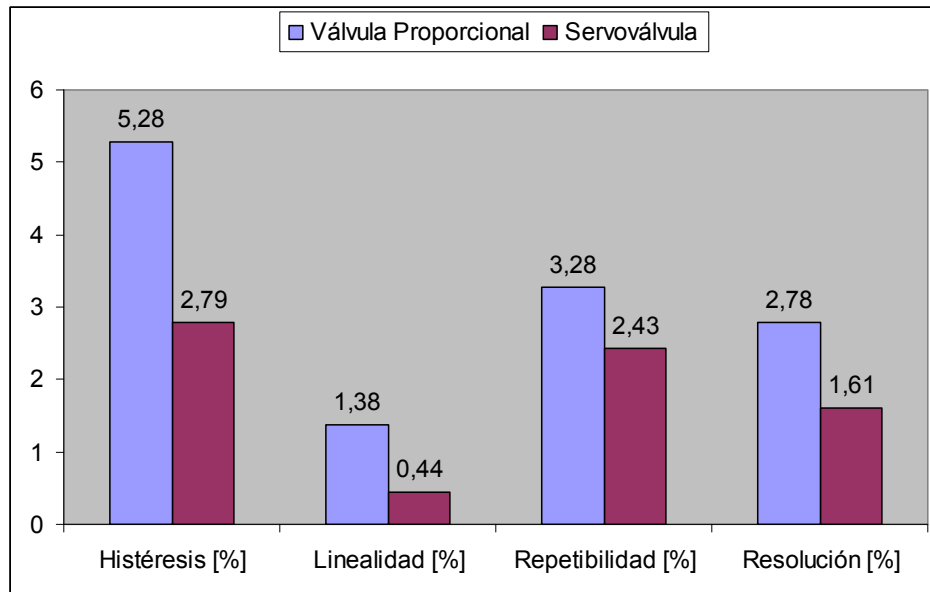
10. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

- ◆ El trabajo con válvulas proporcionales y servoválvulas instaladas en un sistema hidráulico implica necesariamente el uso de un filtro de presión para la limpieza del fluido hidráulico. Debido a las tolerancias y ajustes exigentes propios de estas válvulas, cualquier impureza en el fluido podría ocasionar obstrucciones en los orificios de presión. Estos filtros permiten un funcionamiento adecuado del sistema y prolonga su vida.
- ◆ Se deduce a través de las simulaciones de diseño realizadas en Solid Edge, ANSYS Workbench y COSMOS FlowWorks, que el análisis teórico (cálculo de esfuerzos, factor de seguridad y régimen de flujo) para el manifold, proporciona una buena aproximación del comportamiento real de la válvula. Lo que asegura un buen diseño del mismo.
- ◆ Se concluye, que para el proceso de fabricación del manifold se eligió como material el aluminio, porque su manufactura resultaba de menor costo comparado con el acero. No obstante, el aluminio tiene como limitante su ductilidad y el esfuerzo soportado que lo hacen apto para trabajos con presiones menores a 207 bares (3000 psi).
- ◆ La manufactura del manifold fue factor importante en el tiempo de desarrollo del proyecto, debido a que en el medio no se encuentran las máquinas y herramientas con las tolerancias recomendadas por el fabricante. Además de que para este trabajo se requiere de operarios técnicos altamente calificados, lo que produce un elevado costo en el proceso de mecanizado.

- ◆ Las pruebas realizadas para ambas válvulas de control de presión incluyen resultados de histéresis, linealidad, repetibilidad y resolución; que son el reflejo del comportamiento del sistema de control de fuerza con todos los elementos y no sólo del comportamiento de cada válvula.
- ◆ Se concluye que, mediante la comparación de costos versus resultados para ambos tipos de válvulas:

Manifold	\$ 799.000	Servoválvula	\$ 7.050.000
Cartuchos	\$ 1.083.350		
Electrónica	\$ 411.250		
TOTAL	\$ 2.293.600	TOTAL	\$ 7.050.000
Ahorro del		68%	

PARÁMETRO	OPCIONES DE CONTROL		DIFERENCIA	
	PROPORCIONAL	SERVOVÁLVULA	[%]	
Histéresis [%]	5,28	2,79	2,49	47
Linealidad [%]	1,38	0,44	0,94	68
Repetibilidad [%]	3,28	2,43	0,85	26
Resolución [%]	2,78	1,61	1,17	42



El ahorro es significativo para tareas dónde la precisión no sea tan alta, obteniéndose un sistema con buena repetibilidad; resolución e histéresis aceptables. Además de ser un sistema de bajo costo en cuanto a reemplazo de elementos y mantenimiento. Representado de esta manera una alternativa al momento de diseñar sistemas de control electrohidráulicos.

- ◆ Los sistemas de control actuales utilizan la adquisición de datos a través del manejo de programas en computadora con interfaz gráfica que permiten al usuario interactuar con el sistema y estudiar a detalle su comportamiento. Los alcances de este trabajo no incluyen dicha tecnología; sin embargo, el sistema de control implementado permite que esta opción pueda montarse a futuro.
- ◆ Finalmente, se concluye que con la terminación de este proyecto, el laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos, en el área de Control Automático, queda dotado de un banco de pruebas para el estudio de sistemas de control de fuerza realimentado utilizando tecnología de control proporcional.

BIBLIOGRAFÍA

ÁVILA OSPINA, Álvaro A. y MARTÍNEZ ACEVEDO, Fabio C. Manifold para Válvula de Frenado y Contrabalance de Actuadores Hidráulicos: Diseño y Construcción. Bucaramanga (Colombia), 2003, 82 h. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.

DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas : Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. 973 p.

DURÁN CRUZ, Julio C. y LEAL TELLEZ, Gustavo A. Válvula de Frenado de Depósito Especial Controlada Eléctricamente: Diseño y Construcción. Bucaramanga (Colombia), 2007, 123 h. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.

FÉLEZ, Jesús y MARTÍNEZ, María L. Dibujo Industrial. 3 ed. España: Síntesis, 1999. 423 p.

HEISERMAN, David L. Basic Hydraulics [on line]. Version 1.2. Westerville (Ohio-USA): SweetHeaven, 2001 [cited 5 February 2007]. Available from Internet: <<http://www.free-ed.net/free-ed/MechTech/hydraulics01/default.asp>>.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación: Referencias bibliográficas para normas. Bogotá: ICONTEC, 2002. 6 p. (NTC 1307).

_____. Referencias bibliográficas para fuentes de información electrónicas. Bogotá: ICONTEC, 2002. 23 p. (NTC 4490).

MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL VICKERS. Barcelona: Blume, s.f. 375 p.

McCLOY, D. and MARTIN, H. R. The Control of Fluid Power. 1 ed. London: Longman, 1973. 367 p.

NORVELLE, F. D. Electrohydraulic Control Systems. 1 Ed. New Jersey: Prentice Hall, 1999. 285 p.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de Control Moderna. 3 ed. México: Prentice Hall, 1998. p. 1-608.

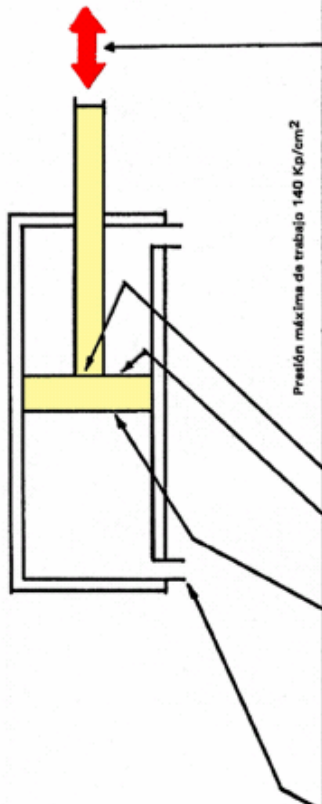
POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 2 ed. México: Prentice Hall, 1998. 816 p.

SUN HYDRAULICS [on line]. Sarasota (Florida-USA): Sun Hydraulics Corporation, 2006 [cited 12 October 2006]. Available from Internet: <http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/sun_homepage.aspx?lang_id=1>.

EATON HYDRAULICS. Product Literature Library [on line]. s./.. Eaton Corporation, 5 March 2007 [cited 15 August 2007]. Available from Internet: <http://www.eatonhydraulics.com/products/menu_main.htm>.

ANEXOS

Anexo A. Cilindro Diferencial VICKERS 2" x 11"



Presión máxima de trabajo 140 Kp/cm²

Diámetro del cilindro	Diámetro de los orificios	Diámetro del vástago	Área en cm ²		Relación		Fuerza en Kp											
			Total	Corona	Vástago	Corona	Total	38 Kp/cm ²	10 Kp/cm ²	108 Kp/cm ²	140 Kp/cm ²	Avance	Retorno	Avance	Retorno	Avance	Retorno	
50,8	1/2" NPT	25,4 (1") Normal	20,3	15,2	5,1	1,33/1,00	710	532	1.420	1.064	2.130	1.596	2.840	2.128				
(2")		34,9 (1 3/8") Pesado	10,7	9,6	1,10	1,90/1,00	374	374	749	1.123	1.498	1.498	2.840	2.128				
63,5	1/2" NPT	25,4 (1") Normal	26,6	26,6	5,1	1,19/1,00	931	931	1.862	2.793	3.724	3.724	7.448	5.512				
(2 1/2")		34,9 (1 3/8") Média	31,7	22,1	9,6	1,43/1,00	1.109	773	2.217	1.547	3.327	3.327	6.654	4.962				
		44,4 (1 3/4") Pesado	16,2	16,2	15,5	1,96/1,00	567	567	1.134	1.701	2.268	2.268	4.536	3.400				
82,5	3/4" NPT	34,9 (1 3/8") Normal	43,9	43,9	9,6	1,22/1,00	1.536	1.536	3.073	4.609	6.146	6.146	12.292	9.196				
(3 1/4")		44,4 (1 3/4") Média	53,5	38,0	15,5	1,41/1,00	1.872	1.330	3.745	2.660	5.117	5.117	10.234	7.668				
		50,8 (2") Pesado	33,2	33,2	20,3	1,61/1,00	1.162	1.162	2.324	3.486	4.648	4.648	9.296	6.976				
101,6	1" NPT	44,4 (1 3/4") Normal	65,5	65,5	15,5	1,24/1,00	2.292	2.292	4.585	6.877	9.170	9.170	18.340	13.755				
(4")		50,8 (2") Média	81,0	60,7	20,3	1,33/1,00	2.835	2.124	5.670	4.249	8.505	8.505	17.010	12.757				
		63,5 (2 1/2") Pesado	49,3	49,3	31,7	1,64/1,00	1.720	1.720	3.452	5.178	6.904	6.904	13.808	10.360				
127,0	3/4" NPT	50,8 (2") Normal	106,4	106,4	20,3	1,19/1,00	3.724	3.724	7.448	11.172	14.896	14.896	29.792	22.336				
(5")		63,5 (2 1/2") Média	126,7	95,0	31,7	1,33/1,00	4.434	3.325	8.869	6.650	13.303	13.303	26.606	19.954				
		88,9 (3 1/2") Pesado	64,6	64,6	62,1	1,96/1,00	2.761	2.761	5.522	8.283	11.044	11.044	22.088	16.566				
152,4	1" NPT	63,5 (2 1/2") Normal	150,6	150,6	31,7	1,21/1,00	5.271	5.271	10.542	15.813	21.084	21.084	42.168	31.626				
(6")		88,9 (3 1/2") Média	182,3	120,3	62,1	1,52/1,00	6.380	4.210	12.761	8.421	16.842	16.842	33.684	25.222				
		101,6 (4") Pesado	101,3	101,3	81,0	1,80/1,00	3.545	3.545	7.091	10.633	14.188	14.188	28.376	21.282				
203,2	1 1/2" NPT	88,9 (3 1/2") Normal	262,0	262,0	62,1	1,23/1,00	9.170	9.170	18.340	27.510	36.680	36.680	73.360	55.020				
(8")		114,3 (4 1/2") Média	324,1	221,6	102,5	1,46/1,00	11.343	7.750	22.687	15.512	31.024	31.024	62.048	46.536				
		139,7 (5 1/2") Pesado	170,9	170,9	153,2	1,90/1,00	7.981	7.981	15.962	23.943	31.924	31.924	63.848	47.886				

Para cilindros de doble vástago, debe utilizarse, para el cálculo, la fuerza de retorno.

Anexo B. Bomba de Paletas Tipo Cuadrado VICKERS Series V10 & V20

Single Pump Operating Specifications

Model Series	Delivery USgpm @ 1200 rpm 7 bar (100 psi)	Displ. cm ³ /r (in ³ /r)	Max. r/min	Max. bar (psi)	Typical del.. L/min (USgpm) @ max. speed & pressure	Typical input kW (hp) @ max. speed & pressure	Wt. kg (lb.)
V10 V10F V10P	1	3,3 (.20)	4900	172 (2500)	13,6 (3.6)	5,2 (7)	4,5 - 6,8 (10 - 15)
	2	6,6 (.40)	4500	172 (2500)	27,7 (7.3)	10,1 (13.6)	
	3	9,8 (.60)	4000	172 (2500)	35,6 (9.4)	13,3 (17.8)	
	4	13,1 (.80)	3400	172 (2500)	41,3 (10.9)	15,2 (20.4)	
	5	16,4 (1.00)	3200	172 (2500)	48,5 (12.8)	17 (22.8)	
	6	19,5 (1.19)	3000	152 (2200)	55,3 (14.6)	18,3 (24.5)	
	7	22,8 (1.39)	2800	138 (2000)	60,6 (16)	17,9 (24)	
V20 V20F V20P	6	19,5 (1.19)	3400	172 (2500)	61,0 (16.1)	21,6 (29)	7,3 - 8,2 (16 - 18)
	7	22,8 (1.39)	3000	172 (2500)	63,3 (16.7)	22 (29.5)	
	8	26,6 (1.62)	2800	172 (2500)	67,1 (17.7)	24,2 (32.5)	
	9	29,7 (1.81)	2800	172 (2500)	75,0 (19.8)	26,5 (35.5)	
	11	36,4 (2.22)	2500	172 (2500)	86,8 (22.9)	28 (37.5)	
	12	39 (2.38)	2400	152 (2200)	87,2 (23)	26,8 (36)	
	13	42,5 (2.59)	2400	152 (2200)	98,1 (25.9)	29,1 (39)	

Note: Review "Applying Vane Units" page 5 prior to selection of pump.

Speed Correction Curves

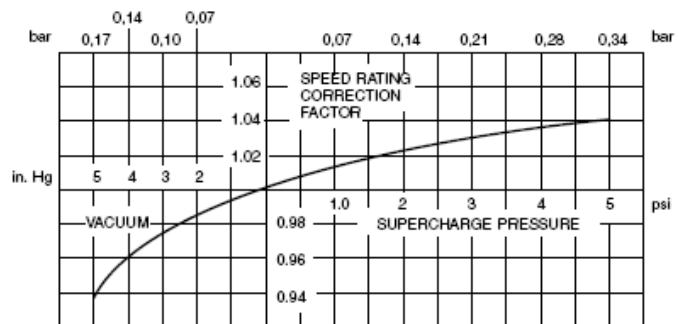
V10 & V20 Single Pumps

Maximum operating speeds shown on performance curves are for pumps operating at 0 psi inlet condition. To compute maximum operating speeds at other inlet conditions, use appropriate speed rating correction factor.

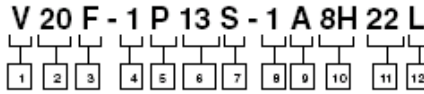
Example:

Max. speed @ 0 psi inlet 2700 r/min
 Correction factor @ 5 in. Hg $\times .93$
 Max. speed @ 5 in. Hg inlet 2511 r/min

Pump inlet suction should not exceed 5 in. Hg vacuum. Positive pressure on inlet should not exceed 0,7 bar (10 psi).



Model Codes



1 Vane pump

2 Series

10 or 20

3 Integral valve options

(Omit if not required)

F – Flow control & relief

P – Priority valve & relief

4 Mounting

1 – 2-bolt flange

6 – 2 bolt flange (SAE “B” size)

5 Inlet port connections

D - 1 5/16-12 str. thd. (V20 only)

P - 1” NPT thread (V10 only)

1 1/4” NPT thread (V20 only)

S - 1 5/16-12 str. thd. (V10 only)

1 5/8”-12 str. thd. (V20 only)

T - 1 3/16-12 str. thd. (V10 only)

7 Outlet port connections

Code	Std. cover	Flow control cover		Priority valve cover		
		Pressure	Tank	Primary outlet	Secondary outlet	Tank
K	–	–	–	9/16-18 St. thd. (V10P)	3/4-16 St. thd. (V10P)	9/16-18 St. thd. (V10P)
P	1/2” NPT thd. (V10 only)	–	–	–	–	–
	3/4” NPT thd. (V20 only)	3/4-16 St. thd. (V10F & V20F)	1/2” NPT thd. (V10F & V20F)	–	–	–
S	3/4”-16 St. thd. (V10 only)	–	–	–	–	–
	1-1/16-12 St. thd. (V20 only)	3/4-16 St. thd. (V20F)	1-1/16-12 St. thd. (V20F)	–	–	–
T	–	3/4-16 St. thd. (V10F)	3/4-16 St. thd. (V10F)	3/4-16 St. thd. (V20P)	7/8-14 St. thd. (V20P)	3/4-16 St. thd. (V20P)

6 SAE rated capacity – USgpm

(1200 r/min & 100 psi)

1	– 4 L/min (1 USgpm)	V10 series
2	– 8 L/min (2 USgpm)	
3	– 11 L/min (3 USgpm)	
4	– 15 L/min (4 USgpm)	
6	– 23 L/min (6 USgpm)	
7	– 27 L/min (7 USgpm)	V20 series
6	– 23 L/min (6 USgpm)	
7	– 27 L/min (7 USgpm)	
8	– 30 L/min (8 USgpm)	
9	– 34 L/min (9 USgpm)	
11	– 42 L/min (11 USgpm)	
12	– 45 L/min (12 USgpm)	
13	– 49 L/min (13 USgpm)	

8 Shafts

- 1 – Straight keyed
- 3 – Threaded with woodruff key
- 11 – Splined
- 12 – Splined (V10 only)
- 38 – Splined
- 62 – SAE A Spline (V20 only)

9 Position of outlet or primary outlet port

(Viewed from cover end of pump)

- A – Opposite inlet port
- B – 90° CCW from inlet
- C – In line with inlet
- D – 90° CW from inlet

11 Design

Subject to change. Installation dimensions remain the same for designs –20 through –29.

