

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD PARA LA PLATAFORMA EN
VOLADIZO DEL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA (SEGUNDA FASE)**

JEFFERSON AUGUSTO BARRIOS MARTÍNEZ

HERNÁN LEONARDO DURÁN GÓMEZ

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

2011

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD PARA LA PLATAFORMA EN
VOLADIZO DEL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA (SEGUNDA FASE)**

JEFFERSON AUGUSTO BARRIOS MARTÍNEZ

HERNÁN LEONARDO DURÁN GÓMEZ

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

Director

ABEL PARADA CORRALES

Ingeniero Mecánico

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

2011

Dedicatoria

Quiero dedicar a una persona que aunque no esté a mi lado desde hace muchos años, representa una fuerza incalculable que me impulsa a ver el futuro con esperanza y alegría.

Gracias padre por todo lo que me enseñaste.

A mi madre que me brindó la oportunidad de alcanzar este logro, que me enseñó a nunca desfallecer.

A mi compañera de camino Gloria que me da la fortaleza necesaria para creer, soñar y amar.

*A mis maestros que forjaron en mí el profesional que soy.
A los pocos amigos que me brindaron la oportunidad de compartir desinteresadamente.*

Jefferson A. Barrios Martínez

DEDICATORIA

*A mi madre, Tílcia Gómez, por el apoyo incondicional en todos estos años
de formación.*

A Paola Andrea Nigrinis, mi compañera de viaje.

HERNÁN LEONARDO DURÁN GÓMEZ

AGRADECIMIENTOS

Es nuestro deseo agradecer, en primera instancia a nuestros padres, hermanos, pues han brindado a nuestra vida toda la fortaleza que hemos necesitado.

Agradecemos también a nuestros profesores de carrera, que contribuyeron constantemente a nuestra formación académica. Especial agradecimiento brindamos a nuestro director de tesis, Abel Parada Corrales ya que sus palabras de aliento y de positivismo, brindaron la confianza que tanto necesitábamos.

Finalmente, damos gracias a todas las personas que a través de sus palabras animaron a los autores a llevar a cabo este trabajo, y que nos han apoyado incondicionalmente. Esto es para ustedes.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	21
1. OBJETIVOS	23
1.1. OBJETIVO GENERAL.....	23
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	23
2. CONTROL DE PRESIÓN	24
2.1 VÁLVULA DE FRENADO.....	26
2.1.2. Como funciona una válvula de frenado:	26
2.1.3. Válvulas de frenado en un circuito	27
2.2 VÁLVULA ANTIRRETORNO	28
2.2.1 Función	28
2.2.2 Funcionamiento.....	28
2.2.3 Válvulas antiretorno en un circuito	28
3. CONTROL DIRECCIONAL.....	30
3.1 VÁLVULAS TIPO CORREDERA.....	30
3.2 CENTRO TÁNDEM.....	32
3.3 CENTRO PUNTO FLOTANTE	33
4. VÁLVULAS DE CARTUCHO	34
4.1 VENTAJAS	34
4.2 FUNCIONAMIENTO DE LAS VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA INSERTAR.....	35
4.3 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR	36
4.3.1. Características.	36
4.4 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESIÓN	36
4.4.1. Válvulas de seguridad	36
4.4.2. Válvulas reductoras y de seguridad	37
4.4.3. Válvula de secuencia.....	38
4.4.4. Válvula de descarga	39
5. DISEÑO DEL MANIFOLD	41
5.1 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN.....	41

5.2 SELECCIÓN DE LAS VÁLVULAS	43
5.2.1 Válvula de frenado con antiretorno incluida.....	43
5.2.2 Válvula OR.....	44
5.3 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL 1 CETOP 5.....	45
5.4 CONEXIONES INTERNAS EN EL MANIFOLD	47
5.4.1 Conexión puerto bomba – Puerto P Direccional 1.....	47
5.4.2 Conexión puerto 1 válvula frenado – Puerto A válvula Dir. 2 – Puerto A1	48
5.4.3 Conexión puerto 1 válvula frenado – Puerto A válvula Dir. 2 – Puerto A1	49
5.4.4 Conexión puerto C1 válvula – Puerto T válvula Dir. 2.....	50
5.4.5 Conexión puerto A2– Puerto B válvula Dir. 2 - Puerto B válvula Dir. 1 – Puerto 3 Válvula de frenado – puerto 2 válvula OR.....	51
5.5 DETERMINACIÓN DEL RÉGIMEN DE FLUJO	52
5.5.1 Circuito detallado de posición más crítica de flujo, subiendo en serie	55
5.5.2 De Punto 1 (entrada de presión al manifold) al punto 2 (entrada al válvula cetop5 control arriba -abajo)	56
5.5.3 De la válvula cetop 5 al puerto 2 de la válvula de cartucho de contrabalance (del puerto 2 al puerto 1 del cartucho es el paso por el antiretorno)	57
5.5.5 De la salida del motor 1 a la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de tanque (T).....	60
5.5.6 De la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de presión (P) a la entrada del motor 2.	61
5.5.7 De la salida del motor 2 a la válvula direccional cetop 5 centro punto flotante en el puerto B.....	62
5.6 CAÍDA TOTAL DE PRESIÓN POR EL PASO EN EL MANIFOLD.....	64
5.7 SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL MANIFOLD	67
5.8 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD	70
5.9 PUNTOS CRÍTICOS DE LA VÁLVULA DE SEGURIDAD	71
5.9.1 Punto crítico 1.....	72
5.9.2 Punto crítico 2.....	73
5.10 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE).....	74
5.10.1 Enmallado del manifold.....	75
5.10.2 Presión aplicada a las superficies internas.....	75

5.10.3	Análisis de esfuerzos sobre el manifold.....	76
5.10.4	Factor de seguridad en el manifold.....	77
5.10.5	desplazamientos y deformaciones unitarias.	78
5.11	ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)	80
6.	MONTAJE	83
7.	PRUEBAS	87
7.1	Ascenso en paralelo (Carga de 8 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u)	88
7.2	Descenso en paralelo	91
7.3	Ascenso en serie (CON LA MITAD DE LA CARGA)	93
7.4	Descenso en serie	94
8.	COSTO DEL PROYECTO	96
	CONCLUSIONES.....	97
	BIBLIOGRAFÍA.....	98
	ANEXOS.....	100

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 Válvulas de frenado en un circuito	27
Fig. 2 Uso de una válvula antiretorno utilizada como derivación	28
Fig. 3 Uso de una válvula antiretorno utilizada como aislador	29
Fig. 4 Válvula de control direccional	31
Fig. 5 Válvula de control direccional	31
Fig. 6 Símbolo de válvula de control direccional centro tándem	32
Fig. 7 Corte transversal de válvula de control direccional centro tándem	32
Fig. 8 Símbolo de válvula de control direccional centro punto flotante	33
Fig. 9 Corte transversal de válvula de control direccional centro punto flotante	33
Fig. 10 Construcción de válvula de cartucho	35
Fig. 11 Válvula de seguridad de mando directo	37
Fig. 12 Válvula de seguridad pilotada	38
Fig. 13 Válvula reductora y de seguridad de mando directo	39
Fig. 14 Válvula de secuencia	40
Fig. 15 Válvula de descarga con pilotaje externo.....	40
Fig. 16 Circuito a implementar	42
Fig. 17 Válvula de frenado con antiretorno incluida. CBDA-LHN.....	44
Fig. 18 Válvula OR CSAA-EXN.....	45
Fig. 19 Pérdidas Cetop 3	46
Fig. 20 Pérdidas Cetop 5	46
Fig. 21 Conexión puerto bomba – Puerto P Direccional 1	47
Fig. 22 Conexión puerto A Direccional 1 – Puerto 1 válvula OR – Puerto 2 válvula frenado	48
Fig. 23 Conexión puerto 1 válvula frenado – Puerto A válvula Dir. 2 – Puerto A1 ..	49
Fig. 24 Conexión puerto C1 válvula – Puerto T válvula Dir. 2.....	50
Fig. 25 Conexión puerto A2– Puerto B válvula Dir. 2 - Puerto B válvula Dir. 1 – Puerto 3 Válvula de frenado – puerto 2 válvula OR	51
Fig. 26 Circuito detallado de posición más crítica de flujo, subiendo en serie	55

