

**USO DE ELEMENTOS LÓGICOS COMO
ALTERNATIVA DE VÁLVULAS DIRECCIONALES
EN CIRCUITOS DE POTENCIA FLUIDA.**

ERICK RAFAEL WBERTH OROZCO

JOSE GUILLERMO NIEVES ZARATE



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

2011

**USO DE ELEMENTOS LÓGICOS COMO
ALTERNATIVA DE VÁLVULAS DIRECCIONALES
EN CIRCUITOS DE POTENCIA FLUIDA.**

ERICK RAFAEL WBERTH OROZCO

JOSE GULLERMO NIEVES ZARATE

Trabajo de grado 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

2011

DEDICATORIA

A Dios, por darme la fortaleza para no desfallecer y seguir adelante con mi carrera, por iluminar mi camino y ser ese amigo fiel en todos los momentos buenos y malos por los que tuve que pasar.

A mis padres, Jaime Orlando Wberth y Exciomara María Orozco, por toda su confianza, su constante lucha y por todo el sacrificio que hicieron para convertir a su hijo en profesional, este triunfo es de ustedes.

A mis hermanos, Angélica María, J. Mario y Jaime Andrés, por todo su sacrificio y comprensión.

A mi mujer y amiga, Adriana Yulieth Acuña, por su apoyo incondicional en todos estos años, por su fortaleza y consejos, pero sobre todo por todo su amor, te adoro mi vida.

A mi hija Gabriela, tu llegada llenó mi vida de alegría y con ella el presagio de muchas cosas buenas, te quiero, mi “Reina Milagrosa”.

A todos mis familiares, por creer en mí y estar conmigo todo este tiempo.

Erick Rafael Wberth Orozco

DEDICATORIA

La Gloria y la Honra son para DIOS por haberme dado la inteligencia y la fuerza para lograr este gran objetivo, gracias Padre!

A mi amada Tia, Celida Luz Zarate Aguirre por su apoyo total e incondicional en todos los aspectos, por su amor de madre, sus valiosos y oportunos consejos, por el gran esfuerzo en hacerme un profesional exitoso y una persona de bien.

A mis padres, Nerio Nieves Manjarres y Esther Socorro Zarate por su amor inigualable, su invaluable apoyo, y por la crianza que me dieron, soporte fundamental para lograr este gran triunfo, son los pilares de mi vida.

A mi abuela, Clemencia Zarate (Q.E.P.D) por el gran amor y principios morales que me dio en vida, porque hasta en sus últimos momentos veló por mi bienestar y vislumbró mis triunfos y por la guía de vida que estoy seguro me está mostrando desde el cielo, siempre te recordare y te llevare en el corazón.

A mi hija Ana Luz, en la última etapa de mi carrera profesional ha sido el principal motor para hacer las cosas de la mejor manera, a través de ti más felicidad viene en camino

A mis hermanos, Juan José, Margarita Teresa y Nerio José, son motivo de orgullo para mí y piezas fundamentales en mi vida.

A mis tias, tios, primos, sobrinos y demás familiares, en ellos encuentro siempre ejemplos de grandeza moral y profesional, fuentes de enseñanza para mi diario vivir.

A mis amigos Fabio Herrera, Ulises Frías, María José Peralta, Martha Mancilla y demás amistades, por haber hecho mi vida de estudiante más fácil y agradable.

José Guillermo Nieves Zarate

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.

HENRY CRUZ (Técnico trabajador de la UIS) por su aporte en el montaje del banco para las pruebas.

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.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	20
1 OBJETIVOS	22
1.1 OBJETIVO GENERAL	22
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	22
2 VÁLVULAS DE CARTUCHO.....	25
2.1 VENTAJAS DE LAS VÁLVULAS DE CARTUCHO	25
2.2 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA INSERTAR	26
2.3 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR.....	29
2.4 VÁLVULAS DE CARTUCHO, CONTROL DIRECCIONAL.	31
2.4.1 Válvulas de cartucho para insertar, control direccional.	31
2.4.2 Válvulas de cartucho para roscar, control direccional.....	34
3 ACTUADORES HIDRÁULICOS.....	42
3.1 CILINDROS HIDRAULICOS.	42
3.2 CILINDROS TELESCÓPICOS.	44
3.3 TIPOS BÁSICOS DE CILINDROS TELESCÓPICOS.....	46
4 DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL MANIFOLD PARA EL CONTROL DEL CILINDRO TELESCOPICO.....	48
4.1 ESTUDIO DE LA APLICACION.	49
4.1.1 Montaje del circuito hidráulico.	49
4.1.2 Funcionamiento del circuito hidráulico.....	51
4.2 SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS.	56
4.2.1 Control del movimiento de la carga.....	56
4.2.2 Selectora de caudal.....	57
4.3 DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS.....	58
4.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD.....	59

4.5	DISEÑO DEL MANIFOLD.	60
4.5.1	Diseño asistido por computador (CAD).	60
4.5.2	Cálculo del factor de seguridad.	63
4.5.3	Determinación del régimen de flujo.	75
4.5.4	Caída de presión total.	77
4.6	SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE).....	83
4.6.1	Análisis preliminar.....	83
4.6.2	Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.....	84
4.7	ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE).....	87
5	DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL MANIFOLD PARA OBTENER UNA DIRECCIONAL 2/2 TIPO CARTUCHO.	90
5.1	ESTUDIO DE LA APLICACION.	90
5.1.1	Identificación de los equipos utilizados.....	90
5.1.2	Funcionamiento del circuito hidráulico.....	96
5.2	SELECCIÓN DEL CARTUCHO.....	102
5.3	DISPOSICIÓN DE CONEXIONES CARTUCHO Y DUCTOS.....	103
5.4	SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD.	104
5.5	DISEÑO DEL MANIFOLD.	105
5.5.1	Diseño asistido por computador (CAD).	105
5.5.2	Cálculo del factor de seguridad.	107
5.5.3	Determinación del régimen de flujo.....	112
5.5.4	Caída de presión total.....	114
5.6	SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE).....	118
5.6.1	Análisis preliminar.....	118
5.6.2	Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.....	119
5.7	ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE).....	122
6	PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS.	125

6.1	MONTAJE DEL MANIFOLD PARA EL CONTROL DEL CILINDRO TELESCÓPICO.	125
6.2	PRUEBAS.....	127
6.3	CONSIDERACIONES DE LOS EFECTOS DEL AUMENTO DE LA CARGA EN EL CILINDRO TELESCÓPICO.....	134
6.4	MONTAJE DEL MANIFOLD DIRECCIONAL 2/2.....	135
6.5	PRUEBAS DEL MANIFOLD 2/2.....	137
7	COSTO DEL PROYECTO.....	138
8	CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES	139
	BIBLIOGRAFIA	141
	ANEXOS	143

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades de utilización.....	60
Tabla 2. Tabla de datos de curva de presión vs caudal.....	88
Tabla 3. Componentes del circuito multipropósito.....	96
Tabla 4. Tabla de datos de la curva caída de presión vs caudal.....	123
Tabla 5. Descripción del costo del proyecto.....	138

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Construcción de una válvula de cartucho.....	27
Figura 2. Distintas relaciones de áreas de la corredera.....	28
Figura 3. Válvulas de cartucho para roscar.....	30
Figura 4. Funcionamiento de una válvula antirretorno.....	31
Figura 5. Válvula de 4 vías, tecnología cartucho.....	32
Figura 6. Circuito independiente de control direccional.....	33
Figura 7. Válvula de dos vías tipo obturador.....	34
Figura 8. Válvula de dos vías tipo corredera.....	35
Figura 9. Válvula de dos vías tipo obturador.....	36
Figura 10. Válvula de dos vías normalmente abierta.....	36
Figura 11. Válvula de 3 vías 2 posiciones, tipo corredera.....	37
Figura 12. Válvula de 2 vías 3 posiciones, tipo corredera.....	38
Figura 13. Válvula tipo corredera 3 vías y 2 posiciones.....	39
Figura 14. Válvulas antirretorno simple y pilotada.....	40
Figura 15. Valvular selectora.....	41
Figura 16. Actuador hidráulico convencional.....	43
Figura 17. Aplicaciones de los Cilindros Telescópicos.....	44
Figura 18. Vista general de un cilindro telescópico.....	45
Figura 19. Vista general del Cilindro Telescópico.....	47
Figura 20. Esquema del manifold.....	50
Figura 21. Esquema del circuito hidráulico.....	50
Figura 22. Posición inicial del circuito hidráulico.....	51
Figura 23. Subiendo la carga.....	52
Figura 24. Cilindro telescópico completamente extendido.....	53
Figura 25. Descenso de la carga.....	54
Figura 26. Venteo de la bomba en posición central.....	55
Figura 27. Elemento lógico para control DODS-XHN.....	57
Figura 28. Selectora de caudal CSAD-XXN.....	58
Figura 29. Distribución de los cartuchos en el manifold.....	59
Figura 30. Vista fantasma del manifold.....	62
Figura 31. Vista isométrica del manifold ensamblado.....	63

Figura 32. Cilindro de pared gruesa.....	64
Figura 33. Líneas de flujo críticas.....	65
Figura 34. Distancias punto crítico uno.....	66
Figura 35. Distancias punto crítico dos.....	68
Figura 36. Distancias punto crítico tres.....	69
Figura 37. Distancias punto crítico cuatro.....	72
Figura 38. Distancias punto crítico cinco.....	72
Figura 39. Distancias punto crítico seis.....	74
Figura 40. Flujo crítico.....	76
Figura 41. Esquema del circuito-Presiones.....	79
Figura 42. Sección crítica 1.....	80
Figura 43. Sección crítica 2.....	80
Figura 44. Sección crítica 3.....	82
Figura 45. Enmallado del manifold.....	84
Figura 46. Valores críticos de esfuerzo- Isométrica.....	85
Figura 47. Valores críticos de esfuerzo- Lateral.....	86
Figura 48. Factores de seguridad.....	86
Figura 49. Enmallado del manifold.....	87
Figura 50. Análisis preliminar.....	89
Figura 51. Análisis de velocidades internas en el manifold.....	89
Figura 52. Sección de descarga del Banco de Bomba Doble.....	91
Figura 53. Sección de seguridad del Banco de Bomba Doble.....	92
Figura 54. Esquema válvula direccional 4/4.....	92
Figura 55. Electroválvula piloto 4/2.....	93
Figura 56. Reguladora de caudal.....	93
Figura 57. Válvula direccional 2/2.....	94
Figura 58. Válvula 2/2, tecnología cartucho.....	95
Figura 59. Válvula de cartucho DOFS-XHN.....	95
Figura 60. Ubicación de las válvulas piloto y 2/2.....	97
Figura 61. Paso libre del fluido a través de la válvula 2/2.....	98
Figura 62. Paso bloqueado del fluido a través de la válvula 2/2.....	99
Figura 63. Válvula principal en posición de líneas cruzadas.....	100
Figura 64. Regeneración en banco de Bombas Dobles.....	101
Figura 65. Esquema del manifold.....	102

Figura 66. Elemento lógico para control DOFS-XHN.....	103
Figura 67. Ubicación del cartucho y ductos en el manifold.....	104
Figura 68. Vista fantasma del manifold.....	106
Figura 69. Vista isométrica del manifold ensamblado.....	107
Figura 70. Cilindro de pared gruesa...-.....	109
Figura 71. Distancias punto crítico 1.....	110
Figura 72. Distancias punto crítico 2.....	111
Figura 73. Ducto para flujo principal.....	113
Figura 74. Línea de flujo a través del manifold.....	115
Figura 75. Detalles sección 1.....	116
Figura 76. Detalles sección 2.....	117
Figura 77. Enmallado del manifold.....	119
Figura 78. Análisis de esfuerzo del manifold.....	120
Figura 79. Punto de máximo esfuerzo del manifold.....	120
Figura 80. Punto de máximo esfuerzo del manifold.....	121
Figura 81. Puntos críticos de deformación.....	121
Figura 82. Análisis preliminar.....	123
Figura 83. Análisis de velocidades internas en el manifold.....	124
Figura 84. Montaje del manifold 1.....	126
Figura 85. Controles eléctricos.....	127
Figura 86. Bloqueo inicial de la carga.....	128
Figura 87. Extensión del cilindro.....	129
Figura 88. Bloqueo en carrera ascendente.....	130
Figura 89. Descenso de la carga.....	131
Figura 90. Bloqueo en carrera descendente.....	132
Figura 91. Autobloqueo de la carga.....	133
Figura 92. Cilindro con nueva carga.....	134
Figura 93. Banco de bombas dobles.....	135
Figura 94. Manifold direccional 2/2.....	136
Figura 95. Banco de bombas dobles.....	137

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Diseño de cilindros telescópicos, 2008-Biblioteca UIS.	144
ANEXO B. Bomba de Paletas Tipo Cuadrado VICKERS Series V10 & V20..	151
ANEXO C. Electroválvula ATOS DHI - Cetop 3.	154
ANEXO D. Válvula 2/2 pilotada hidráulicamente DODS-XHN.	161
ANEXO E. Detalles para cavidad T-21A.	163
ANEXO F. Válvula selectora de caudal CSAD-XXN.	164
ANEXO G. Detalles para cavidad T-11A.	166
ANEXO H. Propiedades Duraluminio CIA. Gral. Aceros.	167
ANEXO I. Tabla de Propiedades Duraluminio ANSYS.	168
ANEXO J. Aceite hidráulico Shell Tellus T.	169
ANEXO K. Tamaños Estándar, rosca NPT.	171
ANEXO L. Válvula 2/2 pilotada hidráulicamente DOFS-XHN.	172
ANEXO M. Detalles para cavidad T-22A.	174
ANEXO N. Planos manifold.	175

RESUMEN

TÍTULO:
USO DE ELEMENTOS LÓGICOS COMO ALTERNATIVA DE VÁLVULAS DIRECCIONALES EN CIRCUITOS DE POTENCIA FLUIDA. ¹

AUTORES:
ERICK RAFAEL WBERTH OROZCO
JOSE GULLERMO NIEVES ZARATE ²

PALABRAS CLAVES:
Elementos lógicos, válvulas direccionales, manifold, cartuchos, banco de pruebas.

DESCRIPCIÓN:
El objetivo de este proyecto de grado es contribuir al Laboratorio de Potencia Fluida de la Universidad Industrial de Santander mediante el diseño y construcción de válvulas direccionales logradas a partir del uso de elementos lógicos, para lo cual se hace necesario también el diseño y construcción del manifold para el montaje del sistema hidráulico.

Las válvulas direccionales que se diseñarán, tendrán el mismo principio: tecnología de cartucho mediante elementos lógicos insertables, aprovechando al máximo las ventajas que ofrece una válvula con esta tecnología, tales como, su fácil reemplazo, bajo mantenimiento, eliminación de puntos potenciales de fugas, funcionamiento más eficiente, entre otras.

Estas válvulas se adaptarán en dos bancos del laboratorio de potencia fluida de la escuela de Ingeniería Mecánica, lo que permitirá poner en funcionamiento, y optimizar los mismos. Adicionalmente se proveerá de un elemento similar a los utilizados para la construcción de las válvulas, dotando al laboratorio de un elemento para pruebas de desarme y estudio tecnológico.

Una de las razones por la que se realizó este proyecto es darle a la comunidad estudiantil la posibilidad de observar el funcionamiento de un cilindro telescópico controlado mediante un circuito hidráulico eficiente y diseñado a partir de elementos lógicos. También se busca observar fenómenos hidráulicos tales como: regeneración, venteo, avance a diferentes velocidades, entre otros; De esta manera complementar los que se observan actualmente.

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 telescópico, elementos lógicos, un circuito de alimentación a 110V, válvulas antirretorno, válvula de seguridad ajustable, manómetros, racores, mangueras y el respectivo manifold, entre otros. Estos elementos conforman el sistema de control hidráulico.

¹ Trabajo de grado.

² Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director: Ing. Abel Parada Corrales.

SUMMARY

TITLE:

LOGIC ELEMENT USAGE AS AN ALTERNATIVE FOR DIRECTIONAL VALVES IN FLUID POWER CIRCUITS.³

AUTHORS:

ERICK RAFAEL WBERTH OROZCO

JOSE GULLERMO NIEVES ZARATE⁴

KEYWORDS:

Logic element, directional valves, manifold, cartridge, test bench.

DESCRIPTION:

The objective of this graduation project is to contribute to the Laboratory of fluid power of the Industrial University of Santander through the design and construction of directional valves achieved through the use of logic elements, for which it is necessary also the design and construction of the manifold to mount the hydraulic system.

Directional valves will be designed, have the same principle: technology by logic elements insertable cartridge, maximizing the benefits of a valve with this technology, such as easy replacement, low maintenance, eliminating potential leak points, more efficient operation, among others.

These valves will be adapted into two banks of fluid power lab School of Mechanical Engineering, allowing to operate, and optimize them. Additionally, provide a similar element to that used for the construction of valves, providing the laboratory for testing an item to disarm and technological study.

One of the reasons that made this project is to give to the students the opportunity to observe the operation of a telescopic cylinder controlled by hydraulic efficiency and design from logic elements. It also seeks to observe hydraulic phenomena such as regeneration, venting, moved at different speeds, among others. Thus complement the currently observed.

To build the manifold design was made by modeling with the help of simulation tools in CAD and CAE software. As the assembly, we had a bank with a telescopic cylinder, logic elements, a 110V power supply circuit, check valves, adjustable safety valve, pressure gauges, fittings, hoses and the respective manifold, among others. These elements comprise the hydraulic control system.

³ Graduation project.

⁴ Physical-Mechanical Engineering's Faculty, School of Mechanical Engineering, Advisor: Eng. Abel Parada Corrales.

INTRODUCCIÓN

La importancia de los laboratorios en la enseñanza de ciencias como la física y la ingeniería entre otras, es esencial en carreras de pregrado. El trabajo realizado en el laboratorio permite al estudiante entender con claridad los conceptos adquiridos en las clases o leídos de un libro. A través de medidas y experimentos el estudiante puede desarrollar su creatividad en la búsqueda de soluciones a los problemas planteados en la ingeniería.

La escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, actualmente posee laboratorios para distintas áreas de estudio, uno de éstos, es el laboratorio de potencia fluida, en el cual el estudiante realiza diferentes prácticas con el objetivo de afianzar los conocimientos adquiridos en la asignatura.

En el curso de Potencia Fluida se analizan las diferentes características y funcionalidades de los sistemas oleoneumáticos y oleohidráulicos, los cuales son de gran utilidad en la industria debido a que su uso constituye una de las formas más versátiles conocidas hoy en día para originar o modificar movimientos, y para transmitir potencia. Estos sistemas nos brindan la posibilidad de generar movimientos rápidos en una parte de la trayectoria y lentos en otras, además de servir como protección para el circuito contra sobrecargas.

Uno de los principios básicos de la transmisión de potencia por medio de la hidráulica es el control direccional, el cual se utiliza para comandar el arranque, la parada, y en general controlar el cambio de sentido del caudal de un fluido hidráulico. Existen varios métodos y/o dispositivos para lograr el control direccional, estos varían de acuerdo a las características del circuito y a la complejidad del mismo, y pueden ir desde simples válvulas antirretorno hasta una válvula más compleja de múltiples posiciones conmutada por presión piloto. En el presente estudio se optó por diseñar y construir las válvulas para el control direccional a partir del uso de tecnología de cartucho mediante elementos lógicos insertables, aprovechando al máximo las ventajas que ofrece una válvula con esta tecnología, tales como, su fácil reemplazo,

bajo mantenimiento, eliminación de puntos potenciales de fugas, funcionamiento más eficiente, entre otras.

En el desarrollo de este trabajo de grado, titulado “USO DE ELEMENTOS LÓGICOS COMO ALTERNATIVA DE VÁLVULAS DIRECCIONALES EN CIRCUITOS DE POTENCIA FLUIDA”, se diseñaron y construyeron dos manifold de control direccional para: conformar un circuito hidráulico que permita a la comunidad estudiantil la posibilidad de observar el funcionamiento de un cilindro telescópico comandado mediante un sistema eficiente; y para complementar un banco existente con el fin de observar fenómenos hidráulicos tales como: regeneración, venteo, avance a diferentes velocidades, entre otros. Como valor agregado se proveerá de un elemento similar a los utilizados para la construcción de los manifold, dotando al laboratorio de un elemento para pruebas de desarme y estudio tecnológico.

El proyecto se desarrolla a través de ocho capítulos, en los tres primeros capítulos se expone la teoría necesaria para la interpretación del tema y de los resultados, los capítulos cuatro y cinco describen el proceso de diseño, el capítulo seis los análisis y pruebas que se llevaron a cabo para cumplir con los objetivos expresados, en el capítulo siete encontramos el costo del proyecto. Por último, se presentan las conclusiones y recomendaciones de este trabajo de grado.

1 OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

- Apoyar la misión de la Universidad Industrial De Santander y de la Escuela de Ingeniería Mecánica, en la formación de estudiantes con fundamentación científica y tecnológica, aplicando los conocimientos de diseño obtenidos durante la carrera.

- Contribuir al Laboratorio de Potencia Fluida, con herramientas que aporten a su crecimiento y optimización, y así conseguir un crecimiento en los conocimientos de los estudiantes y un valor agregado para el laboratorio.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir, con el uso de elementos lógicos, una válvula direccional 3/2 con capacidad de 15 GPM, la cual se usara en el cilindro telescópico.

- Diseñar y construir, con el uso de elementos lógicos, una válvula direccional 2/2 con capacidad de 30 GPM, la cual se usara en el banco de Bombas Dobles.

- Diseñar, con las válvulas construidas y los elementos existentes en el banco de bombas dobles, una práctica en la que se puedan observar fenómenos tales como:
 - Regeneración
 - Avance a diferentes velocidades
 - Venteo, entre otras

- Dotar la práctica de desarme de válvulas direccionales con un elemento lógico insertable, del tipo que se usará en el diseño y construcción de las válvulas 2/2 y 3/2.
- Diseñar el manifold, donde se insertaran los elementos lógicos, teniendo en cuenta que debe ser practico en lo que se refiere a instalación, fácil mantenimiento y buen ajuste, cumpliendo con las siguientes características:
 - Grados de ajuste fino deslizante (H7/h6) utilizando el sistema de agujero único.
 - Buena estabilidad dimensional, bajo peso (menos de 10kg)
- Realizar el diseño de los manifold, apoyándose en software CAD y CAE (como Solidworks y ANSIS), como herramientas que permitan el análisis de esfuerzos, variación de presión, control de tolerancias y factor de seguridad del diseño.
- Realizar las pruebas de ensayo necesarias, utilizando los recursos del Laboratorio de Potencia Fluida, que demuestren la aplicabilidad y beneficios que aportan las válvulas a los bancos experimentales con los que cuenta el mismo.
- Seleccionar y comprar los siguientes elementos:
 - Dos elementos lógicos insertables, direccionales con capacidad de 15 GPM.
 - Dos elementos lógicos insertables, direccionales con capacidad de 30 GPM.

- Un elemento lógico insertable tipo “or”, que actuara como selector de caudal.
- Una válvula direccional 4/3 vías CETOP 3
- Racores y mangueras necesarias para los circuitos hidráulicos a diseñar.

2 VÁLVULAS DE CARTUCHO

Una alternativa muy práctica y funcional de válvulas hidráulicas, son los bloques de elementos insertables o manifold. Los bloques reducen mucho el número de los racores requeridos para las líneas de interconexión entre los componentes del sistema lo que elimina muchos puntos potenciales de fugas y reduce la pérdida de fluido. Una válvula de cartucho se inserta dentro de una cavidad normalizada en un bloque y se mantiene en su lugar con tornillos roscados o con una tapa asegurada con pernos para completar el diseño con válvulas de cartucho.

Válvulas de cartucho para insertar y para roscar. Existen válvulas de cartucho para insertar y válvulas de cartucho para roscar. La mayoría de las primeras son elementos tipo obturador que son controlados normalmente por otra válvula para suministrar una función hidráulica completa (tal como válvula de control del caudal, de la dirección, o de la presión). Las válvulas para roscar pueden ser elementos tipo obturador o corredera. Con unas pocas excepciones, un elemento de cartucho para roscar proporciona una función hidráulica completa.

2.1 VENTAJAS DE LAS VÁLVULAS DE CARTUCHO

Estas válvulas presentan varias ventajas si se las compara con las válvulas convencionales tipo corredera para montar en línea o sobre placa base, para controlar el caudal, la presión o la dirección. En muchas aplicaciones, estas ventajas incluyen:

- Mayor flexibilidad para el diseño de los sistemas.
- Menor coste de instalación.
- Tamaño menor del bloque.
- Mejor funcionamiento y control.
- Más fiabilidad.
- Capacidad de presión más elevada.

- Funcionamiento más eficiente.
- Eliminación de fugas externas y reducción de las internas.
- Mayor tolerancia a la contaminación.
- Ciclos más rápidos.
- Niveles acústicos más bajos.

Las válvulas de cartucho ofrecen un diseño alternativo más bien que una sustitución de las válvulas convencionales de corredera deslizante. Frecuentemente, el sistema más económico utiliza combinaciones de válvulas de cartucho para roscar y para insertar, con las válvulas convencionales de corredera, todas ellas instaladas sobre un bloque común.

2.2 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA INSERTAR

Estas válvulas son similares a las válvulas antirretorno con obturador y están formadas por un conjunto deslizante que se inserta en una cavidad mecanizada dentro de un bloque. Una placa de control atornillada sobre este bloque asegura el inserto dentro de la cavidad. Como puede verse en la figura 1, este inserto está formado por una camisa, un obturador, un muelle y juntas.

El inserto de la válvula de cartucho puede considerarse como la etapa principal de una válvula de dos etapas. Lleva dos orificios "A" y "B". para el caudal principal. Pasajes mecanizados dentro del bloque conectan estos orificios a otros cartuchos o al sistema hidráulico en funcionamiento. Similarmente, un pasaje de pilotaje mecanizado en el bloque, controla el orificio de control "X" como se desee.

Hay un orificio en el pasaje taladrado entre el orificio "X" y la cámara del muelle "A". Su finalidad es reducir la velocidad a la que se abre o se cierra el obturador de la válvula. Hay disponibles varios tamaños de orificio para optimizar o sintonizar la respuesta del cartucho con relación a la del sistema hidráulico completo. El diseñador puede seleccionar el tamaño del orificio

que proporciona las velocidades máximas de funcionamiento con puntas de depresión mínimas.

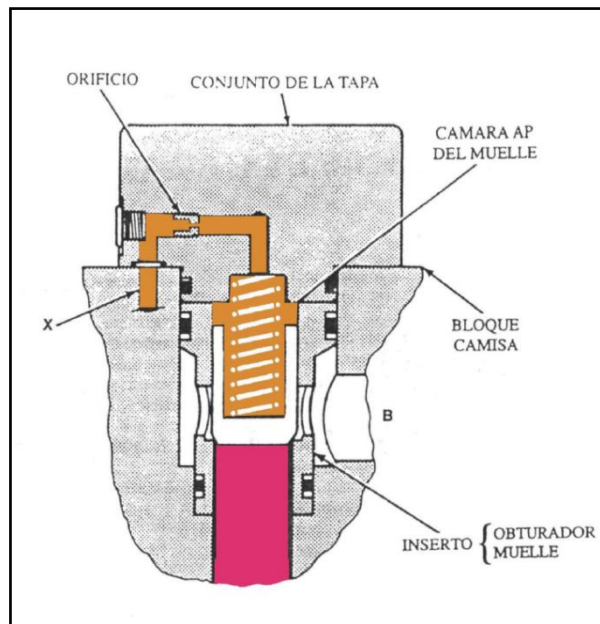


Figura 1. Construcción de una válvula de cartucho.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

Relaciones de áreas. Como indica la figura 2, el inserto de la válvula de cartucho lleva tres áreas ("AA", "Ag", y "AAP") que afectan a la abertura o cierre del obturador en la camisa. "AA" es el área efectiva del obturador expuesta al orificio "A". "AB", la expuesta al orificio "B", y "AAP" la expuesta a la cámara del muelle. Esta área es siempre igual a la suma de las áreas "AA" y "AB".

La relación de áreas de un inserto es la relación de áreas de "AA" a "AAP." Hay disponibles tres relaciones distintas:

- 1:1, cuando "AAP" = "AA"
- 1:1, cuando "AAP" = 1,1 "AA"
- 1:2, cuando "AAP" = 2 "AA"

Tipos de obturadores. La figura 2, A-D, muestra la construcción de varios insertos, las tres relaciones de área y los símbolos gráficos asociados.

Como puede verse, el diseño de la punta del obturador y de la camisa cambia de configuración con cada relación de áreas. La figura 2, A (relación de áreas 1:1), muestra un obturador con extremo de forma cilíndrica y una camisa biselada en el punto en que entra en contacto con el obturador.

El inserto mostrado en la figura 2, B (relación de áreas 1:1,1), eleva un obturador biselado y un asiento de mayor diámetro puntiagudo en la camisa, lo que significa que hay un área "AB" relativamente pequeña en el obturador en la que puede actuar la presión en el orificio "B". Esta área es sólo un 10% del área "A" en el orificio, "A".

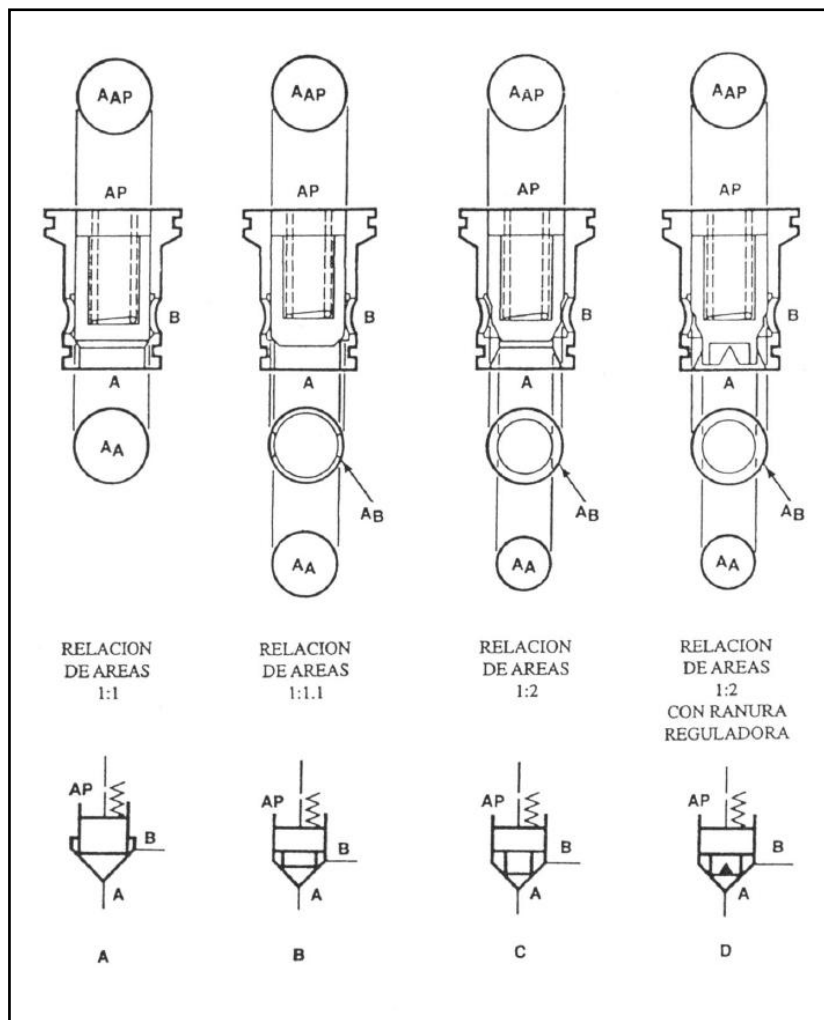


Figura 2. Distintas relaciones de áreas de la corredera.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

El obturador mostrado en la figura 2, C (relación de área 1:2), lleva también un extremo biselado, pero la camisa lleva un asiento muy puntiagudo con un diámetro inferior al de la figura 2, B. La figura 2, D, muestra una relación de áreas de 2:1 con una ranura reguladora en el obturador. El área obturador/asiento es la misma que para el obturador normalizado 1:2. No obstante, el extremo de este obturador es más puntiagudo y lleva una ranura en "V" para suministrar amortiguamiento o regulación de caudal. Estas diferencias impiden el intercambio de camisas y obturadores entre los insertos de distinta relación de áreas.

2.3 VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR

Estas válvulas son un segundo grupo de válvulas de cartucho que se utilizan para controlar la presión, el caudal, y la dirección. Estas válvulas realizan funciones similares, pero funcionan de forma distinta que las válvulas de cartucho para insertar.

Características únicas de las válvulas de cartucho para roscar. La diferencia principal entre ambos tipos de válvulas se refiere a la forma en que se realizan sus funciones de control hidráulico. Típicamente, las válvulas para insertar dependen de una válvula piloto para poder realizar una función hidráulica completa. La mayoría de las válvulas para roscar pueden realizarla por si solas.

Ambos tipos de válvulas también difieren en aspectos de diseño. Mientras que la mayoría de las válvulas para insertar son del tipo obturador, las de roscar combinan obturadores y correderas. Como todas las válvulas de cartucho, las diseñadas para roscar pueden instalarse en un bloque o utilizarse como conjuntos individuales. No obstante, a diferencia de las válvulas para insertar, el exterior de una válvula para roscar lleva roscas que pueden atornillarse en un bloque o una cavidad individual. El diseño roscado difiere del de insertar que no tiene roscas y lleva una tapa que mantiene los elementos de la válvula en su lugar.

Las válvulas de cartucho para roscar comparten las características de flexibilidad con las válvulas para insertar. Tiene piezas normalizadas

comunes que las hacen más fácilmente intercambiables y más fáciles de mantener que otros tipos de válvulas. Las válvulas de cartucho para roscar y sus cavidades pueden realizar funciones de dos, tres, tres vías corto y cuatro vías. Estas funciones se refieren a válvulas y cavidades con dos, tres orificios, tres orificios y uno actuando como piloto (tres vías, corto), y cuatro vías. En la misma cavidad pueden instalarse muchas funciones distintas. Para visualizar su flexibilidad, todos los diferentes tipos de válvulas mostrados en la figura 3, pueden instalarse en la misma cavidad para dos vías.

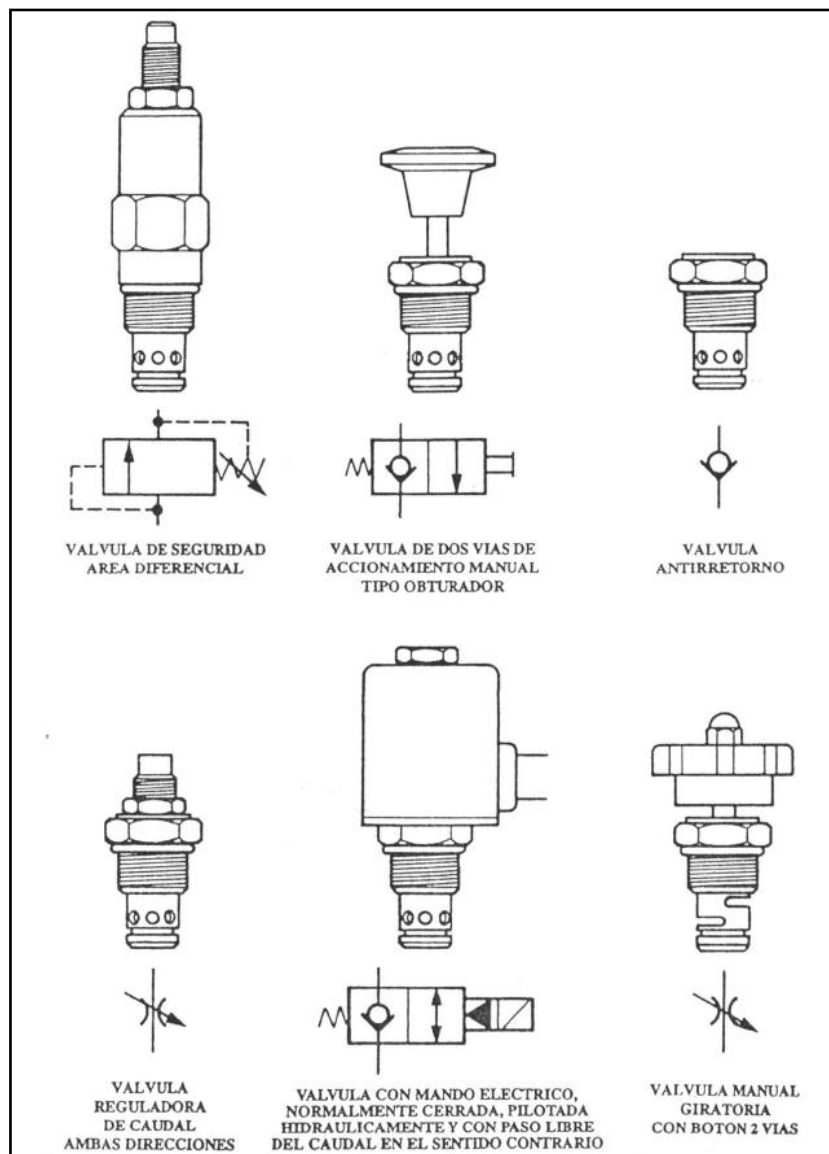


Figura 2. Válvulas de cartucho para roscar.
Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

2.4 VÁLVULAS DE CARTUCHO, CONTROL DIRECCIONAL.

Las válvulas de control de dirección son del tipo más usado entre las válvulas de cartucho, por ser de este grupo o tecnología de válvulas hidráulicas se encuentran una gran variedad de formas y configuraciones entre válvulas para insertar y para roscar.

2.4.1 Válvulas de cartucho para insertar, control direccional.

Válvula antirretorno como control de dirección. Como tipos de válvula direccional podemos encontrar la más simple en una válvula antirretorno debido a que funciona como una 2/2 vías con un solo sentido de flujo. Cuando se utiliza una válvula de cartucho de relación de áreas 1:2 como válvula antirretorno (Fig. 3 A), es necesario conectar la cámara "AP" al orificio "B". Si esta conexión no se hace, cualquier presión en este orificio que sea lo suficientemente grande para comprimir el muelle, hará abrir la válvula. Para funcionar como una válvula antirretorno, el cartucho debe abrirse únicamente cuando la presión en el orificio "A" sea mayor que en el "B" más la fuerza del muelle. En la figura 4 -B, puede verse que también puede crearse la función antirretorno conectando la cámara "AP" al orificio "A", lo que permite el paso libre del caudal de "B" a "A". No obstante, pueden haber fugas desde el orificio "A", a través de la línea de pilotaje, a la cámara "AP", y después a lo largo de la holgura entre el obturador y la camisa, al orificio "B".

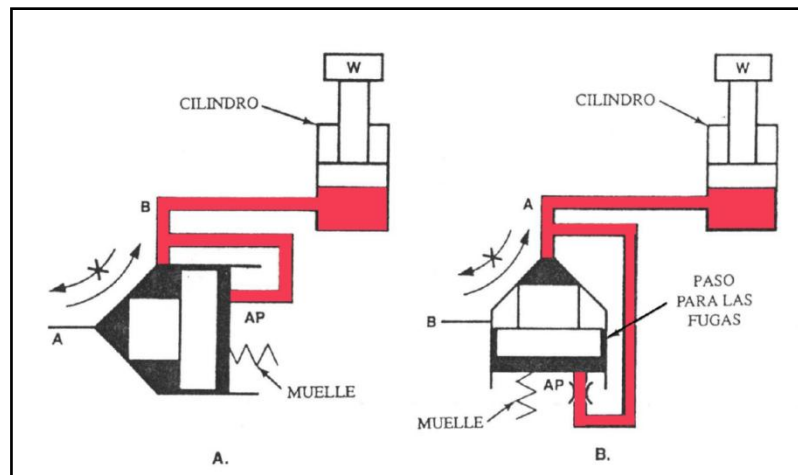


Figura 3. Funcionamiento de una válvula antirretorno.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

Válvula de control direccional de 4 vías. La figura 5, muestra un circuito en el que cuatro válvulas de cartucho vienen pilotadas por una válvula de dos solenoides centrada por muelles. La presión de pilotaje se obtiene mediante una derivación en la línea de presión del sistema principal y se aplica a la cámara piloto de cada cartucho cuando los solenoides de la válvula de pilotaje están des-excitados. Las cámaras piloto de las válvulas 1 y 3 están interconectadas, como también lo están las cámaras de las válvulas 2 y 4, de forma que estos pares de válvulas se abren o cierran al mismo tiempo. Esto forma esencialmente un circuito de centro cerrado, porque los cuatro cartuchos permanecen cerrados cuando se des excitan los dos solenoides de la válvula de pilotaje.

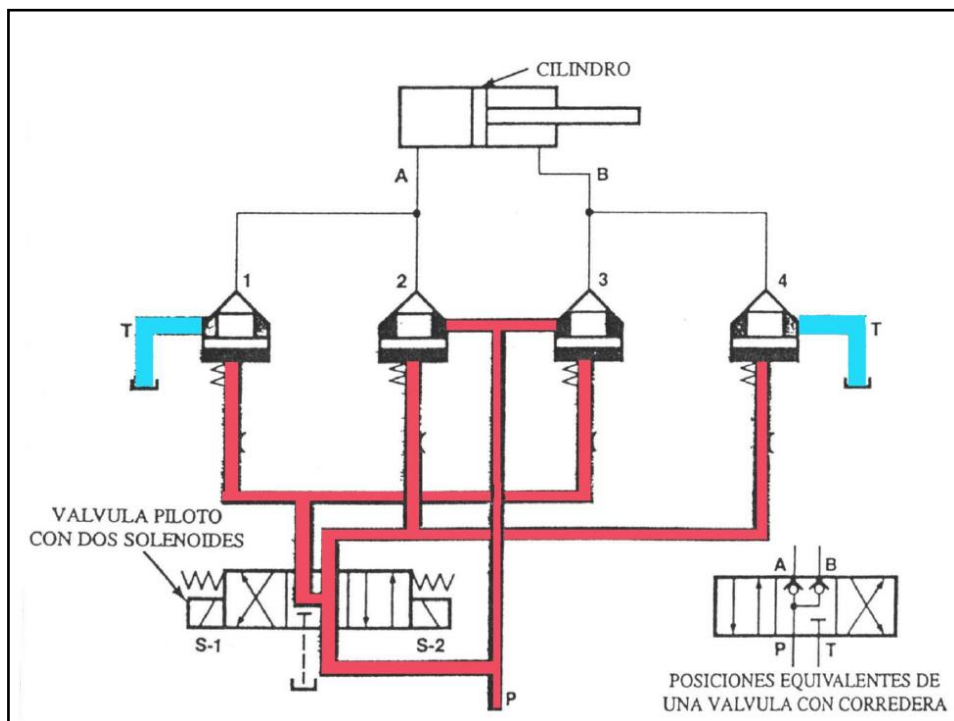


Figura 4. Válvula de 4 vías, tecnología cartucho.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

Circuito diferencial de control de la dirección. En la figura 6, se añaden dos válvulas adicionales de dos posiciones y un solo solenoide para crear un circuito independiente de pilotaje. El funcionamiento de cada válvula de cartucho con una electroválvula produce un circuito equivalente al de una válvula de corredera de 16 posiciones, como se muestra al final de la figura.