12 Shaft rotation

(Viewed from shaft end of pump)
L – Left hand for counterclockwise.
Omit for right hand.

10 Integral valves

Orifice No. Flow rate	Relief valve setting		
2 – 8 L/min (2 USgpm)	A – 17 bar (250 psi)	H – 140 bar (2000 psi)	
3 – 11 L/min (3 USgpm)	B – 35 bar (500 psi)	J – 155 bar (2250 psi)	
4 – 15 L/min (4 USgpm)	C – 52 bar (750 psi)	K – 175 bar (2500 psi)	
5 – 19 L/min (5 USgpm)	D – 70 bar (1000 psi)		
6 – 23 L/min (6 USgpm)	E – 86 bar (1250 psi)		
7 – 27 L/min (7 USgpm)	F – 100 bar (1500 psi)		
8 – 30 L/min (8 USgpm)	G – 121 bar (1750 psi)		

Typical Performance

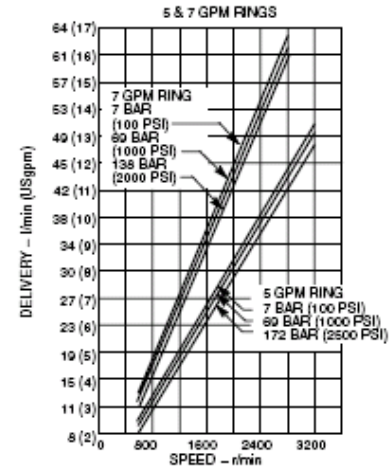
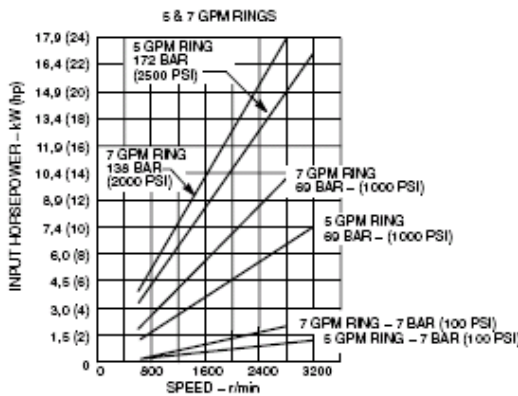
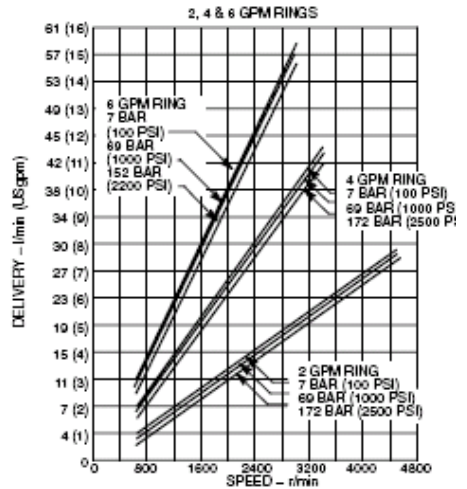
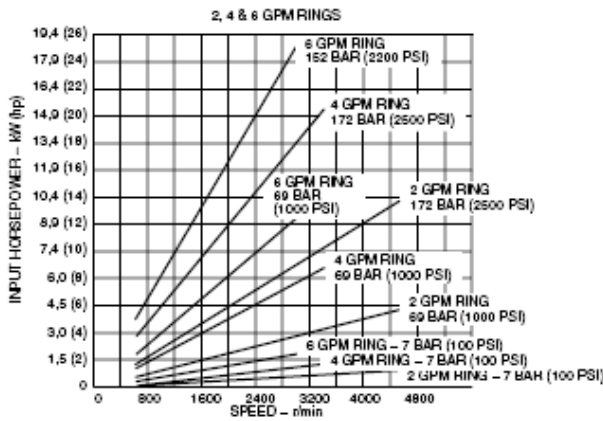
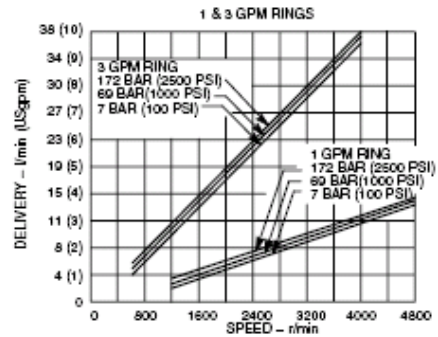
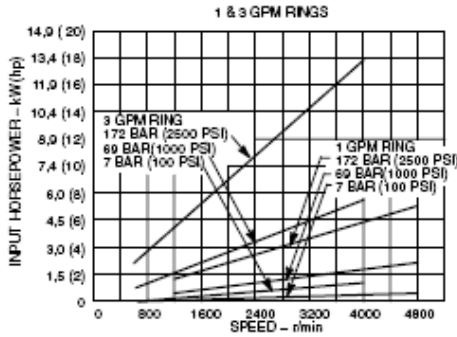
V10 Single Pumps

Performance Constants:

Oil temp. 49°C (120°F), viscosity

32 cSt (150 SSU) @ 38°C (100°F),

inlet pressure zero



Anexo C. Válvula de Control Direccional VICKERS DG4V 3 8CWB 10

3. Referencias completas

DG4V-3- ** *(L) (-**)-(V)M (S*)-**** (L)- * * -60

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

1 Tipo de corredera

Ver la sección « Símbolos funcionales » Para otras opciones, consultar a su ingeniero de ventas.

2 Disposición corredera/muelle

A = Retorno por muelle, extremo a extremo.
 AL = Como « A », pero colocado a la izquierda.
 B = Retorno por muelle, extremo a centro.
 BL = Como « B » pero colocado a la izquierda.
 C = Centraje por muelles
 N = Sin muelles, retención mecánica
 Ver también la sección « Símbolos funcionales ».

3 Mando manual opcional

P2 = Mando manual standard en ambos extremos de las válvulas con un solenoide.
 H = Mando(s) manual(es) resistente(s) al agua en el (los) extremo(s) del solenoide ♦.
 Y = Mando manual con llave en los extremos del solenoide (incluye la característica estanca de « H »)
 Z = Sin mandos manuales
 Omitir para mando(s) manual(es) sólo standard en el (los) extremo(s) del solenoide ♦.
 ♦ Sin mando manual en el extremo sin solenoide de las válvulas con un solo solenoide.

4 Colocación de los solenoides

V = Solenoide « A » en el lado del orificio « A » y/o solenoide « B » en el lado del orificio « B », con independencia del tipo de corredera.
 Omitir para la norma USA ANSI B93.9 que requiere que la excitación de « A » conecte « P » con « A » y/o el solenoide B conecte « P » con « B » con independencia de la situación del solenoide.
 Nota - Como las válvulas con corredera « 8 » verifican ambos métodos, por sencillez, todas ellas llevan la referencia « V ».
 Ver la tabla de « Identificación de los solenoides » en la página 14.

5 Interruptor indicador de la posición de la corredera

Para las válvulas DG 4 V-3-*A(L)(Z)-(V)MS*-U con las correderas tipo 2 y 22 con interruptor de proximidad tipo CC(=)

Para las válvulas DG4V-3-*A(L)(Z)-(V)MS*FPA5 con interruptor mecánico tipo CA (-), conectado a un receptáculo de 5 pins.
 S1 = Interruptor, cableado normalmente abierto
 S2 = Interruptor, cableado normalmente cerrado
 S3 = Interruptor, cableado normalmente abierto
 S4 = Interruptor, cableado normalmente cerrado
 Para DG4V-3-*A(L) (Z)-(V)MS5 FW/J
 S5 = Interruptor, cables libres
 Omitir cuando no se requiera

6 Tipo de conexión(es) al solenoide

U = Montura(s) ISO 4400 (DIN 43650) ▲
 FJ = Caja de bornes roscada M20
 FW = Caja de bornes roscada 1/2" NPT
 P = Bobina enchufable con conexión G 1/2" en la caja de bornes.
 FPA = Sólo receptáculo macho enchufable ▲
 FPB = Receptáculos macho y hembra enchufables.
 FPA3 = Caja de bornes con conector macho de 3 pins ▲ según NFPA T3.5.29-1980 para DG4V-3*A/B(L)
 FPA5 = Caja de bornes con conector macho de 5 pins ▲ según NFPA T3.5.29-1980 para DG4V-3*C/N y DG4V-3*A(L)*(V)M S3/S4

X1 = CENELEC EN 50 018 protección clase EEx-d-IIB-T4
 X2 = USA Underwriters Laboratory (UL) y Canadian Standards Association (CSA) aprobado para clase I grupos C y D, clase II grupos E, F y G.

▲ El conector hembra debe ser suministrado por el cliente.

7 Luces indicadoras

Omitir cuando no se requieran DG4V-3*** (V)M-(S*)FW/J
 L = Luces instaladas pero sin cablear DG4V-3*** (V)M-(S3/4)FPA 3/5
 L = Luces instaladas y cableadas a un conector NFPA DG4V-3*** (V)M**U
 Utiliza enchufe con luz incorporada, ver la página 11.

8 Tensión de las bobinas

A = 110V CA 50 Hz
 B = 110V CA 50 Hz/120V CA 60 Hz
 C = 220V CA 50 Hz
 D = 220V CA 50 Hz/240V CA 60 Hz
 G = 12V CC
 H = 24V CC
 Si se requieren otros voltajes, consultar a su Delegación de Vickers.

9 Presión en el orificio T

2 = 10 bar (145 psi)
 4 = 70 bar (1000 psi)
 6 = 160 bar (2300 psi), para solenoides de CA tipos « U », « F » y « P ».
 7 = 210 bar (3000 psi), para solenoides de CC tipos « U », « F » y « P ».

10 Número de diseño

No hay cambio de las dimensiones de instalación para los diseños del 60 al 69 inclusive.

4. Modelos preferentes en stock

Los modelos de las listas siguientes deben estar normalmente en stock en Vickers o en sus distribuidores (según cuales sean los requerimientos de los mercados locales)

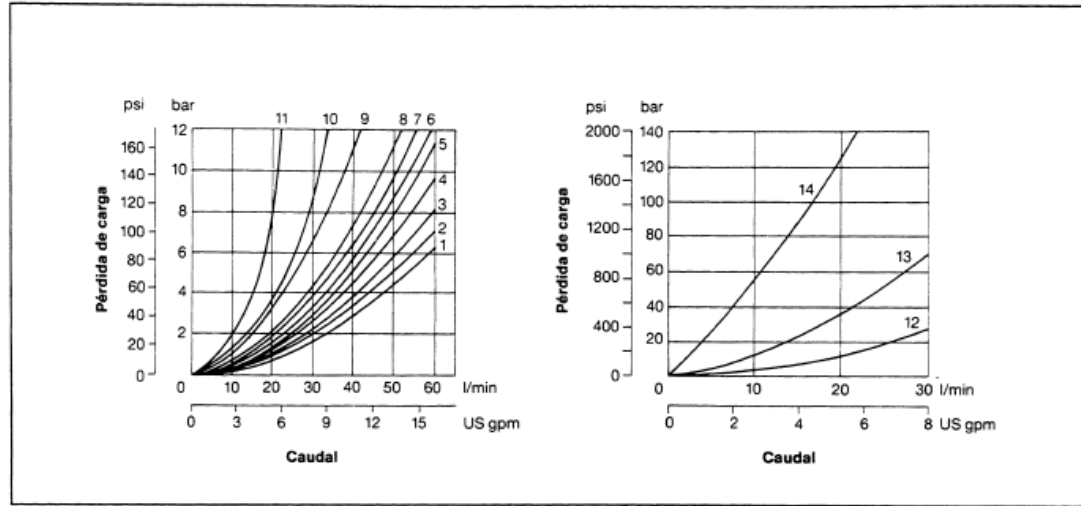
Norteamérica			Fuera de Norteamérica		
Función - Ver la página 6	Conexión, tensión, frecuencia	No. diseño	Función- Ver la página 6	Conexión, tensión, frecuencia	No. diseño
DG4V-3-2A-M DG4V-3-2C-M DG4V-3-2N-M DG4V-3-33C-M DG4V-3-66C-M DG4V-3-8C-VM	FWB6 o FWD6	-60	DG4V-3-2A-M DG4V-3-0B-M DG4V-3-2B-M DG4V-3-0C-M DG4V-3-2C-M DG4V-3-2N-M DG4V-3-33C-M DG4V-3-52C-M DG4V-3-6C-M DG4V-3-7C-M DG4V-3-8C-VM	UA6 o UC6 o UG7 o UH7	-60

Ejemplos: DG4V-3-8C-VMFWB6-60
 DG4V-3-2A-MUH7-60

● **Datos de funcionamiento**

Típicos con aceite mineral de 36 cSt (168,6 SUS) y peso específico relativo 0,87

Pérdidas de carga



Pérdidas de carga en las posiciones extremas, excepto cuando se indique lo contrario.

Disposición corredera/muelle	Posiciones de la corredera	P a A	P a B	A a T	B a T	P a T	B a A ó A a B
0A(L)	Ambas	5	5	2	2	-	-
0B(L) & 0C	Desexcitado	-	-	-	-	4 Δ▲	-
	Excitado	4	4	2	2	-	-
2A(L)	Ambas	6	6	5	5	-	-
2B(L) & 2C	Excitado	5	5	2	2	-	-
2N	Ambas	6	6	3	3	-	-
6B(L) & 6C	Desexcitado	-	-	3▲	3Δ	-	-
	Excitado	6	6	1	1	-	-
7B(L) & 7C	Desexcitado	6▲	6Δ	-	-	-	7●
	Excitado	4	4	3	3	-	-
8B(L) & 8C	Todas	6	6	4	4	8	-
22A(L), 22B(L) & 22C	Todas	6	6	-	-	-	-
24A(L)	Desexcitado	6	6	2	2	-	-
33B(L) & 33C	Desexcitado	-	-	14▲	14Δ	-	-
	Excitado	5	5	2	2	-	-
34B(L) & 34C	Desexcitado	-	-	13▲	13Δ	-	-
	Excitado	5	5	2	2	-	-
52BL & 52C	Excitado	6▲	6Δ	2	-	-	9●
56BL	Ambas	6▲	6Δ	10▲	9Δ	-	9●
56C	Desexcitado	-	-	10▲	9Δ	-	9●
	Excitado	6▲	6Δ	2	-	-	9●
66B(L) & 66C	Desexcitado	-	-	11	11	-	12
	Excitado	6	6	2	2	-	-
521B	Todas	6▲	6Δ	-	-	-	9●
561B	Desexcitado	-	-	9▲	10Δ	-	9●
	Excitado	6	6Δ	-	-	-	9●

▲ «B» taponado Δ «A» taponado ● «P» taponado

Para otras viscosidades, las pérdidas de carga aproximadas son:

Otra(s) viscosidad(es) (cSt) (SUS)

14	20	43	54	65	76	85
(17.5)	(97.8)	(200)	(251)	(302)	(352)	(399)

% de Δ p

81	88	104	111	116	120	124
----	----	-----	-----	-----	-----	-----

Al variar el peso específico del fluido, la pérdida de carga es proporcional al mismo.

Los pesos específicos de los fluidos pueden obtenerse de su fabricante.

Los fluidos ininflamables tienen, en general, un peso específico superior al del aceite.

Anexo D. Válvula reductora/alivio de presión, pilotada, venteable PVDB de SUN Hydraulics Corp.



Ventable, pilot operated, pressure reducing/relieving valve

Functional Group:

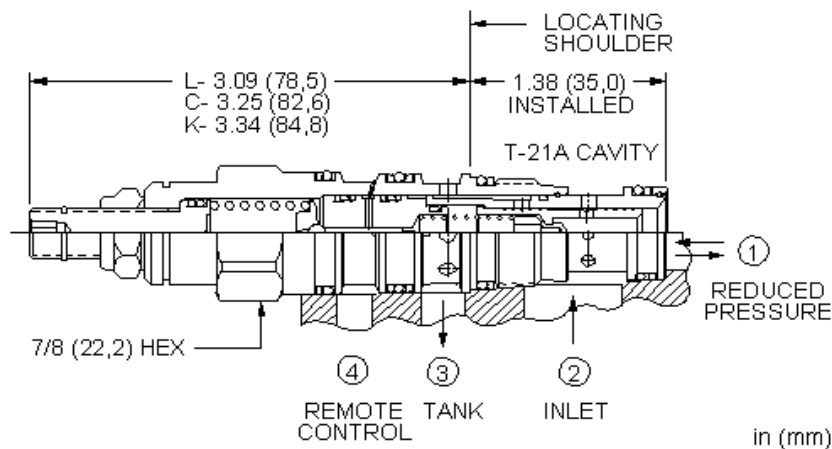
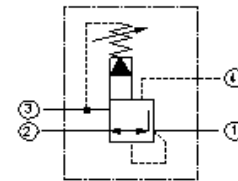
Products : Cartridges : Reducing/Relieving : 4 Port : Pilot Operated, Ventable

Capacity:
10 gpm (40 L/min.)