Fig. 27 De Punto 1(entrada de presión al manifold) al punto 2 (entrada al válvula cetop5 control arriba -abajo)	56
Fig. 28 De la válvula cetop 5 al puerto 2 de la válvula de cartucho de contrabalance (del puerto 2 al puerto 1del cartucho es el paso por el antiretorno)	57
Fig. 29 Del puerto 1 de la válvula de cartucho de contrabalance a la entrada del motor1	59
Fig. 30 De la salida del motor 1 a la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de tanque (T)	60
Fig. 31 De la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de presión (P) a la entrada del motor 2.	61
Fig. 32 De la salida del motor 2 a la válvula direccional cetop 5 centro punto flotante en el puerto B.....	62
Fig. 33 Del puerto T de la válvula direccional cetop 5 centro punto flotante hasta la conexión a la manguera de tanque.	63
Fig. 34 Pérdidas paso por cartucho (Antirretorno) 2→1 = 25 psi	66
Fig. 35 Teoría determinación de pared gruesa.	70
Fig. 36 Conexión puerto 1 válvula frenado – puerto T Dir. 2.....	72
Fig. 37 Enmallado del manifold.....	75
Fig. 38 Presión aplicada a las superficies internas.	76
Fig. 39 Análisis de esfuerzos sobre el manifold	77
Fig. 40 Factor de seguridad en el manifold.....	78
Fig. 41 Desplazamientos en el manifold	79
Fig. 42 Deformaciones unitarias en el manifold	79
Fig. 43 Diagrama de ruta crítica del fluido.....	80
Fig. 44 Resultados de la simulación	81
Fig. 45 Válvula direccional CETOP 5 de dos posiciones cuatro vías centro tándem accionada por solenoide marca ATOS.	83
Fig. 46 Válvula direccional CETOP 5 de tres posiciones cuatro vías centro punto flotante accionada por solenoide marca TDZ.....	84
Fig. 47 Válvulas tipo cartucho de frenado y OR SUN HYDRAULICS	84
Fig. 48 Manifold mecanizado.	85
Fig. 49 Racores ½ in NPT a ¾ in y tapones de ¼ Y ½ NPT	85
Fig. 50 Conjunto manifold	86
Fig. 51 Panel de control	86
Fig. 52 Ascenso en paralelo.....	88
Fig. 53 Descenso en paralelo	91
Fig. 54 Ascenso en serie.....	93
Fig. 55 Descenso en serie	94

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Válvulas de control de presión	25
Tabla 2 Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 (Punto flotante) de P→A = 15 psi	65
Tabla 3 Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 (Tandem) de P→T = 35 psi...	65
Tabla 4 Pérdidas paso por la direccional 1 CETOP 5 de B→T = 27 psi	66
Tabla 5 Comparativa con otros materiales.....	68
Tabla 6 En función del espesor.....	68
Tabla 7 Propiedades físicas del Alumold	69
Tabla 8 Velocidades y Avances para el mecanizado del Alumold.	69
Tabla 9 Paralelo Ascenso	89
Tabla 10. Ascenso en paralelo (carga de 8 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u, más 2 bloques de 68 Kg. C/u).....	90
Tabla 11.Paralelo descenso carga de diseño 8 bloques de 40 kg cada uno	91
Tabla 12. Serie ascenso carga 4 bloques de 40 kg c/u	93
Tabla 13. Serie descenso carga 4 bloques de 40 kg c/u	94
Tabla 14. Costos.....	96

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A.VÁLVULA DIRECCIONAL ATOS DKE-DKER (CETOP 5)	101
ANEXO B TECNOLOGIA DE CARTUCHOS SUN HYDRAULICS.....	105
ANEXO C VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP	107
ANEXO D AVIDADES VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP.	110
ANEXO E VÁLVULA OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS CORP.....	111
ANEXO F CAVIDADES VÁLVULA DE OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS	112
ANEXO G ACEITE HIDRÁULICO SHELL TELLUS T	113
ANEXO H PROPIEDADES FÍSICAS DEL ALUMOLD	115
ANEXO I NOMOGRAMA LONGITUD EQUIVALENTE (PARA EL CALCULO DE PERDIDA DE CARGA).....	116
ANEXO J CIRCUITO LOGO	117
ANEXO K. INFORME DETALLADO SOLIDWORKS SIMULATION.	120

RESUMEN

Título: Diseño y construcción de un manifold para la plataforma en voladizo del laboratorio de potencia fluida (SEGUNDA FASE)*.

Autores: Jefferson Augusto Barrios Martínez

Hernán Leonardo Durán Gómez**.

Palabras claves: Manifold, bomba, hidráulica, tolerancia, circuito, manómetro, taraje, venteo.

En este documento se registrará el diseño de un dispositivo de control de potencia hidráulica básica para la velocidad de ascenso, la velocidad de descenso, el sostenimiento de la carga, el frenado de la carga de forma amortiguada y la elevación de la misma. Ahora bien, para realizar el diseño del manifold se tendrá en cuenta la posición real de los motores hidráulicos en la plataforma en voladizo. Para ello, se recurre en primera instancia a realizar las diferentes conexiones entre las válvulas en base al circuito hidráulico para el control de la plataforma, estas conexiones se realizaron teniendo en cuenta la reducción de conductos que posean una mínima cantidad de cruces a noventa grados. Todo esto se realizará con la finalidad de cumplir con las conexiones establecidas por el circuito hidráulico a implementar, el cual nos permite la conexión de dos motores en configuración serie o paralelo. Para el diseño de este manifold se requiere tener en cuenta diferentes conceptos entre los cuales cabe resaltar los de mecánica de materiales y de fluidos. Ya que ello, nos llevará a realizar un estudio por pérdidas por fricción en el transportes de fluidos en conductos cerrados, pérdidas de presión por cambios de área y restricciones, y estudio de pared gruesa. Dichos estudios se confrontarán con la implementación de las herramientas CAD y CAE como: Solid Works y Ansys Workbench.

* Trabajo de grado.

** Facultad de Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Abel Parada Corrales.

ABSTRAC

Title: Design and construction of a manifold for the platform cantilevered fluid power lab (SECOND PHASE)*.

Author: Jefferson Augusto Barrios Martínez
Hernán Leonardo Durán Gómez **.

Keywords: Manifold, pump, hydraulic, tolerance, circuit, gauge, tare, venting.

In the laboratory has a test (cantilever platform), which has a manifold that was designed and built with the objective of implementing this technology.

This document will record the design of a control device for basic fluid power of ascent speed, descent rate, sustaining the load, the braking load and elevation buffered form of it. Now, for manifold design will take into account the actual position of the hydraulic motors on the platform overhang.

This is done primarily used to make different connections between the valves based on the hydraulic circuit for controlling the platform, these connections are enhanced taking into account the reduction of ducts that have a minimal number of crossings at ninety degrees. All this will be done in order to comply with established connections to the hydraulic circuit to be implemented, which allows the connection of two motors in series or parallel configuration.

For the design of this manifold is required to consider different concepts among which highlight the mechanics of materials and fluids. Since this, we will conduct a study of frictional losses in the transport of fluids in closed conduits, pressure losses due to changes in area and restrictions, and thick-walled studio. These studies will be confronted with the implementation of CAD and CAE tools such as Solid Works and Ansys Worbench.

* Thesis.

** Faculty of Mechanical Physics. School of Mechanical Engineering. Director: Abel Parada Corrales.

GLOSARIO

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

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.

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*).

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

PUERTO 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.

INTRODUCCIÓN

El laboratorio de Potencia Fluida de la Escuela de Ingeniería Mecánica, proporciona una herramienta fundamental en la formación integral de los estudiantes; ya que confronta los conocimientos adquiridos en las diferentes líneas de aprendizaje de una manera práctica y con los mismos equipos usados en la industria.

En el laboratorio se cuenta con un banco de pruebas (plataforma en voladizo), el cual tiene un manifold que se diseñó y construyó con el objetivo de implementar esta tecnología.

Este se construyó para que se redujeran el número de mangueras, pérdidas, fugas y el espacio del circuito hidráulico, lo cual no se logró completamente ya que en el funcionamiento de la plataforma se encontraba generando una contrapresión en el manifold de aproximadamente 500 psi, en consecuencia levantaba una carga inferior a la de diseño (alrededor del 30% de su capacidad). De este modo, el objetivo que se pretende alcanzar con este proyecto es el diseño de un manifold que cumpla con las condiciones de operación de este banco, las cuales son la elevación de carga, frenada de la misma y conexión de dos motores hidráulicos en las configuraciones serie y paralelo.

Orden y modo de proceder

En este documento se registrará el diseño de un dispositivo de control de potencia hidráulica básica para la velocidad de ascenso, la velocidad de descenso, el sostenimiento de la carga, el frenado de la carga de forma amortiguada y la elevación de la misma.

Ahora bien, para realizar el diseño del manifold se tendrá en cuenta la posición real de los motores hidráulicos en la plataforma en voladizo. Para ello, se recurre en primera instancia a realizar las diferentes conexiones entre las válvulas en base al circuito hidráulico para el control de la plataforma, estas conexiones se realizaron teniendo en cuenta la reducción de conductos que posean una mínima cantidad de cruces a noventa grados. Todo esto se realizará con la finalidad de cumplir con las conexiones establecidas por el circuito hidráulico a implementar, el cual nos permite la conexión de dos motores en configuración serie o paralelo.

Para el diseño de este manifold se requiere tener en cuenta diferentes conceptos entre los cuales cabe resaltar los de mecánica de materiales y de fluidos. Ya que ello, nos llevará a realizar un estudio por pérdidas por fricción en el transportes de fluidos en conductos cerrados, pérdidas de presión por cambios de área y restricciones, y estudio de pared gruesa. Dichos estudios se confrontaran con la implementación de las herramientas CAD y CAE como: Solid Works y Ansys Workbench.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un sistema de control hidráulico para la plataforma en voladizo del laboratorio de potencia fluida, implementando la tecnología de manifold para garantizar la continuidad en el mejoramiento de las condiciones del aprendizaje teórico práctico de los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial De Santander.