Cinco de estas posiciones dan las mismas condiciones de caudal, lo que deja doce combinaciones distintas de vías. Esta disposición facilita el control independiente de cada cartucho, lo que permite una transición suave de una fase de funcionamiento a otra.

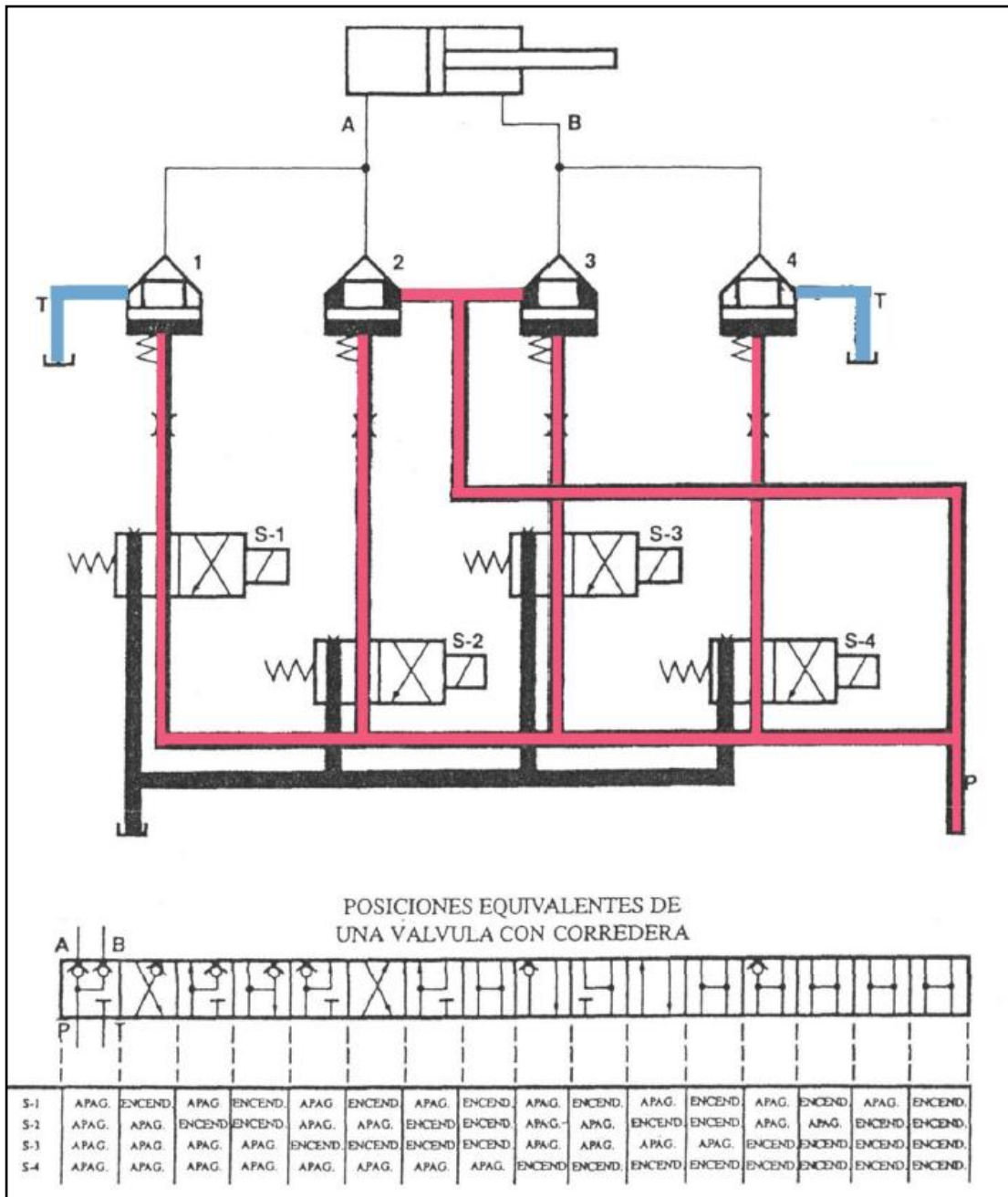


Figura 5. Circuito independiente de control direccional.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

2.4.2 Válvulas de cartucho para roscar, control direccional

Ambas válvulas de cartucho, para insertar y para roscar, se utilizan para funciones de control direccional. Los tipos para roscar se utilizan para controlar la dirección de los fluidos hidráulicos incluyendo una variedad de válvulas de mando eléctrico, hidráulico, manual giratorio, eléctrico pilotado, válvulas antirretorno y válvulas selectoras.

Válvulas de control direccional de dos vías. La figura 7, representa una válvula de dos vías tipo obturador, normalmente cerrada, controlada eléctricamente y pilotada hidráulicamente. La válvula lleva dos orificios (entrada y salida), con el orificio de entrada en la parte lateral y el de salida en la base.

Para explicar un poco el funcionamiento de este elemento lógico, podemos observar que cuando el solenoide no está excitado, se bloquea el paso del caudal desde el orificio de entrada al de salida, debido a que un pequeño orificio en el lado del obturador principal permite que la presión en el orificio de entrada actúe dentro del obturador. Puede haber caudal del retorno desde el orificio de salida al de entrada cuando la presión a la salida supera a la de entrada combinada con el muelle de la armadura.

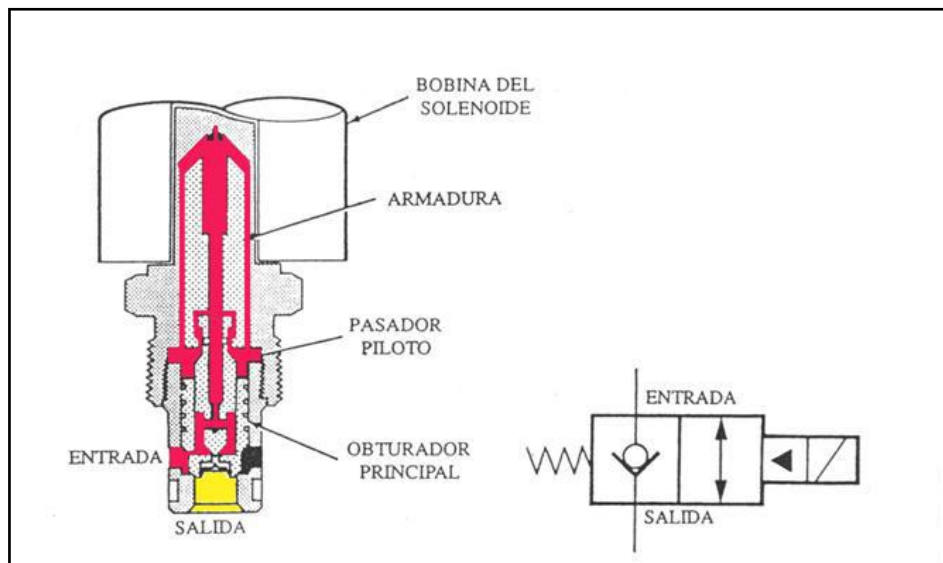


Figura 6. Válvula de dos vías tipo obturador.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

La válvula tipo corredera accionada eléctricamente mostrada en la figura 8, es una válvula normalmente cerrada con dos orificios. Según cuál sea la posición de la corredera, esta válvula puede bloquear o permitir el paso del caudal en ambas direcciones, al contrario de lo que ocurría con la válvula de obturador, que sólo puede bloquear el caudal en una dirección.

Como indica la figura, cuando el solenoide no está excitado, la válvula está cerrada y el caudal está bloqueado en ambas direcciones. Cuando se excita el solenoide, la corredera equilibrada hidráulicamente se mueve para permitir el paso del caudal en ambas direcciones.

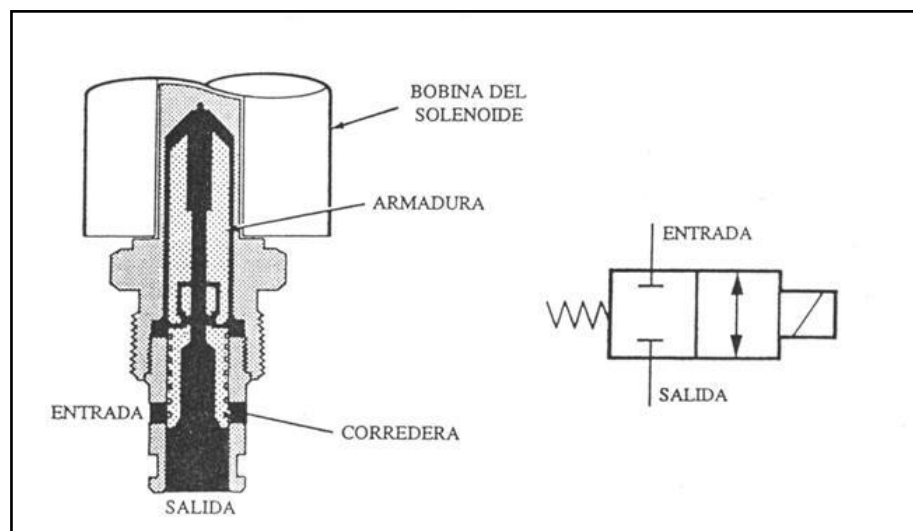


Figura 7. Válvula de dos vías tipo corredera.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

En la figura 9, se muestra una válvula tipo obturador con dos orificios, normalmente abierta, accionada eléctricamente y controlada hidráulicamente. Esta válvula permite el paso libre del caudal en el sentido contrario. Cuando el solenoide no está excitado, el caudal pasa libremente desde el orificio de entrada al de salida en la base.

Como ya se ha visto en otras válvulas que hemos descrito anteriormente, un disco antirretorno en la base del obturador permite que el fluido salga por el Orificio mayor, lo que hace que la presión disminuya dentro del obturador. El disco antirretorno se cierra cuando el fluido empieza a llegar desde el orificio de salida, lo que impide que la presión aumente dentro del obturador.

Obsérvese que si esta válvula se instala en cualquier posición que no sea la vertical, el obturador puede no estar en su asiento cuando el solenoide no está excitado. No obstante, debido a que en esta situación no hay ninguna restricción sobre el caudal, esto no afecta al funcionamiento de la válvula.

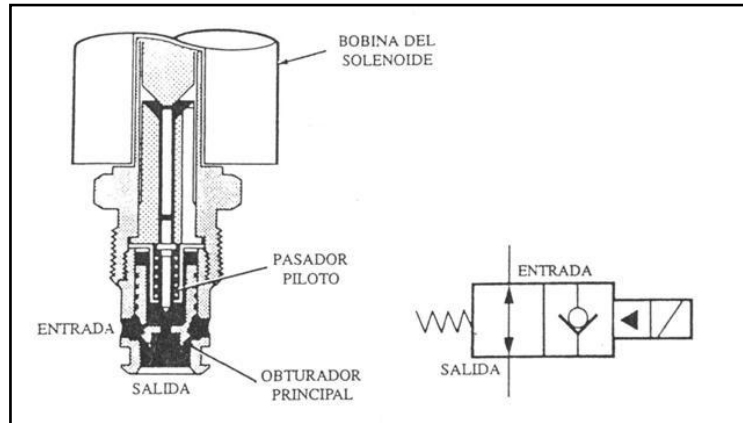


Figura 8. Válvula de dos vías tipo obturador.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

La válvula direccional 2/2 mostrada en la figura 10 es una válvula normalmente abierta con un vástago equilibrado como elemento de conmutación. Cuando el puerto 4 se bloquea, el obturador permanece en la posición, abierta y venteando el puerto 4, el obturador cambia a la posición cerrada, siempre que haya suficiente presión en el puerto 3. Este tipo de válvulas son exactamente las utilizadas en los manifold de este proyecto de grado.

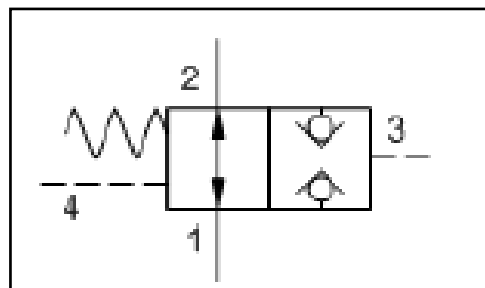


Figura 9. Válvula de dos vías normalmente abierta.

Fuente: Los autores.

Válvula de control direccional de tres vías. Las válvulas de cartucho para roscar, también presentan variaciones para una 3/2 vías, con restricciones de flujo para grandes caudales. Esta válvula se muestra en la figura 11. Cuando no se excita el solenoide, el muelle desplaza la corredera a la posición que permite el paso del caudal entre los orificios "B" y "C" en ambas direcciones. Cuando se excita el solenoide, el solenoide obliga a moverse a la corredera a su segunda posición que bloquea el orificio "C" y permite el paso del caudal en ambas direcciones entre los orificios "B" y "A".

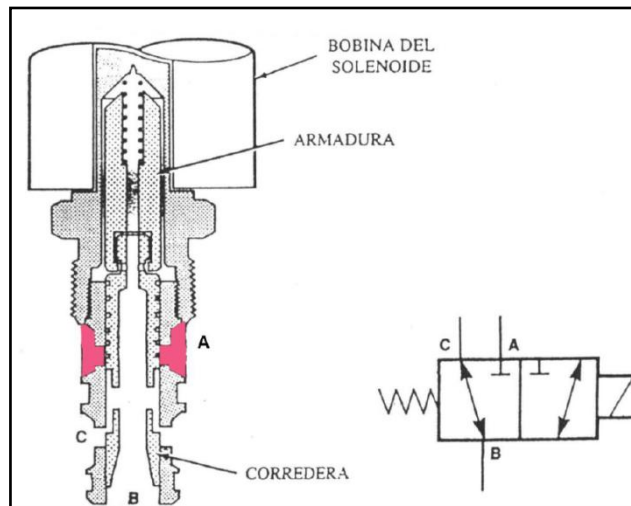


Figura 10. Válvula de 3 vías 2 posiciones, tipo corredera.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

Válvula de control direccional de cuatro vías. Con las válvulas de cartucho para roscar hay también válvulas direccionales de cuatro vías. Por ejemplo la figura 12, representa una válvula de corredera accionada eléctricamente, de dos posiciones, y cuatro vías. Cuando el solenoide no está excitado, el muelle desplaza la corredera a la posición que conecta el orificio "P" al "C1", y el "C2" al "T". Cuando se excita el solenoide, la corredera se mueve para conectar el orificio "C1" al "T", y el "P" al "C2".

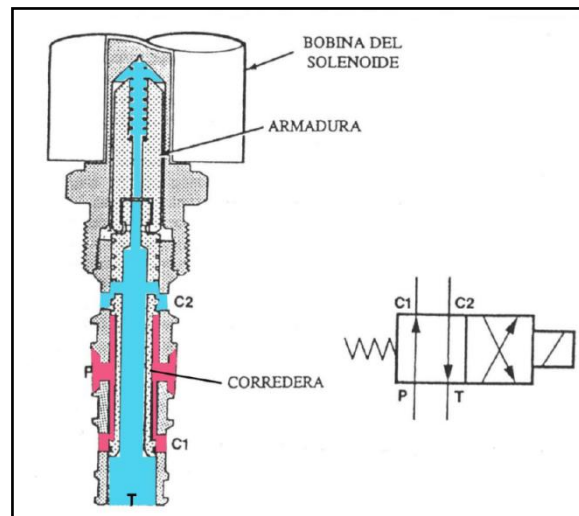


Figura 11. Válvula de 2 vías 3 posiciones, tipo corredera.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

Válvulas de control direccional accionadas hidráulicamente. Estas válvulas son otro grupo de válvulas de control direccional. La figura 13, muestra una válvula pilotada hidráulicamente con tres orificios: "A", "B", y "C". La corredera deslizante de la válvula tiene dos posiciones y retorno por muelle. Cuando la presión del muelle es superior a la de pilotaje, el caudal pasa de "A" a "B", y el orificio "C" queda bloqueado.

La cámara del muelle está drenada internamente al orificio "A". Por consiguiente, la presión piloto debe ser mayor que la presión del muelle más cualquier presión en el orificio "A", para accionar la válvula. Cuando la presión piloto vence las presiones que se le oponen, la corredera se mueve para bloquear el orificio "A" y permitir el paso del caudal entre los orificios "C" y "B".

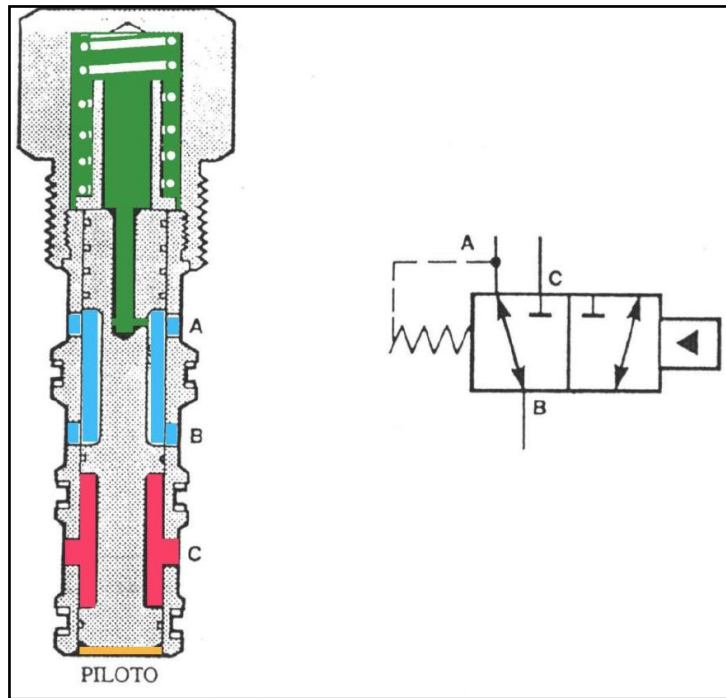
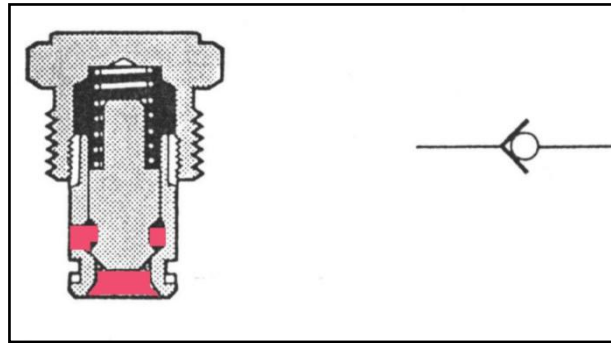


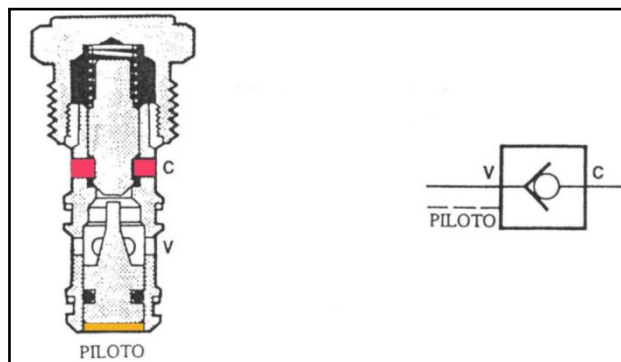
Figura 12. Válvula tipo corredera 3 vías y 2 posiciones.
Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

Válvulas antirretorno. Las válvulas de cartucho para roscar incluyen válvulas antirretorno que controlan también la dirección del fluido hidráulico. La figura 14 A, es una válvula antirretorno simple con obturador. Hay disponibles diferentes muelles que requieren presiones distintas de abertura hasta 300 psi (20.68 bar, 2068.20 kPa).

Las válvulas de cartucho para roscar pueden ser también válvulas antirretorno pilotadas, como el ejemplo mostrado en la figura 14 B. En ésta válvula, el área del pistón piloto es cuatro veces mayor que el área del asiento. Es posible el paso libre del caudal en el sentido contrario cuando la presión piloto es por lo menos la cuarta parte de la presión en la cámara del muelle combinada con la tensión de éste.



A



B

Figura 13. Válvulas antirretorno simple y pilotada.

Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

Válvulas selectoras. Las válvulas selectoras son otro grupo de válvulas de cartucho para roscar que se utilizan para el control direccional. La válvula en la figura 15, es una válvula de esfera con tres orificios. Cuando la esfera está apoyada en uno de los orificios de entrada, hay paso libre del caudal entre el otro orificio de entrada y la salida. Cuando la presión en el orificio de entrada bloqueado obliga a separarse la esfera, el otro orificio de entrada que antes estaba libre, se bloquea, permitiendo el paso libre del caudal del orificio previamente bloqueado al orificio de salida.

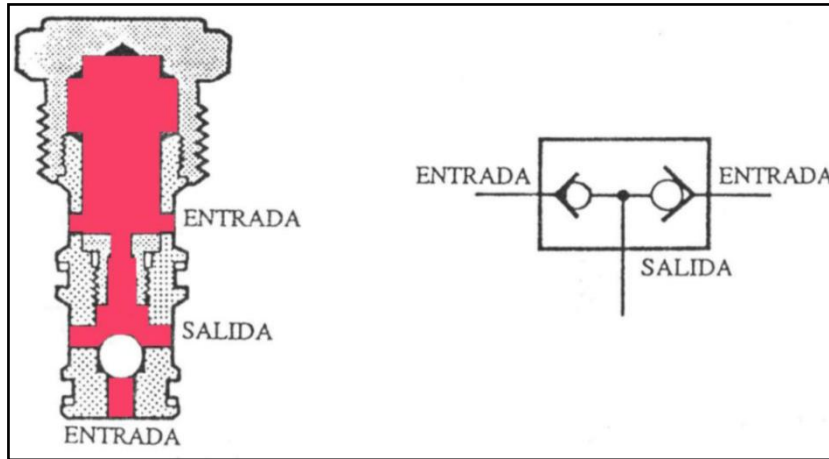


Figura 14. Valvular selectora.
Fuente: Manual de oleohidráulica Vickers.

3 ACTUADORES HIDRÁULICOS.

Los actuadores hidráulicos son dispositivos que utilizan aceite hidráulico a presión para transformar dicha presión en fuerza, que puede ser aplicada de forma lineal o de forma rotativa, de acuerdo al tipo de arreglo mecánico en que se lleve a cabo la función. Dentro de los actuadores hidráulicos de naturaleza rotativa se encuentran los motores hidráulicos, los pistones rotativos y otro gran número de aplicaciones. Los actuadores hidráulicos más comunes son los cilindros hidráulicos lineales los cuales se dividen en diferentes tipos de acuerdo a su funcionamiento y aplicaciones.

3.1 CILINDROS HIDRAULICOS.

El cilindro hidráulico está compuesto por un vástago sujeto a un pistón en un extremo y a la carga de trabajo en el otro, aunque se pueden presentar configuraciones diferentes esta es la más común. Este arreglo de vástago y pistón se encuentra contenido dentro de un cilindro o carcasa que cumple dos funciones; como primera medida sirve de guía de deslizamiento del pistón, determinando así el movimiento de este y por ende del actuador, y a demás también sirve como depósito del aceite a presión, que es quien aporta la energía al sistema y hace que el pistón se mueva y de paso el vástago y por supuesto la carga de trabajo.

A lado y lado de la carcasa se encuentran las tapas las cuales completan el sistema para proveer el sellado. La tapa del lado del vástago se llama tapa del vástago y la tapa posterior se conoce como tapa del pistón.

Los puertos de entrada y salida del aceite se encuentran en las tapas generalmente, aunque también es común encontrarlas en la misma carcasa; una al lado del vástago y la otra al lado del pistón, (ver figura 16).

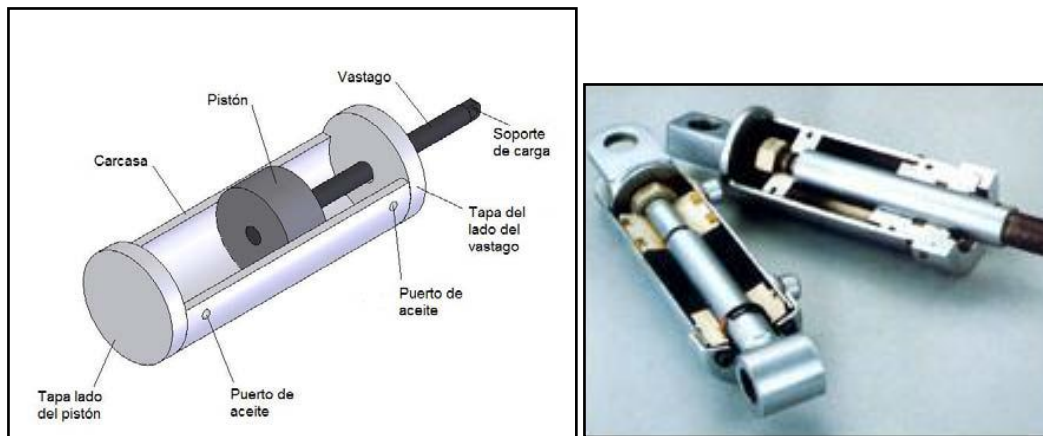


Figura 16. Actuador hidráulico convencional.

Fuente: www.ferruz.com.

Cilindro de doble efecto: Si el aceite hidráulico es guiado al actuador a través de los dos puertos de manera que cuando la presión se desarrolle al lado del pistón el vástago se desplace en un sentido y cuando esta se desarrolle en el lado del vástago el pistón se desplace en el otro sentido, se dice que el actuador es de doble efecto.

Cilindro de simple efecto: Los actuadores de simple efecto son aquellos en los que la presión se produce en un solo lado y la devolución del pistón es provocada por la misma acción de la carga mediante la fuerza de gravedad o en otros casos mediante resortes.

Otros tipos: Existen además los cilindros de vástago pasante, para aplicaciones en las que se requiere gran rapidez mecánica, o cuando se requiere la misma fuerza y velocidad de desplazamiento en el vástago en las dos direcciones.

Cilindros rotativos: Para aplicaciones que requieren esfuerzo rectilíneo, pero de modo que la carga gire simultáneamente con relación al actuador.

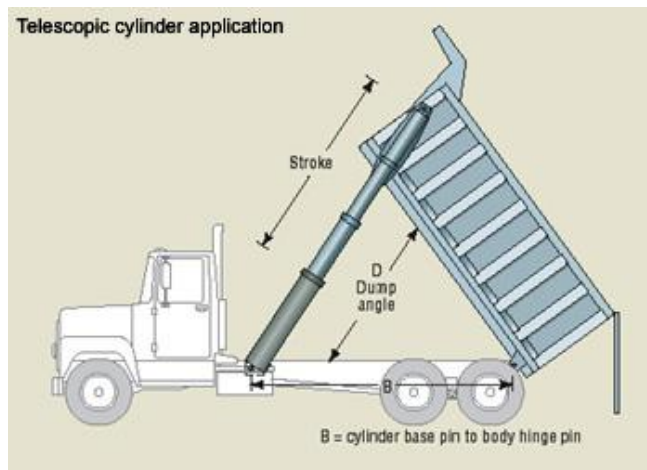
Cilindros telescópicos: Para aplicaciones en carreras largas, que requieren longitud mínima cuando está retraído totalmente.

3.2 CILINDROS TELESCÓPICOS.

Como su nombre lo indica, estos cilindros están contruidos como un telescopio, constan de secciones tubulares de acero, de diámetro cada vez más pequeño que se alojan una dentro de otra. La sección con el diámetro mayor, la cual es estática, se denomina sección principal, las secciones móviles se denominan etapas y la sección de menor diámetro se denomina lanzadera (plunger). En la práctica (ver figura 17), el número máximo de etapas es seis; teóricamente es posible diseñar cilindros con más etapas pero esto produciría grandes problemas de estabilidad.



a.



b.

Figura 17. Aplicaciones de los Cilindros Telescópicos.

Fuente: www.industrystock.com.

Los cilindros telescópicos generalmente se extienden desde la etapa de mayor diámetro, hasta la de menor diámetro. Lo cual quiere decir que la etapa de mayor diámetro, se extiende primero conteniendo dentro de sí las demás etapas y completa su carrera antes que la siguiente etapa inicie su movimiento, este procedimiento se repite etapa por etapa hasta llegar a la etapa más pequeña. Para la retracción, la etapa más pequeña, se resguarda completamente dentro de la siguiente etapa, la cual no iniciará su movimiento hasta haber terminado por completo la carrera de la etapa más pequeña; de esta forma se llegará hasta la retracción total, (ver figura 18).

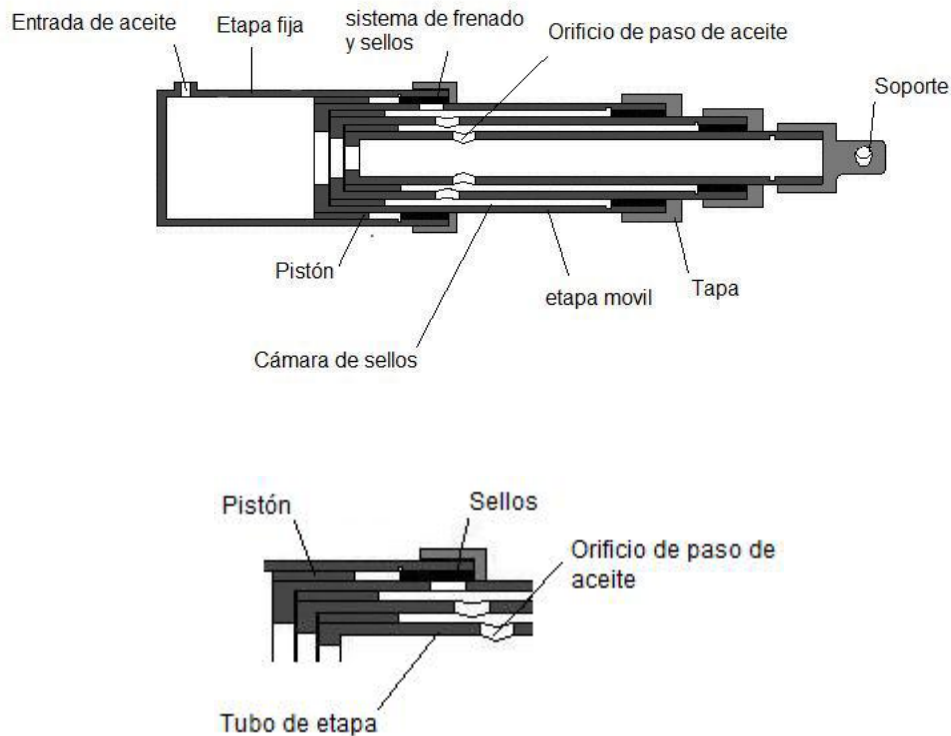


Figura 18. Vista general de un cilindro telescópico.

Fuente: Proyecto de Grado UIS

Podemos identificar de la figura 18 las siguientes partes:

- Puerto de entrada de aceite: por donde entra y sale el aceite del cilindro.
- Etapa fija: contiene las demás etapas
- Etapas móviles: salen una por una

- Tapas: mantienen los sellos en posición
- Sellos: evitan pérdidas de aceite
- Pistón: guía la etapa móvil dentro de la fija, o la inmediatamente anterior
- Cámara de sellos: es el espacio formado entre el pistón y los sellos
- Orificio de paso de aceite: evacúa y alimenta de aceite la cámara de sellos dependiendo de si la etapa entra o sale.
- Soporte: para anclar la carga.

3.3 TIPOS BÁSICOS DE CILINDROS TELESCÓPICOS.

Al igual que los cilindros convencionales, existen dos tipos básicos de cilindros telescópicos; de simple efecto y de doble efecto.

Cilindros de simple efecto: Los cilindros telescópicos de simple efecto se extienden bajo la presión hidráulica aplicada, y regresan por gravedad, o por la aplicación de alguna otra fuerza externa. Estos son usados en aplicaciones donde la carga o parte de esta permanece siempre sobre el cilindro. Una aplicación clásica de estos se halla en los platones de grandes trailers o en plataformas de volteo.

Cilindros de doble efecto: Los cilindros telescópicos de doble efecto, reciben potencia hidráulica en ambos sentidos, pueden ser usados en aplicaciones donde la gravedad no es suficiente para su retracción y no se dispone de fuerzas externas que permitan realizar esta labor.

En el laboratorio de potencia fluida se cuenta con un cilindro telescópico de simple efecto que actualmente no se está utilizando, consta de una estructura en la que va enmarcado el montaje y un cilindro telescópico de cuatro etapas, (Ver figura 19 vistas: a y b). El sistema cuenta con un solo puerto para admisión de aceite el cual se encuentra en su primera etapa, el cilindro está diseñado para retorno por peso propio (300 kilogramos), ver anexo A.

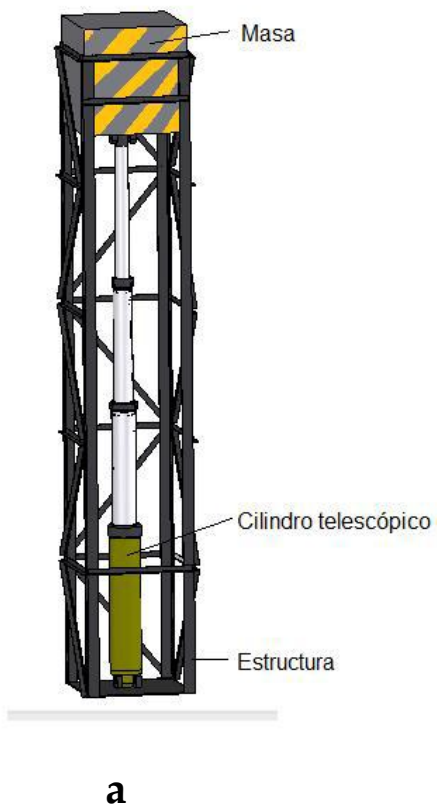


Figura 19. Vista general del Cilindro Telescópico.
Fuente: www.industrystock.com.

4 DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL MANIFOLD PARA EL CONTROL DEL CILINDRO TELESCOPICO.

Se denomina MANIFOLD a un bloque que posee integrado un circuito hidráulico, con sus correspondientes válvulas, ya sea adosadas o insertadas, y que responde a una o varias funciones específicas. En el MANIFOLD, el bloque es en sí mismo el cuerpo de una o varias válvulas y al mismo tiempo es la tubería de conexión entre ellas, los conductos internos embebidos en el bloque metálico comunican el aceite con cada una de las válvulas con el fin de controlar un circuito hidráulico para una función específica. Esta configuración presenta innumerables ventajas sobre el estilo clásico de conexionado entre componentes por medio de tuberías, mangueras y accesorios roscados, en esencia resume el conjunto de mangueras presente en los circuitos hidráulicos clásicos, dándole un aspecto más compacto, práctico y optimizando las pérdidas de carga y el espacio requerido.

En nuestro caso se pretende diseñar dos manifold, estos llevaran roscado en su interior los elementos lógicos que utilizaremos para construir las válvulas direccionales necesarias para cada aplicación en particular. El diseño y construcción de cada uno de estos manifold es vital para el funcionamiento de los circuitos y parte importante en el desarrollo de este proyecto, por ende le dedicaremos el presente capítulo.

Primero se definirán y estudiarán con mucho cuidado las necesidades, los requisitos y las especificaciones para cada manifold, para luego proceder a realizar su diseño y construcción.

Para lograr el montaje, 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.

4.1 ESTUDIO DE LA APLICACION.

Esta etapa comprende el análisis preliminar de la aplicación hidráulica. Para la elaboración del circuito hidráulico se comienza por identificar los elementos a utilizar: bomba hidráulica, filtro, cilindro telescópico, carga sobre el cilindro, elementos lógicos tecnología de cartucho, manifold, mangueras, racores, acoples, depósito, etc.

La aplicación que nos compete en el presente trabajo es el control direccional, sin embargo, no utilizaremos una válvula direccional compacta para dirigir la potencia hidráulica, en su lugar, este control lo obtendremos mediante válvulas de tecnología de cartuchos insertadas en el manifold, estas válvulas y/o elementos lógicos serán pilotados por una electroválvula de menor capacidad. Con esta disposición se aprovecha al máximo las ventajas que ofrece una válvula con esta tecnología, tales como, su fácil reemplazo, menor mantenimiento, eliminación de puntos potenciales de fugas, funcionamiento más eficiente, entre otras.

Debido a que en determinadas condiciones necesitamos que la carga se sostenga aún cuando se ventee la bomba, utilizaremos una válvula selectora de caudal insertada en nuestro manifold, con este elemento incluido en el diseño del circuito hidráulico logramos el autobloqueo por carga.

De esta manera el manifold a diseñar, debe contar con tres orificios para el montaje de: dos elementos lógicos direccionales tipo cartucho, y una válvula selectora de caudal también tipo cartucho, además de los puertos de suministro de presión, puerto primario al cilindro telescópico, puerto a tanque, y los puertos de entrada y salida de la electroválvula piloto. Figura 20.

4.1.1 Montaje del circuito hidráulico.

En el montaje a realizar se dispone de un cilindro telescópico de cuatro etapas (véase anexo A), el cual se desea operar según tres condiciones distintas: subir, mantener una posición fija y bajar por acción de la carga. Figura 21.

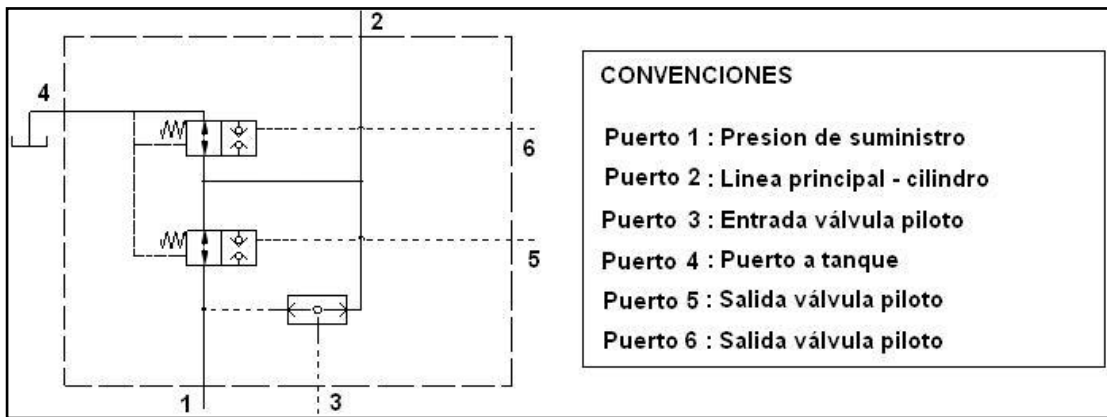


Figura 20. Esquema del manifold.
Fuente: Los autores.

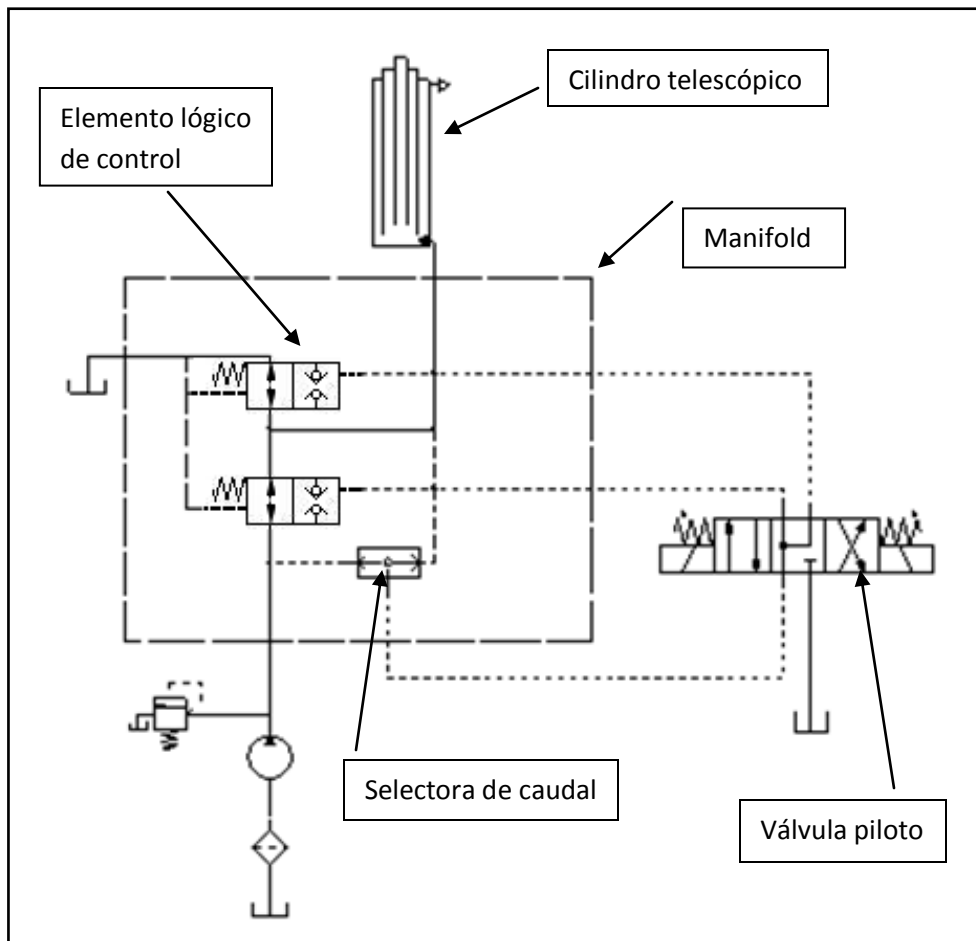


Figura 21. Esquema del circuito hidráulico.
Fuente: Los autores.

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 6,5 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.

4.1.2 Funcionamiento del circuito hidráulico.

Inicialmente la válvula piloto se encuentra en su posición central (centro regenerativo), permitiendo la presurización de las líneas de pilotaje de ambos cartuchos y conmutándolos así a su posición cerrada, (ver figura 22). El cilindro telescópico permanecerá quieto y el caudal en exceso se dirige a tanque a través de la válvula de seguridad a la presión de taraje de la misma.