Model:
PVDB

Product Description

Ventable, pilot-operated pressure reducing/relieving valves reduce a high primary pressure at the inlet to a constant reduced pressure at port 1, with a full-flow relief function from port 1 to tank (port 3). The vent port (port 4) can be used as a means for remote control by pilot or 2-way valves.



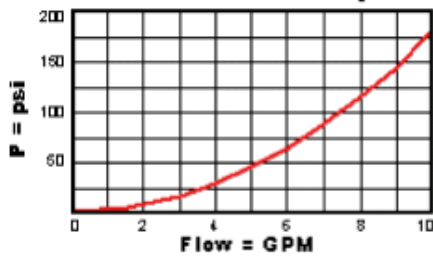
Technical Features

- Pressure at port 3 is directly additive to the valve setting at a 1:1 ratio and should not exceed 3000 psi (210 bar).
- Pilot operated valves exhibit very low dead-band transition between reducing and relieving modes.
- Pilot operated valves exhibit exceptionally flat pressure/flow characteristics, are very stable and have low hysteresis.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or
- Full reverse flow from reduced pressure (port 1) to inlet (port 2) may cause the main spool to close. If reverse free flow is required in the circuit, consider adding a separate check valve to the circuit.
- Recommended maximum inlet pressure is determined by the adjustment range. Ranges D, E, N, and Q are tested with a 2000 psi (140 bar) maximum differential between inlet and reduced pressure. Ranges A, B, and H are tested with a 3000 psi (200 bar) maximum differential between inlet and reduced pressure. Ranges C and W are tested with 5000 psi (350 bar) of inlet pressure.
- By controlling the pressure at the vent (port 4), the effective setting of the valve can be controlled below the nominal valve setting.

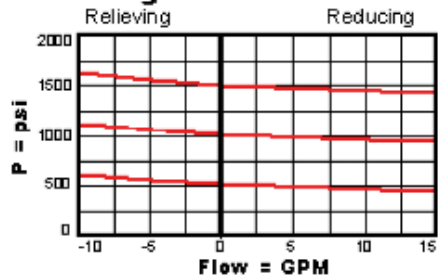
Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Model Weight	0.40 lb.	0.18 kg.
Cavity	T-21A	
Capacity	10 gpm	40 L/min.
Adjustment - Number of Clockwise Turns to Increase Setting	5	
Control Pilot Flow	7 - 10 in ³ /min.	0,11 - 0,16 L/min.
Factory Pressure Settings Established at	blocked control port (dead headed)	
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Series (from Cavity)	Series 1	
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft	45 - 50 Nm
Adjustment Screw Hex Socket Size	5/32 in.	4 mm
Adjustment Nut Hex Size	9/16 in.	15 mm
Adjustment Nut Torque	108 lbf in.	12 Nm
Seal Kits	Buna: 990-021-007	
Seal Kits	Viton: 990-021-006	

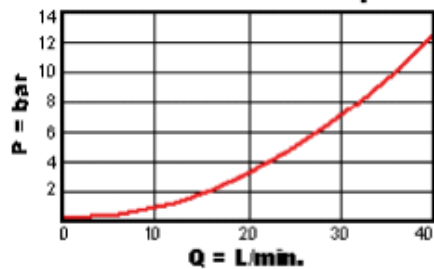
No Load Pressure Drop with Valve Full Open



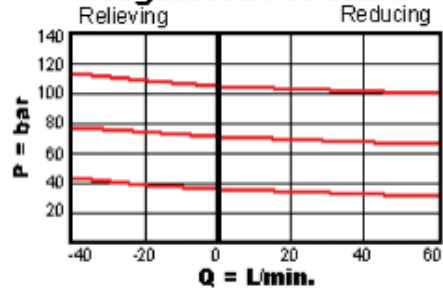
Regulated Pressure

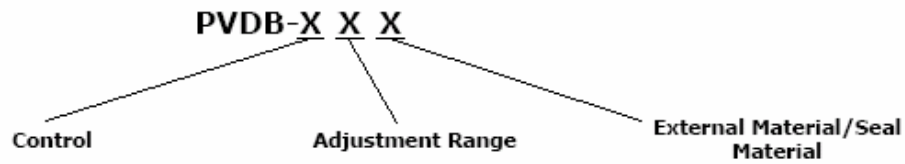


No Load Pressure Drop with Valve Full Open



Regulated Pressure





Standard Options

C* Tamper Resistant - Factory Set

K Handknob

L Standard Screw Adjustment

A 100 - 3000 psi (7 - 210 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

B 50 - 1500 psi (3,5 - 105 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

D 25 - 800 psi (1,7 - 55 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

E 25 - 400 psi (1,7 - 28 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

W 150 - 4500 psi (10,5 - 315 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

N Buna-N

V Viton

Additional Options(Click Here)

Control

Adjustment Range

External Material/Seal Material

H 30 - 3000 psi (2 - 210 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

J 25 - 1500 psi (1,7 - 105 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

N 60 - 800 psi (4 - 55 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

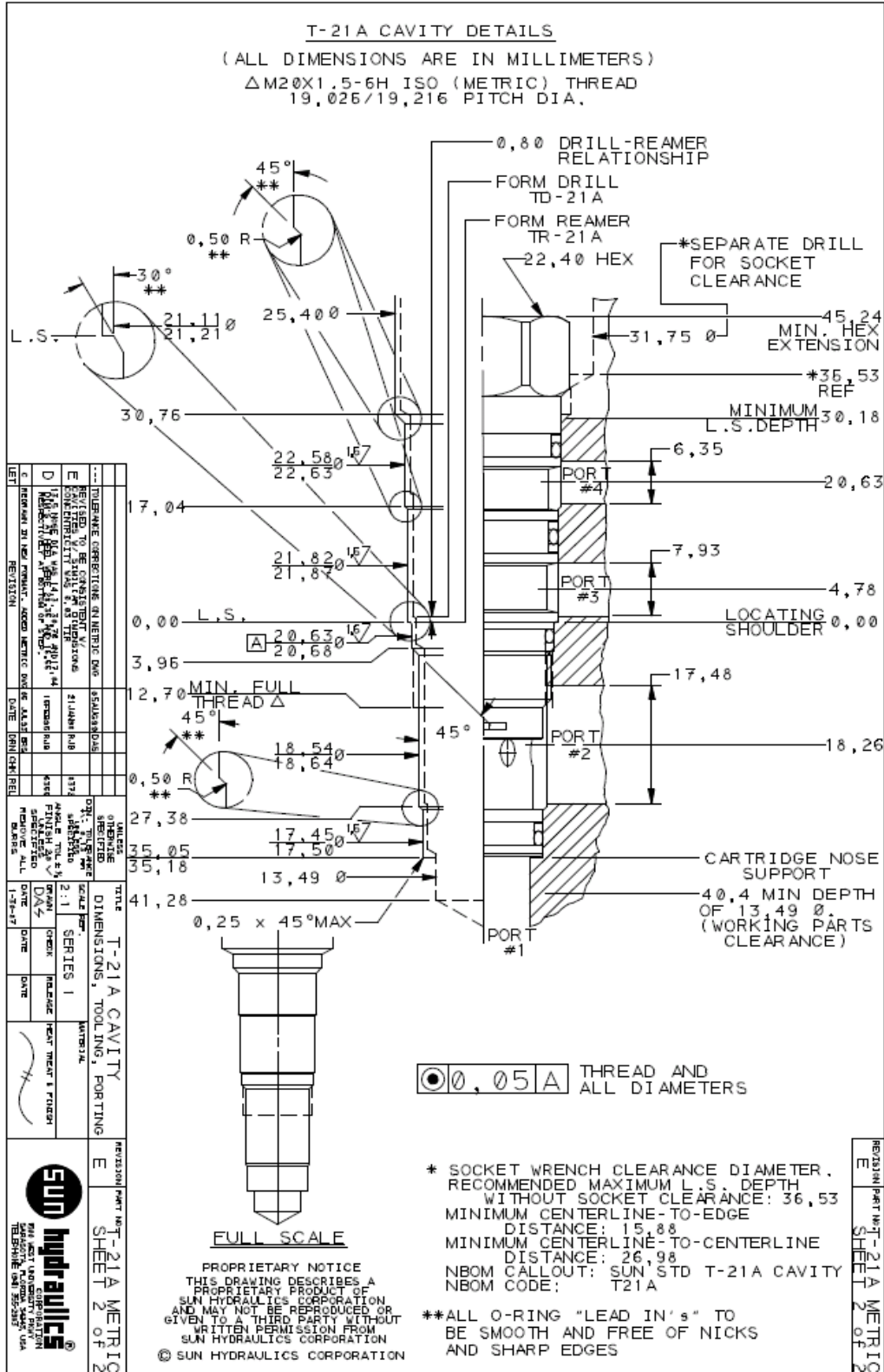
Q 60 - 400 psi (4 - 25 bar), 200 psi (14 bar) Standard Setting

* Special Setting required, specify at time of order

- Explanation of Sun cartridge control options - US units.
- Explanation of Sun cartridge control options - metric units.

Copyright © 2006-2007 Sun Hydraulics Corporation. All rights reserved.

Anexo E. Detalles para cavidad T-21A de SUN Hydraulics Corp.



Anexo F. Válvula de seguridad proporcional – capacidad piloto RBAP de SUN Hydraulics Corp.



Electro-proportional relief valve - pilot capacity

Capacity:
.25 gpm (1 L/min.)

Functional Group:

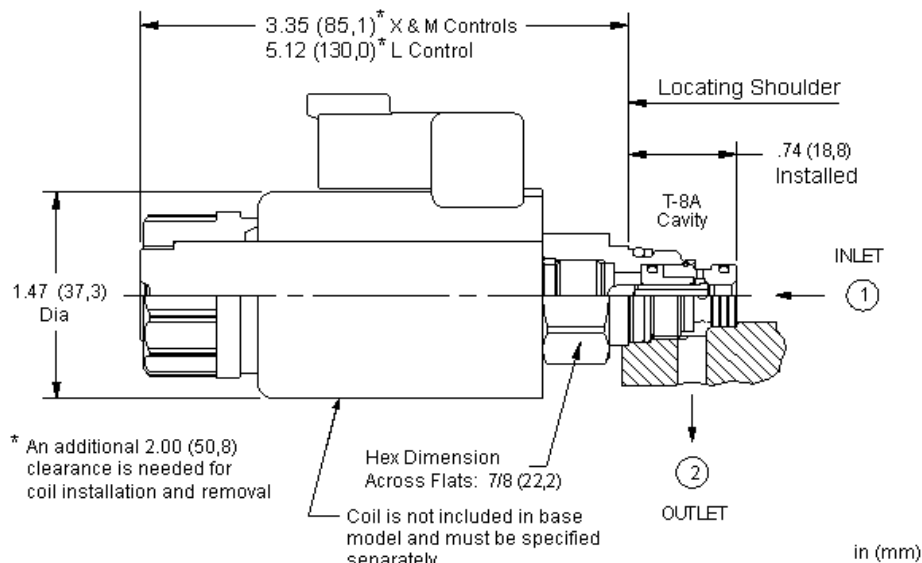
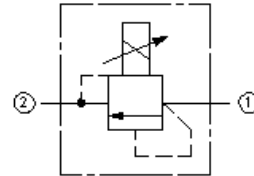
Products : Cartridges : Electro-Proportional : Relief : 2-Port, Pilot Relief

Model:

RBAP

Product Description

This 2-port, pilot-stage, direct-acting relief cartridge is an electro-proportionally controlled, normally closed pressure regulating valve. The proportional control allows for infinite, step-less adjustability within the selected pressure range. When the pressure at port 1 (inlet) is sufficient to overcome the solenoid forces, as determined by the analog input signal, the poppet lifts and allows flow from port 1 to port 2 (outlet). This pilot control cartridge utilizes the T-8A cavity so it can be used in conjunction with Sun's main stage, pressure control elements.



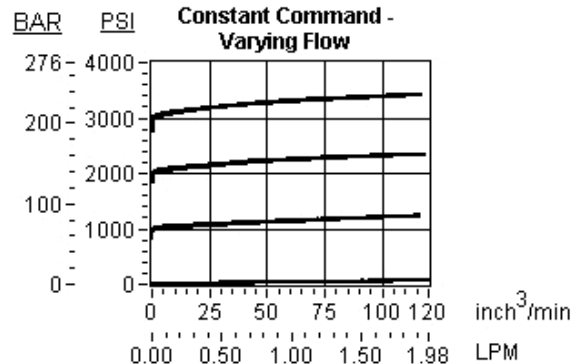
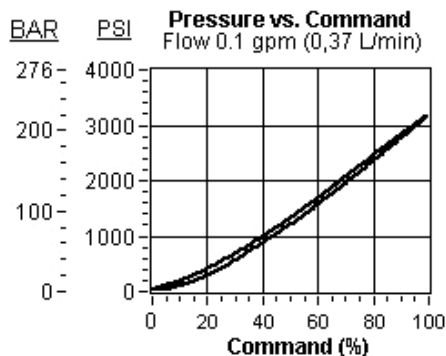
Technical Features

- Varying the analog input signal to the proportional solenoid provides a step-less control of pressure.
- This electro-proportional cartridge utilizes the Sun T-8A, 2-port cavity making it the ideal choice to use in conjunction with Sun's main stage cartridges. Separate pilot lines are eliminated and only one cavity needs to be machined to accommodate both the control and primary function. Note: All 2-port pilot stage control cartridges utilize the same cavity and are physically interchangeable. Functionality is the only consideration.
- All pressure ranges will drop to a setting of 0 with no analog input signal. The pressure ranges indicate the valve's area of acceptable performance.
- The L control (Manual Override - Adjustable) allows one to manually adjust the valve in case of an electrical failure. The L control also allows one to offset the pressure range. For instance, if an A range valve is offset to a setting of 1500 psi (100 bar) with no analog input signal, the new maximum will be 4500 psi (300 bar).

- For optimum performance, an amplifier with current sensing and adjustable dither should be used. Dither should be adjustable between 100 - 250 Hz.
- High pilot capacity allows for operation of larger size main stage elements.
- Capable of operating with pressures up to 5000 psi.
- Low leakage levels in the closed position. (Reseat occurs at 85% of cracking pressure.)
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.
- NOTE: There is no upper limit to the pressure setting when using the M control. The more force you exert on the manual override, the higher the resulting pressure.
- Note: The main stage valve should first be installed to the correct torque value followed by the T-8A pilot control section into the main stage valve to its required torque value.
- Damped construction provides stable operation over a wide range of operating conditions.
- Coils are interchangeable with Sun's other full flow, solenoid operated valves and can be mounted on the tube in either direction.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-8A
Capacity	.25 gpm	1 L/min.
Hysteresis (with dither)		<4%
Hysteresis with DC input		<8%
Linearity (with dither)		<2%
Repeatability (with dither)		<2%
Recommended dither frequency		140 Hz
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at Reseat	1.5 in ³ /min.	25 cc/min.
Series (from Cavity)		Series P
Reseat		>85% of Set Pressure
Solenoid Tube Diameter	.75 in.	19 mm
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	25 - 30 lbf ft	35 - 40 Nm
Model Weight (with coil)	1.00 lb	0,45 kg
Seal Kits		Buna: 990-208-007
Seal Kits		Viton: 990-208-006



RBAP- X X X

Control

Adjustment Range

External Material/Seal Material

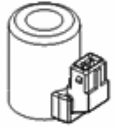
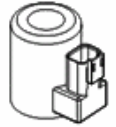
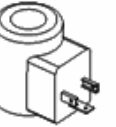
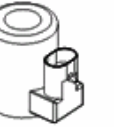
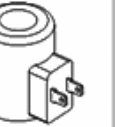

Preferred Options

X No Manual Override	A 300 - 3000 psi (20 - 210 bar)	N Buna-N
-----------------------------	--	-----------------

Standard Options

L Manual Override - Adjustable	B 150 - 1500 psi (10,5 - 105 bar)	V Viton
M Manual Override	D 50 - 750 psi (3,5 - 50 bar)	
T Tuning Adjustment	W 500 - 5000 psi (35 - 350 bar)	

Standard Coil Options (View All)

					
AMP Junior Timer	Deutsch DT06-2P	DIN 43650 4 pin (Hirschman)	Metri-Pack	SAE J858A	Twin Lead

212 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 12 VDC

212A12 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 12 VDC 0 to 20mA Amplifier (C2A-12A)

212A12 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 12 VDC 0 to 20mA Amplifier (C2A-12A)

212V12 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 12 VDC 0 to 10V Amplifier (C1V-12A)

212V12 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 12 VDC 0 to 10V Amplifier (C1V-12A)

224 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 24 VDC

224A06 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 24 VDC 0 to 20mA Amplifier (C2A-06A)

224A06 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 24 VDC 0 to 20mA Amplifier (C2A-06A)

224V06 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 24 VDC 0 to 10V Amplifier (C1V-06A)

224V06 DIN 43650 4 pin (Hirschman) 24 VDC 0 to 10V Amplifier (C1V-06A)

524 SAE J858A 24 VDC

612 AMP Junior Timer 12 VDC

624 AMP Junior Timer 24 VDC

712 Twin Lead 12 VDC

724 Twin Lead 24 VDC

812 Metri-Pack 12 VDC

824 Metri-Pack 24 VDC

912 Deutsch DT06-2P 12 VDC

924 Deutsch DT06-2P 24 VDC

Anexo H. Válvula de cheque CXAD de SUN Hydraulics Corp.