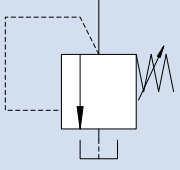
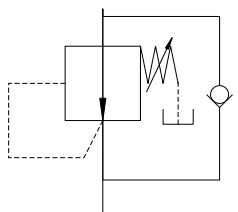
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Utilizar los criterios de presión máxima y esfuerzo en pared gruesa en el proceso de diseño.
- Implementar los criterios de ajuste fino deslizante H7/H8, utilizando el sistema de agujero único.
- Implementar el software de diseño asistido por computador Solidworks.
- Comprobar los datos obtenidos de los cálculos de presión máxima y esfuerzos en pared gruesa, por medio de la herramienta CAE (Ansys, Workbench).
- Realizar el estudio del cambio de la válvula Cetop 3 (Centro Punto Flotante) por una válvula Cetop 5 (Centro Punto Flotante), para la reducción de pérdidas en presión del sistema.
- Proporcionar y programar un sistema de control, por medio de un logo Siemens.
- Utilizar los materiales y la tecnología calificada para la fabricación del manifold.
- Plantear un proceso de fabricación organizado por tareas que garantice un manifold construido de alto rendimiento.

2. CONTROL DE PRESIÓN

El control de presión en un sistema hidráulico se lleva a cabo mediante diferentes válvulas, que son llamadas válvulas de control de presión, estas válvulas realizan funciones como: limitar la presión máxima del sistema hidráulico, y regular la presión en ciertas partes del sistema hidráulico. Su funcionamiento se fundamenta en el equilibrio de fuerzas entre un resorte y la presión que se ejerce sobre la superficie de entrada de las válvulas, estas válvulas pueden llegar a tener infinitas posiciones.

En la tabla 1 se pueden observar las diferentes válvulas de control de presión.

VÁLVULA	APLICACIÓN	SÍMBOLO
Seguridad o alivio	Es la encargada de limitar la presión máxima de un sistema, la cual evita sobre presiones en el sistema hidráulico.	
Reductora de presión	Válvula normalmente abierta, la cual se utiliza para mantener una presión reducida en una línea secundaria del sistema hidráulico.	

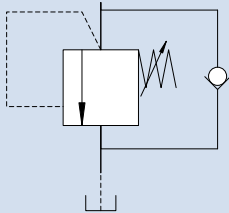
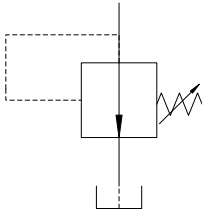
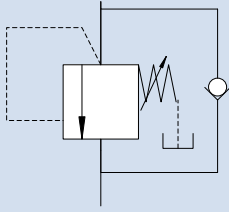
<p>Contrabalance</p>	<p>Es una válvula normalmente cerrada. Se utiliza para balancear o contrarrestar un peso en caída. También se emplean para retardar el giro de un peso sujeto al eje de un motor hidráulico.</p>	
<p>Descarga</p>	<p>Es una válvula normalmente cerrada de operación remota, está válvula descarga a tanque la bomba cuando se alcanza un nivel de presión, en algún lugar lejano del sistema.</p>	
<p>Secuencia</p>	<p>Son válvulas normalmente cerradas, las cuales se emplean cuando se requiere realizar una operación antes que otra.</p>	

Tabla 1 Válvulas de control de presión

2.1 VÁLVULA DE FRENADO

Una válvula de frenado es una válvula de control de presión, normalmente cerrada, operada por piloto remoto y directo simultáneamente. Generalmente, la Válvula de frenado se emplea con motores hidráulicos, en reemplazo de una válvula de contrabalance.

2.1.1. En qué consiste una válvula de frenado:

La válvula de frenado consiste de un cuerpo, conductos primario y secundario, conductos para presión piloto remota e interna, un pistón, un conmutador de émbolos, un resorte que actúa sobre el conmutador y un ajuste para el resorte.

2.1.2. Como funciona una válvula de frenado:

La válvula de frenado es una válvula normalmente cerrada. Por ejemplo, si el resorte que actúa sobre el conmutador de operación directa se ajusta a 800 PSI (55 20 kPa), cuando la presión en el conducto piloto interno alcanza 800 PSI (5520 kPa), el pistón se mueve hacia arriba, empuja al conmutador, y se abre un conducto a través de la válvula. Si la presión cae, la válvula se cierra. Hasta aquí, la válvula de frenado funciona como una válvula de contrabalanceo.

El área del pistón sobre la que actúa la presión piloto interna, es mucho menor al área transversa del conmutador. Generalmente, la relación de áreas es de 8:1. Si la presión remota se conecta en la línea opuesta del motor, solamente se necesita una presión de 100 PSI (689 kPa) para abrir la válvula, ya que la parte inferior del conmutador sobre la que actúan las 100 PSI (689 kPa), es ocho veces mayor que el área del pistón.

2.1.3. Válvulas de frenado en un circuito

Si la válvula de frenado del circuito ilustrado (ver figura 2.1.) se ajusta a 800 PSI (5520 kPa), la válvula se abrirá cuando la presión en la línea de entrada del motor aumenta hasta 100 PSI (689 kPa). La presión a la entrada del motor únicamente será la necesaria para girar la carga (suponiendo que la presión necesaria sea mayor a 100 PSI (689 kPa)). Si la carga intentara desbocarse, habrá una caída de presión en la Línea de entrada del motor. La válvula de freno se cerrara y no se abrirá hasta que se genere una contrapresión de 800 PSI (5520 kPa) para desacelerar la carga.

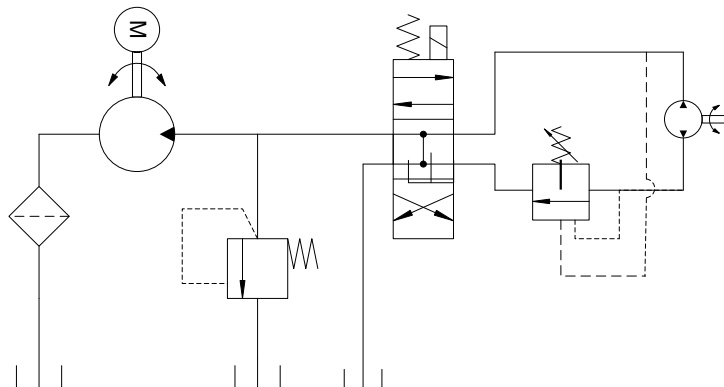


Fig. 1 Válvulas de frenado en un circuito

.En resumen, una válvula de frenado es una válvula normalmente cerrada cuya operación se relaciona directamente con los requerimientos de una carga controlada por un motor¹

¹ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Parker pag.11-10, 11-11

2.2 VÁLVULA ANTIRRETORNO

2.2.1 Función

La función de la válvula antirretorno es permitir que el flujo circule en una sola dirección (figura 1) impidiendo que este retorne por la línea. En la actualidad existen diversas configuraciones de válvulas antirretorno, como son las convencionales, y las modulares o de cartucho, las cuales se pueden insertar o roscar en un bloque.

2.2.2 Funcionamiento.

Su principio de funcionamiento, se basa en un pistón el cual se ve sometido por un lado a la presión del sistema, y por el otro a la acción de un resorte cuyo taraje es relativamente bajo, para permitir solamente que la corredera del pistón se regrese y cierre el orificio de entrada, impidiendo así que el fluido retorne por la línea.

