

**SINCRONIZACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON CARGA ASIMÉTRICA**

**OSCAR MAURICIO ARIZA ARENAS  
FREDY GIOVANNI GÁMEZ TOLOZA**

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

**2011**

**SINCRONIZACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON CARGA ASIMÉTRICA**

**OSCAR MAURICIO ARIZA ARENAS  
FREDY GIOVANNI GÁMEZ TOLOZA**

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

**Director  
ABEL ANTONIO PARADA CORRALES  
Ingeniero Mecánico**

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

**2011**

## DEDICATORIA

*A Dios, a mis padres, Julio César y María Cecilia, mis tías, Julieta y Alcira por todo lo entregado a mí para este y todos los logros que han llegado a mi vida y que seguirán llegando gracias a las esperanzas que han depositado en mí.*

*A mis amigos por todo el apoyo que me han dado para culminar esta aspiración que hoy llega a una etapa más visible.*

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

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

**OSCAR MAURICIO ARIZA ARENAS**

## DEDICATORIA

*A mis padres, Alonso y Esperanza, por el apoyo moral y económico entregado a mí para este proyecto y los demás logros que han llegado a mi vida y que llegarán gracias a toda su colaboración y cariño.*

*A Dios por darme la fuerza y la capacidad para realizar este proyecto porque sin Él no hubiese podido culminarlo.*

*A mis amigos y compañeros de carrera por todo el apoyo que me han dado para culminar esta aspiración que hoy llega a una etapa muy importante.*

*A mi compañero de grado por su gran amistad, su dedicación, su perseverancia y su empeño en hacer que las cosas salieran de la mejor manera.*

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

**FREDY GIOVANNI GÁMEZ TOLOZA**

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores expresan sus agradecimientos a:

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

INDUSTRIAS ACUÑA LTDA. (INAL) por prestar su infraestructura y servicios para la fabricación del manifold. Hacemos referencia al Ing. MIGUEL ANGEL ACUÑA y al Ing. RICARDO CALDERÓN por su gran colaboración y respaldo en la ejecución de esta tarea.

Doctor IVAN AUGUSTO ARENAS ARENAS quién desde los Estados Unidos nos facilitó la búsqueda y el envío de algunas válvulas utilizadas en el proyecto.

Ingeniero y Compañero CARLOS RAÚL DÍAZ ORTEGA por su gran ayuda en la consecución de dispositivos en la ciudad de Bogotá.

HENRY CRUZ, GONZALO CALDERÓN Y FREDY VARGAS (Técnicos trabajadores 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.

## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>24</b>
<b>1. OBJETIVOS</b>	<b>25</b>
1.1. OBJETIVO GENERAL	25
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	25
<b>2. FUNDAMENTOS BÁSICOS DE LA HIDRÁULICA</b>	<b>27</b>
2.1. PRESIÓN	27
2.2. CAUDAL	29
<b>3. SISTEMAS DE CONTROL HIDRÁULICO</b>	<b>32</b>
3.1. CONTROL DE PRESIÓN	32
3.2. CONTROL DIRECCIONAL	34
3.2.1. Válvula direccional 4 vías 3 posiciones centro punto flotante	34
3.3. CONTROL DE CAUDAL	35
3.3.1. Válvula reguladora de caudal	35
3.3.2. Principio de funcionamiento	35
3.3.3. Válvula de aguja, válvula de compuerta y válvula de globo	36
3.3.4. Válvula reguladora de caudal compensada	36
3.3.5. Válvula divisora de caudal	38
3.3.6. Válvulas divisoras de caudal desarrolladas hasta hoy	39
3.3.6.1. Dispositivo divisor # 1	39
3.3.6.2. Dispositivo divisor # 2	41
3.3.6.3. Dispositivo divisor # 3	43
3.3.6.4. Dispositivo divisor # 4	44

3.3.6.5. Dispositivo divisor # 5	46
3.3.6.6. Dispositivo divisor # 6 de alta precisión	48
3.3.6.7. Dispositivo divisor # 7 (De dos etapas y alta precisión)	50
<b>4. VÁLVULAS DE CARTUCHO</b>	<b>52</b>
4.1. VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE CAUDAL	52
4.1.1. Válvula de aguja	52
4.1.2. Válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión	53
4.1.3. Válvulas compensadas por presión por derivación de caudal	55
<b>5. ANÁLISIS DEL FLUJO DE ACEITE EN UN MANIFOLD</b>	<b>57</b>
5.1. RESOLUCIÓN EN RÉGIMEN TURBULENTO DEL FLUJO ESTACIONARIO, INCOMPRESIBLE Y COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN UNA TUBERÍA DE SECCIÓN CIRCULAR	58
5.1.1. Régimen laminar	58
5.1.2. Régimen turbulento	60
5.1.3. Perfil de velocidades en régimen turbulento	62
5.2. CONSIDERACIONES ANALÍTICAS DE LOS ESFUERZOS MECÁNICOS EN UN MANIFOLD	65
5.3. RECIPIENTES A PRESIÓN	66
5.4. DIFERENCIA ENTRE CILINDROS DE PARED GRUESA Y DELGADA	69
5.4.1. Deducción de las ecuaciones que permiten calcular el esfuerzo en el aro	70
5.4.2. Cálculo del esfuerzo longitudinal	72
<b>6. MANIFOLD</b>	<b>74</b>
6.1. ESTUDIO DE LA APLICACIÓN	74
6.1.1. Montaje de la plataforma	76
6.1.2. Identificación de los diferentes pasajes internos del manifold	77

6.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD	82
6.2.1. Tratamiento térmico	83
6.2.2. Propiedades mecánicas	84
6.2.3. Propiedades físicas	85
6.2.4. Mecanizado	85
6.3. SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS	86
6.3.1. Operación de frenado en la plataforma	86
6.3.2. Selección del cartucho para el frenado de la plataforma hidráulica	87
6.3.3. Operación de ascenso y descenso sincronizado de la plataforma	89
6.3.4. Descripción del fabricante acerca de los cartuchos divisores de flujo	90
6.3.5. Selección del cartucho divisor de caudal doblemente compensado	92
6.4. PUNTOS CRÍTICOS DE OPERACIÓN	94
6.4.1. Punto crítico entre el puerto piloto y la válvula de contrabalance	96
6.4.2. Punto crítico entre el puerto piloto y la cara frontal del manifold	98
6.4.3. Punto crítico entre el puerto de presión y el puerto de descarga	100
6.4.4. Punto crítico entre el puerto de presión y el puerto de descarga	102
6.4.5. Punto crítico entre el puerto de descarga y el puerto de orden de subida	104
6.5. DETERMINACIÓN DEL RÉGIMEN DE FLUJO	106
6.5.1. Caída de presión total	108
6.5.2. Desde el suministro de presión al puerto P de la direccional CETOP 5	109
6.5.3. Desde el puerto A de la direccional al puerto 2 de la contrabalance	111
6.5.4. Desde el puerto de descarga de cilindros al puerto B de la direccional	113
6.6. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)	116
6.6.1. Análisis preliminar	116
6.6.2. Análisis de esfuerzos y factor de seguridad	120
6.7. ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)	125
<b>7. DISPOSITIVOS Y ELEMENTOS UTILIZADOS</b>	<b>129</b>
7.1. MONTAJE DEL SISTEMA HIDRAULICO	129

<b>8. PRUEBAS</b>	<b>135</b>
8.1. ASCENSO DE LA CARGA	135
8.2. DESCENSO DE LA CARGA	136
8.3. SUBIENDO (CON POCA CARGA)	137
8.4. CARACTERIZACIÓN DEL MANIFOLD PARA CONTRABALANCE	138
<b>9. COSTO DEL PROYECTO</b>	<b>139</b>
<b>10. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES</b>	<b>140</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>141</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>143</b>

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Válvulas de control de presión	33
Tabla 2. Algunas patentes de válvulas divisoras	39
Tabla 3. Composición química del Alumold	82
Tabla 4. Propiedades de utilización del Alumold	82
Tabla 5. Comparativa con otros materiales	84
Tabla 6. En función del espesor	84
Tabla 7. Propiedades físicas del Alumold	85
Tabla 8. Velocidades y avances para el mecanizado del Alumold	85
Tabla 9. Detalles del enmallado	118
Tabla 10. Costos	139

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Representación gráfica de la Presión como vector	27
Figura 2. Actuador hidráulico	28
Figura 3. Manómetro	28
Figura 4. Manómetro de Bourdon	29
Figura 5.a. Principio de funcionamiento (bomba de engranajes)	30
Figura 5.b. Principio de funcionamiento (bomba de pistones)	30
Figura 6. Extensión y retracción de un actuador hidráulico	31
Figura 7. Válvula direccional tres vías dos posiciones	34
Figura 8. Válvula direccional cuatro vías tres posiciones centro punto flotante	34
Figura 9. Válvula reguladora de caudal compensada	36
Figura 10. Funcionamiento de un compensador de presión	37
Figura 11. Corte esquemático de un compensador de presión	38
Figura 12. Válvula reguladora de caudal compensada tipo cartucho	38
Figura 13. Esquema oleohidráulico del dispositivo divisor # 1	40
Figura 14. Esquema del dispositivo # 2	41
Figura 15. Esquema del dispositivo # 3	43
Figura 16. Esquema del dispositivo # 4	44
Figura 17. Desplazamiento del vástago de los cilindros en función del tiempo	45
Figura 18. Esquema del dispositivo # 5	47
Figura 19. Esquema del dispositivo # 6	49
Figura 20. Esquema del dispositivo # 7	51
Figura 21. Válvula de aguja	53
Figura 22. Válvula reguladora de flujo no ajustable compensada por presión	53
Figura 23. Válvula reguladora de flujo compensada por presión con dos cartuchos para roscar	54

Figura 24. Válvula reguladora de flujo compensada por presión por derivación no ajustable	55
Figura 25. Válvula reguladora de flujo compensada por presión por derivación no ajustable con dos cartuchos	56
Figura 26. Diagrama de Moody	61
Figura 27. Representación gráfica del flujo laminar y turbulento	63
Figura 28. Simulación de flujo turbulento sobre una superficie abierta	64
Figura 29. Simulación de flujo laminar sobre conductos cerrados	64
Figura 30. Esfuerzos mecánicos presentes dentro de un manifold	65
Figura 31. Esfuerzo en el aro y longitudinal en un recipiente a presión	67
Figura 32. Esfuerzo en el aro (rectangular) perpendicular al eje del recipiente	68
Figura 33. Esfuerzo longitudinal a lo largo del eje del recipiente	68
Figura 34. Vista a lo largo del eje de cilindros de pared gruesa y delgada	69
Figura 35. Componentes de fuerza y presión en un recipiente sellado	70
Figura 36. Fuerza T al interior de un recipiente	72
Figura 37. Área sección circular de un recipiente	72
Figura 38. Cilindros desbalanceados	75
Figura 39. Montaje del banco de pruebas	76
Figura 40. Circuito hidráulico	77
Figura 41. Diseño CAD del manifold	78
Figura 42. Circuito hidráulico y numeración de conductos	79
Figura 43. Vista isométrica del manifold con sus conductos	79
Figura 44. Puerto de entrada y puertos de salida de la válvula divisora	80
Figura 45. Corte a nivel de los puertos de entrada y salida de la divisora	80
Figura 46. Línea piloto externo para contrabalance de carga	81
Figura 47. Corte a nivel del puerto de la contrabalance	81
Figura 48. Relación de dureza contra conductividad térmica del Alumold	83
Figura 49. Líneas hidráulicas de la válvula contrabalance	87
Figura 50. Válvula de frenado tipo cartucho	88

Figura 51. Corte válvula de frenado	88
Figura 52. Elevación máxima que alcanza la plataforma con sus cilindros totalmente extendidos	90
Figura 53. Circuito de conexión del cartucho divisor de flujo	91
Figura 54. Válvula divisora de caudal tipo cartucho	92
Figura 55. Corte válvula divisora	92
Figura 56. Diseño completo del manifold en CAD	93
Figura 57. Cilindros de pared gruesa	95
Figura 58. Punto crítico 1 ubicado en puerto piloto de la válvula de frenado	96
Figura 59. Punto crítico 2 ubicado en puerto piloto de descarga de cilindros	98
Figura 60. Punto crítico 3 entre el puerto P y el puerto B	100
Figura 61. Punto crítico 4 entre el puerto P y la descarga de los cilindros	101
Figura 62. Punto crítico 5 entre el puerto B y el puerto A	104
Figura 63. Circuito posición crítica subiendo la carga	107
Figura 64. Sección 1	109
Figura 65. Sección 2	111
Figura 66. Sección 3	113
Figura 67. Enmallado del manifold	117
Figura 68. Sujeciones del manifold	119
Figura 69. Presión aplicada al manifold	120
Figura 70. Análisis de esfuerzos sobre el manifold	121
Figura 71. Factor de seguridad en el manifold	122
Figura 72. Desplazamientos en el manifold	123
Figura 73. Deformaciones unitarias en el manifold	123
Figura 74. Vista Trimétrica del manifold mostrando el volumen que recorrerá el fluido subiendo carga	124
Figura 75. Cut distribución de velocidades del puerto "A" a contrabalance	125
Figura 76. Cut distribución de velocidades descarga de cilindros a puerto B	126
Figura 77. Cut distribución de velocidades a nivel de ambos cartuchos	126

Figura 78. Cut distribución de velocidades descarga de cilindros a Tanque	127
Figura 79. Líneas de corriente del fluido	128
Figura 80. Manifold Mecanizado	129
Figura 81. Válvula direccional CETOP 5 punto flotante 4 vías 3 posiciones	130
Figura 82. Racores y Tapones de Bronce	130
Figura 83. Cartucho de frenado SUN HYDRAULICS	131
Figura 84. Cartucho divisor SUN HYDRAULICS	131
Figura 85. Conjunto de válvulas de cartucho SUN HYDRAULICS	132
Figura 86. Conjunto Manifold	132
Figura 87. Montaje del Manifold	133
Figura 88. Manifold Instalado en el banco	133
Figura 89. Plataforma para el banco de pruebas	134
Figura 90. Estructura para soportar la plataforma y la carga	134
Figura 91. Prueba a 400 PSI	135
Figura 92. Prueba a 1000 PSI	136
Figura 93. Prueba a 1800 PSI	137
Figura 94. Caída de presión	137

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Válvula Divisora de Caudal	144
Anexo B. Válvula de Contrabalance	146
Anexo C. Válvula Direccional centro punto flotante	148
Anexo D. Plano Cavidad Válvula Divisora	150
Anexo E. Plano Cavidad Válvula Contrabalance	151
Anexo F. Propiedades de la aleación de Aluminio tabla SolidWorks 2011	152
Anexo G. Propiedades del Aceite hidráulico	153
Anexo H. Plano del manifold para las Cavitys de los cartuchos	155
Anexo I. Soldadura West Arco E7018	156

## GLOSARIO

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

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

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

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

**SOLENOIDE:** Es un dispositivo electromagnético que convierte la energía eléctrica en movimiento mecánico lineal.

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

**OBTURADOR:** Dispositivo que acciona el movimiento de la válvula de cartucho mediante una relación de áreas y una determinada presión.

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

**MANÓMETRO:** El manómetro es un instrumento utilizado para la medición de la presión en los fluidos, generalmente determinando la diferencia de la presión entre el fluido y la presión local.

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

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

**SUMINISTRO PILOTO:** La válvula está diseñada para recibir señales piloto procedentes del suministro interno de presión o de un suministro externo, conectado en la conexión piloto externo.

**VÁLVULA PUNTO FLOTANTE:** Permite que el spool quede flotando en el caso de que la válvula tenga su corredera en posición central, de manera que ya sea a mano, si el cilindro es pequeño, o si la fricción de sus empaquetaduras y guarniciones lo permitieran; o bien moviendo los órganos de la máquina que él accione, el spool, pueda moverse. Tal cosa es posible, pues la corredera en posición central, ambas caras del spool quedan totalmente descargadas al tanque, mientras que la entrada de presión ha sido bloqueada.

## RESUMEN

### TÍTULO:

**SINCRONIZACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS.\***

### AUTORES:

Oscar Mauricio Ariza Arenas

Fredy Giovanni Gámez Toloza\*\*

### PALABRAS CLAVES:

Manifold, Válvulas de Cartucho, Divisor de flujo, Válvula Contrabalance, Sincronización hidráulica.

### DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto de grado es el diseño y construcción del manifold para el montaje de una válvula de cartucho divisora de flujo doblemente compensada, válvula de cartucho contrabalance y válvula direccional punto flotante cetop 5.

Este sistema se adaptará en un banco del laboratorio de Potencia Fluida de la Escuela de Ingeniería Mecánica, dotando a éste de un elemento para pruebas de división y regulación de flujo con el fin de sincronizar un elevador de carga y proporcionándole un sistema de estudio tecnológico.

La principal razón por la que se realizó este proyecto fue con el fin de optimizar los controles del laboratorio, específicamente relacionado con la fabricación de un manifold para el control de elevación de carga por medio de una plataforma sin importar la ubicación de su centro de gravedad. Se realizó un diseño propio para reducción de costos dando ejemplo de apropiación de tecnología.

Durante el proceso de diseño se optó por la adquisición de válvulas de cartucho para roscar, debido al bajo costo comparado con la construcción y mecanización de la válvula con acabados superficiales de alta calidad y tolerancias exigentes. Características que se pueden obtener sólo con tecnología de punta.

Para terminar, la construcción del manifold se partió del diseño a través del modelado con la ayuda de herramientas de simulación en software CAD y CAE.

---

\* Proyecto de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Abel Antonio

## **ABSTRACT**

### **TITLE:**

**SYNCHRONIZATION OF HYDRAULIC CYLINDERS.\***

### **AUTHORS:**

Oscar Mauricio Ariza Arenas

Fredy Giovanni Gámez Toloza\*\*

### **KEYWORDS:**

Manifold, Cartridge Valves, Flow Divider, Counterbalance Valve, Hydraulic Synchronization.

### **DESCRIPTION:**

The objective of this graduation project is to design and build a manifold for mounting a cartridge valve doubly compensated flow divider, cartridge valve counterbalance and directional valve floating point cetop 5.

This system will be adapted in Fluid Power laboratory bench, School of Mechanical Engineering, providing an element of split testing and flow regulation in order to synchronize a forklift and providing a technological study.

The main reason that made this project be held was to optimizing laboratory controls, specifically related to the manufacture of a manifold for controlling load lifting using a platform no matter of the location of its center of gravity. We conducted a self-designed to reduce costs by setting an example of technology appropriation.

During the design process we opted for the acquisition of screw-in cartridge valves, because of the low cost compared to the construction and machining of the valve with high quality surface finish and demanding tolerances. Features that can be secure only with advanced technology.

To finish, for the construction of the manifold was initiated by design of modeling with the help of simulation tools in CAD and CAE software.

---

\* Degree Project.

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

## INTRODUCCIÓN

La potencia hidráulica representa para la industria un campo muy importante debido a la aplicación en tareas que requieren de altos niveles de fuerza conjuntamente con una alta precisión y control en el proceso. Una práctica común que se desarrolla en la industria es la elevación de carga excéntrica de manera sincronizada junto con el control necesario de la misma.

En este documento se registra el diseño de un dispositivo de control de potencia hidráulico básico para la velocidad de ascenso, la velocidad de descenso, el sostenimiento de la carga en cualquier momento, el frenado de la carga de forma amortiguada y la elevación con carga descentrada para una plataforma.

Para las características de control anteriormente mencionadas son utilizadas las diferentes válvulas con tecnología de cartuchos embebidos en un bloque de Duraluminio diseñado para maximizar la eficiencia del proceso.

Este bloque es comúnmente llamado Manifold. El cual esencialmente posee conductos internos que trazan los diferentes caminos del aceite para intercomunicarlo con las diferentes válvulas.

Para el diseño de este manifold se requiere tener en cuenta conceptos de mecánica de materiales y mecánica de fluidos, tales como recipientes a presión, abrasión, pérdidas por fricción en el transporte de fluidos en conductos cerrados, pérdidas de presión por cambios de área y restricciones, igualmente cálculos de transferencia de calor para mantener el aceite a una temperatura óptima de trabajo, además de técnicas especiales en los procesos de manufactura requeridos debido a la alta precisión en las tolerancias que exige la adaptación de este tipo de tecnología de válvulas de cartucho.

El manifold está adaptado a una plataforma compuesta por una viga de perfil en T, dos actuadores hidráulicos, y un conjunto de bomba – motor para suministrar potencia al aceite.

# 1. OBJETIVOS

## 1.1 Objetivo General

- ✓ Contribuir con la misión de la universidad Industrial de Santander en el desarrollo de la formación de los estudiantes de ingeniería en la línea de diseño y construcción y el estímulo a la inventiva e innovación, por medio de la implementación de un recurso tecnológico dispuesto como complemento y refuerzos de los conocimientos necesarios para su desempeño e idóneo desenvolvimiento en la industria de la potencia hidráulica.

## 1.2 Objetivos Específicos

- ✓ Diseñar y construir un manifold para controlar una plataforma, por lo que se requiere una válvula divisora de caudal, válvula direccional y válvula de contrabalance, siguiendo las especificaciones, características y principios de operación que se requiere para cumplir con el óptimo funcionamiento de control de potencia que proporcionan este tipo de válvulas de cartucho, con base en los siguientes parámetros:
  - Grados de ajuste fino deslizante (H7/H6) usando sistema de agujero único.
  - Buena estabilidad dimensional (bajo peso).
- ✓ Seleccionar un tipo de material adecuado para otorgarle al diseño características como:
  - Permita la implementación de un maquinado sencillo, para obtener un acabado superficial con una Rugosidad no mayor a 0,01 mm para disminuir las pérdidas por fricción.

- Resistencia a la abrasión, corrosión y a los esfuerzos por presión en paredes gruesas.
  - Adecuadas Propiedades térmicas para mantener la temperatura de operación del aceite por debajo de los 65 °C.
- ✓ Adaptar un peso como carga con un valor de 1000 Kg-f para el banco de pruebas de tal forma que se logre la compensación en la válvula divisora de caudal y el contrabalance de la carga. Además de otros criterios de diseño.
  - ✓ Emplear los paquetes de software CAD y CAE (SolidWorks, SolidWorks Simulation y SolidWorks Flow Simulation) como herramientas que permitan a través de simulaciones con fluido presurizado, el análisis de esfuerzos y el estudio de la variación de presión a fin de obtener un diseño óptimo del manifold.
  - ✓ Seleccionar una válvula divisora de caudal doblemente compensada tipo **Cartridges – Flow Divider – Divider/Combiner – Synchronizing – High Accuracy** Model *FSER-XAN – Sun Hydraulics*. Ver Anexo A.
  - ✓ Seleccionar una válvula de contrabalance con antiretorno incorporado tipo **Cartridges – Counterbalance – 3-Port Non-vented – Standard, 3:1 Pilot Ratio** Model *CBCA-LHN – Sun Hydraulics*. Ver Anexo B.
  - ✓ Utilizar Válvula direccional de 4 vías 3 posiciones, centro punto flotante, accionada por solenoide y centrada por resorte. **SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL VALVE** Model *SWH-G03 SERIES – TDZ*. Ver Anexo C.

## 2. FUNDAMENTOS BÁSICOS DE LA HIDRÁULICA

### 2.1. PRESIÓN

En física, la presión (símbolo  $P$ ) es una magnitud física vectorial que mide la fuerza en dirección perpendicular por unidad de superficie, y sirve para caracterizar como se aplica una determinada fuerza resultante sobre una superficie. Figura 1.

En el Sistema Internacional la presión se mide en una unidad derivada que se denomina pascal (Pa) que es equivalente a una fuerza total de un Newton actuando uniformemente en un metro cuadrado. En el Sistema Inglés la presión se mide en una unidad derivada que se denomina libra por pulgada cuadrada (Pound per Square Inch) PSI que es equivalente a una fuerza total de una libra actuando en una pulgada cuadrada.

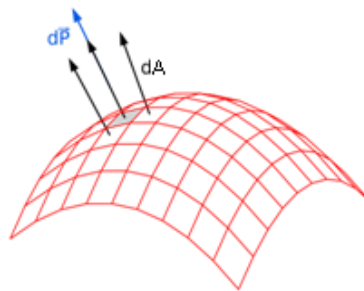


Figura 1. Representación gráfica de la Presión como vector.

Fuente: Autores.

La magnitud de la presión, del área y de la fuerza ejercida están relacionadas por:

$$P = \frac{dF}{dA} \cdot \mathbf{n}$$

La presión en un sistema hidráulico como en una plataforma sencilla para elevar carga, se presenta debido a la resistencia que se le otorga al aceite a fluir libremente por los conductos que conforman el sistema, generándose así en el fluido energía necesaria para realizar un trabajo. El valor de la magnitud de la presión es el resultado del valor de la carga, y el dispositivo responsable de comunicar el aceite a presión con la carga es el Actuador hidráulico. Figura 2.

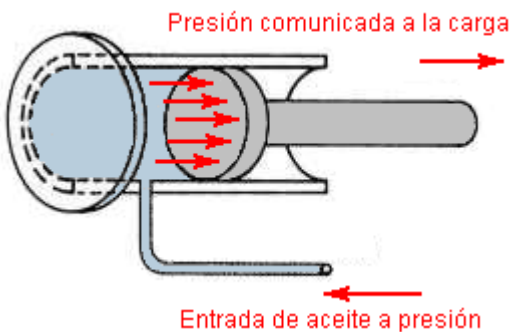


Figura 2. Actuador hidráulico.

Fuente: [http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica\\_hidraulica22.html](http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica22.html)

El instrumento más utilizado para medir presión es el **Manómetro** mostrado en la figura 3.



Figura 3. Manómetro

Fuente: [http://cbs.grundfos.com/chile/lexica/AC\\_Manometer.html](http://cbs.grundfos.com/chile/lexica/AC_Manometer.html)

En la industria se emplean casi exclusivamente los manómetros metálicos o aneroides, que son barómetros aneroides modificados de tal forma que dentro de la caja actúa la presión desconocida que se desea medir y afuera actúa la presión atmosférica. El más corriente es el manómetro de Bourdon, consiste en un tubo metálico aplastado, hermético, cerrado por un extremo y enrollado en espiral. Figura 4.

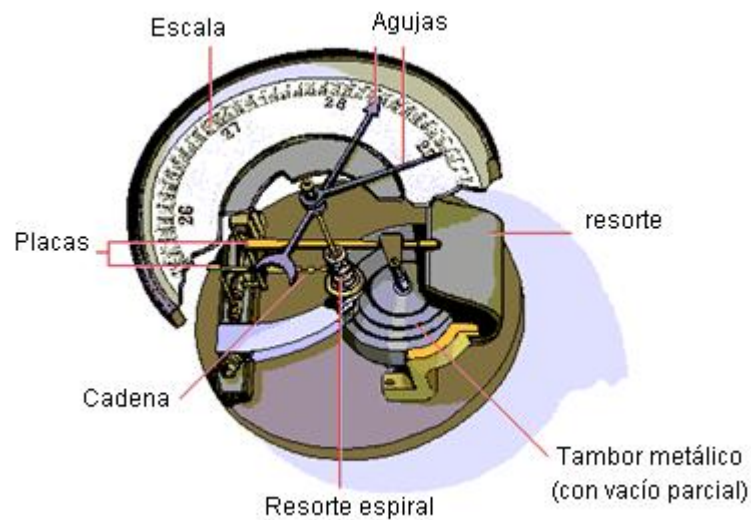


Figura 4. Manómetro de Bourdon.

Fuente: <http://patentados.com/invento/manometro-con-conmutador-indicador.html>

## 2.2. CAUDAL

El caudal es la medida de la cantidad de flujo que pasa a través de un área por unidad de tiempo. Su valor es importante en los sistemas hidráulicos puesto que determina la velocidad de accionamiento del Actuator cilíndrico. La expresión matemática para el caudal es:

$$Q = VA$$

El dispositivo responsable de suministrar esta energía de movimiento o flujo al aceite es la Bomba hidráulica de desplazamiento positivo. Como lo indica su

nombre su principio de funcionamiento radica en crear en la cámara de entrada un aumento progresivo de volumen para obtener una caída de presión y consecuentemente un desplazamiento de fluido hacia un mecanismo recíprocante sellado (en el caso de las bombas de pistones) o un mecanismo de lóbulos (bombas de engranaje, paletas, gerotor) sellados encargados de reducir el volumen en la cámara de salida para propulsar el fluido hacia el exterior de la bomba. Figura 5.

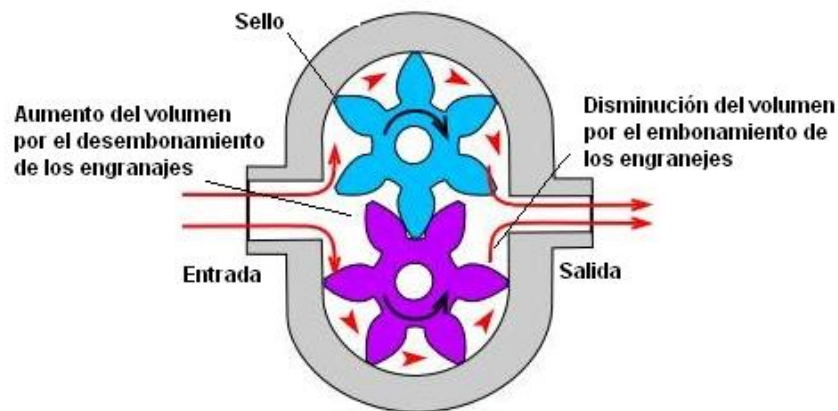


Figura 5.a. Principio de funcionamiento (bomba de engranajes)

Fuente: [http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:Gear\\_pump.png](http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:Gear_pump.png)

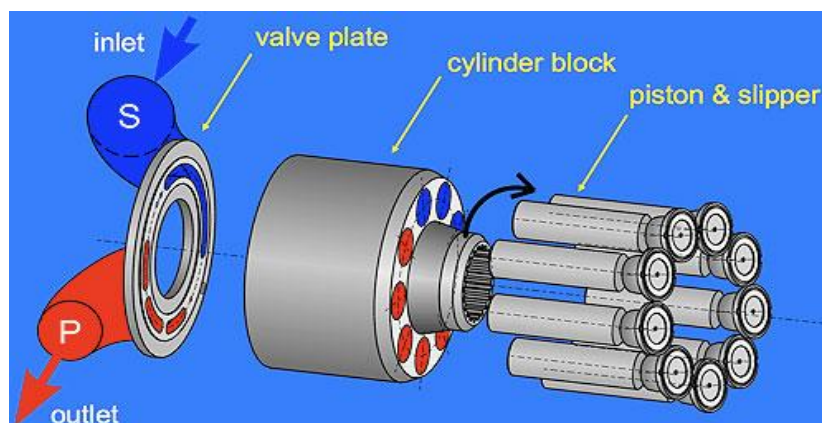


Figura 5.b. Principio de funcionamiento (bomba de pistones)

Fuente: <http://wwwdi.ujaen.es/~lina/webpeter/fotos3.htm>

Como se mencionó al principio de este aparte la velocidad de salida del vástago del actuador hidráulico es función de la velocidad con la que se llena la cámara superior (cilindro se retrae), o la cámara inferior (cilindro se extiende). Figura 6.

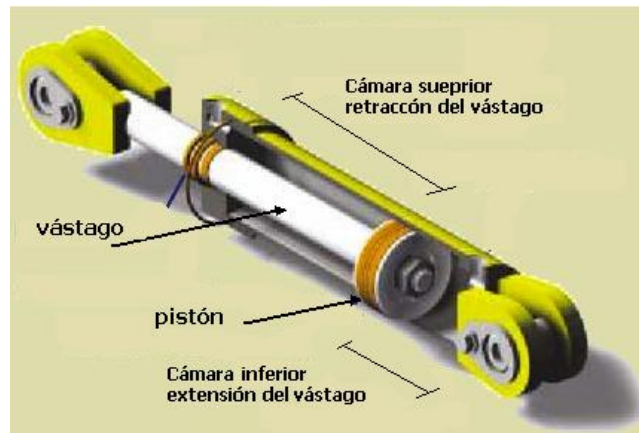


Figura 6. Extensión y retracción de un actuador hidráulico.