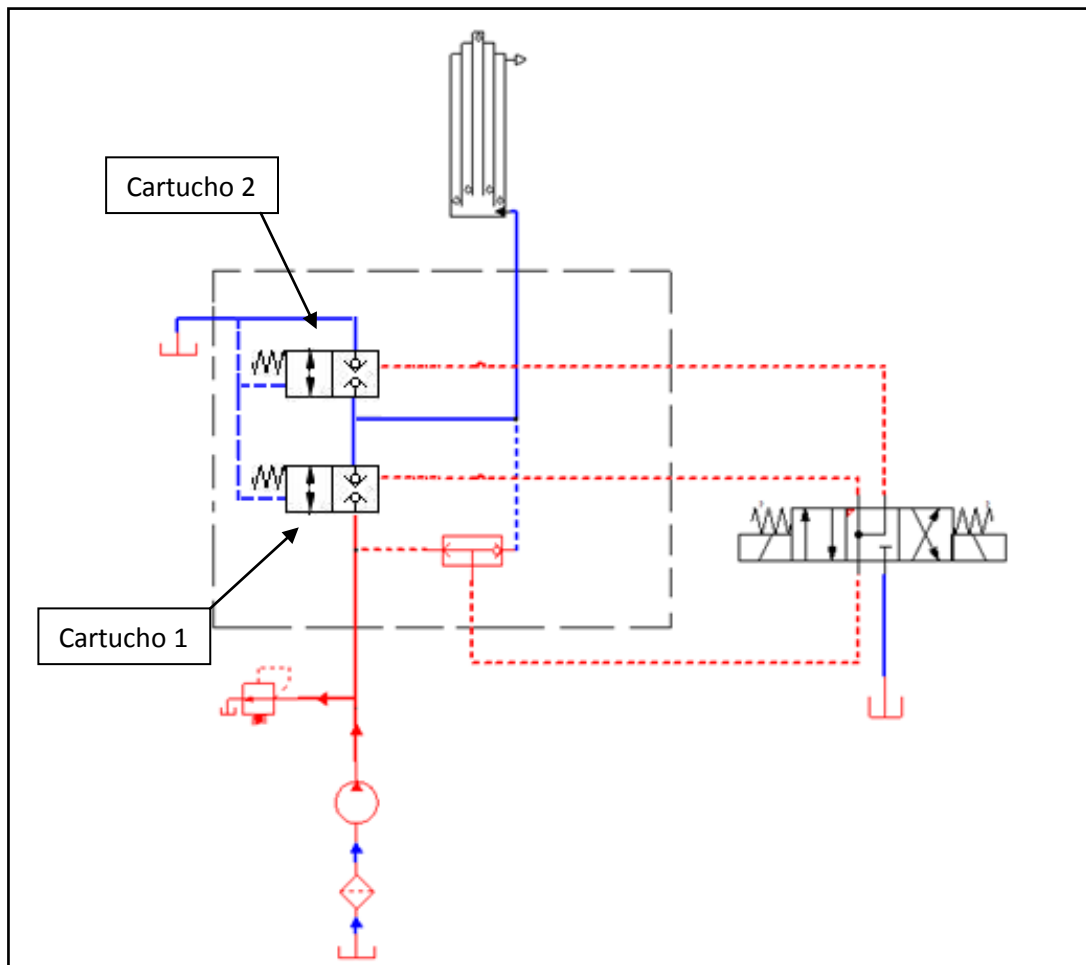


Figura 22. Posición inicial del circuito hidráulico.

Fuente: Los autores.

Cuando se acciona el solenoide de la válvula piloto y ésta se conmuta hacia la posición de líneas cruzadas, se permite el paso de fluido hacia el cilindro y comienza la extensión del mismo, (ver figura 23). En esta condición el puerto de pilotaje de la válvula de cartucho 1 se encuentra conectado a tanque, mientras que el pilotaje de la válvula de cartucho 2 se encuentra presurizado, manteniendo a ésta en posición cerrada.

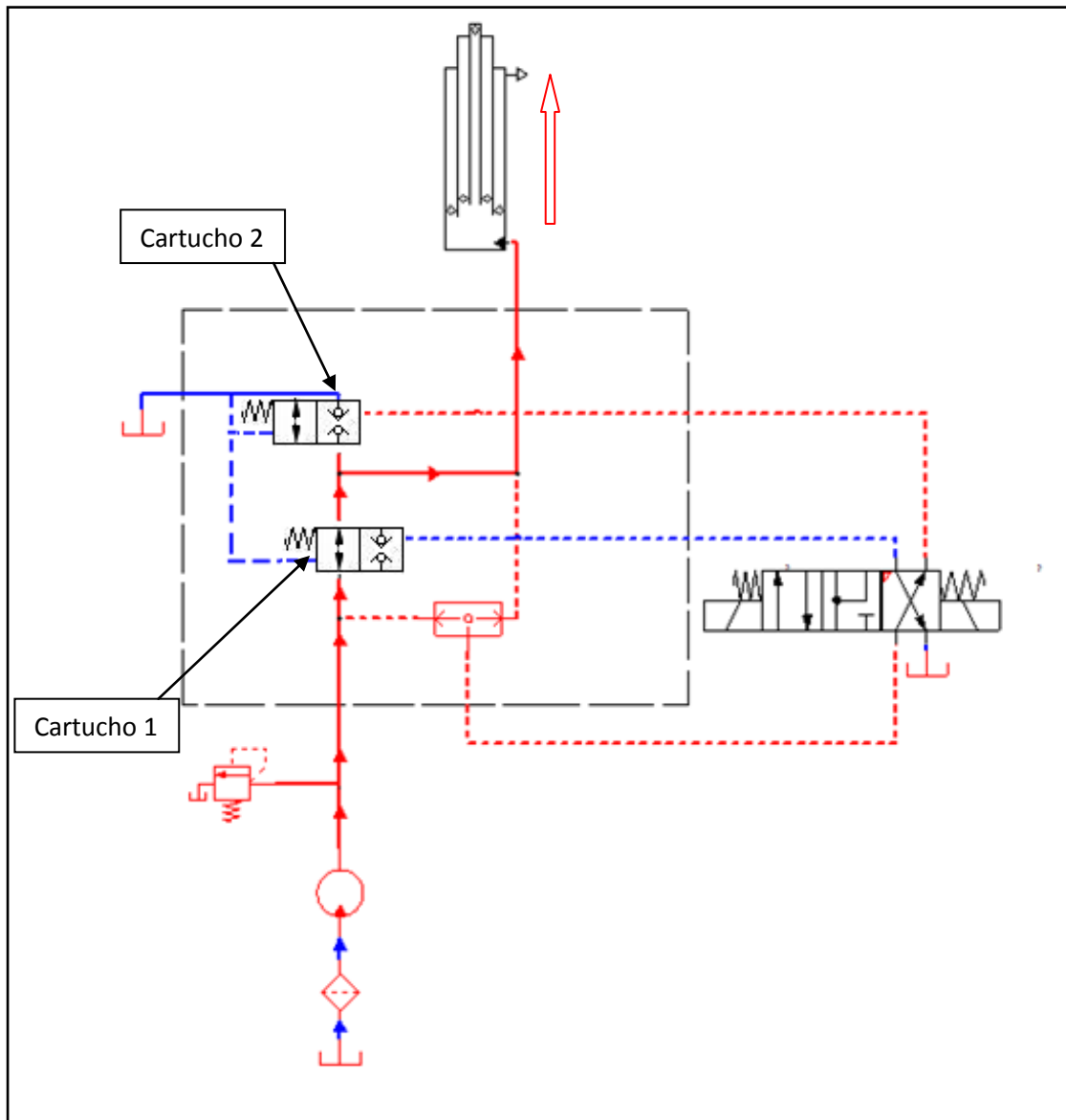


Figura 23. Subiendo la carga.

Fuente: Los autores.

Al llegar a la posición máxima, el exceso de caudal se dirige a tanque a través de la válvula de seguridad a la presión del taraje de la misma (ver figura 24).

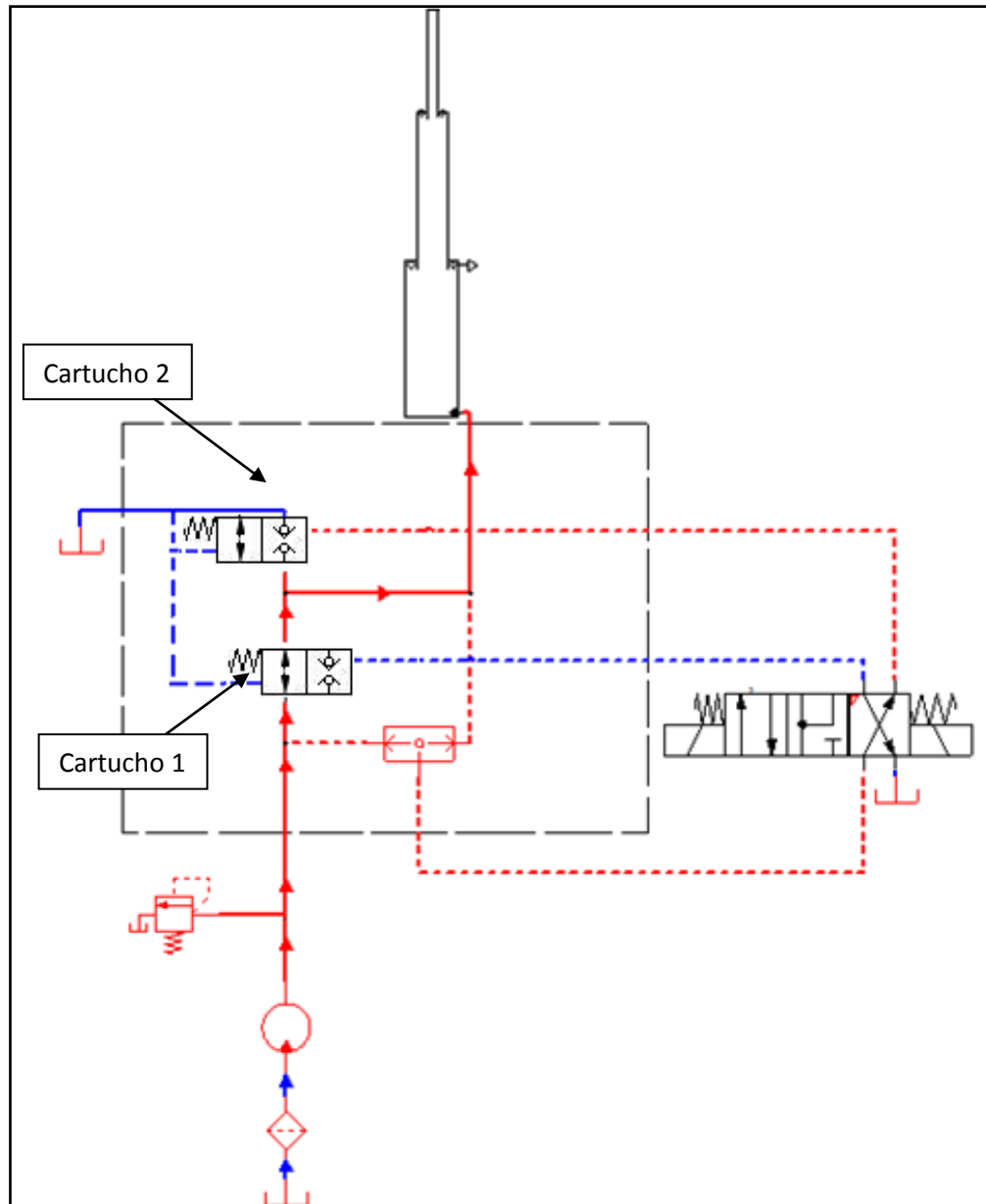


Figura 24. Cilindro telescópico completamente extendido.

Fuente: Los autores.

Si se desea, se puede colocar la válvula piloto en su posición central, de esta manera, se cierran las válvulas de cartucho y se bloquea la carga, de igual

manera, para esta situación el caudal en exceso se dirige a tanque a través de la válvula de seguridad a su respectiva presión de taraje.

Para el descenso de la carga se conmuta la válvula piloto a su posición de líneas paralelas, en esta condición, se presuriza el puerto de pilotaje de la válvula de cartucho 1, mientras el puerto de pilotaje de la válvula de cartucho 2 se encuentra conectado a tanque. El cilindro comienza el descenso por acción de su propia carga, enviando el caudal a tanque a través de la válvula de cartucho 2. Ver figura 25

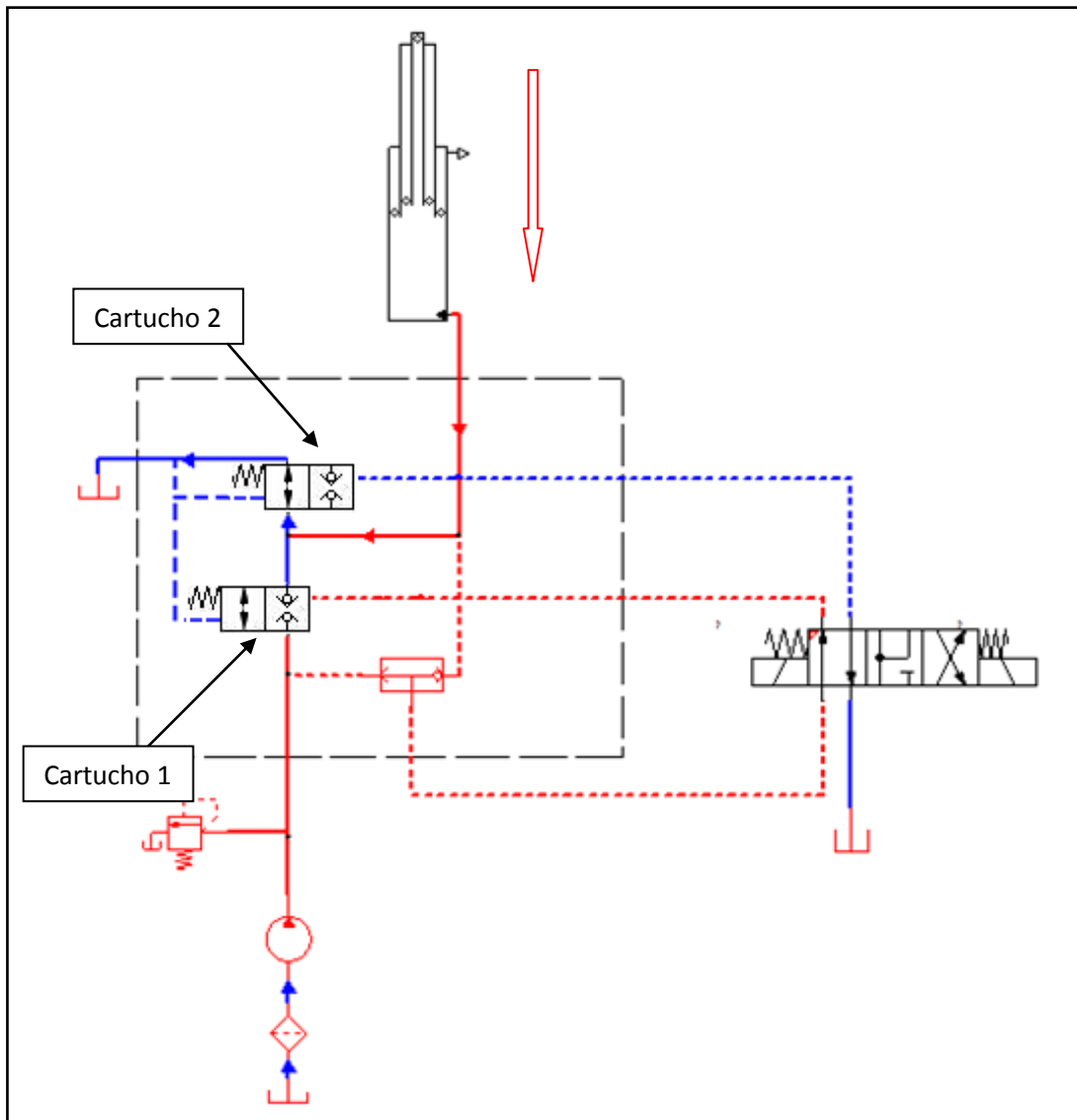


Figura 25. Descenso de la carga.

Fuente: Los autores.

Si la carrera del cilindro se detuviera en algún punto entre la posición máxima o mínima centrando la válvula piloto, el caudal en exceso se enviaría a tanque a través de la válvula de seguridad y el cilindro permanecerá fijo debido a que ambos cartuchos se encontrarían bloqueando el flujo. Si se desea se puede utilizar un segundo nivel de presión con una válvula de taraje inferior a la válvula de seguridad principal, con esto conseguiríamos derivar el caudal a tanque a una presión menor, con lo que estaríamos ahorrando potencia. Ver figura 26.

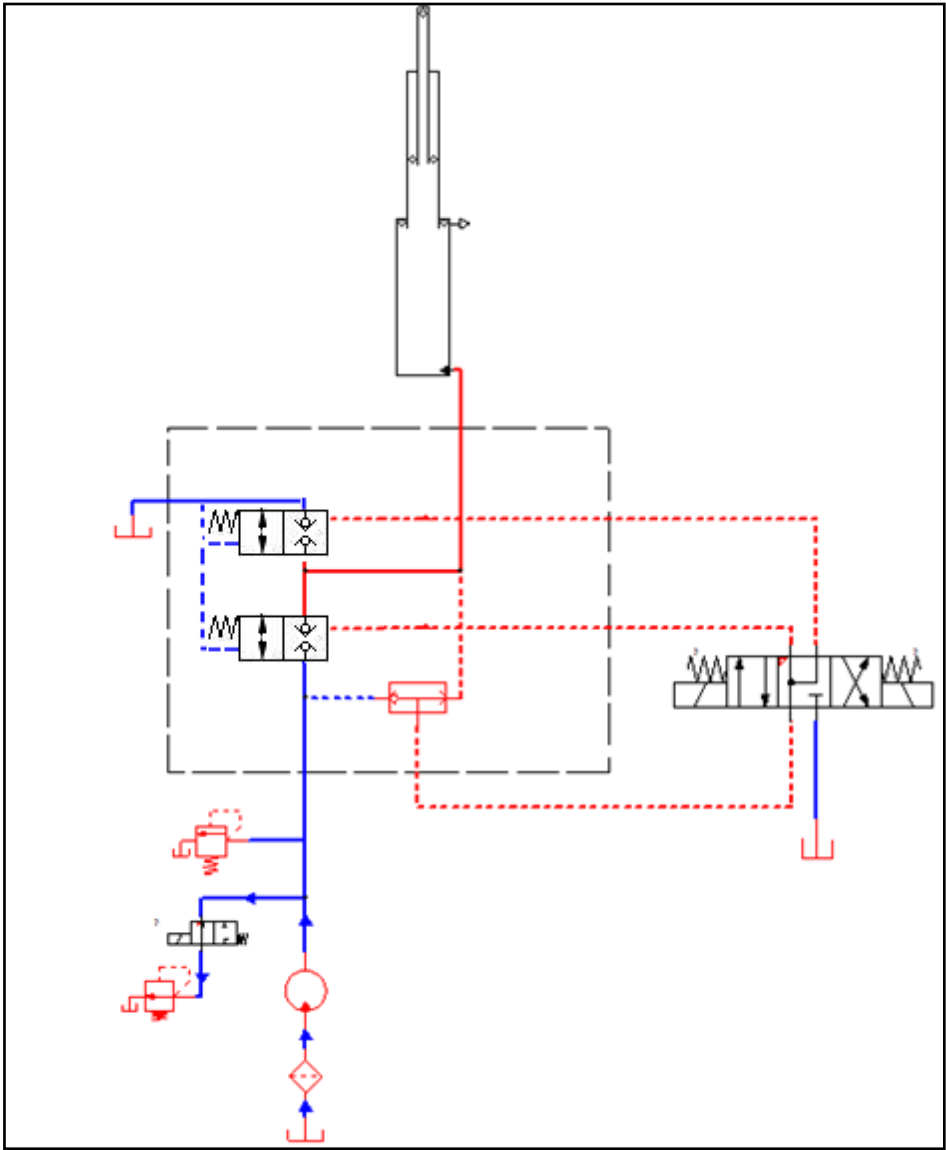


Figura 26. Venteo de la bomba en posición central.
Fuente: Los autores.

Con el venteo de la bomba a través de una válvula de taraje inferior todo el caudal suministrado se envía a tanque a baja presión, la carga en esta situación tiende a desbocarse, sin embargo, debido al uso de la selectora de caudal la acción de la carga enviará presión a través de la válvula piloto hacia las líneas de pilotaje de ambos cartuchos manteniendo estos cerrados y bloqueando el flujo de acetite proveniente del cilindro; La carga se autobloquea.

Por lo visto anteriormente, el funcionamiento del circuito hidráulico necesita una electroválvula para pilotaje 4/3 centrada por muelles, que permita conmutar los cartuchos a la posición deseada; Esta válvula por ser para pilotaje puede ser de baja capacidad, por lo que optamos por una válvula Cetop 3 marca Atos modelo DHI (véase anexo C), sin embargo, no pudimos encontrar en el mercado nacional una válvula de estas características con la posición en el centro que necesitamos. Por las condiciones de funcionamiento se necesita que el centro de la válvula sea regenerativo, de las alternativas presentadas se optó por una válvula con centro punto flotante, teniendo especial cuidado a la hora del montaje de invertir las conexiones de los puertos P y T de la válvula.

4.2 SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS.

4.2.1 Control del movimiento de la carga.

Para realizar el control del movimiento de la carga se necesitan dos válvulas de cartucho, estas válvulas deben ser de dos posiciones y dos vías, normalmente abiertas y pilotadas hidráulicamente.

Para ello, se seleccionó el cartucho DODS-XHN de SUN Hydraulics Corp. Esta válvula es un elemento lógico que recibe presión piloto a través de su puerto 3, conmutando la válvula hacia la posición cerrada; Su puerto de drenaje externo puede ser conectado a tanque, lo que permite utilizar presiones mínimas para pilotaje y manejar hasta 5000 psi de presión para controlar carga. Figura 27.

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

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)

- Mínima presión piloto requerida 400 psi.
- Capacidad de flujo nominal 60 l/min (15 gpm).
- Opción de ajuste Tornillo estándar.
- Cabeza hexagonal 7/8 in.
- Torque de ajuste 30 - 35 lbf* ft.
- Tipo de sello Buna - N.
- Cavidad manifold T-21A (véase anexo E).

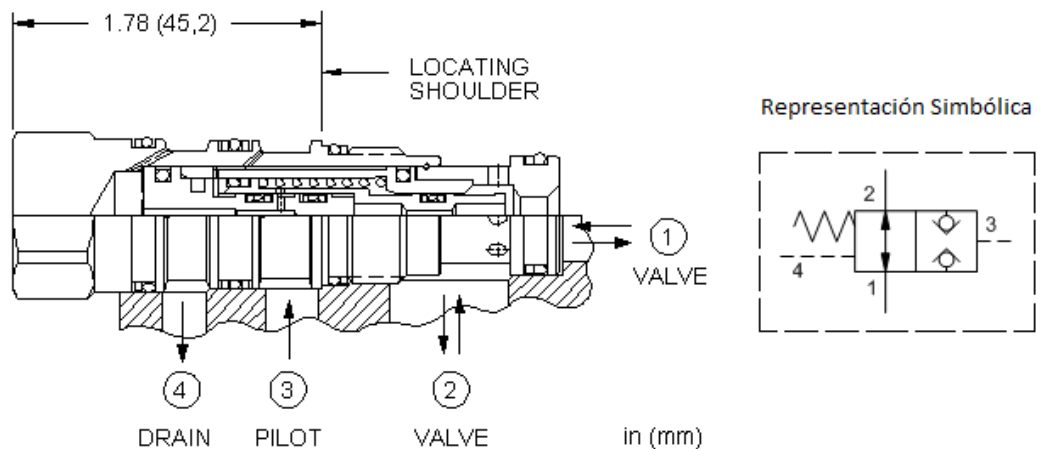


Figura 27. Elemento lógico para control DODS-XHN.
Fuente: Sun Hydraulics Corporation.

4.2.2 Selectora de caudal.

Para realizar la función de autobloqueo por carga se necesita un elemento que permita censar la presión del fluido que se dirige a la válvula piloto, este fluido puede provenir de la bomba, o de la línea de alimentación del cilindro en el caso que éste tienda a desbocarse debido a la carga.

Para ello se selecciono el cartucho CSAD-XXN de SUN Hydraulics Corp. Esta válvula utiliza un obturador único de bola de acero para conectar el más alto de dos puertos de trabajo con un puerto común de salida. Tiene tres puertos, los puertos 1 y 3 se utilizan como puertos de trabajo y el puerto 3 es el que entrega la señal censada. Figura 28.

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

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)
- Capacidad 10 l/min (2,5 gpm).
- Opción de ajuste Tornillo estándar.
- Cabeza hexagonal 7/8 in.
- Torque de ajuste 30 - 35 lbf* ft.
- Tipo de sello Buna - N.
- Cavidad manifold T-11A (véase anexo G).

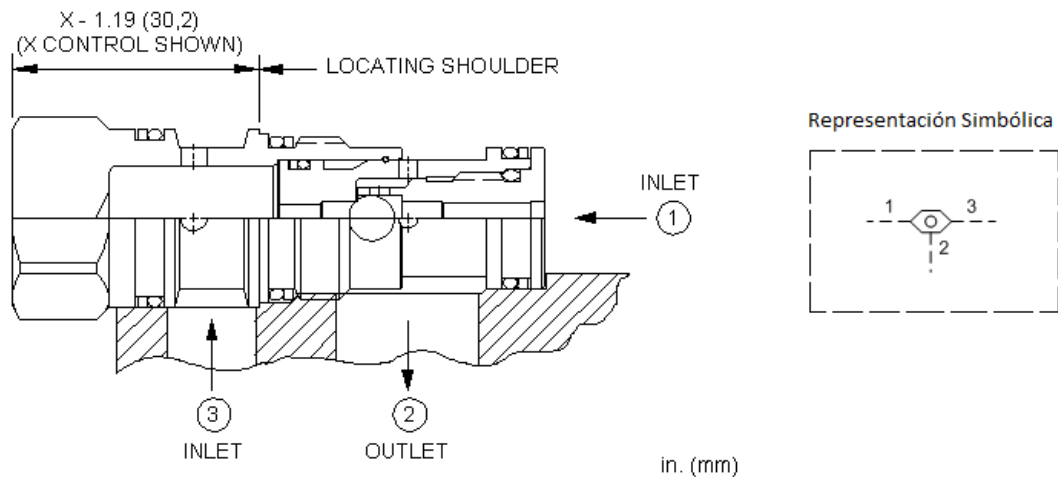


Figura 28. Selectora de caudal CSAD-XXN.
Fuente: Sun Hydraulics Corporation.

4.3 DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS.

El estudio hecho en la sección 4.1 indica que el manifold debe alojar los tres cartuchos roscables; además de los puertos de suministro de presión, puerto primario al cilindro telescópico, puerto a tanque, y los puertos de entrada y salida de la electroválvula piloto. Figura 29.

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 D y F 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).

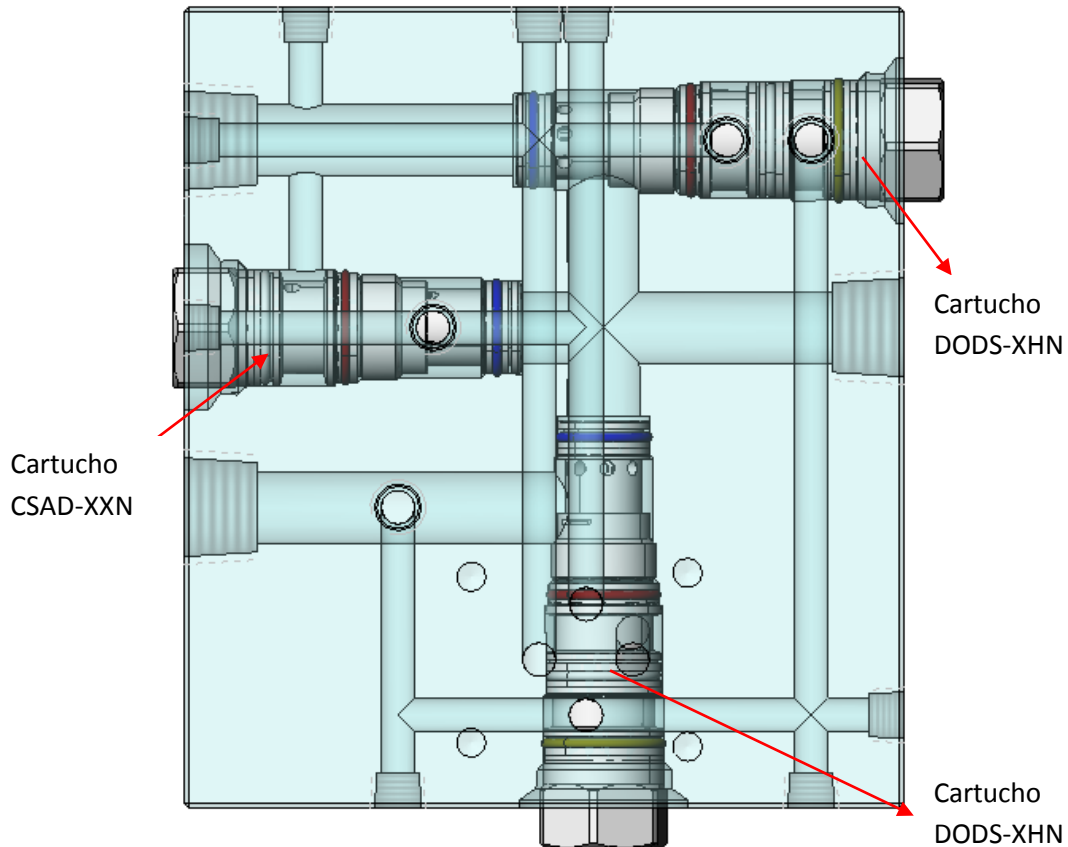


Figura 29. Distribución de los cartuchos en el manifold.

Fuente: Los autores.

4.4 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 usar como material duraluminio 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 anexo H).

Entre sus aplicaciones se encuentran: moldes para inyección y soplado de termoplásticos, fabricación de moldes para suelas de zapatos, porta-utilaje de corte, conjuntos mecánicos tales como poleas y piñones y aplicaciones diversas en la industria aeronáutica. En la siguiente tabla se pueden ver algunas propiedades en su utilización.

SOLDADURA	Ajuste (mig o tig) Recarga(tig)	Evitar Bueno
MECANIZADO	Fragmentación de viruta Brillo superficial	Bueno Muy Bueno
ANODIZACION	De protección De brillo De dureza	Aceptable Evitar Muy Bueno

Tabla 1. Propiedades de utilización.

Fuente: Compañía general de aceros.

4.5 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.

4.5.1 Diseño asistido por computador (CAD).

Después de diseñar la disposición entre las conexiones de los cartuchos, se utilizó el programa de Solid Works 2007 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, debido a 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 N) 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 desensamblar libremente. También puede usarse en piezas de buen ajuste que requieran exactitud en su colocación con ajuste de juego medio.⁵

De esta manera, se obtuvo el manifold, mostrado en la figuras 30 y 31, 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 D y F.

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

El espaciamiento 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 estándar para elementos con rosca NPT (Nacional Pipe Thread), véase anexo K.

⁵ DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas : Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

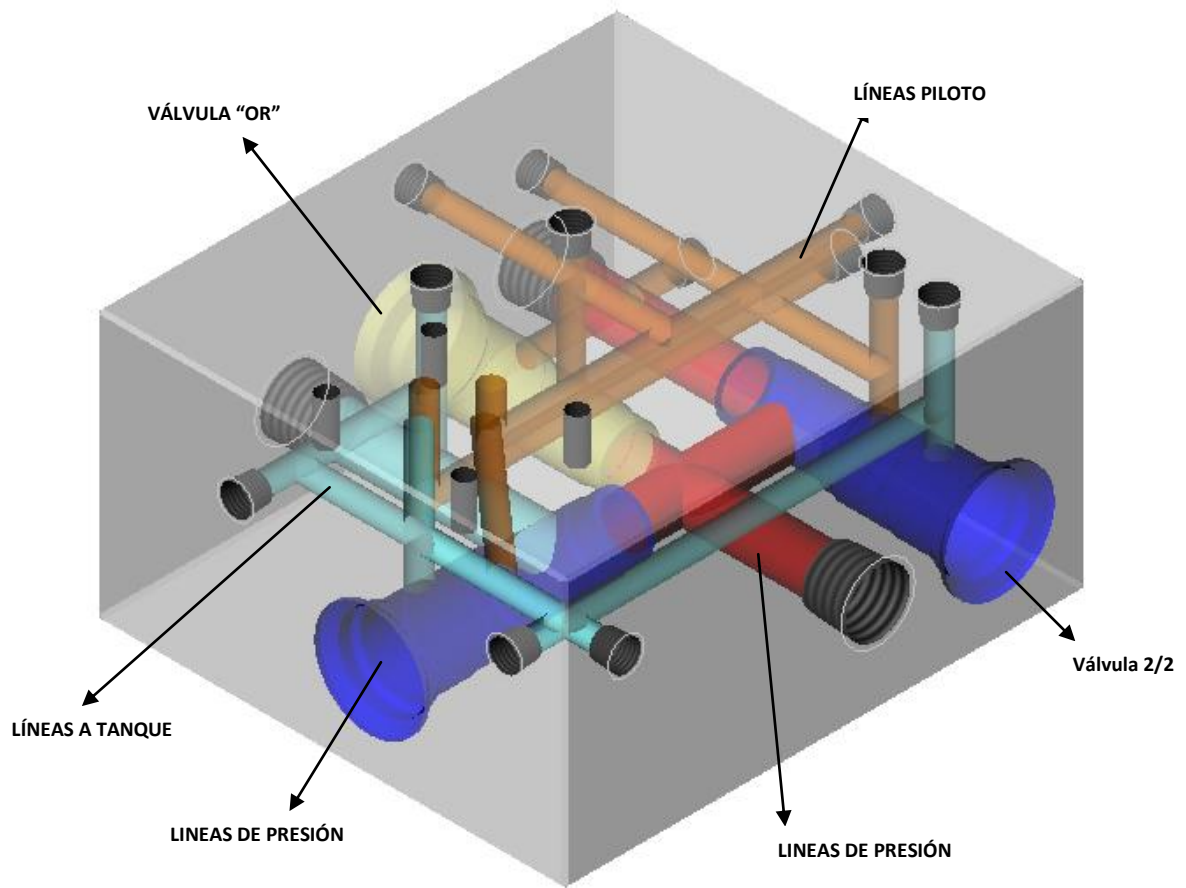


Figura 30. Vista fantasma del manifold.
Fuente: Los autores.

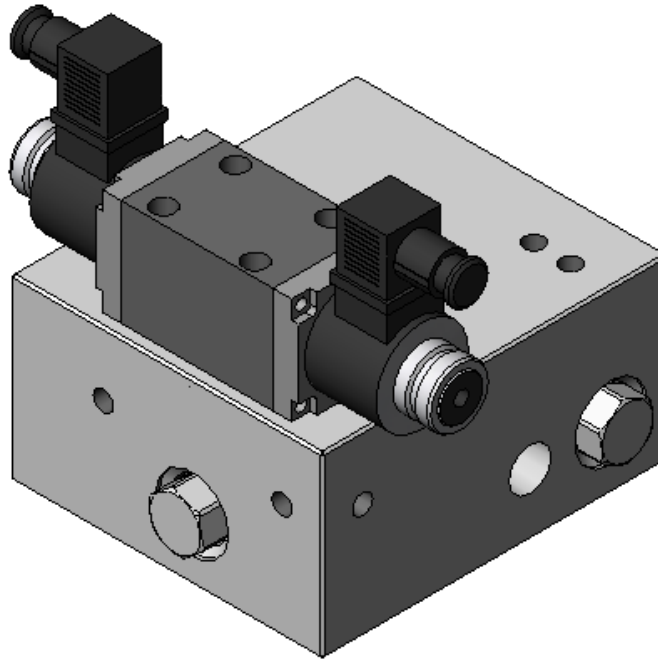


Figura 31. Vista isométrica del manifold ensamblado.
Fuente: Los autores.

4.5.2 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, debido a 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 interna⁶ 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 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 32). Entonces las ecuaciones anteriores se transforman en:

$$\sigma_r = -p$$

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

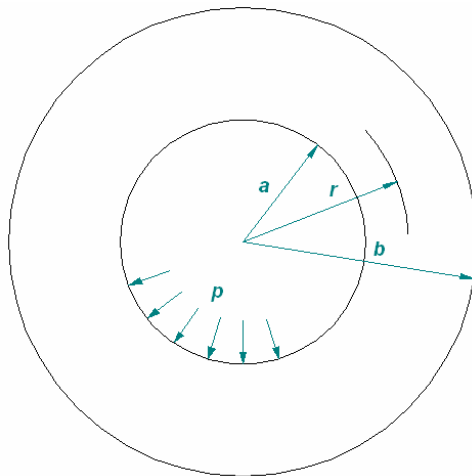


Figura 32. Cilindro de pared gruesa.

Fuente: Los autores.

De acuerdo a las ecuaciones anteriores, el valor del esfuerzo σ_θ se incrementa al reducirse la diferencia entre a y b, es decir al contar con un

⁶ DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

espesor de pared menor. En la figura 33 se puede observar en una vista superior las distintas líneas de flujo dentro del manifold, las líneas coloreadas de azul claro representan líneas de retorno a tanque y que no serán de interés para este estudio; Las líneas coloreadas de rojo y naranja están sometidas a la misma presión (no tendremos en cuenta las caídas de presión que experimenta el fluido a través de los elementos, en todo caso el no tenerlas en cuenta nos asegura ser algo más conservativos), que para el caso de máxima solicitud sobre el sistema será de 2000 psi (presión de taraje de la válvula de seguridad) y para ser conservativos, se utilizará un factor de servicio de 1.5 que aumentará esta presión hasta un valor de 3000 psi. Sobre estas líneas haremos los cálculos para los puntos críticos.

Para determinar los valores a y b de cada punto crítico utilizaremos las herramientas CAD (Solidworks 2007), y luego determinaremos el factor de seguridad para un punto de cada línea crítica de flujo, teniendo en cuenta aquellos con menor espesor de pared.

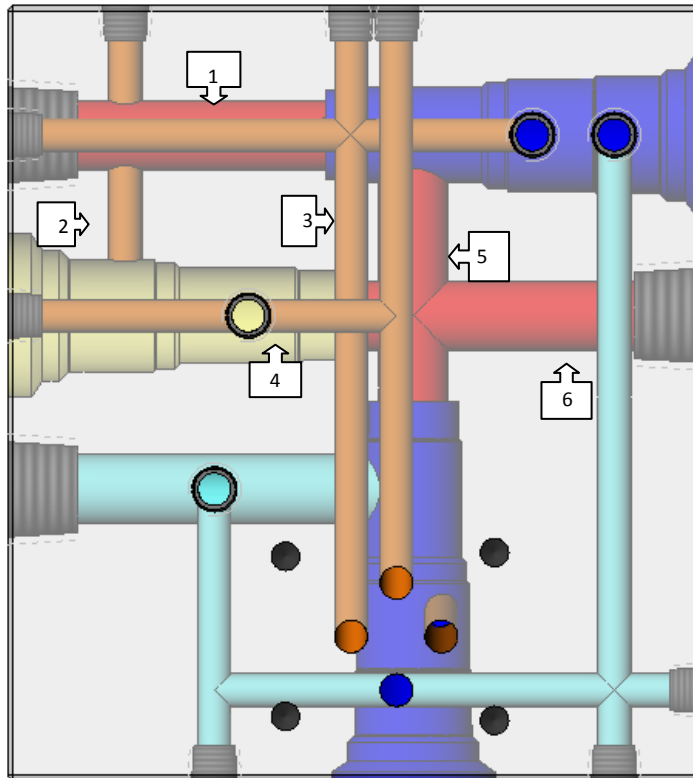


Figura 33. Líneas de flujo críticas.

Fuente: Los autores.

El primer punto crítico a considerar está ubicado en la línea de suministro de presión (marcada como 1, ver figura 33). Las distancias para un punto sobre esta línea de flujo se pueden ver en la figura 34.

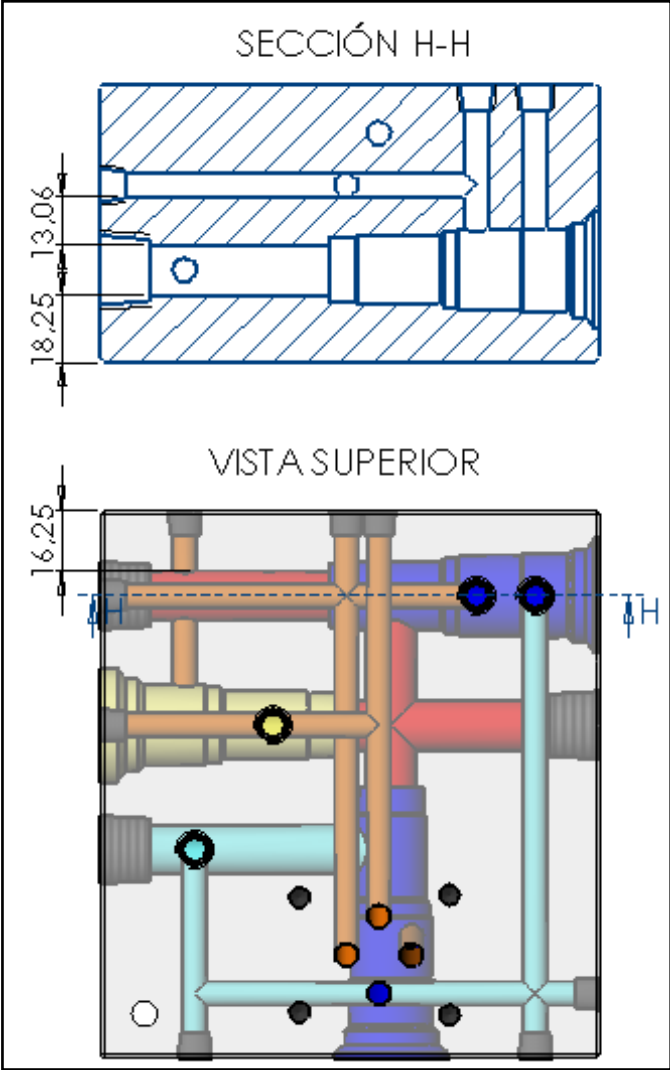


Figura 34. Distancias punto crítico uno.

Fuente: Los autores.

• **Datos para el punto 1:**

Diámetro interno (d): 13.5 mm = 0.531 in

Espesor (t): 13.06 mm = 0.514 in

Radio interno (a):	$d/2 = 6.75 \text{ mm} = 0.266 \text{ in}$
Radio externo (b):	$a + t = 19.81 \text{ mm} = 0.780 \text{ in}$
Presión interna (p):	3000 psi
Factor (f):	1.5
Factor de seguridad (N): ?	

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.780^2 + 0.266^2}{0.780^2 - 0.266^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (3788.1)^2} = 4.832 \text{ ksi}$$

El valor tomado para el esfuerzo de fluencia del material es $S_y = 60 \text{ ksi}$, según tabla de propiedades proporcionadas por el proveedor (véase anexo H).

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{4.83} = 13$$

El segundo punto a considerar está ubicado en la línea 2 (entrada a la selector de caudal, ver figura 33). Las distancias para un punto sobre esta línea de flujo se pueden ver en la figura 35.