2.2.3 Válvulas antiretorno en un circuito

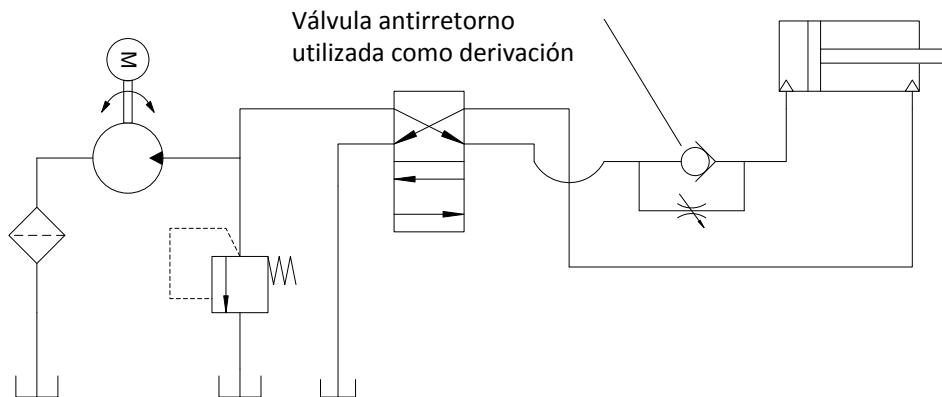


Fig. 2 Uso de una válvula antiretorno utilizada como derivación²

² Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Parker pag.8-1

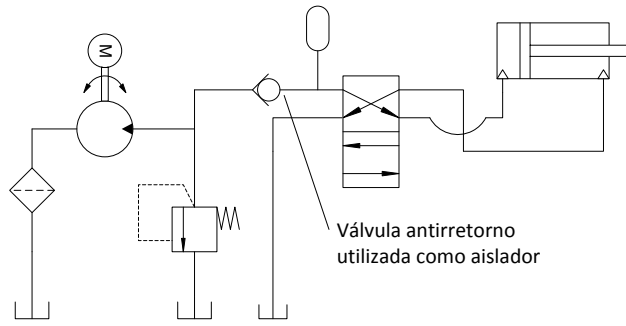


Fig. 3 Uso de una válvula antirretorno utilizada como aislador³

³ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Parker pag.8-1

3. CONTROL DIRECCIONAL

Las válvulas de control direccional se diseñan para dirigir el flujo de líquido, en el tiempo deseado, al punto en un sistema de potencia fluido donde hará el trabajo. El desplazamiento de un émbolo en su cilindro hacia adelante y hacia atrás es un ejemplo de cuando se utiliza una válvula de control direccional. Varios otros términos se utilizan para identificar las válvulas direccionales, tales como válvula de selector, válvula de transferencia, y válvula de control.⁴

3.1 VÁLVULAS TIPO CORREDERA

Estas válvulas reciben su nombre por su parte móvil, que se desplaza para adelante y para atrás, bloqueado y abriendo ciertos puertos, de esta manera deja circular fluido de los puertos de entrada hacia los puertos de salida.

Las áreas internas transversales del pistón son iguales. Así el líquido bajo presión que entra en la válvula desde los puertos de entrada actúa igualmente en ambas áreas internas del pistón sin importar la posición del carrete⁵. El carrete de desplazamiento es el elemento más utilizado en las válvulas de este tipo de control.

⁴ Fuente: http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica31.htm

⁵ Fuente: http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica31.htm

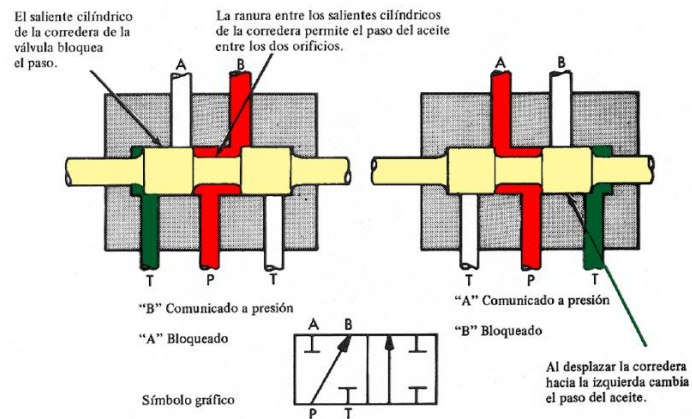


Fig. 4 Válvula de control direccional⁶

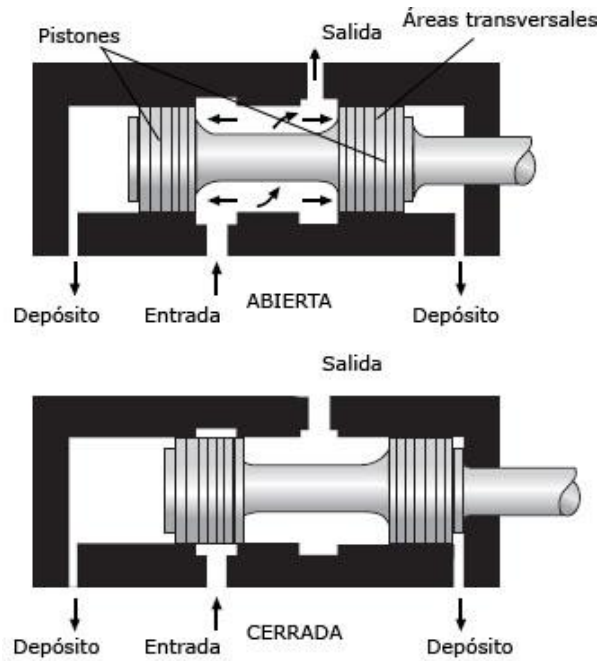


Fig. 5 Válvula de control direccional⁷

⁶ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 135

⁷ Fuente: http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica31.htm

3.2 CENTRO TÁNDEM

El centro tándem se bloquean las conexiones de trabajo, por tanto el sistema no puede ser movido manualmente, por otro lado las conexiones de presión y tanque están comunicadas, lo que permite que la bomba en esta posición descargue directamente a tanque y lo haga a una baja presión.

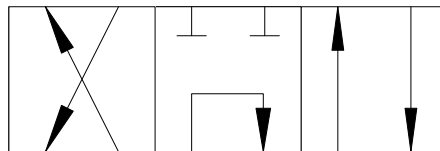


Fig. 6 Símbolo de válvula de control direccional centro tándem⁸

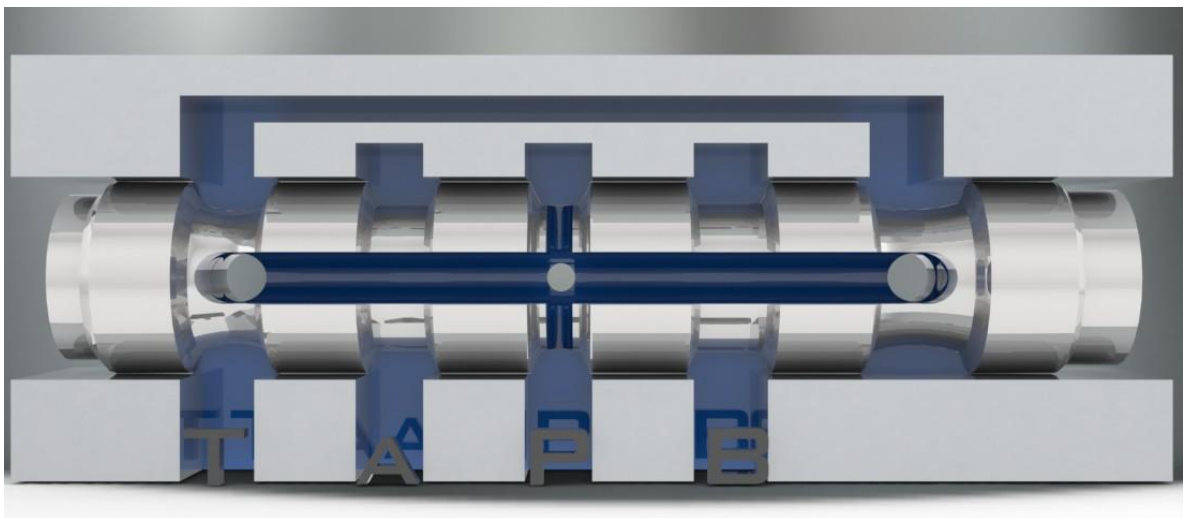


Fig. 7 Corte transversal de válvula de control direccional centro tándem⁹

⁸ Fuente: Autores

⁹ Fuente: Autores

4. VÁLVULAS DE CARTUCHO

Estas válvulas son el resultado de las necesidades de los nuevos sistemas hidráulicos, los cuales son bloques modulares, libres de fugas externas y reducción de las internas, ya que se reduce en gran medida la implementación de racores. La conexión entre válvulas es por medio de cavidades dentro del bloque. La conexión de las válvulas al bloque se realiza en cavidades estandarizadas.

4.1 VENTAJAS

Este tipo de válvulas de cartucho tienen una serie de ventajas en comparación con la de tipo corredera dentro las cuales tenemos:

- Mayor flexibilidad para el diseño de los sistemas hidráulicos
- Menor costo de instalación
- Tamaño menor del bloque
- Mejor funcionamiento y control
- Mas fiabilidad
- Capacidad de presión más elevada.
- Funcionamiento más eficiente
- Eliminación de fugas externas y reducción de las internas
- Ciclos más rápidos
- Niveles acústicos más bajos.

4.2 FUNCIONAMIENTO DE LAS VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA INSERTAR.

Estas válvulas son similares a las antiretorno con obturador y están formadas con un conjunto deslizante que se inserta en una cavidad mecanizada dentro de un bloque. Una placa de control atornillada sobre este bloque asegura el inserto sobre la cavidad (figura 12), este inserto está formado por una camisa un obturador, un muelle y juntas

El inserto de una válvula de cartucho puede considerarse como la etapa principal de una válvula de 2 etapas. Lleva dos orificios A y B para el caudal principal y pasajes mecanizados dentro del bloque que conectan estos orificios a los cartuchos o al sistema hidráulico en el funcionamiento. Similarmente, un pasaje de pilotaje mecanizado en el bloque controla el orificio de control X como se desea.