Fuente: <http://www.dalman.com.ar/hidraulica/fuerzahidraulica.html>

Teniendo en cuenta que la expresión de la velocidad del vástago está dada por:

$$V_{vástago} = \frac{Q_{bomba}}{A_{pistón}}$$

Donde  $A_{pistón}$  es el área del el pistón expuesta a la cámara inferior para dar lugar a la extensión del vástago. Para la retracción del vástago la expresión cambia a:

$$V_{vástago} = \frac{Q_{bomba}}{A_{anular}}$$

Donde el área anular se calcula con  $A_{anular} = A_{pistón} - A_{vástago}$

### **3. SISTEMAS DE CONTROL HIDRÁULICO**

Los sistemas operados hidráulicamente requieren para su funcionamiento el poder controlar la potencia tanto que reciben como la que comunican, es por esto que los sistemas hidráulicos se dotan con un conjunto de válvulas específicas para cumplir con esta función. En el siguiente capítulo se presentan los diferentes sistemas de control y las principales válvulas que los componen.

#### **3.1. CONTROL DE PRESIÓN**

La presión máxima de un sistema se pueda controlar mediante una válvula de control de presión normalmente cerrada. El puerto primario de la válvula se conecta a la presión del sistema, y el puerto secundario se conecta a la descarga. Cuando la presión del sistema alcanza cierto valor, previamente determinado, el conmutador de la válvula se actúa y conecta los conductos primario y secundario; de esta forma, el caudal se dirige a la descarga. Este tipo de válvula de control de presión, normalmente cerrada, se conoce como válvula de alivio.

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

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un

circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle. De acuerdo a su función este tipo de válvulas se pueden clasificar en cinco grupos generales: válvulas de seguridad o de alivio, válvulas de secuencia, válvulas de descarga, válvulas de contrabalance y válvulas reductoras de presión. Sumado a esto, dichas válvulas pueden ser de mando directo o pilotadas. Ver Tabla 1.

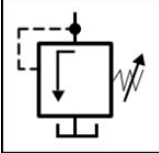
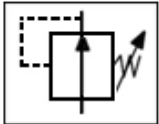
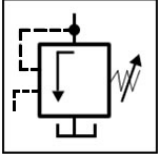
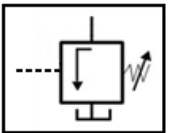
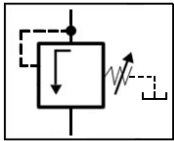
<b>VÁLVULA</b>	<b>APLICACIÓN</b>	<b>SÍMBOLO</b>
<b>Seguridad o alivio</b>	Válvula Utilizada para evitar sobre presiones o limitar la presión máxima en un sistema	
<b>Reductora de presión</b>	Válvula utilizada para mantener la presión reducida en una línea secundaria del sistema	
<b>Contrabalance</b>	Válvula utilizada para evitar el desbocamiento de una carga cuando el descenso de ésta y el peso de la misma se superponen.	
<b>Descarga</b>	Válvula de alivio con piloto externo. El piloto externo inhabilita por completo la presión necesaria para abrir la válvula en acción directa. El aceite se descarga a una presión mínima utilizada para el control de la presión y descarga de bombas.	
<b>Secuencia</b>	Válvula de alivio con drenaje externo que mantiene una presión mínima establecida en la línea primaria, mientras se produce una operación secundaria.	

Tabla 1. Válvulas de control de presión.

Fuente: Autores.

### 3.2. CONTROL DIRECCIONAL

Las válvulas direccionales son las encargadas de derivar el flujo en varias direcciones por medio de pasajes internos que se conectan y desconectan con un carretel accionado por mecanismos eléctricos, hidráulicos, neumáticos, electrohidráulicos, manuales y mecánicos. Esto permite que un cilindro se retraiga o se extienda, que la presión de aceite actué en una línea de control, que la presión de la bomba se descargue al tanque, que un motor hidráulico gire e una u otra dirección etc., el corte esquemático de una válvula direccional de tres vías y dos posiciones es mostrada en la figura 7.

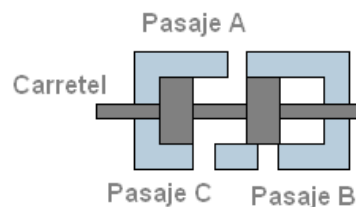


Figura 7. Válvula direccional dos posiciones tres vías.

Fuente: Autores.

#### 3.2.1. Válvula direccional cuatro vías tres posiciones centro punto flotante

Es tipo de válvula direccional con carretel de centro tándem, tiene el pasaje P de suministro de potencia, bloqueado y los pasajes A y B conectados con el actuador comunicados con el tanque en su posición central. En la figura 8 se observa el símbolo funcional de este tipo de válvula.

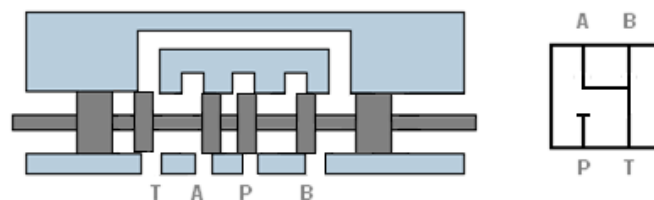


Figura 8. Válvula direccional de tres posiciones cuatro vías y centro punto flotante.

Fuente: Autores.

### **3.3. CONTROL DE CAUDAL**

#### **3.3.1. Válvula reguladora de caudal**

La función de una válvula reguladora de caudal en esencia, es controlar el flujo de caudal proveniente de la bomba que llega al actuador. Para realizar esta función la válvula opone una resistencia adicional al flujo, esta resistencia obliga a la bomba de desplazamiento positivo a ejercer una mayor presión sobre el líquido lo que provoca que una parte del flujo se desvíe y tome otra trayectoria usualmente a través de una válvula de alivio, aunque puede ser que el flujo se desvíe hacia otra línea del circuito.

#### **3.3.2. Principio de funcionamiento**

La válvula reguladora de caudal basa su funcionamiento por medio de una abertura relativamente pequeña que se encuentra en la trayectoria del flujo de fluido, afectándose así la cantidad de flujo que pasa a través de esta por varios factores, teniendo como principales:

- El tamaño del orificio.
- La caída de presión o presión diferencial.
- La temperatura del fluido.

#### **3.3.3. Válvula de aguja, válvula de compuerta y válvula de globo**

Estas válvulas no están diseñadas para regular caudal de manera efectiva, pero se les usa con este fin cuando solo se requiere una regulación burda del caudal, en aplicaciones en las que la caída de presión no es muy considerable. El tamaño del orificio se modifica haciendo girar el vástago de la válvula.

### 3.3.4. Válvula reguladora de caudal compensadas por presión

Sí la presión varía, el flujo que pasa a través de estas válvulas variaría por estas consecuencias. Existe una disposición de válvula de control de flujo que compensa automáticamente las diferencias de presiones para el efecto de mantener el flujo constante. Ellas son las válvulas de control de flujo compensadas por presiones, o compensadas hidrostáticamente y se fabrican en modelos ajustables y no ajustables. El principio de trabajo de estas válvulas consiste en mantener constante la caída de presión a través del orificio de control, (válvula de aguja) de esta forma el flujo a través de este orificio será constante. Estas válvulas crean una caída de presión, es decir, un delta de presión de aproximadamente 100 psi en la línea y estas son utilizadas para mover el mecanismo de compensación. El principio del trabajo esta será explicado a continuación. La válvula en su interior posee un carretel, un pasaje piloto, un resorte y una válvula de aguja ajustable que hace las veces de orificio graduable (ver figura 9).

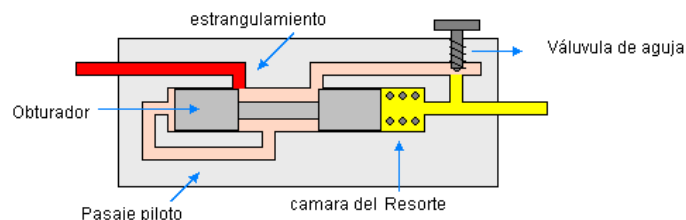
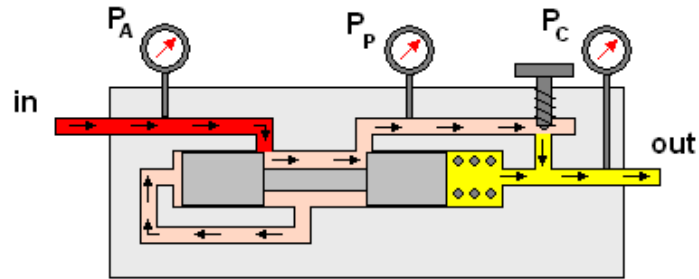


Figura 9. Válvula reguladora de caudal compensada.

Fuente: Autores.

La presión establecida en la entrada de la válvula de control de flujo de presión compensada es  $P_A$  que es igual al valor de la presión necesaria para abrir la válvula de alivio del sistema para descargar el flujo restante proveniente de la bomba. (Ver figura 10). A estas válvulas que descargan al tanque el caudal restante a través de la válvula de alivio se les conoce como *válvula de control de flujo de presión compensada tipo restricción*. Esta presión es comunicada sobre la

cara del actuador por medio del pasaje piloto de la válvula, para controladamente desplazar el obturador hacia la derecha. Este cierre estrangula el orificio provocando una restricción en el flujo, que provoca un descenso de la presión al valor determinado  $P_P$ .



- Alta presión, inducida por el taraje del sistema  $P_A$ .
- Presión reducida, la estrangulación del flujo hace que la presión  $P_A$  descienda a  $P_P$
- Presión inducida por la carga.  $P_C$

Figura 10. Funcionamiento de un compensador de presión.

Fuente: Autores.

El valor de la presión  $P_P$  es condicionado por el equilibrio estático, esto es, el valor de  $P_P$  debe ser igual a la suma de la presión del resorte actuando en la cara del obturador más el valor de la presión  $P_C$  inducida por la carga.

$$P_P = P_R + P_C \quad (A)$$

Con  $P_R = \frac{Kx}{A} = \text{presión del resorte} \approx \text{constante}$

Cualquier valor de la presión  $P_C$  mayor a la suma de los términos de la derecha de la ecuación (A), hará que el equilibrio sobre el obturador se pierda. Este proceso hace que el obturador se desplace hacia la derecha y el paso de flujo en la zona de estrangulamiento se restrinja aun más, transformando el exceso de presión en calor, reduciéndose así cada vez más el valor de la presión hasta que se alcance de nuevo el equilibrio estático.

Como consecuencia de este equilibrio en el obturador, la caída de presión inmediatamente antes de la válvula de aguja e inmediatamente después de esta misma, es igual a la presión de resorte  $P_R$  que es aproximadamente constante, independientemente de los valores  $P_C$  y  $P_A$ , verificándose de este modo que la cantidad de flujo a través de la válvula sea independiente de la caída de presión.

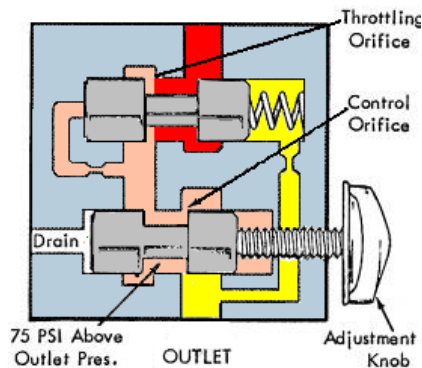


Figura 11. Corte esquemático de un compensador de presión.

Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial Vickers.

### 3.3.5. Válvulas divisoras de caudal

Como una aplicación específica de las válvulas reguladoras de caudal compensadas para dividir el caudal en la entrada y obtener dos caudales de régimen idénticos a la salida, se tiene la válvula divisora de caudal compensada en una o dos direcciones. (Caudal que pasa y caudal que retorna a través de ésta.) En la figura 12 se ilustra un corte esquemático de una válvula divisora de caudal de tipo cartucho compensada en una sola dirección.

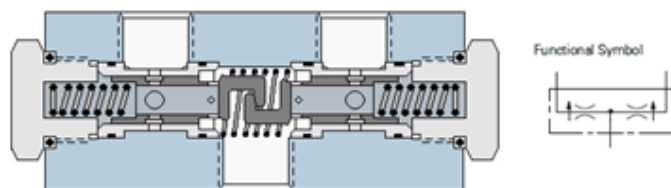


Figura 12. Válvula reguladora de caudal compensada tipo cartucho.

Fuente: Autores.

### 3.3.6. Válvulas divisoras de caudal desarrolladas hasta la época

Dispositivo Divisor	Año	Referencia	Nombre descriptivo de la Invención
1	1966	US 3,437,103	Flow control valve
2	1968	US 3,370,213	Automatic flow diverter valve.
3	1971	US 3,554,213	Flow control valve.
4	1971	US 3,590,844	Device for dividing.
5	1972	US 3,674,047	Device for dividing the flow of liquid into two parts.
6	1973	BP 1,320,812	
7	1975	US 3,924,650	Fluid flow divider valve.
8	1976	US 3,955,473	Power steering with proportional flow divider.
9	1978	US 4,121,601	Flow compensated divider valve.
10	1983		Sinchronization valve
11	1984	US 4,465,089	Flow divider and combiner for traction valve.
12	1985	US 4,531,536	Flow divider combiner valve.
13	2001	US 6,289,917	Proportional flow divider valve.

Tabla 2. Algunas patentes de válvulas divisoras

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

#### 3.3.6.1. Dispositivo divisor # 1

Desde las décadas pasadas muchos autores han estado investigando y diseñando dispositivos divisores de caudal con diversos grados de aceptación. Los primeros divisores construidos fueron aplicados exclusivamente en la industria automotriz y estaban destinados a:

- ✚ Controlar manualmente diferentes caudales demandados por dos o más circuitos de trabajo (no necesariamente funcionando de manera simultánea) desde una misma fuente de alimentación.
- ✚ Recibir un caudal desde una misma fuente de alimentación y dividirlo de forma regulada hacia dos circuitos de trabajo (funcionando al mismo tiempo) con prioridad. Es decir, que la válvula divisora, de ser necesario, está programada para suministrar todo el caudal que recibe desde el puerto de alimentación y priorizarlo hacia el circuito que requiere de mayor caudal en detrimento del circuito de menor caudal.
- ✚ Dividir un caudal de forma proporcional hacia dos circuitos que trabajan de forma simultánea, tal como se muestra en la figura 13.

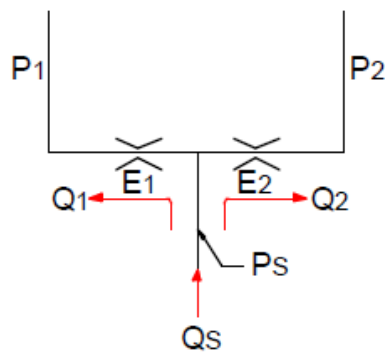


Figura 13. Esquema oleohidráulico del dispositivo divisor # 1.

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

Este primer prototipo de válvula divisora, presenta un elevado error de división. El error originado durante la división del caudal, es atribuido principalmente a:

- ✚ Los diferenciales de presión a través de sus orificios fijos. Estos diferenciales de presión se originan por las cargas aplicadas entre los puertos de salida del divisor.
- ✚ La Influencia de la temperatura de trabajo y por ende en la viscosidad del aceite.

### 3.3.6.2. Dispositivo divisor # 2

V. A. Nelson (1968) propone una válvula divisora de caudal automática que está conformada, básicamente, por dos estranguladores fijos  $E_1$ ,  $E_2$  y dos estranguladores variables  $Z_1$  y  $Z_2$  conectados en paralelo, tal como se muestra en los esquemas de la figura 14. Los estranguladores variables son ajustados de forma automática como consecuencia del movimiento axial de una corredera C. La corredera es pilotada por el diferencial de presión provocado por las cargas existentes entre los circuitos de trabajo conectados a los puertos de salidas 2 y 3 del divisor. Cuando  $P_1$  es mayor que  $P_2$ , el diferencial de presión ( $\Delta P = P_1 - P_2$ ) desplaza axialmente la corredera C hacia el lado derecho, en dirección de la cámara sometida a menor presión,  $P_2$ . Este movimiento permite, variar la sección de paso de los orificios  $Z_1$  (abre) y  $Z_2$  (cierra), compensando en caudal el lado cargado con mayor presión y estrangulando, a la vez, el orificio variable con menor presión. La dinámica del sistema nos lleva a la condición asintótica  $Q_1 = Q_2$ .

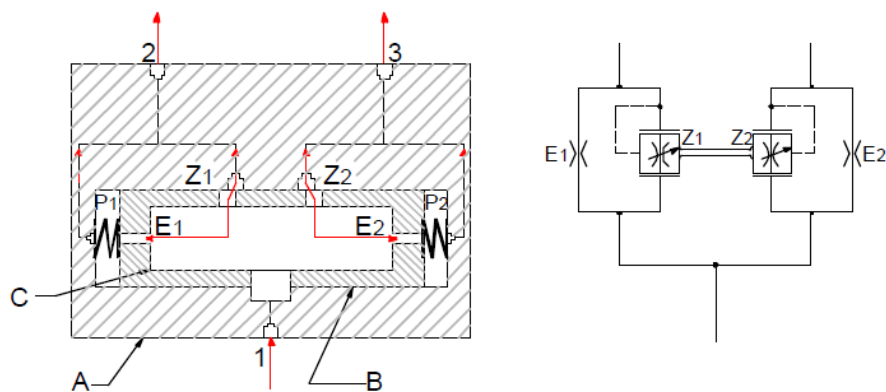


Figura 14. Esquema del dispositivo # 2.

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

### Ventajas:

- ✚ El dispositivo aprovecha el desequilibrio provocado por el diferencial de presión entre  $P_1$  y  $P_2$  para entregar un caudal dividido de forma automática y proporcional.
- ✚ Sintetiza uno de los primeros esfuerzos desarrollados para reducir los costes de los equipos oleohidráulicos, utilizando una misma fuente de alimentación para accionar dos circuitos de trabajo.

### Desventajas:

- ✚ Fugas internas.
- ✚ El dispositivo funciona solamente como divisor de caudal.
- ✚ Influencia de las fuerzas fluidodinámicas internas.
- ✚ Bloqueo diferencial (Differential lock). El bloqueo diferencial aparece cuando se origina un excesivo aumento del diferencial de presión entre las cámaras finales  $P_1$  y  $P_2$  de la corredera. El dispositivo estrangula completamente el conducto de salida hacia el puerto conectado al circuito con menor presión. Este fenómeno hidráulico se produce con frecuencia, por ejemplo, cuando uno de los cilindros conectados a los puertos de salida del divisor alcanza su máxima carrera de trabajo mucho antes que el otro cilindro. Técnicamente se genera con ello un “error de final de carrera”.

### Aplicaciones:

- ✚ Este divisor fue ideado con el objetivo de suministrar caudal, de forma simultánea, a mecanismos de elevación en vehículos pesados y para su aplicación en trenes diferenciales de vehículos accionados por motores oleohidráulicos.

### 3.3.6.3. Dispositivo divisor # 3

G. T. Presley (1978), introduce una válvula divisora de caudal compensada (figura 15), en la cual, el caudal es admitido por el puerto de entrada 1 y sale de forma dividida por los puertos de salida paralelos 2 y 3. A diferencia de su antecesor, este dispositivo está conectado hidráulicamente en serie, y su funcionamiento es similar al dispositivo descrito en el apartado anterior.

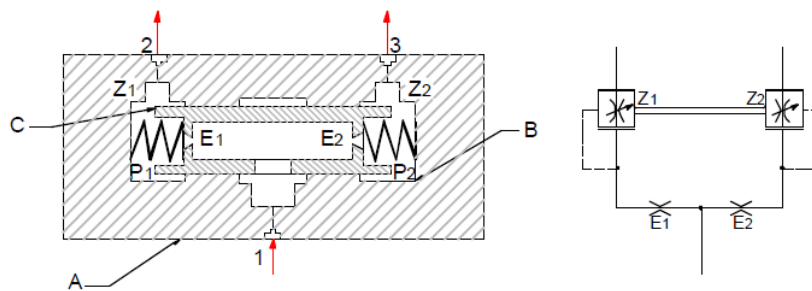


Figura 15. Esquema del dispositivo # 3.

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

#### Ventajas:

- ✚ Introduce una geometría especial en los orificios fijos E1 y E2, y prevé futuras prestaciones como válvula integradora de caudal.
- ✚ Presenta ventajas significativas al conectar sus orificios en serie con respecto al conexionado en paralelo.

#### Desventajas:

- ✚ Fugas internas, que requieren de un mecanizado con alto grado de acabado para minimizar estas fugas.
- ✚ Influencia de las fuerzas fluidodinámicas internas.
- ✚ Influencia de la temperatura.

### Aplicaciones:

- ✚ El dispositivo es utilizado para el accionamiento de los sistemas de rodamientos diferenciales de las ruedas traseras de vehículos accionados oleohidráulicamente.

#### **3.3.6.4. Dispositivo divisor # 4**

M. B. Tauger (1972), patentó el dispositivo divisor de caudal que se aprecia en la figura 16. La válvula presenta un funcionamiento similar al del dispositivo # 3, es decir, orificios conectados en serie. No obstante, Tauger elimina el bloqueo diferencial que el divisor de Presley presenta. Para esto, incorpora un estrangulador hidráulico X (by-pass), que conecta, permanentemente, los conductos que conducen hacia los puertos de salida 2 y 3.

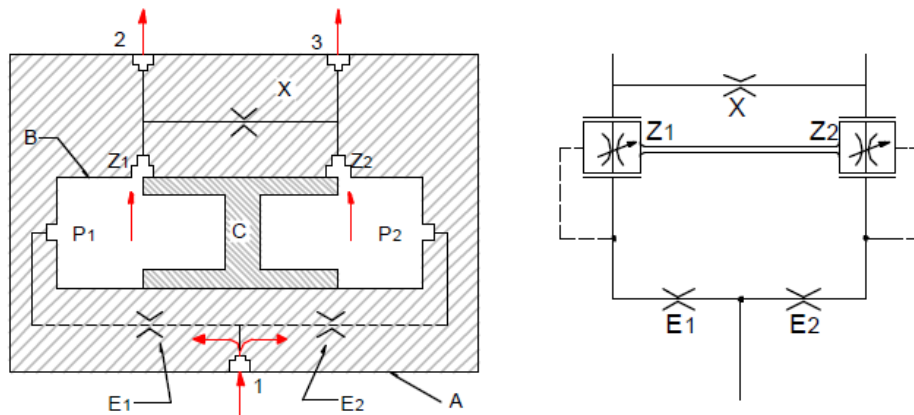


Figura 16. Esquema del dispositivo # 4.

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

### Ventajas:

- ✚ El dispositivo divisor incorpora un novedoso by-pass permanente X, el cual compensa considerablemente el error de división de caudal producido en la

válvula divisora. Un estrangulador hidráulico, conectado entre los puertos de salida del divisor, permite que parte del caudal que entra a la válvula por el circuito de mayor presión, fluya libremente hacia el circuito de menor presión, compensando en caudal de forma instantánea el error producido en la división.

- ✚ Elimina el error de final de carrera. Este error se produce frecuentemente en el caso del sincronizado de dos cilindros  $a_1$  y  $a_2$  (ver grafico de la figura 17). Por ejemplo, si el actuador  $a_1$  alcanza su final de carrera antes que el actuador  $a_2$ , se produce un aumento excesivo e instantáneo en la presión de la cámara  $P_1$  del interior del divisor, esta presión ocasionará un brusco desplazamiento de la corredera  $C$  hacia el lado derecho de la válvula, provocando el bloqueo del caudal que pasa por el orificio de estrangulación variable  $Z_2$  que, a su vez, alimenta al cilindro actuador  $a_2$  por medio del puerto de salida 3. Este bloqueo produce la caída de la pendiente en la curva de velocidad de  $a_2$ . Tauger, con la incorporación de su estrangulador hidráulico permanente  $X$ , permite que dicho caudal bloqueado en  $Z_2$ , sea compensado con el paso del caudal desde  $Z_1$  (completamente abierto) hacia el puerto 3 por medio del estrangulador  $X$ , permitiendo que el cilindro  $a_2$  complete su recorrido.

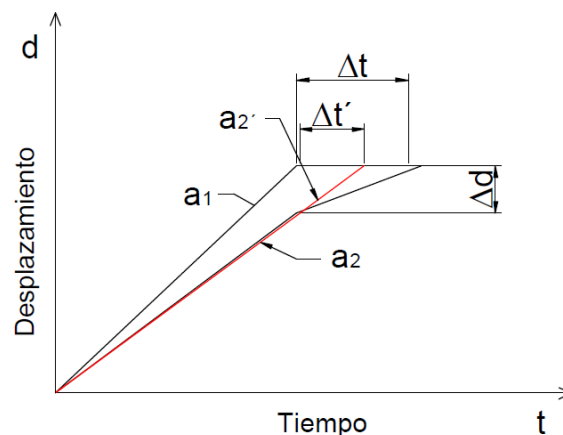


Figura 17. Desplazamiento del vástago de ambos cilindros en función del tiempo.  
Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

### Desventajas:

- ✚ Fugas internas.
- ✚ Requiere de un buen acabado superficial.

### Aplicaciones:

- ✚ El sistema fue utilizado inicialmente en el sincronizado en velocidad de motores oleohidráulicos utilizados en los mandos y accionamientos oleohidráulicos de aviones.

#### **3.3.6.5. Dispositivo divisor # 5**

D. J. Parquet (1975), introduce un sistema antibloqueo en una válvula divisora de caudal. El dispositivo divisor recibe el caudal de entrada por medio del puerto 1 y fluye en dos direcciones (tal como se indica con las flechas en el esquema de la figura 18) hacia los puertos de salidas 2 y 3, ubicados en el lado opuesto del cuerpo del divisor A. Esta válvula es similar a los dispositivos divisores predecesores, los cuales, disponen de dos pares de orificios fijos y variables conectados en serie y, además, incorpora una modificación que impide el bloqueo diferencial. Es evidente que durante ese bloqueo, los elementos de trabajo (actuadores o motores rotativos), no recibirán ningún caudal para su funcionamiento. Experimentalmente se ha comprobado que, aparte de generar errores en la división del caudal, este brusco bloqueo diferencial puede llegar a causar cavitación en los elementos actuadores o daños irreversibles en la bomba o en los elementos conectores del sistema. En previsión de evitar este fenómeno oleohidráulico, Parquet practica adicionalmente un par de orificios variables Z',

que garantizan, en caso de producirse este fenómeno, que una cantidad suficiente de caudal continúe fluyendo libremente hacia el puerto de salida bloqueado.

#### Ventajas:

- ✚ El divisor permite eliminar el bloqueo diferencial producido en el interior del divisor cuando se produce, por ejemplo, el error de final de carrera.

#### Desventajas:

- ✚ Fugas internas.
- ✚ Influencia de las fuerzas fluidodinámicas en la válvula.
- ✚ Influencia de la temperatura.

#### Aplicaciones:

- ✚ Equipos pesados de carga, plataformas y transportadores.

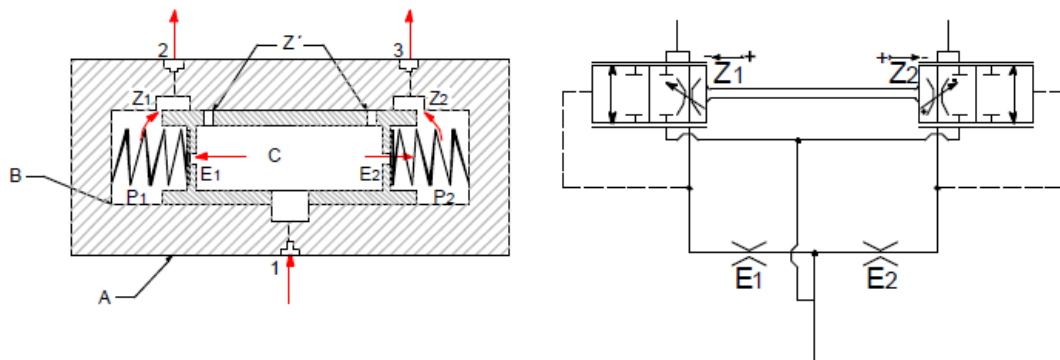


Figura 18. Esquema del dispositivo # 5.

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

### 3.3.6.6. Dispositivo divisor # 6 de alta precisión

Lumitomo B.P.S. (1973), presenta un divisor con realimentación mecánica. Este diseño (figura 19), propone un incremento complementario en el área de la corredera que provoca una disminución en el error de división. Este incremento de área resulta de aumentar el área efectiva mediante la introducción de una “segunda corredera de compensación”, la cual detecta las diferencias de presión entre  $P_1$ -  $P_2$ . Esta presión es transferida a la válvula principal C mediante una barra rígida M de realimentación que, a su vez, permite amplificar la fuerza produciendo con ello una reducción de la fuerza de flujo. De esta manera, el error de división producido por efecto directo de las fuerzas hidrodinámicas en la corredera principal C es minimizado. Este diseño incorpora un dispositivo que permite amplificar la fuerza necesaria para mover la corredera de compensación. A diferencia de los otros diseños, donde la corredera se mueve por la acción de la presión diferencial, aquí la presión entra por una segunda corredera y su fuerza es realimentada a la primera corredera mediante una barra rígida M.

#### Ventajas:

- ✚ La introducción de una segunda etapa o una corredera adicional, permite disminuir el error en la división de caudal originadas por el diferencial de presión debido a las cargas. Al aumentar la fuerza total sobre las correderas, los esfuerzos de rozamiento y las reacciones fluidodinámicas quedan minimizadas.
- ✚ Reduce la influencia de las fugas internas, de forma que reduce la necesidad de un mecanizado de alta precisión de sus componentes durante su fabricación.

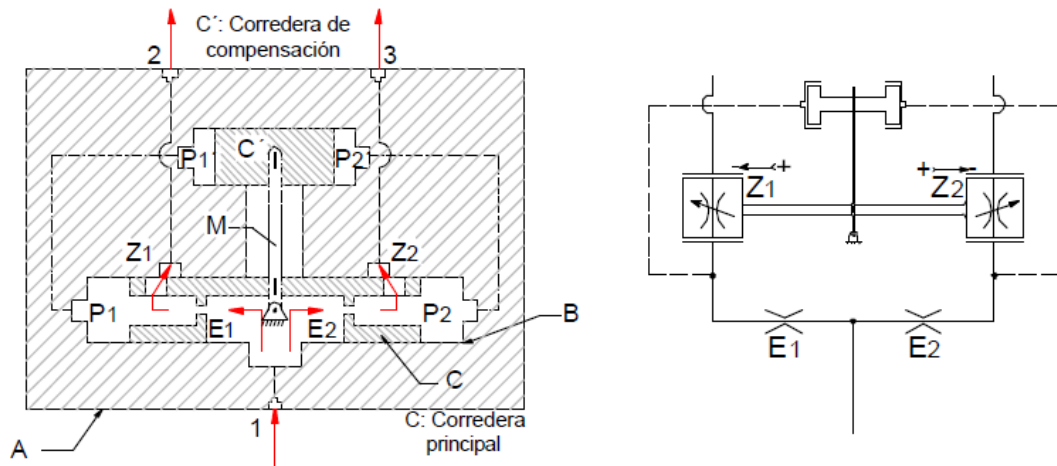


Figura 19. Esquema del dispositivo # 6.

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

Desventajas:

- ✚ Incrementa el coste de fabricación al utilizar dos correderas y una barra de enlace para realizar el control.

Aplicaciones:

- ✚ Por su pequeño error de división, queda limitada su utilidad a aplicaciones de sincronizado de alto grado de precisión y exactitud, tales como equipos militares o de la industria aeronáutica.