• **Datos para el punto 2:**

Diámetro interno (d):	6.35 mm = 0.25 in
Espesor (t):	19.67 mm = 0.774 in
Radio interno (a):	$d/2 = 3.175 \text{ mm} = 0.125 \text{ in}$
Radio externo (b):	$a + t = 22.845 \text{ mm} = 0.899 \text{ in}$
Presión interna (p):	3000 psi

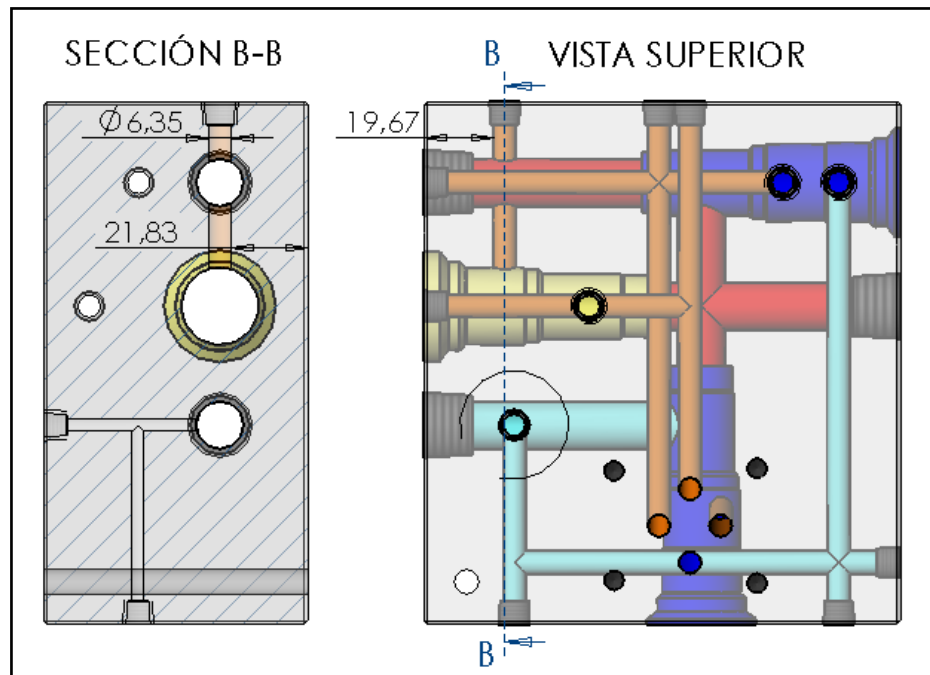


Figura 35. Distancias punto crítico dos.
Fuente: Los autores.

Factor (f): 1.5

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.899^2 + 0.125^2}{0.899^2 - 0.125^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (3118.2)^2} = 4.327 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{4.327} = 14.5$$

El tercer punto a considerar está ubicado en la línea 3 (línea que sale del puerto A de la electroválvula, ver figura 33). Las distancias para un punto sobre esta línea de flujo se pueden ver en la figura 36.

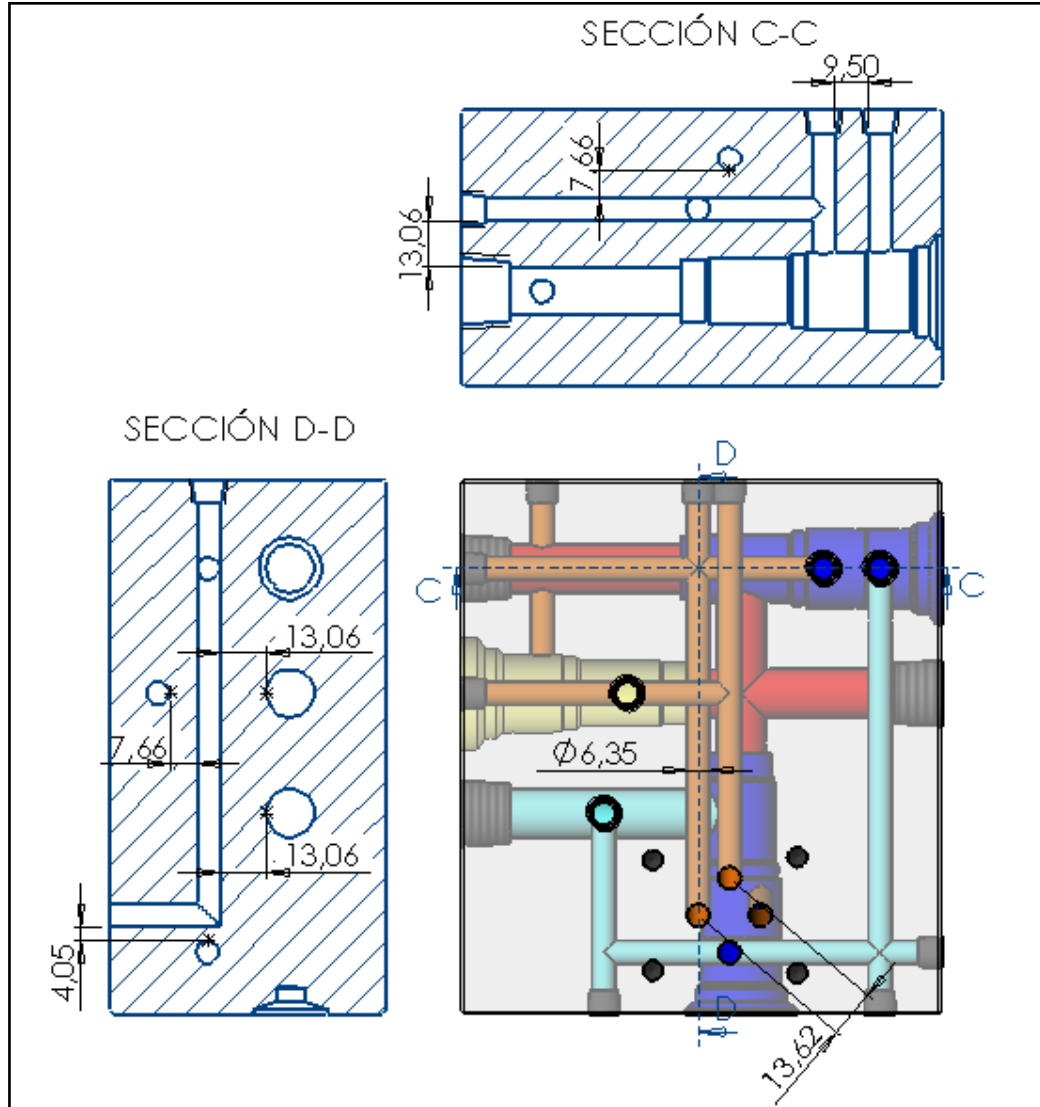


Figura 36. Distancias punto crítico tres.
Fuente: Los autores.

- **Datos para el punto 3:**

Diámetro interno (d): 6.35 mm = 0.25 in

Espesor (t): 4.05 mm = 0.159 in

Radio interno (a):	$d/2 = 3.175 \text{ mm} = 0.125 \text{ in}$
Radio externo (b):	$a + t = 7.225 \text{ mm} = 0.284 \text{ in}$
Presión interna (p):	3000 psi
Factor (f):	1.5
Factor de seguridad (N): ?	

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.284^2 + 0.125^2}{0.284^2 - 0.125^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (4435.99)^2} = 5.36 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{5.36} = 11.8$$

El punto cuatro está ubicado en la línea 4 (línea que comunica la selector de caudal con el puerto P de la electroválvula, ver figura 33). Las distancias para un punto sobre esta línea de flujo se pueden ver en la figura 37.

- **Datos para el punto 4:**

Diámetro interno (d):	6.35 mm = 0.25 in
Espesor (t):	7.66 mm = 0.302 in
Radio interno (a):	$d/2 = 3.175 \text{ mm} = 0.125 \text{ in}$
Radio externo (b):	$a + t = 10.835 \text{ mm} = 0.427 \text{ in}$
Presión interna (p):	3000 psi

Factor (f): 1.5

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi}$$
$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.427^2 + 0.125^2}{0.427^2 - 0.125^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (3563.6)^2} = 4.66 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{4.66} = 13.5$$

El quinto punto a considerar está ubicado en la línea 5 (línea que sale del puerto 2 del cartucho 1 al puerto 1 del cartucho 2, ver figura 33). Las distancias para un punto sobre esta línea de flujo se pueden ver en la figura 38.

• **Datos para el punto 5:**

Diámetro interno (d): 13.5 mm = 0.531 in

Espesor (t): 13.06 mm = 0.514 in

Radio interno (a): $d/2 = 6.75 \text{ mm} = 0.266 \text{ in}$

Radio externo (b): $a + t = 19.81 \text{ mm} = 0.780 \text{ in}$

Presión interna (p): 3000 psi

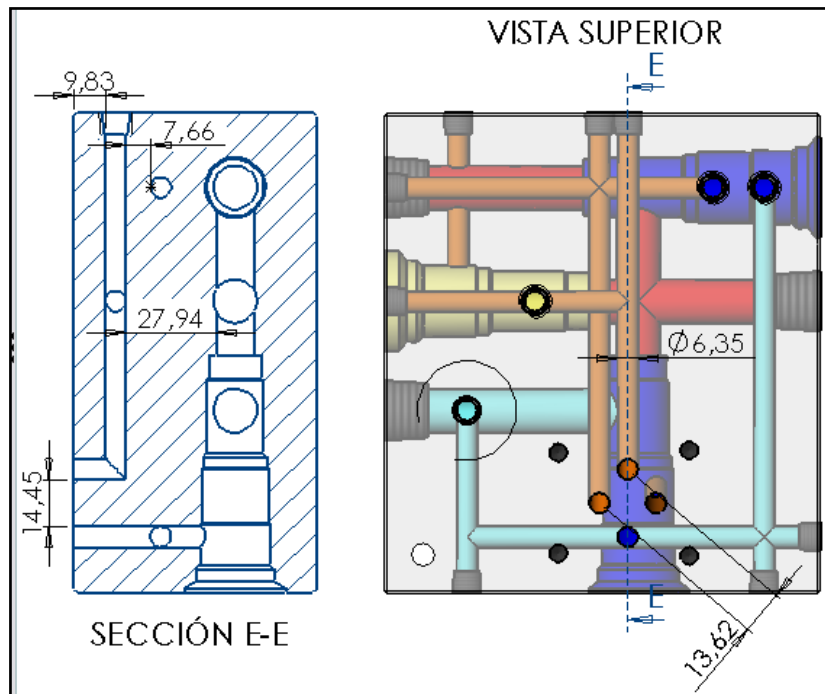


Figura 37. Distancias punto crítico cuatro.
Fuente: Los autores.

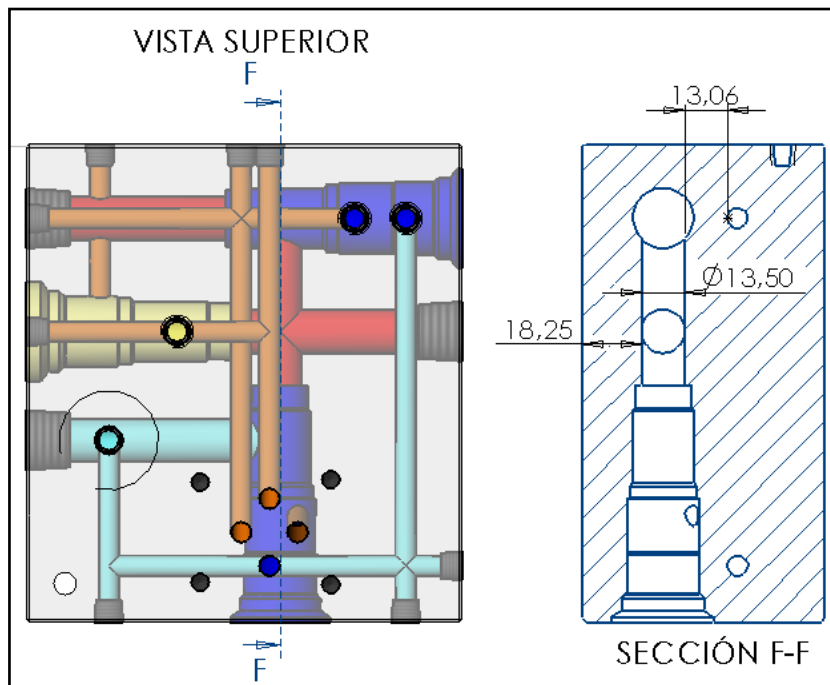


Figura 38. Distancias punto crítico cinco.
Fuente: Los autores.

Factor (f): 1.5

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi}$$
$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.780^2 + 0.266^2}{0.780^2 - 0.266^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (3788.1)^2} = 4.83 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{4.83} = 13$$

El sexto punto a considerar está ubicado en la línea 6 (línea que une el puerto 1 de la selectora de caudal con la salida al cilindro telescópico (ver figura 33). Las distancias para un punto sobre esta línea de flujo se pueden ver en la figura 39.

• **Datos para el punto 6:**

Diámetro interno (d): 13.50 mm = 0.531 in

Espesor (t): 13.06 mm = 0.514 in

Radio interno (a): $d/2 = 6.75 \text{ mm} = 0.266 \text{ in}$

Radio externo (b): $a + t = 19.81 \text{ mm} = 0.780 \text{ in}$

Presión interna (p): 3000 psi

Factor (f): 1.5

Factor de seguridad (N): ?

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.780^2 + 0.266^2}{0.780^2 - 0.266^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (3789.62)^2} = 4.83 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{4.83} = 13$$

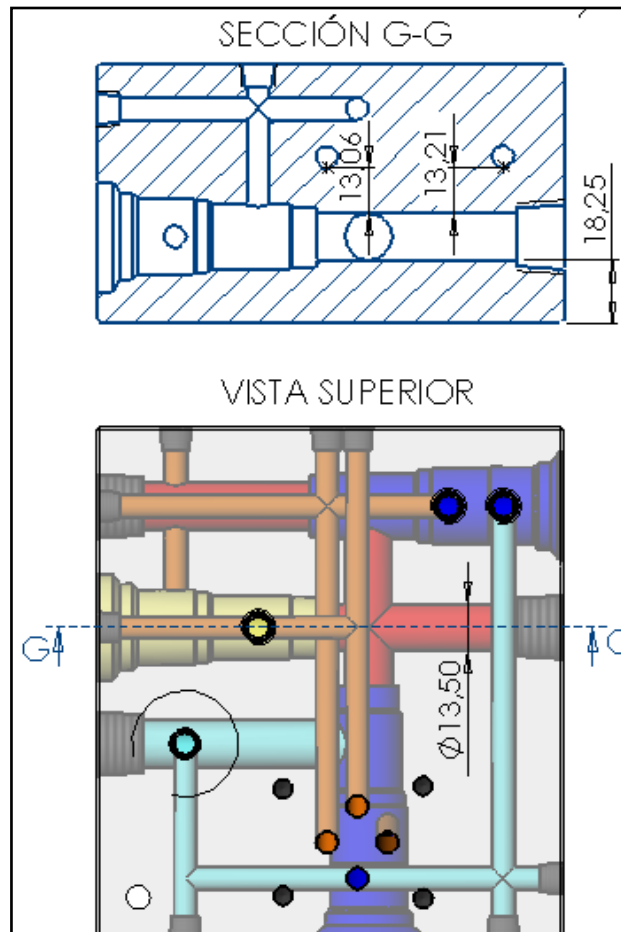


Figura 39. Distancias punto crítico seis.

Fuente: Los autores.

4.5.3 Determinación del régimen de flujo.

Para analizar el régimen de flujo en los ductos del manifold tenemos en cuenta la naturaleza y el comportamiento del fluido a través del mismo; se sabe que 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 es⁷:

$$\text{Re} = \frac{\bar{V}D}{\nu} \quad (1.4)$$

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

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} \quad (1.5)$$

El área por la cual circula en fluido está dada por:

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (1.6)$$

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

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi \nu D} \quad (1.7)$$

Donde:

Q = Caudal

π = Número PI (3.1416)

ν = Viscosidad cinemática

D = Diámetro del conducto

⁷ POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. *Op cit.*, p. 258-232.

Analizando la ecuación 1.7 notamos que el número de Reynolds, y por lo tanto el régimen de flujo más crítico se dará en los puntos donde las cavidades son de menor diámetro y sometidas a un alto caudal. Al analizar dichas condiciones se puede determinar si el flujo se comporta de forma laminar o turbulenta, lo cual servirá para evitar posibles vibraciones y ruidos indeseables en la operación del manifold.

Ya que no se considera flujo en los ductos para presión de pilotaje, el punto a tener en cuenta para la determinación del régimen de flujo es la línea de suministro de presión por donde pasa el flujo desde la bomba hacia el cilindro (ver figura 40); se considerara solo un punto crítico.

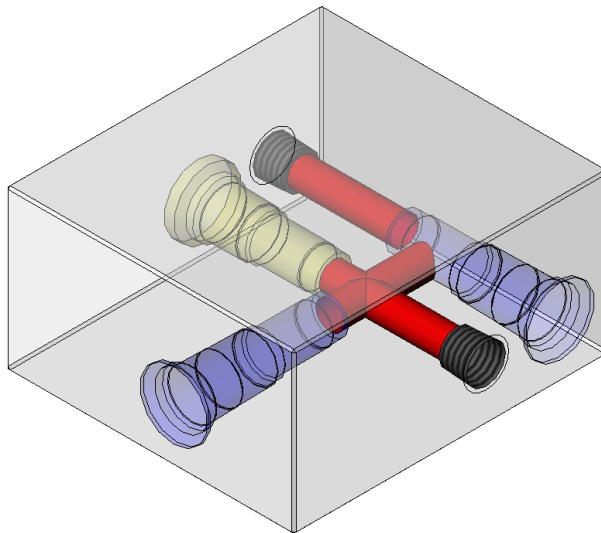


Figura 40. Flujo crítico.

Fuente: Los autores.

Análisis del punto crítico:

Por éste ducto fluye el caudal de la bomba y el área de flujo tiene un diámetro es 13,5 mm,

$$Q = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6.5 GPM)}$$

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

$$D = 13,5 \text{ mm} = 0.01349\text{m}$$

$$Re = \frac{4 * (4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.0135}$$

$$Re \approx 1046$$

Según el criterio, para números de Reynolds menores a 2300 se dan condiciones de flujo laminar, quiere decir que teóricamente no se presentan condiciones de flujo turbulento en el manifold

4.5.4 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 ecuación⁸:

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

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

Donde:

ρ = Densidad del fluido hidráulico (véase anexo J)

L = Longitud

D = Diámetro del conducto

V = Velocidad media

Re = Número de Reynolds

El fluido hidráulico circula constantemente por las líneas rojas, ver figura 41, por este hecho es preciso calcular las pérdidas en estos ductos dentro del

⁸ POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 2 ed. México: Prentice Hall, 1998. p. 258-332.

manifold. En las líneas de pilotaje (color naranja) se considera flujo insignificante debido a que la función de éstas es entregar presión para pilotaje, por lo tanto no se tendrán en cuenta para el cálculo de pérdidas. Así mismo las líneas trazadas de azul manejan flujo de retorno al depósito, de tal forma que tampoco se tendrán en cuenta para el cálculo de pérdidas. Analizaremos el ascenso de la carga que es el caso crítico para analizar pérdidas, debido a que en esta condición tenemos el valor más alto para el caudal y que corresponde al suministro de la bomba (6,5 GPM).

La línea de suministro donde se calculan las pérdidas la dividimos en varias secciones y en cada sección solo varía la longitud con respecto a las demás, permaneciendo el diámetro y las condiciones de operación idénticas.

Análisis de pérdidas en la zona del fluido de trabajo.

- **Sección 1, ver figura 42:**

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

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

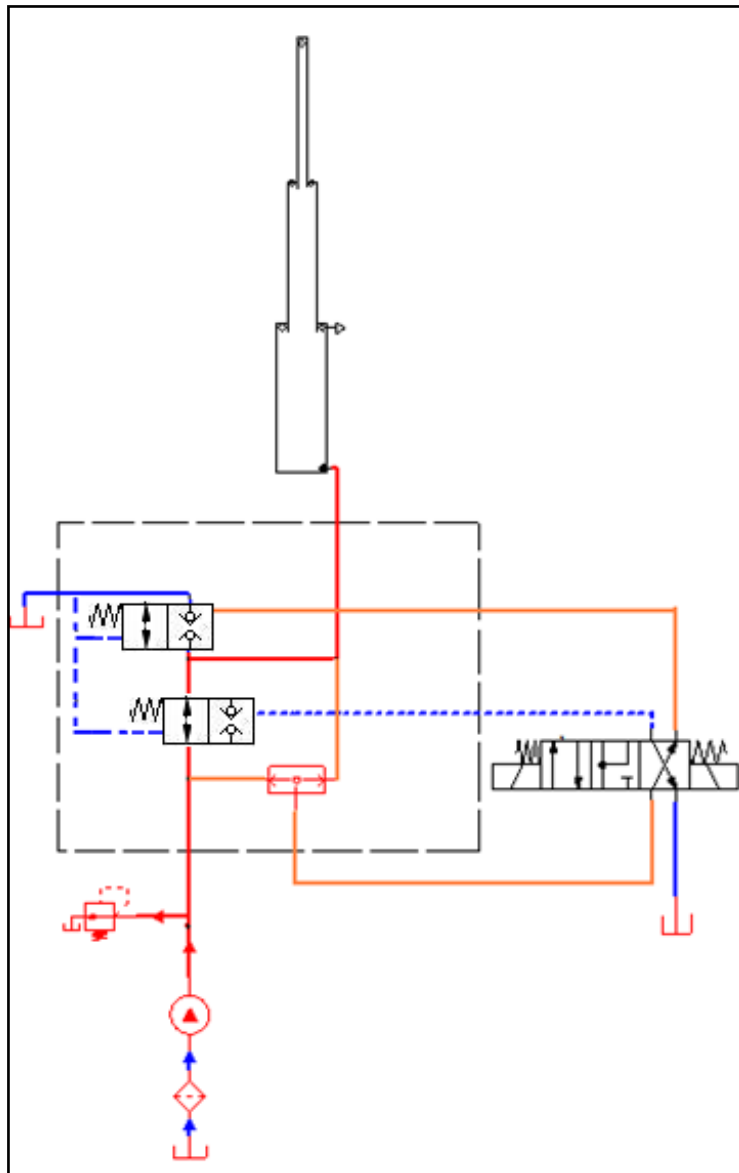
$$Q = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6.5 gpm)}$$

$$L_1 = 48,12 \text{ mm} = 0.04812 \text{ m} \quad D_1 = 13.5 \text{ mm} = 0.0135$$

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_1^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} (0.01349)^2} \approx 2.86 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi v D_1} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01349} \approx 1045$$

$$h_1 = 32 \frac{L_1 \bar{V}_1^2}{\text{Re} D_1} = 32 \frac{0.0481 \times (2.86)^2}{1045 \times 0.01349} \approx 0.895 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$



Presión de Suministro	
Fluido a Tanque	
Presión de Pilotaje	

Figura 41. Esquema del circuito-Presiones.
Fuente: Los autores.

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_1 = \rho \times h_1 = 780.19 \text{ Pa} \approx 0.11 \text{ Psi}$$

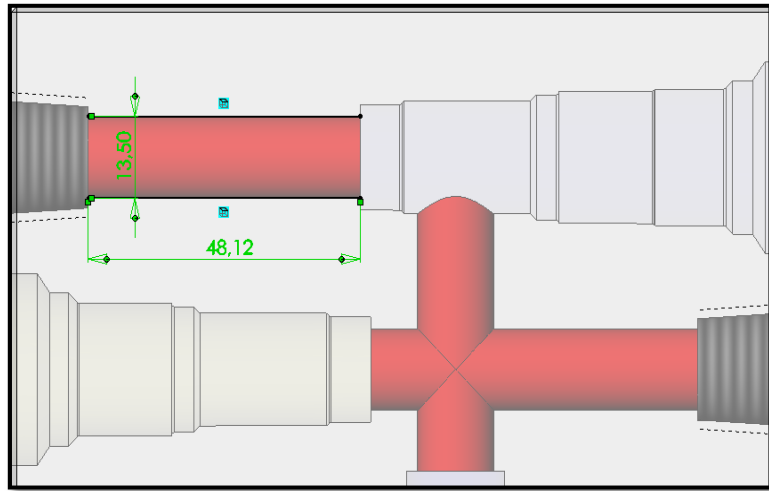


Figura 42. Sección crítica 1.

Fuente: Los autores.

- **Sección 2, ver figura 43:**

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

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

$$Q = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6.5 gpm)}$$

$$L_2 = 18,9 \text{ mm} = 0.0189 \text{ m} \quad D_2 = 13.5 \text{ mm} = 0.0135$$

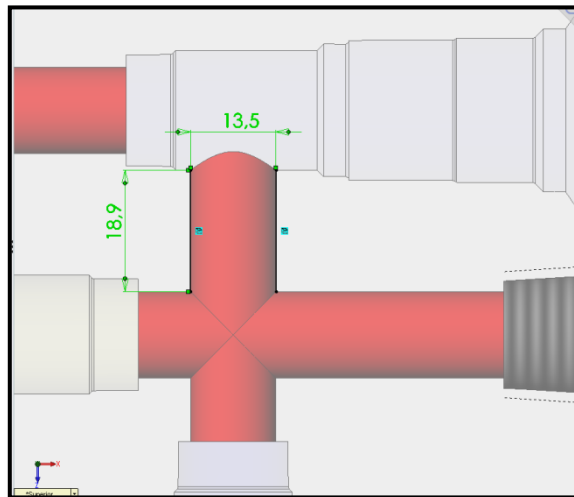


Figura 43. Sección crítica 2.

Fuente: Los autores.

$$\bar{V}_2 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_2^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} (0.01349)^2} \approx 2.86 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_2} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01349} \approx 1045$$

$$h_2 = 32 \frac{L_2 \bar{V}_2^2}{Re D_2} = 32 \frac{0.0189 \times (2.86)^2}{1045 \times 0.01349} \approx 0.35 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_2 = \rho \times h_2 = 306,71 \text{ Pa} \approx 0.044 \text{ Psi}$$

- **Sección 3, ver figura 44:**

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

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

$$Q = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (6.5 gpm)}$$

$$L_5 = 36 \text{ mm} = 0.036 \text{ m} \quad D_5 = 13.5 \text{ mm} = 0.0135$$

$$\bar{V}_3 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_3^2} = \frac{4.1 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} (0.01349)^2} \approx 2.86 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_3} = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.01349} \approx 1045$$

$$h_3 = 32 \frac{L_3 \bar{V}_3^2}{Re D_3} = 32 \frac{0.0329 \times (2.86)^2}{1045 \times 0.01349} \approx 0.669 \frac{m^2}{s^2}$$

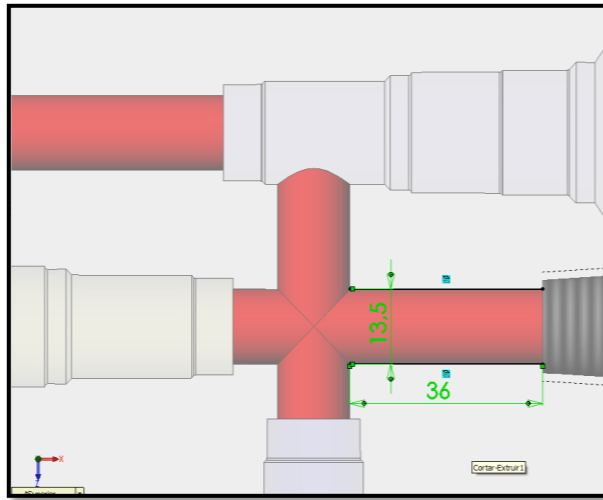


Figura 44. Sección crítica 3.

Fuente: Los autores.

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_3 = \rho \times h_3 = 584,85 \text{ Pa} \approx 0,084 \text{ Psi}$$

Caída de presión en los ductos del manifold: $\sum \Delta p_{i=} 0,242 \text{ psi}$

Las caídas de presión en las secciones por donde fluye el aceite presurizado de suministro, no son las únicas pérdidas de presión relevantes a través del manifold, es preciso además, tener en cuenta las pérdidas de presión en los cartuchos y la válvula direccional que comanda el fluido del manifold. Para éste caso no se tienen en cuenta las pérdidas en la válvula direccional puesto que por ésta corre solo presión de pilotaje, por lo cual no se considera transito de fluido, sino de presión a través de la misma. Por otra parte se suman 50 psi debidas a pérdidas en el banco.

- Pérdidas debidas al paso por cartucho 1 DODS (6,5 GPM) full open 1→2 = 45 psi
- Caída de presión en los conductos del manifold: $\sum \Delta p_{i=} 0,285 \text{ psi}$. Luego la caída total es:

$$\Delta p_{total} = 45 + 0,242 + 50 = 95,242 \text{ Psi}$$

4.6 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE).

Antes del análisis final del diseño vamos a plantear el problema con un modelo que represente lo mejor posible la realidad, ya anteriormente con métodos matemáticos dimos la forma y la disposición adecuada para obtener resultados numéricos. El empleo de CAE (Ingeniería Asistida por Computadora) ofrece la posibilidad de combinar ecuaciones matemáticas con elementos gráficos. El CAE tiene su herramienta fundamental en el cálculo por el método de elementos finitos (FEA), es un método numérico para resolver en forma aproximada ciertos problemas en Ciencias e Ingeniería. Un análisis por elementos requiere de la disponibilidad de un programa de Computación especializado en estos análisis.

El uso del CAE para el análisis de un problema real tiene los siguientes pasos: Preprocesamiento, análisis propiamente dicho, post-procesamiento, interpretación de los resultados.

Para el análisis de los manifold diseñados y construidos en este proyecto se utilizó ANSYS Workbench versión 12.1 para modelar el comportamiento estructural y observar lo tolerancia a las cargas y presiones en secciones importantes del manifold, lo que permite observar las deformaciones a las que estará sometido el manifold durante su funcionamiento, con la obtención además de el factor de seguridad para las zonas más críticas del diseño.

4.6.1 Análisis preliminar.

Para realizar el análisis estructural en los manifold, lo primero que se hace es tomar el diseño CAD de Solidworks e importarlo al software CAE, luego de eso continua el procedimiento de análisis según la estructura del programa. Se debe escoger un material que simule con máxima precisión los datos reales, para ser más precisos se crea un material nuevo en la librería de ANSYS Workbench 12.1 teniendo en cuenta la tabla de propiedades del DURALUMINIO (ver anexo H). A continuación se realiza un enmallado tetraédrico con 73699 nodos y 45272 elementos, (ver figura 45).

En las consideraciones de carga, se toma un factor de seguridad de 1,5 aplicando una presión en las caras del manifold, de 3000 psi, además de

restringir una de las caras del mismo, dándole una fijación en la parte inferior como ocurre en la realidad.

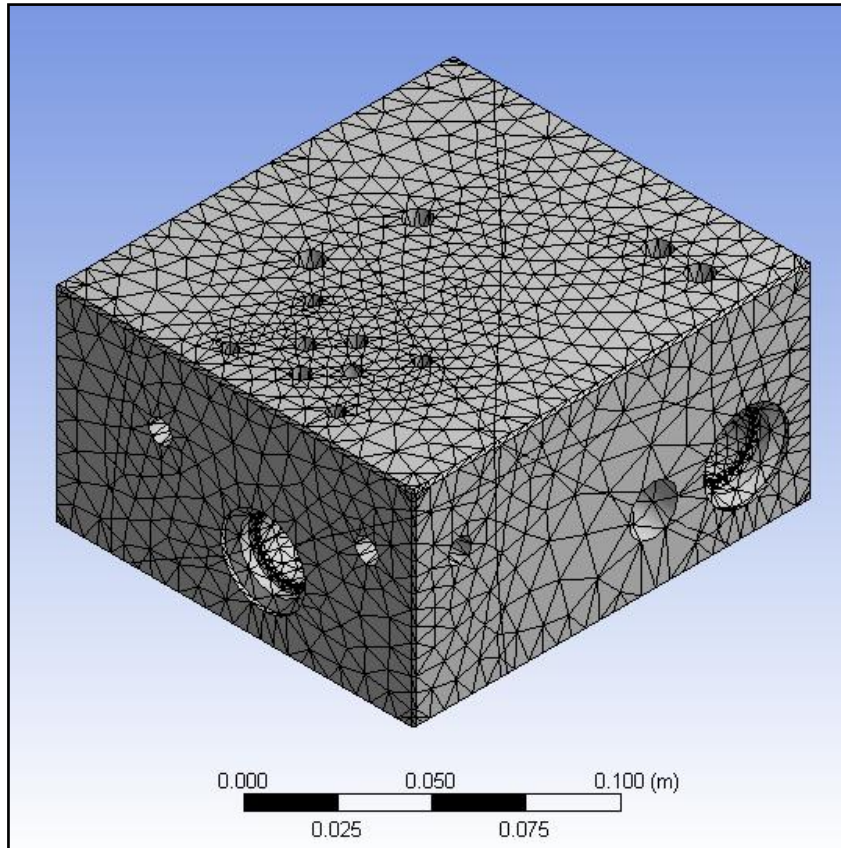


Figura 45. Enmallado del manifold.

Fuente: Los autores.

4.6.2 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.

Luego de solucionar el problema planteado en ANSYS, procedemos a la interpretación de resultados estructurales, en busca de los máximos esfuerzos generados en el bloque y su respectiva ubicación, además de evaluar el factor de seguridad y comprobar en una segunda instancia, si en realidad se hizo un buen diseño.

El análisis mostró diversos resultados estructurales, como factor de seguridad, máximos esfuerzos, deformaciones unitarias entre otros, en las imágenes del análisis estructural del manifold se ven exageraciones en la variación geométrica del mismo, siendo a vista real invisibles al ojo humano.

El valor de esfuerzo máximo obtenido dentro del manifold fue de 105 Mpa, y el mínimo 0,088 Mpa (ver figura 46 y 47), valores que son muy favorables para el diseño puesto que el valor de máximo esfuerzo permitido para este material está muy por encima de estas cifras. El valor máximo se encuentra ubicado cerca de la cavidad de uno de los cartuchos, esta cavidad tiene una distancia corta con su cara más próxima, y esto la hace sensible a esfuerzos y deformaciones, así mismo el mínimo valor de esfuerzo se ubica en la cara frontal del bloque, en la esquina izquierda donde se encuentra el orificio para el perno de sujeción, éste punto es uno de los más alejados de la entrada principal de fluido

También analizamos el valor arrojado como factor de seguridad, teniendo resultados positivos puesto que el valor mínimo es de 4,11 y está ubicado cerca de la cavidad del cartucho donde se presentan las máximas deformaciones. De ahí se deduce que se tiene un buen diseño, y se obtiene una gran cercanía con los resultados teóricos. Ver figura 48.

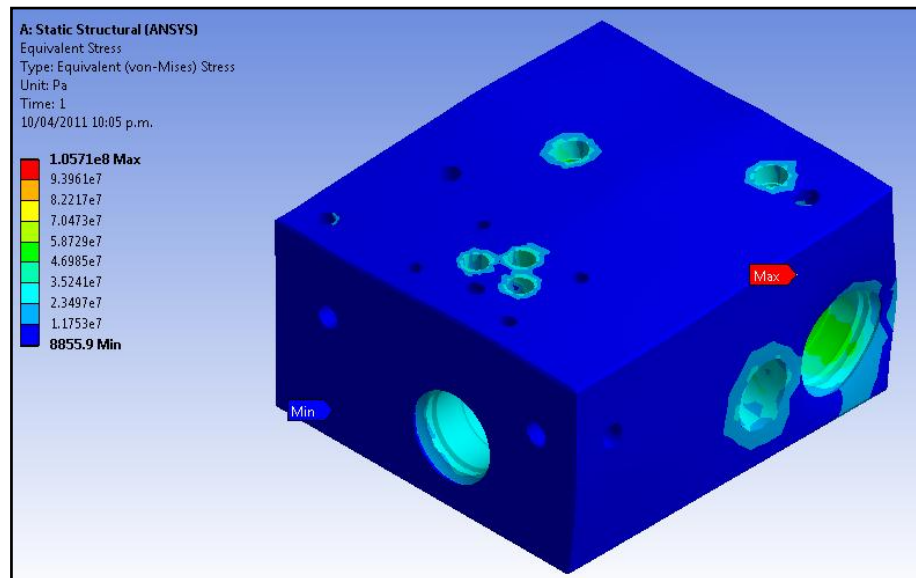


Figura 46. Valores críticos de esfuerzo- Isométrica.

Fuente: Los autores.

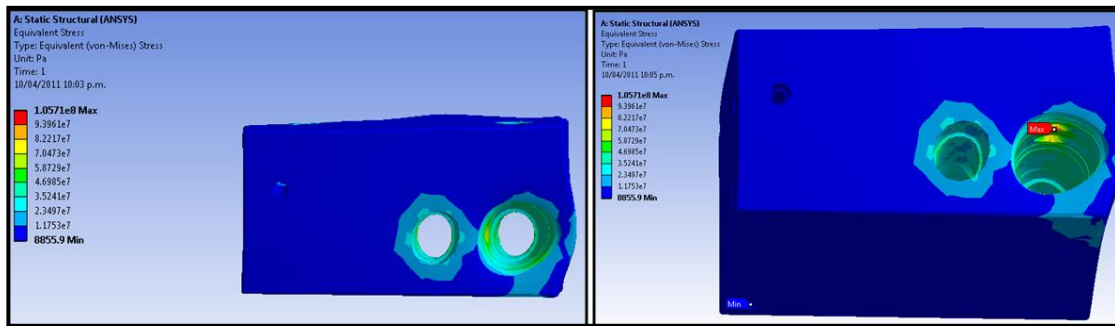


Figura 47. Valores críticos de esfuerzo- Lateral.

Fuente: Los autores.

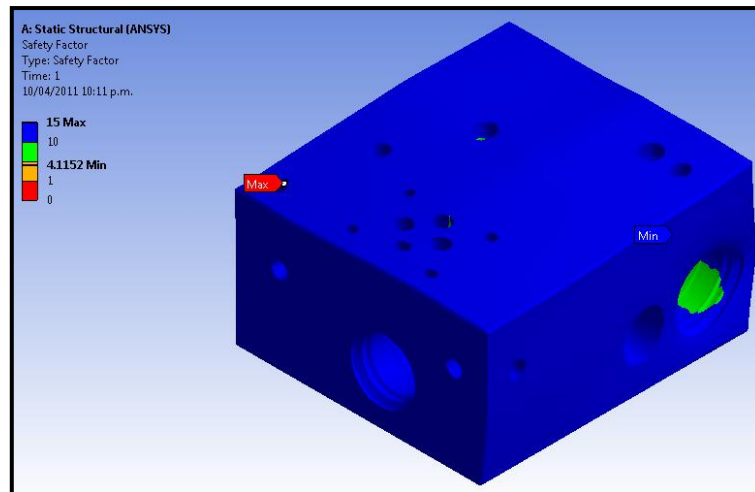


Figura 48. Factores de seguridad.

Fuente: Los autores.

Las deformaciones también son mínimas, y se encuentra como valor máximo $12,6 \times 10^{-6}$ m siendo naturalmente una cifra insignificante en este tipo de aplicación. Ver figura 49.

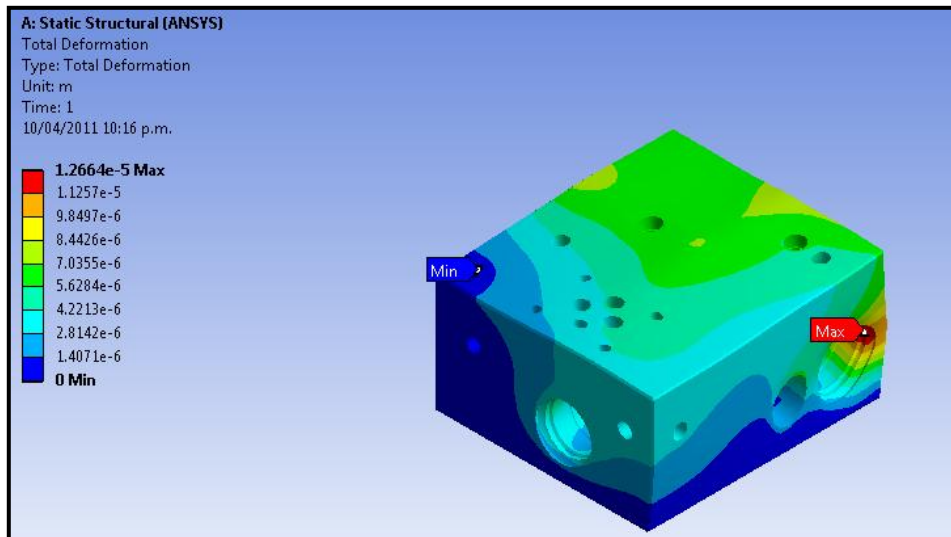


Figura 49. Enmallado del manifold.

Fuente: Los autores.

4.7 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 J) y las consideraciones de flujo a caudal constante (6.5 gpm). Además de considerar bloqueos en algunos ductos debido al alojamiento de los cartuchos de las válvulas.

El caso que se consideró como crítico es cuando se realiza la elevación de la carga mediante la extensión del cilindro telescópico. En este análisis el fluido ingresa por el puerto de suministro, pasa al puerto 1 de la válvula tipo cartucho DODS-XHN, y sale de la misma a través de su puerto 2 hacia el ducto de flujo de prioridad, donde es llevado finalmente fuera del manifold hacia el cilindro telescópico.

Para simular el flujo a través de la válvula se creó en el lugar por el cual circula el fluido dentro de la cavidad, un medio poroso al cual se le cargó una tabla (ver tabla 2), con los datos extraídos de las curvas de caídas de presión proporcionadas por el fabricante (ver anexo D). Además se supuso 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 y flujo de prioridad; con esto

ignoramos el flujo a través de las líneas piloto tal y como se hizo con los cálculos teóricos (ver figura 50).

Luego de realizar la simulación, se puede observar que el valor máximo para la velocidad del fluido es de 3 m/s (ver figura 51). 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:

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

$$Re = \frac{3 \frac{m}{s} \times 0,0135 m}{3,7 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 1094,6$$

Re = 1094.6

Este valor indica que el flujo presenta un comportamiento laminar tal y como se había demostrado anteriormente. 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.

Gpm	Psi	m3/s	Pa
2	5	0,00012618	34473,8
4	20	0,00025236	137895,2
6	42	0,00037854	289579,92
6,8	50	0,00042901	344738
8	72	0,00050472	496422,72
9,5	100	0,00059936	689476
10	115	0,0006309	792897,4
11,7	150	0,00073816	1034214
12	160	0,00075708	1103161,6
13,3	200	0,0008391	1378952
14	220	0,00088326	1516847,2
15	250	0,00094635	1723690
16	265	0,00100944	1827111,4

Tabla 2. Tabla de datos de curva de presión vs caudal.

Fuente: Los autores.

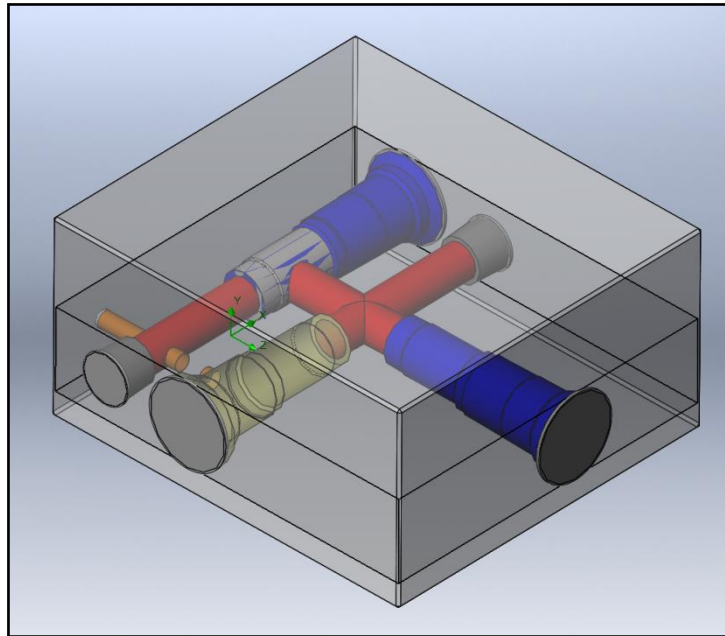


Figura 50. Análisis preliminar.

Fuente: Los autores.