Hay un orificio en el pasaje taladrado entre el orificio X y la cámara del muelle A. Su finalidad es reducir la velocidad a la que se abre o se cierra el obturador de la válvula hay disponible en varios tamaños de orificio para optimizar o sintonizar la respuesta del cartucho con relación a la del sistema hidráulico completo¹²

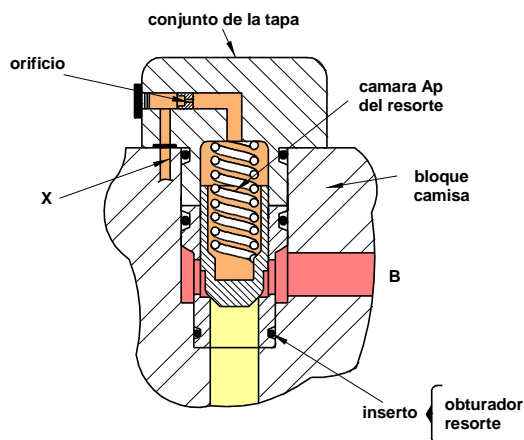


Fig. 10 Construcción de válvula de cartucho¹³

¹² Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 283

¹³ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 284

4.3 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR

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

4.3.1. Características.

Este tipo de válvulas combinan obturadores y correderas además, pueden instalarse en un bloque o utilizarse como conjuntos individuales.

A diferencia de las válvulas para insertar, el exterior de una válvula para roscar lleva roscas que pueden atornillarse en un bloque o una cavidad individual. El diseño roscado difiere del de insertar que no tiene roscas y lleva una tapa que mantiene los elementos de la válvula en su lugar.

4.4 VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESIÓN

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

4.4.1. Válvulas de seguridad

La figura 10 muestra una válvula de seguridad sencilla de mando directo y normalmente cerrado.

Cuando la presión que actúa en el orificio "P" vence al taraje del muelle, la válvula se abre para dirigir el aceite de "P" a "T".

La figura 11, es una válvula de seguridad pilotada, normalmente cerrada.

Otra vez, la presión del sistema está aplicada en el orificio "P", y el "T" está conectado al depósito. La corredera de la etapa principal está equilibrada hidráulicamente hasta que la presión del sistema llega al taraje de la válvula piloto.

Cuando la presión del sistema vence a este taraje y al del muelle ligero, la corredera se eleva para dirigir el aceite al depósito.

4.4.2. Válvulas reductoras y de seguridad

Una válvula de cartucho puede también servir como válvula reductora y de seguridad al mismo tiempo. La válvula de la figura 12 es una de estas válvulas de mando directo. El orificio primario del sistema es el orificio lateral más bajo, la presión reguladora está en el orificio inferior, y el orificio de tanque es el orificio lateral más elevado.

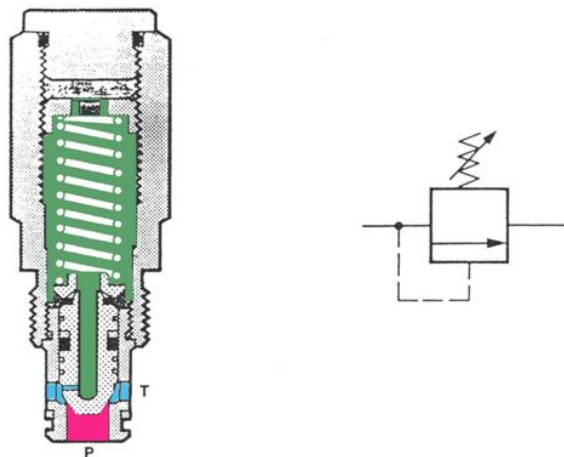


Fig. 11 Válvula de seguridad de mando directo¹⁴

¹⁴ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 318

En esta válvula, cuando la presión a la salida es inferior a su taraje, la corredera baja para permitir el paso libre del caudal desde el orificio primario a la salida lo que bloquea el paso del caudal al depósito.

Cuando la presión a la salida llega al taraje de la válvula, la corredera se aleja del orificio de salida para restringir parcialmente el paso del caudal, limitando por consiguiente la presión en el orificio de salida.

Cuando la presión a la salida excede del taraje de la válvula, la corredera se desplaza todavía más para permitir el paso del caudal al depósito. El movimiento de la corredera bloquea también el orificio primario de presión.

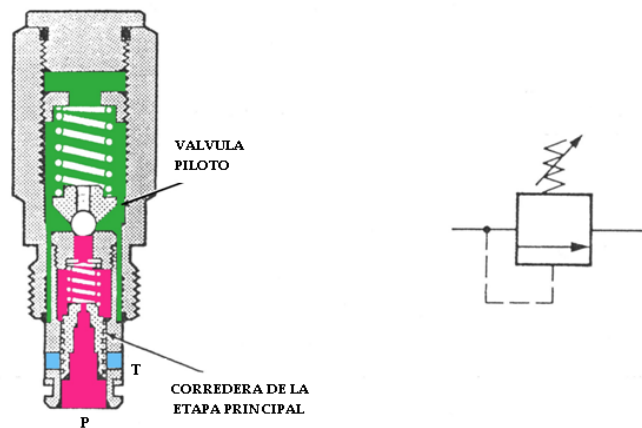


Fig. 12 Válvula de seguridad pilotada¹⁵

4.4.3. Válvula de secuencia

Otro tipo de válvula de cartucho para roscar utilizada como control de presión, es la válvula de secuencia de corredera y de mando directo (figura. 13).

Esta válvula lleva pilotaje interno para poder mantener presión en el sistema primario en su parte inferior.

¹⁵ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 318

El orificio de secuencia es el orificio lateral más bajo, mientras que el lateral más alto se conecta al depósito

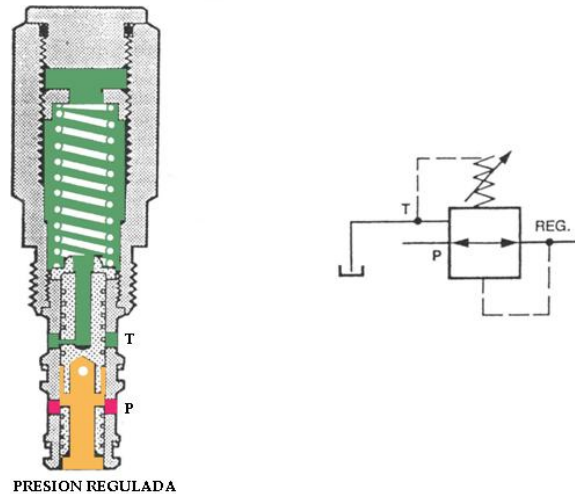


Fig. 13 Válvula reductora y de seguridad de mando directo¹⁶

4.4.4. Válvula de descarga

Otra válvula de cartucho para rosca similar es la válvula de descarga mostrada en la figura 14 que es también una válvula tipo corredera pero con pilotaje externo.

Como la figura indica, el orificio piloto de esta válvula es el situado en su parte inferior, el orificio primario es el lateral más elevado, y el de tanque el lateral inferior.

Cuando la presión de pilotaje es inferior al taraje ajustable de la válvula, el orificio de presión está bloqueado. Cuando esta presión excede del taraje, la corredera se mueve hacia arriba y abre el paso del caudal desde el orificio primario al depósito.

¹⁶ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 319

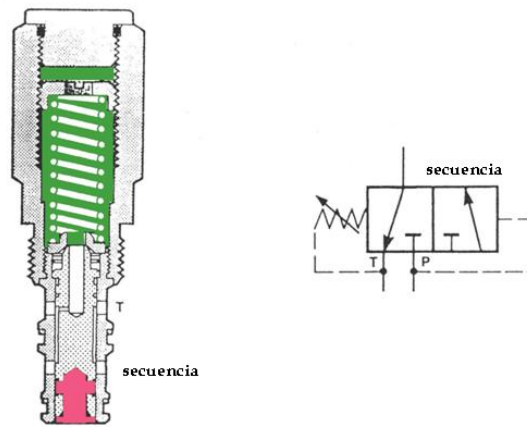


Fig. 14 Válvula de secuencia¹⁷

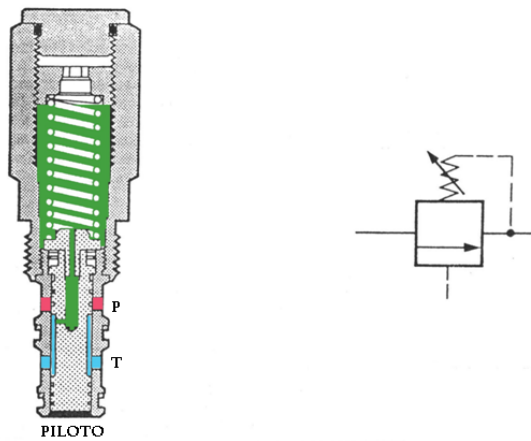


Fig. 15 Válvula de descarga con pilotaje externo¹⁸

¹⁷ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 321

¹⁸ Fuente: Manual De Oleohidráulica Industrial. Vickers Pág. 321

5. DISEÑO DEL MANIFOLD

Como primera etapa en el diseño del bloque manifold, es necesario tener definido el circuito hidráulico el cual se implementará en el manifold; una vez identificado lo anterior se procede a seleccionar las válvulas de cartucho necesarias en el circuito, prestando atención en el tamaño de estas y de las cavidades; atendiendo además las características de los puertos del bloque, la presión, el flujo y el material que se manejará en la construcción de este.