Free flow side to nose check valve

Capacity:
7.5 gpm (30 L/min.)

Functional Group:

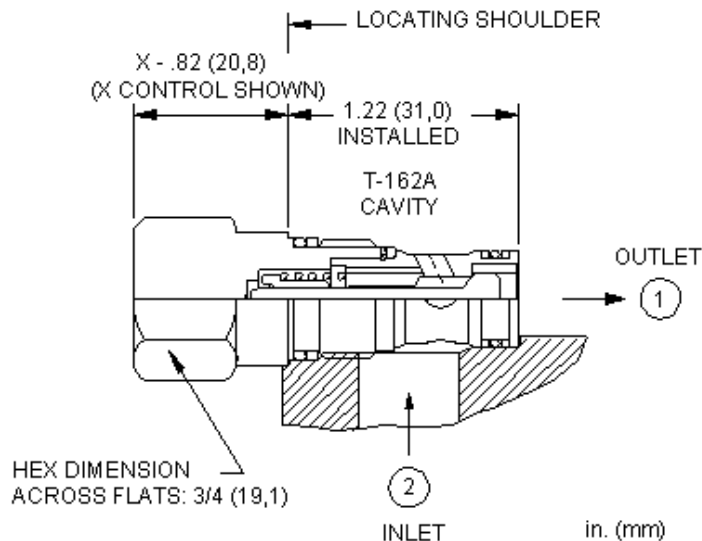
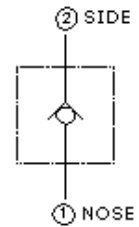
Products : Cartridges : Check : 2 Port : Free Flow Side to Nose

Model:

CXAD

Product Description

Free-flow, side-to-nose check valves are on/off circuit components that allow free flow from the inlet (port 2) to the outlet (port 1) and block flow in the opposite direction.

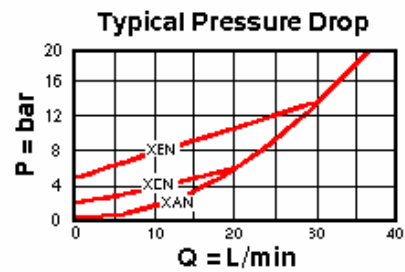
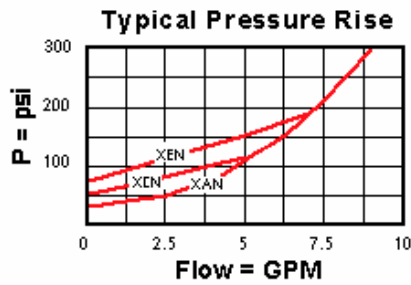


Technical Features

- Two-port check valves share the same cavity for a given frame size, however, pay close attention as flow paths may be in opposite directions.
- Check valves offer extremely low leakage rates with a maximum leakage of less than 1 drop per minute.
- Only available with 4, 30 and 75 psi (0,3, 2 and 5 bar) cracking pressures.
- These check valves are considered circuit savers for existing circuits where manifold drillings are incorrect. The capacity of side-to-nose (port 2 to port 1) 2-port check valves is approximately 30% less than preferred models with a nose-to-side (port 1 to port 2) flow path.
- Will accept 5000 psi (350 bar) at ports 1 and 2.
- Incorporates the Sun floating style construction to minimize the possibility of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Model Weight	0.17 lb.	0.08 kg.
Cavity	T-162A	
Capacity	7.5 gpm	30 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	1 drops/min.	0,07 cc/min.
Series (from Cavity)	Series 0	
Valve Hex Size	3/4 in.	19,1 mm
Valve Installation Torque	25 - 30 lbf ft	35 - 40 Nm
Seal Kits	Buna: 990-162-007	
Seal Kits	Viton: 990-162-006	



CXAD-X X X

Control	Cracking Pressure	External Material/Seal Material
Preferred Options		
X Not Adjustable	C 30 psi (2 bar)	N Buna-N
Standard Options	A 4 psi (0,3 bar)	V Viton
	E 75 psi (5 bar)	

Additional Options(Click Here)

Control	Cracking Pressure	External Material/Seal Material
C* Tamper Resistant - Factory Set		
L Manual Override		

* Special Setting required, specify at time of order

Copyright © 2006-2007 Sun Hydraulics Corporation. All rights reserved.

Anexo J. Características de la aleación de Aluminio 6061-T651

[MatWeb](#), The Online Materials Database

Aluminum 6061-T6; 6061-T651

Subcategory: 6000 Series Aluminum Alloy; Aluminum Alloy; Metal; Nonferrous Metal

Close Analogs:

Composition Notes:

Aluminum content reported is calculated as remainder.

Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

Key Words: al6061, UNS A96061; ISO AlMg1SiCu; Aluminium 6061-T6, AD-33 (Russia); AA6061-T6; 6061T6, UNS A96061; ISO AlMg1SiCu; Aluminium 6061-T651, AD-33 (Russia); AA6061-T651

<u>Component</u>	<u>Wt. %</u>	<u>Component</u>	<u>Wt. %</u>	<u>Component</u>	<u>Wt. %</u>
Al	95.8 - 98.6	Mg	0.8 - 1.2	Si	0.4 - 0.8
Cr	0.04 - 0.35	Mn	Max 0.15	Ti	Max 0.15
Cu	0.15 - 0.4	Other, each	Max 0.05	Zn	Max 0.25
Fe	Max 0.7	Other, total	Max 0.15		

Material Notes:

Information provided by Alcoa, Starmet and the references. General 6061 characteristics and uses: Excellent joining characteristics, good acceptance of applied coatings. Combines relatively high strength, good workability, and high resistance to corrosion; widely available. The T8 and T9 tempers offer better chipping characteristics over the T6 temper.

Applications: Aircraft fittings, camera lens mounts, couplings, marines fittings and hardware, electrical fittings and connectors, decorative or misc. hardware, hinge pins, magneto parts, brake pistons, hydraulic pistons, appliance fittings, valves and valve parts; bike frames.

Copyright 1996-2007 by Automation Creations, Inc. The information provided by MatWeb is intended for personal, non-commercial use. The contents, results, and technical data from this site may not be reproduced either electronically, photographically or substantively without permission from Automation Creations, Inc. No warranty, neither expressed nor implied, is given regarding the accuracy of this information. The user assumes all risk and liability in connection with the use of information from MatWeb.



Shell Tellus T

Aceite hidráulico multigrado

Shell Tellus T es un aceite hidráulico premium antidesgaste que incorpora un aditivo especial mejorador de índice de viscosidad para mejorar sus características de viscosidad / temperatura.

Aplicaciones

- Sistemas hidráulicos y de transmisión de potencia sometidos a amplias variaciones de temperatura o donde se requiere pequeños cambios de viscosidad ante temperaturas fluctuantes.

Algunos sistemas hidráulicos críticos solamente pueden tolerar pequeñas variaciones de viscosidad con fluctuaciones de temperatura si se deben mantener la eficiencia y la capacidad de respuesta. Los aceites hidráulicos, tales como el Shell Tellus T, que presentan características de viscosidad de un aceite multigrado, puede emplearse de manera ventajosa en estas circunstancias.

Características de Rendimiento

- **Muy pequeña variación de viscosidad con temperatura**
Su tecnología especial de índice de viscosidad minimiza la variación de la viscosidad del aceite con cambios de temperatura y brinda una buena bombeabilidad en condiciones muy frías. Estas características son particularmente beneficiosas en aplicaciones hidráulicas sometidas a temperaturas extremas.
- **Alta estabilidad al corte**
El mejorador de índice de viscosidad es sumamente resistente a los esfuerzos mecánicos. El mantenimiento de sus características de "mantenerse en el grado" asegura una efectiva lubricación y larga vida del aceite.
- **Notable desempeño contra el desgaste**
Los aditivos antidesgaste han demostrado ser eficaces en todas las condiciones de operación, incluyendo situaciones de servicio pesado con altas cargas.
- **Excelente filtrabilidad**
Mínima tendencia a causar obstrucción de filtros en presencia de contaminantes como agua o calcio.

- **Resistente a la oxidación**

Evita la formación de productos ácidos y lodos, incluso a altas temperaturas de operación.

- **Protección contra la corrosión**

Poderosos inhibidores brindan una protección prolongada contra la corrosión de metales ferrosos y no ferrosos.

- **Rápida liberación de aire y propiedades contra la formación de espuma**

Libera el aire fácilmente sin producir una cantidad excesiva de espuma.

Especificaciones de Rendimiento

- Los aceites Shell Tellus T han sido probados en bombas Poclain, sumergiendo sus componentes de bronce en el lubricante por 24 horas sin que se vean afectados.
- Cumplen con las especificaciones de MIRA y Hamischfeger.
- Shell Tellus T 46 excede los requerimientos de la Sociedad Sueca de Ingenieros Mecánicos (SMR).
- Shell Tellus T 37 satisface las especificaciones MIL-H-24459, Vickers I-286-S, M-2952-S.

Compatibilidad

La tecnología de aditivos antidesgaste empleada en los aceites Shell Tellus T se basa en zinc el cual, si bien es ideal para la mayoría de bombas hidráulicas, no debe emplearse en diseños antiguos que contienen componentes bañados en plata. Los aceites Shell Tellus T se deben emplear en dichas aplicaciones.

Compatibilidad con Sellos y Pinturas

Los aceites Shell Tellus T son compatibles con todos los materiales de sellos y pinturas normalmente especificados para usarse con aceites minerales.

Salud y Seguridad


Los aceites Shell Tellus T no presentan ningún riesgo significativo para la salud o la seguridad cuando se usan apropiadamente en la aplicación recomendada y se mantienen buenos estándares de higiene industrial y personal.

Evite el contacto con la piel. Use guantes con el aceite usado. Tras un contacto con la piel, lavar inmediatamente con agua y jabón.

Características Físicas Típicas

Shell Tellus	T15	T22	T37	T46	T68	T100
Clase de Aceite ISO	HV	HV	HV	HV	HV	HV
Grado de Viscosidad ISO	15	22		46	68	100
Viscosidad Cinemática						
@ 40°C cSt	15	22	37	46	68	100
100°C cSt	3.8	4.9	6.9	9.0	11.0	15.5
(IP 71)						
Indice de Viscosidad						
(IP 226)	150	150	150	150	150	150
Densidad @ 15°Ckg/l						
(IP 365)	0.872	0.870	0.872	0.874	0.875	0.877
Punto de Inflamación °C						
(Pensky-Martens Closed Cup)	150	150	185	180	185	190
(IP 34)						
Punto de Fluidez °C						
(IP 15)	-42	-40	-39	-39	-36	-30

Anexo L. Amplificador digital C1V de SUN Hydraulics Corp.




Digital Proportional Valve Amplifier

C1V

The C1V Amplifier is a compact, low profile DIN mounted controller for use with proportional solenoid valves. The C1V provides current to a valve coil in proportion to an input signal. Bright LED indicators on the top of the unit provide an overview of the operating status. Setup is accomplished through a convenient Hand Held Programmer (HHP). There is no cover to remove and no tiny pots to set. Once configured, the settings are stored in permanent memory within the unit.

- Easily configured using Sun's hand held interface
- LED indication of Status and Output Current
- Standard DIN 43650 Form A connector body permanently sealed
- Selectable dither frequency up to 300 Hz
- Adjustable current limited output with short circuit protection
- 5 Volt reference for potentiometer/joystick controls
- Multiple modes for analog or 2-speed control
- Programmable enable input
- All input and output limits are independently adjustable
- Adjustable ramp up and ramp down times, independently set
- Pre-wired 18 AWG for PWR and Common, 22 AWG for Enable, Signal, GND and 5 Volt Ref, braided shield with drain, PVC cable jacket
- Microprocessor controlled for consistent, reliable performance
- CE approved – Emission test: EN55011, Immunity test: EN61326



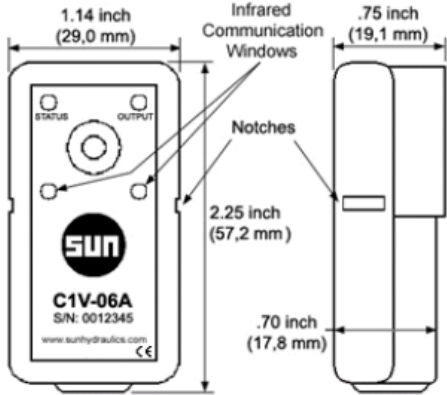
Operating Specifications:

Supply Voltage	9 to 28 VDC
Supply Current	$I_{SO} + 20 \text{ mA}$
Output Current	C1V-06A: 600 mA max. (use with 24 V Coil) C1V-12A: 1200 mA max. (use with 12 V Coil)
Solenoid Resistance	2Ω min.
Reference Voltage	+5V @ 1 mA
Dither Settings	80-300 Hz, 20 Hz increments
Analog Input Range	0 – 10 V
Analog Input Impedance	20 K Ω
Operating Temperature Range	-4° F to 158° F (-20° C to 70° C)
Enclosure	Glass filled Nylon with Polycarbonate Graphics Overlay
Ramp Up Time	0 – 120.0 s, 0.5 s increments
Ramp Down Time	0 – 120.0 s, 0.5 s increments

Physical Description

The C1V is shown at the right. There are two indicator lamps labeled STATUS and OUTPUT. The STATUS lamp will light green whenever power is applied to the unit and is within the specified voltage range. The STATUS light will flash red when a fault has occurred. The type of fault is indicated by the number of successive flashes. It will continue to flash until the command signal has been removed to clear the fault. The amber lamp labeled OUTPUT provides an indication of the current being supplied to the solenoid outputs.

Communication with the C1V Amplifier takes place through two infrared communication windows. These windows allow for configuration and monitoring of the operating parameters, and therefore must remain free from any obstruction such as paint or other material. The infrared adapter clips onto the C1V aligning with the notches in the sides of the housing.



User Interface

The C1V has a number of internal settings which allow each unit to be configured for the application in which it is used. These settings are accomplished using Sun's Hand Held Programmer (Sun p/n 991-700). The Hand Held Programmer is a stand alone unit. Because it is fully self-contained, the Programmer and Cable Adapter (Sun p/n 991-703) are all that is required.

Parameter List

The following table outlines the parameter list for the C1V. Along with the name of the parameter and its type, the table lists the limits and units for each item.

Parameter	Type	Limits	Default Settings	Units
C1V-XXX	FIXED			Version #
MODE	VARIABLE	See Mode Description	1	Mode #
MINIMUM INPUT	VARIABLE	0 to 10.0	0.2	V
MAXIMUM INPUT	VARIABLE	0 to 10.0	10	V
MINIMUM OUTPUT	VARIABLE	0 to 600 or 1200	5	mA
MAXIMUM OUTPUT	VARIABLE	0 to 600 or 1200	590 or 1150	mA
DITHER FREQ	VARIABLE	Off, 80 to 300	140	Hz
RAMP UP TIME	VARIABLE	0.0 to 120.0	0	Seconds
RAMP DOWN TIME	VARIABLE	0.0 to 120.0	0	Seconds
COMMAND SIGNAL	MONITOR			Volts
OUTPUT CURRENT	MONITOR			mA
SUPPLY VOLTAGE	MONITOR			Volts
FAULT STATUS	MONITOR			Fault

C1V-XXX – This is the title parameter. The model number of the unit and the firmware version are displayed. The title parameter is fixed.

MODE – There are six modes of operation for the C1V amplifier. These modes are as follows:

- 1) Output proportional to input with Enable not used.
- 2) Output inversely proportional to input with Enable not used.
- 3) Output proportional to input with Enable.
- 4) Output inversely proportional to input with Enable.
- 5) Two speed where Enable provides output at the level set in Minimum Output and Command provides output at the level set in Maximum Output.
- 6) Two speed where Enable provides output at the level set in Maximum Output and Command provides output at the level set in Minimum Output.

The Ramp Up and Ramp Down times apply to all modes. The Mode parameter is variable.

MINIMUM INPUT - The Minimum Input parameter is used to establish the minimum analog command which results in activation of the output. The value shown in square brackets is the actual analog value except while in Inverse Modes 2 and 4. In the Inverse Mode, the value shown in the square brackets is the inverse of the actual value, e.g. 10 V command is displayed as 0 V. The Minimum Input parameter is a combination variable/monitor type.

MAXIMUM INPUT - The Maximum Input parameter is used to establish the maximum analog command for scaling of the output. The output will hold its maximum value for any input equal to or greater than this value. The value shown in square brackets is the actual analog value except while in Inverse Modes 2 and 4. In the Inverse Mode, the value shown in the square brackets is the inverse of the actual value, e.g. 10 V command is displayed as 0 V. The Maximum Input parameter is a combination variable/monitor type.

MINIMUM OUTPUT - The Minimum Output parameter represents the minimum current of the output. This is often referred to as the dead band. The value displayed represents the current in milliamps (amps for -12A). The Minimum Output parameter is variable.