### 3.3.6.7. Dispositivo divisor # 7 (Divisor de dos etapas y alta precisión)

B. Y. Ladenzon (1971), propone un dispositivo divisor de caudal compuesto de dos etapas. Este divisor (figura 20) es otro intento de controlar la condición de equilibrio de la corredera principal como consecuencia de las fuerzas de flujo que se originan cuando el caudal fluye a través de los restrictores de sección variable (experimentalmente esto se produce a caudales mayores de 30 L/min). El dispositivo está compuesto de una corredera principal C, colocada hidráulicamente en serie con una corredera complementaria C' que reciben el caudal por el puerto de entrada 1 y lo entregan, proporcionalmente dividido, por los puertos de salidas 2 y 3. En su primera etapa, el divisor funciona con el diferencial de presión de la misma forma que los divisores descritos en los anteriores apartados, de forma que coloca en serie un orificio estrangulador de sección fija con otro estrangulador de sección variable. En una segunda etapa, se ubica una corredera C' que está conectada con los puertos de salidas 2, 3. Ambas etapas están interconectadas por dos conductos internos. Si la presión en los canales externos conectados a los puertos de salida es desigual, producirá un diferencial de presión entre las cámaras  $P_1$ ,  $P_2$  que originarán un movimiento axial de ambas correderas en dirección de las cámaras de menor presión. Pero la corredera C' en su movimiento estrangulará y abrirá, simultáneamente, los orificios estranguladores de sección variable  $Z_1$ ,  $Z_2$ , y éstas, a su vez,  $Z_1$ ,  $Z_2$  hasta que la presión en las cámaras  $P_1$ ,  $P_2$  y  $P_1$ ,  $P_2$  sea igual.

#### Ventajas:

- ✚ Reduce la influencia de las fugas internas en su funcionamiento.
- ✚ Poca influencia de la temperatura en la división.

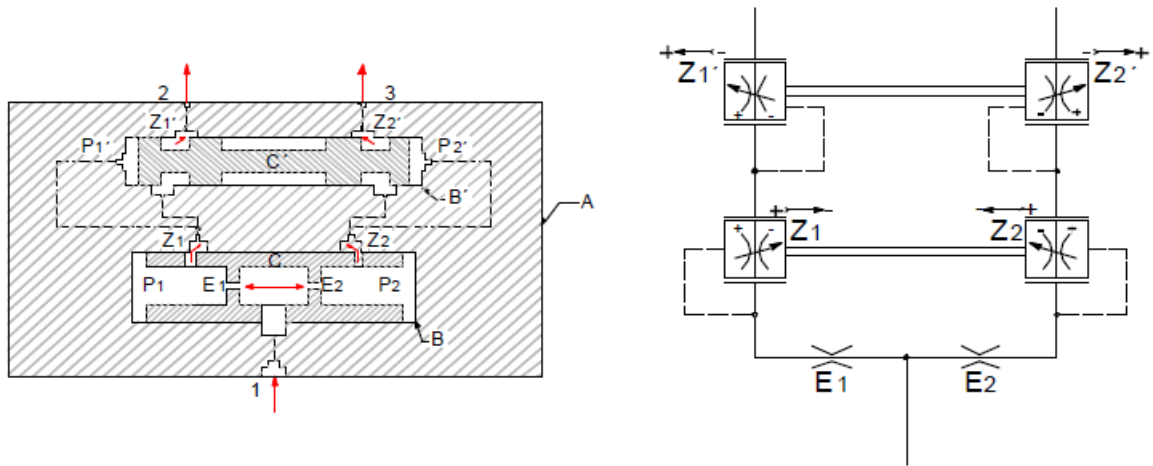


Figura 20. Esquema del dispositivo # 7.

Fuente: Laboratorio de sistemas oleohidráulicos Universidad Politécnica Catalunya

Desventajas:

- ✚ Posee un alto coste de fabricación. Un peso y tamaño que limitan su aplicación.

Aplicaciones:

- ✚ Es utilizado en maquinas y sistemas oleohidráulicos, principalmente, con propósito de sincronizado de elementos (motores, cilindros de potencia) con independencia del valor de las cargas externas aplicadas a dichos elementos.

## **4. VÁLVULAS DE CARTUCHO**

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

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

### **4.1. VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE CAUDAL**

Además de las funciones de control de la presión y de la dirección, las válvulas de cartucho para roscar pueden también utilizarse para controlar el caudal. Los tipos utilizados incluyen válvulas de aguja, válvulas reguladoras de caudal, válvulas en derivación, válvulas de prioridad y divisores de caudal.

#### **4.1.1. Válvula de aguja**

La figura 21 representa una válvula de control del caudal tipo estrangulamiento variable denominada válvula de aguja que lleva una corredera tipo aguja cónica para suministrar un control preciso del caudal o aplicaciones de válvula de paso. No existe compensación por presión en esta válvula, el caudal puede ser regulado en ambas direcciones.

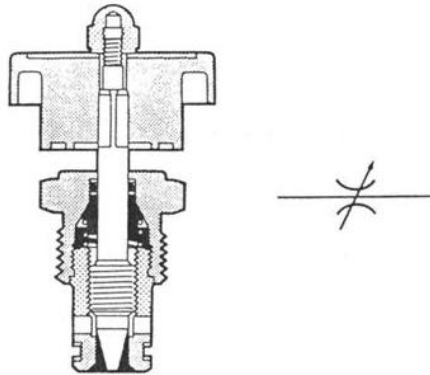


Figura 21. Válvula de aguja.

Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial Vickers.

#### 4.1.2. Válvulas reguladoras de caudal compensadas por presión

La figura 22 muestra una válvula reguladora de caudal no ajustable, tipo estrangulamiento. Esta válvula suministra un caudal constante aunque varíe la presión debida a la carga. Como indica la figura, el caudal compensado por presión circula únicamente desde el orificio de entrada al de salida.

El tamaño del pasaje en el orificio de salida se modula para mantener constante la diferencia de presiones a través del orificio de control. La pérdida de carga en este orificio se fija en fábrica y viene determinada por el muelle de la válvula.

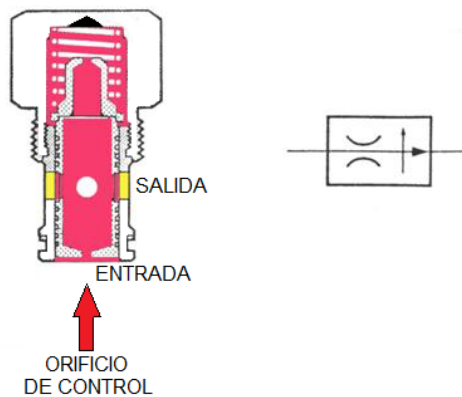


Figura 22. Válvula reguladora de caudal, no ajustable, compensada por presión.

Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial Vickers.

La figura 23 muestra otro tipo de control de caudal del tipo estrangulamiento variable compensado por presión. Esta válvula es ajustable. De nuevo, la compensación por presión funciona desde el orificio de entrada al de salida. Como puede verse, esta válvula incluye dos válvulas de cartucho para roscar. Uno es un orificio sencillo ajustable y el otro un compensador por presión tipo estrangulamiento variable. El cartucho compensador por presión mantiene una pérdida de carga constante (igual al taraje del muelle) a lo largo del cartucho de orificio ajustable variando la pérdida de carga a través de la corredera del compensador al orificio de salida cuando varía la presión de la carga.

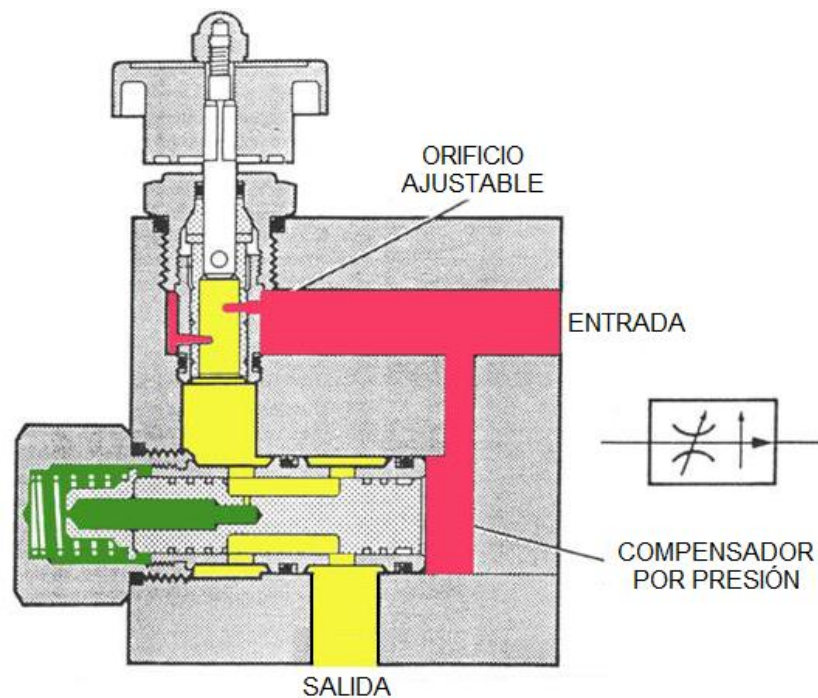


Figura 23. Válvula reguladora de caudal compensada por presión con dos cartuchos para roscar.

Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial Vickers.

### 4.1.3. Válvulas compensadas por presión por derivación del caudal

Estas válvulas son otro grupo de válvulas de cartucho utilizadas para regular el caudal y pueden ser ajustables o no ajustables. La figura 24 muestra este último.

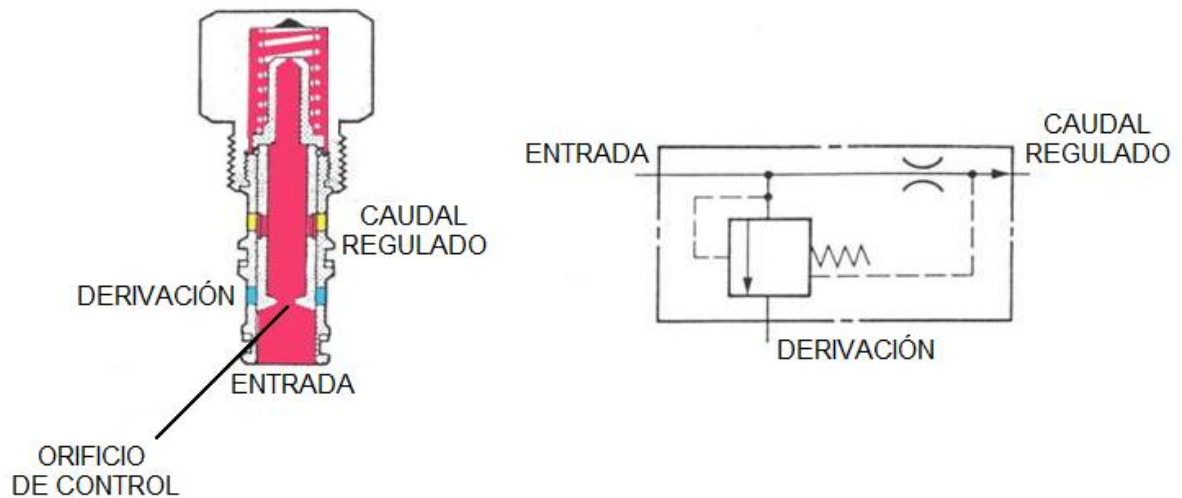


Figura 24. Válvula reguladora de caudal compensada por presión por derivación, no ajustable.

Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial Vickers.

El caudal desde el orificio de entrada al orificio del caudal regulado, esta compensado por presión. Cualquier caudal superior al fijado por la válvula es derivado por un orificio en derivación. Si esta línea en derivación va al tanque, la válvula se denomina válvula de control compensada por presión por derivación de caudal.

Si esta línea envía el caudal a una segunda función de carga, la válvula se llama válvula de prioridad, porque la primera operación es prioritaria respecto a la segunda.

En la figura 25 puede verse otro tipo de estas válvulas, esta válvula contiene también dos cartuchos: uno es una corredera compensada por derivación de caudal, mientras que el segundo es un orificio ajustable.

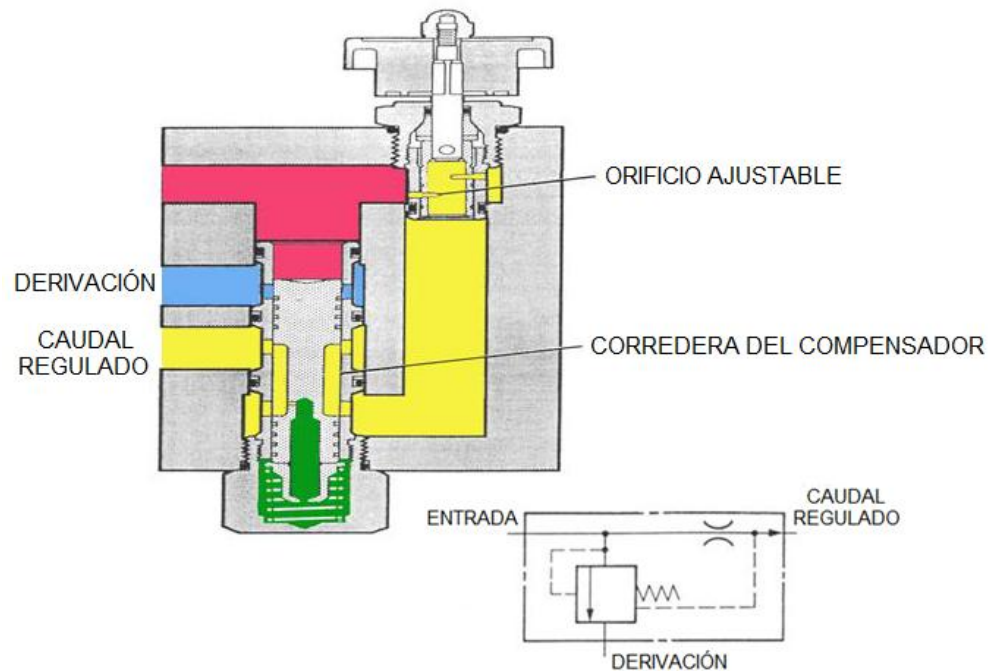


Figura 25. Válvula reguladora de caudal no ajustable, compensada por presión por derivación con dos cartuchos para roscar.

Fuente: Manual de Oleohidráulica Industrial Vickers.

## 5. ANÁLISIS DEL FLUJO DE ACEITE EN UN MANIFOLD

Los flujos completamente limitados por superficies sólidas reciben el nombre de flujos internos, tal como se presenta en todos los trayectos que sigue el aceite dentro del manifold. Como ya se sabe los flujos internos pueden ser tanto *laminares* como *turbulentos*. En algunos casos los modelos para flujo laminar pueden ser resueltos de manera analítica, en cuanto a los modelos de flujo turbulento no es posible obtener una solución analítica, sin embargo, como se verá más adelante los modelos de flujo interno que ofrece la mecánica de fluidos no serán utilizados con el fin de obtener resultados concluyentes sino para analizar los efectos que provocan aquellos parámetros mostrados en estas ecuaciones de tal forma que se optimice el diseño hidráulico del manifold.

## 5.1. RESOLUCIÓN EN RÉGIMEN TURBULENTO DEL FLUJO ESTACIONARIO, INCOMPRESIBLE Y COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN UNA TUBERÍA DE SECCIÓN CIRCULAR

### 5.1.1. Régimen laminar

En régimen laminar para este flujo se obtiene una relación entre el caudal Q que circula por los conductos internos del Manifold y la diferencia de altura piezométrica entre sus extremos mediante la integración de las ecuaciones diferenciales que permiten la obtención del perfil de velocidades para posteriormente hallar el caudal. Siendo Z la dirección del flujo.

La ecuación de la cantidad de movimiento queda como:

$$\gamma \frac{dH}{dz} = \frac{1}{r} \cdot \frac{d(r \cdot \tau_{rz})}{dr} \quad (1)$$

Que puede integrarse:

$$\tau_{rz} = \frac{\gamma \cdot r}{2} \cdot \frac{dH}{dz} + \frac{C}{r} \quad (2)$$

La constante C debe ser cero para que la tensión cortante en  $r=0$  tome un valor finito.

$$\tau_{rz}(r) = \frac{\gamma \cdot r}{2} \cdot \frac{dH}{dz} \quad (3)$$

En el caso de flujo laminar se cumple que:

$$\tau_{rz}(r) = \mu \cdot \frac{dV_z}{dr} \quad (4)$$

Sustituyendo en:

$$\mu \cdot \frac{dV_z}{dr} = \frac{\gamma \cdot r}{2} \cdot \frac{dH}{dz} \quad (5)$$

Integrando esta ecuación diferencial:

$$V_z(r) = \frac{\gamma \cdot r^2}{4 \cdot \mu} \cdot \frac{dH}{dz} + C_1 \quad (6)$$

La constante de integración se obtiene por medio de la condición de contorno:

$$V_z(r=R) = \frac{\gamma \cdot R^2}{4 \cdot \mu} \cdot \frac{dH}{dz} + C_1 = 0 \quad (7)$$

Donde el perfil de velocidades queda como:

$$V_z(r) = \frac{\gamma \cdot R^2}{4 \cdot \mu} \cdot \frac{dH}{dz} \cdot \left[ \left( \frac{r}{R} \right)^2 - 1 \right] \quad (8)$$

El perfil de velocidades en régimen laminar es un paraboloide. El valor máximo de la velocidad se produce en  $r = 0$  y vale:

$$V_z(0) = U_0 = -\frac{\gamma \cdot R^2}{4 \cdot \mu} \cdot \frac{dH}{dz} \quad (9)$$

Ahora para obtener la relación entre el caudal y la diferencia de alturas piezométricas entre los extremos de una tubería se integra el perfil de velocidades:

$$q = -\frac{\gamma \cdot \pi \cdot R^4}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{dH}{dz} \cdot \int_0^1 \eta \cdot (1 - \eta^2) \cdot 2\eta \, d\eta \quad (10)$$

$$q = -\frac{\gamma \cdot \pi \cdot R^4}{8 \cdot \mu} \cdot \frac{dH}{dz} \quad (11)$$

Integrando esta ecuación diferencial se obtiene:

$$H_1 - H_2 = \frac{8 \cdot \mu \cdot L}{\gamma \cdot \pi \cdot R^4} \cdot q \quad (12)$$

O en función de la velocidad media:

$$H_1 - H_2 = \frac{8 \cdot \nu \cdot L}{g \cdot R^2} \cdot V \quad (13)$$

Esta relación indica que en régimen laminar la caída de altura piezométrica en una tubería es proporcional a la velocidad.

### 5.1.2. Régimen turbulento

En régimen turbulento no es posible, al menos de forma directa, hallar el perfil de velocidades mediante la integración de las ecuaciones diferenciales. Para hallar entonces la relación entre la caída de altura piezométrica y el caudal se partirá la ecuación (10) que nos da la distribución de tensiones cortantes en la tubería. De aquí se obtiene una relación entre la diferencia de alturas piezométricas y el esfuerzo cortante en la pared  $\tau_w$ :

$$H_1 - H_2 = \frac{4 \cdot L}{\gamma \cdot D} \cdot \tau_w \quad (14)$$

La experiencia demuestra que el esfuerzo cortante en la pared de un conducto es función de:

$$\tau_w = F(V, \mu, \rho, D, \varepsilon) \quad (15)$$

Mediante el análisis dimensional se obtiene que:

$$\frac{8 \cdot \tau_w}{\rho \cdot V^2} = F\left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (16)$$

Al parámetro adimensional que contiene al esfuerzo cortante en la pared se le denomina factor de fricción:

$$f = \frac{8 \cdot \tau_w}{\rho \cdot V^2} \quad (17)$$

Quedando la ecuación (14) como:

$$H_1 - H_2 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (18)$$

$$H_1 - H_2 = \frac{8 \cdot f \cdot L}{D^5 \cdot \pi^2 \cdot g} \cdot q^2 \quad (19)$$

$$H_1 - H_2 = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (20)$$

Esta ecuación conocida como ecuación de DARCY-WEISBACH es válida tanto para régimen laminar como turbulento. En régimen laminar el valor de  $f$  se obtiene de forma analítica a partir del perfil de velocidades. La ecuación (13) se puede volver a escribir:

$$H_1 - H_2 = \frac{8 \cdot \mu \cdot L}{\gamma \cdot \pi \cdot R^4} \cdot q \quad (21)$$

En régimen laminar en tuberías ( $Re < 2300$ ) la relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds es:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (22)$$

De la ecuación (21) se obtiene que en régimen laminar el factor de fricción no depende de la rugosidad relativa de la tubería  $\frac{\delta}{D}$ .

En régimen turbulento la relación entre  $f$  y  $Re$  y  $\frac{\delta}{D}$  ha sido objeto de muchos estudios teórico experimentales. Los resultados se presentan en el diagrama de Moody, figura 26.

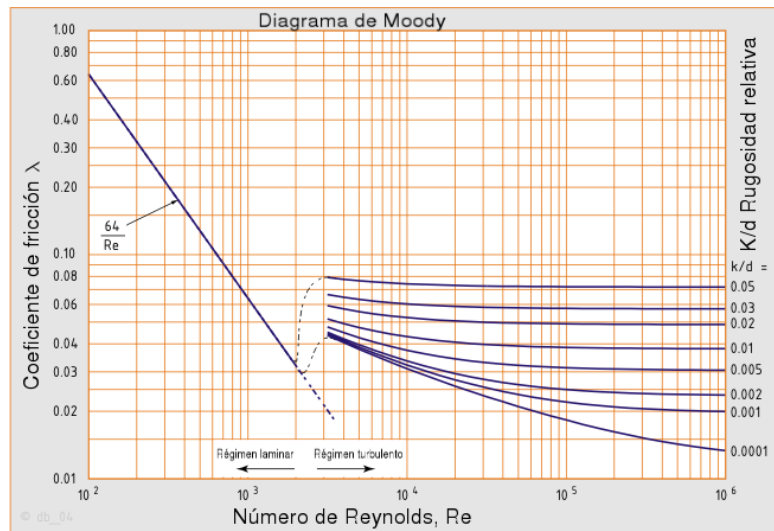


Figura 26. Diagrama de Moody.

Fuente: [http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_de\\_Moody](http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Moody)

### 5.1.3. Perfil de velocidades en régimen turbulento

Como se ha comprobado en la obtención de la ecuación (20) no se han integrado las ecuaciones diferenciales del flujo para obtener el perfil de velocidades. En el caso de régimen turbulento la obtención del perfil de velocidades es algo complicada. En ciertas ocasiones el perfil se aproxima por una ley de potencia de la forma:

$$\frac{V_z(r)}{U_0} = \left[1 - \frac{r}{R}\right]^{1/n} \quad (23)$$

Donde n vale:

$$n = k \cdot \sqrt{\frac{8}{f}} \quad (24)$$

Siendo  $k$  una constante de valor de 0.41

Integrando la ecuación (23) se obtiene:

$$\frac{V}{U_0} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (25)$$

$$\frac{V_z(r)}{U} = \frac{(n+1)(2n+1)}{2n^2} \cdot \left[1 - \frac{r}{R}\right]^{1/n} \quad (26)$$

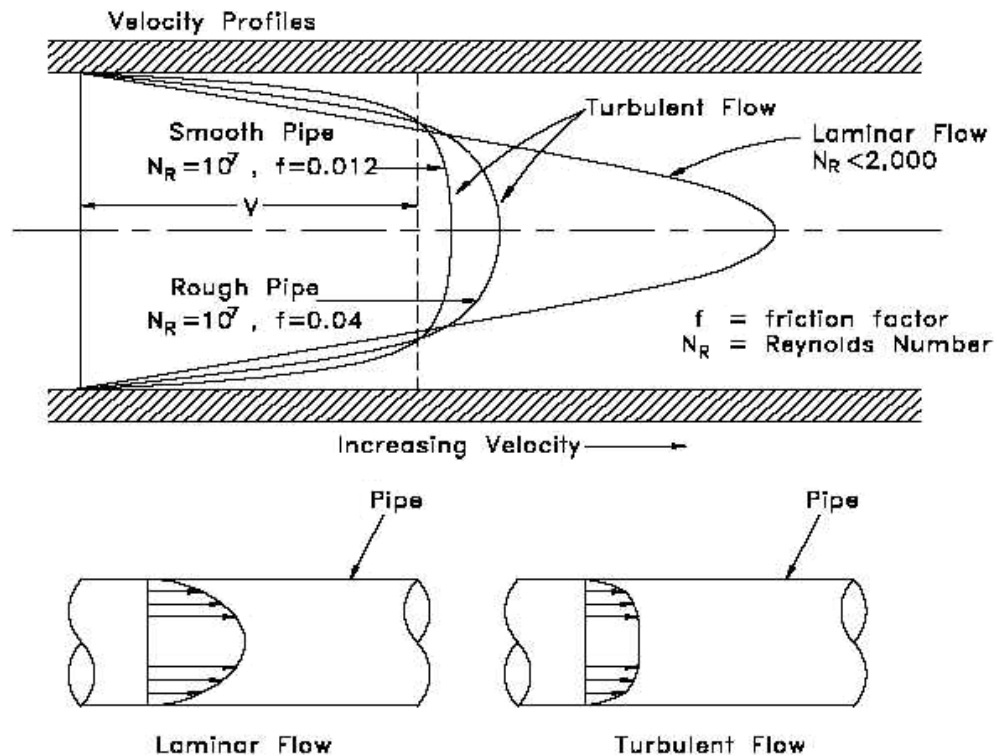


Figura 27. Representación gráfica del flujo laminar y turbulento.

Fuente: [http://www.tpub.com/content/doe/h1012v3/css/h1012v3\\_40.htm](http://www.tpub.com/content/doe/h1012v3/css/h1012v3_40.htm)

No todas las partículas del fluido viajan a la misma velocidad dentro de un tubo. La forma de la curva de velocidad (el perfil de velocidad a través de cualquier sección de la tubería) depende de si el flujo es laminar o turbulento. Si el flujo en una tubería es laminar, la distribución de velocidades en una sección transversal será de forma parabólica con la velocidad máxima en el centro siendo aproximadamente el doble de la velocidad media en la tubería. En un flujo turbulento, una distribución de velocidades bastante plana existe a través de la sección de la tubería, dando como resultado un determinado valor del flujo en todo el líquido. La figura 27 ayuda a ilustrar las ideas anteriores. La velocidad del fluido en contacto con la pared del tubo es prácticamente cero y aumenta cuanto más lejos se encuentre de la pared.

Los programas CAE como el ANSYS, el CFX, el Flow Simulation de SolidWorks, entre otros, permiten realizar la simulación en tiempo real del flujo de fluidos sobre cualquier superficie, mostrando en una escala de colores los valores de la velocidad a la que viaja el fluido a lo largo del conducto como se puede apreciar en las figuras 28 y 29.

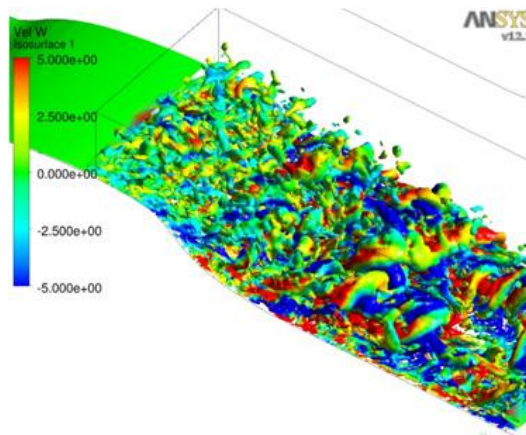


Figura 28. Simulación de flujo turbulento sobre una superficie abierta.

Fuente: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/>

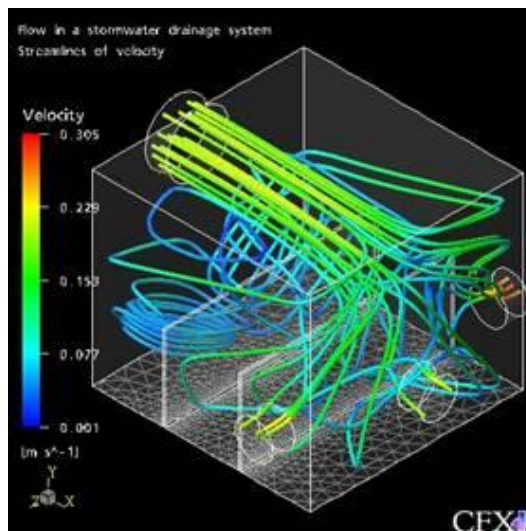


Figura 29. Simulación de flujo laminar sobre conductos cerrados.

Fuente: <http://www.uia-incorporated.com/Computer%20Modeling.html>

## 5.2. CONSIDERACIONES ANALÍTICAS DE LOS ESFUERZOS MECÁNICOS EN UN MANIFOLD

Por ser el manifold un sistema de conductos internos embebidos en bloque metálico por los cuales se comunica aceite a muy altas presiones con cada una de las válvulas de tipo cartucho para roscar (*Screw-in cartridge valve*) es imperiosa la necesidad de garantizar la resistencia del bloque a los esfuerzos mecánicos presentes, Figura 30 con base en los conceptos de recipientes a presión, los cuales serán presentados de manera sucinta en el siguiente aparte.

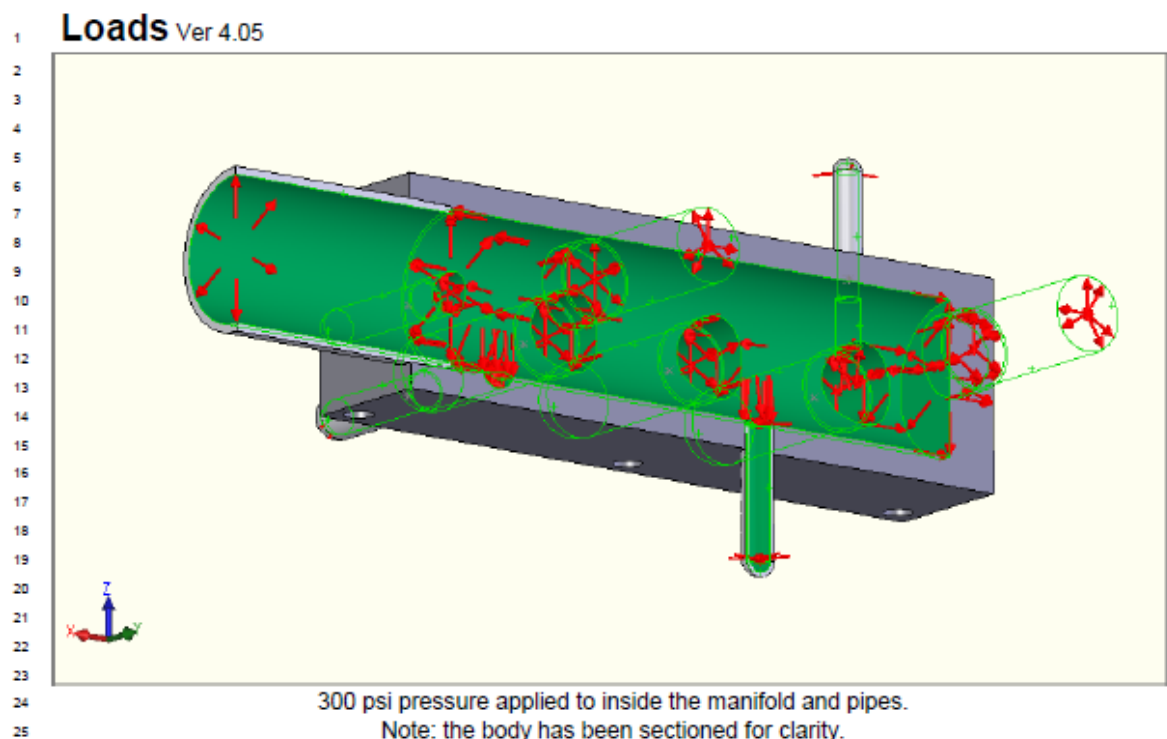


Figura 30. Esfuerzos mecánicos presentes dentro de un manifold.

Fuente: <http://www.deskeng.com/articles/aaajxz.htm>

### 5.3. RECIPIENTES A PRESIÓN

Son recipientes que contienen a varios fluidos a presión (gases o líquidos) Los domos de las calderas, las tuberías, los separadores de fluidos en la industria petrolera, los tanques llamados "cigarros" y los tanque esféricos llamados "esferas" en la industria petrolera, son ejemplos de recipientes a presión.