A continuación se describirá de manera detallada el diseño del bloque manifold, desde el estudio de la aplicación, la selección de las válvulas tipo cartucho para roscar, su disposición interna y la de los conductos que harán que trabajen en conjunto de una manera funcional para el circuito propuesto con anterioridad; hasta la construcción así como el ensamble de todo el manifold.

5.1 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN

El manifold es el encargado de proporcionar el control al sistema de elevación de carga tipo plataforma con las siguientes características:

- Conexión de 2 motores en serie o en paralelo.
- Frenado y sostenimiento de la carga en cualquier punto durante el recorrido de descenso.
- Sostenimiento de la carga en cualquier punto durante su recorrido de ascenso y descenso.

El siguiente circuito muestra los elementos que llevara incluido el manifold, los cuales son:

- 2 válvula direccional cetop 5
 - Una encarga de realizar la conexión serie o paralelo de los dos motores hidráulicos
 - Una realizará el control de dirección de la carga (recorridos de ascenso o descenso)
- Válvula de frenado
- Válvula OR.

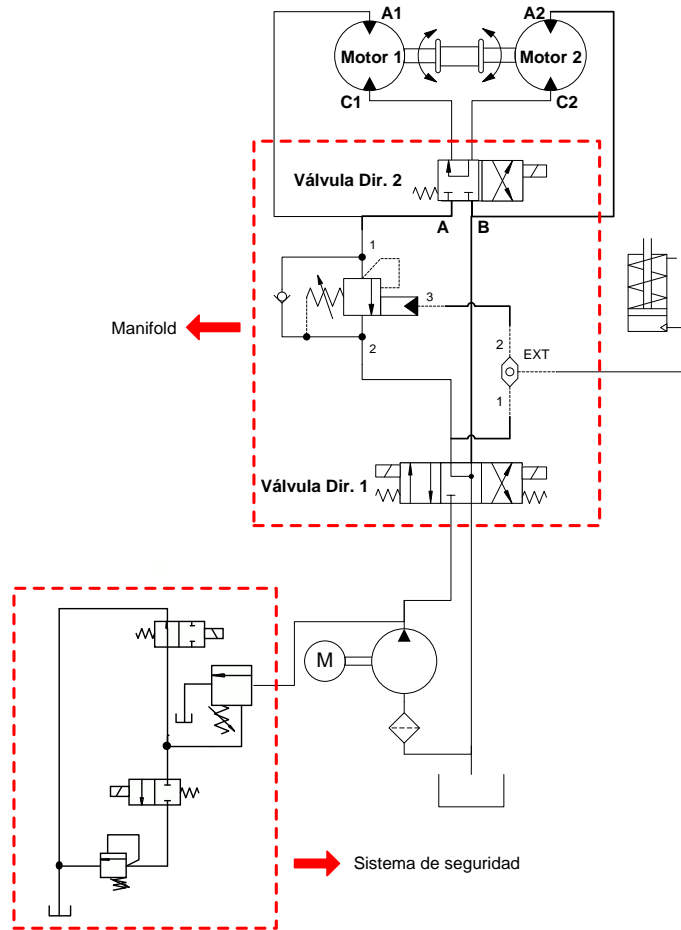


Fig. 16 Circuito a implementar

5.2 SELECCIÓN DE LAS VÁLVULAS

Las diferentes válvulas que se implementaran en este proyecto fueron seleccionadas en el proyecto de grado DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMAS OLEONEUMÁTICOS (POTENCIA FLUIDA)). Esta selección se realizó de manera correcta. Las cuales fueron:

5.2.1 Válvula de frenado con antiretorno incluida

La válvula selecciona debe tener una válvula antiretorno incluida y pilotaje hidráulico seleccionado, este cartucho cuenta con tres puertos, tiene drenaje interno y pilotajes interno y externo.

Para ello, se seleccionó el cartucho CBDA-LHN de SUN Hydraulics Corp. La función de esta válvula es de control de carga. El flujo en una dirección entra por la válvula antiretorno y en la dirección contraría el pilotaje abre la válvula y la dirección de flujo va de 1 a 2. Este flujo es directamente proporcional a la presión.

La presión en el puerto de derivación (puerto 2) podrá ser superior a la presión en el puerto de prioridad (puerto 3).

La presión máxima en el puerto 3 debería estar limitada a 3075 psi (215 bar).

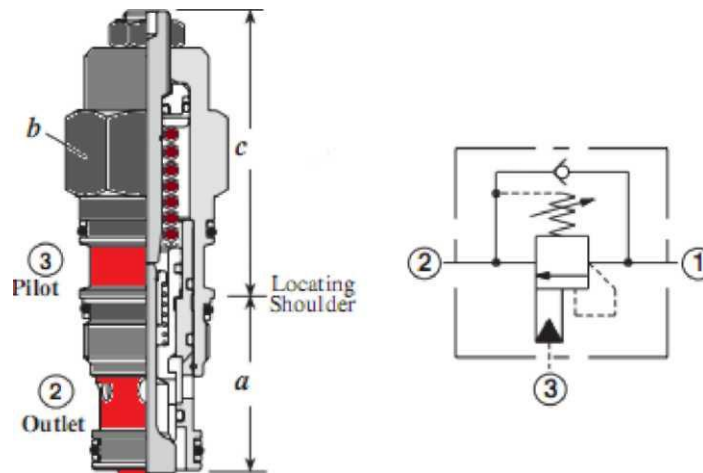


Fig. 17 Válvula de frenado con antiretorno incluida. CBDA-LHN¹⁹

5.2.2 Válvula OR

La válvula debe tener dos puertos internos y uno externo. Para ello, se seleccionó el cartucho OR CSAA-EXN de SUN Hydraulics Corp. La función de esta válvula es divisor de flujo. El flujo puede pasar al puerto externo por el camino de más presión mientras el otro permanece bloqueado.

La presión máxima debería estar limitada a 5000 psi (350 bar).

¹⁹Fuente:http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/Cartridge.aspx?ModelCode=CBDG&CatModelID=21&Lang_id=1

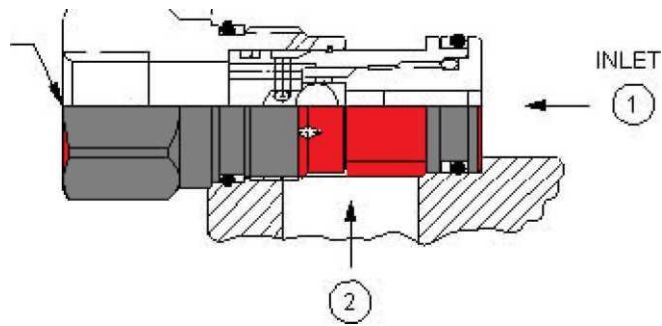


Fig. 18 Válvula OR CSAA-EXN

5.3 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL 1 CETOP 5

En este proyecto se realizará un cambio en la válvula direccional cetop 3, este cambio obedece a las pérdidas que se generan en la válvula cetop 3, por ello se implementará una válvula cetop 5, la cual nos permitirá reducir las pérdidas hasta en un 42%, esto se puede ver claramente en las gráficas 4.3 (Cetop 3) y 4.3.1 (Cetop 5). Estas gráficas representan las pérdidas generadas por las direccional.

Para leer las pérdidas ingresamos por caudal (Abscisa), que para nuestro caso es de 7 GPM y cruzamos con las curvas 1 y 2, que corresponden al tipo de centro de la válvula direccional, de esta acción nos quedaran dos puntos los cuales los interceptaremos con la ordenada, que en nuestro caso representa las pérdidas en la direccional, las cuales están dentro de los 20 y 25 Psi, esto es para la válvula direccional cetop 3. El mismo procedimiento se realizara para la válvula cetop 5, solo que en las curvas a utilizar son las curvas 1,3 y 4 (de la gráfica 1.2.2), en este caso las perdidas están dentro de los 7.25 y 11.25 psi.