MAXIMUM OUTPUT - The Maximum Output parameter represents the maximum current of the output. This is often referred to as the gain. The value displayed represents the current in milliamps (amps for -12A). The Maximum Output parameter is variable.

DITHER FREQ. - The Dither Frequency parameter has 13 options for dither control. The choices are Off, 80 to 300 Hz in 20 Hz increments. Dither control provides low frequency modulation which is required in many proportional valve applications. The Dither Frequency parameter is variable.

RAMP UP/DOWN TIME - Ramp Up Time and Ramp Down Time are used to limit the rate of change of the input command signal, and therefore the ramp time of the output. The amount of time required to ramp through the full input range is set by these parameters. When the input command is increasing, the Ramp Up Time is used. When the input command is decreasing, the Ramp Down Time is used. The Ramp Up/Ramp Down Time parameters are variable.

COMMAND SIGNAL - The Command Signal displays the actual command signal to the device in Volts. The Command Signal parameter is a monitor type. When working in one of the Inverse Modes, 2 and 4, the inverse of the command signal is displayed, e.g. 10 V command is displayed as 0 V.

OUTPUT CURRENT - Output Current displays the nominal current being supplied to the output. The Output Current parameter is a monitor type.

SUPPLY VOLTAGE - The Supply Voltage parameter displays the module's power supply voltage. This value is included as an aid to troubleshooting. The Supply Voltage parameter is a monitor type.

FAULT STATUS - The Fault Status parameter displays the current fault code when a fault exists as shown in the table below. The Fault Status parameter is a monitor type. In addition to the on-screen fault status, the STATUS light will flash red indicating a problem. The light will flash a number of times periodically corresponding to the fault codes below.

Code	Fault	RED LED Flashes
1	Over Current	☹
2	Open Output	☹ ☹
3	Output Shorted	☹ ☹ ☹

Configuration

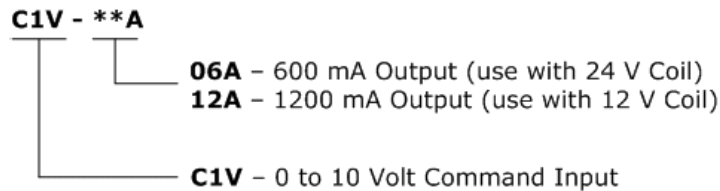
All the Hand Held Programmer operations are accomplished with the use of 4 buttons. These buttons are Lock, Unlock, Up, and Down. The Programmer represents these in graphical form as padlocks and arrows.

The Hand Held Programmer has a two-line LCD display. The up and down arrows are used to navigate through the parameter list. When either button is pressed, the display will be updated with the next parameter in the list. The parameter name will appear on the first line and the associated setting will appear on the second line. The list is accessed in a circular fashion, stepping down from the last parameter to the first and vice-versa.

To change the setting of a variable parameter, the user must press the unlock button to place the system in edit mode. While in edit mode, the display will show the Up and Down arrows together at the beginning of the second line. In edit mode, the up and down buttons are used to change the value of the parameter. For parameters which contain both variable and monitor data, the monitor data is shown surrounded by square brackets. Once the desired setting is displayed, pressing the lock button will save the parameter and end the edit mode.

Ordering Information

The following is a breakdown of the C1V part numbering system:



Available with 10 ft (3 m) long cable only

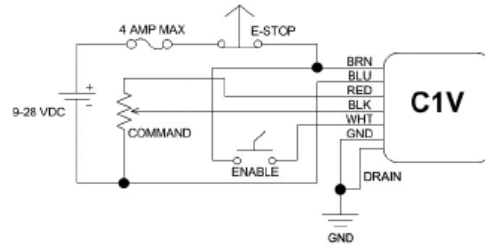
Wiring

Wiring functions are listed in the table below. Following the table are wiring examples for various modes of operation. **Note:** To establish the infrared communications link, it is essential that the infrared communication windows remain free from any obstruction such as paint or other material.

Terminal	Function
BROWN	+V Supply
BLUE	Supply Common
BLACK	Command Input
WHITE	Enable Input
RED	+5 V Reference
GRN/YEL	Connector ground
BARE	Shield Drain

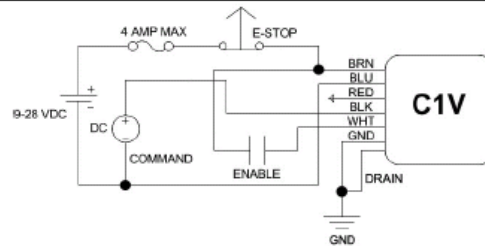
Single Solenoid Joystick Control

The C1V can be controlled with a joystick or potentiometer as shown. This configuration uses Mode 3 with the Enable signal or Mode 1 with no Enable line.



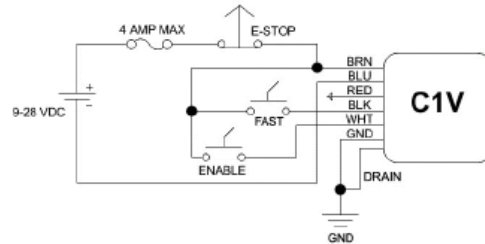
Single Solenoid PLC Control

The C1V can be controlled with PLC as shown. This configuration uses Mode 3 with the Enable signal or Mode 1 with no Enable line.



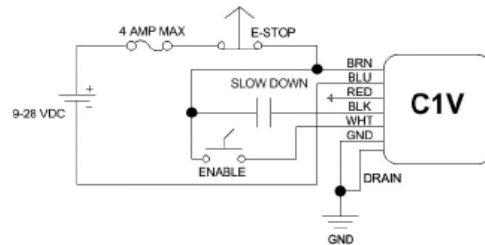
Single Solenoid 2-Speed Control

The C1V can be configured for 2-speed mode as shown. In this arrangement the Enable signal allows minimum output and the Command signal allows maximum output. This configuration corresponds to Mode 5.




Single Solenoid 2-Speed Control

The C1V can be configured for 2-speed mode as shown. In this arrangement the Enable signal allows maximum output and the Command signal limits output to the minimum setting. This configuration corresponds to Mode 6.



Anexo M. Programador digital de mano 991-700 de SUN Hydraulics Corp.




Hand Held Programmer

991-700

Sun's Hand Held Programmer (HHP) provides a convenient method to access configuration settings in the Digital Proportional Valve Amplifier, models C1V and C2A. Simply plug the appropriate Cable Adapter into the Programmer, connect the Cable Adaptor to the Amplifier and it is ready to use. Only four buttons are required to view and change parameters. An additional button turns the Programmer unit on and off. The Programmer is lightweight and compact for easy handling.

- Easy to read, high-contrast screen
- Intuitive, clearly marked buttons
- Powered by one 9 Volt battery
- Auto shutoff to extend battery life
- Low battery power warning
- Removable communication cable adapter
- Screen contrast can be easily adjusted
- Small size fits in a shirt pocket
- On board memory for storage of one amplifier setup (Version 2.0 or newer firmware only)

5.0 in
(127 mm)



3.0 in (76 mm)

* Depth= 1.0 in (25 mm)

Operating Specifications:

<p>Supply Voltage</p> <p>Weight</p> <p>Dimensions</p> <p>Operating Temperature</p>	<p>9 VDC (requires standard 9 Volt battery/format EN22, 6LR61, 6AM6)</p> <p>5.7 oz. (162 grams) with battery</p> <p>3 in. W x 5 in. H x 1.0 in. D (76 mm W x 127 mm H x 25 mm D)</p> <p>32° F to 158° F (0° C to 70° C)</p>
--	---

Operation

Operation of Sun's Hand Held Programmer requires a Cable Adapter for the Amplifier to be configured. The part number for the DIN connector Cable Adapter is as follows: 991-703

To operate the Sun Programmer, plug the 9 pin connector of the Cable Adapter into the Programmer. Connect the other end of the Cable Adapter to the Amplifier. Press the yellow power button on the HHP to turn it on. The Programmer can be connected or disconnected while power is supplied to the Amplifier. The Amplifier must be powered on to make changes to its configuration. When the Programmer powers up it will display a title message.

All functions of the Programmer are controlled with the following buttons: Power, Lock, Unlock, Adjust Up, and Adjust Down. The specific functions of the buttons are as follows:



Power (Yellow I/O)

The power button is used to turn the Programmer on and off. Briefly pressing the button when off will turn the unit on. Pressing and holding the button when power is on will turn the Programmer off.



Lock (Red Padlock)

Locks the current parameter setting. When locked, Adjust Up and Adjust Down control movement through the parameter list.



Unlock (Green Open Padlock)

Unlocks the current parameter setting. When unlocked, Adjust Up and Adjust Down change the current parameter value.



Adjust Up (Blue with White Up Arrow)

Adjust Up will move up through a parameter list if the control is locked. If the control is unlocked, Adjust Up will increase the value of the current parameter.



Adjust Down (Blue with White Down Arrow)

Adjust Down will move down through a parameter list if the control is locked. If the control is unlocked, Adjust Down will decrease the value of the current parameter.

HHP Settings

The display contrast can be adjusted in a similar fashion to Amplifier parameters. The display contrast is factory set for optimum performance at room temperature. Operation at an unusually high or low temperature may require contrast adjustment.

To enter the HHP setup area, press the lock button four times without pressing other keys. The display will return to the title message which was shown when power was first supplied. The Up and Down arrow buttons can now be used to view and change the following Programmer setting:

CONTRAST

The display contrast can be adjusted to any value from 1 to 63 with 1 being lightest and 63 being darkest. The default value is 22.

CAUTION! – *Setting the Contrast too high or too low can make the display unreadable.*

BACK LIGHT (Version 2.0 and newer)

The display can be adjusted to any value from 1 to 63 with 1 being the lowest setting and 63 being the brightest. The default setting is 20. Adjusting brightness may prove useful in low lighting conditions.

ON BOARD MEMORY (Version 2.0 and newer)

At the read or write prompt, press the green Unlock key to change the parameter setting. Use either the Adjust Up or Down keys to select read or write. Read copies the amplifier settings onto the Hand Held Programmer's on board memory. Write transfers a copy of the parameters stored in the on board memory to the amplifier. Pressing the red Lock button completes the read or write operation. It is not possible to view the parameters stored in the on board memory without transferring them to an amplifier. It is only possible to store the parameters for one setup.

Low battery warning value is 6.5 V. This is not adjustable.

To exit the HHP settings area and return to the Amplifier parameters, toggle through to the parameter that reads "EXIT HHP SETUP?". Press the Unlock key and then the Up or Down button to change to 'Yes'. When the Lock button is pressed, the HHP will return to the Amplifier settings.

Ordering Information

The following part number should be used when ordering Sun's Hand Held Programmer: 991-700

Anexo N. Adaptador infrarrojo del cable 991-703 de SUN Hydraulics Corp.



Infrared Cable Adapter Serial port adapter for Sun C1V and C2A

991-703

Sun's Infrared Cable Adapter is for use with the Sun C1V and C2A Amplifier products. It provides a method for connecting the Amplifier to the Hand Held Programmer (Sun p/n 991-700). The Adapter provides quick, easy setup for the Amplifier. The Amplifier remains mounted on the solenoid coil and the Adapter can be connected and disconnected under power. The Adapter circuit is powered from the HHP and does not require an external power source.

Operation

To operate the Infrared Cable Adapter, first plug the 9-pin connector into the serial port of the Hand Held Programmer. The Adapter contains two green LEDs that will light when the software is started on the Programmer. The green lights will be visible through the perimeter of the curved upper portion of the Adapter. Next, clip the Adapter onto the Amplifier aligning the protruding tabs with the notches in the device.

Note: Orientation is critical. The Cable Adaptor is marked 'CORD SIDE' on one face and this face must point towards the cord side of the Amplifier. (Sun logo side must face toward the Amplifier's LEDs). See below.



The Adapter is then ready to use.



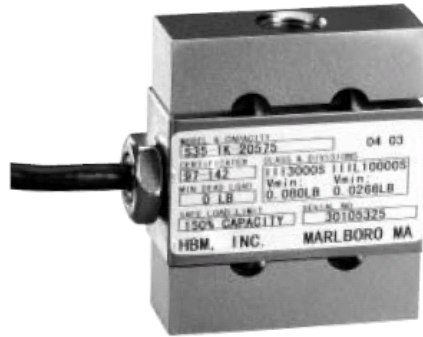
Operating Specifications:

Supply Voltage	HHP port powered
Supply current	10 mA max.
Operating Temperature	-4° F to 140° F (-20° C to 60° C)
Cable Length	6 ft (2 m)

Anexo O. Celda de carga HBM 35S

S35

Load Cell

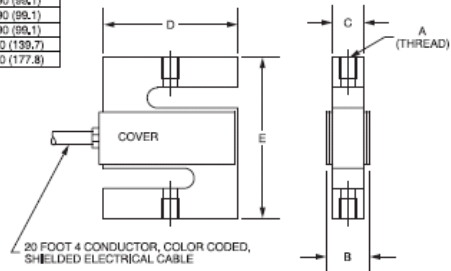
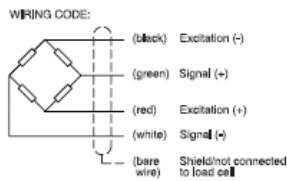


Special Features

- Capacity range from 50 to 20,000 Lbs.
- Stainless steel construction
- 3 mV/V output, 350 ohm bridge
- Environmentally sealed to IP65

Dimensions: inch (mm)

CAPACITY	A	B	C	D	E
50 LB	1/4-28 UNF 2B	0,85 (16,5)	0,46 (11,7)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
100 LB	1/4-28 UNF 2B	0,85 (16,5)	0,46 (11,7)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
200 LB	1/4-28 UNF 2B	0,85 (16,5)	0,46 (11,7)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
250 LB	1/4-28 UNF 2B	0,85 (16,5)	0,46 (11,7)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
300 LB	1/4-28 UNF 2B	0,85 (16,5)	0,46 (11,7)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
500 LB	1/2-20 UNF 2B	0,90 (22,9)	0,71 (18,0)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
750 LB	1/2-20 UNF 2B	0,90 (22,9)	0,71 (18,0)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
1000 LB	1/2-20 UNF 2B	0,90 (22,9)	0,71 (18,0)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
1500 LB	1/2-20 UNF 2B	1,15 (29,2)	0,86 (21,5)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
2000 LB	1/2-20 UNF 2B	1,15 (29,2)	0,86 (21,5)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
2500 LB	1/2-20 UNF 2B	1,15 (29,2)	0,86 (21,5)	2,00 (50,8)	2,40 (61,0)
3000 LB	1/2-20 UNF 2B	1,15 (29,2)	0,86 (21,5)	3,00 (76,2)	3,90 (99,1)
5000 LB	3/4-16 UNF 2B	1,15 (29,2)	0,86 (21,5)	3,00 (76,2)	3,90 (99,1)
10000 LB	3/4-16 UNF 2B	1,15 (29,2)	0,86 (21,5)	3,00 (76,2)	3,90 (99,1)
15000 LB	1-14 UNS 2B	1,69 (42,8)	1,50 (38,1)	4,00 (101,6)	5,50 (139,7)
20000 LB	1 1/4-12 UNF 2B	2,19 (55,6)	2,00 (50,8)	5,00 (127,0)	7,00 (177,8)



Specifications

Model Type		S35															
Accuracy class		NTEP CLASS III															
Maximum number of load cell intervals (n_{LC})		3000 DIVISIONS SINGLE															
Maximum capacity (E_{max})	lb	50	100	200	250	300	500	750	1000	1500	2000	2500	3000	5000	10,000	15,000	20,000
	Minimum load cell verification interval (V_{min})	lb	0.004	0.008	0.016	0.020	0.024	0.040	0.060	0.080	0.120	0.160	0.200	0.240	0.400	0.800	1.200
Sensitivity (C_n)	mV/V	3 ± 0.3															
Zero balance		0 ± 0.03															
Temperature effect on zero balance (TK_0)		± 0.018															
Temperature effect on sensitivity (TK_C) ⁹⁾	% of C_n / 10°C	± 0.021 ± 0.014															
Temperature range +20...+40°C [+70...+105°F] -10...+20°C [+15...+70°F]																	
Hysteresis error (d_{hy}) ⁹⁾	% of C_n	± 0.030															
Non-linearity (d_{lin}) ⁹⁾	% of C_n	± 0.030															
Creep (d_{cr}) over 30 min.		0.025															
Input resistance (R_{LC})	Ω	> 350															
Output resistance (R_O)		350 ± 3															
Reference excitation voltage (U_{ref})	V	5															
Maximum excitation voltage (U_{max})		15															
Insulation resistance (R_{is})	GΩ	10															
Nominal temperature range (B_T)		-10...40 [-14...104]															
Service temperature range (B_{Tu})	°C [°F]	-15...70 [5...158]															
Storage temperature range (B_{Tl})		-15...85 [5...185]															
Safe load limit (E_L)		120															
Ultimate load limit (E_d)		200															
Lateral load limit (E_{LQ})	% of E_{max}	100															
Permissible dynamic load (F_{srel}) (vibration amplitude according to DIN 50100)		70															
Deflection at E_{max} (S_{nom}), approx.	in	<0.015															
Weight, approx.	lb	1			2				4			11		22			
Protection class to EN60529 (IEC529)		IP65															
Material: Measuring element		Stainless Steel															
Cable Fitting Gland		Stainless Steel															
Cable Sheath		PVC															
Coating/Plating		-															

⁹⁾ The sum of data for Non-linearity, Hysteresis and Temperature effect on sensitivity meets the requirements of NTEP HB 44



Due to continuous improvement, dimensions and specifications are subject to change without notice. All details describe our products in general form only. They are not to be understood as express warranty and do not constitute any liability whatsoever. Please request certified drawings before designing mountings or fixtures.