Los recipientes a presión no tienen "válvula de presión y vacío", como es el caso de los tanques de almacenamiento o atmosféricos que si la tienen; en su lugar tienen una válvula de seguridad que releva a la atmósfera a una presión de fluido dentro del recipiente superior a la atmosférica, dicha presión depende de la presión a la que trabaje el tanque de acuerdo a normas o a la experiencia, de acuerdo al estado que guardan las paredes del recipiente.

Puesto que la presión dentro del recipiente tiende a "inflarlo", aparecen esfuerzos de tensión en las paredes del mismo.

Para el cálculo y diseño de los recipientes a presión, y selección de los materiales que se utilizarán, tendremos que calcular dichos esfuerzos de tensión, que reciben el nombre de: "esfuerzo en el aro", que denotaremos por  $S_{T1}$  y "esfuerzo longitudinal", que denotaremos por  $S_{T2}$ ; así como el esfuerzo cortante máximo en las paredes del recipiente, que denominaremos  $S_s \text{ máximo}$ . Dichos esfuerzos están mostrados en la figura 31, actuando sobre un prisma elemental localizado en la pared del recipiente, los cuales como dijimos están causados por la presión " $P$ " dentro del recipiente, la cual tiende a inflarlo.

En nuestro estudio encontraremos que el esfuerzo  $S_{T1}$  o esfuerzo en el aro, tiene una magnitud del doble del esfuerzo  $S_{T2}$  o esfuerzo longitudinal.

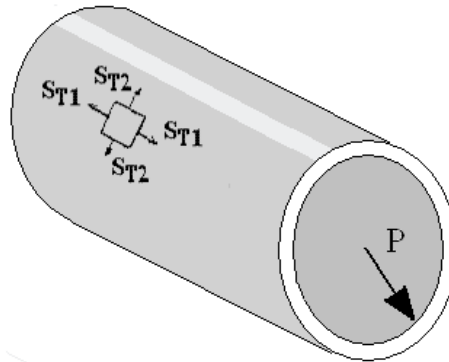


Figura 31. Esfuerzo en el aro y esfuerzo longitudinal en un recipiente a presión.

Fuente: Autores.

Si giráramos el prisma un cierto ángulo, veríamos que los esfuerzos  $S_{T1}$  y  $S_{T2}$ , disminuyen de su máximo valor mostrado y apareciendo esfuerzos cortantes en las caras del mismo, hasta tener un valor máximo:

$$S_{Sm\acute{a}x} = \frac{S_{T1}}{2}$$

Cuando el giro del prisma sea de  $45^\circ$ , podremos decir que la relación de magnitudes de dichos esfuerzos es:

$$S_{T1} = 2S_{T2} = 2S_{Sm\acute{a}x}$$

El cálculo de estos esfuerzos nos permitirá ir a las tablas de los fabricantes de aceros, para seleccionar el más adecuado

La representación de "esfuerzo en el aro" y "esfuerzo longitudinal" se pueden observar en las figuras 32 y 33.

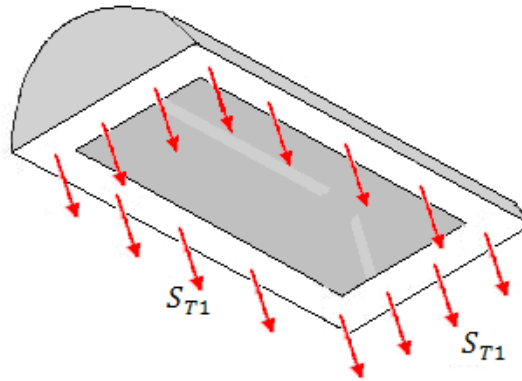


Figura 32. Esfuerzo en el aro (rectangular) perpendicular al eje del recipiente.

Fuente: Autores.

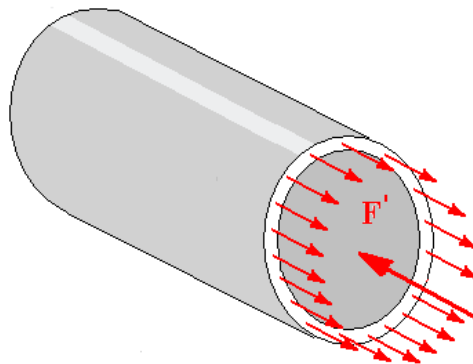


Figura 33. Esfuerzo longitudinal o a lo largo del eje del recipiente.

Fuente: Autores.

#### 5.4. DIFERENCIA ENTRE CILINDROS DE PARED GRUESA Y DELGADA

Un cilindro es de pared delgada cuando hay una gran diferencia entre el espesor de la pared y el diámetro del mismo, en un cilindro de pared gruesa no sucede lo mismo.

Por otro lado, la distribución de esfuerzo en el espesor de las paredes del cilindro de pared delgada es uniforme, mientras que en el cilindro de pared gruesa no sucede así. Los cilindros de pared gruesa son los que constituyen los barriles o cañones de las armas de fuego. En nuestro caso, veremos el diseño de un cilindro de pared delgada.

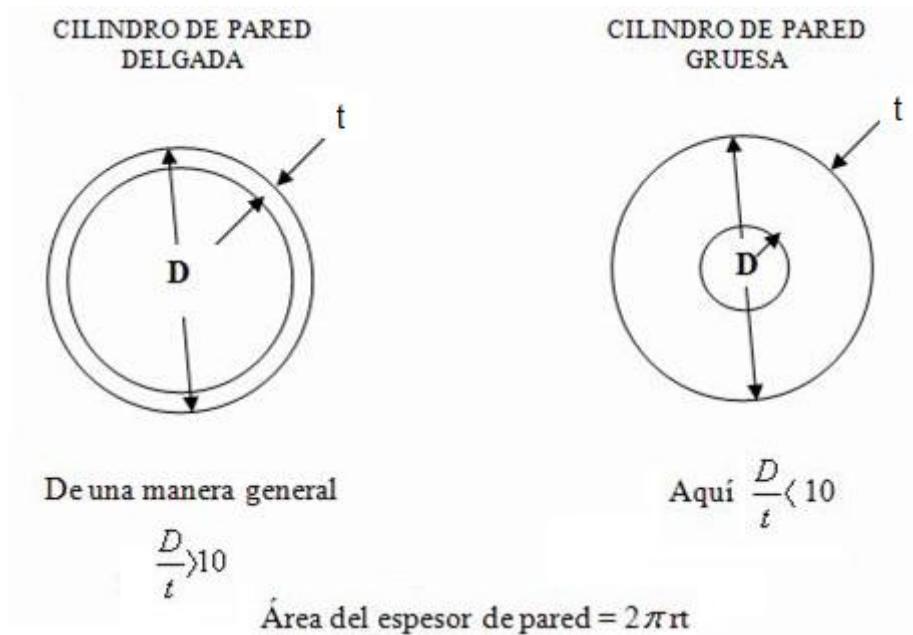


Figura 34. Vista a lo largo del eje de cilindros de pared gruesa y delgada.

Fuente: Autores.

### 5.4.1. Deducción de ecuaciones que permiten calcular el esfuerzo en el aro

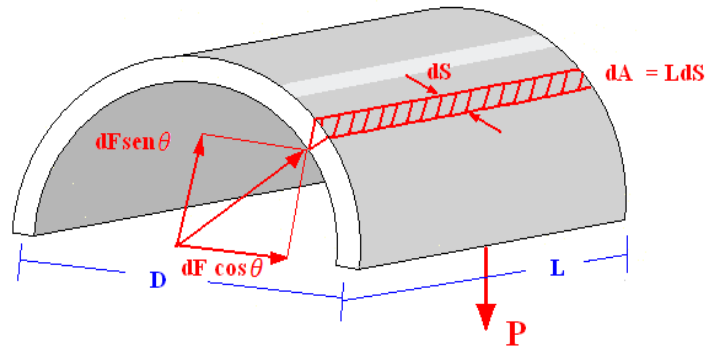


Figura 35. Componentes de Fuerza y Presión en un recipiente sellado.

Fuente: Autores.

Cortemos una sección de longitud  $L$ . De la figura 35 se observa que las componentes  $dF \cdot \cos(\theta)$  se anulan. Además se observa que las componentes  $dF \cdot \sin(\theta)$  se suman, la suma de estas componentes verticales será:

$$F = \int_0^{\theta=\pi} dF \sin \theta = \int_0^{\pi} PLr \sin \theta d\theta$$

$$F = [-\cos \theta] = PLr [-\cos \pi - \cos \theta]$$

$$F = 2PLr$$

$$F = PLD$$

En ésta ecuación:

$F$  = Fuerza resultante debida a la presión del fluido dentro del recipiente.

$P$  = Presión del fluido dentro del recipiente en  $\text{Lb/in}^2$ .

$D$  = Diámetro del cilindro en pulgadas.

$L$  = Longitud del recipiente.

En esta ecuación se observa que  $LD$  es el área proyectada en el plano horizontal de la media caña. Por lo tanto la fuerza resultante es igual a la presión por el área proyectada.

Ahora para encontrar  $T$  (fuerza en el aro) tenemos:

$$T = \frac{F}{2}$$

Pero:

$$F = PLD$$

Por lo tanto:

$$T = \frac{PLD}{2}$$

$$T = PLr$$

Para encontrar  $S_{T1}$  (esfuerzo de tensión en el aro)

$$S_{T1} = \frac{T}{\text{Área}}$$

Donde Área = Área espesor de la pared en el aro =  $tL$

Y como  $T = PLr$ , entonces:

$$S_{T1} = \frac{PLr}{tL}$$

Por lo tanto:

$$S_{T1} = \frac{Pr}{t}$$

### 5.4.2. Cálculo del esfuerzo longitudinal

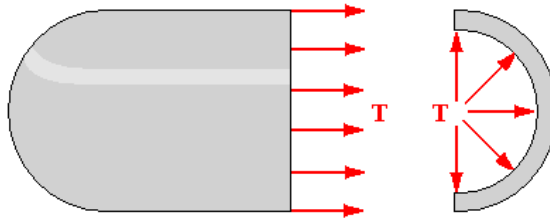


Figura 36. Fuerza T al interior de un recipiente.

Fuente: Autores.

La fuerza de tracción T o fuerza longitudinal será

$$T = \pi r^2 P \quad [1]$$

Donde

$T \rightarrow$  Fuerza de tracción longitudinal

$\pi r^2 \rightarrow$  Área proyectada de la semiesfera en un plano vertical

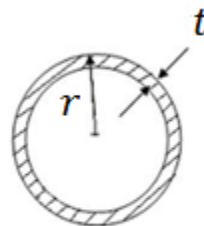
$P \rightarrow$  Presión del fluido dentro del recipiente

También:

$$T = S_{T2} \cdot 2\pi r t \quad [2]$$

Donde

$2\pi r t \rightarrow$  Área del espesor en la pared del anillo



$$A = 2\pi r t$$

Figura 37. Área sección circular de un recipiente.

Fuente: Autores.

Igualando [1] con [2] tenemos:

$$S_{T2} \cdot 2\pi r t = \pi r^2 P$$

$$S_{T2} \cdot 2t = Pr$$

$$S_{T2} = \frac{Pr}{2t}$$

Este es el esfuerzo longitudinal

Observamos que  $S_{T1} = 2S_{T2}$

Por lo que para seleccionar el MATERIAL del recipiente necesitaremos el mayor esfuerzo, o sea  $S_{T1}$ .

## 6. MANIFOLD

Como ya se mencionó anteriormente el manifold cumple con la indispensable tarea de controlar la potencia y dirección del flujo de aceite que será suministrado a los actuadores hidráulicos que se encargan de elevar la plataforma, así pues podemos definir al manifold como un sistema de conductos internos embebidos en bloque metálico por los cuales se comunica el aceite con cada una de las válvulas de tipo cartucho para roscar (*Screw-in cartridge valve*) que permiten controlar el funcionamiento de un circuito hidráulica para una función específica. En esencia resume el conjunto de mangueras presentes en los circuitos hidráulicos clásicos, dándole a diseño un aspecto más compacto, práctico y eficiente.

### 6.1. ESTUDIO DE LA APLICACIÓN

La tarea principal del manifold es proveer al sistema de elevación de carga de tipo plataforma con las siguientes características de funcionamiento.

- Extender y retraer los actuadores hidráulicos obteniéndose así el ascenso y descenso de la plataforma.
- Ascenso y descenso de la plataforma de manera sincronizada independiente de la ubicación del centro de gravedad de la carga.
- Variación de la velocidad de ascenso y de descenso bajo normas de seguridad en plataformas de elevación de carga (45 cm/s en promedio)
- Sostenimiento de la carga en cualquier punto durante el recorrido en el ascenso.
- Frenado y sostenimiento de la carga durante el descenso.

La segunda característica de la lista anterior es la más importante ya que soluciona un problema que surge cuando se realizan plataformas para elevar carga con dos actuadores cilíndricos. Como es ya conocido cuando la carga se ubica en una posición cualquiera en el piso de la plataforma el valor de la carga que soporta cada actuador no es el mismo, teniendo como consecuencia que la presión presente en cada actuador sea también diferente por lo tanto es indispensable para elevar la carga con los dos actuadores extendiéndose o retrayéndose simultáneamente proveer el sistema con un control de flujo que suministre el mismo caudal a los actuadores, indiferente a la intensidad o posición de la carga.

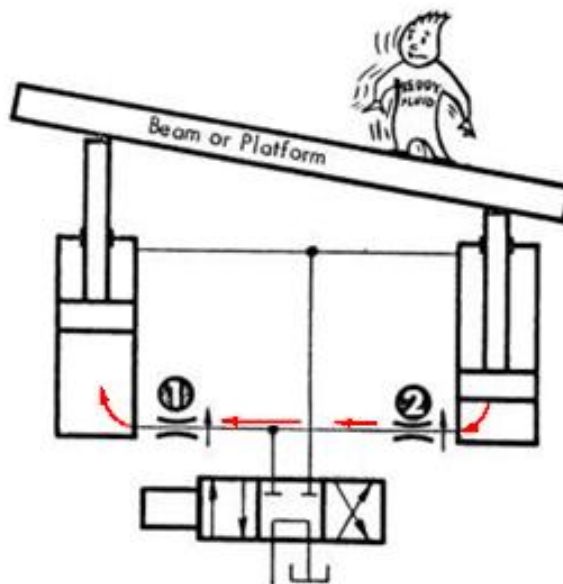


Figura 38. Cilindros desbalanceados.

Fuente: [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica\\_hidraulica16.htm](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica16.htm)

Puesto que la línea **1** tiene una presión inferior a la línea **2** debido a la ubicación descentrada de la carga, el cilindro de la izquierda tiende a extenderse y el de la derecha a recogerse

Este tipo de función lo realiza una válvula de control de flujo comúnmente conocida como divisora de caudal compensado, el cual es tema de estudio y práctica del curso de Potencia Fluida.

Para poder cumplir con estos requerimientos de diseño, necesitamos tener en cuenta dispositivos tales como: Los controles hidráulicos que realizan los requerimientos anteriormente enlistados, conformados por los cartuchos de frenado y divisor de caudal junto con la válvula direccional, igualmente la selección de los racores que cumplen la función de conectar el bloque a los cartuchos y las mangueras. Los manómetros como medidores de presión juegan un rol importante en cuanto a la inspección del óptimo funcionamiento de la plataforma.

### 6.1.1 Montaje de la plataforma

En el montaje de la plataforma hidráulica se tienen cuatro grupos, la estructura estática encargada de soportar a los actuadores hidráulicos junto con la carga, el manifold, la carga y los accesorios conformados por mangueras, manómetros y actuadores hidráulicos. Ver figura 39.

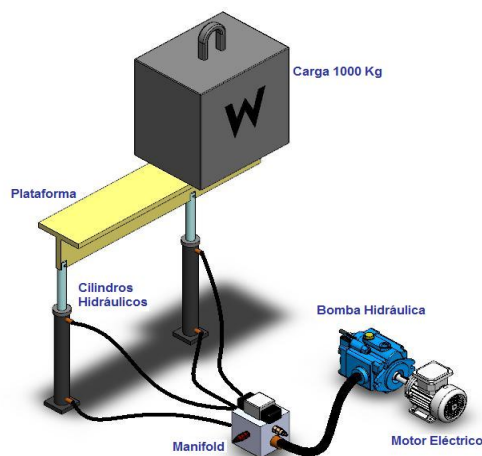


Figura 39. Montaje del banco de pruebas.

Fuente: Autores.

El circuito hidráulico que describe a la plataforma hidráulica se representa en el siguiente esquema.

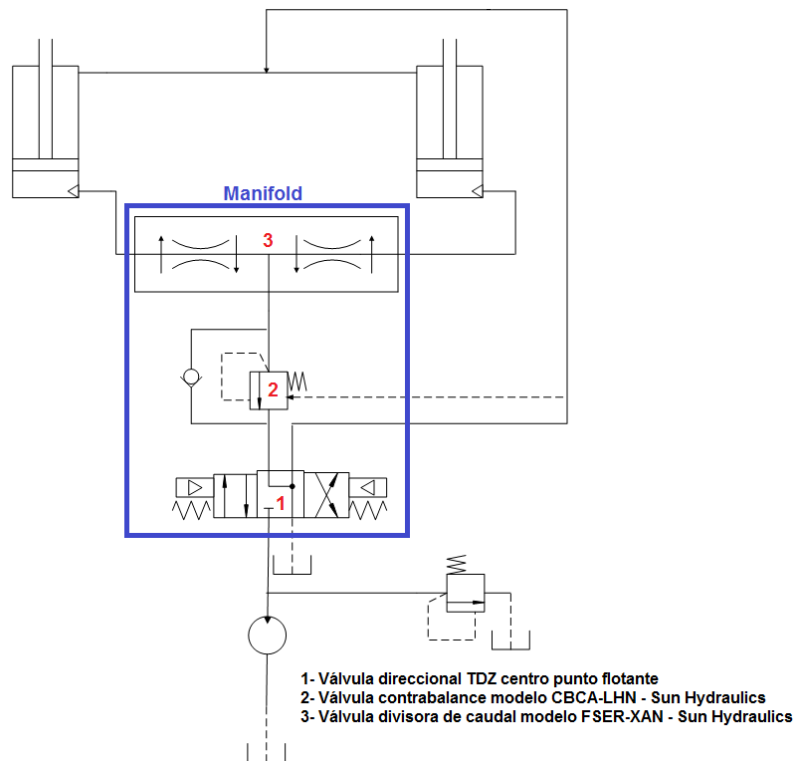


Figura 40. Circuito hidráulico.

Fuente: Autores.

La generación de potencia de la plataforma se obtendrá del banco de pruebas del malacate.

### 6.1.2. Identificación de los diferentes pasajes internos del manifold

El estudio hecho en la sección 6.1 indica que el manifold debe alojar dos cartuchos roscables y una válvula direccional. 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.*, y *PARKER*. En los Anexos D y E se muestran los detalles de las cavidades estándar para las válvulas seleccionadas. Igualmente se consideró la llegada al manifold de 5 mangueras, a las cuales se les debe garantizar una ubicación cómoda para evitar el plegamiento y por ende un deterioro prematuro de las mismas. 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).

El diseño en CAD que esboza cada uno de los conductos internos junto con la válvulas que se van a interconectar se muestra en la figura 41 junto con el circuito hidráulico que lo representa. Figura 42.

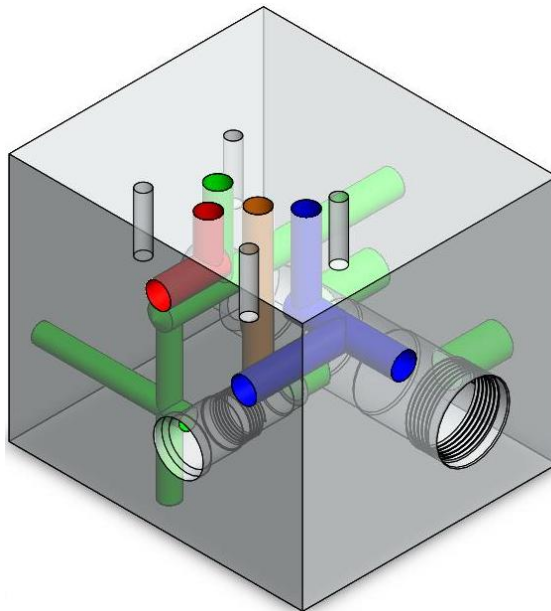


Figura 41. Diseño CAD del Manifold.

Fuente: Autores.

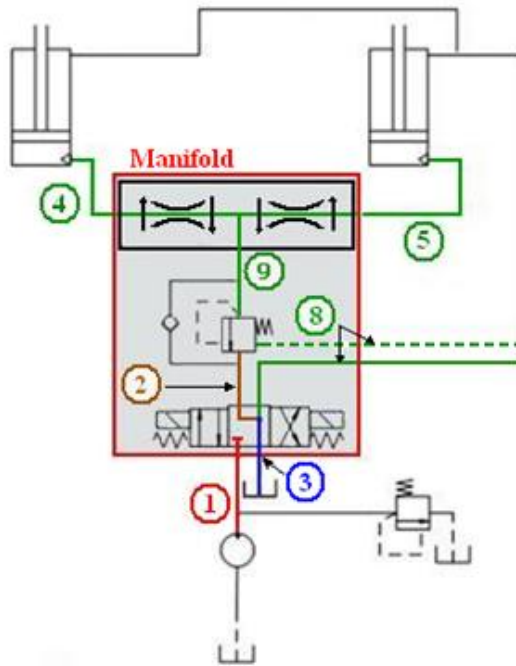


Figura 42. Circuito hidráulico y numeración de conductos.

Fuente: Autores.

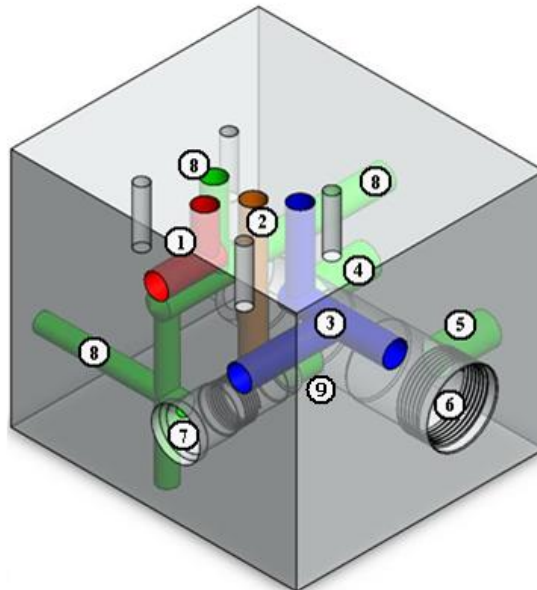


Figura 43. Vista isométrica del Manifold con sus conductos.

Fuente: Autores.

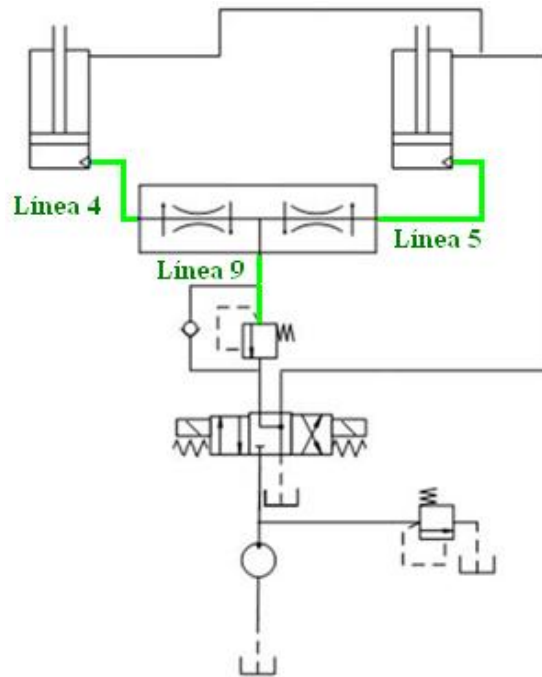


Figura 44. Puerto de entrada y puertos de salida de la válvula divisora.  
Fuente: Autores.

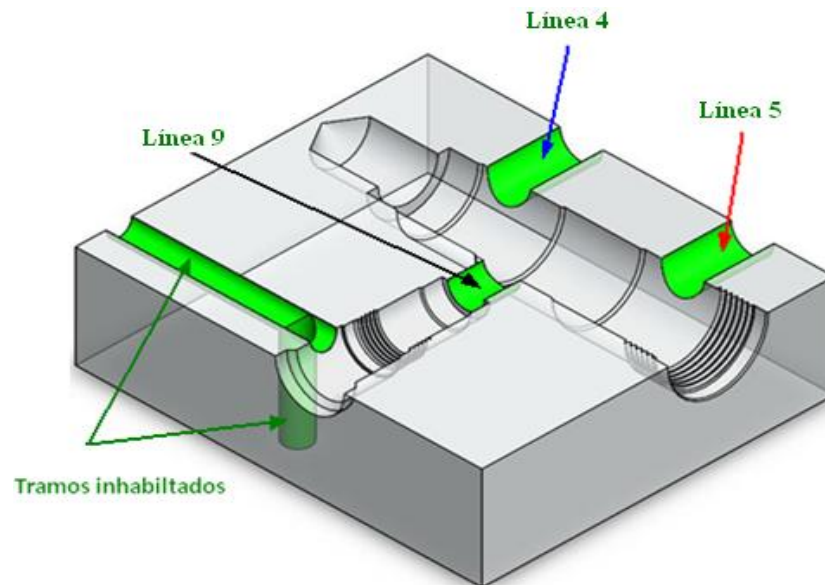


Figura 45. Corte a nivel de los puertos de entrada y salida de la válvula divisora.  
Fuente: Autores.

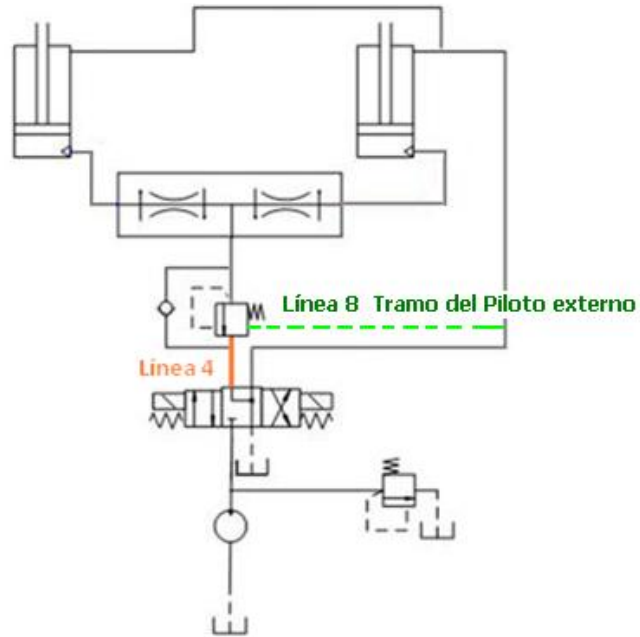


Figura 46. Línea piloto externo para contrabalance de carga.

Fuente: Autores.

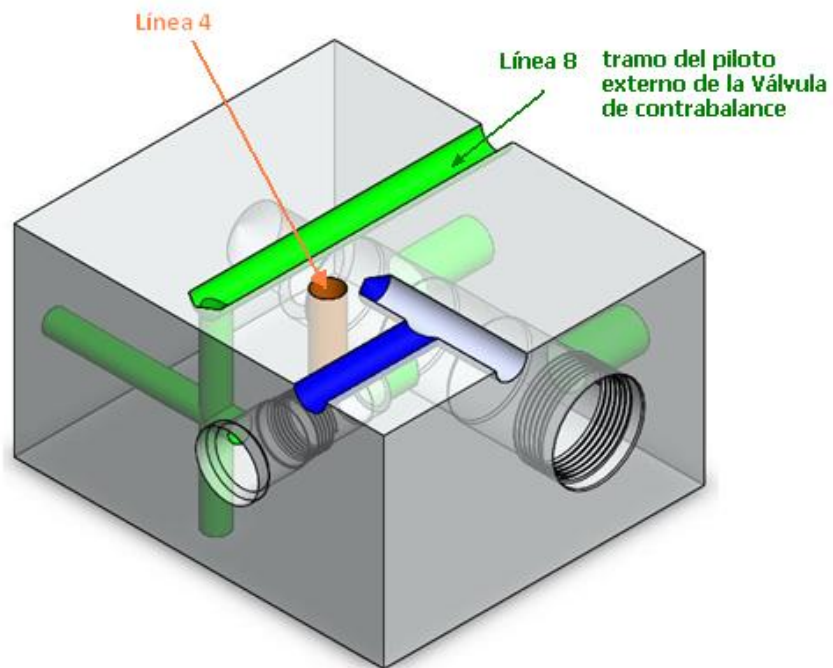


Figura 47. Corte a nivel del puerto de contrabalance.

Fuente: Autores.

## 6.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL MANIFOLD

Las características que el manifold hereda del material son sumamente importantes, en vista de que influye en parámetros de diseño como resistencia a la presión, peso, conductividad térmica, nivel de mecanizado, nivel de rugosidad, etc., como un primer criterio de decisión se tomó basado la enorme experiencia de los materiales utilizados para el desarrollo de los manifold de la *Sun Hydraulics Corp.* El material existente en el mercado nacional es una aleación de aluminio llamado *Alumold 500 T6 – 51*.

Las propiedades más importantes que ofrece se describen en el siguiente aparte. El Alumold 500 es un aluminio de alta resistencia aleado al zinc, considerado como una aleación de última generación después del aluminio tradicional 7075 y aluminios de segunda generación como el 7010 y 7050. Gracias a su bajo peso, excelente maquinabilidad y resistencia mecánica lo hacen un material idóneo para esta aplicación.

<b>COMPOSICIÓN QUÍMICA DEL ALUMOLD 500</b>				
Análisis típico en %	<b>Zn</b>	<b>Mg</b>	<b>Cu</b>	<b>Al</b>
	6.0	2.4	1.6	90
<b>PROPIEDADES DE UTILIZACIÓN</b>				
Soldadura	Ajuste ( MIG O TIG)		Evitar	
	Recarga (TIG)		Bueno	
Mecanizado	Fragmentación de viruta		Bueno	
	Brillo superficial		Muy bueno	
Anodización	De protección		Aceptable	
	De dureza		Muy bueno	

Tabla 3 y 4. Composición química y propiedades de utilización del Alumold.

Fuente: Compañía General de Aceros.

### 6.2.1. Tratamiento térmico

El Alumold 500 es una aleación tratada en fábrica tratada con procesos de homogenización, recocido, alivio de tensiones y endurecimiento por precipitación (envejecido) con un temple T6 - 51, el envejecimiento artificial mejora las propiedades mecánicas y la estabilidad dimensional. Para incrementar la resistencia al desgaste, se pueden utilizar niquelados anodizados duros.

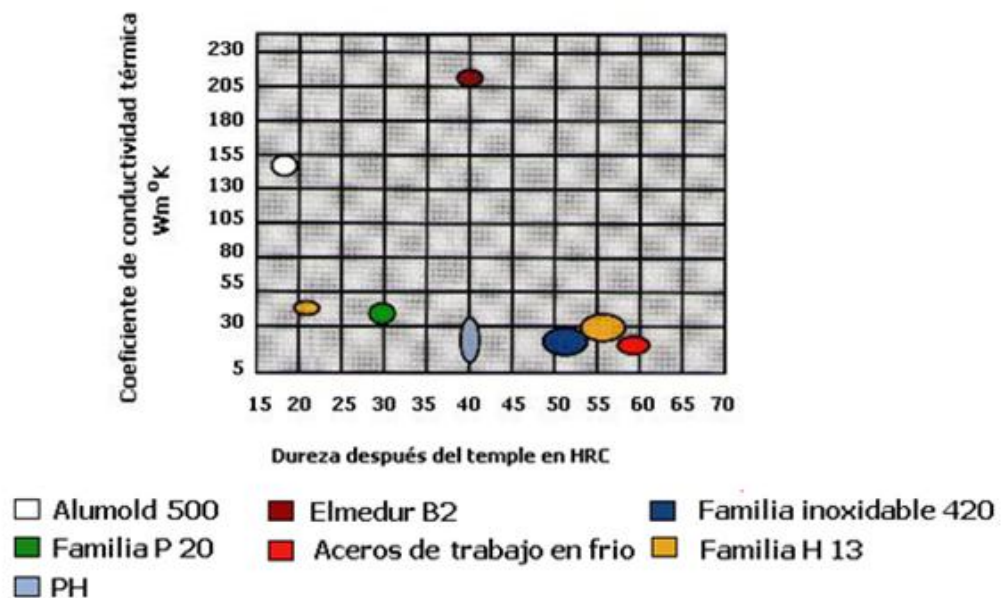


Figura 48. Relación de dureza contra conductividad térmica.