Performance Curves – 30 Watt Coil

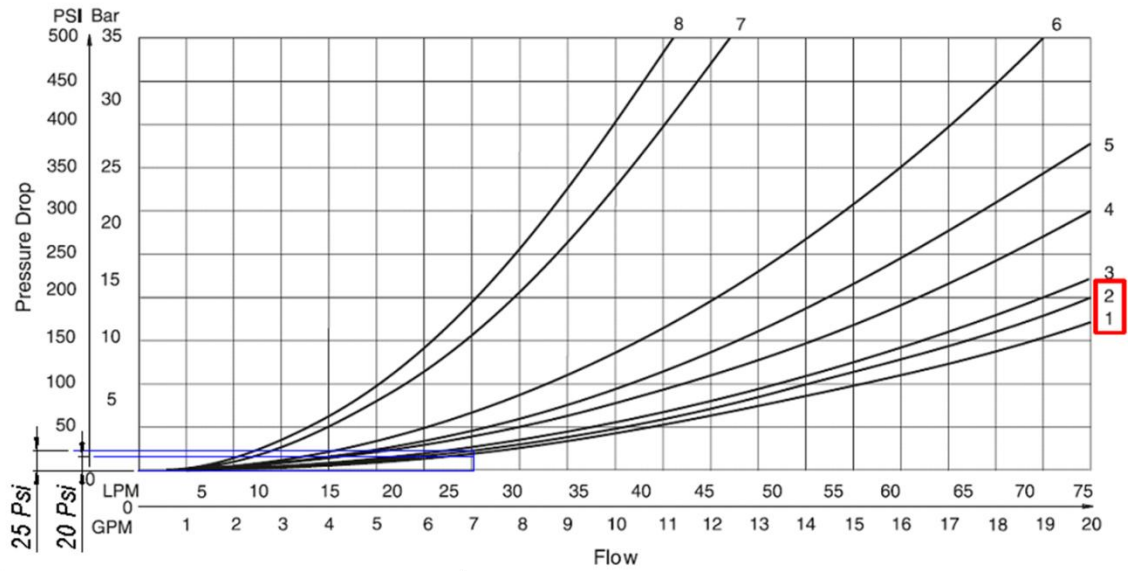


Fig. 19 Pérdidas Cetop 320

Performance Curves

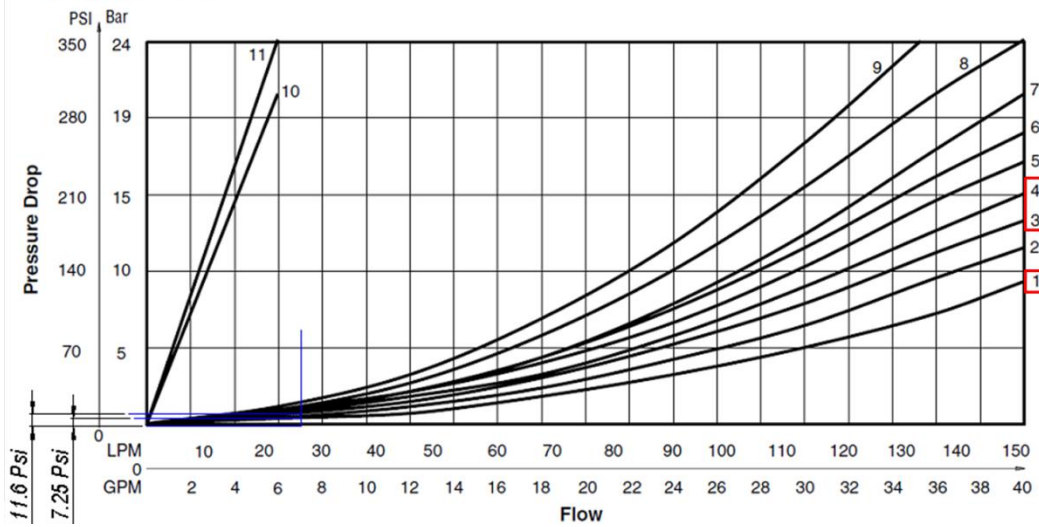


Fig. 20 Pérdidas Cetop 5²¹

²⁰Fuente:<http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.bb22d5a82bbb5b147cf26710237ad1ca/?vgnextoid=a2d9b5bbec622110VgnVCM10000032a71dacRCD&vgnnextfmt=EN&vgnnextpartno=D1VW4CNJW4&vgnnextdiv=687505&vgnnextcatid=78735&configtype=>

²¹Fuente:<http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.bb22d5a82bbb5b147cf26710237ad1ca/?vgnextoid=a2d9b5bbec622110VgnVCM10000032a71dacRCD&vgnnextfmt=EN&vgnnextpartno=D3W9CNYW&vgnnextdiv=687505&vgnnextcatid=78746&configtype=>

5.4 CONEXIONES INTERNAS EN EL MANIFOLD

5.4.1 Conexión puerto bomba – Puerto P Direccional 1

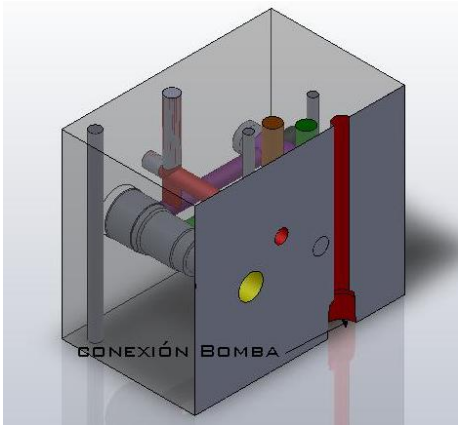
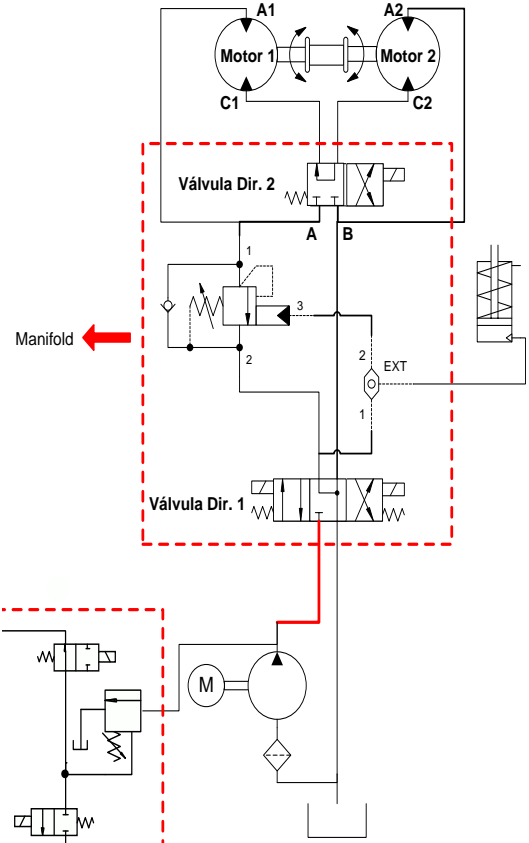


Fig. 21 Conexión puerto bomba – Puerto P Direccional 1²²

²² Fuente: Autores

5.4.2 Conexión puerto 1 válvula frenado – Puerto A válvula Dir. 2 – Puerto A1

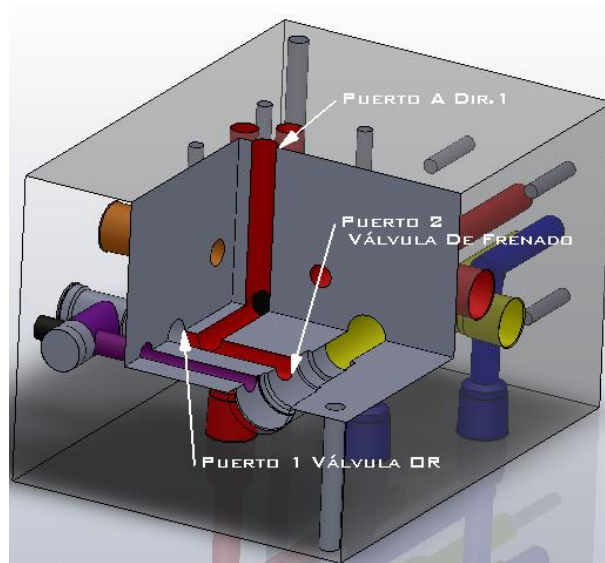
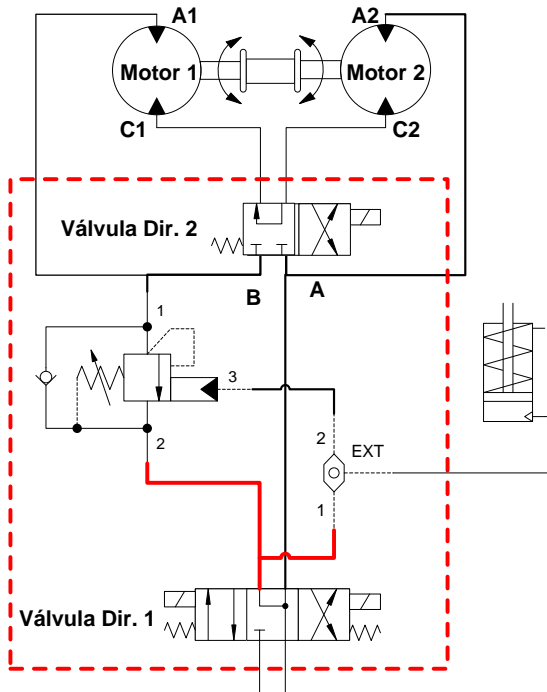


Fig. 22 Conexión puerto A Direccional 1 – Puerto 1 válvula OR – Puerto 2 válvula frenado²³