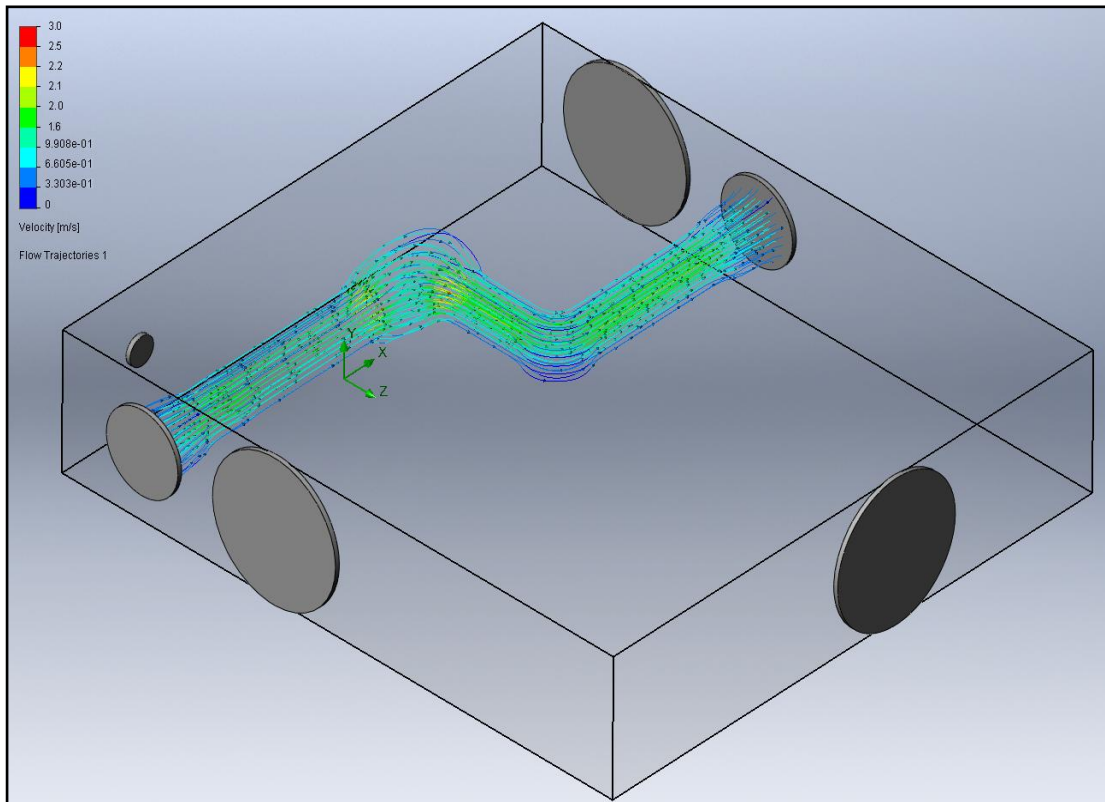


Figura 51. Análisis de velocidades internas en el manifold.

Fuente: Los autores.

5 DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL MANIFOLD PARA OBTENER UNA DIRECCIONAL 2/2 TIPO CARTUCHO.

5.1 ESTUDIO DE LA APLICACION.

El banco de bombas dobles es un sistema hidráulico sencillo formado por 2 bombas de alimentación, una de alto caudal 15 GPM y otra de bajo caudal 7.5 GPM; una válvula direccional 4/3 vías con centro regenerativo, 1 válvula direccional de control y una válvula reductora de caudal que simula el estado de carga del sistema. El sistema de presión es manejado por un manifold, el cual integra una válvula de descarga y una válvula de alivio, las condiciones de trabajo presentan 2000 PSI como presión máxima. El sistema mencionado anteriormente se complementará con el manifold direccional 2/2 vías que se diseñó en el presente trabajo de grado.

Con el rediseño de este circuito se busca familiarizar al estudiante con fenómenos y movimientos muy utilizados en el ámbito de la oleohidráulica como lo son la regeneración y avance a distintas velocidades del cilindro. Para el rediseño de este circuito, se tienen en cuenta los equipos y elementos hidráulicos pertenecientes al banco de Bombas Dobles del Laboratorio de Potencia Fluida, con base a lo ya existente en el laboratorio y añadiendo solamente una válvula direccional 2/2 vías con tecnología de cartucho, construida en este proyecto, obtenemos el circuito multipropósito final con el que los estudiantes de ingeniería mecánica podrán realizar prácticas de laboratorio.

5.1.1 Identificación de los equipos utilizados.

- **Válvula de descarga.**

En el banco de bombas dobles se logra un considerable ahorro de potencia utilizando un sistema de alta y baja. La primera bomba suministra alto caudal a más baja presión y la segunda mayor presión y más bajo caudal. A baja presión y alto flujo, la potencia calculada puede ser la misma que estaría si el sistema estuviera operando a alta presión y bajo flujo.

La función de la sección de descarga, es la de ofrecer altas velocidades hasta un nivel de presión predeterminado. Al taraje de la válvula, una señal de presión remota descarga la bomba de mayor caudal a tanque y así logra un considerable ahorro de potencia. En este montaje la válvula de descarga será tarada a 500psi y el caudal a la cual será sometida es de 15 gpm.

- **Válvula de seguridad.**

La válvula de seguridad cumple la función de limitar la presión del sistema a un valor determinado y así, proteger los distintos elementos que lo conforman. Cuando se alcanza este valor indicado, la válvula de seguridad se abre y conduce el caudal sobrante (la diferencia entre el caudal de la bomba y el utilizado por el sistema) de vuelta hacia el tanque. La presión de protección para el banco y por lo tanto a la que estará tarada la válvula será 2000 psi. En las figuras 52 y 53 se muestran la sección de descarga y de seguridad del sistema respectivamente.

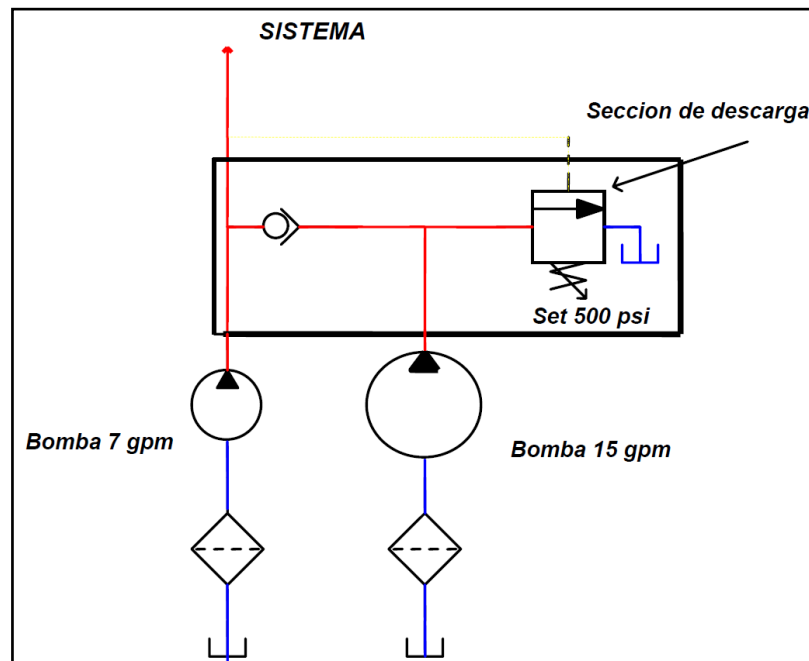


Figura 52. Sección de descarga del Banco de Bomba Doble

Fuente: Los autores.

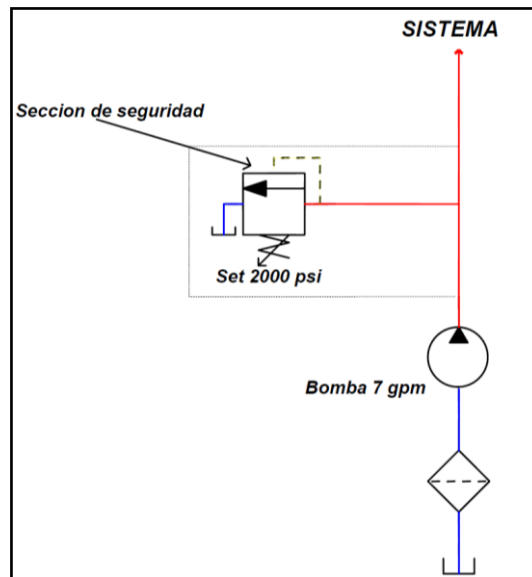


Figura 53. Sección de seguridad del Banco de Bomba Doble.
Fuente: Los autores.

- **Válvula direccional 4/4 vías accionada por solenoide y operada con cartuchos direccionales lógicos.**

Es la válvula direccional principal del circuito hidráulico, permite 4 posiciones entre las que están: posición de líneas paralelas, posición de líneas cruzadas, centro punto flotante y centro regenerativo, ver figura 54. Por medio de esta válvula se dirige el fluido al cilindro y a otras válvulas que permiten el movimiento a distintas velocidades. La válvula esta dentro de un bloque manifold de proporciones relativamente grandes y permite el flujo de todo el caudal del banco.

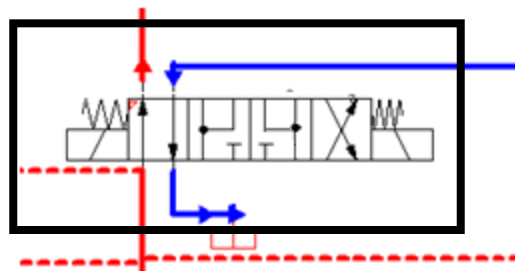


Figura 54. Esquema válvula direccional 4/4.
Fuente: Los autores.

- **Válvula direccional 4/2 vías accionada por solenoide y centrada por resorte.**

Es una válvula CETOP 3 de 4 vías, 2 posiciones y un solenoide, se usa para controlar la presión piloto que va a la válvula 2/2 vías con tecnología cartucho, proporcionando el control necesario para abrir o cerrar la válvula de cartucho. Esta válvula irá adaptada al bloque manifold direccional 2/2 vías. Ver figura 55.

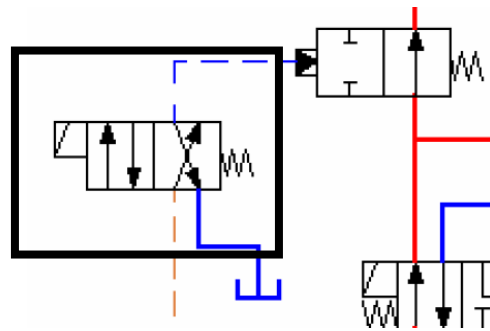


Figura 55. Electroválvula piloto 4/2.

Fuente: Los autores.

- **Válvula reguladora de caudal.**

Es una válvula reductora, con cheque incorporado compensada por presión y temperatura marca VICKERS, que restringe el fluido al cilindro del banco, permitiendo el paso de máximo 20 GPM a través de ella, pero se gradúa a un caudal mucho menor. Esta válvula esta en medio de una de las dos vías posibles de alimentación del cilindro, proporcionando la menor velocidad de ascenso. Ver figura 56.

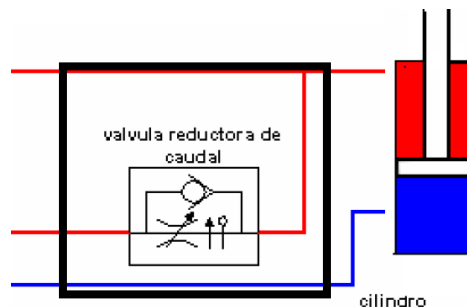


Figura 56. Reguladora de caudal.

Fuente: Los autores.

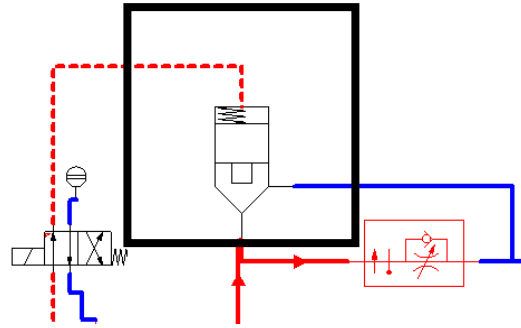


Figura 58. Válvula 2/2, tecnología cartucho.
Fuente: Los autores.



Figura 59. Válvula de cartucho DOFS-XHN.
Fuente: Los autores.

5.1.2 Funcionamiento del circuito hidráulico.

El circuito cuenta con algunos elementos hidráulicos principales mencionados en el inciso anterior, además de mangueras y racores como elementos de unión. Para el análisis del circuito se realiza una tabla de componentes con algunas nomenclaturas, que llevan a una mejor comprensión del sistema.

<i>Cantidad</i>	<i>Descripción</i>	<i>Nomenclatura</i>
1	Válvula direccional 4/4 vías accionada por solenoide y centrada por resorte.	1
	• Posición de líneas paralelas	B
	• Posición de líneas cruzadas	C
	• Posición, centro regenerativo	D
1	Válvula direccional 4/2 vías accionada por solenoide y centrada por resorte.	2
	• Posición de líneas paralelas	E
	• Posición de líneas cruzadas	F
1	Válvula direccional 2/2 vías accionada por solenoide y centrada por resorte	3
	• Posición cerrada	G
	• Posición abierta	H
1	Válvula direccional 2/2 vías con tecnología de cartucho	4
1	Manifold con Válvula de alivio y válvula de descarga	5
1	Válvula reguladora de caudal.	6
2	Bombas Hidráulicas	
	• Bomba de 7 GPM	7
	• Bomba de 15 GPM	8
1	Cilindro Hidráulico de doble efecto	9

Tabla 3. Componentes del circuito multipropósito.

Fuente: Los autores.

El circuito se diseñó teniendo en cuenta el objetivo principal que es observar distintas velocidades del cilindro. Al hacer el diseño hidráulico y ordenando de todos los elementos se obtuvo el diagrama que se puede ver en la figura 60.

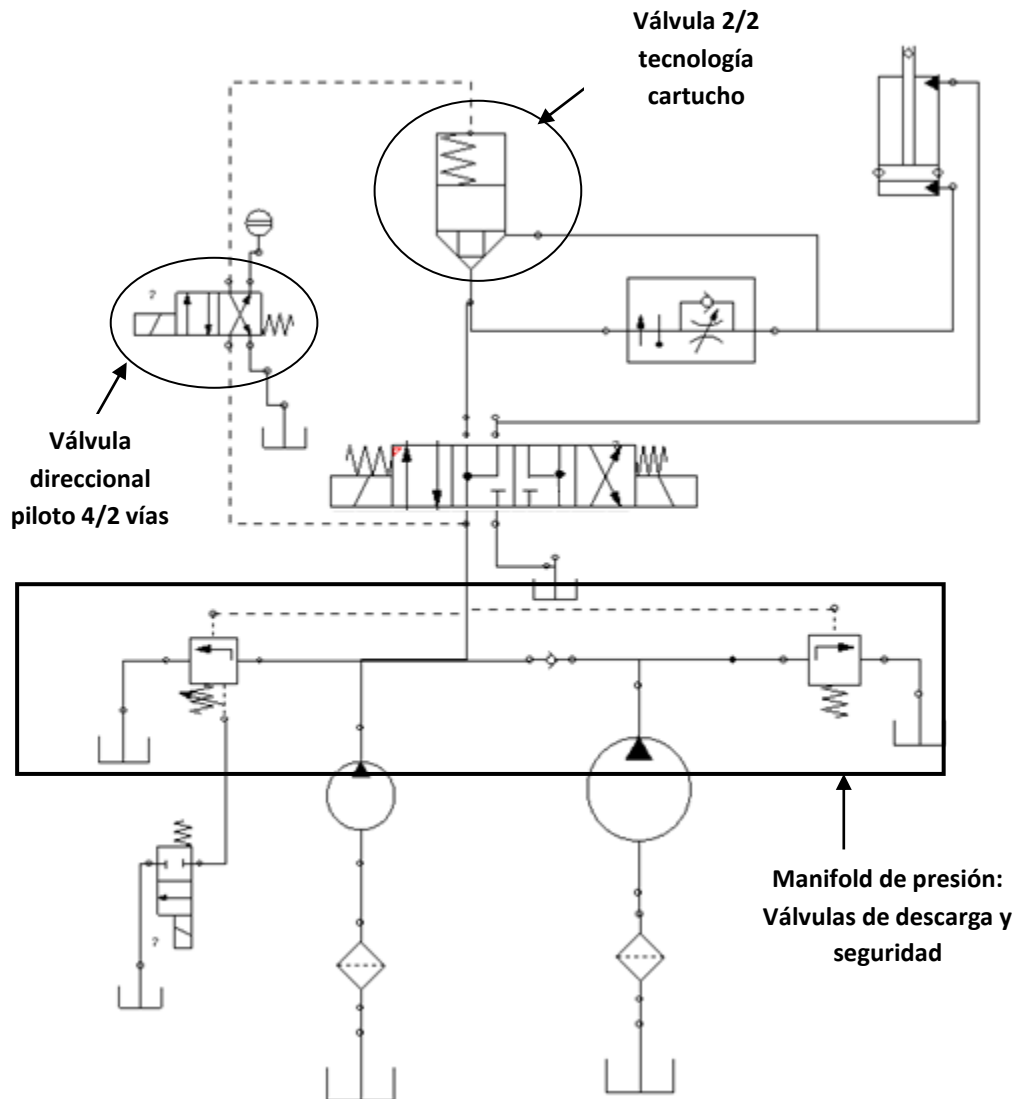


Figura 60. Ubicación de las válvulas piloto y 2/2.

Fuente: Los autores.

La configuración y el ordenamiento de los elementos hidráulicos, es tal que se presentan 3 situaciones principales distintas, cada una de ellas supeditada a

una de las posiciones de la válvula direccional principal de 4/4 vías. Las distintas situaciones y configuraciones de los elementos, son las que se muestran a continuación.

Extensión del cilindro: Cuando la válvula principal (1) se encuentra en la posición de líneas paralelas, se envía fluido para extender el vástago del cilindro, en ese momento accionando el solenoide de la válvula (2), se puede controlar si el ascenso es a una velocidad mayor o menor, puesto que la válvula 2, controla la válvula 2/2 vías de cartucho (4). De esta manera se puede escoger si el fluido hacia el cilindro pasa por la válvula reguladora de caudal o por la válvula 2/2 vías de cartucho. En las figuras 61 y 62, se muestran las dos alternativas, pasando todo el caudal por la válvula 2/2 vías y con caudal restringido a través de la reguladora respectivamente.

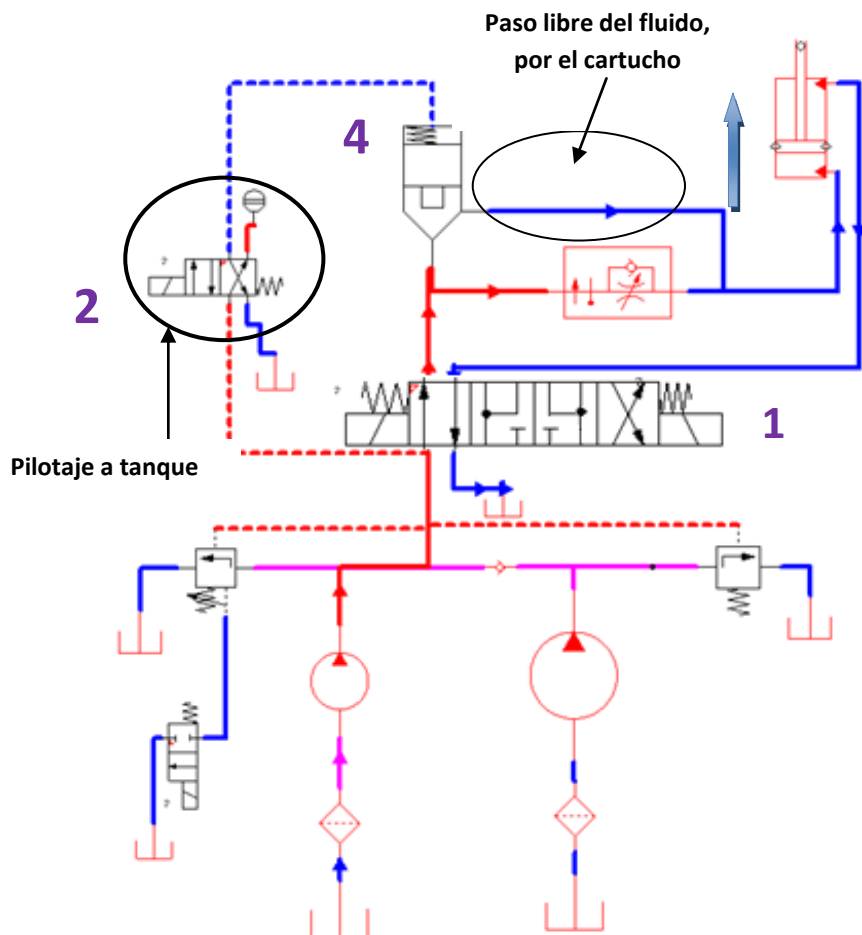


Figura 61. Paso libre del fluido a través de la válvula 2/2.

Fuente: Los autores.

- a) Cuando la válvula direccional piloto comunica el pilotaje del cartucho a tanque, permite el libre paso de fluido a través de la válvula cartucho, y el ascenso del cilindro a gran velocidad.
- b) Si se acciona la otra posición de la válvula piloto 2, impide el libre flujo a través del cartucho y obliga al fluido a pasar por una válvula reguladora de caudal, hecho que permite al cilindro a avanzar a una velocidad menor dependiendo de la graduación de la válvula reguladora de caudal.

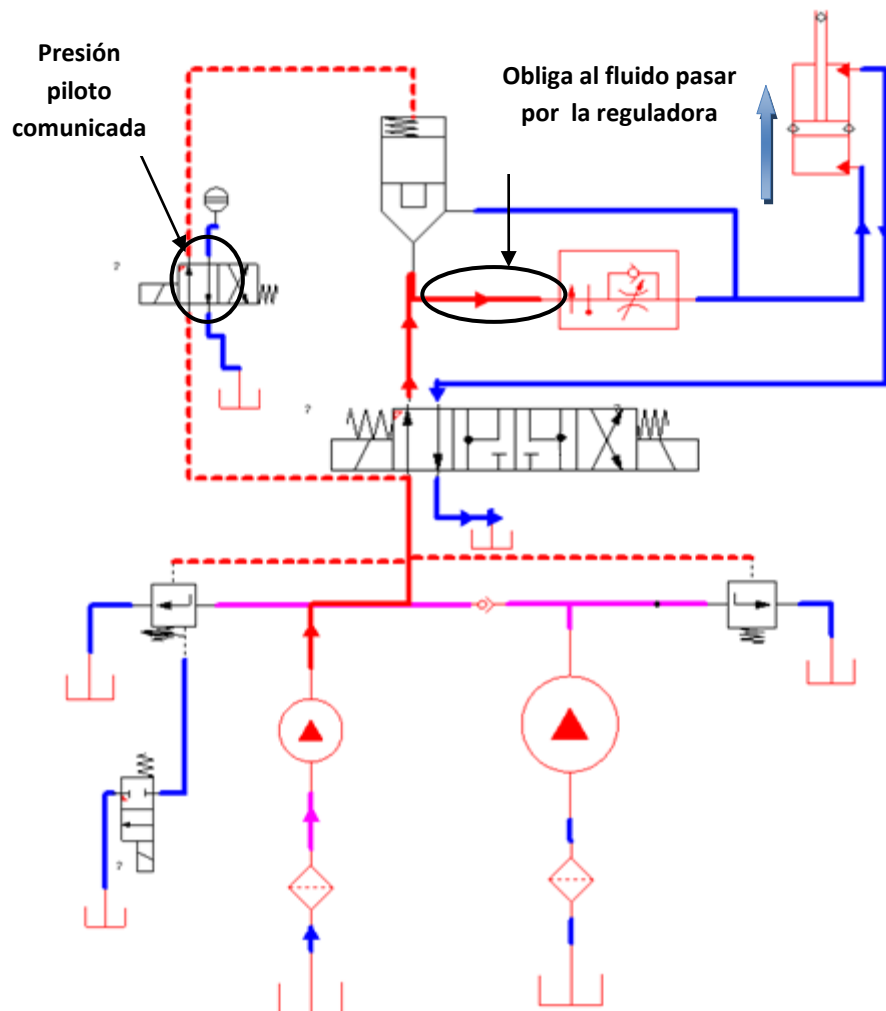


Figura 62. Paso bloqueado del fluido a través de la válvula 2/2.

Fuente: Los autores.

Descenso del cilindro: En el momento que la válvula principal 1 se encuentra en la posición de líneas cruzadas, se efectúa el descenso del cilindro y el fluido de retorno pasa por el cheque que se encuentra en paralelo con la válvula reguladora de caudal, dirigiéndose a tanque y permitiendo el recogimiento del vástago del actuador. Ver figura 63.

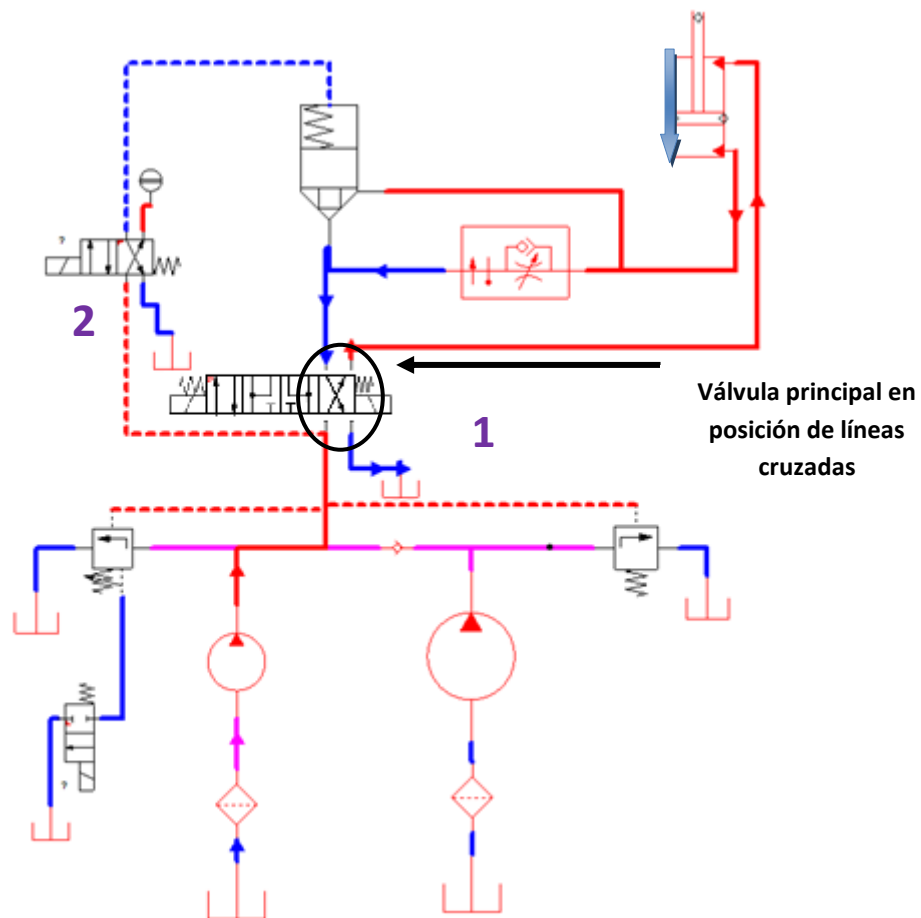


Figura 63. Válvula principal en posición de líneas cruzadas.

Fuente: Los autores.

Regeneración: Al posicionar la válvula principal 1 en el centro regenerativo, se presenta la situación de máxima velocidad del cilindro, debido a que el fluido es recirculado en la válvula direccional principal y se envía todo el caudal de las bombas al actuador. Ver figura 64.

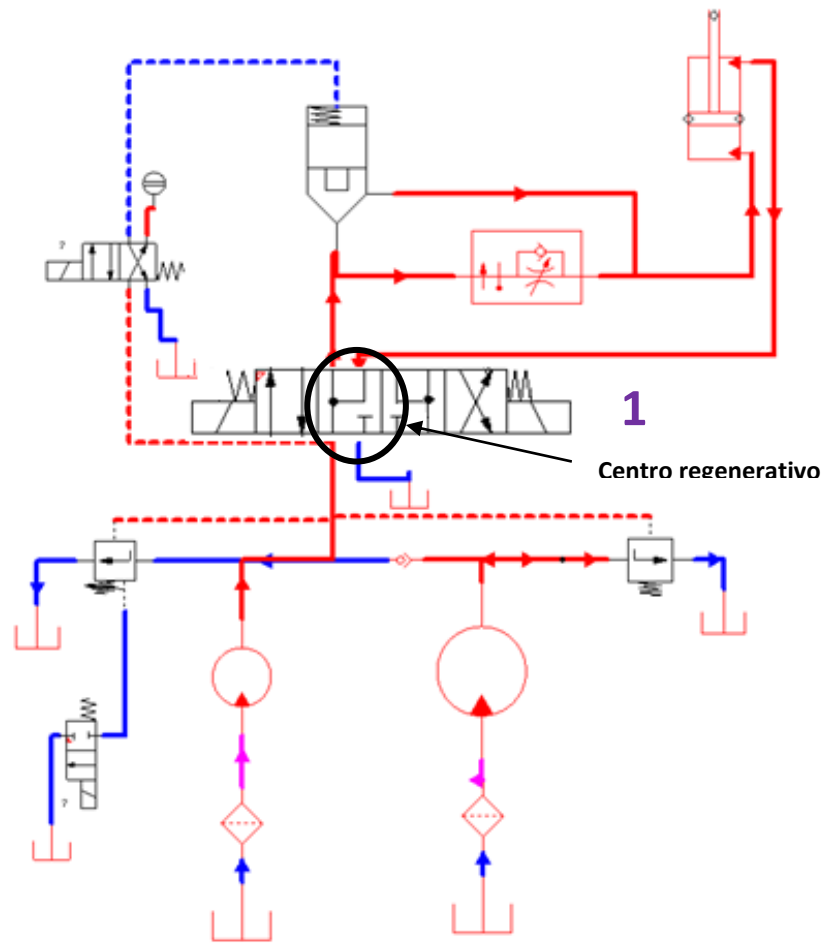


Figura 64. Regeneración en banco de Bombas Dobles.

Fuente: Los autores.

De esta forma se lleva a cabo el objetivo de mostrar distintas velocidades de avance del cilindro del banco de Bombas Dobles y se observa el fenómeno de regeneración hidráulica.

Teniendo clara la aplicación y los requerimientos del circuito podemos identificar cuál será la disposición del manifold a diseñar. Ver figura 65.

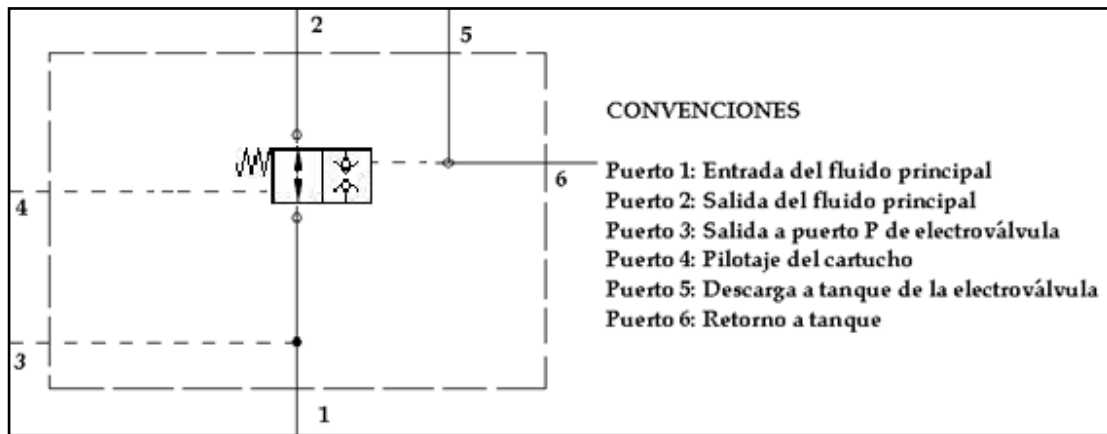


Figura 65. Esquema del manifold.

Fuente: Los autores.

5.2 SELECCIÓN DEL CARTUCHO.

Para nuestra aplicación se necesita una válvula de cartucho, esta válvula debe ser de dos posiciones y dos vías, normalmente abierta y pilotada hidráulicamente.

Para ello, se seleccionó el cartucho DOFS-XHN de SUN Hydraulics Corp. Esta válvula es un elemento lógico que recibe presión piloto a través de su puerto 3, conmutando la válvula hacia la posición cerrada; Su puerto de drenaje externo puede ser conectado a tanque, lo que permite utilizar presiones mínimas para pilotaje y manejar hasta 5000 psi de presión. Ver figura 66.

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

- Máxima presión de operación 350 bar (5000 psi)
- Mínima presión piloto requerida 300 psi.
- Capacidad de flujo nominal 120 l/min (30 gpm).
- Opción de ajuste Tornillo estándar.
- Cabeza hexagonal 1 1/8 in.
- Torque de ajuste 40 - 50 lbf* ft.
- Tipo de sello Buna - N.
- Cavidad manifold T-22A (véase anexo M).

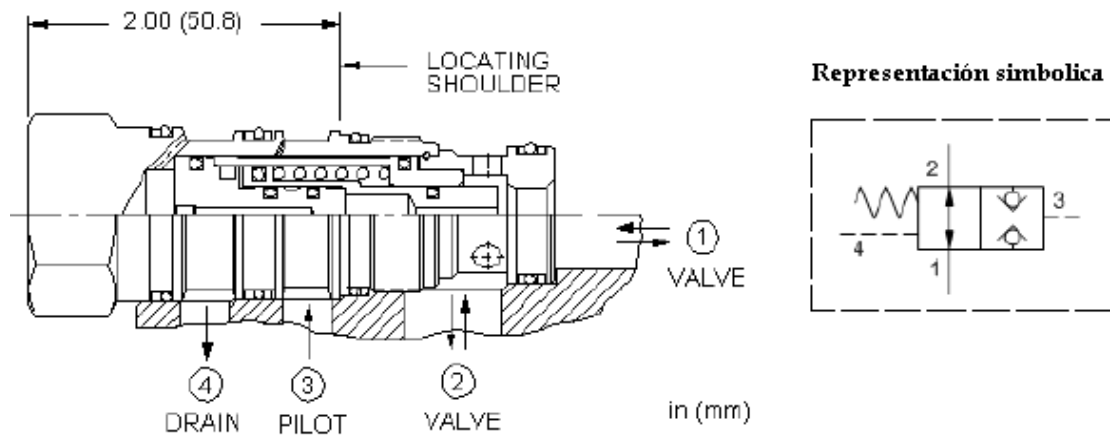


Figura 66. Elemento lógico para control DOFS-XHN
Fuente: Sun Hydraulics Corporation.

5.3 DISPOSICIÓN DE CONEXIONES CARTUCHO Y DUCTOS.

El estudio hecho previamente indica que el manifold debe alojar el cartucho roscable; además de los puertos de suministro de presión, puerto de salida al cilindro, puerto a tanque, y los puertos de entrada y salida de la electroválvula piloto. Figura 67.

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 el anexo M se muestran los detalles de la cavidad estándar para la válvula seleccionada. Las consideraciones aplicadas al momento de diseñar las conexiones entre el cartucho y la electroválvula fueron:

- De acceso fácil y rápido al cartucho.
- Evitar cambios bruscos en la dirección del fluido.
- Buena distribución en el montaje (simplicidad).

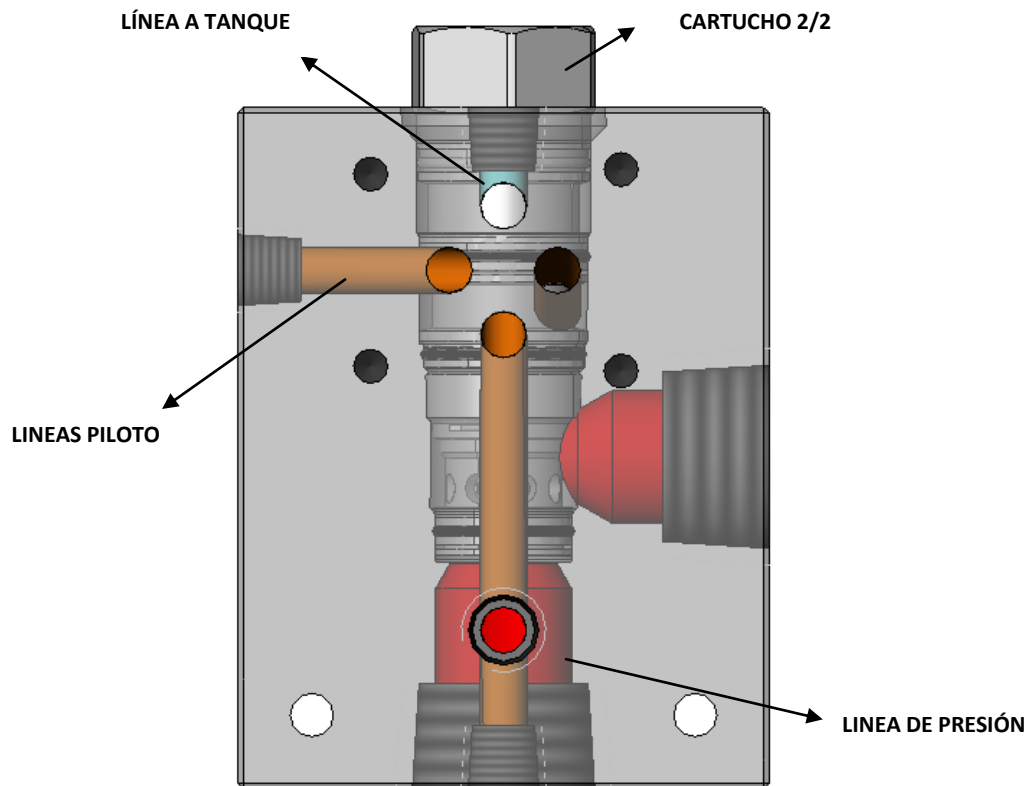


Figura 67. Ubicación del cartucho y ductos en el manifold.

Fuente: Los autores.

5.4 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 usar como material duraluminio 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 anexo H).

Entre sus aplicaciones se encuentran: moldes para inyección y soplado de termoplásticos, fabricación de moldes para suelas de zapatos, porta-utillaje de corte, conjuntos mecánicos tales como poleas y piñones y aplicaciones diversas en la industria aeronáutica. Ver tabla 4-1.

5.5 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.

5.5.1 Diseño asistido por computador (CAD).

Después de diseñar la disposición entre las conexiones de los cartuchos, se utilizó el programa de Solid Works 2007 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, debido a 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 N), 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

desensamblar libremente. También puede usarse en piezas de buen ajuste que requieran exactitud en su colocación con ajuste de juego medio.⁹

De esta manera, se obtuvo el manifold, mostrado en la figuras 68 y 69, 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 M.

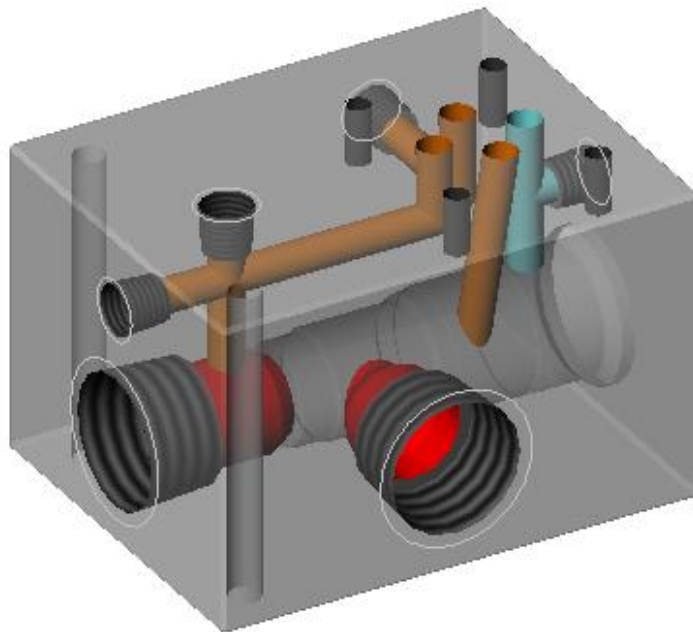


Figura 68. Vista fantasma del manifold.

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

El espaciamiento para cada elemento también se tuvo en cuenta, desde los puertos de conexión donde van montados los racores hasta el espacio permitido para el solenoide proporcional y su conexión eléctrica. Los puertos

⁹ DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas : Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

de conexión para racores se diseñaron de acuerdo a los tamaños estándares para elementos con rosca NPT (Nacional Pipe Thread), ver anexo K.

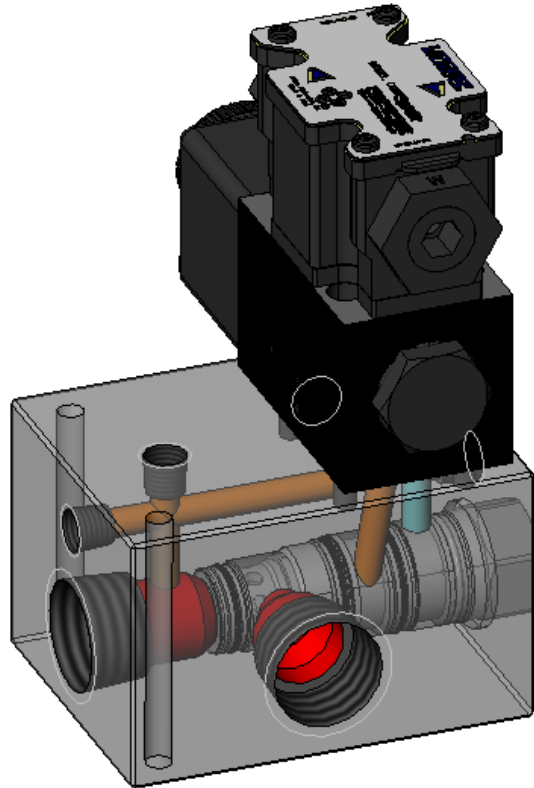


Figura 69. Vista isométrica del manifold ensamblado.

Fuente: Los autores.

5.5.2 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, debido a 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 interna¹⁰ 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 70). Entonces las ecuaciones anteriores se transforman en:

$$\sigma_r = -p$$

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

¹⁰ DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas : Teoría y Práctica. 8 ed. México: CECSA, 1998. p. 210.

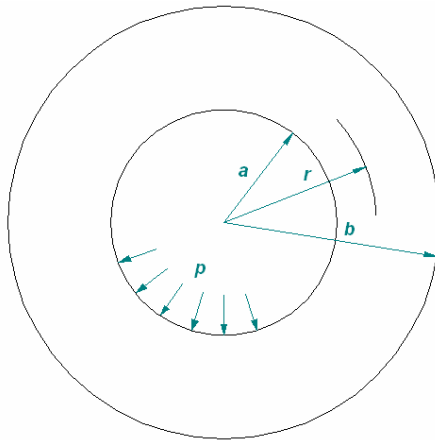


Figura 70. Cilindro de pared gruesa.
Fuente: Los autores.