Fuente: Compañía General de Aceros S.A.

## 6.2.2. Propiedades mecánicas

Espesor	40 mm		100mm	
	Resistencia a la tracción (Mpa)	Límite de fluencia (Mpa)	Resistencia a la tracción (Mpa)	Límite de fluencia
Alumold 500	520 a 620	510 a 570	550 a 610	500 a 560
Acero SAE 1045 normalizado	630	345	620	325
Acero SAE 1045 tratado	1400	1100	1320	1050
Acero P 20 Bonificado	1080	945	1080	945

Tabla 5. Comparativa con otros materiales.

Fuente: Compañía General de Aceros S.A.

ESPESOR EN mm	Valores mínimos		Valores típicos				
	Resistencia a la tracción (Mpa)	Límite de fluencia (Mpa)	A %	Resistencia a la tracción (Mpa)	Límite de fluencia (Mpa)	A %	HB S
$25 \leq A \leq 76.2$	560	510	5	590	540	10	190
$76.2 < A \leq 127$	550	500	4	580	530	6	185
$127 < A \leq 152.4$	540	490	2.5	570	520	40	185
$152.4 < A \leq 203.2$	525	580	1	555	510	2	180
$203.2 < A \leq 254$	505	460	1	535	490	1.5	180
$254 < A \leq 305$	470	435	0.5	510	470	1.5	175

Tabla 6. En función del espesor.

Fuente: Compañía General de Aceros.

### 6.2.3. Propiedades físicas

PROPIEDADES FISICAS	
Densidad Kg/dm <sup>3</sup>	2.83
Dilatación térmica (entre 0 - 100° C)	23.7 10 <sup>-6</sup> / °C
Conductancia (0 – 100° C)	153 (W/m °C)
Calor específico (0 – 100° C)	857 J/Kg °C
Módulo de elasticidad	72.000 Mpa
Módulo de compresión	73.000 Mpa
Coefficiente de "Poisson"	0.33
Intervalo de fusión	475- 630 °C

Tabla 7. Propiedades físicas del Alumold.

Fuente: Compañía General de Aceros.

### 6.2.4. Mecanizado

OPERACION	ALUMOLD 500			
	HERRAMIENTA DE ACERO RAPIDO		HERRAMIENTA DE CARBURO	
	Desbaste	Acabado	Desbaste	Acabado
<b>Torneado</b>				
Velocidad de corte [m/min]	300 a 600	≥ 1000	≥ 1000	≥ 1000
Avance [mm/rev]	0.2 a 0.6	0.05 a 0.2	0.3 a 0.6	0.02 a 0.2
Profundidad de corte [mm]	3 a 15	0.3 a 3	3 a 15	0.3 a 3
<b>Fresado</b>				
Velocidad de corte [m/min]	300 a 600	≥ 1000	≥ 1000	≥ 1000
Avance [mm/diente]	0.1 a 0.3	0.03 a 0.1	0.1 a 0.3	0.03 a 0.1
Profundidad de corte [mm]	----		----	≤ 0.5
<b>Taladrado</b>				
Angulo de corte [°]	120 – 140		120 – 140	
Angulo de incidencia [°]	8 a 9		8 a 9	
Velocidad de corte [m/min]	30 a 80		50 a 100	
Avance [mm/rev]	0.02 a 0.5		0.02 a 0.5	

Tabla 8. Velocidades y Avances para el mecanizado del Alumold.

Fuente: Compañía General de Aceros.

### **6.3. SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS**

Para la selección de estas válvulas se tuvieron en cuenta varios fabricantes: *EATON Vickers*, *REXROTH Bosch*, *ATOS*, *Sun Hydraulics*, *VERION*, *TDZ*. Se examinó cada una de las opciones y se determinó que el fabricante más conveniente para la selección de estas válvulas era *Sun Hydraulics* debido a su economía, experiencia en el mercado y facilidad de envío.

#### **6.3.1. Operación de frenado en la plataforma**

La válvula seleccionada debe tener una válvula antiretorno incorporada (para permitir el flujo en contracorriente a través de la válvula) junto con un pilotaje hidráulico tanto interno (Tomado de la línea 1 en el descenso, como se muestra en la figura 49) como externo (Tomado de la línea 2, en el descenso como se muestra en la figura 49) de tal forma que se tenga un control total de la línea de suministro de aceite a presión en los cilindro cuando se ejecuta la orden de descenso y la línea que lleva al tanque a través de la direccional cuando igualmente se le da la orden de descenso. Con esto se garantiza evitar el desbocamiento de la carga en el movimiento de descenso y una medida de seguridad ya que se supervisa por medio del valor de la presión las líneas de llegada y salida de aceite de los actuadores.

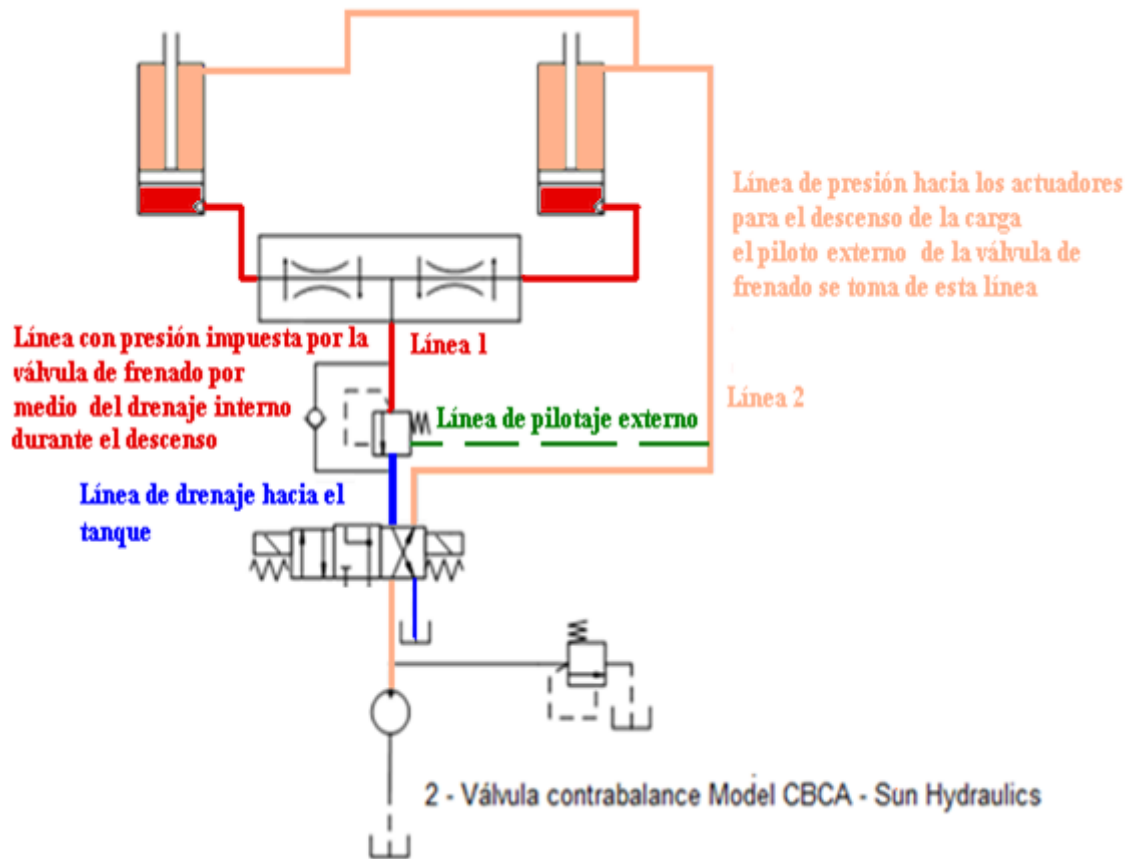


Figura 49. Líneas hidráulicas de la válvula contrabalance.

Fuente: Autores.

### 6.3.2. Selección del cartucho para el frenado de la plataforma hidráulica

El cartucho que cumple con los requerimientos anteriormente nombrados para la acción del frenado es el modelo *CBCA-LHN* – Sun *Hydraulics*. Figura 50. La cual opera de la siguiente forma:

- Posee una válvula antiretorno que permite el flujo libre del puerto 2 al puerto 1.

- El contrabalance de acción directa se logra a través del paso de aceite del puerto 1 al 2
- El puerto 3 es el piloto externo, el cual reduce el taraje de la acción de contrabalance directo en una relación 3:1
- Posee drenaje interno.

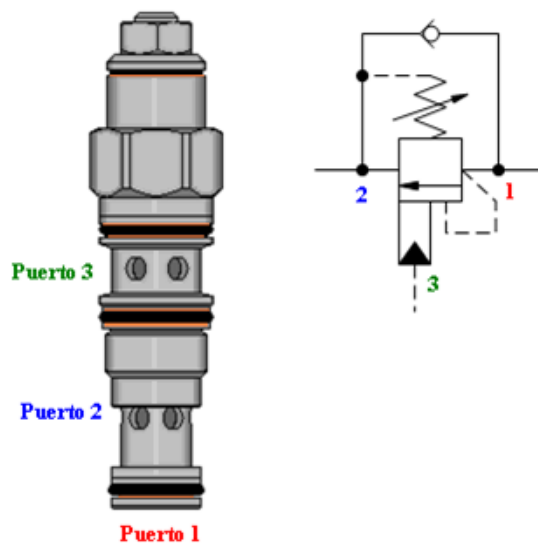


Figura 50. Válvula de frenado tipo cartucho.

Fuente: Sun Hydraulics.

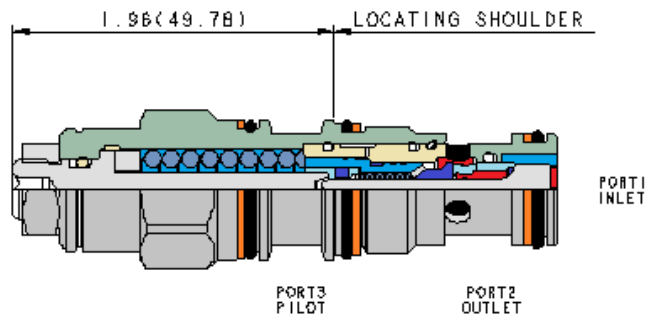


Figura 51. Corte válvula de frenado.

Fuente: Sun Hydraulics.

### **6.3.3. Operación de Ascenso y Descenso sincronizado en la plataforma**

Como ya se ha mencionado en reiteradas ocasiones la función primordial de la válvula divisora de caudal compensada es suministrar el mismo caudal a la pareja de actuadores que soportan la plataforma tanto en el ascenso como en el descenso. Intencionalmente en el diseño de la plataforma hidráulica la carga se ubica descentrada aproximadamente 45 cm hacia la derecha del centro de gravedad de la plataforma. Esta situación hace que en el caso de no operar adecuadamente la acción de sincronizado el cilindro expuesto a la mayor presión se extienda en menor medida que el derecho, provocando que la estructura rígida que soporta los actuadores y que conforma el cuerpo de la plataforma se deforme dejándola inhabilitada o en el peor de los casos colapse junto con la carga. Aunque se confía en el óptimo funcionamiento de la válvulas divisoras de caudal tipo cartucho que existen en el mercado, como medida de seguridad, el diseño de la estructura está calculado para poder permitir el avance total de cualquiera de los dos actuadores mientras el otro permanece sin extenderse, como se puede observar en la figura 52, el soporte que une la viga en perfil T con los actuadores permite el giro libre de la viga mientras los actuadores adoptan cualquier posición de avance o retroceso, se puede afirmar que el cilindro que soporta la mayor parte de la carga (cilindro derecho), es el que en un caso donde no haya sincronización, éste permanecerá inmóvil mientras el otro cilindro alcance su carrera completa.

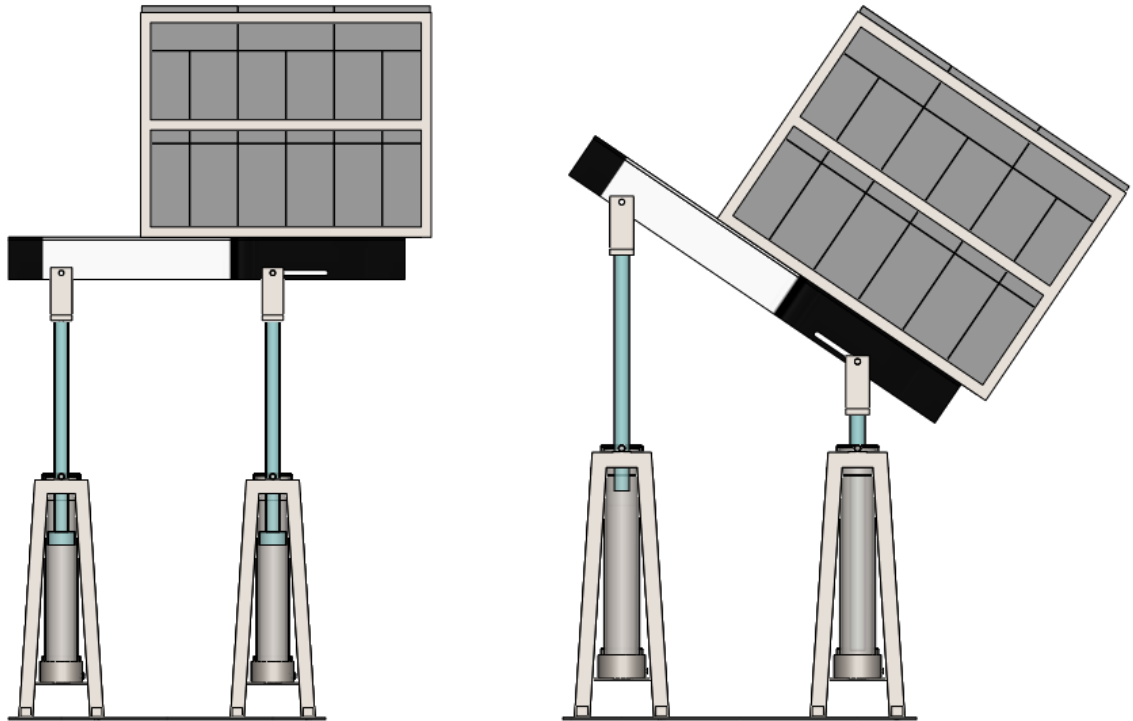


Figura 52. Elevación máxima que alcanza la plataforma con sus cilindros totalmente extendidos.

Fuente: Autores

#### 6.3.4. Descripción del fabricante acerca de los cartuchos divisores de flujo

Cartuchos Sincronización de flujo Divisor/Combinador **FS\*S**, **FSCS**, **FSDS** y **FS\*R**

SUN precisión estándar **FS\*S**, además de alta precisión **FSCS**, **FSDS**, y **FS\*R** cartuchos de sincronización de flujo Divisor/Combinador permiten la sincronización de dos cilindros hidráulicos. Después de que el primer cilindro ha llegado al final de su carrera, un flujo reducido compensado por presión se mide desde/hasta el segundo cilindro hasta que también llega al final de su carrera. (Ver Figura 49) los parámetros de rendimiento óptimo incluyen:

- Amplia capacidad de flujo en relación al tamaño físico.
- Relación 50:50 solo en el flujo dividido.
- Corrección del error estático bidireccional.
- Precisión estándar en las tolerancias de división y combinación en un rango de +/- 2.5% al 50% en el caudal máximo nominal de entrada hasta +/- 4.5% a 50% en el caudal mínimo nominal de entrada, con 5000 psi (350 bar) de presión diferencial entre las etapas. Alta precisión en las tolerancias de división y combinación en un rango de +/- 2.0% al 50% en el caudal máximo nominal de entrada hasta +/- 3.5% al 50% en el caudal mínimo nominal de entrada, con 5000 psi (350 bar) de presión diferencial entre las etapas.
- El flujo de sincronización es igual a aproximadamente al 15% del caudal mínimo nominal.

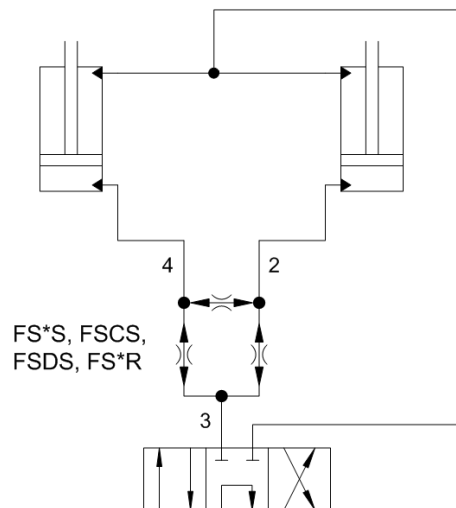


Figura 53. Circuito de conexión del cartucho divisor de flujo.

Fuente: Sun Hydraulics.

Los cartuchos de sincronización de flujo Divisor/Combinador no sólo dividirán el flujo con precisión de los dos cilindros en ambas direcciones, sino que permitirán la sincronización al final de la carrera.

Sin embargo, los cilindros no deben estar rígidamente conectados entre sí.

### 6.3.5. Selección del cartucho divisor de caudal compensado

La válvula seleccionada para ejecutar el ascenso y descenso sincronizado es la válvula *FSER-XAN* – Sun Hydraulics. Figura 54. Sus características de funcionamiento son las siguientes:

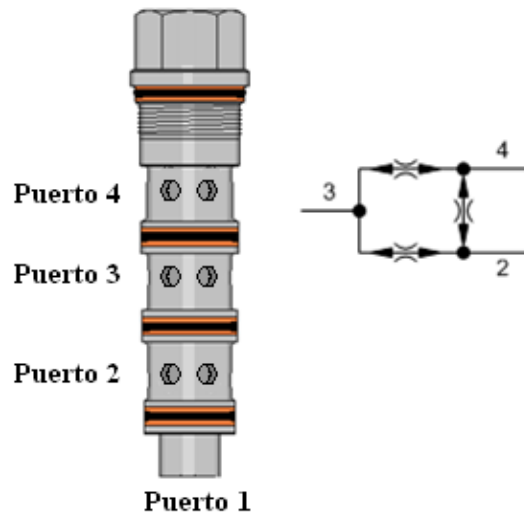


Figura 54. Válvula divisora de caudal tipo cartucho.

Fuente: Sun Hydraulics.

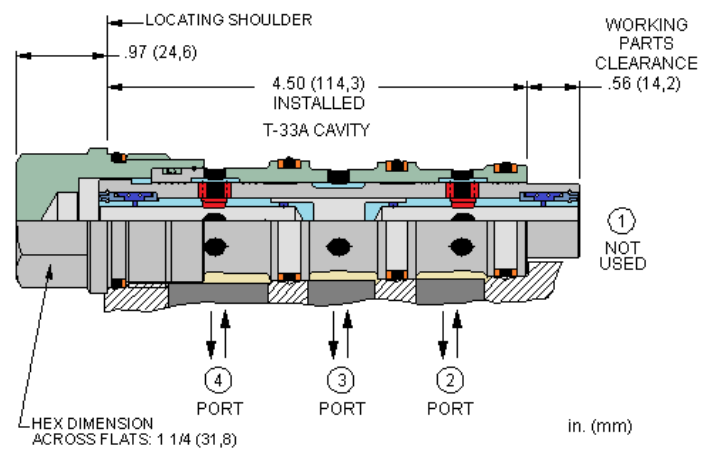


Figura 55. Corte válvula divisora.

Fuente: Sun Hydraulics.

- Divide el flujo en dos direcciones. El flujo ingresa por el puerto 3 derivándose al puerto 4 y puerto 2, dos flujos idénticos de caudal.
- Cuando el primer cilindro alcanza el final de su carrera se regula el flujo hasta que el segundo cilindro también lo alcance.
- El puerto 1 se encuentra inhabilitado.

Con todo esto completado el aspecto en el CAD del manifold se ve la figura 56.

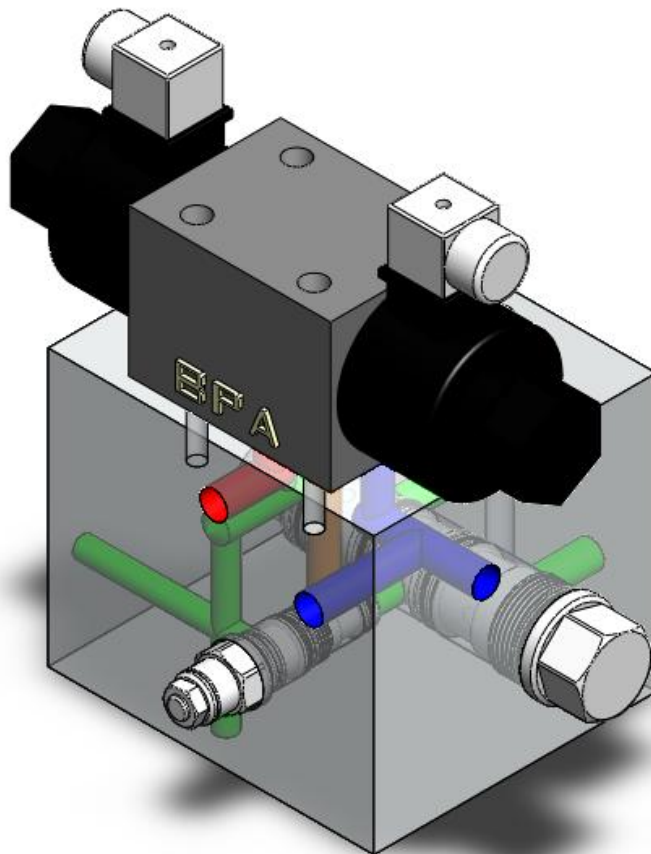


Figura 56. Diseño completo del manifold en CAD.

Fuente: Autores.

#### 6.4. PUNTOS CRÍTICOS DE OPERACIÓN

Como se advirtió en capítulo 5 (capítulo de teoría de recipientes a presión) el análisis estructural del manifold será estudiado con base en el modelo de recipiente a presión en cada uno de los taladrados hechos que conducen el aceite. Para ello observaremos los parámetros principales en el que se basa este modelo para la predicción de criticidad, como el radio externo, el cual se tomará como la distancia del centro de radio del taladrado hasta el taladrado más próximo que conduzca aceite, la cavidad más próxima donde se albergue un cartucho o la proximidad a una de la paredes del manifold.

Las ecuaciones generales para el cálculo de esfuerzos en cilindros huecos a presión interna 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 57). Entonces las ecuaciones anteriores se transforman en:

$$\sigma_r = -P$$

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

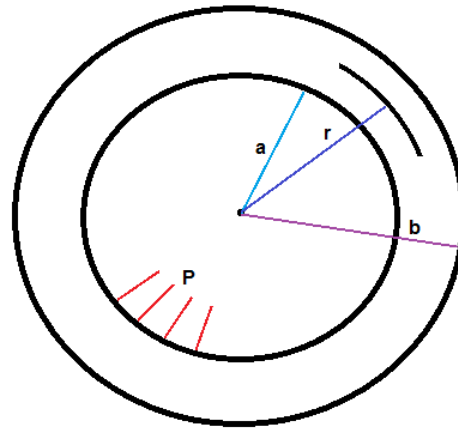


Figura 57. Cilindro de pared gruesa.

Fuente: Autores.

Los puntos críticos a evaluar son cinco tal como puede verse en las figuras 58, 59, 60, 61 y 62. La presión de operación suministrada es de 1500 PSI y para ser conservativos, se utilizará un factor de servicio de 2 que aumentará esta presión hasta un valor de 3000 PSI.

#### 6.4.1. Punto crítico entre el puerto piloto y la válvula de contrabalance

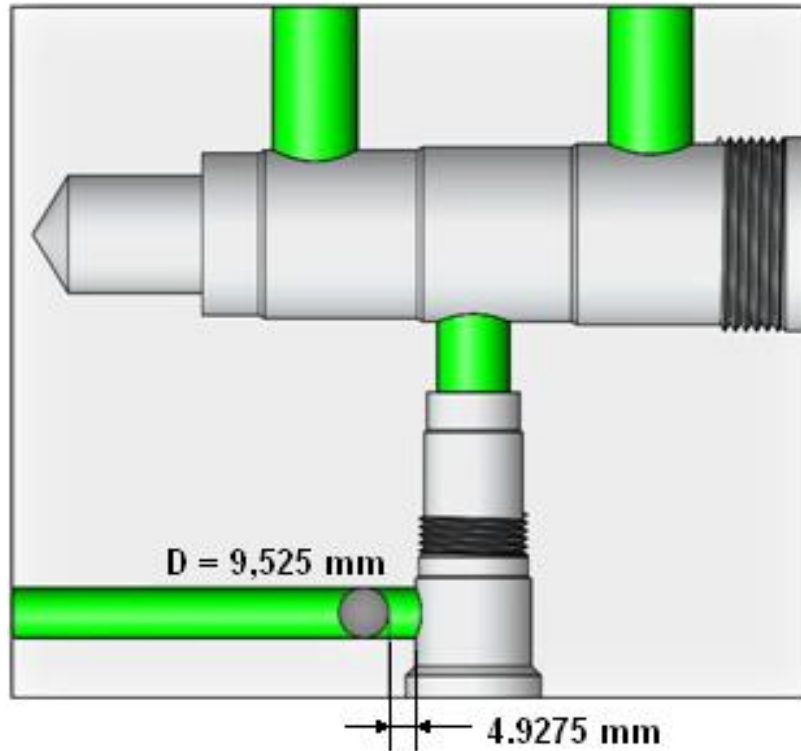


Figura 58. Punto crítico 1 ubicado en el puerto piloto de la válvula contrabalance.

Fuente: Autores.

#### Punto 1:

Diámetro interno ( $d$ ):  $9,525 \text{ mm} = 0,375 \text{ in}$

Espesor ( $t$ ):  $4,9275 \text{ mm} = 0,194 \text{ in}$

Radio interno ( $a$ ):  $D/2 = 4,7625 \text{ mm} = 0,1875 \text{ in}$

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 9,69 \text{ mm} = 0,3815 \text{ in}$

Presión interna ( $P$ ):  $3000 \text{ PSI}$

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando estos valores en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{0,3815^2 + 0,1875^2}{0,3815^2 - 0,1875^2} \right) = 4911 \text{ PSI}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4911)^2} = 5755 \text{ PSI}$$

El valor para el esfuerzo de fluencia del material es  $S_y = 71068,5 \text{ PSI}$ , según tabla de propiedades de la Aleación de Aluminio 7050 – T7651 de SolidWorks (Véase Anexo F).

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{71068,5}{5755} = 12,35 \approx 13$$

#### 6.4.2. Punto crítico entre el puerto piloto y la cara frontal del manifold

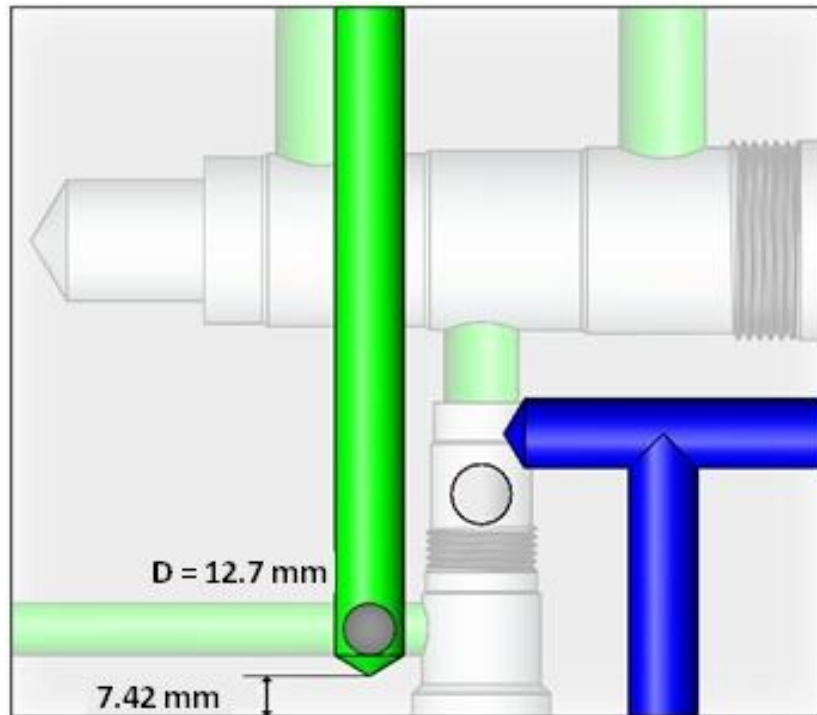


Figura 59. Punto crítico 2 ubicado en el puerto piloto de descarga de cilindros.

Fuente: Autores.

#### Punto 2:

Diámetro interno ( $d$ ):  $12,7 \text{ mm} = 0,5 \text{ in}$

Espesor ( $t$ ):  $7,42 \text{ mm} = 0,292 \text{ in}$

Radio interno ( $a$ ):  $d/2 = 6,35 \text{ mm} = 0,25 \text{ in}$

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 13,77 \text{ mm} = 0,542 \text{ in}$

Presión interna ( $P$ ):  $3000 \text{ PSI}$

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando estos valores en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{0,542^2 + 0,25^2}{0,542^2 - 0,25^2} \right) = 4622 \text{ PSI}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4622)^2} = 5511 \text{ PSI}$$

El factor de seguridad en este caso será:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{71068,5}{5511} = 12,9 \approx 13$$

### 6.4.3. Punto crítico entre el puerto de Presión y el puerto de descarga

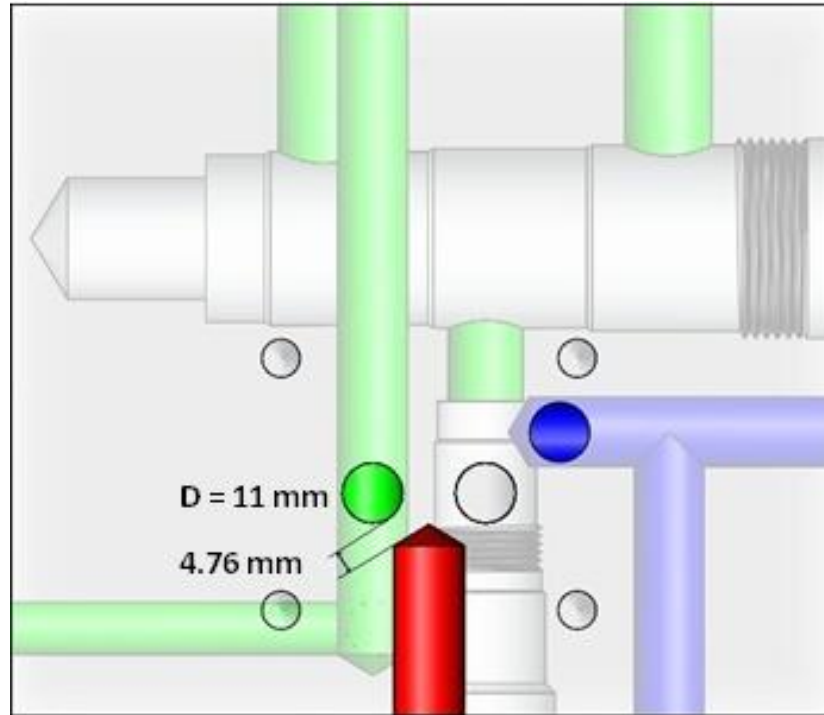


Figura 60. Punto crítico 3 entre el puerto P y el puerto B.

Fuente: Autores.