HBI/DS-S35-052-Rev1

HBM, Inc.

19 Bartlett Street
Marlborough, MA 01752
Tel. 800-578-4260 • 508-624-4500
Fax 508-485-7480
E-mail: info@usa.hbm.com
Internet: www.hbm.com

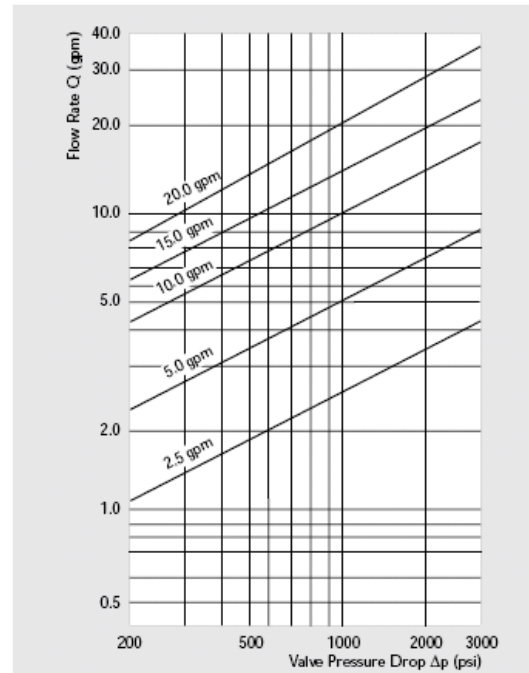


measurement with confidence

Anexo P. Servoválvula MOOG Serie 62

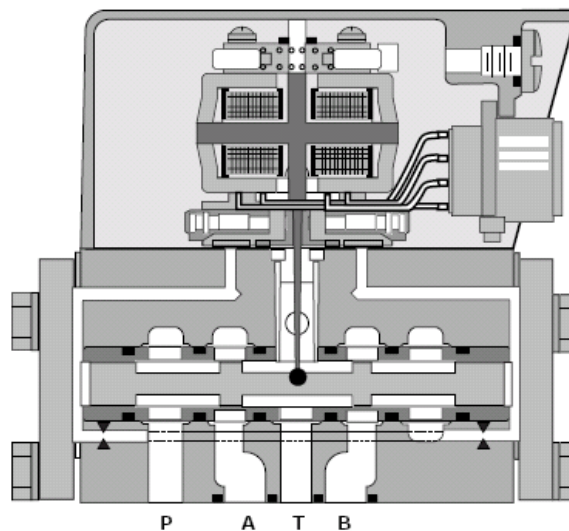
62 SERIES GENERAL TECHNICAL DATA

Operating Pressure	
ports P,A and B	up to 3,000 psi
port T	up to 2,000 psi
Temperature Range	
Fluid	0°F to 200°F
Ambient	0°F to 200°F
Seal Material	Viton, others on request
Operating Fluid	Compatible with common hydraulic fluids, other fluids on request.
Recommended viscosity	60-450 SUS @ 100°F
System Filtration:	High pressure filter (without bypass, but with dirt alarm) mounted in the main flow and if possible, directly upstream of the valve.
Class of Cleanliness:	The cleanliness of the hydraulic fluid greatly effects the performance (spool positioning, high resolution) and wear (metering edges, pressure gain, leakage) of the servovalve.
Recommended Cleanliness Class	
For normal operation	ISO 4406 < 14/11
For longer life	ISO 4406 < 13/10
Filter Rating Recommended	
For normal operation	$\beta_{10} \geq 75$ (10 μm absolute)
For longer life	$\beta_5 \geq 75$ (5 μm absolute)
Installation Operations	Any position, fixed or moveable.
Vibration	30 g, 3 axes
Weight	2.7 lb. (1.2 kg)
Shipping Plate	Delivered with an oil sealed shipping plate.



Valve Flow Diagram

Valve flow for maximum valve opening (100% command signal) as a function of the valve pressure drop.



62 SERIES
TECHNICAL DATA

Model . . . Type
Mounting Pattern
Valve Body Version

Pilot Stage

Pilot Connection

Rated Flow (±10%) at $\Delta p_N = 1,000$ psi [gpm] 2.5 5.0 10.0 15.0 20.0

Response Time* [ms] 60 60 60 60 60

Threshold* [%] < 1%

Hysteresis* [%] < 5%

Null Shift at $\Delta T = 100^\circ F$ [%] < 5%

Null Leakage Flow* max. [gpm] 0.35 to 0.55

* Measured at 1,000 psi operating pressure

62

ISO 10372 - 04 - 04 - 0 - 92

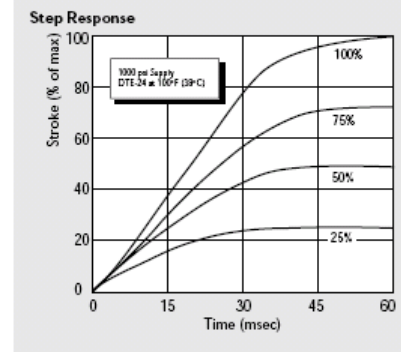
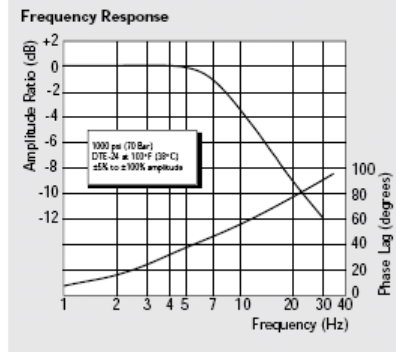
4-way

2-stage with spool bushing design

Nozzle/Flapper, High flow

Internal only

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



62 SERIES ELECTRICAL CONNECTIONS

Rated current and coil resistance
Two different coil designs are available for 62 Series Servovalves. See Table 1.

Coil connections
A four-pin electrical connector (that mates with an MS3106R14S-2S) is standard. All four torque motor leads are available at the connector so external connections can be made for series, parallel or differential operation.

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

ELECTRICAL CONNECTIONS
(Example with typical 62 series coils)

		Parallel	Series	Single
Coil Resistance	[Ω]	14	56	28
Rated Current	[mA]	±100	±50	±100
Electrical Power	[W]	.14	.14	.28
Connections for Valve Opening		A and C (+) B and D (-)	A (+), D (-) B and C connected	A (+), B (-) or C (+), D (-)

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

TABLE 1

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

* Measured at 50 Hz.

Anexo Q. Medidor digital universal de esfuerzos PD691

4½ DIGIT STRAIN GAUGE METER

MODEL PD691



- 0-30 mV, 0-200 mV, ± 15 mV, ± 100 mV inputs
- 5, 10, or 24 VDC field selectable excitation
- NEMA 4X, IP65 front panel
- 0.56" (14.2 mm) red LED display
- 4½ digits + extra zero
- Max display or peak hold feature
- Capture or programmable tare function
- 115 VAC or 230 VAC power
- 2 or 4 relays + 4-20 mA output options

PRECISION DIGITAL CORPORATION



GENERAL FEATURES

The PD691 is a high performance, industrial-grade 4½ digit Strain Gauge Meter. It accepts all the standard strain gauge and load cell signals: 0-30 mV, 0-200 mV, ± 15 mV and ± 100 mV and displays these signals in engineering units on a 4½ digit display. The display also includes an extra zero which may be used to handle numbers up to ±199,99(0).

Single Button Scaling

Single Button Scaling means the PD691 can be completely programmed using only one button. There are no complicated menu trees to navigate or button-pushing sequences to memorize. Simply press the ENTER button to initiate the automatic menu scan. When the desired routine appears press ENTER again. Once in a routine, press the ENTER button when the display reads the desired value. It's that simple!



To Set Tare:
Press ENTER
when meter
reads tAr-E.



To Calibrate:
Press ENTER
when meter
reads CAL 1b.



To Program
Alarms:
Press ENTER
when meter
reads ALAr-5.

NEMA 4X & IP65 Front Panel

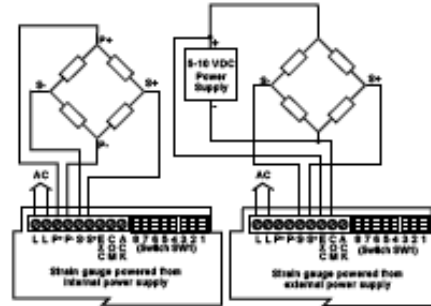
Wet, dirty and dusty environments don't bother the PD691 NEMA 4X & IP65 front panel so it can be installed in almost any panel in the plant. That means plant operators can have the important information right where they need it most, on the shop floor.

Bright Steady Display for Big Numbers

The PD691 4½ digit + extra zero display is great for displaying big numbers. Even when displaying large numbers, the PD691 display is steady and quick responding. The extra zero may be switched on to display ±199,99(0).

Field Selectable Excitation Power Supply

The internal power supply can provide either 5, 10, or 24 VDC power, (field select). Typical use for the 5 or 10 VDC supply is to power a strain gauge. The 24 VDC supply may be used to power the 4-20 mA output option. This standard feature saves time and money by simplifying wiring and eliminating the cost of an external power supply.



Peak Hold

The peak-hold feature captures the highest displayed value and stores it in memory for later viewing. By entering the **dSP3 P** routine the operator can display the peak value. A green LED labeled **T** will illuminate indicating the display is showing the peak value. Pressing the enter button again and entering the **r-SEC- P** routine will cause the last stored peak value to be erased from memory and a new peak value to be captured.



PD691
indicating a
Peak Hold Value.

Tare

The PD691 can be set for either Capture or Programmable Tare. Capture Tare sets a currently displayed reading to zero via the front panel Tare button. The operator may reset Capture Tare at any time in the field. Programmable Tare will automatically subtract a set tare value from the actual reading. A green LED labeled **T** will illuminate indicating the display is showing a tared value.



PD691
indicating
a Tared Value.

Ratiometric Operation

Ratiometric operation allows the meter to compensate for small fluctuations in the excitation power supply. A voltage drift of ±10% will not affect the display value of the PD691 when in Ratiometric mode. Selecting normal operation results in the unit not compensating for voltage fluctuations. The display value will shift as the voltage changes.

4 Visual Alarms Standard

Every PD691 comes standard with 4 independent alarms. Each alarm is easily programmed for high or low set point and 0-100% deadband. Front panel alarm status LEDs assist in set/reset point programming and are perfect for visual-indication-only applications. Options are available for 2 and 4 relays.

Alarm/Relay Programming

Pressing the ENTER button when the display reads **ALR-S** initiates a scan of the alarm set and reset points. First, the display flashes Alarm #1 Set Point and indicates this by illuminating the #1 LED and the "S" LED. This Set Point may be changed using the ENTER button. Next the display flashes Alarm #1 Reset Point and indicates this by illuminating the #1 LED and the "R" LED. This Reset Point may also be changed using the ENTER button. The remaining Set and Reset Points are programmed in a similar fashion.



PD691 Alarm #2
Set Point is
adjusted to 80000.



PD691 Alarm #2
Reset Point is
adjusted to 20000.

Alarm Status Indication

When an alarm occurs, an LED will illuminate to indicate which alarm has tripped. This LED will stay illuminated until the meter returns to the non-alarm state.



PD691 indicating
that Alarm #2 is in
alarm condition.

Linearization Feature

Displaying non-linear signals is a snap with the linearization feature. The user can input up to 11 calibration points and corresponding displays to handle a wide variety of non-linear signal applications.

OPTIONS

The PD691 Strain Gauge Meter can be equipped with options for 2 or 4 relay contacts and isolated 4-20 mA transmitter output. These options may be combined in any configuration to satisfy a wide variety of applications. In fact, a fully loaded model PD691-3-18 includes linearization, 4 relays and isolated 4-20 mA transmitter output.

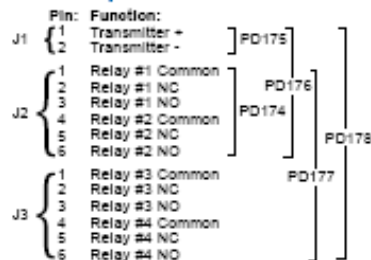
Relay Options

The PD691 is available with 2 or 4 SPDT relays. The relays are rated 2 A @ 250 VAC, can be programmed for automatic reset or automatic + manual reset, and for 0-100% deadband.

Isolated 4-20 mA Output Option

The PD691 can be equipped with an isolated 4-20 mA output signal option that can be programmed to produce a 4-20 mA output signal for virtually any input. The 4-20 mA output signal can be powered either by the internal or an external power supply. If the internal power supply is used for the 4-20 mA output, it is not available to power a strain gauge. The 4-20 mA output provides 500 VDC or peak AC, input-to-output or input/output-to-power isolation.

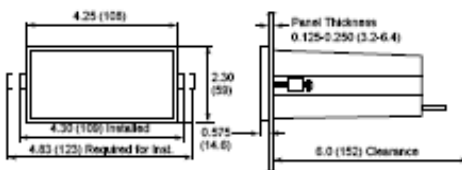
Option Card Pin-outs



Notes:

1. Alarm acknowledgment terminals (ACK and CCM) located on the main board.
2. In alarm condition, NC contact is connected to common in the fail-safe mode.

Mounting Dimensions



Notes:

1. Panel cutout required: 1.772" x 3.622" (45 mm x 92 mm) 1/8 DIN
2. Panel thickness: 0.125" - 0.250" (3.17 mm - 6.34 mm)
3. Clearance: allow 6 inches (152 mm) behind the panel

SPECIFICATIONS

Except where noted all specifications apply to operation at +25°C.

General

Inputs: Field selectable: 0-30 mV, 0-200 mV, ±15 mV ±100 mV
Display: 0.56" (14.2 mm) red LED, 4½ digits + extra zero may be switched on to display ±19,999(0)
Accuracy: 0.05% FS ±1 count
Ratiometric Operation: Deviation less than 0.1% FS ±1 count, with ±10% variation in excitation voltage
Zero Stability: 0.5 µV/°C
Span Stability: 0.005% FS/°C
Front Panel: NEMA 4X, IP65; panel gasket provided
Calibration Range: User programmable over entire range of meter input impedance: 20 kΩ
Sensor Power Supply: Isolated, selectable: 5 VDC or 10 VDC ±5% @ 50 mA; or 24 VDC ±5% @ 20 mA. Available for either strain gauge. Input or 4-20 mA output option, but not both.
Max Display (Peak): Stored until reset by user or meter is turned off
Max Display Indication: Front panel LED
Tare: Capture Tare - Sets current display to Zero via front panel TARE button. Programmable Tare - Automatically sets TARE to a programmable preset value.
Tare Indication: Front panel LED
Non-Volatile Memory: Settings stored for a minimum of 10 years.
Lookup: Switch 8 restricts modification of programmed settings.
Power Options: 115 VAC or 230 VAC ±10%, 50/60 Hz, 10 VA
Isolation: 1500 VAC
Normal Mode Rejection: 64 dB at 50/60 Hz
Operating Temperature: 0 to 60°C
Storage Temperature: -40 to 85°C
Relative Humidity: 0 to 90% non-condensing
Enclosure: 1/8 DIN, high impact plastic, UL 94V-0, color: black
Weight: 19.7 oz (559 g) (including options)
Connections: Removable screw terminals accept 12 to 22 AWG
Alarm Points: 4, any combination of high or low alarms
Alarm Status Indication: Front panel LED
Alarm Deadband: 0-100% FS, user selectable
UL File Number: E160849; 508 Industrial Control Equipment
Warranty: 2 years parts & labor
Extended Warranty: 1 or 2 years, refer to Price List for details.

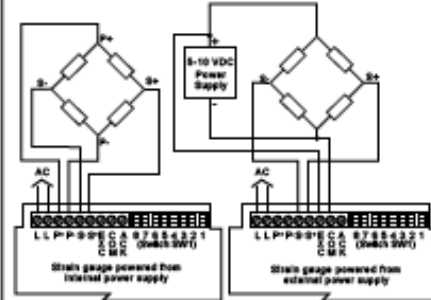
ORDERING INFORMATION

115 VAC Model	230 VAC Model	Options Installed	Option Card*
PD691-3-N	PD691-4-N	None	
PD691-3-14	PD691-4-14	2 Relays	PD174
PD691-3-15	PD691-4-15	4-20 mA Output	PD175
PD691-3-16	PD691-4-16	2 Relays + 4-20 mA Output	PD176
PD691-3-17	PD691-4-17	4 Relays	PD177
PD691-3-18	PD691-4-18	4 Relays + 4-20 mA Output	PD178

*Part numbers for Option Cards when purchased separately. Listed models include the corresponding described option.

Power Supply Wiring Diagrams

The internal power supply can provide either 5, 10, or 24 VDC.



Relays

Rating: 2 or 4 Form C (SPDT); rated 2 A @ 30 VDC or 2 A @ 250 VAC resistive load; 1/14 HP @ 125/250 VAC inductive loads
Reset: User selectable

1. Automatic when the input passes the reset point.
2. Automatic plus manual (via user supplied switch). Manual reset resets all manually resettable relays.

Fail-Safe Operation: Relay coils are energized in non-alarm condition. In case of power failure, relays will go to alarm state. Fail-safe may be disabled with internal jumper.