Los puntos críticos a evaluar son dos, el primero ubicado en las líneas de pilotaje y el segundo ubicado en la línea de flujo principal. 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 entrada a la electroválvula piloto, ver figura 71. Nótese que la mínima distancia en este punto es la correspondiente a la distancia entre centros menos el diámetro del ducto ($11.6 - 7 \approx 4,5$).

- **Datos para el punto 1:**

Diámetro interno (d):	$7 \text{ mm} = 0.276 \text{ pulg}$
Espesor (t):	$4,5 \text{ mm} = 0.177 \text{ pulg}$
Radio interno (a):	$d/2 = 3.5 \text{ mm} = 0.138 \text{ pulg}$
Radio externo (b):	$a + t = 8 \text{ mm} = 0.315 \text{ pulg}$
Presión interna (p):	3000 psi
Factor (f):	1.5
Factor de seguridad (N):	?

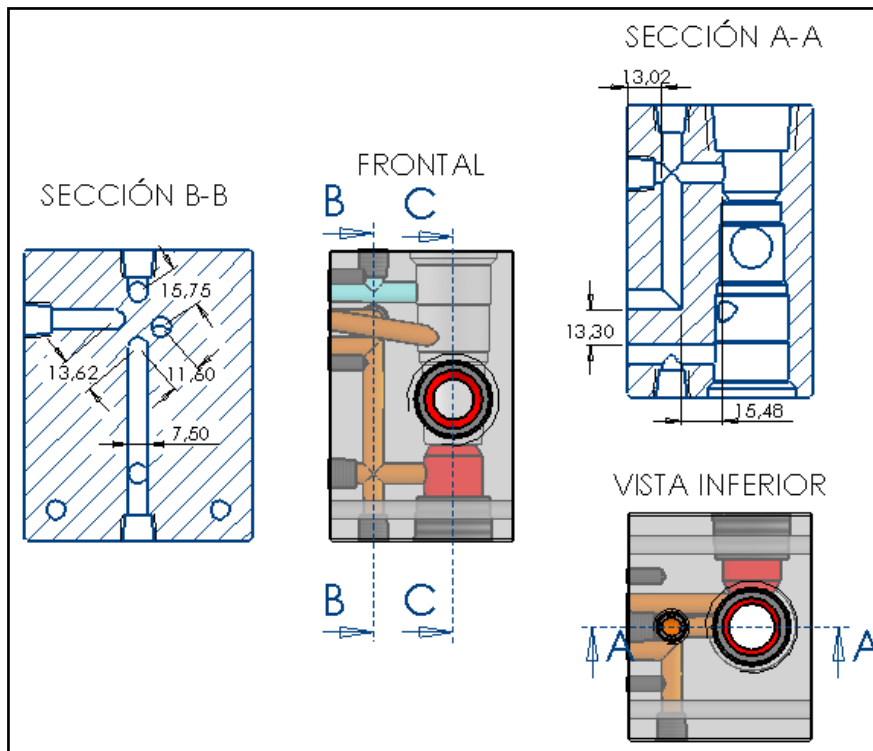


Figura 71. Distancias punto crítico 1.

Fuente: Los autores.

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.138^2 + 0.315^2}{0.138^2 - 0.315^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (4420.3)^2} = 5,34 \text{ ksi}$$

El valor tomado para el esfuerzo de fluencia del material es $S_y = 63 \text{ ksi}$, ver anexo H. Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{5,34} = 11.8$$

El segundo punto a considerar está ubicado en la línea de flujo, (ver figura 72). Nótese que el espesor más pequeño es el correspondiente al valor de la distancia con los ductos de pilotaje (7.13 mm).

- **Datos para el punto 2:**

Diámetro interno (d): 22 mm = 0.866 pulg

Espesor (t): 15.48 mm = 0.609 pulg

Radio interno (a): $d/2 = 11$ mm = 0.433 pulg

Radio externo (b): $a + t = 26.48$ mm = 1.043 pulg

Presión interna (p): 3000 psi

Factor (f): 1.5

Factor de seguridad (N): ?

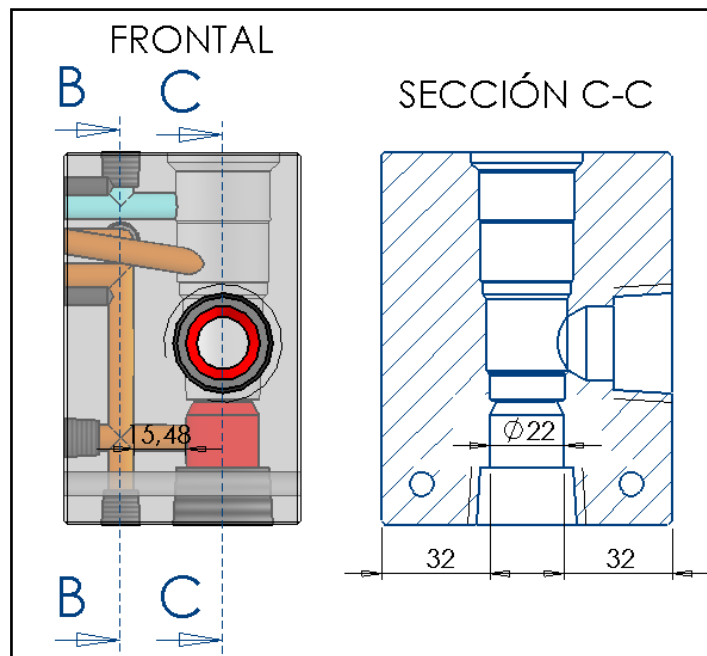


Figura 72. Distancias punto crítico 2.

Fuente: Los autores.

Reemplazando los datos en las ecuaciones se tiene:

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi}$$
$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{0.433^2 + 1.043^2}{0.433^2 - 1.043^2} \right)$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{-(3000)^2 + (4251.3)^2} = 5,20 \text{ ksi}$$

Entonces el factor de seguridad para este punto es:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{63}{5,20} = 12$$

5.5.3 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.

Para el diseño de este manifold se presentaron algunos inconvenientes, puesto que el alto caudal que circulará a través de él (22 GPM), que es el máximo caudal proporcionado en el banco de bombas dobles, origina un régimen de flujo alto para unas condiciones geométricas que no sobredimensionen el bloque. En el diseño de los ductos por donde correrá el fluido presurizado se tuvieron en cuenta varias alternativas, en busca de la opción más acertada que evitara la presencia de vibraciones y turbulencias, de esta forma se diseñó un bloque que transportara el flujo de suministro por ductos de 22 mm de diámetro, siendo estos ductos la zona crítica para analizar el número de Reynolds. El número de Reynolds expresado en función de la viscosidad cinemática es¹¹:

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

¹¹ POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. *Op cit.*, p. 258-232.

La velocidad media V puede expresarse como: $\bar{V} = Q/A$

Reemplazando A y V en el número de Reynolds se obtiene:

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D}$$

Donde:

Q = Caudal

π = Número PI (3.1416)

v = Viscosidad cinemática

D = Diámetro del conducto

El punto donde debe analizarse el régimen de flujo está ubicado en el ducto de presión que se muestra en la figura 73.

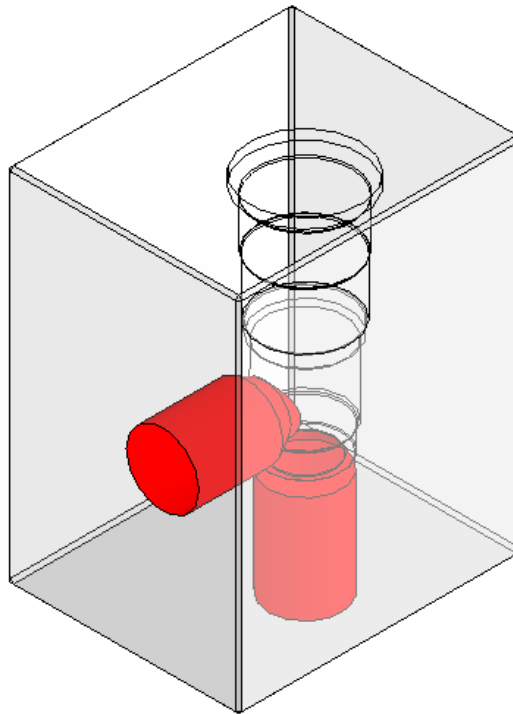


Figura 73. Ducto para flujo principal.

Fuente: Los autores.

$Q = 1.48 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (22 GPM).

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

$D = 22 \text{ mm} = 0.022 \text{ m}$.

$$Re = \frac{4 * (1.48 \times 10^{-3})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0.022}$$

$$Re \approx 2202$$

Según el criterio, para números de Reynolds menores a 2300 se dan condiciones de flujo laminar, quiere decir que teóricamente no se presentan condiciones de flujo turbulento en el manifold.

5.5.4 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 ecuación¹²:

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

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

Donde:

ρ = Densidad del fluido hidráulico (véase anexo J)

L = Longitud

D = Diámetro del conducto

V = Velocidad media

Re = Número de Reynolds

¹² POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 2 ed. México: Prentice Hall, 1998. p. 258-332.

El fluido hidráulico principal circula a través de dos ductos del manifold, por ellos fluyen, en el caso de la regeneración, los 22 GPM del banco y por tanto en esta situación, que es la más crítica se analizaran las pérdidas de presión. En la figura 74, se observa un esquema del manifold y las líneas a analizar (líneas rojas).

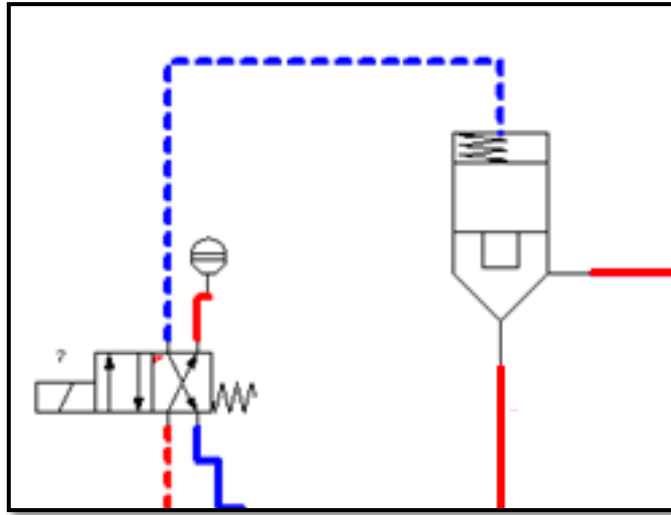


Figura 74. Línea de flujo a través del manifold.

Fuente: Los autores.

- **Sección 1, ver figura 75:**

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

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

$$Q = 1.48 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (22 GPM)}$$

$$L_1 = 25,42 \text{ mm} = 0.02542 \text{ m} \quad D_1 = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m}$$

$$\bar{V}_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_1^2} = \frac{1.48 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} (0,22)^2} \approx 3,70 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

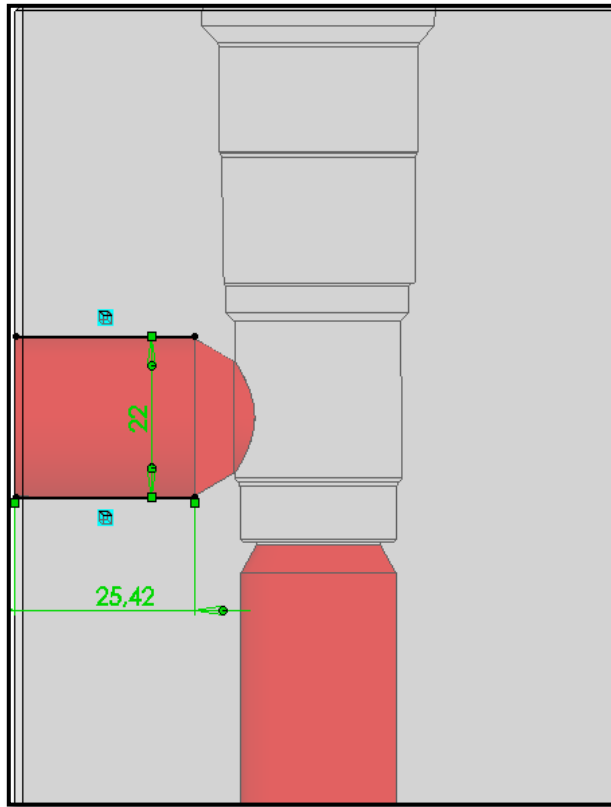


Figura 75. Detalles sección 1.

Fuente: Los autores.

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_1} = \frac{4(1,48 \times 10^{-3})}{\pi \times (3,7 \times 10^{-5}) \times 0,022} \approx 3207$$

$$h_1 = 32 \frac{L_1 \bar{V}_1^2}{Re D_1} = 32 \frac{0,02542 \times (3,7)^2}{2202 \times 0,022} \approx 0,23 \frac{m^2}{s^2}$$

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_1 = \rho \times h_1 = 200,84 \text{ Pa} \approx 0,029 \text{ Psi}$$

- **Sección 2, ver figura 76:**

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

$v = 3,7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (véase anexo J) a temperatura de operación 40 °C

$Q = 1.48 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (22 GPM)

$L_2 = 32,39 \text{ mm} = 0,03239 \text{ m}$ $D_2 = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m}$

$$\bar{V}_2 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_2^2} = \frac{1.48 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} (0,022)^2} \approx 9.85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_2} = \frac{4(1.48 \times 10^{-3})}{\pi \times (3.7 \times 10^{-5}) \times 0,022} \approx 2202$$

$$h_2 = 32 \frac{L_2 \bar{V}_2^2}{Re D_2} = 32 \frac{0.0108 \times (9.85)^2}{3591 \times 0.01349} \approx 0,29 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

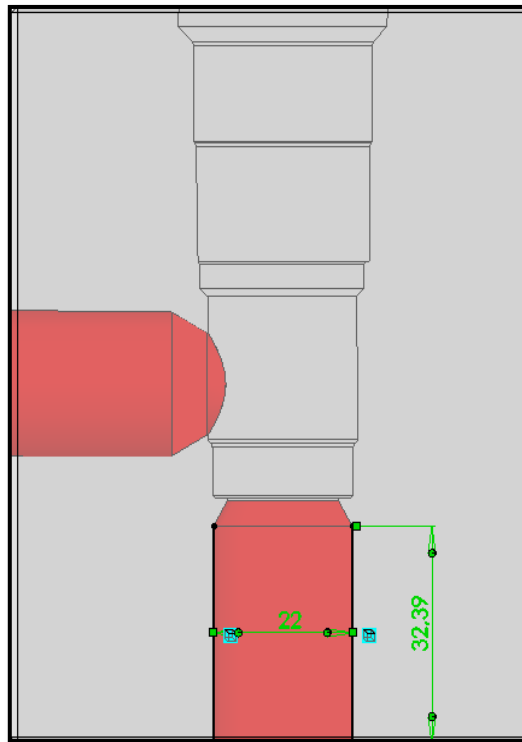


Figura 76. Detalles sección 2.

Fuente: Los autores.

La caída de presión para este conducto es:

$$\Delta p_2 = \rho \times h_2 = 255,9 \text{ Pa} \approx 0.037 \text{ Psi}$$

Caída de presión en los conductos del manifold: $\sum \Delta p_i = 0,066 \text{ psi}$

La caída de presión total a través del manifold, es la suma de las pérdidas en los ductos, más las pérdidas en el cartucho, las pérdidas en la válvula direccional y las pérdidas inherentes del banco de trabajo. De esta forma se obtiene el resultado:

- Pérdidas paso por cartucho de pilotada full open $1 \rightarrow 2 = 120 \text{ psi}$
- Pérdidas totales por direccionales y cartucho $\sum \Delta p_n = 0,066 \text{ psi}$

$$\Delta p_{\text{total}} = 120 + 0,066 + 50 = 170,066 \text{ Psi}$$

5.6 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE).

Las herramientas computacionales como software para ingeniería 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 12.1, 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.

5.6.1 Análisis preliminar.

En el caso de este manifold, también se usa un factor de seguridad de 2 en la aplicación de la carga, en busca de ser conservativos con los resultados del software CAE, de esta forma se trabaja con 3000 psi aplicado a las caras

internas del manifold en el análisis estructural. Para el estudio del manifold se escogió como material el DURALUMINIO y se realizó un enmallado tetraédrico con 36424 nodos y 22041 elementos. Ver figura 77.

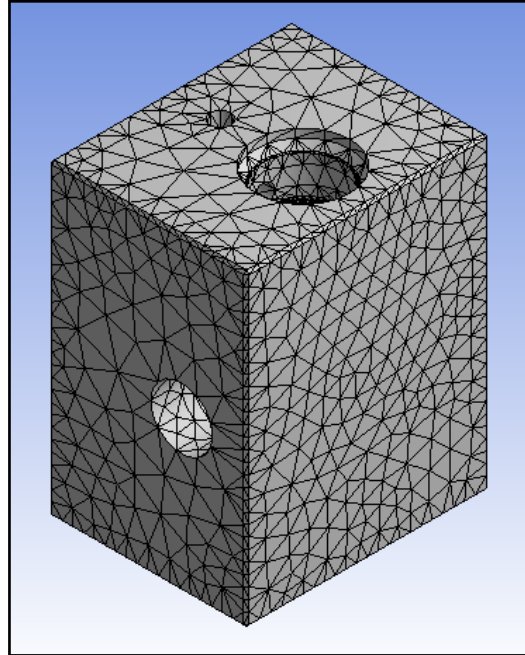


Figura 77. Enmallado del manifold.

Fuente: Los autores.

5.6.2 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad.

A continuación se muestran imágenes del análisis estructural del manifold, las cuales muestran exageraciones en la variación geométrica del mismo, siendo a vista real invisibles al ojo humano. En la interpretación de resultados estructurales se obtuvieron resultados favorables, podemos ver que el esfuerzo máximo está muy por debajo del máximo soportado por el DURALUMINIO, de esta forma aseguramos un buen diseño y selección de material. Se encontró un valor mínimo de esfuerzo, de 0,0064 Mpa y un máximo de 119,5 Mpa. El esfuerzo máximo se ubica en una cara de la cavidad del cartucho cercana al ducto de suministro, y el esfuerzo mínimo en un punto cercano a uno de los pasadores de sujeción, ver figura 78. En la figura 79 se observa con más detalle la zona donde se presenta el esfuerzo máximo del manifold, en el paso del fluido de suministro.

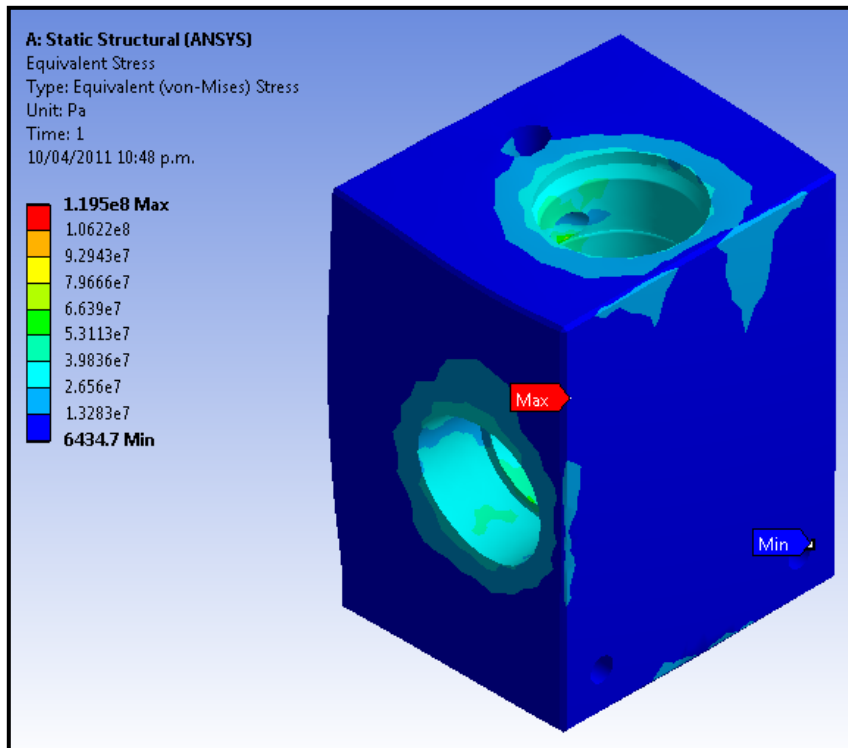


Figura 78. Analisis de esfuerzo del manifold.

Fuente: Los autores.

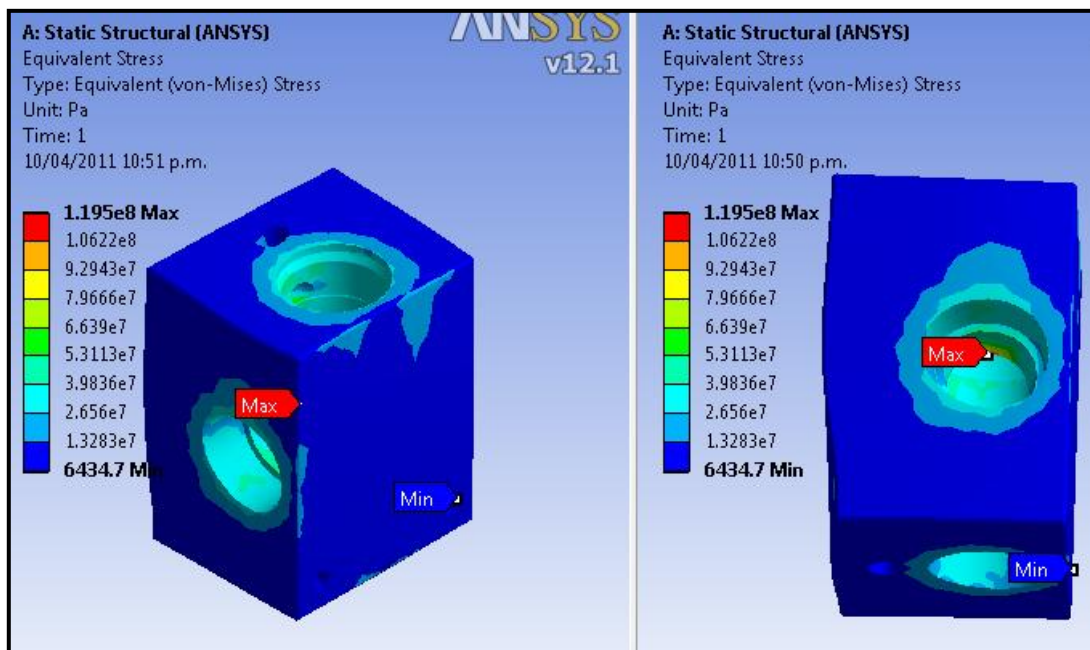


Figura 79. Punto de máximo esfuerzo del manifold.

Fuente: Los autores.

El factor de seguridad fue relativamente favorable, dando como valor mínimo 3,64 y ubicado en el ducto de entrada de presión, acercándose a la zona de la válvula de cartucho, éste valor nos muestra un diseño bastante aceptable, ver figura 80.

El análisis de deformaciones fue positivo, puesto que no se presentan mayores alteraciones en la configuración geométrica del manifold y de esta forma se garantiza, según análisis CAE un buen diseño del bloque. La máxima deformación es de $2,6E-06$ m, ver figura 81.

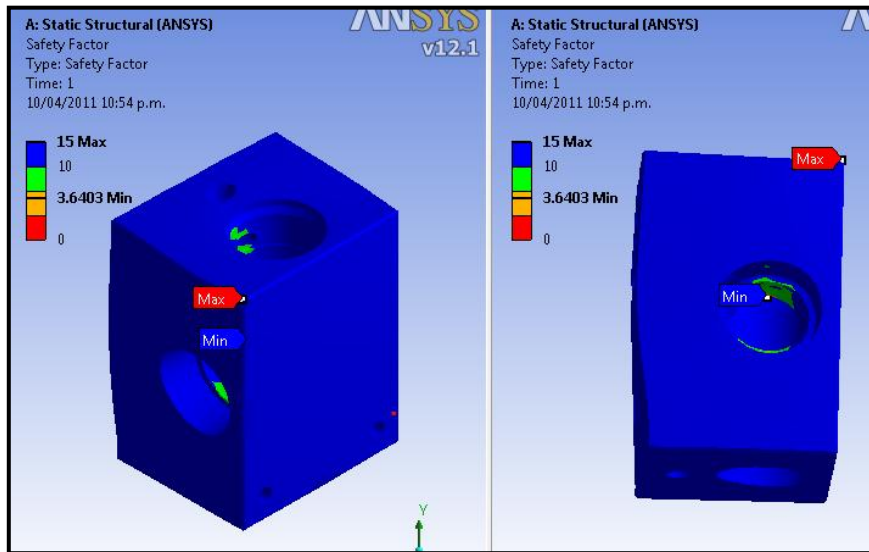


Figura 80. Punto de máximo esfuerzo del manifold.

Fuente: Los autores.

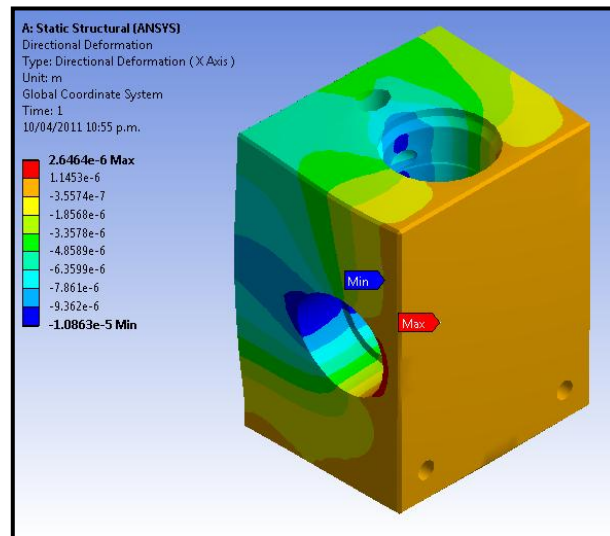


Figura 81. Puntos críticos de deformación.

Fuente: Los autores.

5.7 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 J) y las consideraciones de flujo a caudal constante (22 gpm). Además de considerar bloqueos en algunos ductos debido al alojamiento de los cartuchos de las válvulas.

En este análisis el fluido ingresa por el puerto de suministro, pasa al puerto 1 de la válvula tipo cartucho DOFS-XHN, y sale de la misma a través de su puerto 2 hacia el ducto de flujo de prioridad, donde es llevado finalmente fuera del manifold hacia el cilindro del banco de pruebas.

Para simular el flujo a través de la válvula se creó en el lugar por el cual circula el fluido dentro de la cavidad, un medio poroso al cual se le cargó una tabla (ver tabla 2), con los datos extraídos de las curvas de caídas de presión proporcionadas por el fabricante (ver anexo L). Además se supuso 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 y flujo de prioridad; con esto ignoramos el flujo a través de las líneas piloto tal y como se hizo con los cálculos teóricos (ver figura 82).

Luego de realizar la simulación, se puede observar que el valor máximo para la velocidad del fluido es de 3.8 m/s (ver figura 83). 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:

$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu}$$
$$Re = \frac{3.8 \frac{m}{s} \times 0,022 m}{3.7 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 2259$$

$$\mathbf{Re = 2259}$$

Este valor indica que el flujo presenta un comportamiento laminar tal y como se había demostrado anteriormente. 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.

Gpm	Psi	m3/s	Pa
0	0	0	0
4	8	0,00025236	55158,08
8	20	0,00050472	137895,2
12	43	0,00075708	296474,68
16	70	0,00100944	482633,2
20	108	0,0012618	744634,08
24	155	0,00151416	1068687,8
28	230	0,00176653	1585794,8
32	278	0,00201889	1916743,28

Tabla 4. Tabla de datos de la curva caída de presión vs caudal.

Fuente: Los autores.

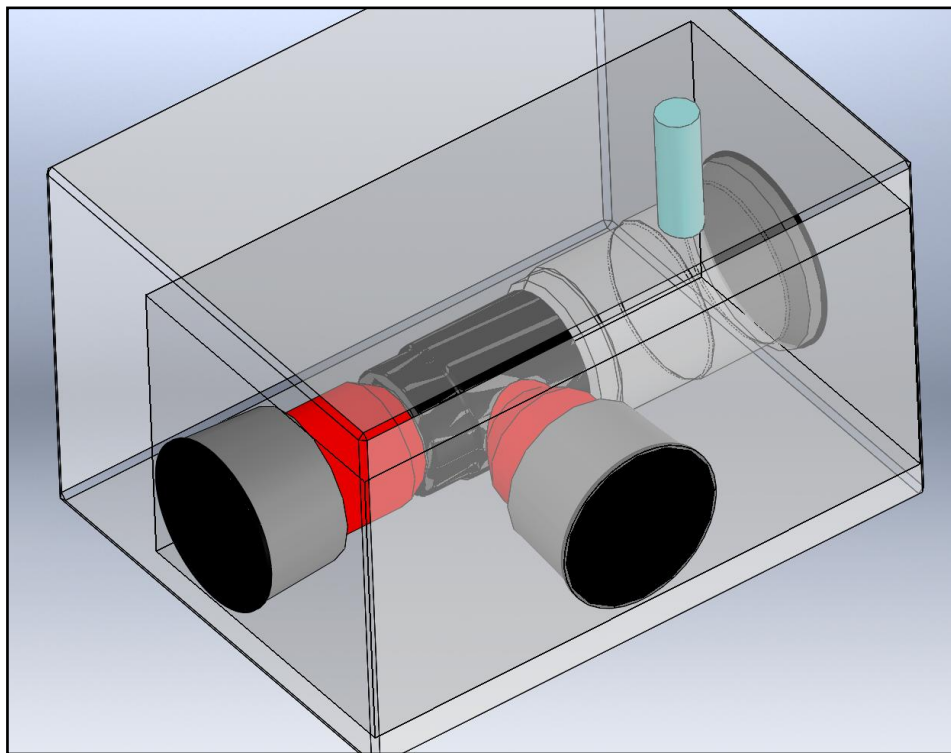


Figura 82. Análisis preliminar.

Fuente: Los autores.

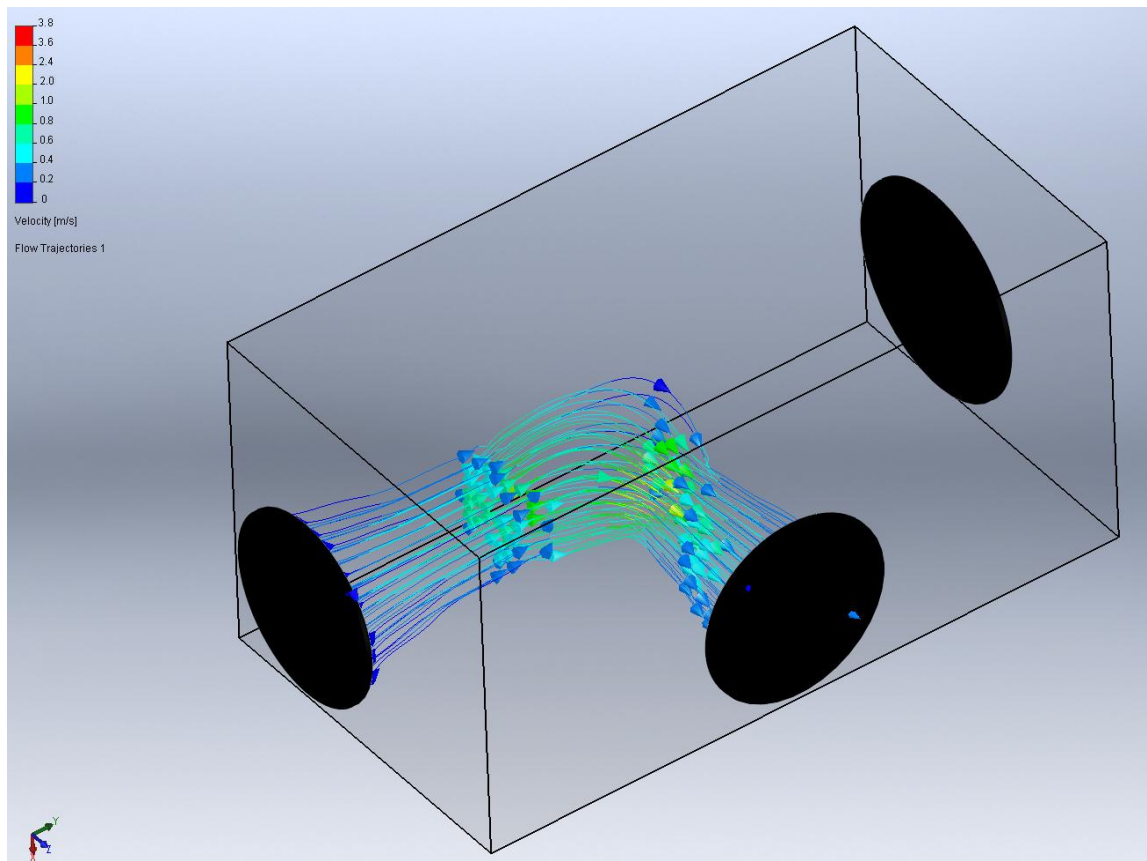


Figura 83. Análisis de velocidades internas en el manifold.
Fuente: Los autores.

6 PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS.

En este capítulo se describen las pruebas realizadas con el manifold para el control del cilindro telescópico, y el manifold direccional 2/2 a utilizar en el banco de bombas dobles; Para llevar a cabo dichas pruebas primero realizaremos y describiremos el montaje de ambos manifold para luego comprobar su funcionamiento.

6.1 MONTAJE DEL MANIFOLD PARA EL CONTROL DEL CILINDRO TELESCÓPICO.

En la figura 84, observamos el manifold para el control del cilindro telescópico, como vemos, consta de un puerto de entrada (izquierda), donde llega el caudal primario y el cual estará destinado a realizar el trabajo de subir la carga, dos puertos de salida (derecha), uno de estos conectados con la manguera de alimentación del cilindro telescópico y el otro conectado con la línea que va hacia tanque. Es importante resaltar en este punto que la disposición de estos puertos en el manifold fue determinada en el proceso previo a la etapa del diseño de éste teniendo en cuenta el lugar en donde previamente sabíamos se iba a realizar el montaje, esto fue un paso realmente importante debido a que simplifica en gran medida el montaje del manifold y reduce la cantidad de accesorios necesarios para las conexiones entre mangueras, con lo cual se reducen también las perdidas en el circuito. Todas las conexiones entre el manifold y las mangueras se hacen a través de racores de 1/2" NPT. El racor utilizado en la conexión con la manguera de alimentación del cilindro lleva un acople rápido de 1/2".

El manifold estará ubicado en una mesa de 60 cm de alto la cual tendrá como objetivos principales: elevar la posición de éste para su fácil acceso y evitar que esté en contacto con la suciedad del suelo, no recargar la mesa de trabajo superior donde se encuentran otros bancos de prueba, y por ultimo brindar una sujeción segura al manifold.

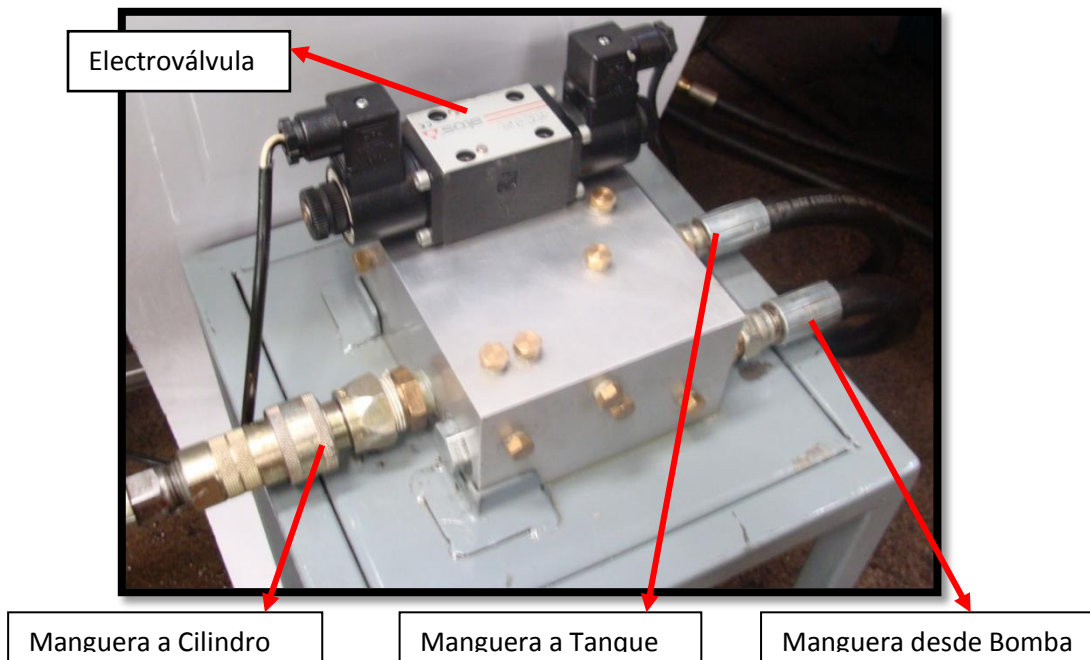


Figura 84. Montaje del manifold 1.

Fuente: Los autores.

En la figura 85, parte A, observamos el panel de control eléctrico del circuito, el cual utiliza una fuente de alimentación a 110 V derivados de la mesa de trabajo principal; en éste podemos distinguir un interruptor de tres posiciones y dos led que indican el accionamiento de la electroválvula. Con el interruptor en la posición central cortamos el paso de corriente y se mantiene la electroválvula en su posición central (orden de bloqueo del cilindro), girando el interruptor a la izquierda permitimos paso de corriente hacia el solenoide izquierdo de la electroválvula (orden de subida del cilindro), con el interruptor hacia la derecha permitimos el paso de corriente hacia el solenoide derecho de la electroválvula (orden de bajada del cilindro).

En la figura 85, parte B, se muestra el tablero de la válvula de control de presión, el cual consta de un interruptor de encendido, un pulsador para entregar presión y otro para ventear la bomba, y un interruptor de tres posiciones que controla los distintos niveles de presión disponibles.

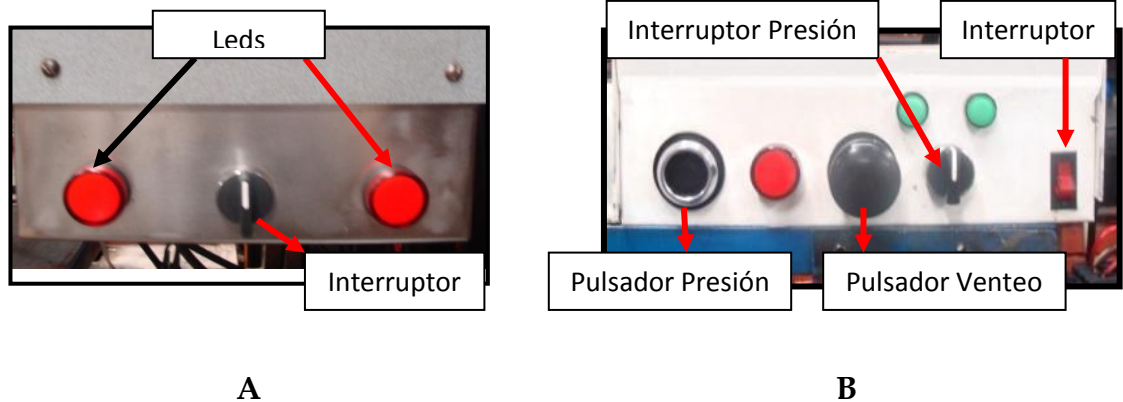


Figura 85. Controles eléctricos.
Fuente: Los autores.

6.2 PRUEBAS.

Se realizaron varias pruebas para verificar el funcionamiento del circuito hidráulico que controla el cilindro telescópico:

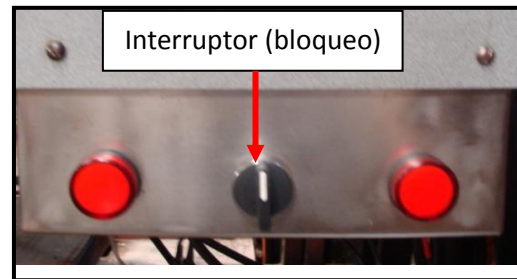
- **Bloqueo inicial de la carga con el sistema presurizado y la electroválvula en su posición central.**

Esta prueba pretende verificar el funcionamiento de los pilotajes de la electroválvula en su posición central para lo cual debemos presurizar el sistema, esto por la razón de que la presión para el pilotaje se deriva internamente de la presión del circuito. Ver capítulo 4.

En la figura 86, parte A, vemos que la lectura en el manómetro de la válvula de control de presión del sistema indica un valor de aproximadamente 500 psi, mientras que en la figura 86, parte B, vemos que el interruptor del control de la electroválvula se encuentra en su posición central (posición de bloqueo).



A



B



C

Figura 86. Bloqueo inicial de la carga.

Fuente: Los autores.

Pudimos observar que al accionar el sistema y permitir que este se presurice se puede lograr que el cilindro telescópico permanezca bloqueado mientras la electroválvula se mantenga en su posición central, (ver figura 86, parte C).

- **Orden de subida del cilindro telescópico.**

En la figura 87, parte A, observamos que el manómetro de la válvula de control de presión sigue mostrando una lectura de aproximadamente 500 psi; En la figura 87, parte B, observamos que el interruptor que controla la electroválvula se encuentra hacia la izquierda (orden de subida).

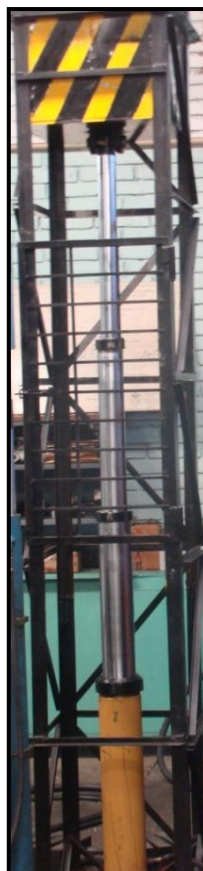
Se comprueba que en estas condiciones el cilindro telescópico se extiende mientras se mantiene el interruptor de la electroválvula en su posición hacia la izquierda, (ver figura 87, parte C).



A



B



C

Figura 87. Extensión del cilindro.
Fuente: Los autores.