#### Punto 3:

Diámetro interno ( $d$ ):  $11 \text{ mm} = 0,433 \text{ in}$

Espesor ( $t$ ):  $4,76 \text{ mm} = 0,1875 \text{ in}$

Radio interno ( $a$ ):  $d/2 = 5,5 \text{ mm} = 0,2165 \text{ in}$

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 10,26 \text{ mm} = 0,404 \text{ in}$

Presión interna ( $P$ ):  $3000 \text{ PSI}$

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando estos valores en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{0,404^2 + 0,2165^2}{0,404^2 - 0,2165^2} \right) = 5418 \text{ PSI}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (5418)^2} = 6194 \text{ PSI}$$

El factor de seguridad en este caso será:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{71068,5}{6194} = 11,47 \approx 12$$

#### 6.4.4. Punto crítico entre el puerto de Presión y el puerto de descarga

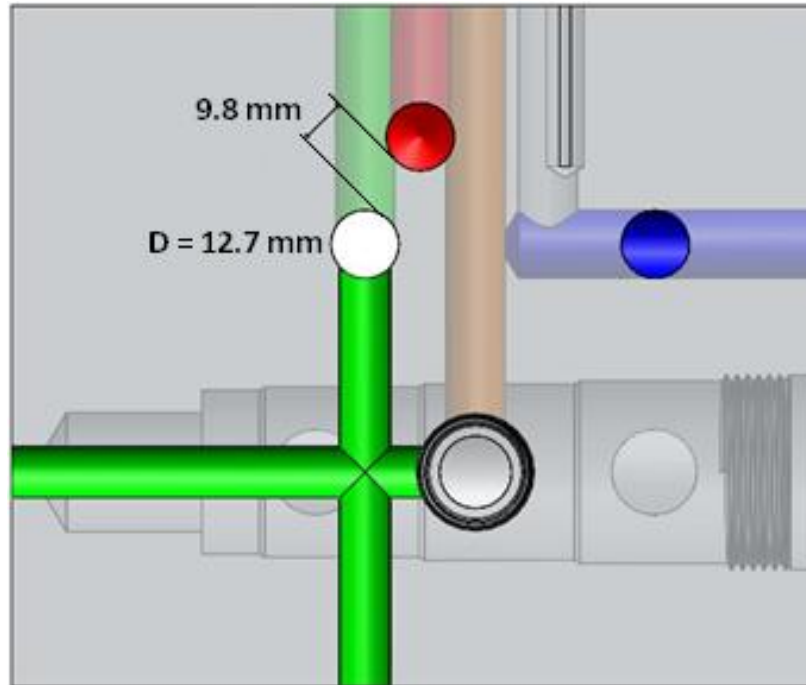


Figura 61. Punto crítico 4 entre el puerto P y la descarga de los cilindros.

Fuente: Autores.

#### Punto 4:

Diámetro interno ( $d$ ):  $12,7 \text{ mm} = 0,5 \text{ in}$

Espesor ( $t$ ):  $9,8 \text{ mm} = 0,386 \text{ in}$

Radio interno ( $a$ ):  $d/2 = 6,35 \text{ mm} = 0,25 \text{ in}$

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 16,15 \text{ mm} = 0,636 \text{ in}$

Presión interna (P):  $3000 \text{ PSI}$

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando estos valores en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{0,636^2 + 0,25^2}{0,636^2 - 0,25^2} \right) = 4097 \text{ PSI}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4097)^2} = 5078 \text{ PSI}$$

El factor de seguridad en este caso será:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{71068,5}{5078} = 14$$

**6.4.5. Punto crítico entre el puerto de descarga y el puerto de orden de subida de la carga**

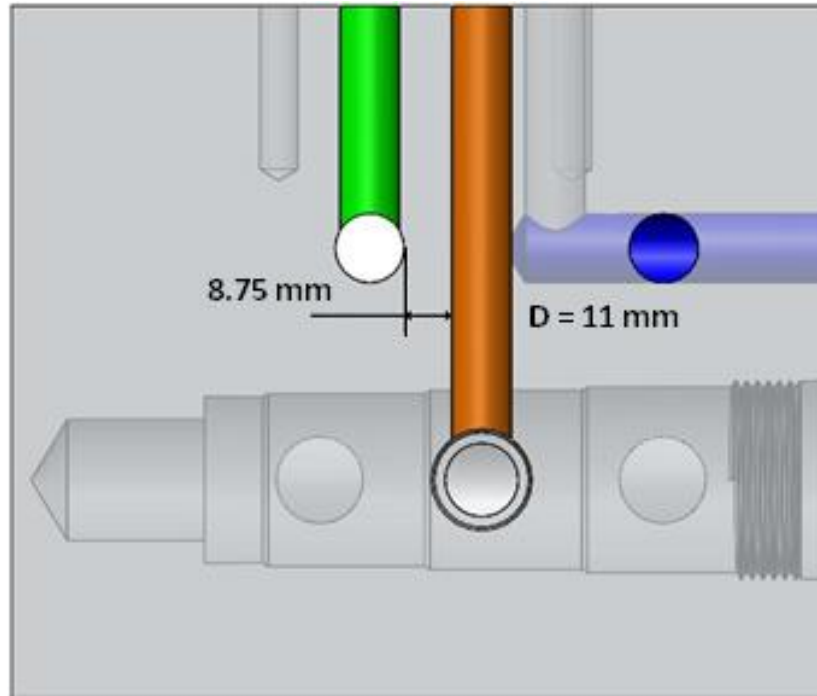


Figura 62. Punto crítico 5 entre el puerto B y el puerto A.

Fuente: Autores.

Punto 5:

Diámetro interno ( $d$ ):  $11 \text{ mm} = 0,433 \text{ in}$

Espesor ( $t$ ):  $8,75 \text{ mm} = 0,344 \text{ in}$

Radio interno ( $a$ ):  $d/2 = 5,5 \text{ mm} = 0,2165 \text{ in}$

Radio externo ( $b$ ):  $a + t = 14,25 \text{ mm} = 0,561 \text{ in}$

Presión interna ( $P$ ):  $3000 \text{ PSI}$

Factor ( $f$ ): 2

Factor de seguridad ( $N$ ): ?

Reemplazando estos valores en las ecuaciones se tiene:

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

$$\sigma_\theta = 3000 \left( \frac{0,561^2 + 0,2165^2}{0,561^2 - 0,2165^2} \right) = 4050 \text{ PSI}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} = \sqrt{(-3000)^2 + (4050)^2} = 5040 \text{ PSI}$$

El factor de seguridad en este caso será:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = \frac{71068,5}{5040} = 14,1 \approx 14$$

## 6.5. DETERMINACIÓN DEL RÉGIMEN DE FLUJO

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

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

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

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

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

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

$$A = \frac{\pi}{4}D^2$$

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

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

Donde:

$Q$  = Caudal

$\nu$  = Viscosidad cinemática

$D$  = Diámetro del conducto

Los puntos críticos de análisis serán las cavidades de menor diámetro y sometidas a un alto caudal y las cavidades por donde ingresa el flujo proveniente de la bomba por lo tanto se consideran dos situaciones críticas, bajando y subiendo la carga, siendo la subida el caso más crítico debido a que se presenta mayor régimen de flujo en el ascenso de la plataforma conllevando al calentamiento del aceite y caída de la viscosidad incrementándonos el valor del numero Reynolds. Dichas situaciones serán útiles para determinar si el flujo se comporta de forma laminar o turbulento, lo cual servirá para evitar posibles vibraciones y ruidos indeseables en el diseño del manifold.

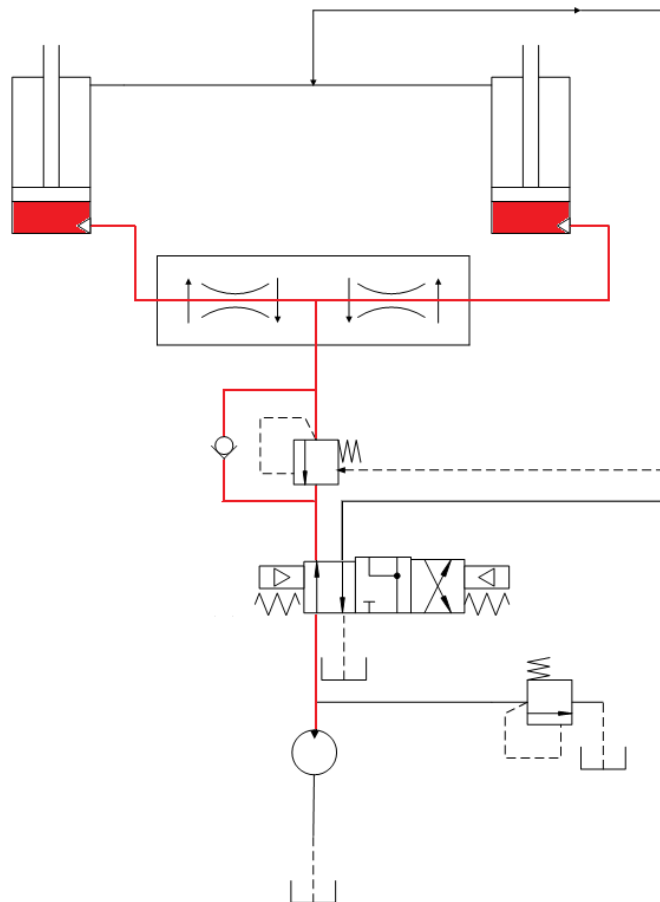


Figura 63. Circuito posición crítica subiendo la carga.

Fuente: Autores.

La vía donde el flujo tiende a ser turbulento es la de suministro de presión, con un diámetro de 11 mm figura 64.

$$Q = 6,5 \text{ GPM} = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

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

$$D = 11 \text{ mm} = 0.011 \text{ m}$$

$$Re = \frac{4(4.1 \times 10^{-4})}{\pi(3.7 \times 10^{-5})(0.011)}$$

$$\mathbf{Re = 1283}$$

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

El cálculo para la configuración es aproximadamente igual y menor por lo tanto no es necesario.

### 6.5.1. 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 ecuación:

$$\Delta P = \rho \times h$$

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

Donde:

$\rho$  = Densidad del fluido hidráulico (véase Anexo G)

$L$  = Longitud

$D$  = Diámetro del conducto

$V$  = Velocidad media

### 6.5.2. Desde el suministro de Presión al puerto P de la direccional CETOP 5

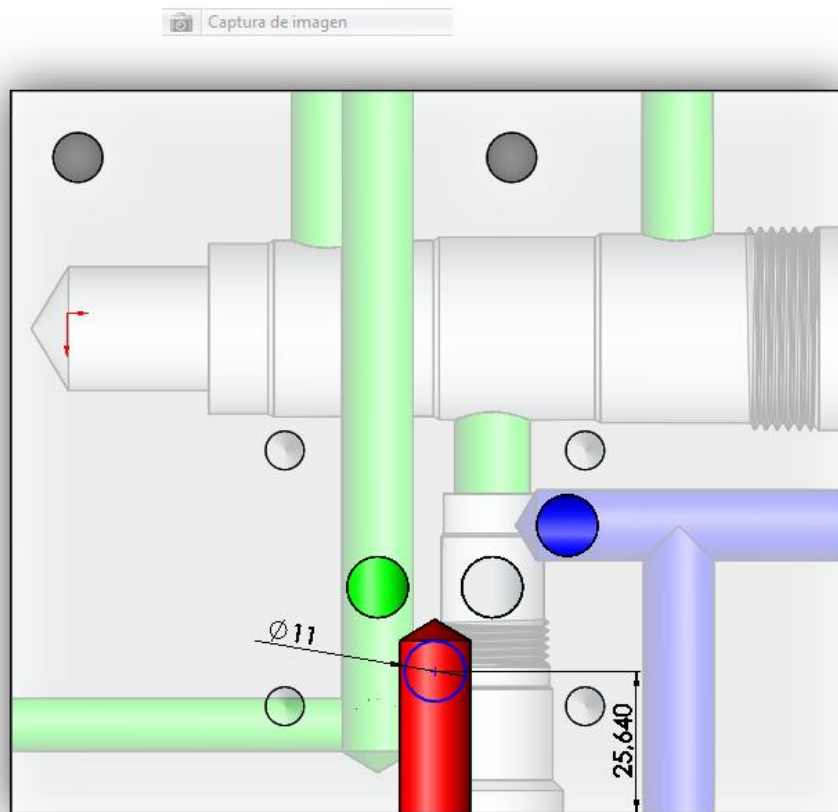


Figura 64. Sección 1.

Fuente: Autores.

$$L_1 = 25,64 \text{ mm}$$

$$D_1 = 11 \text{ mm}$$

$$\rho = 872 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Q = 6,5 \text{ GPM} = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_1^2} \rightarrow V_1 = \frac{4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times 0,011^2 \text{ m}^2} \rightarrow V_1 = 4,314 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_1} = \frac{4 \times 4.1 \times 10^{-4}}{\pi \times 3.7 \times 10^{-5} \times 0.011} \rightarrow Re = 1283$$

$$h_1 = 32 \times \frac{L_1 V_1^2}{Re D_1} = \frac{32 \times 0.02564 \times 4,314^2}{1283 \times 0.011} \rightarrow h_1 = 1,082 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

La caída de presión para este conducto es de:

$$\Delta P_1 = \rho \times h_1$$

$$\Delta P_1 = 872 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1,082 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \rightarrow \Delta P_1 = 944 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_1 = 0,137 \text{ PSI}$$

### 6.5.3. Desde el puerto A de la Direccional al puerto 2 de la Contrabalance

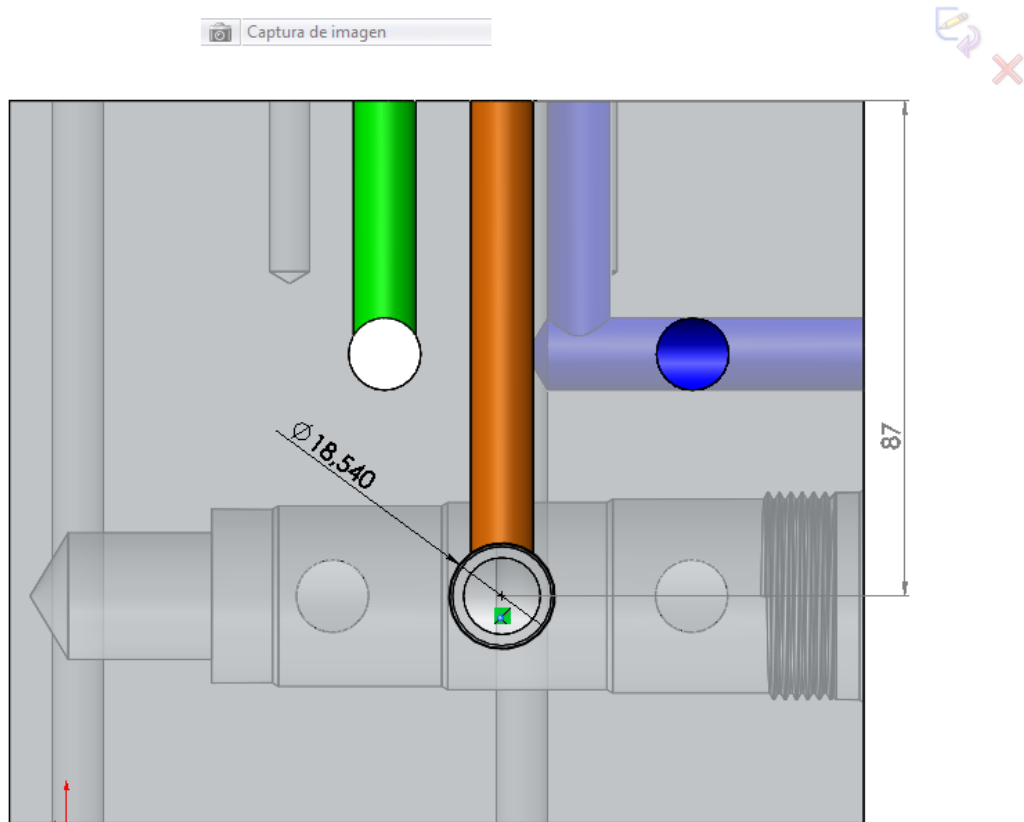


Figura 65. Sección 2.

Fuente: Autores.

$$L_2 = 87 \text{ mm}$$

$$D_2 = 18,54 \text{ mm}$$

$$\rho = 872 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Q = 6,5 \text{ GPM} = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_2 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2} \rightarrow V_1 = \frac{4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times 0,01854^2 \text{ m}^2} \rightarrow V_2 = 1,5187 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D_2} = \frac{4 \times 4.1 \times 10^{-4}}{\pi \times 3.7 \times 10^{-5} \times 0.01854} \rightarrow Re = 761$$

$$h_2 = 32 \times \frac{L_2 V_2^2}{Re D_2} = \frac{32 \times 0.087 \times 1,5187^2}{761 \times 0.01854} \rightarrow h_2 = 0,54 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

La caída de presión para este conducto es de:

$$\Delta P_2 = \rho \times h_2$$

$$\Delta P_2 = 872 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,54 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \rightarrow \Delta P_2 = 471 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_2 = 0,068 \text{ PSI}$$

6.5.4. Desde el puerto de descarga de los cilindros al puerto B de la Direccional

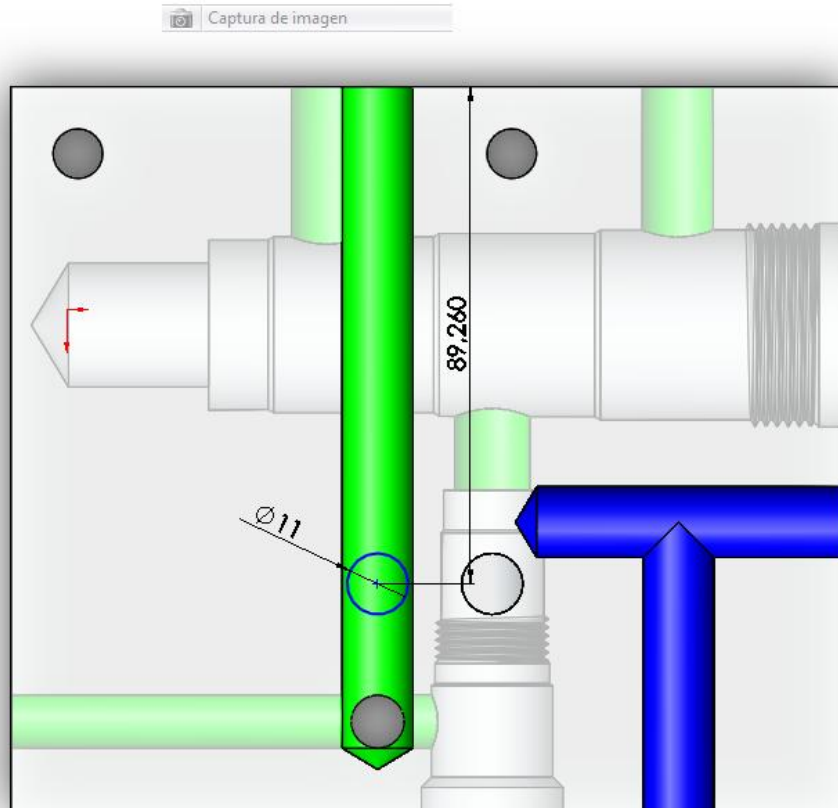


Figura 66. Sección 3.

Fuente: Autores.

$$L_3 = 89,26 \text{ mm}$$

$$D_3 = 11 \text{ mm}$$

$$\rho = 872 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$v = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Q = 6,5 \text{ GPM} = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_3 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_3^2} \rightarrow V_3 = \frac{4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times 0,011^2 \text{ m}^2} \rightarrow V_3 = 4,314 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D_3} = \frac{4 \times 4.1 \times 10^{-4}}{\pi \times 3.7 \times 10^{-5} \times 0.011} \rightarrow Re = 1283$$

$$h_3 = 32 \times \frac{L_3 V_3^2}{Re D_3} = \frac{32 \times 0.08926 \times 4,314^2}{1283 \times 0.011} \rightarrow h_3 = 3,766 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

La caída de presión para este conducto es de:

$$\Delta P_3 = \rho \times h_3$$

$$\Delta P_3 = 872 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 3,766 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \rightarrow \Delta P_3 = 3285 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_3 = 0,476 \text{ PSI}$$

Caída de presión total por los conductos del manifold:

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \rightarrow \Delta P_T = 0,137 + 0,068 + 0,476$$

$$\Delta P_T = 0,681 \text{ PSI}$$

Para calcular la caída total de presión a través del manifold se suman las caídas de presión de los conductos junto con las pérdidas en los cartuchos (Ver Anexos A y B) y la direccional (Ver Anexo C) por donde pasa el flujo.

Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 de P→A = 13,8 PSI

Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 de B→T = 12,6 PSI

Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 de P→B = 13,8 PSI

Pérdidas paso por la direccional CETOP 4 de A→T = 12,6 PSI

Pérdidas en el cartucho contrabalance pilotado full open = 45 PSI

Pérdidas en el cartucho divisor a un flujo promedio de entrada = 25 PSI

Caída de presión total por las válvulas de cartucho y direccional:

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6$$

$$\Delta P_T = 13,8 + 12,6 + 13,8 + 12,6 + 45 + 25$$

$$\Delta P_T = 123 \text{ PSI}$$

Las pérdidas totales en el Manifold serán de:

$$\sum \Delta P_T = 0,681 + 123 \approx 124 \text{ PSI}$$

## **6.6. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)**

Las herramientas computacionales como software para ingeniería (CAE) permiten al usuario interactuar con un PC y con un software de diseño gráfico, permitiendo la importación 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 el SolidWorks Simulation, el cual permite crear un análisis basado en teorías de diseño a través de la aplicación de cargas, lo que permite el estudio de máximo y mínimo esfuerzo, deformaciones a los que estará sometido el manifold, desplazamientos y el factor de seguridad localizando el mínimo y el máximo.

### **6.6.1. Análisis preliminar**

El primer procedimiento que se realizó para el análisis estructural del manifold consistió en ejecutar el SolidWorks Simulation 2011, luego se procedió a definir las propiedades mecánicas del material que se encuentran almacenadas en la librería de este programa, Aleación de Aluminio 7050 – T7651 o duraluminio, siguiendo con el proceso se realizó el enmallado sobre la pieza, figura 67. Una vez hecho esto se definió las condiciones de carga sobre el material. El software realizó un enmallado tetraédrico con 78272 nodos lo que representa 53712 elementos. Tabla 9.

Nombre de modelo: Manifold  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de malla: Malla de sólido

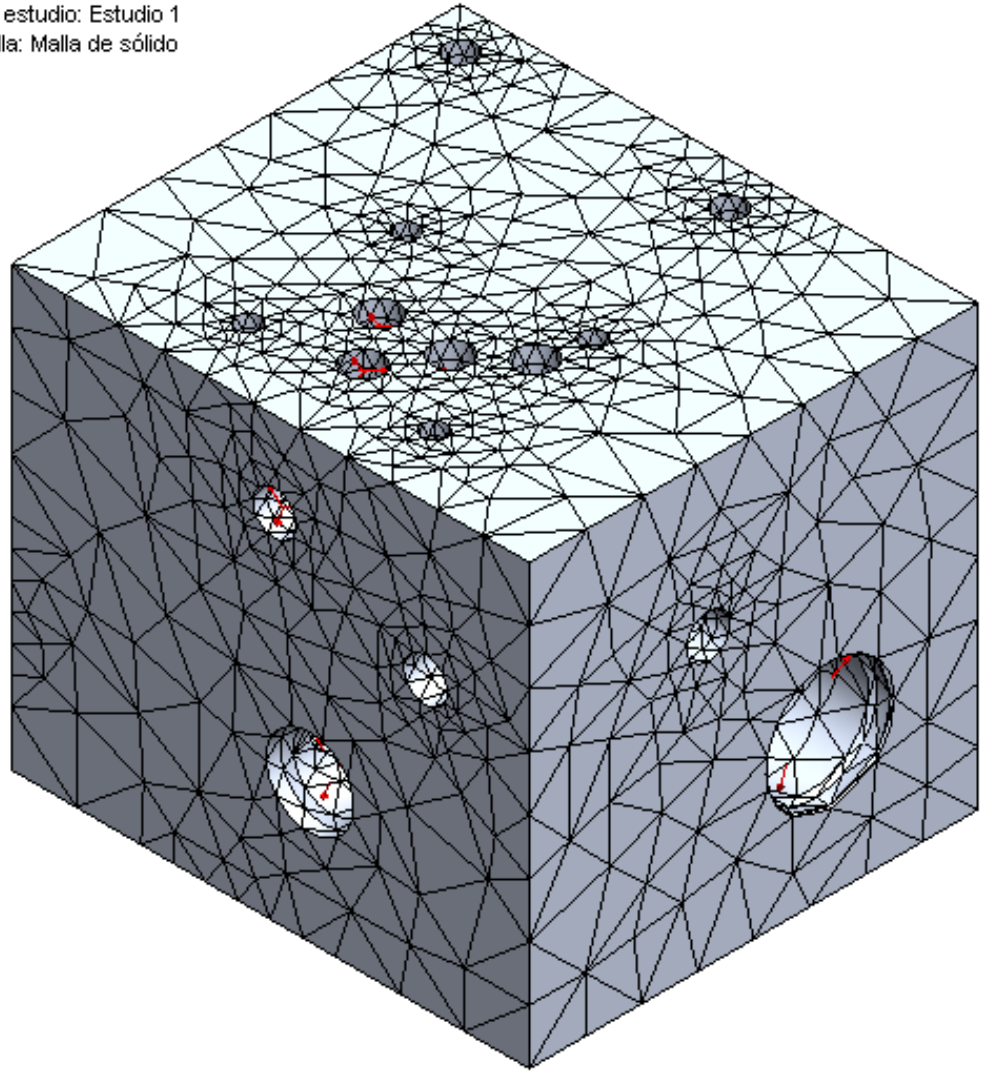


Figura 67. Enmallado del Manifold.  
Fuente: SolidWorks Simulation 2011.

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Estudio 1 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx. de elemento	22.3154 mm
Tamaño mín. de elemento	4.46308 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	78272
Número total de elementos	53712
Cociente de aspecto máximo	23.891
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	96.8
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.123
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:11
Nombre de computadora	OSCAR-PC

Tabla 9. Detalles del enmallado.  
Fuente: SolidWorks Simulation.

Para la sujeción del manifold se utilizarán dos agujeros pasantes apertados sobre un soporte fabricado en lámina de acero en la cual descansa la cara inferior del manifold. Figura 68.

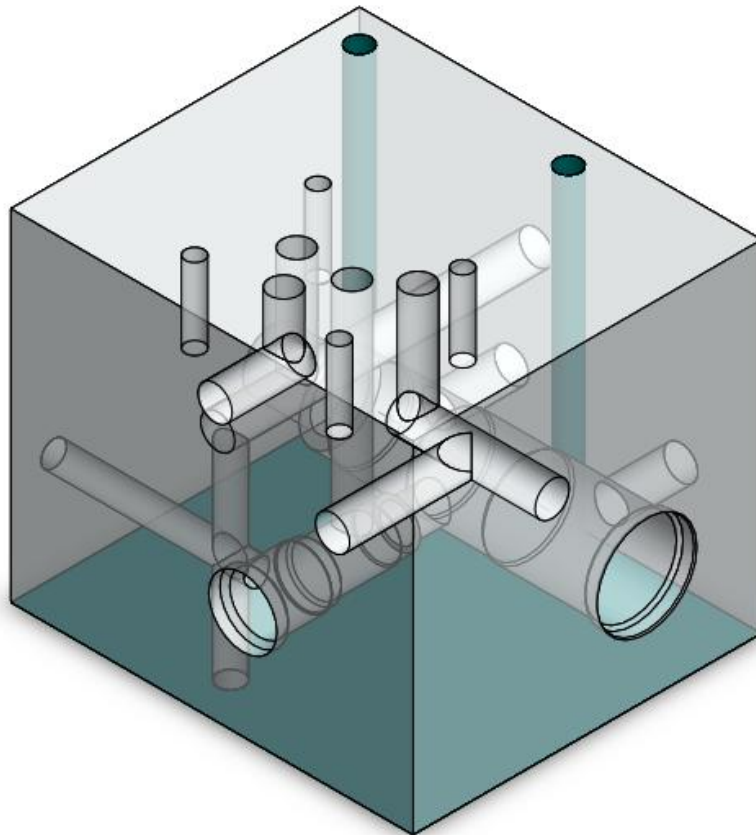


Figura 68. Sujeciones del manifold.

Fuente: SolidWorks Simulation.

En cuanto a las condiciones de carga se aplica la presión interna que se ejerce sobre todas las superficies internas del manifold. Figura 69.

La consideración mencionada se utiliza con el objetivo de ser más conservativos en el diseño y de esta manera garantizar un diseño seguro en caso de que ocurra

una sobrepresión en el sistema. La presión interna que se aplicará será 2.0 veces mayor que la presión de operación, es decir 3000 PSI (207 bar).

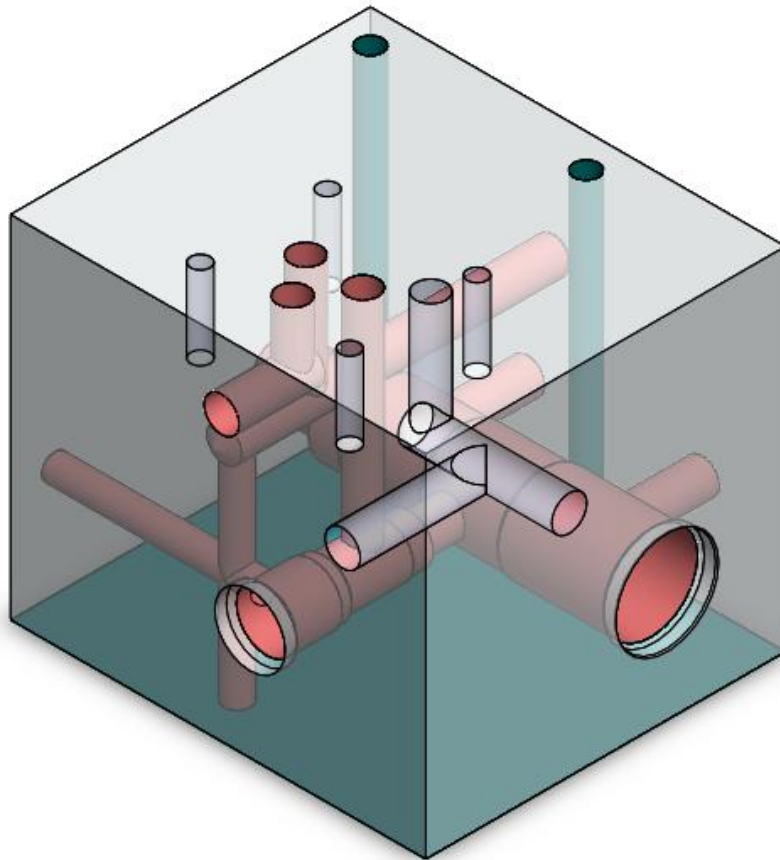


Figura 69. Presión aplicada al manifold.

Fuente: SolidWorks Simulation.

### 6.6.2 Análisis de esfuerzos y factor de seguridad

El resultado obtenido mediante la simulación de esfuerzos mostró 0.042 Mpa y 85.71 MPa como el valor mínimo y máximo respectivamente para el esfuerzo equivalente. Figura 70. El esfuerzo mínimo se localiza en la arista superior

izquierda que es el punto más alejado de la presión aplicada y el punto de máximo esfuerzo está ubicado a la salida del puerto dos del cartucho divisor de flujo que es el mismo conducto que se comunica con el cilindro donde está aplicada la mayor parte de la carga como se muestra en la figura 70.