Auto Initialization: When power is applied to the meter, the relays will always reflect the state of the input to the meter.

Deadband: 0-100%, user selectable

Isolated 4-20 mA Transmitter Output

Scaling Range: Anywhere in range of meter, 501 count minimum span; reverse scaling allowed.

Accuracy: ±0.1% FS ±0.004 mA

Output Loop Resistance:

Power supply	Loop Resistance	
	Minimum	Maximum
24 VDC	10 Ω	600 Ω
35 VDC (external)	600 Ω	1000 Ω

Isolation: 500 V Input-to-output or Input/output-to-24 VDC supply

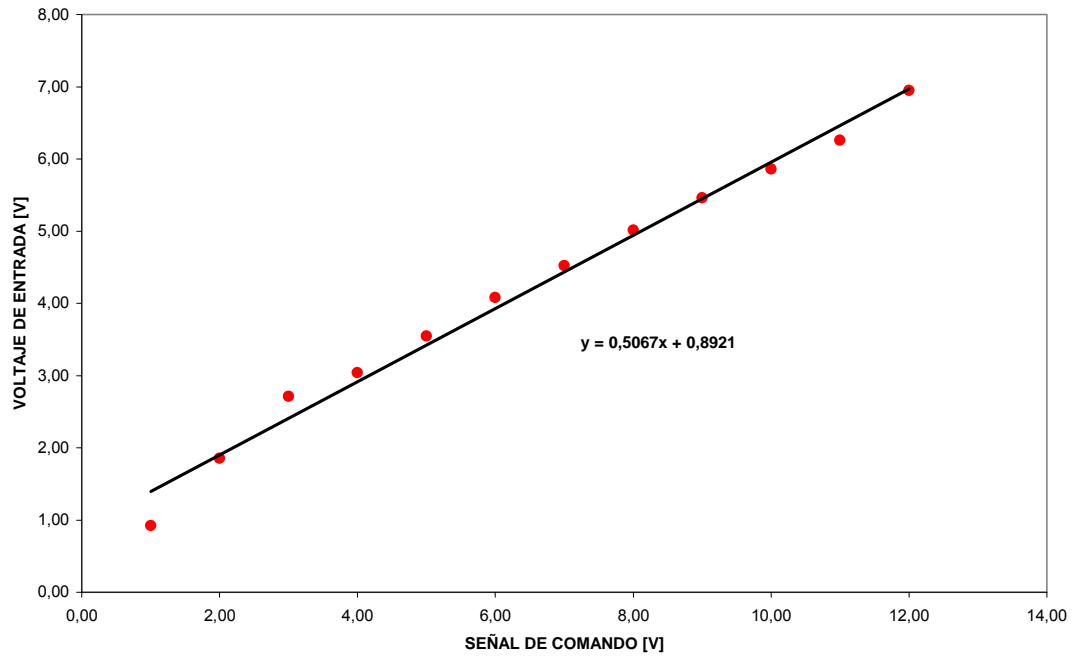
External Loop Power Supply: 35 VDC maximum

YOUR LOCAL DISTRIBUTOR IS:

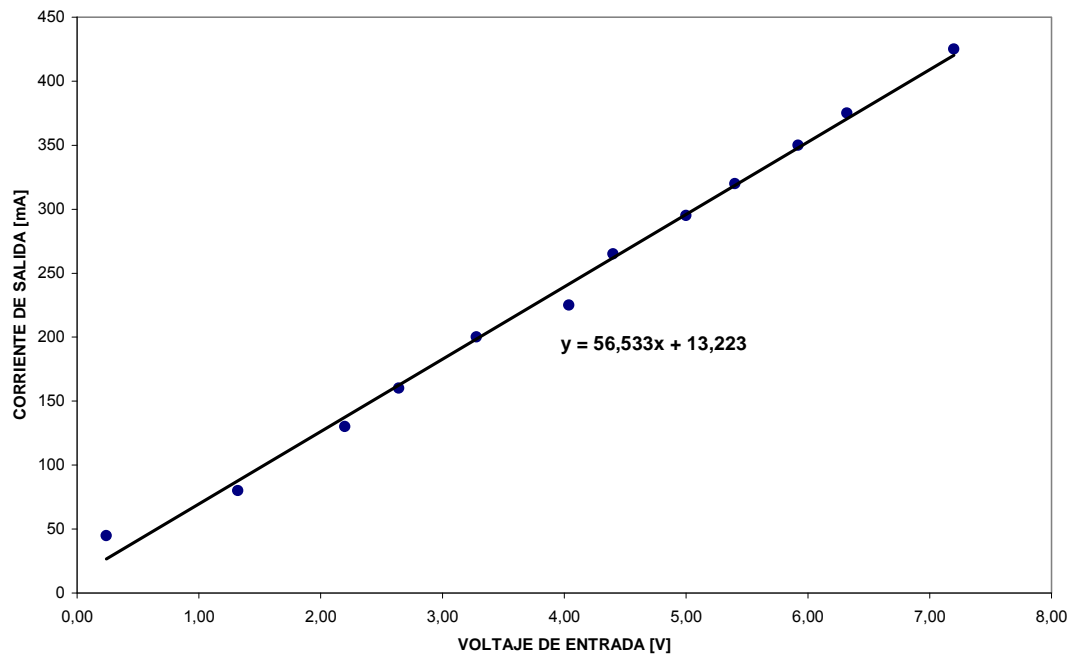
LD5891_C 07/06

Anexo R. Linealización de las ganancias con la válvula proporcional

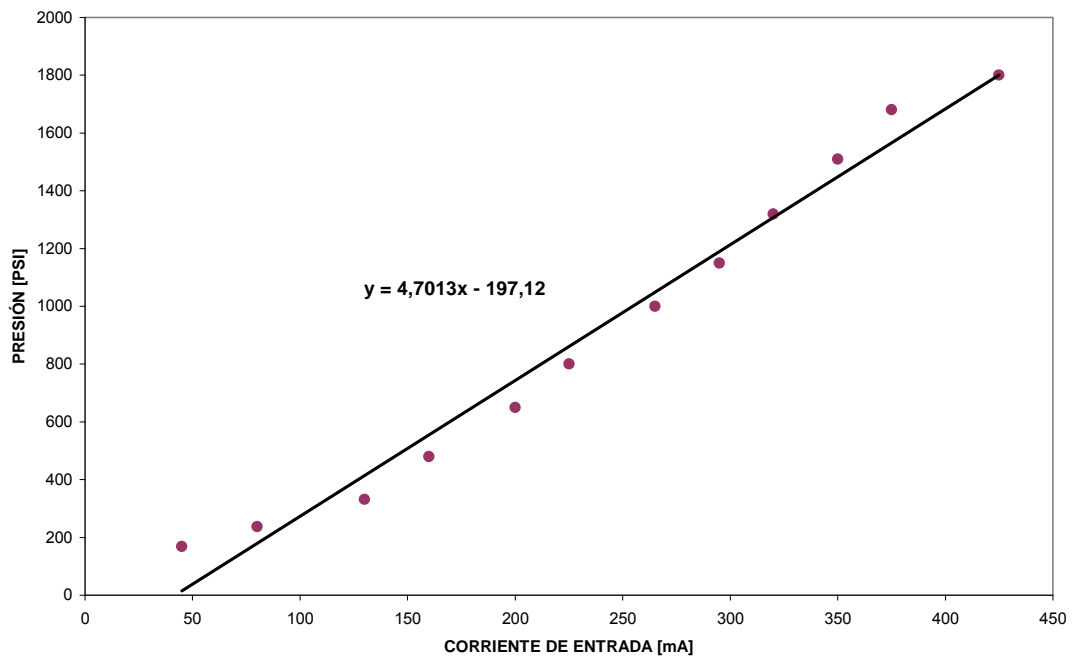
GANANCIA TARJETA DE CONTROL



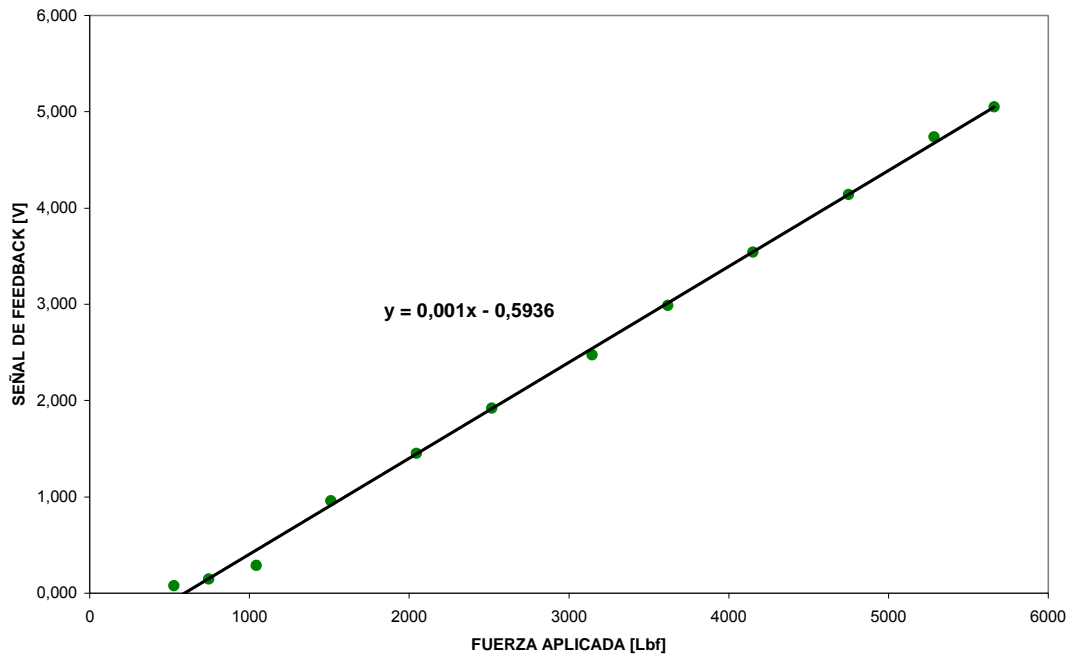
GANANCIA AMPLIFICADOR



GANANCIA VÁLVULA

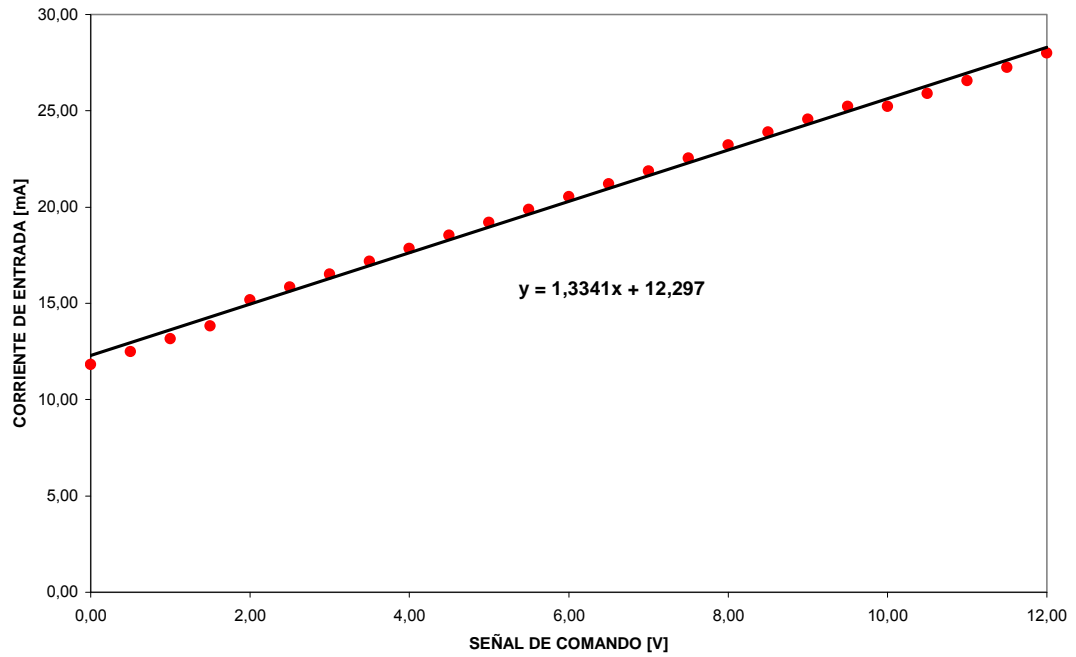


GANANCIA FEEDBACK

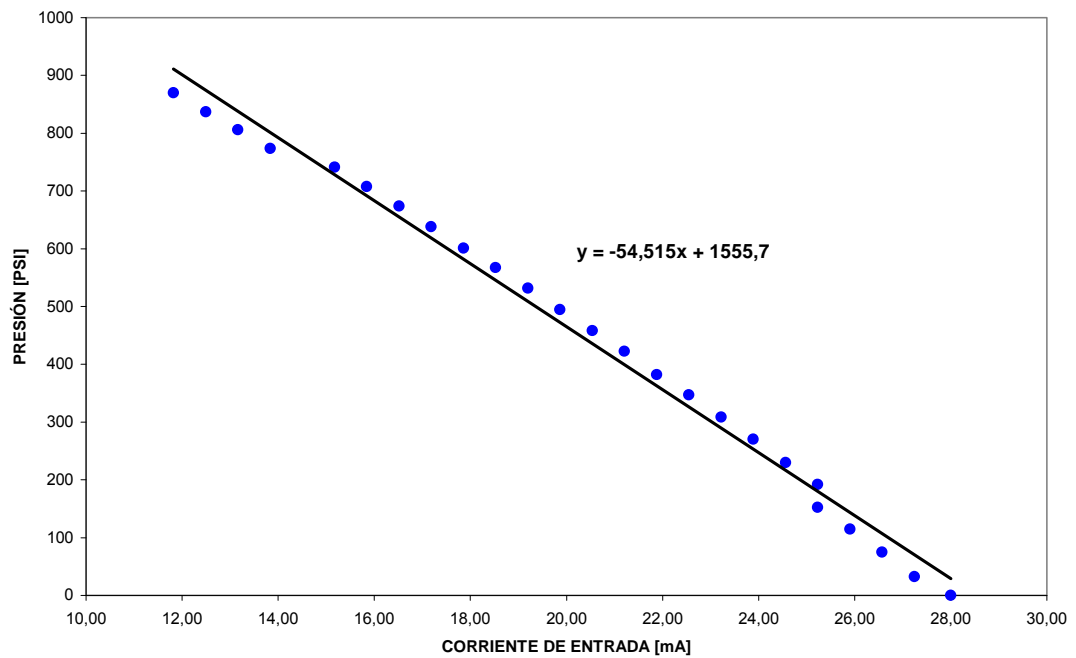


Anexo S. Linealización de las ganancias con la servoválvula

GANANCIA TARJETA DE CONTROL

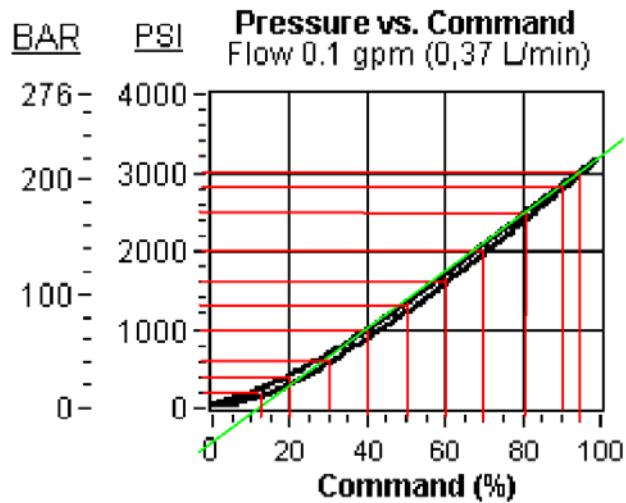


GANANCIA SERVOVÁLVULA

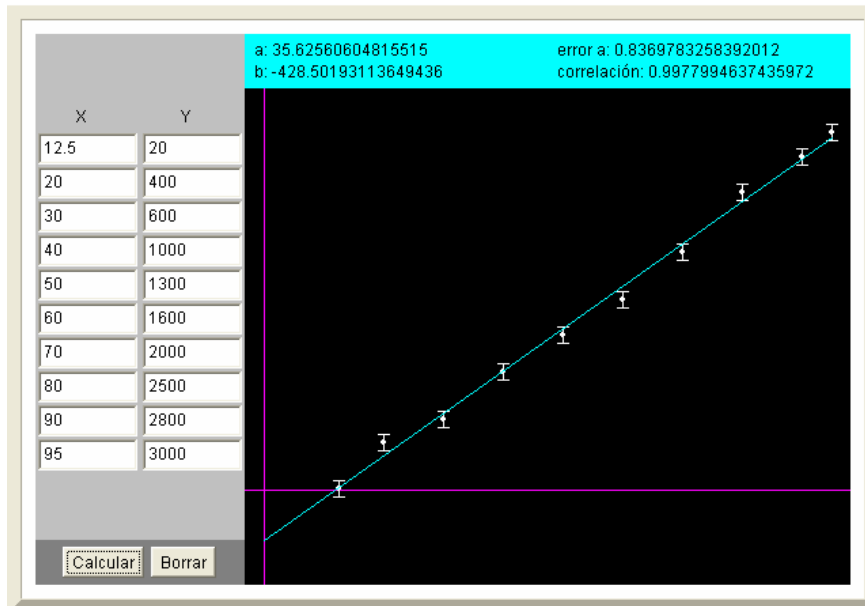


Anexo T. Modelamiento dinámico de la válvula proporcional

La respuesta dinámica de la válvula proporcional es más rápida que para la válvula de reductora. Por ello, interesa sólo la constante de proporcionalidad de la válvula proporcional que se halla a través de la gráfica que muestra el fabricante en el catálogo. Anexo F.