- **Orden de bloqueo del cilindro telescópico en carrera ascendente.**

En la figura 88, parte A, observamos que el manómetro de la válvula de control de presión sigue mostrando una lectura de aproximadamente 500 psi; En la figura 88, parte B, observamos que el interruptor que controla la electroválvula cambia de su posición hacia la izquierda a su posición central. Se comprueba que en estas condiciones el cilindro telescópico pasa de estar extendiéndose a bloquearse, (ver figura 88, parte C). Esta prueba se hace repetidamente en distintos puntos de la carrera ascendente y se comprueba su correcto funcionamiento

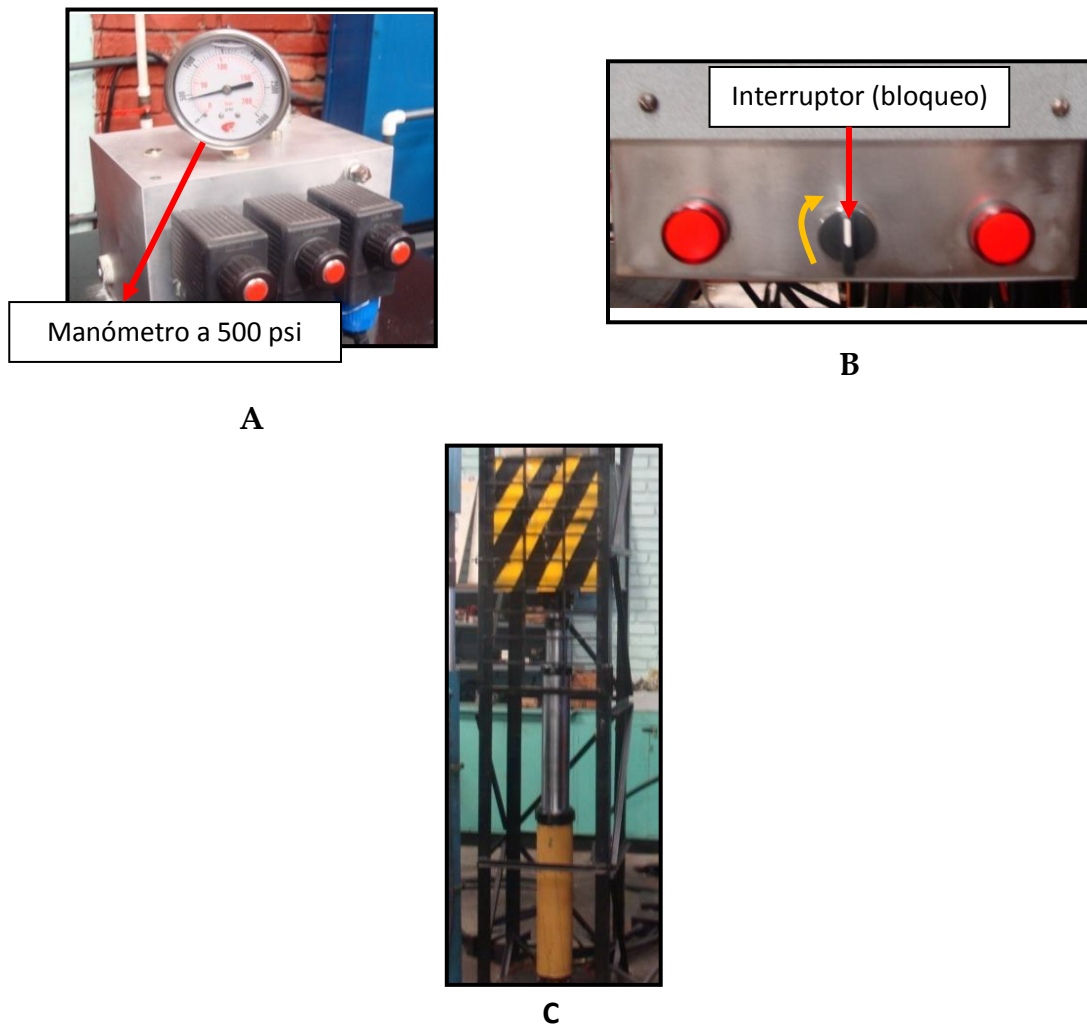


Figura 88. Bloqueo en carrera ascendente.

Fuente: Los autores.

- **Orden de bajada del cilindro telescópico.**

En la figura 89, parte A, observamos que el manómetro de la válvula de control de presión sigue mostrando una lectura de aproximadamente 500 psi; En la figura 89, parte B, observamos que el interruptor que controla la electroválvula se encuentra hacia la derecha (orden de bajada).

Se comprueba que en estas condiciones el cilindro telescópico desciende mientras se mantiene el interruptor de la electroválvula en su posición hacia la izquierda.



A



B

Figura 89. Descenso de la carga.

Fuente: Los autores.

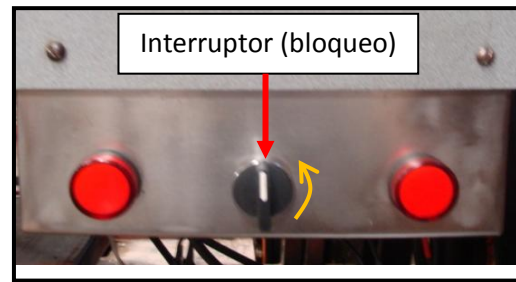
- **Orden de bloqueo del cilindro telescópico en carrera descendente.**

En la figura 90, parte A, observamos que el manómetro de la válvula de control de presión sigue mostrando una lectura de aproximadamente 500 psi; En la figura 90, parte B, observamos que el interruptor que controla la electroválvula cambia de su posición hacia la derecha a su posición central.

Se comprueba que en estas condiciones el cilindro telescópico pasa de estar descendiendo a bloquearse. Esta prueba se hace repetidamente en distintos puntos de la carrera descendente y se comprueba su correcto funcionamiento.



A



B

Figura 90. Bloqueo en carrera descendente.

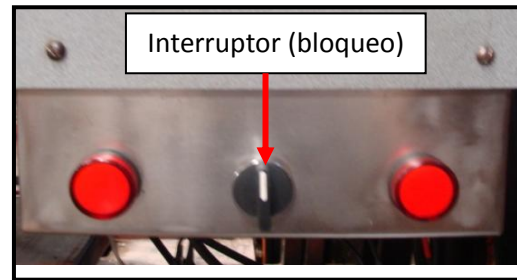
Fuente: Los autores.

- **Autobloqueo por carga.**

Una de las características que se quiso conseguir con el diseño del circuito es que éste pudiera autobloquearse por acción de la misma carga, ver capítulo 4; esta característica es muy importante debido a que podemos ahorrar potencia mediante el venteo la bomba. Para probar el autobloqueo por acción de la carga extendemos completamente el cilindro telescópico y colocamos el interruptor de la electroválvula en su posición central, acto seguido procedemos a realizar el venteo de la bomba. Como puede observarse en el manómetro de la válvula de control de presión, ver figura 91, parte A, la presión cae hasta aproximadamente 0 psi, en la figura 91, parte B, se observa que el interruptor está ubicado en la posición central. Con estas condiciones pudimos comprobar que efectivamente el cilindro se bloquea. Debido a que no hay presión en el sistema podemos deducir que la presión necesaria para conmutar los cartuchos a su posición cerrada y bloquear el cilindro se obtiene de la carga unida al cilindro telescópico. Esta prueba debe realizarse en cada una de las etapas del cilindro telescópico debido a que el diámetro de los pistones dentro de cada etapa es distinto y por consiguiente la presión suministrada por la carga varía por efecto de esta diferencia de área en los pistones.



A



B

Figura 91. Autobloqueo de la carga.
Fuente: Los autores.

Al realizar las pruebas en cada una de las etapas comprobamos el correcto funcionamiento en las dos etapas móviles finales (áreas de pistón más pequeña), sin embargo no lo hacía de la misma manera en la primera etapa debido a que la presión en esta etapa móvil no era suficiente para generar el pilotaje necesario y cerrar los cartuchos (área de pistón más grande). Para resolver este problema aumentamos la carga sobre el cilindro aumentando así la capacidad de presión en todas las etapas, con esto se paso de una carga de 300 Kg a 650 Kg. Con este aumento de carga se verifica el correcto funcionamiento del autobloqueo en cada una de las etapas del cilindro. Ver figura 92.

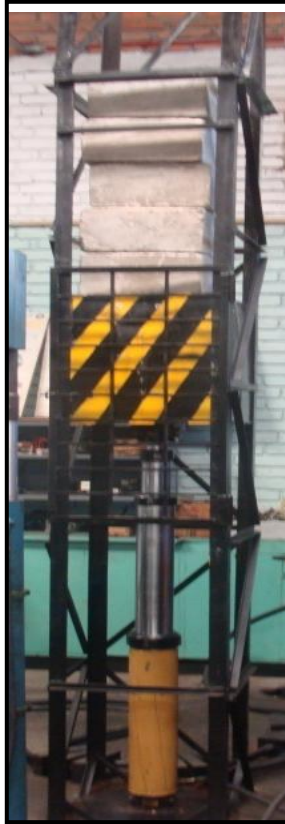


Figura 92. Cilindro con nueva carga.

Fuente: Los autores.

6.3 CONSIDERACIONES DE LOS EFECTOS DEL AUMENTO DE LA CARGA EN EL CILINDRO TELESCÓPICO.

- **En el cilindro telescópico.**

La carga sobre el cilindro telescópico se elevó hasta un valor de 650 Kg, lo que en total representa un aumento en la carga de 350 Kg, sin embargo el cilindro telescópico está diseñado para trabajar con una carga de hasta 2 toneladas, ver Anexo A, por lo que la carga actual representa poco más del 30% de la capacidad de diseño.

- **En el circuito hidráulico.**

Tanto el manifold como el circuito hidráulico están diseñados para trabajar con presiones de hasta 3000 psi, los cartuchos internos en el manifold soportan hasta 5000 psi.

La presión de trabajo durante la subida del cilindro seguirá siendo de 500 psi aproximadamente en la descarga por la válvula de seguridad e irá disminuyendo a través del manifold por acción de las pérdidas.

6.4 MONTAJE DEL MANIFOLD DIRECCIONAL 2/2.

La figura 93 proporciona una vista general del banco de bombas dobles, en esta figura podemos identificar las partes principales de éste banco.

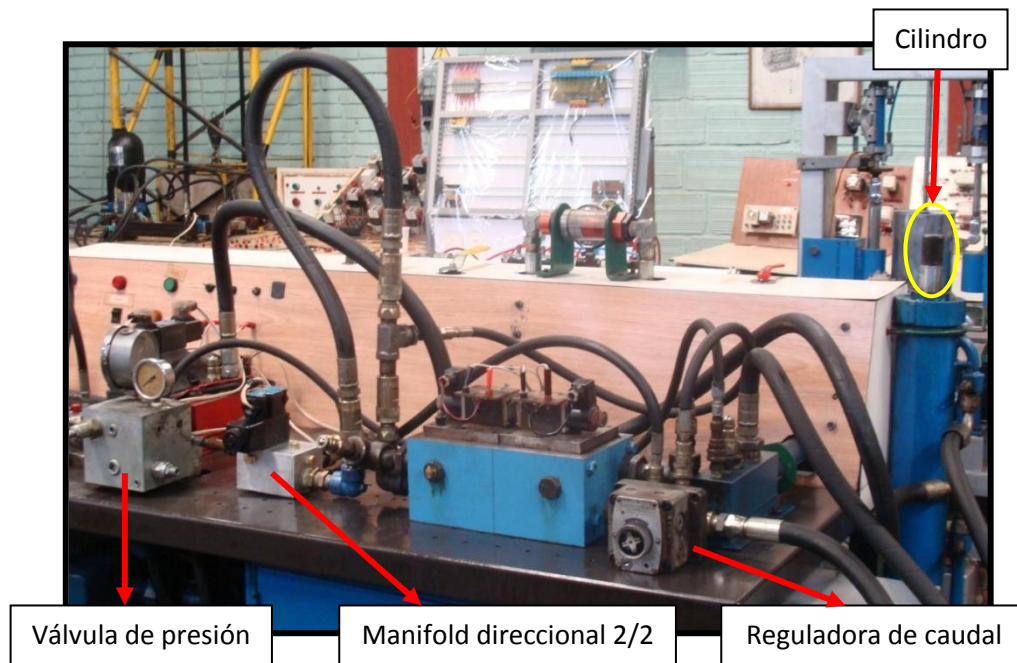


Figura 93. Banco de bombas dobles.

Fuente: Los autores.

En la figura 93, observamos el montaje del manifold direccional 2/2 en el banco de bomba dobles. El manifold 2/2 consta de tres puertos para conexiones: dos puertos de 1" NPT, uno donde se conecta la manguera que conduce el fluido de trabajo a la entrada del manifold y otro que se conecta a la manguera que conduce el fluido de trabajo hacia el cilindro, estos dos puertos tienen una posterior reducción hasta $\frac{3}{4}$ " para conectarse con un acople rápido. El tercer puerto es de $\frac{1}{4}$ " NPT y conduce el caudal de drenaje del cartucho hacia tanque. Todas las conexiones del manifold 2/2 están dispuestas de tal manera que éste pueda ser montado y desmontado con

facilidad gracias al tipo de acoples de las mangueras (ver figura 94), y de la electroválvula (ver figura 95).

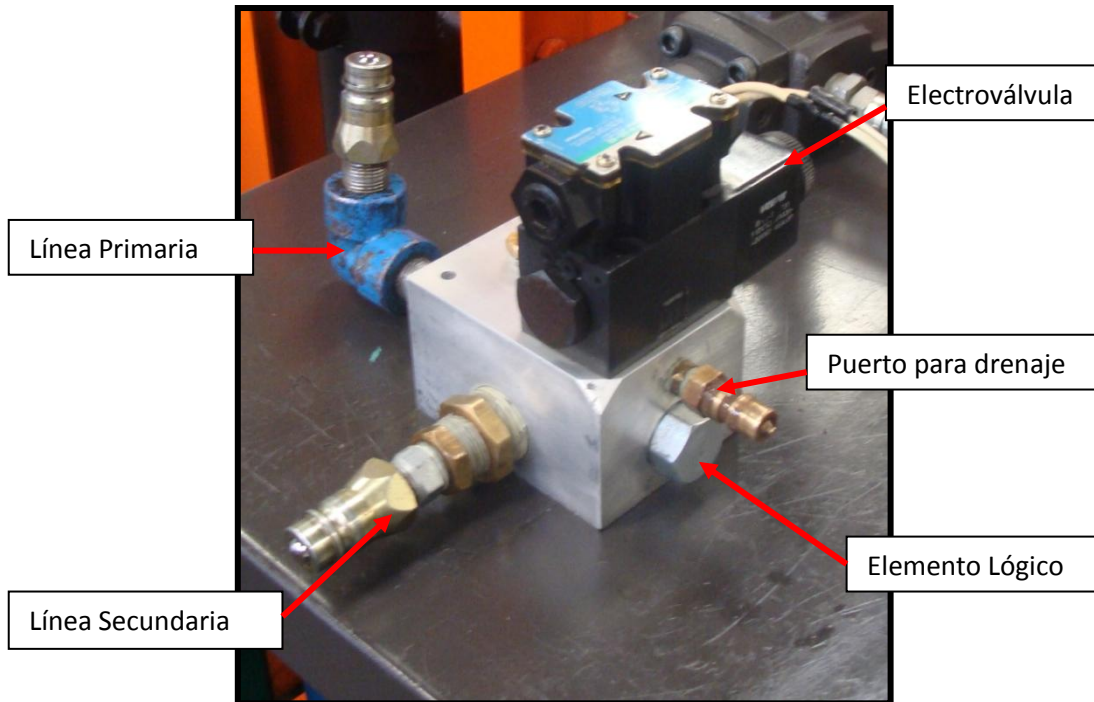


Figura 94. Manifold direccional 2/2.

Fuente: Los autores.

La figura 95 muestra una imagen detallada del panel de control eléctrico del banco de bombas dobles, este panel cuenta con un led principal de activación del banco, un interruptor y led para permitir e indicar el paso de corriente al tablero respectivamente, un botón para permitir la subida de presión y otro para venteo de la bomba, un botón de apagado de las bombas; en la parte superior derecha tenemos tres interruptores los cuales controlan el movimiento del cilindro: uno para la subida, otro para la bajada y un ultimo interruptor para el control de la electroválvula de nuestro manifold el cual controla la regeneración y velocidad de avance del cilindro. También contamos con puertos para conexión eléctrica en los cuales se conectan las distintas electroválvulas que utiliza el banco.

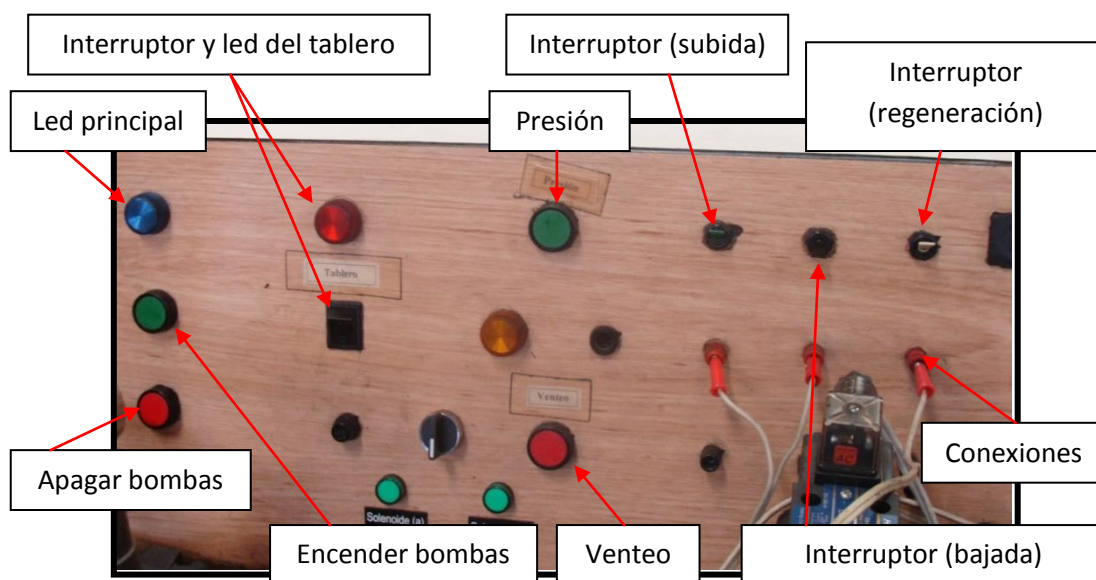


Figura 95. Banco de bombas dobles.

Fuente: Los autores.

6.5 PRUEBAS DEL MANIFOLD 2/2.

El manifold direccional 2/2 es un manifold que realiza la misma función que una valvula direccional 2/2, (ver capítulo 5). Este manifold utiliza una electroválvula 4/2 para pilotaje dotada por el laboratorio. El funcionamiento del manifold es sencillo, en una posición de la electroválvula (sin accionamiento), permite el paso de fluido a través del manifold, en la otra posición (accionando el solenoide), bloquea el paso del fluido.

Para probar el correcto funcionamiento de este manifold haremos una prueba sencilla que consiste en observar la velocidad de salida del cilindro del banco al activar y/o desactivar el solenoide de la electroválvula ubicada en el manifold.

Luego de realizar la prueba pudimos observar que activando y/o desactivando la electroválvula logramos distintas velocidades de salida del cilindro gracias al control sobre la regeneración del fluido hacia el mismo.

7 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, etc.

<i>DESCRIPCION</i>	<i>VALOR</i>
Válvulas de cartucho	1'050'000
Envío de cartuchos desde el exterior	200'000
Material de los Manifold	340'000
Mecanizada de los Manifold	1'700'000
Válvula Cetop 3	350'000
Mangueras y racores	100'000
Materiales eléctricos	40'000
Papelería	150'000
Imprevistos y otros (10%)	400'000
<i>TOTAL</i>	4'280'000

Tabla 5. Descripción del costo del proyecto.

Fuente: Los autores.

8 CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

- En el diseño de este tipo de elementos es muy importante tener una visión amplia del proyecto, que abarque no solo las consideraciones técnicas de diseño como cargas, esfuerzos y otras, sino también, consideraciones en cuanto a condiciones de manufactura y montaje, disponibilidad de elementos necesarios para ensambles finales y el correcto dimensionamiento de los costos reales del proyecto.
- Gracias a la investigación previa acerca de las herramientas y los métodos de mecanizado utilizados en la industria local se pudo establecer una relación coherente entre el diseño, la construcción y el costo de los manifold; lo cual permitió el éxito en el desarrollo del presente trabajo.
- Debido a que el montaje de los elementos se planificó y estudió en etapas previas al diseño se logró un ahorro importante de tiempo, esfuerzo y dinero en compra de accesorios para el montaje final. Es necesario insistir en la importancia del estudio del montaje antes del diseño y construcción en cualquier proyecto, especialmente cuando hablamos de proyectos de dimensiones mayores al presente, no solo se gana en cuanto a los costos en el montaje, también debemos tener en cuenta que a largo plazo el éxito o el fracaso se irán incrementado a toda cuenta que los costos de mantenimiento debido a la complejidad y cantidad de elementos se incrementan a lo largo del tiempo.
- Cuando se realizan proyectos que necesariamente deben integrar elementos ya presentes con otros que deben construirse, es necesario hacer un estudio completo de aquellos elementos ya presentes; el desconocimiento de alguna de sus características llámese capacidad, funcionamiento, etc., puede derivar en problemas que terminen retrasando, complicando, incrementando costos, y/o en casos peores imposibilitando la culminación del proyecto.

- La utilización de software CAD, CAE, se constituyo en una herramienta importante para lograr un diseño optimo e integral en cuanto a todo los elementos considerados para tal fin. Poder visualizar los elementos antes de su construcción, la flexibilidad para corregir sobre la marcha, poder verificar el montaje final, la obtención de planos de elementos individuales y/o de conjunto, y comprobar el funcionamiento antes de la terminación del proyecto fueron las ventajas más preponderantes de utilizar dichas herramientas en el desarrollo del presente trabajo.
- Gracias a los estudios y el trabajo realizado para el desarrollo del presente trabajo, concluimos, que es mucho más interesante para el estudio académico, el funcionamiento de una válvula direccional diseñada y construida a partir de elementos lógicos tipo cartucho, que la obtención de una válvula direccional robusta y de gran capacidad de caudal.
- Los manifold diseñados y construidos en el presente trabajo, brindan un correcto funcionamiento para los bancos de destino, además son altamente confiables en términos de soporte de carga, eliminación de fugas internas y/o externas, y durabilidad.
- Esta tesis junto con su desarrollo práctico permiten que el estudiante de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS, se capacite mejor en este tipo de válvulas direccionales(tecnología de cartuchos), y pueda llevar de manera satisfactoria dichos conocimientos a la práctica gracias al saber empírico y teórico de dichas tecnologías.
- Con la terminación de este proyecto, el laboratorio de Potencia fluida (Sistemas oleoneumaticos), específicamente en el área de Control Hidráulico, queda dotado de válvulas para el estudio de sistemas de control direccional utilizando tecnología de cartuchos.

BIBLIOGRAFIA

- Luis Fernando González Herrera, Pablo Emilio Arteaga Zafra. Diseño y construcción de manifold para válvula reguladora de caudal con presión compensada en paralelo o tipo derivación con válvula de seguridad incorporada venteeable. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2010, 172 h.
- DEUTSCHMAN, Aaron D., MICHELS, Walter J. y WILSON, Charles E. Diseño de Máquinas: Teoría y Práctica. 8 ed. México.: CECSA, 1998. 973 p.
- NICOLÁS, Larburu Arrizabalaga. Máquinas prontuario: Técnicas maquinas herramientas. 13 ed. Spain.: THOMSON, 1989. 629 p.
- CHEVALIER. Dibujo industrial. 2 ed. México.: LIMUSA S.A, 2005. 320p.
- TOM, Frankenfield. Rexroth worldwide hydraulics: using industrial hydraulics. 2 ed. Bethlem Pennsylvania.: Hydraulics & pneumatics magazine, 1984 p.10-45.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Dimensioning and Tolerancing. ASME Y14.5M-1994, New York.: 1982, 236p.
- INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación: presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC-1486, Bogotá D.C.: Icontec, 2008, 120p.
- VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. 935100-A. Barcelona.: BLUME, 328 p.

- POTTER, Merle. Y WIGGERT, David C. Mecánica de Fluidos. 2 ed. México.: Prentice Hall, 1998. 816 p.
- MANNESMAN, Rexroth. Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. Traducido por Roberto parisi. D-97813. Pennsylvania. 1986. 344p.
- SUN HYDRAULICS. Sun Hydraulics Corporation: Cartridge. [On line]. Sarasota Florida-USA. [Cited 12 August 2009]. Available from Internet: <http://www.sunhydraulics.com>

ANEXOS

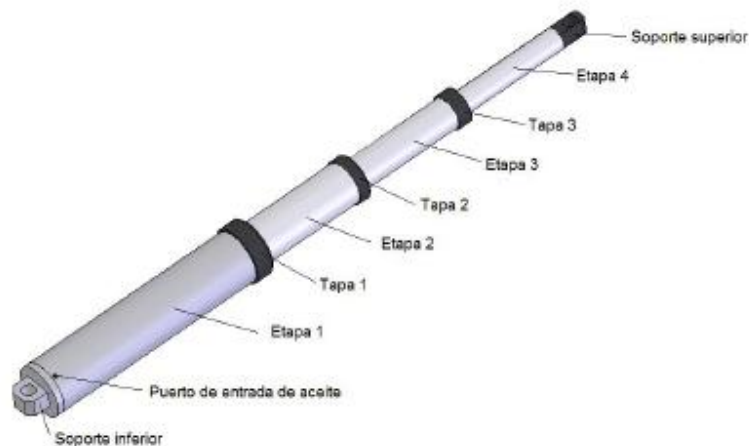
ANEXO A. Diseño de cilindros telescópicos, 2008-Biblioteca UIS.

2. DESCRIPCION.

2.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

Consta de cuatro etapas de las cuales 3 son móviles y una fija que aloja todo el sistema, cada etapa lleva una tapa la cual soporta el paquete de sellos. Cada etapa se desliza dentro de la otra logrando gran longitud en estado extendido con poca exigencia de espacio en estado recogido.

Figura 17. Cilindro telescópico vista global.



La primera y la última etapa llevan los soportes para pasadores, donde se anclará la carga y el apoyo del cilindro. Tiene un solo puerto de entrada de aceite en la parte inferior de la primera etapa.

2.1.1. Características.

Longitud en estado recogido: 830 mm

Longitud en estado extendido: 2545 mm

Peso: 62.5 kg

Presión de trabajo: 2000 psi

Fluido de trabajo: hidráulico ISO 46

Caudal de trabajo 8 galones por minuto

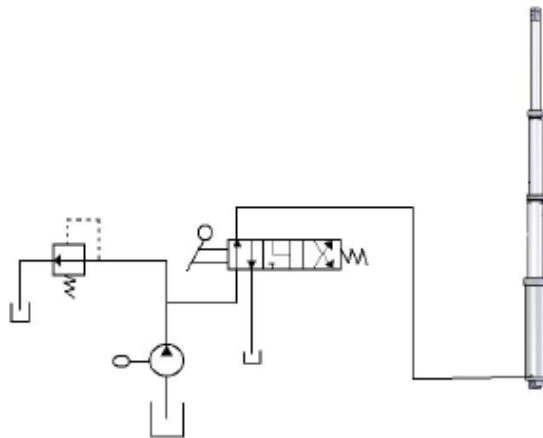
Acople: acoplar a manguera de media pulgada.

Capacidad máxima: 2 toneladas

Temperatura de operación: no mayor a 60 grados centígrados.

2.1.2. Montaje hidráulico.

Figura 18. Montaje hidráulico.



2.1.3. Carga de trabajo. El cilindro telescópico trabaja con un peso de 300 kilogramos que desliza sobre una estructura con guías que se instaló en el laboratorio de sistemas oleo neumáticos como complemento para el desarrollo del proyecto.

Figura 19. Vista general del montaje.



Fuente. Autor.

2.1.4. Materiales.

- Acero ST-52.0 (tubo lapeado H8) norma DIN 2391/94. Resistencia a fluencia 420 MPa
- Acero 1020 resistencia a la fluencia 206 Mpa.
- Hierro HR resistencia a la fluencia 250 Mpa.

2.1.5. Funcionamiento. El cilindro telescópico consta de 4 etapas, tres de las cuales son móviles y una fija; se han designado en orden, siendo la etapa fija la número 1,

con su respectiva tapa la cual se denomina también tapa 1; en términos generales los accesorios relacionados a una determinada etapa, se denominan con su nombre seguido del número de la etapa.

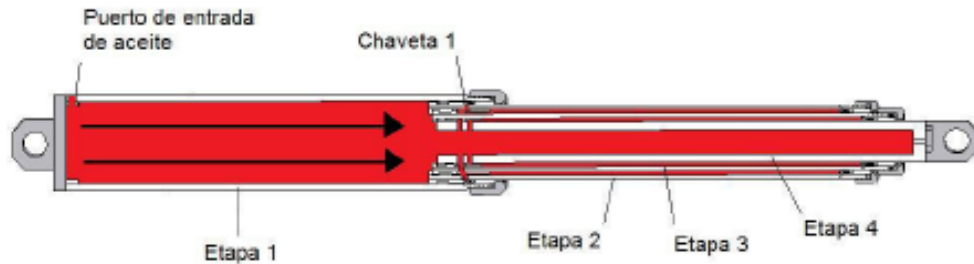
Al principio la etapa 1 contiene a las demás etapas, es decir a la 2, 3 y 4 dentro de sí; y el sistema está completamente recogido.

Figura 20. Cilindro recogido.



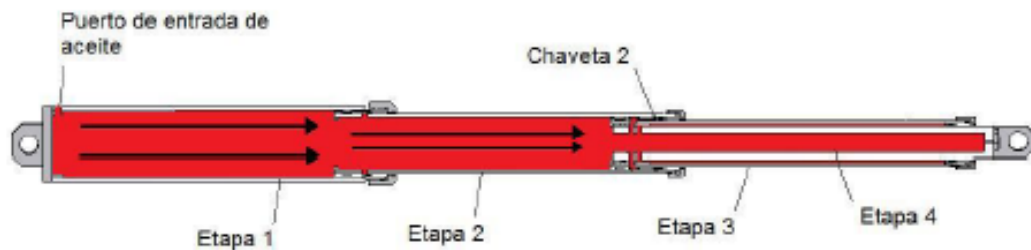
Una vez ingresa aceite a presión por el puerto de entrada que se encuentra en la etapa 1, la etapa dos inicia su carrera de salida, conteniendo a las demás dentro; esta desliza dentro de la etapa 1 hasta encontrar la chaveta de la etapa 1 la cual la detiene.

Figura 21. Salida de la etapa 2.



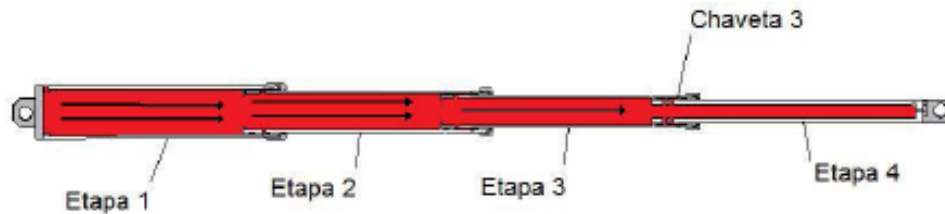
Una vez detenida la etapa dos, la etapa 3 iniciará su carrera de forma similar, deslizando dentro de la dos y conteniendo la 4 hasta llegar a la chaveta dos la cual la detendrá.

Figura 22. Salida de la etapa 3.



El proceso se repite con la 4 la cual iniciará su salida hasta llegar a la chaveta de la 3 y así el cilindro quedará completamente extendido.

Figura 23. Salida de la etapa 4.



El proceso se desarrolla en forma inversa durante el recogimiento, pero la fuerza necesaria para lograrlo no la provee el aceite sino el mismo peso de la carga que está levantando.

Las tapas cumplen la función de mantener el paquete de sellos en su posición de trabajo y de aplicar en ellos la presión necesaria para que cumplan su trabajo como sello de compresión, lo cual se explicará más adelante.

2.2. DESCRIPCIÓN DETALLADA

2.2.1. Partes. El cilindro telescópico se compone de 1 etapa fija y tres etapas móviles, las cuales constan de una tapa respectivamente.

Lista de partes:

- Etapa 1 (fija)
 - Anillo de soporte
 - Fondo
 - Puerto de aceite.
 - Soporte inferior
- Etapa 2 -3(Móvil)
 - Pistón
 - Anillo de soporte
- Etapa 4 (Móvil)
 - Pistón
 - Soporte superior
 - Orificio de purga
- Tapa 1
- Tapa 2
- Tapa 3
- Anillo de detención 2
- Anillo de detención 3
- Accesorios
 - Chavetas
 - Sellos de alta presión
 - Bujes de teflón
 - Sellos de limpieza
 - Válvula de purga

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	1	3,3 (.20)	4800	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)		
	V10F	4	13,1 (.80)	3400	172 (2500)	41,3 (10.9)		15,2 (20.4)
	V10P	5	16,4 (1.00)	3200	172 (2500)	48,5 (12.8)		17 (22.8)
V20	6	19,5 (1.19)	3000	152 (2200)	55,3 (14.6)	18,3 (24.5)	7,3 - 8,2 (16 - 18)	
	7	22,8 (1.39)	2800	138 (2000)	60,6 (16)	17,9 (24)		
	8	19,5 (1.19)	3400	172 (2500)	61,0 (16.1)	21,6 (29)		
	9	22,8 (1.39)	3000	172 (2500)	63,3 (16.7)	22 (29.5)		
	V20F	10	26,6 (1.62)	2800	172 (2500)	67,1 (17.7)		24,2 (32.5)
	V20P	11	29,7 (1.81)	2800	172 (2500)	75,0 (19.8)		26,5 (35.5)
	12	36,4 (2.22)	2500	172 (2500)	86,8 (22.9)	28 (37.5)		
	13	39 (2.38)	2400	152 (2200)	87,2 (23)	26,8 (36)		
		42,5 (2.59)	2400	152 (2200)	98,1 (25.9)	29,1 (39)		

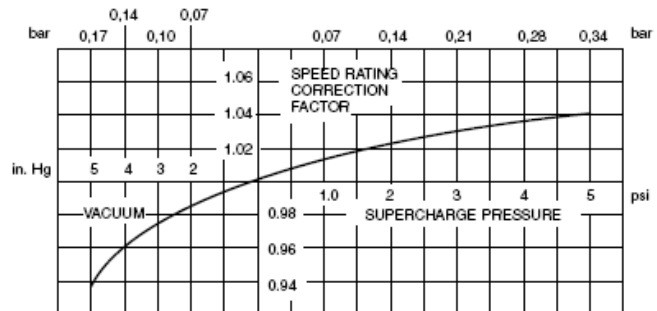
Note: Review "Applying Vane Units" page 5 prior to selection of pump.

Speed Correction Curves

V10 & V20 Single Pumps

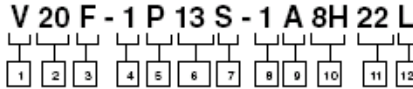
Maximum operating speeds shown on performance curves are for pumps operating at 0 psi inlet condition. To compute maximum operating speeds at other inlet conditions, use appropriate speed rating correction factor.

Example:
 Max. speed @ 0 psi inlet 2700 r/min
 Correction factor @ 5 in. Hg x .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)

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)	
6 – 23 L/min (6 USgpm)	V20 series
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)	

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)

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

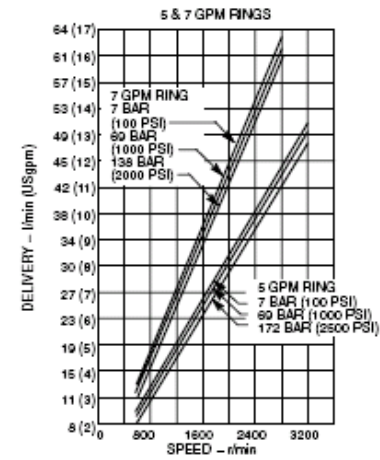
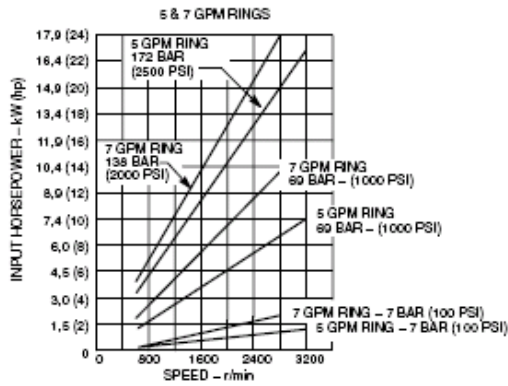
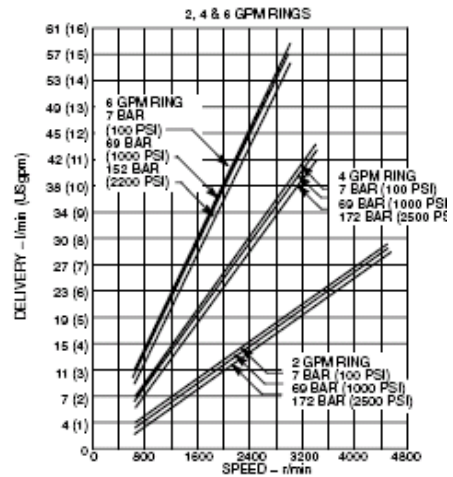
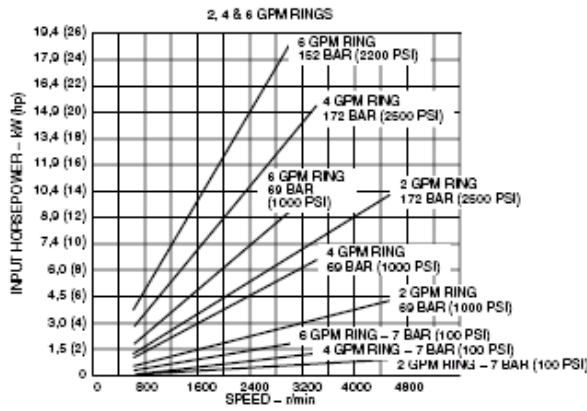
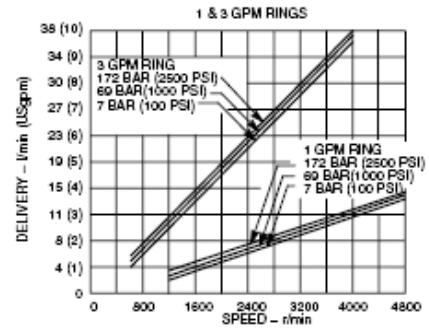
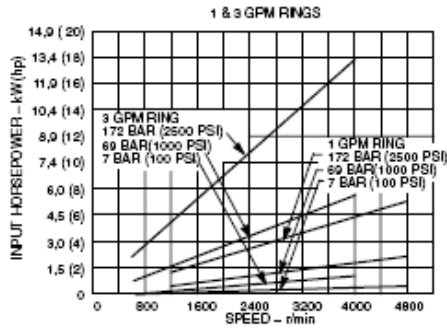
V10 Single Pumps

Performance Constants:

Oil temp. 49°C (120°F), viscosity

32 cSt (150 SSU) @ 38°C (100°F),

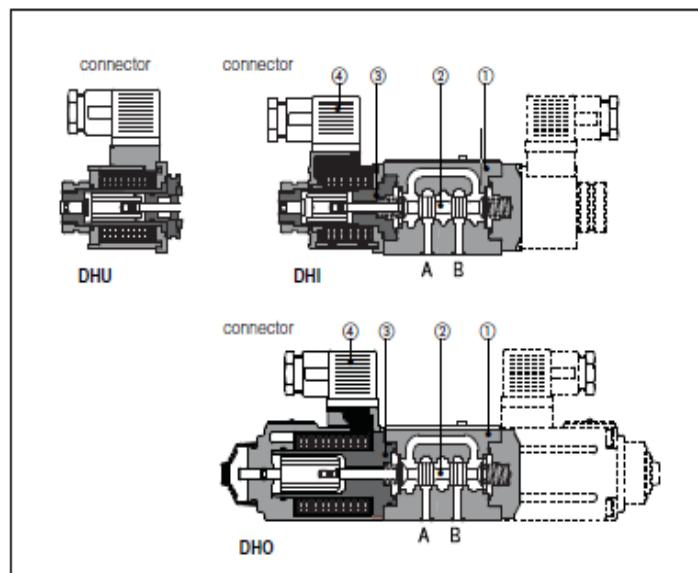
inlet pressure zero



ANEXO C. Electroválvula ATOS DHI - Cetop 3.

Solenoid directional valves type DHI, DHU, DHO

direct operated, ISO 4401 size 06



DHI, DHU and DHO are spool type, three or four way, two or three position direct operated solenoid valves designed to operate in oil hydraulic systems.

They are operated by wet and pressure sealed solenoid (2) with manual override and with coils certified according the North American standard **CUR US**:

- **DHI** for AC and DC supply;
- **DHU** for DC supply with improved performance;
- **DHO** for DC supply with high performance.

Moving parts are protected, lubricated and cushioned in oil.

Shell-moulding casting (1) machined by transfer lines and then cleaned by thermal deburring.

Optimized flow paths largely cored with extrawide channels to tank for low pressure drops.

Interchangeable spools (2) available in a wide variety of configurations.

DHU and DHO valves can be supplied with optional devices for control of switching times.

Standard electric/electronic connectors (4) able to satisfy the requirements of modern machines for electric interfaces characteristics.

Coils are fully encapsulated (class H).

In DHI and DHU, coils are easily replaceable without aid of tools.

Rugged execution suitable for outdoor use.

Surface mounting ISO 4401 size 06.
Max flow up to 60 l/min for DHI/DHU
and up to 80 l/min for DHO.
Max pressure: 350 bar.

1 MODEL CODE

DHI - 0 63 1/2 /A - X 24 DC ** /*

Directional control valves size 06

DHI-0 = AC and DC supply

DHU-0 = for DC supply

DHO-0 = for DC supply, high performances

Valve configuration, see table [2]

61 = single solenoid, center plus external position, spring centered

63 = single solenoid, 2 external positions, spring offset

67 = single solenoid, center plus external position, spring offset

70 = double solenoid, 2 external positions, without springs

71 = double solenoid, 3 positions, spring centered

75 = double solenoid, 2 external positions, with detent

77 = double solenoid, center plus external position, without springs

Other configurations are available on request.

Spool type, see table [3].

Options, see note 1 at section [5].

Note: configuration 63, 70 and 75 are available only with spools type 0/2, 1/2 and 2/2.

Synthetic fluids

WG = water glycol

PE = phosphate ester

Series number

Voltage code, see section [4]

00 = valve without coils (only for DHI and DHU).