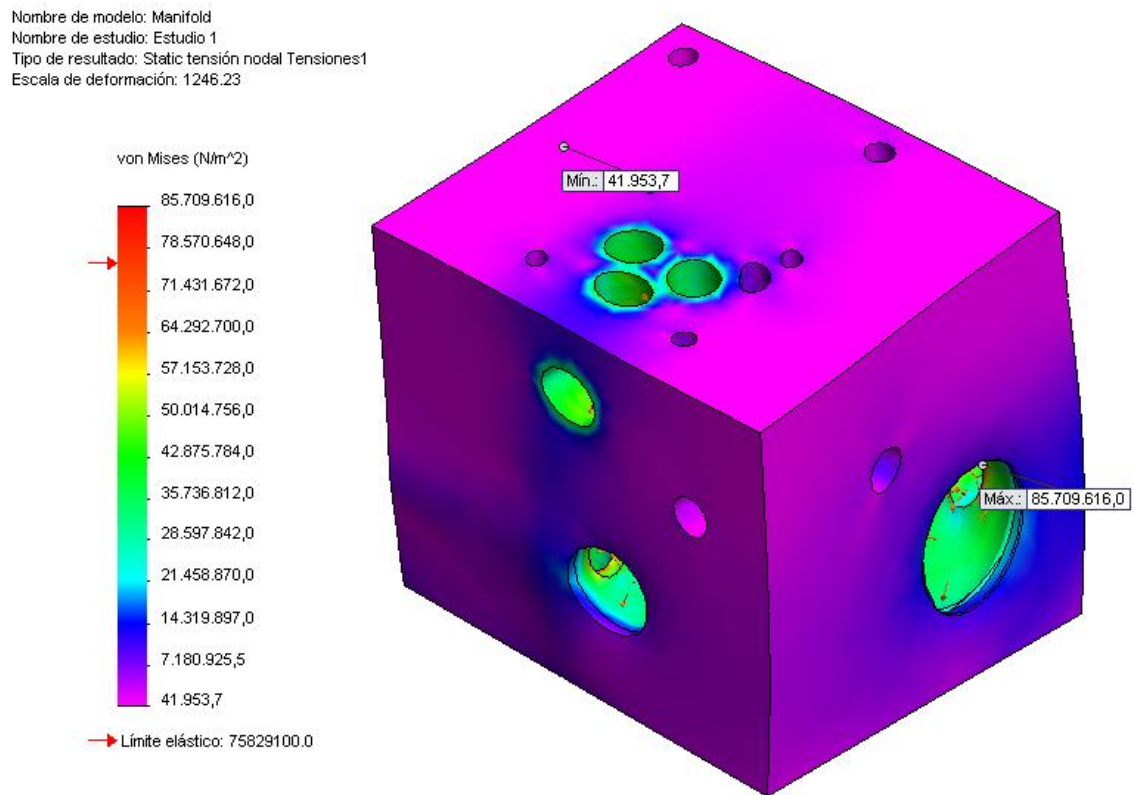


Figura 70. Análisis de esfuerzos sobre el manifold.

Fuente: SolidWorks Simulation.

El factor mínimo de seguridad obtenido para esta simulación tuvo un valor de 2.65 y se encuentra ubicado en la entrada al puerto dos del cartucho divisor de flujo. Figura 71.

Nombre de modelo: Manifold  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1  
Criterio: Tensiones von Mises máx.  
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.7

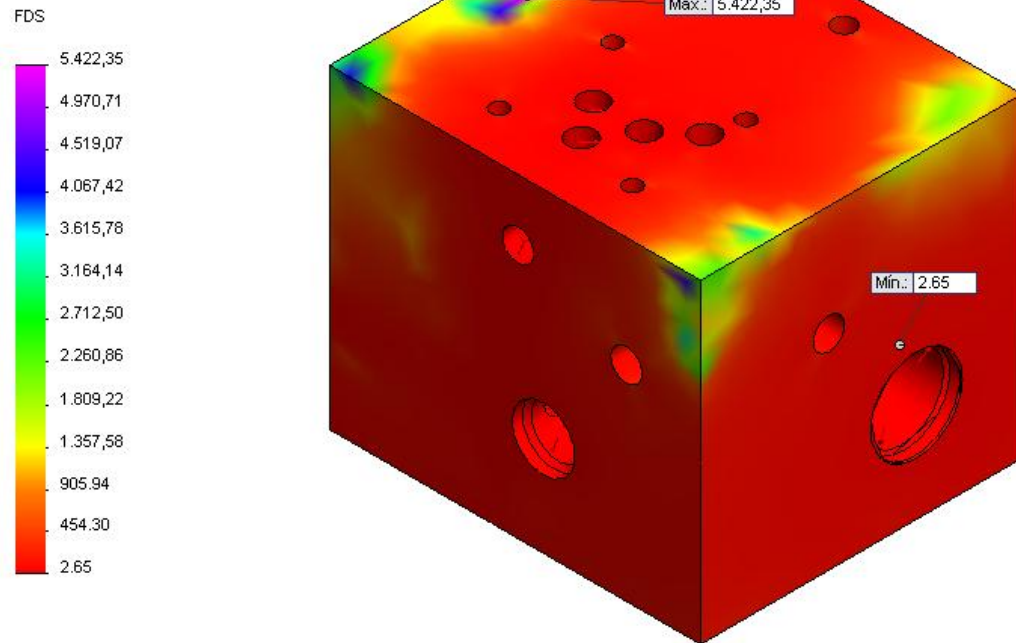


Figura 71. Factor de seguridad en el manifold.

Fuente: SolidWorks Simulation.

Por último en este análisis estructural el programa nos arroja estudios que no son muy relevantes pero vale la pena mencionarlos como son los desplazamientos y las deformaciones unitarias. Figuras 72 y 73 respectivamente. Los cuales son significativamente bajos y no afectan el funcionamiento normal del manifold.

Nombre de modelo: Manifold  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 1246.23

URES (mm)

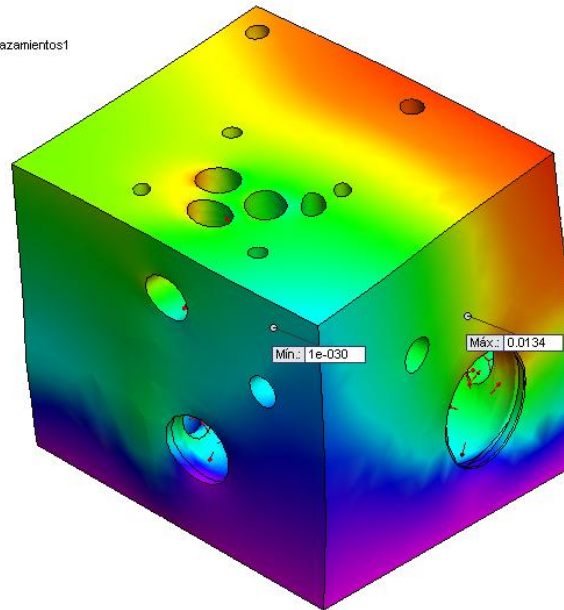
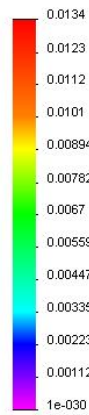


Figura 72. Desplazamientos en el manifold.

Fuente: SolidWorks Simulation.

Nombre de modelo: Manifold  
Nombre de estudio: Estudio 1  
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1  
Escala de deformación: 1246.23

ESTRN

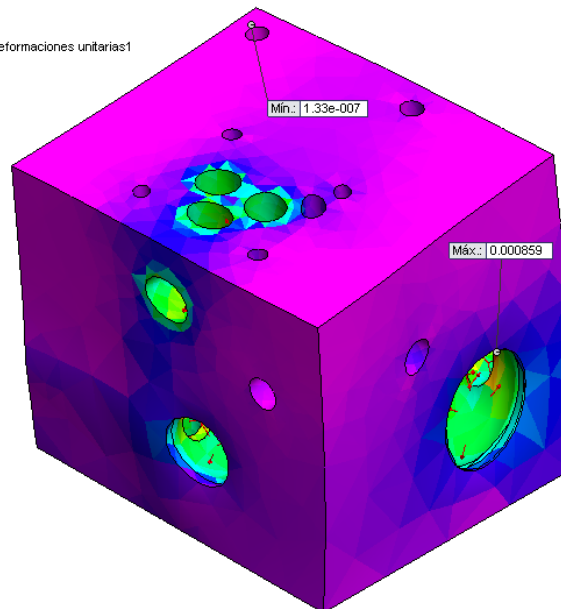
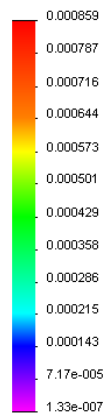


Figura 73. Deformaciones unitarias en el manifold.

Fuente: SolidWorks Simulation.

## 6.7. ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)

La simulación del flujo en el manifold se realizó utilizando el software SolidWorks Flow Simulation 2011. Para ello, inicialmente se establecieron los parámetros como: el tipo de fluido, aceite hidráulico Shell Tellus y las consideraciones de flujo a caudal constante (6.5 GPM). Además de considerar bloqueos en algunos ductos debido al alojamiento de las válvulas tipo cartucho y al mecanizado de algunos agujeros que se hicieron para conectar internamente determinados pasajes internos en el manifold.

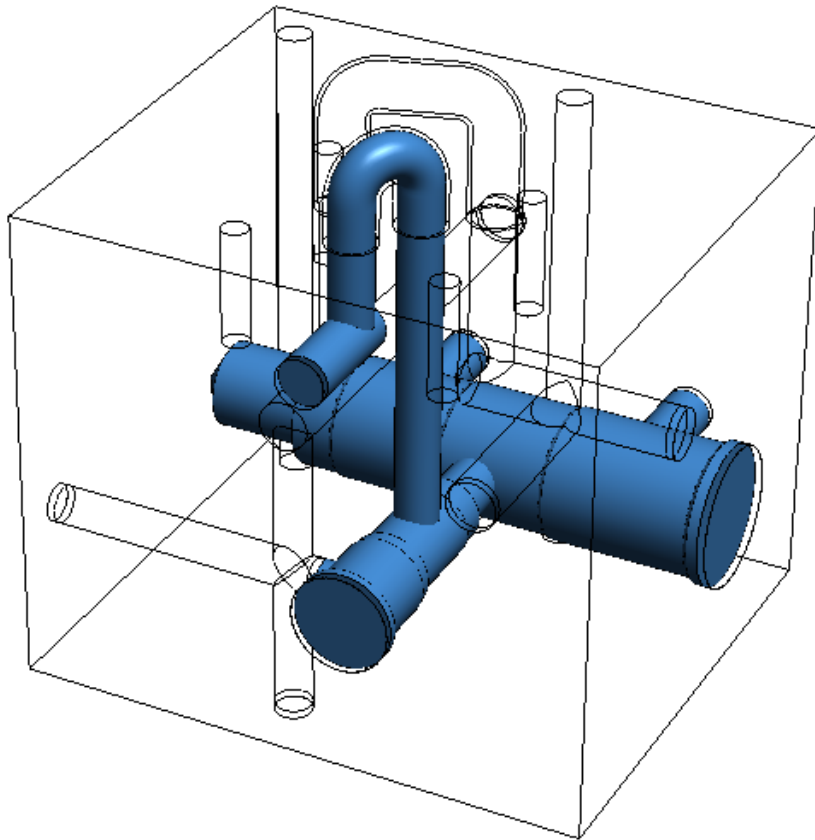


Figura 74. Vista Trimétrica del manifold mostrando el volumen que recorrerá el fluido subiendo carga.

Fuente: SolidWorks Flow Simulation.

El caso que se consideró como crítico es cuando se realiza el ascenso de la carga. En este análisis el fluido ingresa por el puerto de suministro que va al puerto P de la válvula direccional CETOP 5 la cual envía el flujo por su puerto A para que haga todo el recorrido al interior del manifold, (figura 74.)

Dejando el manifold en las condiciones optimas para la simulación, se procedió a definir las condiciones de frontera, procediendo posteriormente a definir los parámetros para la solución, en nuestro caso estableceremos cuatro planos importantes para obtener las distribuciones de velocidad, dos planos verticales que pasan uno por el puerto de suministro de presión al puerto A de la válvula CETOP 5 que está ubicado en la vista lateral del manifold, (Figura 75), el otro pasa por el puerto B cortando el recorrido que hace el puerto donde se descargan los cilindros en el momento del ascenso, (Figura 76), los otros dos planos, son de planta, uno es un plano que está ubicado en el nivel medio de los dos cartuchos y los dos puertos de salida a los cilindros, (Figura 77) y el otro plano está ubicado en el nivel del puerto de descarga de los cilindros y el puerto de tanque, (Figura 78).

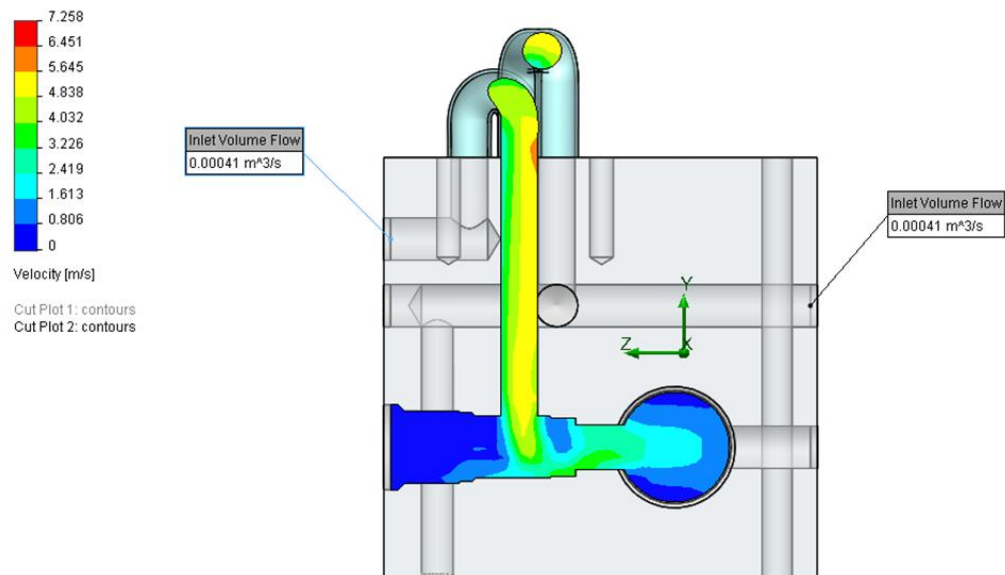


Figura 75. Cut distribución de velocidades del puerto A al cartucho contrabalace.

Fuente: SolidWorks Flow Simulation 2011.

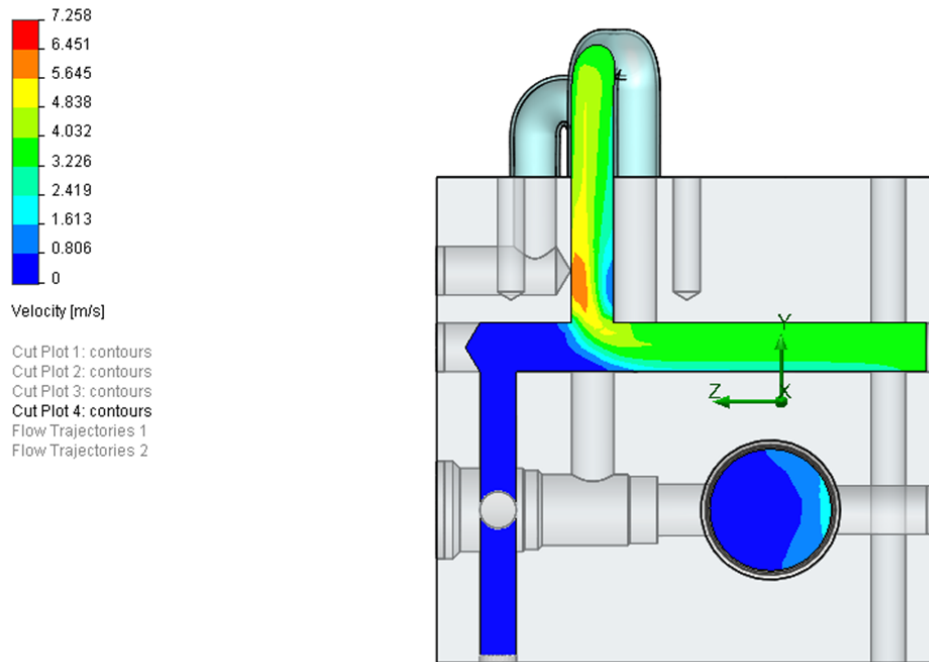


Figura 76. Cut distribución de velocidades descarga de los cilindros al puerto B.  
 Fuente: SolidWorks Flow Simulation.

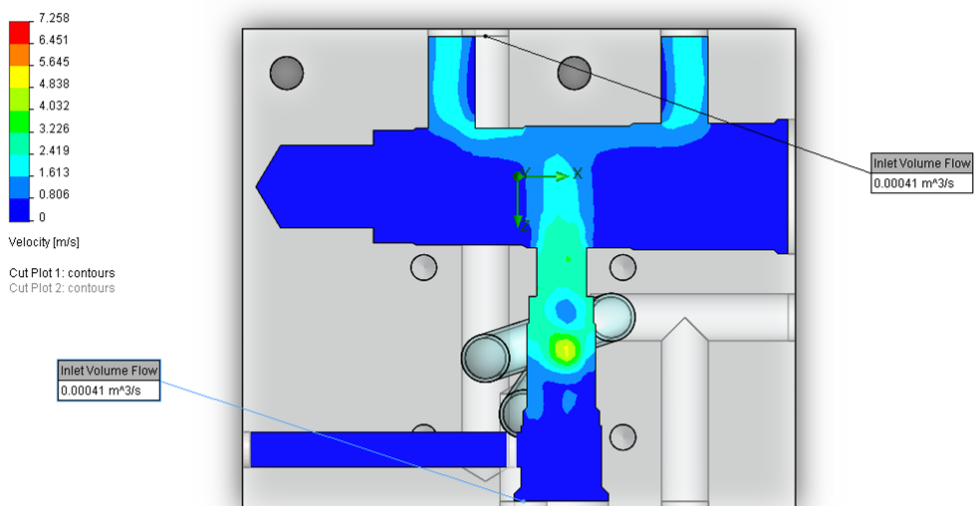


Figura 77. Cut distribución de velocidades a nivel de ambos cartuchos.  
 Fuente: SolidWorks Flow Simulation.

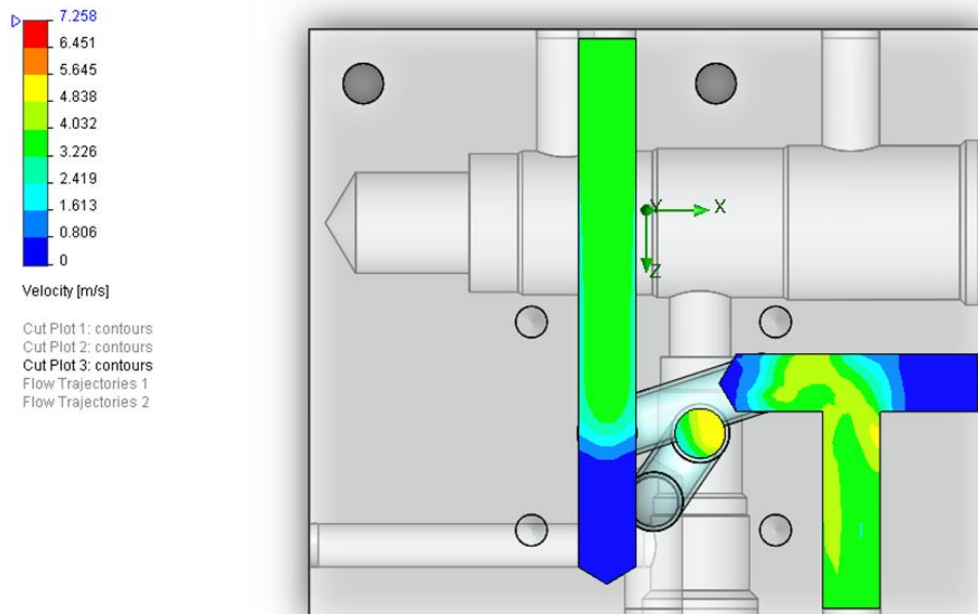


Figura 78. Cut distribución de velocidades puertos descarga de cilindros a Tanque.  
Fuente: SolidWorks Flow Simulation.

Luego de realizar la simulación, observamos que el valor máximo para la velocidad del fluido es de 6,451 m/s (región naranja) y está ubicado en el puerto de suministro de presión cuando pasa por el diámetro de 11 mm de la CETOP 5. 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:

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

$$Re = \frac{6,451 \times 0,011}{3,7 \times 10^{-5}}$$

$$Re \approx 1918$$

Este valor indica que el flujo presenta un comportamiento laminar tal y como se había demostrado anteriormente. La figura 79 muestra el comportamiento del fluido a través de las líneas de flujo en el interior del manifold. Se puede observar que este análisis incluye la circulación del fluido hacia tanque, que se debe realizar para obtener un resultado más aproximado del comportamiento del fluido.

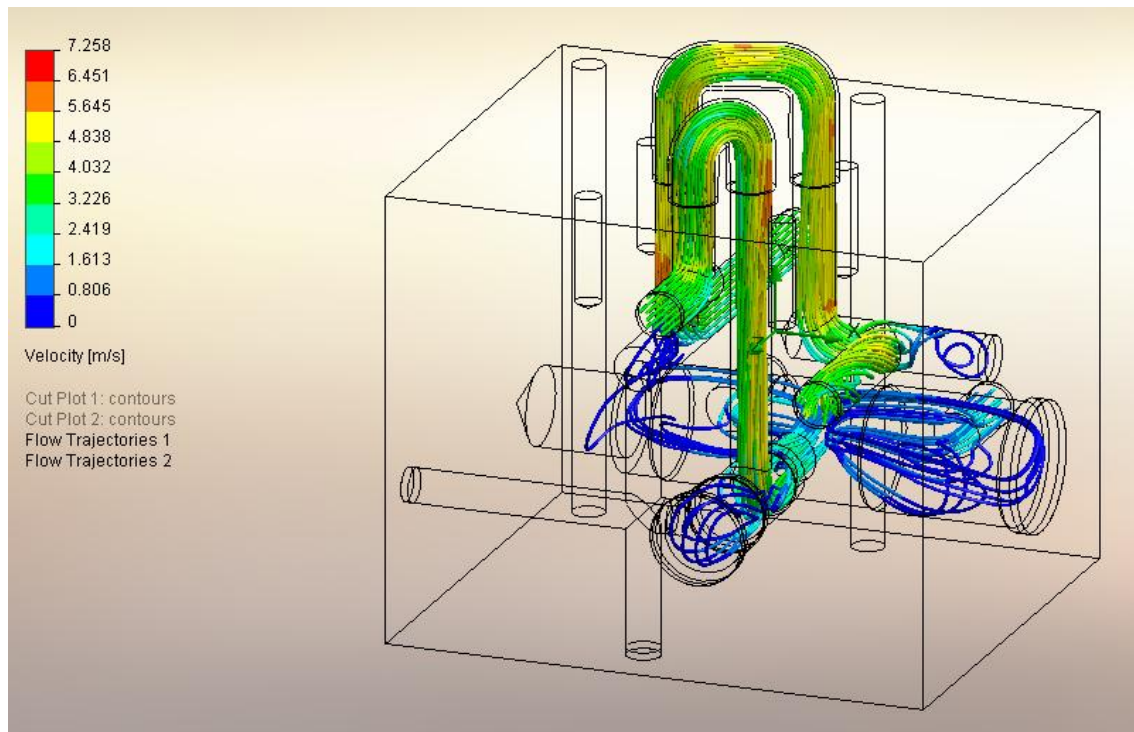


Figura 79. Líneas de corriente del fluido.

Fuente: SolidWorks Flow Simulation.

Otras consideraciones hechas fueron que la presión de salida por el orificio a tanque se tomó como la presión atmosférica, que el caudal de suministro es  $0,00041 \text{ m}^3/\text{s}$  (6.5 GPM) y que los puertos que conducen a los cilindros están presurizados a 0,625 Mpa (90 PSI). 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.

## 7. DISPOSITIVOS Y ELEMENTOS UTILIZADOS

En este capítulo se describen y muestran cada uno de los elementos q se utilizaron en la construcción y el montaje del banco de pruebas para la sincronización de dos cilindros hidráulicos del laboratorio de Potencia Fluida.

### 7.1. MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Para el montaje del sistema hidráulico se utilizó: Conjunto de Potencia (bomba de 6,5 GPM, motor de 9 HP), válvula de seguridad ajustable con manómetro instalado y una fuente de alimentación a 110 V, Manifold, Válvula direccional CETOP 5 punto flotante TDZ cuatro vías y tres posiciones, racores y tapones de bronce, cartucho de frenado SUN HYDRAULICS y cartucho divisor SUN HYDRAULICS. En las figuras 80, 81, 82, 83, 84, 85 y 86 se muestran dichos componentes.

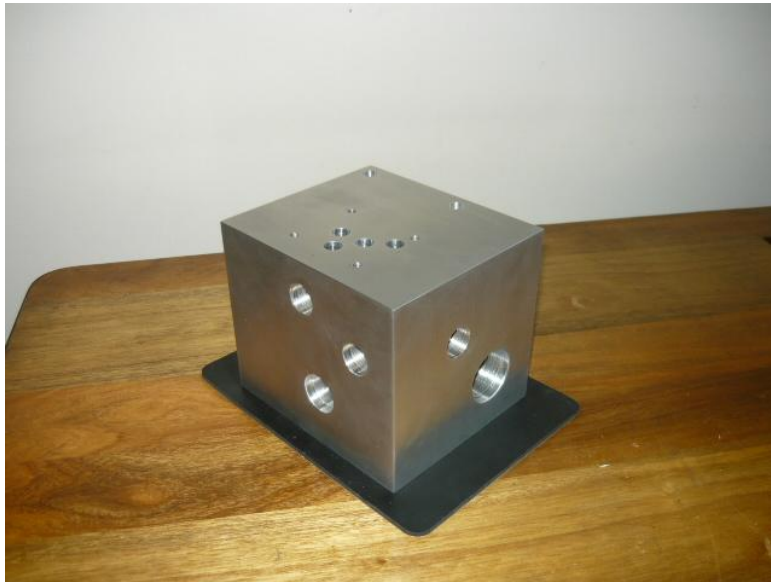


Figura 80. Manifold mecanizado.

Fuente: Autores.



Figura 81: Válvula direccional CETOP 5 TDZ punto flotante 4 vías 3 posiciones.

Fuente: Autores.



Figura 82. Racores y tapones de bronce.

Fuente: Autores.



Figura 83. Cartucho de frenado SUN HYDRAULICS.

Fuente: Autores.



Figura 84. Cartucho divisor SUN HYDRAULICS.

Fuente: Autores.



Figura 85. Conjunto de válvulas de cartucho SUN HYDRAULICS.

Fuente: Autores.



Figura 86. Conjunto Manifold.

Fuente: Autores.



Figura 87. Montaje del Manifold.

Fuente: Autores.

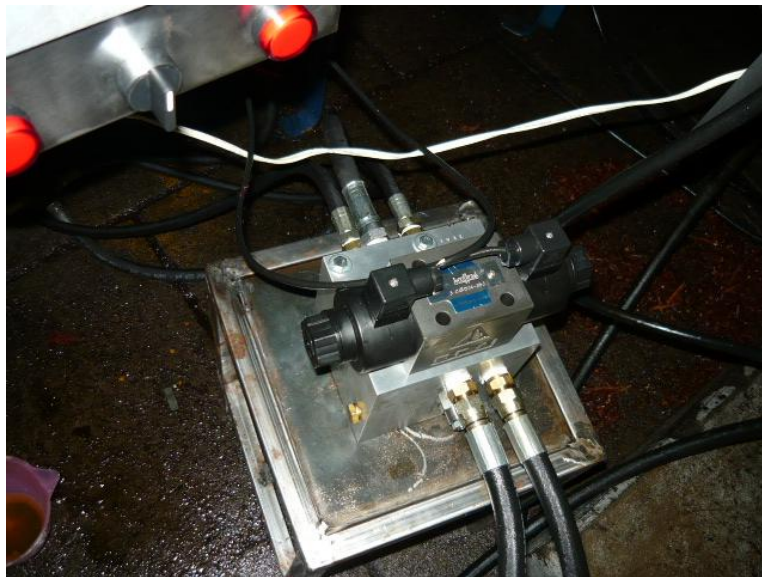


Figura 88. Manifold Instalado en el banco.

Fuente: Autores.



Figura 89. Plataforma para el banco de pruebas.

Fuente: Autores.



Figura 90. Estructura para soportar la plataforma y la carga.

Fuente: Autores.

## 8. PRUEBAS

Las pruebas que se realizaron fueron: medición de presión a través del circuito hidráulico para las diferentes configuraciones, subida y bajada. A continuación se muestra el accionamiento de la plataforma desde el panel de control y las mediciones marcadas por los manómetros ubicados en diferentes posiciones que indicaran las caídas de presión que ocurren a través del circuito.

### 8.1. ACCIONAMIENTO A NIVEL DE PRESIÓN BAJO (@ 400 PSI)

El banco de pruebas dispone de 3 niveles de presión, para esta prueba se acciona a un nivel de presión de 400 PSI otorgado por la válvula de seguridad con la que cuenta el laboratorio.



Figura 91. Prueba a 400 PSI.

Fuente: Autores.

Se observa que la plataforma asciende y desciende a una velocidad relativamente baja y se sincronizan los cilindros sin ningún desbalanceo.

## 8.2. ACCIONAMIENTO A NIVEL DE PRESIÓN MEDIO (@ 1000 PSI)

El siguiente nivel de presión en el que se puede colocar en funcionamiento la plataforma es en el de 1000 psi, el cual es otorgado por la válvula de seguridad con la que cuenta el banco del laboratorio.

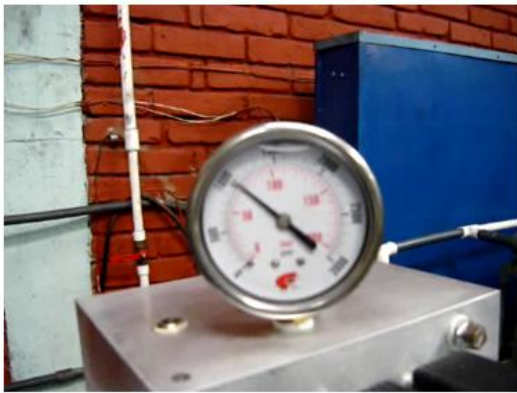


Figura 92. Prueba a 1000 PSI.

Fuente: Autores.

En esta prueba se observa que la plataforma mantiene su nivel de sincronización y balanceo, y también se puede notar un leve aumento en la velocidad de ascenso y descenso.

### 8.3. ACCIONAMIENTO A NIVEL DE PRESIÓN ALTO (@ 1800 PSI)

Por último, se puede trabajar con el nivel de presión más alto que está disponible gracias a la válvula de seguridad para accionar la plataforma y así terminar con las pruebas para entregar el banco funcionando sin ningún tipo de inconveniente.



Figura 93. Prueba a 1800 PSI.

Fuente: Autores.

En esta prueba se observa que en el ascenso de la carga se registra una caída de presión de 1100 PSI. Esto es debido a que la carga y las pérdidas durante el ascenso imponen el valor de la presión, por lo tanto se está desperdiciando energía y es ineficiente el uso de la plataforma con este nivel de presión.



Figura 94. Caída de presión.

Fuente: Autores.

#### **8.4. CARACTERIZACIÓN DEL MANIFOLD PARA CONTRABALANCE**

Descripción: MANIFOLD CON UNA VÁLVULA DIRECCIONAL Y CARTUCHOS DE FRENADO Y DIVISORA.

Tipo: DE CARTUCHO PARA ROSCAR.

Material del manifold: DURALUMINIO.

Dimensiones: (127 × 130 × 150) mm

Peso del manifold: 7 Kg

Máxima entrada de flujo: 6.5 gpm (26 L/min)

Presión de trabajo: 1800 psi (130 bar).

Presión máxima de operación: 5000 psi (350 bar).

Máximo caudal de fuga: 0.0066 gpm (25 cm<sup>3</sup>/min).