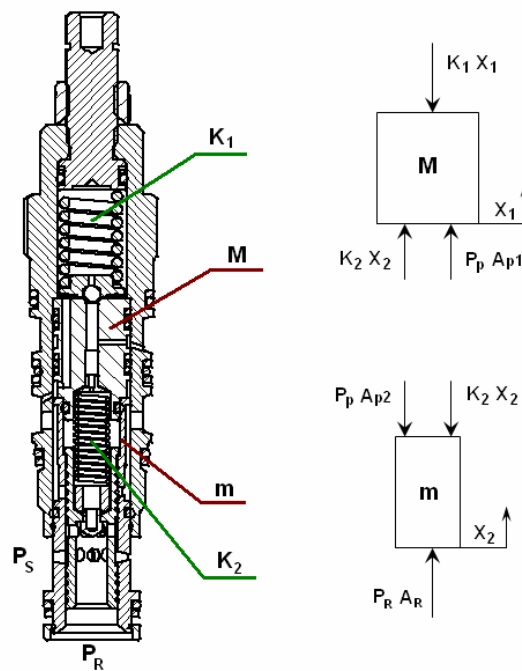


Se tomaron diez puntos para realizar una regresión lineal y de esta manera hallar la constante proporcional: $K_p \approx 35.63$



Ahora se plantea la dinámica de la válvula de cartucho reductora de presión, teniendo en cuenta las masas (**spools**), resortes, presiones y estableciendo la siguiente consideración: El fluido utilizado es incompresible. Esta consideración facilita las operaciones matemáticas con el objetivo de encontrar un resultado aproximado al comportamiento de la válvula.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre para las dos masas existentes en el interior de la válvula.



DCL para la masa 'M': $M \ddot{x}_1 + K_1 x_1 = K_2 x_2 + P_p A_{p1} - b_1 \dot{x}_1$

DCL para la masa 'm': $m \ddot{x}_2 + K_2 x_2 = P_R A_R - P_p A_{p2} - b_2 \dot{x}_2$

Se aplica transformada de Laplace a ambas ecuaciones:

$$(M s^2 + K_1) X_1(s) = K_2 X_2(s) + P_p(s) A_{p1} - b_1 s X_1(s) \quad [a]$$

$$(m s^2 + K_2) X_2(s) = P_R(s) A_R - P_p(s) A_{p2} - b_2 s X_2(s) \quad [b]$$

La ecuación del orificio está dada por:

$$Q = C_F \frac{\sqrt{2gAP\pi\phi x}}{\gamma} ; Q = Q(\Delta P, x)$$

Se considera que la apertura del orificio es proporcional al desplazamiento X_1 . Entonces la ecuación anterior no representa una relación lineal entre las variables Q , ΔP y X_2 . Por tanto, se tomará una relación lineal como la expresada por un polinomio de Taylor de primer orden como una aproximación:

$$Q = K_3 \Delta P + K_4 x = (K_5 P_S - K_6 P_R) + K_4 x$$

$$K_3 = \frac{\partial Q}{\partial \Delta P}(\bar{\Delta P}, \bar{x}) ; K_4 = \frac{\partial Q}{\partial x}(\bar{\Delta P}, \bar{x}) ; K_5 = \frac{\partial Q}{\partial P}(\bar{\Delta P}, \bar{x}) ; K_6 = \frac{\partial Q}{\partial P_R}(\bar{\Delta P}, \bar{x})$$

En el momento en que $\bar{\Delta P}$ y \bar{x} sean valores cerca del origen tienden a cero:

$$Q(\bar{\Delta P}, \bar{x}) = Q(\bar{P}, \bar{P}_R, \bar{x}) = 0$$

La presión de suministro ' P_S ' no varía, entonces:

$$\frac{\partial Q}{\partial P} P_S \approx 0$$

De lo anterior $x = x_1 + x_2$

$$-K_6 P_R + K_4 x = -K_6 P_R + K_4 (x_1 + x_2) = 0$$

$$K_6 P_R = K_4 x_1 + K_4 x_2$$

Se aplica transformada de Laplace y haciendo $k = K_6 / K_4$:

$$kP_R(s) = X_1(s) + X_2(s) \quad [c]$$

Se obtienen tres ecuaciones, [a], [b] y [c] con tres incógnitas P_R , X_1 y X_2 . Se despejan X_1 y X_2 de las ecuaciones:

$$X_1(s) = \frac{K_2 X_2(s) + P_p(s) A_{p1}}{M s^2 + b_1 s + K_1} \quad [d]$$

$$X_2(s) = \frac{P_R(s) A_R - P_p(s) A_{p2}}{m s^2 + b_2 s + K_2} \quad [e]$$

Reemplazando [e] en [d]:

$$X_1(s) = \frac{K_2 \left[\frac{P_R(s) A_R - P_p(s) A_{p2}}{m s^2 + b_2 s + K_2} \right] + P_p(s) A_{p1}}{M s^2 + b_1 s + K_1} \quad [f]$$

Reemplazando [e] y [f] en [c] se obtiene:

$$k P_R(s) = \frac{K_2 \left[\frac{P_R(s) A_R - P_p(s) A_{p2}}{m s^2 + b_2 s + K_2} \right] + P_p(s) A_{p1}}{M s^2 + b_1 s + K_1} + \frac{P_R(s) A_R - P_p(s) A_{p2}}{m s^2 + b_2 s + K_2}$$

Reordenando términos y haciendo simplificaciones, finalmente se llega a la siguiente expresión:

$$\frac{P_R(s)}{P_p} = \frac{(A_{p1} m - A_{p2} M) s^2 + (A_{p1} b_2 - A_{p2} b_1) s + A_{p1} K_2 - A_{p2} (K_1 + K_2)}{k M m s^4 + k (M b_2 + m b_1) s^3 + (k M K_2 + k b_1 b_2 + k K_1 m - A_R M) s^2 + (k b_1 K_2 + k b_2 K_1 - A_R b_1) s + k K_1 K_2 - A_R (K_1 + K_2)}$$

Esta ecuación relaciona la presión piloto 'P_p' y la presión reducida 'P_R'. Ahora, para hallar la ecuación que describe el comportamiento de la válvula se debe multiplicar por la constante proporcional:

$$\frac{P_R(s)}{V} = K_p \left[\frac{(A_{p1} m - A_{p2} M) s^2 + (A_{p1} b_2 - A_{p2} b_1) s + A_{p1} K_2 - A_{p2} (K_1 + K_2)}{k M m s^4 + k (M b_2 + m b_1) s^3 + (k M K_2 + k b_1 b_2 + k K_1 m - A_R M) s^2 + (k b_1 K_2 + k b_2 K_1 - A_R b_1) s + k K_1 K_2 - A_R (K_1 + K_2)} \right]$$

Los valores de las áreas (A_{p1}, A_{p2}, A_R), las constantes de los resortes (K₁, K₂) y las demás constantes (M, m) se hallaron experimentalmente y con los datos ofrecidos por el fabricante de la válvula.

$$\begin{aligned} A_{p1} &= 0.125 \text{ pulg}^2 & K_2 &= 11.85 \text{ lbf/pulg} \\ A_{p2} &= 0.121 \text{ pulg}^2 & M &= 0.0403 \text{ lb} \\ A_R &= 0.110 \text{ pulg}^2 & m &= 0.0174 \text{ lb} \\ K_1 &= 66.14 \text{ lbf/pulg} \end{aligned}$$

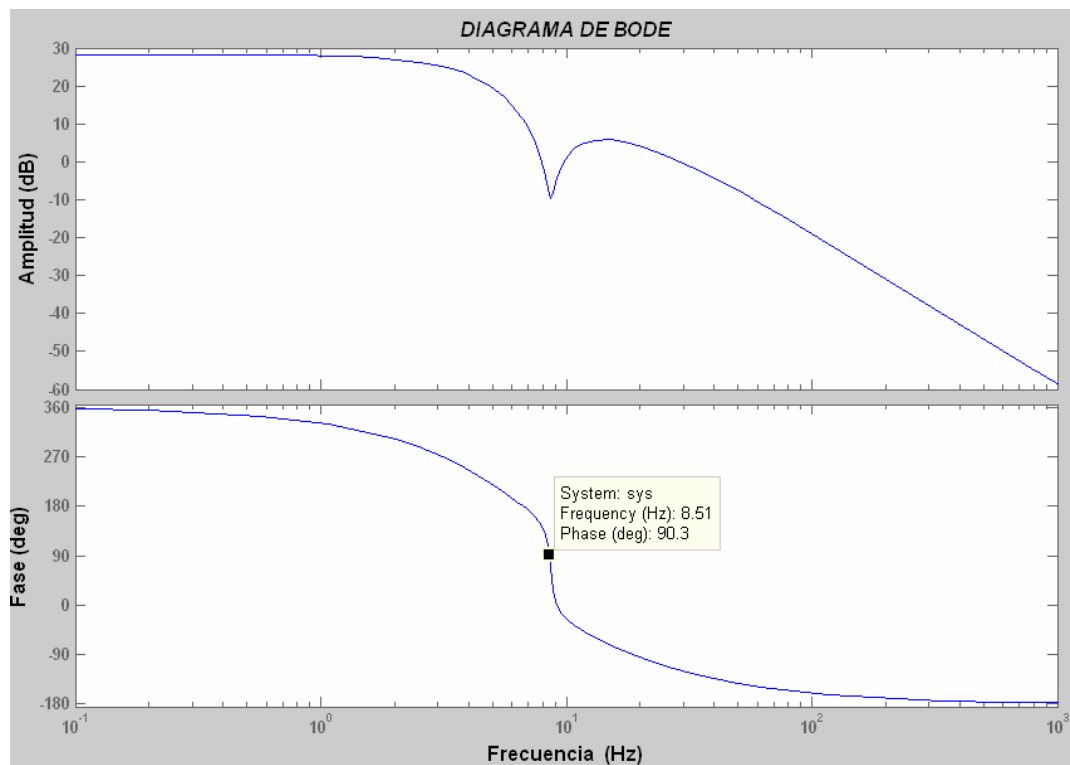
$$\frac{P_R(s)}{V} = \frac{-0.096 s^2 + 0.143 b s - 283.437}{7 \times 10^{-4} k s^4 + 0.058 k b s^3 + [k(1.628 + b^2) - 0.0044] s^2 + b [78k - 0.110] s + 783.735 k - 8.579}$$

El valor de k [pulg³/lbf] no puede hallarse tan fácilmente, su valor depende de algunos parámetros tales como: ganancia de flujo, coeficiente de presión, parámetros de geometría, densidad del fluido, presión y posición de la

válvula en el punto de linealización. . Entonces, con el objetivo de obtener un resultado de comparación se itera el valor k , presentando estabilidad en un intervalo de -0.003 a -0.005 y se asume que $b_1 \cong b_2 = b$, tomado en un intervalo de $(0 < b < 5)$ [lbf×s/pulg]. Asumiendo $b=2.5$ y $k= -0.003$

$$\frac{P_R}{V}(s) = \frac{0.096s^2 - 0.357s + 283.437}{2.1 \times 10^{-6}s^4 + 4 \times 10^{-4}s^3 + 0.028s^2 + 0.86s + 10.93}$$

Esta ecuación representa una buena aproximación del comportamiento dinámico de la válvula y es útil para formar una idea de la respuesta de la válvula. Se han tomado consideraciones que hacen parte del trabajo de ingeniería para simplificar los cálculos y obtener un modelo reducido de orden lineal. En la siguiente figura se muestra el Diagrama de Bode correspondiente para la válvula proporcional. Nótese que para un retraso de fase de 90° , la frecuencia toma un valor aproximado de 8.5 Hz. Este valor se ha tomado como la frecuencia natural de la válvula.



Anexo U. Paper Estudio de repetibilidad utilizando el método de promedios y rangos

2. Cada operador realiza los ensayos correspondientes de cada equipos y consigna los resultaos correspondientes en el formato respectivo para su posterior estudio.

3. Los operadores repiten las mediciones, pero esta vez en diferente orden y sin observar las mediciones realizadas anteriormente por sus compañeros.

4. Con los datos del formato se procede a calcular el rango de cada parte del equipo por medio de la ecuación (1).

$$R = x_{máx} - x_{mín} \quad (1)$$

5. Se calcula el rango promedio de cada operador utilizando la ecuación (2).

$$\bar{R} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i \quad (2)$$

Donde:

n : es el número de mediciones realizadas por cada operador.

6. Se calcula el rango promedio de todos los rangos por medio de la ecuación (3).

$$\bar{R} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \bar{R}_i \quad (3)$$

Donde:

m : es el número de operadores y \bar{R}_i es el rango promedio de cada operador

7. Se calcula el porcentaje de la repetibilidad de las mediciones utilizando la ecuación (4).

$$\%Repetibilidad = \frac{K_1 \times \bar{R}}{T} \times 100\% \quad (4)$$

Donde:

K_1 : es una constante que depende del número de mediciones realizadas por cada operador y proporciona un intervalo de confianza del 99% para estas características.

\bar{R} : es el rango promedio de todos los rangos.

T : es la tolerancia de la característica medida, en este caso del equipo ensayado.

Nota: Los valores de K_1 se encuentran en la Tabla 1.

8. Se calcula la medición promedio de cada operador utilizando la ecuación (5).

$$\bar{x}_i = \frac{1}{nr} \sum_{i=1}^n x_i \quad (5)$$

Donde:

n : es el número de ensayos por operador, r es el número de partes y x_i es cada una de las medidas del operador.

9. Se calcula la diferencia entre el promedio mayor y el promedio menor de los operadores por medio de la ecuación (6).

$$\bar{x}_D = x_{máx} - x_{mín} \quad (6)$$

10. Se calcula el porcentaje de la reproducibilidad por medio de la ecuación (7).

$$\%Reproducibilidad = \frac{\sqrt{(K_2 \cdot \bar{x}_D)^2 - (K_1 \bar{R})^2}}{T} \times 100\% \quad (7)$$

Donde:

K_2 : es una constante que depende del número de operadores y proporciona un intervalo de confianza del 99% para estas características.

\bar{x}_D : es la diferencia entre el promedio mayor y promedio menor de los operadores.

n : es el número de ensayos por operador.

r : es el número de partes medidas.

T : es la tolerancia de la característica medida, en este caso del equipo ensayado

Notas: Los valores de K_2 se encuentran en la Tabla 1 y si el valor dentro de la raíz es un número negativo, el valor de la reproducibilidad se considera como cero.

Número de ensayos	2	3	4	5
K1	4,56	3,05	2,50	2,21
Número de operadores	2	3	4	5
K2	3,65	2,70	2,30	2,08

Tabla 1. Valores de las constantes K_1 y K_2

11. Se calcula el porcentaje de la relación entre la repetibilidad y la reproducibilidad mediante la ecuación (8).

$$\%R \& R = \sqrt{(\%Repetibilidad)^2 + (\%Reproducibilidad)^2} \quad (8)$$

12. Se interpretan los resultados obtenidos, según [4], por medio de los siguientes criterios:

- Si $\%R \& R < 10\%$ el sistema de medición es aceptable.

Anexo V. Registro fotográfico

Válvulas de cartucho



Celda de carga



Programador de mano y tarjeta de amplificación



Medidor digital de precisión para la celda de carga



Tarjeta de control



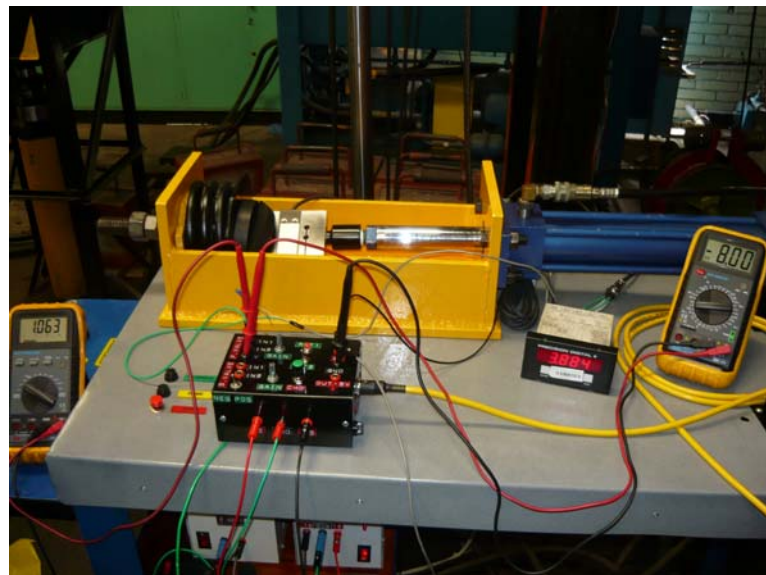
Fuentes de alimentación



Manifold



Soporte y montaje



Anexo W. Planos del manifold

[Explosionado manifold – válvulas de cartucho.dft](#)

[Manifold – detalles cavidades.dft](#)

[Explosionado manifold – válvulas de cartucho.dwg](#)

[Manifold – detalles cavidades.dwg](#)