X = without connector

See note 2 at section [5] for available connectors, to be ordered separately

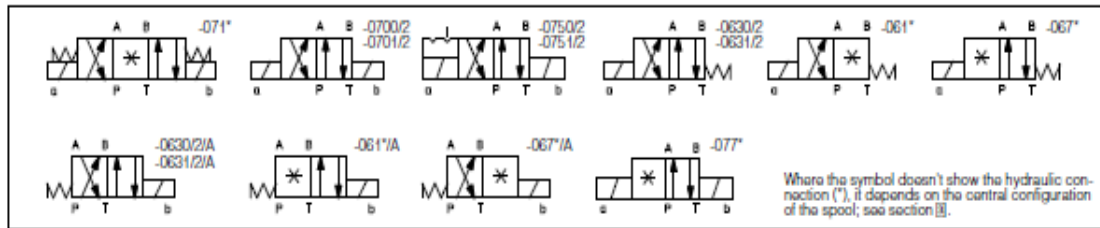
Coils with special connectors, see section [6] (only for DHI and DHU)

XJ = AMP Junior Timer connector

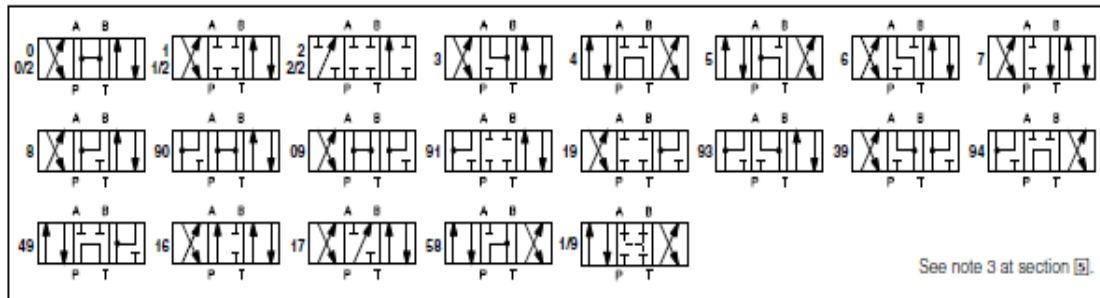
XX = Deutsch connector

XS = Lead Wire connection

2 CONFIGURATION



3 SPOOLS - for intermediate passages, see tab. E001.



4 MAIN CHARACTERISTICS OF DHI, DHU AND DHO DIRECTIONAL VALVES

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 070* (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness index V_{Ra} flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 535; for other fluids see section 7	
Recommended viscosity	15 ÷ 100 mm ² /s at 40°C (ISO VG 15 ÷ 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 µm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and AWG seals) -20°C +80°C (PE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables 2 and 3	
Operating pressure For versions with proximity switches (FINC and FVND versions) maximum counter pressure allowed on T port is 5 bar	DHI	Ports P,A,B: 350 bar; Port T: 120 bar
	DHU, DHO	Ports P,A,B: 350 bar; Port T 210 bar
Rated flow	See diagrams Q/Δp at section 7	
Maximum flow	60 l/min for DHI and DHU; 80 l/min for DHO, see operating limits at section 8	

4.1 Coils characteristics

Insulation class	H (180°C) Due to the occurring surface temperatures of the solenoid coils, the European standards EN563 and EN982 must be taken into account
Connector protection degree DIN 43650	IP 65
Relative duty factor	100%
Supply voltage and frequency	See electric feature 9
Supply voltage tolerance	± 10%
Certification	C UR US

5 NOTES

1 Options

- A** – Solenoid mounted at side of port B (only for single solenoid valves). In standard versions, solenoid is mounted at side of port A.
- WP** – prolonged manual override protected by rubber cap (standard for DHO models) - see section 2.
- L1, L2, L3** – device for switching time control, installed in the valve solenoid (only for DHU and DHO models).
For spools 4 and 4/8 only device L3 is available.
- F*** – with proximity switch for monitoring spool position: see tab. E110.
- MV, MO** – auxiliary hand lever positioned vertically (MV) or horizontally (MO). For available configuration and dimensions see table E138.

2 Type of electric/electronic connector DIN 43650, to be ordered separately

- SP-666** – standard connector IP-65, suitable for direct connection to electric supply source.
- SP-667** – as SP-666, but with built-in signal led.
- SP-669** – with built-in rectifier bridge for supplying DC coils by alternate current (AC 110V and 230V - I_{max} 1A).
- E-SD** – electronic connector which eliminates electric disturbances when solenoid valves are de-energized.

3 Spools

- spools type **0/2, 1/2, 2/2** are only used for two position valves: single solenoid valves, type DH*-063*/2 and double solenoid valves type DH*-070*/2 and DH*-075*/2.
- spools type **0** and **3** are also available as **0/1** and **3/1** with restricted oil passages in central position, from user ports to tank.
- spools type **1, 4** and **5** are also available as **1/1, 4/8** and **5/1**. They are properly shaped to reduce water-hammer shocks during the switching.
- spools type **1, 3, 8** and **1/2** are available as **1P, 3P, 8P** and **1/2P** to limit valve internal leakages.
- spool type **1/9** has closed center in rest position but it avoids the pressurization of A and B ports due to the internal leakages.
- Other types of spools can be supplied on request.

6 ELECTRIC FEATURES

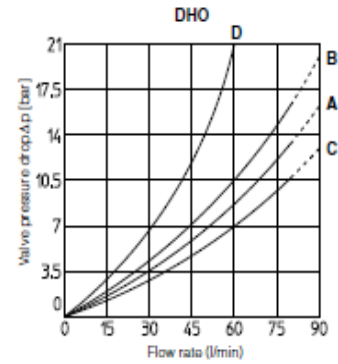
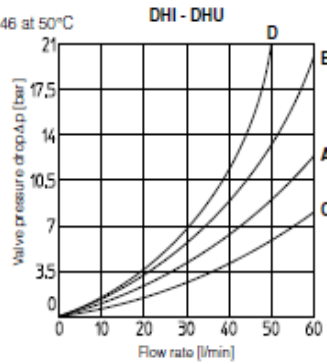
Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		Colour of coil label		
					DHI	DHU			
DHI DHU	6 DC	6 DC	SP-666 or SP-667	33 W	SP-COU-6DC/80	SP-COU-6DC/80	brown		
	9 DC	9 DC			SP-COU-9DC/80	SP-COU-9DC/80	light blue		
	12 DC	12 DC			SP-COU-12DC/80	SP-COUR-12DC/10	green		
	14 DC	14 DC			SP-COU-14DC/80	SP-COUR-14DC/10	brown		
	18 DC	18 DC			SP-COU-18DC/80	SP-COU-18DC/80	blue		
	24 DC	24 DC			SP-COU-24DC/80	SP-COUR-24DC/10	red		
	28 DC	28 DC			SP-COU-28DC/80	SP-COUR-28DC/10	silver		
	48 DC	48 DC			SP-COU-48DC/80	SP-COU-48DC/80	silver		
	110 DC	110 DC			SP-COU-110DC/80	SP-COUR-110DC/10	black		
	125 DC	125 DC			SP-COU-125DC/80	SP-COU-125DC/80	silver		
	220 DC	220 DC			SP-COU-220DC/80	SP-COUR-220DC/10	black		
	2450 AC	2450/60 AC			SP-669	60 VA (3)	SP-COI-2450/60AC/80 (1)	-	pink
	4850 AC						SP-COI-4850/60AC/80 (1)	-	white
	11050 AC						SP-COI-11050/60AC/80 (1)	-	yellow
	12060 AC		SP-COI-12060AC/80	-			white		
	23050 AC		SP-COI-23050/60AC/80 (1)	-			light blue		
	23060 AC		SP-COI-23060AC/80	-			silver		
	11050 AC	110RC	SP-669	40 VA 35 VA	SP-COU-110RC/80	SP-COUR-110RC/10	gold		
	12060 AC				SP-COU-230RC/80	SP-COUR-230RC/10	blue		
	23050 AC 23060 AC								

- (1) Coil can be supplied also with 60 Hz of voltage frequency: in this case the performances are reduced by 10 -15% and the power consumption is 55 VA.
- (2) Average values based on tests performed at nominal hydraulic condition and ambient/coil temperature of 20°C.
- (3) When solenoid is energized, the inrush current is approx 3 times the holding current. Inrush current values correspond to a power consumption of about 150 VA.

Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)
DHO	12 DC	12 DC	SP-666 or SP-667	32 W	11050 AC	110 DC	SP-669	40 W
	24 DC	24 DC			12060 AC			35 W
	110 DC	110 DC		23050 AC	40 W			
	220 DC	220 DC		23060 AC	35 W			

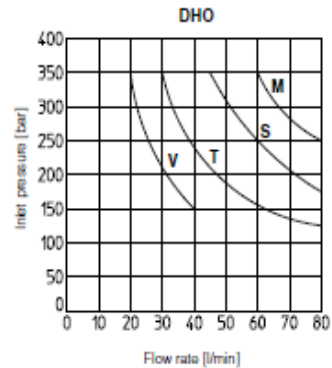
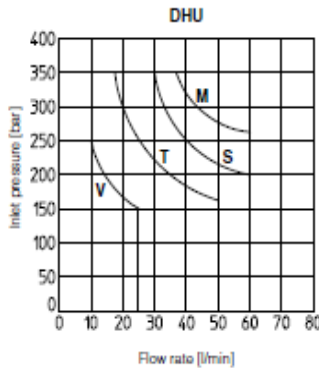
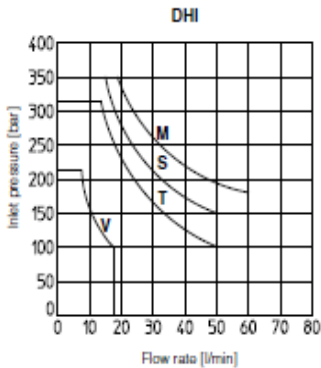
7 Q/ΔP DIAGRAMS based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

Spool type	Flow direction				
	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9"	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



8 OPERATING LIMITS based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

The diagrams have been obtained with warm solenoids and power supply at lowest value ($V_{max} - 10\%$). The curves refer to application with symmetrical flow through the valve (i.e. P→A and B→T). In case of asymmetric flow and if the valves have the devices for controlling the switching times the operating limits must be reduced.



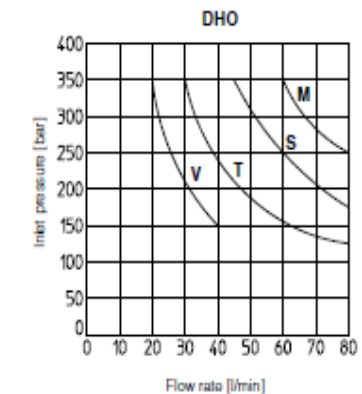
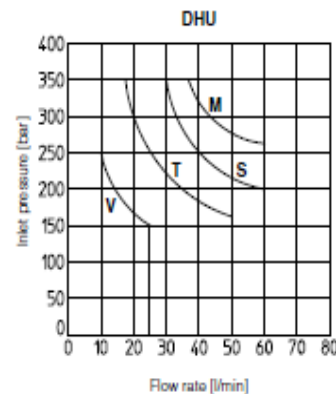
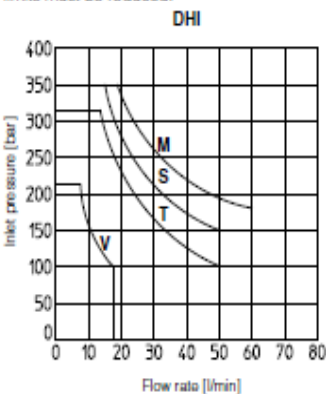
M - Spools 0, 1, 1/2, 8
S - Spools 0/2, 3, 6, 7
V - Spools 2, 2/2, '9, 9"
T - Spools 4, 5

M - Spools 0, 1, 1/2, 8
S - Spools 0/2, 3, 6, 7
V - Spools 2, 2/2, '9, 9"
T - Spools 4, 5

M - Spools 0, 1, 1/2, 8
S - Spools 0/2, 3, 6, 7
V - Spools 2, 2/2, '9, 9"
T - Spools 4, 5

8 OPERATING LIMITS based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

The diagrams have been obtained with warm solenoids and power supply at lowest value ($V_{max} - 10\%$). The curves refer to application with symmetrical flow through the valve (i.e. P→A and B→T). In case of asymmetric flow and if the valves have the devices for controlling the switching times the operating limits must be reduced.



M - Spools 0, 1, 1/2, 8
S - Spools 0/2, 3, 6, 7
V - Spools 2, 2/2, '9, 9"
T - Spools 4, 5

M - Spools 0, 1, 1/2, 8
S - Spools 0/2, 3, 6, 7
V - Spools 2, 2/2, '9, 9"
T - Spools 4, 5

M - Spools 0, 1, 1/2, 8
S - Spools 0/2, 3, 6, 7
V - Spools 2, 2/2, '9, 9"
T - Spools 4, 5

9 SWITCHING TIMES (average values in msec)

DHI			
Valve	Switch-on AC	Switch-on DC	Switch-off
DHI + SP-666 SP-667	30	45	20
DHI + SP-669	45	—	80
DHI + E-SD	30	45	50

DHU			
Valve	Switch-on AC	Switch-on DC	Switch-off
DHU + SP-666 SP-667	—	45	20
DHU + SP-669	45	—	80
DHU + E-SD	—	45	50
DHU-*/L1	—	60	60
DHU-*/L2	—	80	80
DHU-*/L3	—	110	150

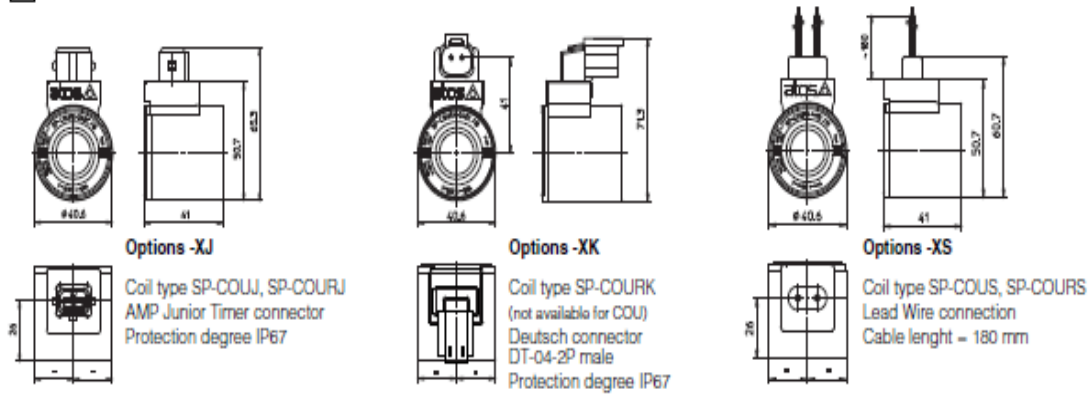
DHO			
Valve	Switch-on AC	Switch-on DC	Switch-off
DHO + SP-666 SP-667	—	50	20
DHO + SP-669	50	—	80
DHO + E-SD	—	50	50
DHO-*/L1	—	60	60
DHO-*/L2	—	80	80
DHO-*/L3	—	150	150

Test conditions:

- 36 l/min; 150 bar
- nominal voltage
- 2 bar of counter pressure on port T
- mineral oil: ISO VG 46 at 50°C.

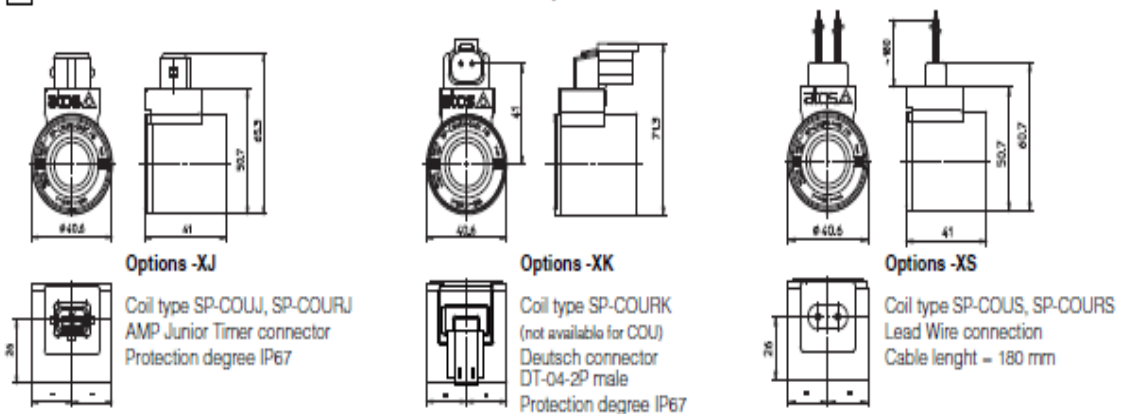
The elasticity of the hydraulic circuit and the variations of the hydraulic characteristics and temperature affect the response time.

10 COILS TYPE COU* and COUR* WITH SPECIAL CONNECTORS (only for DHI and DHU)



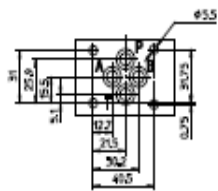
Note: The above coils are available only for voltage supply 12, 14, 24 and 28 Vdc. For the characteristics refer to standard coils features - see sect. 8.

10 COILS TYPE COU* and COUR* WITH SPECIAL CONNECTORS (only for DHI and DHU)



Note: The above coils are available only for voltage supply 12, 14, 24 and 28 Vdc. For the characteristics refer to standard coils features - see sect. 8.

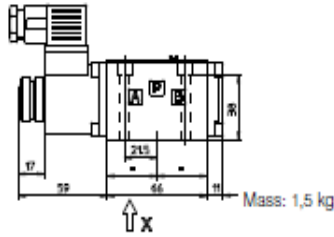
11 DIMENSIONS [mm]



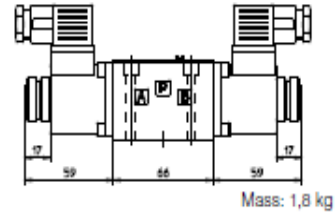
ISO 4401: 2005
Mounting surface: 4401-03-02-0-05
 Fastening bolts:
 4 socket head screws M5x50 class 12.9
 Tightening torque – 8 Nm
 Seals: 4 OR 108
 Ports P,A,B,T: Ø = 7.5 mm (max).

P – PRESSURE PORT
A, B – USE PORT
T – TANK PORT
 For the max pressures on ports, see section 4

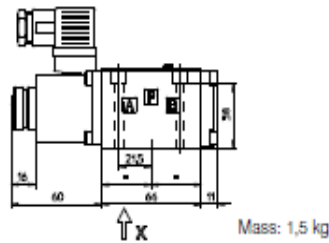
DHI-06



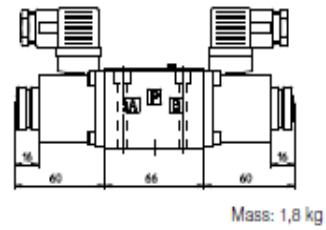
DHI-07



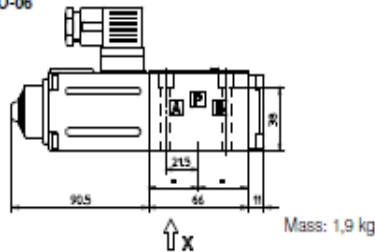
DHU-06



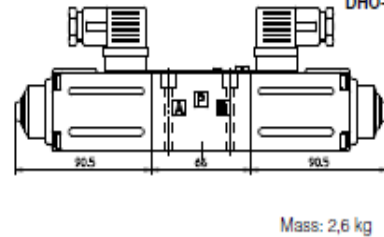
DHU-07



DHO-06

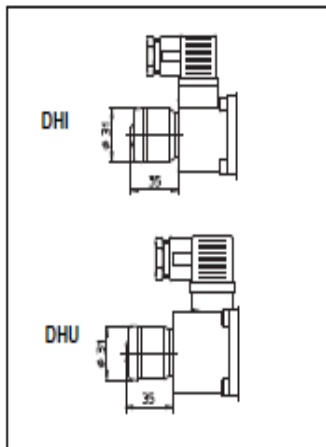


DHO-07



Overall dimensions refer to valves with connectors type SP-666

12 OPTION /WP (for DHI and DHU)



13 ELECTRIC CONNECTORS ACCORDING TO DIN 43650

The connectors must be ordered separately

SP-666, SP-667 (for AC or DC supply)		SP-669 (for AC supply)	
CONNECTOR WIRING			
SP-666, SP-667 1 = Positive * 2 = Negative ⚡ ⚡ = Coil ground		SP-669 1,2 = Supply voltage Vac 3 = Coil ground	
SUPPLY VOLTAGES			
SP-666 All voltages	SP-667 24 AC or DC 110 AC or DC 220 AC or DC	110/50 AC 110/60 AC 230/50 AC 230/60 AC	

Note: for electronic connectors type E-SD, see tab. K500

14 MOUNTING SUBPLATES

Model	Ports location	GAS Ports A-B-P-T	Ø Counterbore [mm] A-B-P-T	Mass [kg]
BA-202	Ports A, B, P, T underneath;	3/8"	-	1,2
BA-204	Ports P, T underneath; ports A, B on lateral side	3/8"	25,5	1,8
BA-302	Ports A, B, P, T underneath	1/2"	30	1,8

The subplates are supplied with 4 fastening bolts M5x50. Also available are multi-station subplates and modular subplates. For further details see table K280.

ANEXO D. Válvula 2/2 pilotada hidráulicamente DODS-XHN.



Normally open, balanced poppet, logic element - pilot-to-close

Capacity:
15 gpm (60 L/min.)

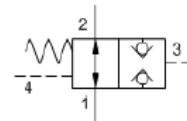
Functional Group:

Products : Cartridges : Logic Element : Balanced Poppet : Normally Open, Direct Operated

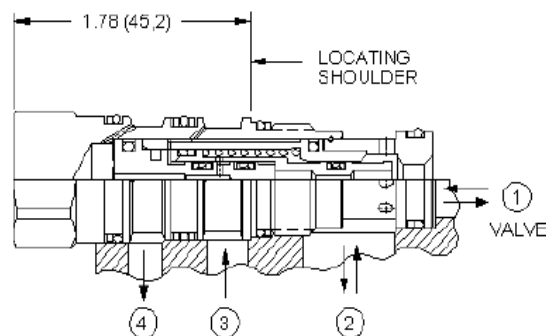
Model:
DODS

Product Description

This is a normally open, balanced poppet, switching element. Pilot pressure at port 3 shifts the valve to the closed position.



[Download](#)

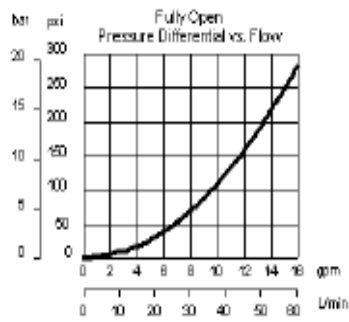


Technical Features

- Unique balanced construction provides predictable switching with 5000 psi (350 bar) at both ports 1 and 2, with the external drain open and a minimum pilot pressure of 400 psi (30 bar).
- Valve will open when the pilot pressure falls below 145 psi (10 bar).
- These valves are hydraulically balanced between port 1 and port 2.
- Port 1 and port 2 are fully sealed from port 3 and port 4. Ports 3 and 4 are positively sealed.
- Any backpressure at the drain port is directly additive to the required pilot pressure for reliable operation.
- Leakage rate between port 1 and port 2 is very low, typically less than 10 drops/min. at 5000 psi (0,7 cc/min at 350 bar).
- All ports will accept 5000 psi (350 bar).
- 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
Cavity	T-21A	
Capacity	15 gpm	60 L/min.
Minimum Pilot Pressure Required to Shift Valve	400 psi	28 bar
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 drops/min. @ 5000 psi	0,3 cc/min. @ 350 bar
Pilot Passage into Valve	.03 in.	0,8 mm
Pilot Volume Displacement	.01 in ³	0,16 cc
Series (from Cavity)	Series 1	
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft	40 - 50 Nm
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-021-007	
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-021-006	
Model Weight	0.36 lb.	0.16 kg.

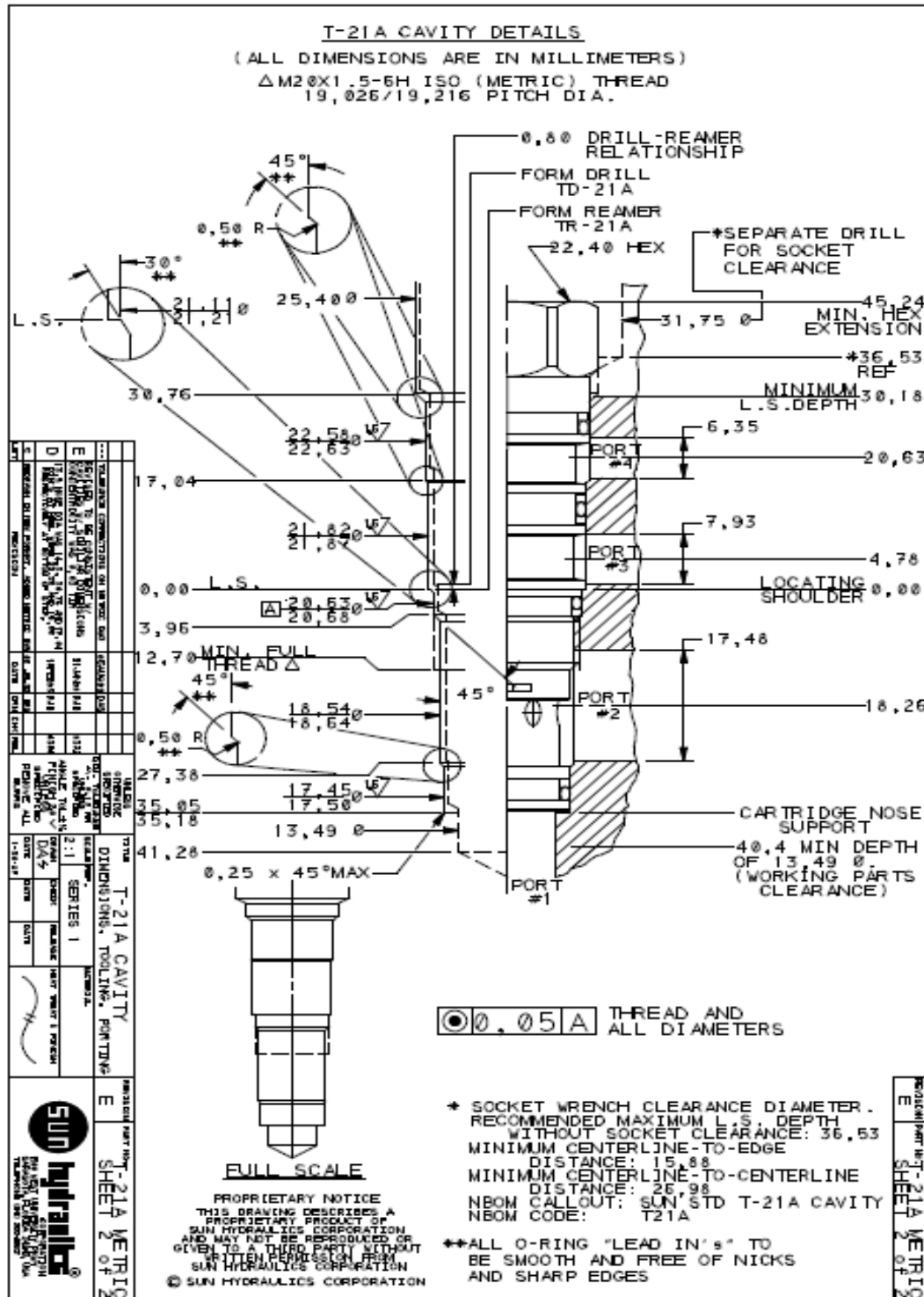


DODS-XHN

Control	Minimum Pilot Pressure	Seal Material	Material/Coating Modifier
<p>Standard Options</p> <p>X Standard Pilot</p>	<p>Standard Options</p> <p>H 400 psi (28 bar)</p>	<p>Standard Options</p> <p>N Buna-N V Viton</p>	<p>Preferred Options</p> <p>No modifier (standard material with no special coating) Special Options</p> <p>/AP Stainless Steel, Passivated Control: X</p> <p><i>Our stainless product line is growing! If you are interested in a stainless option for this model which is not shown please contact Sun.</i></p>

When the modifier is /AP, the control must be X

ANEXO E. Detalles para cavidad T-21A.



ANEXO F. Válvula selectora de caudal CSAD-XXN.



Single ball shuttle valve with signal at port 2

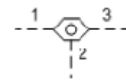
Capacity:
2.5 gpm (10 L/min.)

Functional Group:
Products : Cartridges : Shuttle Valve : 3 Port : Single Ball, Signal at Port 2

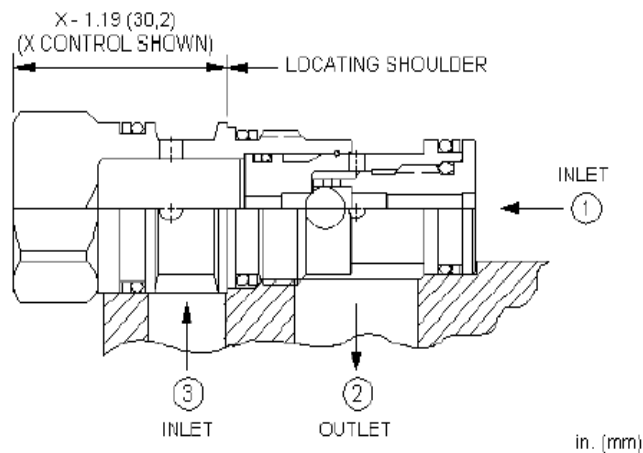
Model:
CSAD

Product Description

The single ball shuttle connects the higher of two work ports to the signal or common port. The signal is sensed at port 2.



[Download](#)

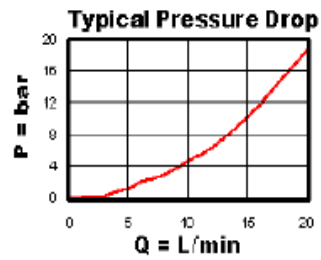
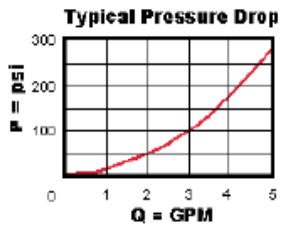


Technical Features

- Shuttle cartridges feature hardened steel balls and seats for excellent wear characteristics and contamination tolerance.
- 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.
- The single ball allows for the decay of the pressure signal when both load ports drop to a lower pressure.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-11A
Capacity	2.5 gpm	10 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 drops/min.	0,3 cc/min.
Series (from Cavity)		Series 1
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft	40 - 50 Nm
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-011-007
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-011-006
Model Weight	0.25 lb.	0.11 kg.

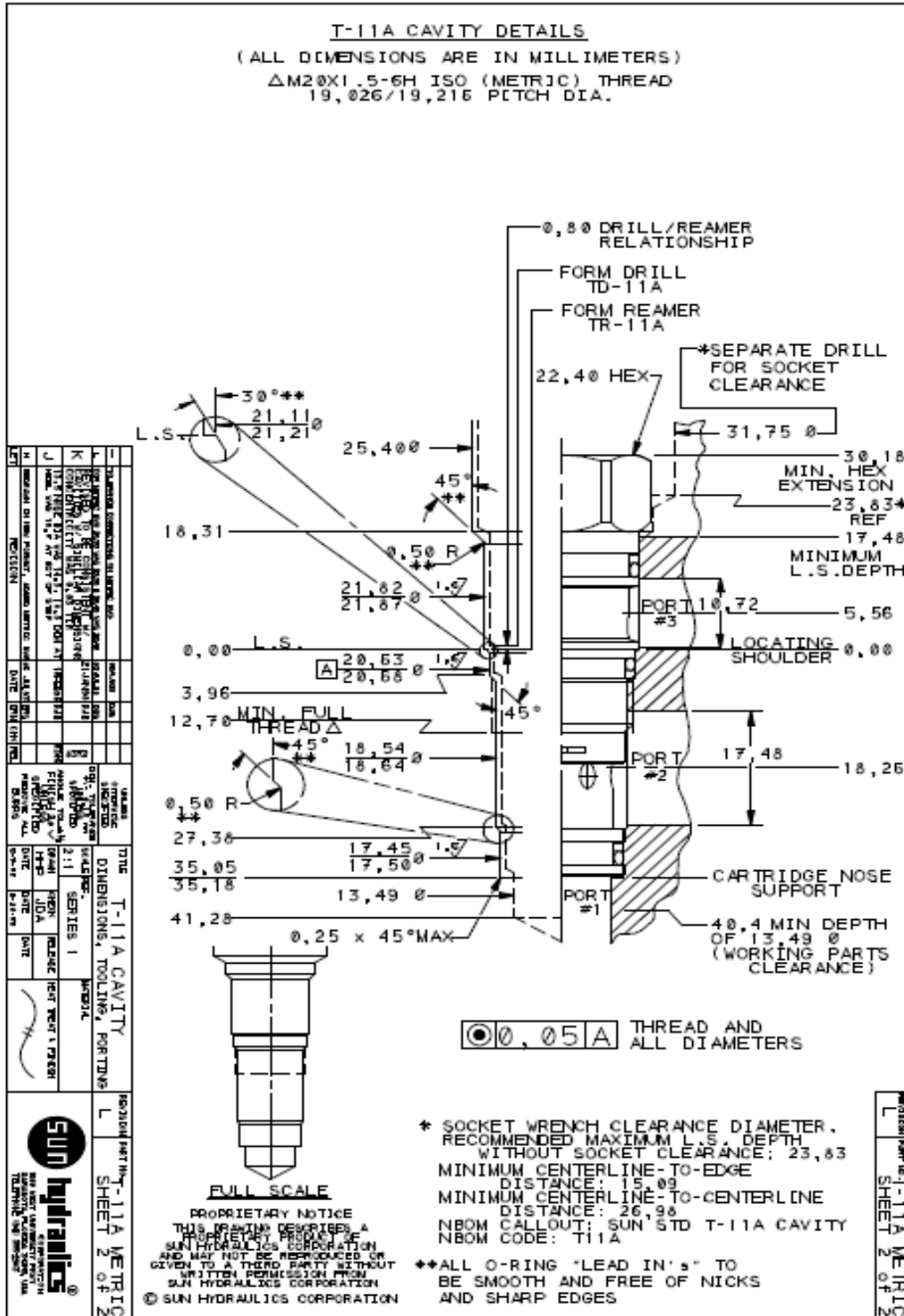


CSAD-XXN

Control	Adjustment Range	Seal Material	Material/Coating Modifier
Standard Options	Standard Options	Standard Options	Preferred Options
A Auxiliary External -4 SAE Port B Auxiliary External 1/4 BSPP Port X Not Adjustable	X -	N Buna-N V Viton	No modifier (standard material with no special coating) Special Options /AP Stainless Steel, Passivated Control: X <i>Our stainless product line is growing! If you are interested in a stainless option for this model which is not shown please contact Sun.</i>

When the modifier is /AP, the control must be X









ANEXO G. Detalles para cavidad T-11A.



ANEXO H. Propiedades Duraluminio CIA. Gral. Aceros.

DURALUMINIO								
Composición Química								
Análisis típico en %	Zn	Mg	Cu					
	6.0	2.4	1.6					
PROPIEDADES DE ALEACION								
Propiedades mecánicas	Espesor en mm	Valores Mínimos			Valores Típicos			
		Rm Mpa	Rp 0.2 Mpa	A %	Rm Mpa	Rp 0.2 Mpa	A %	HB
Los valores indicados en la tabla se han medido a % de espesor	25 ≤ A ≤ 76.2	560	510	5	590	540	10	190
	76.2 < A ≤ 127	550	500	4	580	530	6	185
	127 < A ≤ 152.4	540	490	2.5	570	520	4	185
	152.4 < A ≤ 203.2	525	480	1	555	510	2	180
	203.2 < A ≤ 254	505	460	1	535	490	1.5	180
	254 < A ≤ 305	470	435	0.5	510	470	1.5	175
*Nota: los valores indicados en la tabla se han medido de % de espesor								
PROPIEDADES FISICAS								
Propiedades Físicas								
Peso específico Kg/dm ³	2.83							
Dilatación térmica entre (0-100°C)	23.7 · 10 ⁻⁶ °C							
Conductividad térmica (0-100°C)	153 (W/m°C)							
Calor específico(0-100°C)	857 J/kg °C							
Módulo de elasticidad	73.000 MPa							
Módulo de compresión	73.000 MPa							
Coefficiente de "Poisson"	0.33							
Intervalo de fusión	475 – 630 °C							

ANEXO I. Tabla de Propiedades Duraluminio ANSYS.

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	 Density	2830	kg m ⁻³ ▼
3	 Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	 Coefficient of Thermal Expansion	2.37E-05	C ⁻¹ ▼
5	 Reference Temperature	22	C ▼
6	 Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio ▼	
8	Young's Modulus	7.2E+10	Pa ▼
9	Poisson's Ratio	0.33	
10	Bulk Modulus	7.0588E+10	Pa
11	Shear Modulus	2.7068E+10	Pa
12	 Tensile Yield Strength	4.35E+08	Pa ▼
13	 Compressive Yield Strength	4.35E+08	Pa ▼
14	 Tensile Ultimate Strength	4.7E+08	Pa ▼

ANEXO J. Aceite hidráulico Shell Tellus T.

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 Poclairn, sumergiendo sus componentes de bronce en el lubricante por 24 horas sin que se vean afectados.
- Cumplen con las especificaciones de MIRA y Harnischfeger.
- 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 C 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

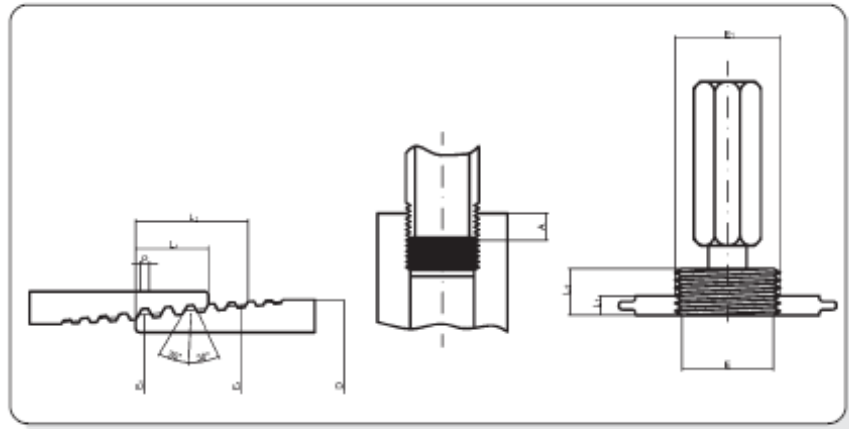
Shell Tellus	T15	T22	T37	T46	T68	T100
Clase de Aceite ISO	HV	HV	HV	HV	HV	HV
Grado de Viscosidad ISO	15	22		46	68	100
Viscosidad Cinemática @ 40°C cSt 100°C cSt (IP 71)	15 3.8	22 4.9	37 6.9	46 9.0	68 11.0	100 15.5
Indice de Viscosidad (IP 226)	150	150	150	150	150	150
Densidad @ 15°Ckg/l (IP 365)	0.872	0.870	0.872	0.874	0.875	0.877
Punto de Inflamación °C (Pensky-Martens Closed Cup) (IP 34)	150	150	185	180	185	190
Punto de Fluidez °C (IP 15)	-42	-40	-39	-39	-36	-30

ANEXO K. Tamaños Estándar, rosca NPT.



Dimensión de Rosca NPT.

ANSI B 1.20.1.



NPS	Diámetro exterior de la Tubería D (mm)	Roscas/mm	Paso P (mm)	Diámetro externo de rosca E ₀ (mm)	Diámetro interno de rosca E ₁ (mm)	Longitud de rosca efectiva L ₂ (mm)	Longitud de Apriete L ₁ (mm)	Incremento en el Diámetro por rosca (mm)
1/8	10.29	27	0.940	9.233	9.489	6.703	4.102	0.0586
1/4	13.72	18	1.411	12.126	12.487	10.205	5.786	0.0881
3/8	17.14	18	1.411	15.545	15.296	10.358	6.096	0.0881
1/2	21.34	14	1.814	19.264	19.772	13.556	8.128	0.1132
3/4	26.67	14	1.814	24.579	25.117	13.860	8.610	0.1132
1	33.40	11.5	2.209	30.826	31.461	17.343	10.610	0.1379
1 1/4	42.16	11.5	2.209	39.551	40.218	17.952	10.668	0.1379
1 1/2	48.26	11.5	2.209	45.621	46.287	18.377	10.668	0.1379
2	60.32	11.5	2.209	57.633	58.325	19.215	11.074	0.1379
2 1/2	73.02	8	3.175	69.076	70.159	28.892	17.322	0.1983
3	88.90	8	3.175	84.852	86.068	30.480	19.456	0.1983
3 1/2	101.60	8	3.175	97.472	98.776	31.750	20.853	0.1983
4	114.30	8	3.175	110.093	111.433	33.020	21.437	0.1983

ANEXO L. Válvula 2/2 pilotada hidráulicamente DOFS-XHN.



Normally open, balanced poppet, logic element - pilot-to-close

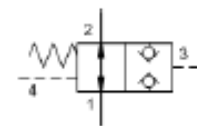
Capacity:
30 gpm (120 L/min.)

Functional Group:
Products : Cartridges : Logic Element : Balanced Poppet : Normally Open, Direct Operated

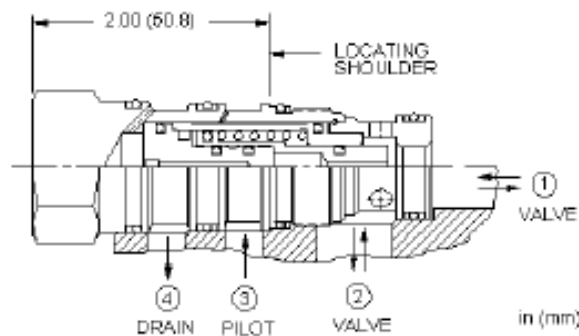
Model:
DOFS

Product Description

This is a normally open, balanced poppet, switching element. Pilot pressure at port 3 shifts the valve to the closed position.



[Download](#)

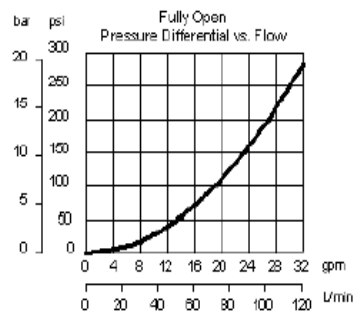


Technical Features

- Unique balanced construction provides predictable switching with 5000 psi (350 bar) at both ports 1 and 2, with the external drain open and a minimum pilot pressure of 300 psi (20 bar).
- Port 1 and port 2 are fully sealed from port 3 and port 4. Ports 3 and 4 are positively sealed.
- Any backpressure at the drain port is directly additive to the required pilot pressure for reliable operation.
- Leakage rate between port 1 and port 2 is very low, typically less than 10 drops/min. at 5000 psi (0,7 cc/min at 350 bar).
- Valve will open when the pilot pressure falls below 145 psi (10 bar).
- These valves are hydraulically balanced between port 1 and port 2.
- All ports will accept 5000 psi (350 bar).
- 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
Cavity		T-22A
Capacity	30 gpm	120 L/min.
Minimum Pilot Pressure Required to Shift Valve	300 psi	20 bar
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 drops/min. @ 5000 psi	0,3 cc/min. @ 350 bar
Pilot Volume Displacement	.02 in ³	0,33 cc
Series (from Cavity)		Series 2
Valve Hex Size	1 1/8 in.	28,6 mm
Valve Installation Torque	45 - 50 lbf ft	60 - 70 Nm
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-022-007
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-022-006
Model Weight	0.63 lb.	0.29 kg.



DOFS-XHN

Control	Minimum Pilot Pressure	Seal Material	Material/Coating Modifier
<p>Standard Options</p> <p>X Standard Pilot</p>	<p>Standard Options</p> <p>H 200 psi (14 bar)</p>	<p>Standard Options</p> <p>N Buna-N V Viton</p>	<p>Preferred Options</p> <p>No modifier (standard material with no special coating)</p> <p>Special Options</p> <p>/AP Stainless Steel, Passivated</p> <p style="text-align: right;">Control: X</p> <p><i>Our stainless product line is growing! If you are interested in a stainless option for this model which is not shown please contact Sun.</i></p>

ANEXO N. Planos manifold.

Planos del manifold para el control del cilindro telescópico.

Planos del manifold direccional 2/2 .