Alimentación del solenoide: 110 AC

Temperatura máxima del aceite: 54°C

## 9. COSTO DEL PROYECTO

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

<i>DESCRIPCIÓN</i>	<i>VALOR</i>
Válvulas de cartucho	750000
Válvula direccional	570000
Gastos de envío de mercancía	280000
Material del Manifold	340000
Mecanizado del Manifold	700000
Racores, Mangueras, Tapones, etc.	250000
Acero Estructural	200000
Concreto	190000
Láminas de acero	250000
Papelería	120000
Otros	100000
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 3'750.000</b>

Tabla 10. Costos.

Fuente: Autores.

## 10. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

- ❖ Se deduce a través de las simulaciones de diseño realizadas en SolidWorks, SolidWorks Simulation y SolidWorks Flow Simulation, que el análisis teórico (cálculo de esfuerzos, factor de seguridad y régimen de flujo) para el manifold, proporciona una buena aproximación del comportamiento real de la válvula. Lo que asegura un buen diseño del mismo.
- ❖ La manufactura del manifold fue factor importante en el tiempo de desarrollo del proyecto, debido a que en el medio es complicado tener acceso a las máquinas y herramientas con las tolerancias recomendadas por el fabricante. Además para este trabajo se requiere de operarios técnicos altamente calificados, lo que produce un elevado costo en el proceso de mecanizado.
- ❖ Se dotó el laboratorio de sistemas oleoneumáticos de un banco de pruebas para la práctica de la sincronización de cilindros hidráulicos mediante la construcción de un manifold y una estructura apta para este tipo de operaciones en el ámbito académico.
- ❖ Su peso de 7 Kg y su tamaño reducido (127 × 130 × 160 mm), permitieron que se tuviera una buena estabilidad dimensional, los taladrados que se realizaron al bloque lograron una mejor configuración en la disposición de las mangueras, donde se utilizaron sólo 2 caras del bloque, por un lado la de Presión y Tanque, y por otro, las mangueras de salida y retorno desde y hacia los cilindros.

## BIBLIOGRAFÍA

EATON HYDRAULICS. Product Literature Library [on line]. s./.. Eaton Corporation, 5 January 2011 [Cited 15 February 2011]. Available from Internet: [http://www.eatonhydraulics.com/products/cylinder\\_main.htm](http://www.eatonhydraulics.com/products/cylinder_main.htm)

GONÁLEZ HERRERA, Luis F. y ARTEAGA ZAFRA, Pablo E. Manifold para Válvula Reguladora de Caudal con Presión Compensada en Paralelo o Tipo Derivación con Válvula de Seguridad Incorporada Venteable: Diseño y Construcción. Bucaramanga (Colombia), 2010, 172 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.

HEISERMAN, David L. Basic Hydraulics [on line]. Version 2.0 Westerville (Ohio-USA): SweetHeaven Publishing Services, 2001 [cited 5 March 2011]. Available from Internet: <http://www.edgeroamer.com/sweethaven/mechanics/hydraulics01/>

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, 120 p.

PARKER. Parker Hannifin: Manifolds. [On line]. Cleveland- USA. [Cited 10 February 2011]. Available from internet: <http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.14ecfc66e7a40c1af8500f199420d1ca/?vgnextoid=43cb5242ade5c110VgnVCM10000032a71dacRCRD&vgnnextf mt=default&Keyword=MANIFOLDS&Wtky=MANIFOLDS>

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

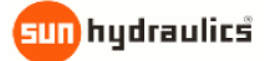
SUN HYDRAULICS. Sun Hydraulics Corporation: Cartridge. [On line]. Sarasota Florida - USA. [Cited 12 December 2010]. Available from Internet: [http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/cartridges.aspx?lang\\_id=1&Cat\\_Level\\_0=1&Cat\\_Level\\_1=2](http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/cartridges.aspx?lang_id=1&Cat_Level_0=1&Cat_Level_1=2)

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Dimensioning and Tolerancing. ASME Y14.5M-1994, New York. 1982, 236 p.

VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial. 935100-A. Barcelona. EDITORIAL BLUME. 328 p.

## **ANEXOS**

## Anexo A. Válvula Divisora de caudal



### High accuracy synchronizing, flow divider-combiner valve

Capacity:  
3 - 15 gpm (12 - 60 L/min.)

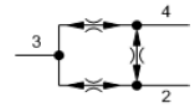
Functional Group:

Products : Cartridges : Flow Divider : Divider/Combiner : Synchronizing - High Accuracy

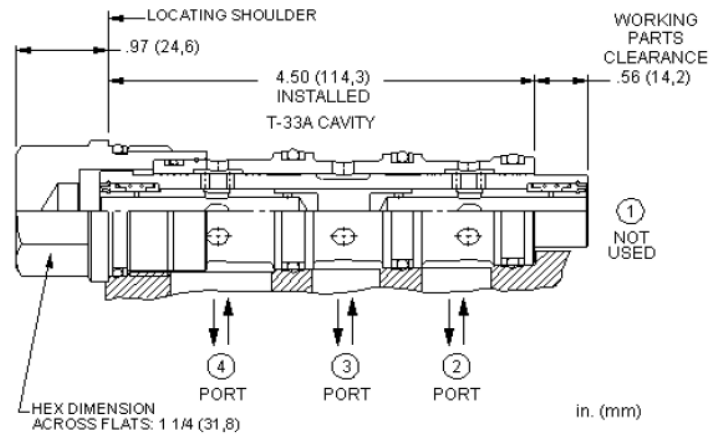
Model:  
FSER-XAN

#### Product Description

High accuracy, synchronizing flow divider/combiners are sliding-spool, pressure-compensated devices used to split flow in one direction and combine flow in the opposite direction. With a synchronizing feature, these valves can be used to allow two hydraulic cylinders to fully stroke and synchronize at the end of the stroke. When the first cylinder has reached the end of its stroke, a pressure-compensated, reduced flow is metered to or from the second cylinder until it also reaches the end of its stroke.



[Download](#)



#### Technical Features

- Operating characteristics cause the leg of the circuit with the greatest load to receive the higher percentage of flow in dividing mode. If a rigid mechanism is used to tie actuators together, the lead actuator may pull the lagging actuator and cause it to cavitate.
- In combining mode, compensating characteristics will cause the leg of the circuit with the lowest load to receive the higher percentage of flow. If a synchronizing feature is not included, an additive accuracy error will be experienced with each full stroke of the actuator.
- In applications involving rigid mechanisms between multiple actuators, operating inaccuracy will cause the eventual lock-up of the system. If the mechanical structure is not designed to allow for the operating inaccuracy inherent in the valve, damage may occur.
- In motor circuits, rigid frames or mechanisms that tie motors together, and/or complete mechanical synchronized motion of the output shaft of the motors, either by wheels to the pavement or sprockets to conveyors, will contribute to cavitation, lock-up and/or pressure intensification.
- Variations in speed and lock-up can be attributed to differences in motor displacement, motor leakage, wheel diameter variance and friction of wheels on the driving surface.
- Extreme pressure intensification can occur on multiple wheel drive vehicles.
- The synchronizing feature provides bi-directional static error correction.
- Synchronization flow is approximately 15% of minimum rated input flow.
- Divisional and combining accuracy are equal.
- The synchronizing feature only comes into play when any one of the 3 ports is blocked. At that time, flow may occur between the other two ports.
- Below the minimum flow rating there is not enough flow for the valve to modulate. It is effectively a tee. If flow starts at zero and rises, there will be no dividing or combining control until the flow reaches the minimum rating.
- All flow divider and divider/combiner cartridges are physically interchangeable (i.e. same flow path, same cavity for a given frame size).
- 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-33A
Capacity		3 - 15 gpm	12 - 60 L/min.
Divisional Accuracy at Max Input Flow		50% ±1.5%	
Divisional Accuracy at Minimum Input Flow		50% ±2.5%	
Maximum Operating Pressure		5000 psi	350 bar
Pressure Drop at Maximum Rated Input Flow		350 psi	30 bar
Pressure Drop at Minimum Rated Input Flow		15 psi	1 bar
Series (from Cavity)		Series 3	
Valve Hex Size		1 1/4 in.	31,8 mm
Valve Installation Torque		150 - 160 lbf ft	200 - 215 Nm
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-033-007	
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-033-006	
Model Weight		1.44 lb.	0.65 kg.

Split	Input Flow		Rated Accuracy	Maximum Possible Flow Variation
50:50	Max Rated	15 gpm	±2%	7.2 - 7.8 gpm
		60 L/min		28,8 - 31,2 L/min
	Min rated	3 gpm	±3%	1.41 - 1.59 gpm
		12 L/min		5,6 - 6,4 L/min
<b>Synchronizing Flow</b>				90 - 1.75 gpm 3,4 - 6,6 L/min

The maximum possible variation is at 5000 psi (350 bar) differential between legs with the high pressure leg being the higher flow in dividing mode and the lower flow in combining mode.

## FSER-XAN

**\$283.10**

Recommended List Price

Control		Flow Split		Seal Material	
X Not Adjustable	+0.00	A 50/50	+0.00	N Buna-N	+0.00

| | | | |

Copyright © 2009-2010 Sun Hydraulics Corporation. All rights reserved.  
[Terms and Conditions](#) - [ISO Certification](#) - [Statement of Privacy](#)

## Anexo B. Válvula de Contrabalance



### 3:1 pilot ratio, standard capacity counterbalance valve

Capacity:  
15 gpm (60 L/min.)

Functional Group:

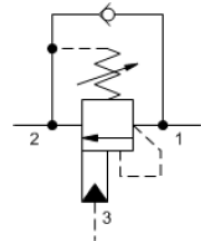
Products : Cartridges : Counterbalance : 3-Port Non-vented : Standard, 3:1 Pilot Ratio

Model:  
CBCA-LHN

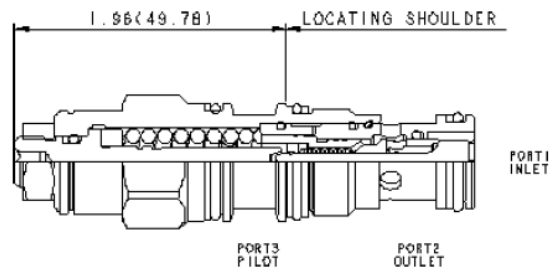
#### Product Description

Counterbalance valves with pilot assist are meant to control an overrunning load. The check valve allows free flow from the directional valve (port 2) to the load (port 1) while a direct-acting, pilot-assisted relief valve controls flow from port 1 to port 2. Pilot assist at port 3 lowers the effective setting of the relief valve at a rate determined by the pilot ratio.

Other names for this valve include motion control valve and over center valve.



[Download](#)



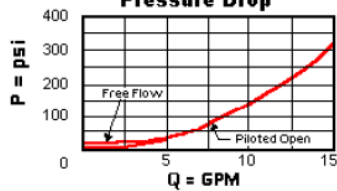
#### Technical Features

- Counterbalance valves should be set at least 1.3 times the maximum load induced pressure.
- Turn adjustment clockwise to decrease setting and release load.
- Full clockwise setting is less than 200 psi (14 bar).
- Backpressure at port 2 adds to the effective relief setting at a ratio of 1 plus the pilot ratio times the backpressure.
- Reseat exceeds 85% of set pressure when the valve is standard set. Settings lower than the standard set pressure may result in lower reseat percentages.
- Sun counterbalance cartridges can be installed directly into a cavity machined in an actuator housing for added protection and improved stiffness in the circuit.
- Two check valve cracking pressures are available. Use the 25 psi (1,7 bar) check unless actuator cavitation is a concern.
- This valve does not have positive seals on the pilot section and will pass up to 2 in<sup>3</sup>/min. @1000 psi (32 cc/min. @70 bar ) between port 2 and port 3. This is a consideration in master-slave circuits and in the leak testing of valve-cylinder assemblies.
- All 3-port counterbalance, load control, and pilot-to-open check cartridges are physically interchangeable (i.e. same flow path, same cavity for a given frame size).
- Corrosion resistant cartridge valves are intended for use in corrosive environments and are identified by the model code suffix /AP (see Option Selection below). External parts are made from stainless steel with titanium or brass components, where applicable. Internal parts are made from carbon steel leaded alloy, the same as standard valves. For further details, please see the Materials of Construction page.
- 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.

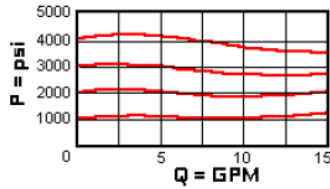
**Technical Data**

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-11A
Capacity	15 gpm	60 L/min.
Pilot Ratio		3:1
Maximum Recommended Load Pressure at Maximum Setting	3075 psi	215 bar
Maximum Setting	4000 psi	280 bar
Adjustment - Number of Counterclockwise Turns to Increase Setting		3.75
Factory Pressure Settings Established at	2 in <sup>3</sup> /min.	30 cc/min.
Maximum Valve Leakage at Reseat	5 drops/min.	0,3 cc/min.
Series (from Cavity)		Series 1
Reseat		>85% of Set Pressure
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft	40 - 50 Nm
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.	4 mm
Adjustment Locknut/Cap Hex Size	9/16 in.	15 mm
Adjustment Nut Torque	80 - 90 lbf in.	9 - 10 Nm
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-011-007
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-011-006
Model Weight	0.34 lb.	0.15 kg.

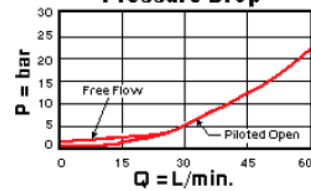
**Free Flow and Piloted Open Pressure Drop**



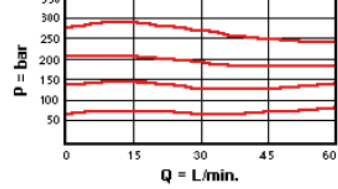
**Typical Relief Characteristics**



**Free Flow and Piloted Open Pressure Drop**



**Typical Relief Characteristics**



**CBCA-LHN**

**\$47.00**

Recommended List Price

Control	Functional Setting Range	Seal Material	Material/Coating Modifier
L Standard Screw Adjustment	+0.00 H 1000 - 4000 psi w/25 psi Check (70 - 280 bar w/1,7 bar Check), 3000 psi (210 bar) Standard Setting	N Buna-N	/AP Stainless Steel, Passivated Control:L +188.00

*Our stainless product line is growing! If you are interested in a stainless option for this model which is not shown please contact Sun.*

## Anexo C. Válvula Direccional centro punto flotante



### SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL VALVE

SWH-G03 SERIES

#### SPECIFICATIONS

MAXIMUM OPERATING PRESSURE	315 kgf/cm <sup>2</sup> (4500 PSI)
MAXIMUM FLOW CAPACITY	120 LPM (32 GPM)
MAXIMUM TANK LINE BACK PRESSURE	160 kgf/cm <sup>2</sup> (2350 PSI)
MAXIMUM FREQUENCIES OF OPERATION	240 CPM
RECOMMENDED FILTRATION	25 Micron
HYDRAULIC FLUIDS	Mineral oil, recommendation temperature 0-55°C Max. temperature range -25°C ~ 90°C Viscosity 10-400 cSt

#### SOLENOID RATINGS

ELECTRIC SOURCE	COIL TYPE	VOLTAGE (V)			CURRENT & POWER AT RATED VOLTAGE		
		SOURCE RATED	Hz	RANGE	IN-RUSH CURRENT (A)	HOLDING CURRENT (A)	WATTAGE
A.C.	A110	AC100V	50	90-110	4.79	0.86	31
		AC100V	60	90-115	3.71	0.62	23
		AC110V		99-126	4.2	0.74	32
	A120	AC110V	50	99-121	4.29	0.78	30
		AC120V	60	108-138	3.99	0.70	32
	A220	AC200V	50	180-220	2.31	0.42	30
		AC200V	60	180-220	1.87	0.31	23
		AC220V		198-253	2.05	0.36	32
	A240	AC220V	50	198-242	2.04	0.37	29
		AC240V	60	216-274	1.88	0.33	32
	R110	AC110V	50/60	99-126	0.47	0.47	46
		AC220V	50/60	198-253	0.24	0.24	46
D.C.	D12	DC12V	10.8-13.2		2.58	2.58	32
	D24	DC24V	21.6-26.4		1.33	1.33	32

#### TECHNICAL DATA:

- Solenoid can be used within - 10% to + 10% of the rated voltage of the coil.
- Withstand voltage 1500 v/sec.
- Insulation resistance over 100MΩ.

#### ACCESSORIES:

- Mounting bolt kits are supplied with valve socket head cap screws M 6 x 35L 4 pieces (1/4"-20UNC x 1 3/8" L) for tightening torque 120-150 kgf-cm. (104-130 lbs-ib)
- O-ring AS568-0145 pieces.

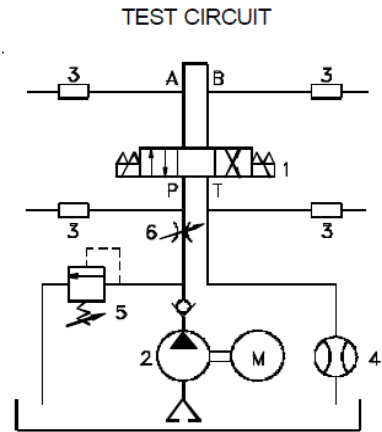
### PRESSURE DROP AND PERFORMANCE CURVES

#### TEST SYSTEM

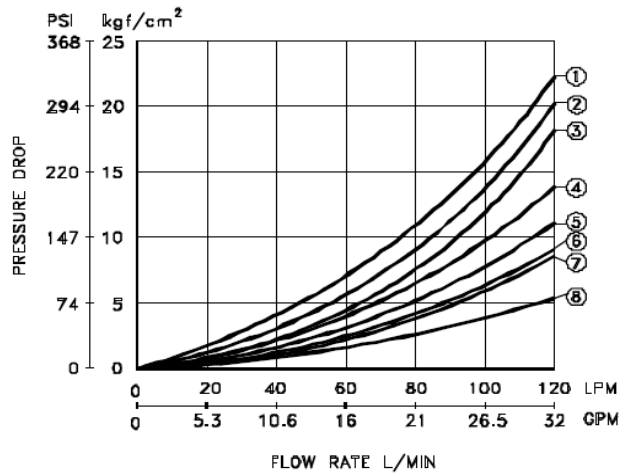
1. Testing Valve
2. Pump
3. Pressure Sensor
4. Flow Sensor
5. Relief Valve
6. Throttle Valve

#### TEST CONDITIONS

Pressure: 70kgf/cm<sup>2</sup>(1000PSI)  
 Flow Rate: 140 LPM (370GPM)  
 Viscosity: 35 cSt



#### PERFORMANCE CURVES



SPOOL TYPE	Pressure Drop Curve Number				
	P=A	B=T	P=B	A=T	P=T
C2	6	6	6	6	-
C3	7	7	7	7	5
C4	6	7	6	7	-
C40	6	7	6	7	-
C5	5	2	2	5	8
C6	2	2	2	2	5
C60	1	1	1	1	4
C7	7	6	7	6	-
C8	6	6	6	7	-
C9	7	6	6	6	-
B2	2	2	6	6	-
B3	3	3	6	6	-
B20	5	-	5	-	-
B2S	6	6	2	2	-
B3S	6	6	3	3	-
B20S	5	-	5	-	-

#### CONTRAST CHART BETWEEN FACTORS AND VISCOSITIES

	CST	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	SSU		77	98	141	186	232	278	324	371	417
FACTOR(G <sup>'</sup> )		0.81	0.87	0.96	1.03	1.09	1.14	1.19	1.23	1.27	1.30

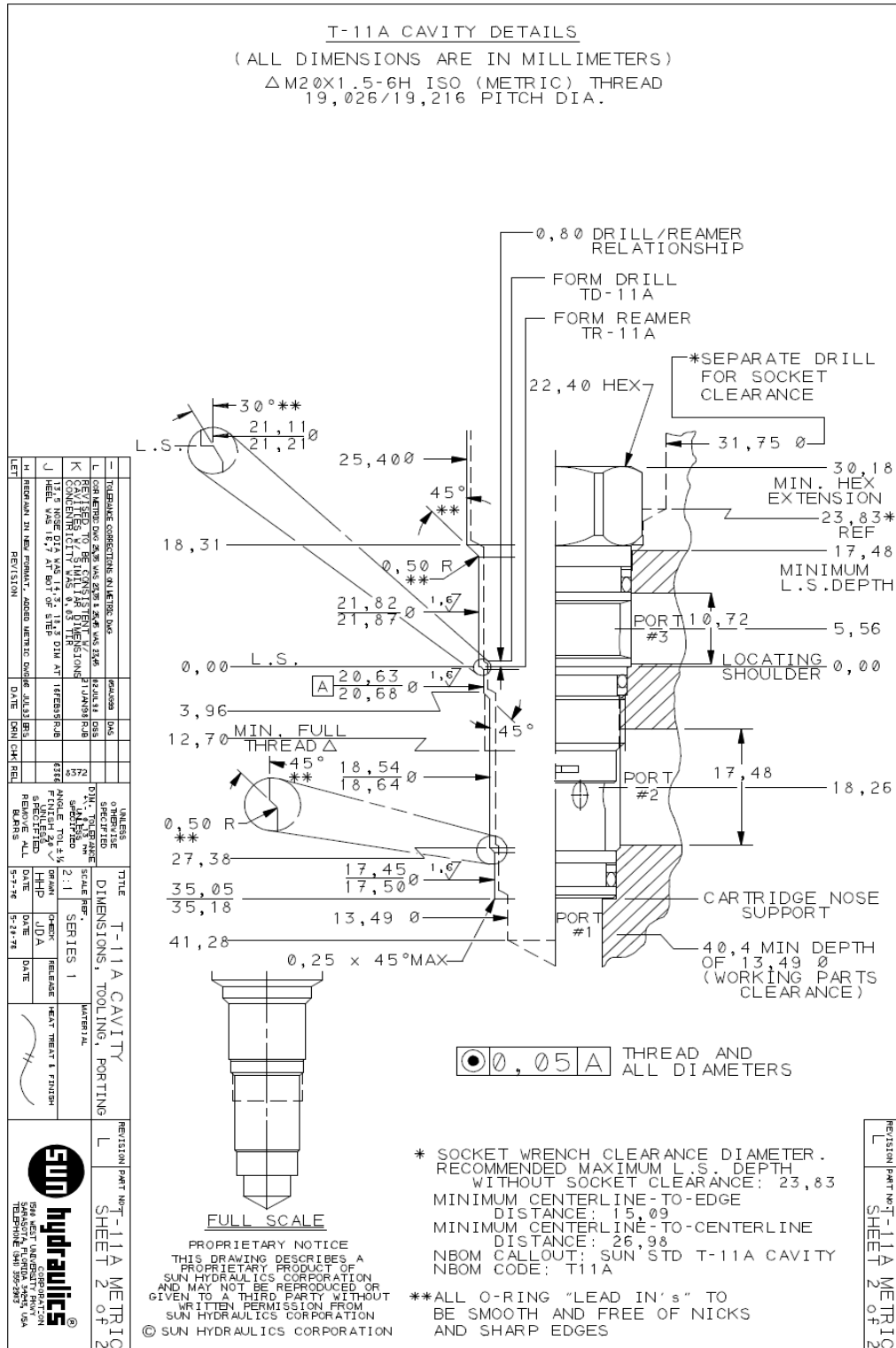
The pressure drop ( $\Delta P'$ ) can be obtained from the formula

$$\Delta P' = \Delta P (G' / 0.85)$$

for other specific gravity (G')



# Anexo E. Plano Cavity válvula Contrabalance



## Anexo F. Propiedades del Duraluminio tabla SolidWorks 2011

The screenshot shows the 'Material' dialog box in SolidWorks 2011. The '7050-T7651' material is selected in the left-hand tree. The right-hand pane displays the 'Propiedades' (Properties) tab, which includes a warning that materials in the default library cannot be edited and must be copied to a user-defined library. Below this, several configuration options are shown, including 'Tipo de modelo' (Isotrópico elástico lineal), 'Unidades' (SI - N/mm<sup>2</sup> (MPa)), 'Categoría' (Aleaciones de aluminio), 'Nombre' (7050-T7651), 'Criterio de fallos predeterminado' (Tensión de von Mises máx.), and 'Sostenibilidad' (Definido).

At the bottom of the dialog is a table of material properties:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo de elasticidad en X	72000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson en XY	0.33	N/D
Módulo cortante en XY	26900	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	2830	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción en X	550	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión en X		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	490	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica en X	2.36e-005	/K
Conductividad térmica en X	153	W/(m·K)
Calor específico	860	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Buttons at the bottom of the dialog include 'Aplicar', 'Cerrar', 'Guardar', 'Config...', and 'Ayuda'.

## Anexo G. Propiedades del aceite hidráulico

### 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 Mtira 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

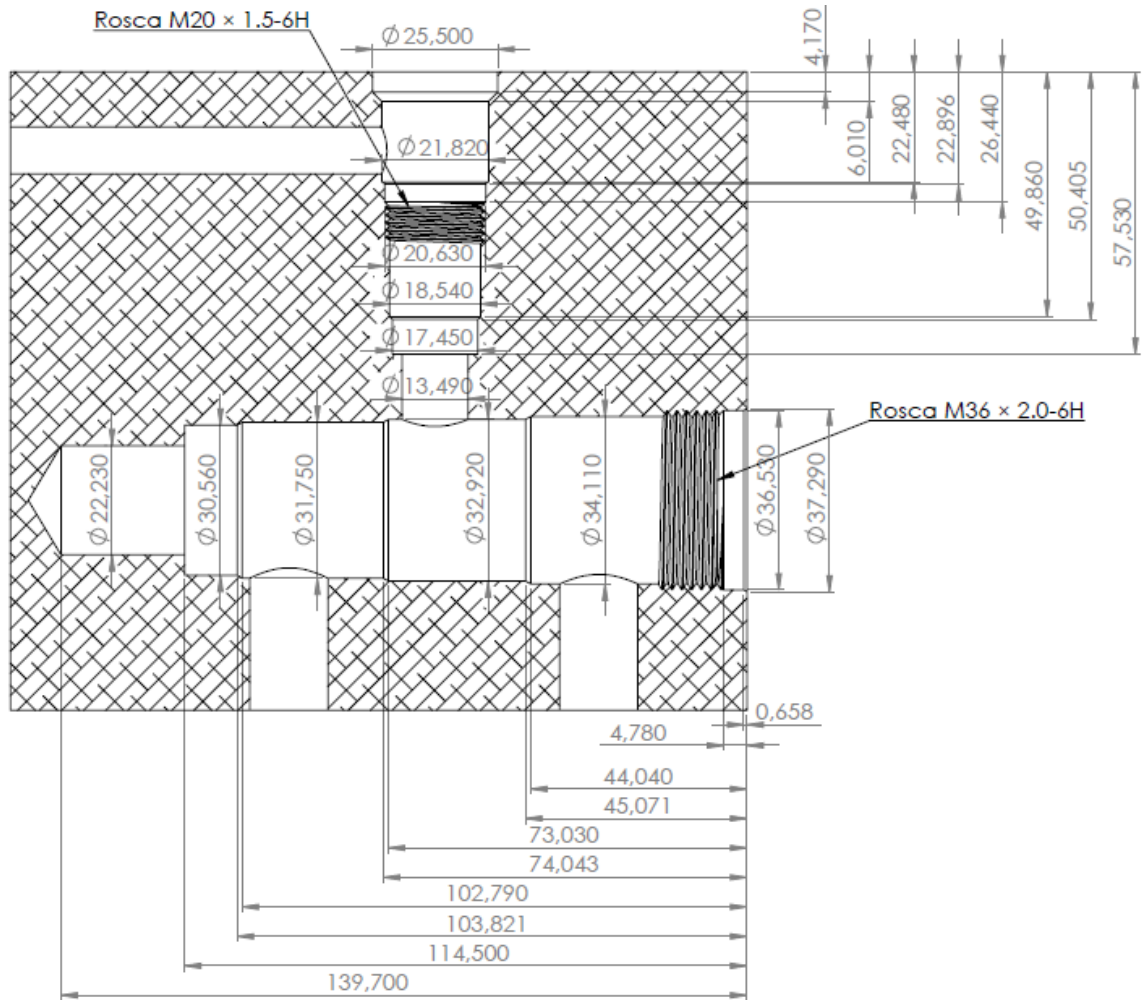
Los aceites Shell Tellus T no presentan ningún riesgo significativo para la salud o la seguridad cuando se usan apropiadamente en la aplicación recomendada y se mantienen buenos estándares de higiene industrial y personal.

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	T22	T37	T46	T68
<b>Clase de Aceite ISO</b>	HV	HV	HV	HV
<b>Grado de Viscosidad ISO</b>	22		46	68
<b>Viscosidad Cinemática</b> @ 40°C cSt 100°C cSt (IP 71)	22 4.9	37 6.9	46 9.0	68 11.0
<b>Índice de Viscosidad</b> (IP 226)	150	150	150	150
<b>Densidad @ 15°C kg/l</b> (IP 365)	0.870	0.872	0.874	0.875
<b>Punto de Inflamación °C</b> (Pensky-Martens Closed Cup) (IP 34)	150	185	180	185
<b>Punto de Fluidez °C (IP 15)</b>	-40	-39	-39	-36

## ANEXO H. Plano del manifold para las Cavities de los cartuchos



## ANEXO I. Soldadura West Arco E7018

# WIZ 18 S



### ELECTRODOS PARA SOLDAR ACEROS AL CARBONO

IDENTIFICACIÓN : WEST ARCO E7018 S  
CLASIFICACIÓN : AWS E7018  
ESPECIFICACIÓN : AWS A5.1, NTC 2191, ASME SFA5.1  
APROBADO : ABS (Grado 3H, 3Y), Lloyd's (Grado 3)

#### CARACTERÍSTICAS SOBRESALIENTES

El WIZ 18 S es un electrodo cuyo revestimiento es de tipo básico, bajo hidrógeno, para ser utilizado con corriente directa, polaridad positiva (+) o con corriente alterna (78 OCV mínimo). Debido al polvo de hierro, tiene una alta tasa de deposición y bajas pérdidas por salpicaduras. Su extremo de arco grafitizado le da un excelente encendido. El depósito de soldadura da una excelente calidad radiográfica.

#### APLICACIONES TÍPICAS

Se utiliza para soldaduras de acero al carbono de hasta 70.000 lbs/pulg<sup>2</sup> de resistencia a la tensión, en aplicaciones en estructuras, tuberías y tanques a presión, calderas, vagones de ferrocarril, etc.

#### RECOMENDACIONES PARA SU APLICACIÓN

Al soldar con WIZ 18 S se debe mantener un arco corto, evitando movimientos bruscos del electrodo. Al usar corriente alterna, el transformador debe tener por lo menos 78V en vacío. En posiciones diferentes a la planta deben utilizarse electrodos de 5/32" (4mm) ó de menor diámetro.

#### PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO

Resistencia a la tracción:	51 - 59 Kg/mm <sup>2</sup> (72 - 84 Ksi)
Límite de fluencia:	43 - 51 Kg/mm <sup>2</sup> (62 - 72 Ksi)
Elongación:	24 - 36%
Resistencia al impacto Charpy en V a -29°C:	70 joules.

NOTA: Ensayos realizados según AWS A5.1

#### COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA DEL METAL DEPOSITADO

Carbono	0.05 - 0.10%	Manganeso	1.00 - 1.40%
Silicio	0.40 - 0.65%	Fósforo	0.035% máx.
Azufre	0.035% máx.		

DIMENSIÓN	AMPERAJES RECOMENDADOS
2.4 X 300 mm (3/32")	70 - 100 A
2.4 X 350 mm (3/32")	70 - 100 A
3.2 X 350 mm (1/8")	100 - 145 A
3.2 X 450 mm (1/8")	100 - 145 A
4.0 X 350 mm (5/32")	135 - 200 A
4.0 X 450 mm (5/32")	135 - 200 A
4.8 X 350 mm (3/16")	170 - 270 A
4.8 X 450 mm (3/16")	170 - 270 A
6.4 X 450 mm (1/4")	240 - 400 A

EMPAQUE: Caja de 20 Kg peso neto.

Ver recomendaciones de almacenamiento al final del catálogo.