²³ Fuente: Autores

5.4.3 Conexión puerto 1 válvula frenado – Puerto A válvula Dir. 2 – Puerto A1

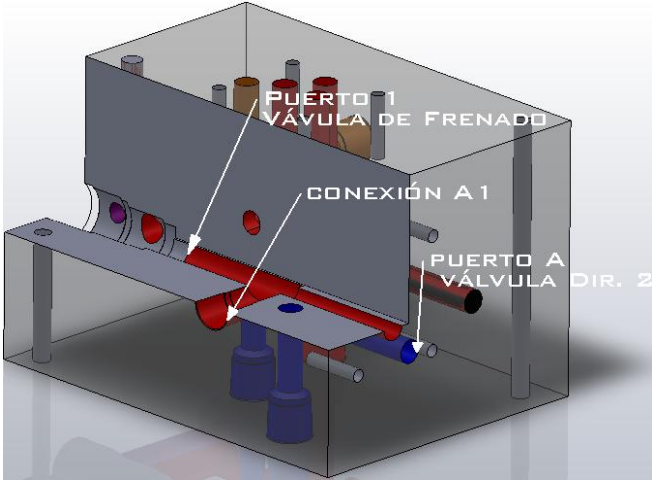
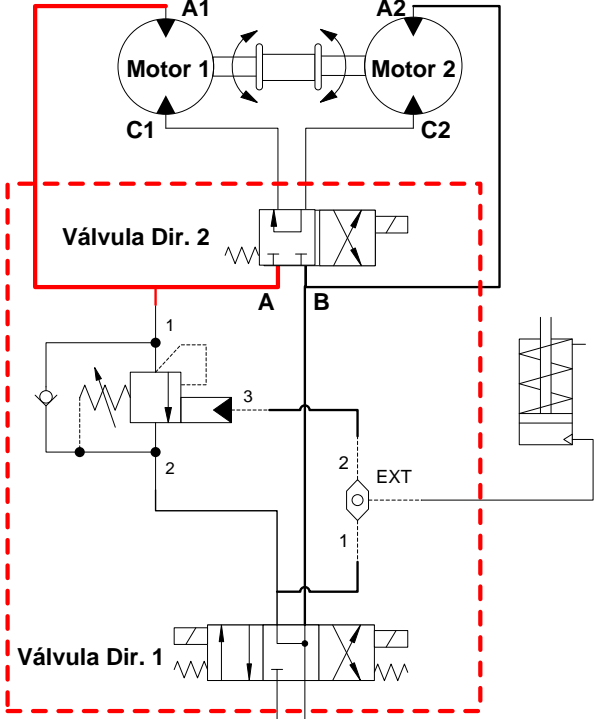


Fig. 23 Conexión puerto 1 válvula frenado – Puerto A válvula Dir. 2 – Puerto A1²⁴

²⁴ Fuente: Autores

5.4.4 Conexión puerto C1 válvula – Puerto T válvula Dir. 2

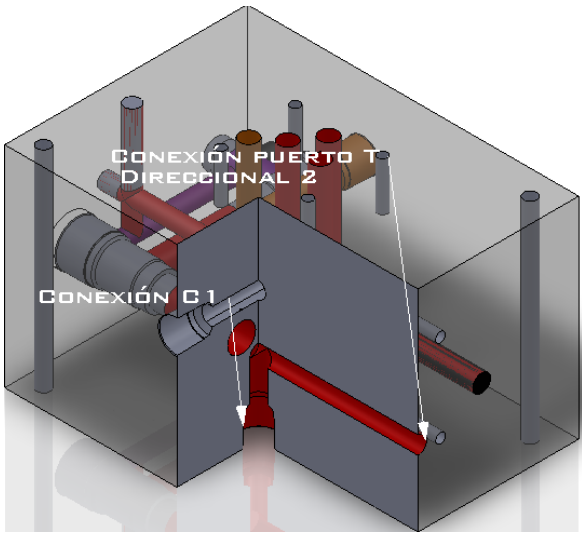
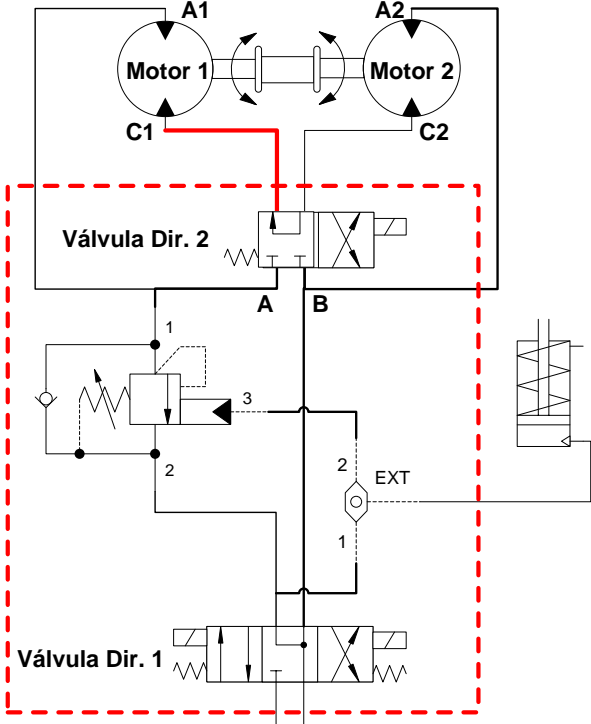


Fig. 24 Conexión puerto C1 válvula – Puerto T válvula Dir. 2²⁵

²⁵ Fuente: Autores

5.4.5 Conexión puerto A2– Puerto B válvula Dir. 2 - Puerto B válvula Dir. 1 – Puerto 3 Válvula de frenado – puerto 2 válvula OR

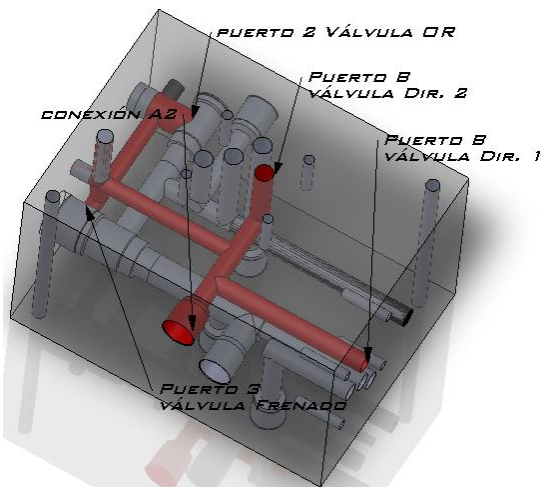
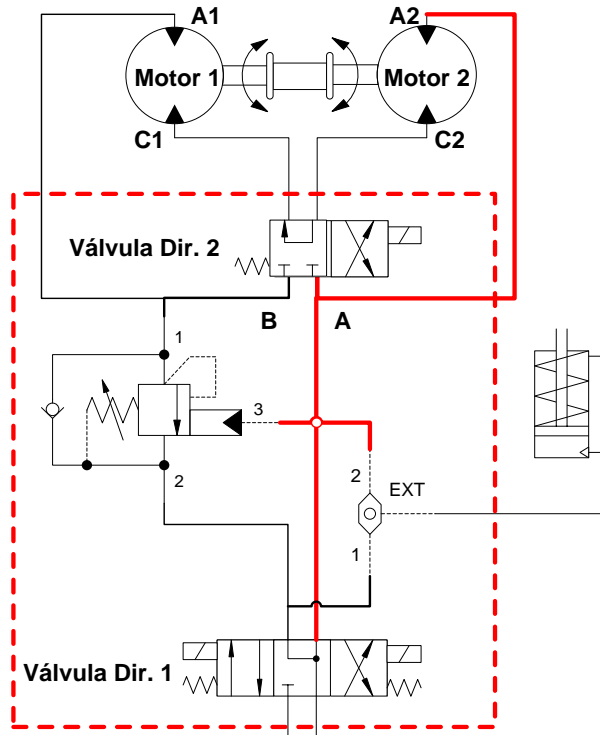


Fig. 25 Conexión puerto A2– Puerto B válvula Dir. 2 - Puerto B válvula Dir. 1 – Puerto 3 Válvula de frenado – puerto 2 válvula OR²⁶

²⁶ Fuente: Autores

5.5 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 del conducto.

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

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

La velocidad media V puede expresarse como:

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

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

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

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

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi \nu D} \text{ }^{27}$$

Dónde:

Q = Caudal

π = Número PI (3.1416)

²⁷ BRUCE, Munson., DONALD, Young. Y THEODORE, Okiishi. “*Fundamentos de Mecánica de Fluidos*”. México, editorial LIMUSA, 2005. P. 38

ν = Viscosidad cinemática

D = Diámetro del conducto

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

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

Para los tres diámetros trabajados en el manifold tenemos valores de Reynolds de

$Re = 1282,6246$

$Re = 1045,10$

$Re = 807,051289$

Según el criterio, para números de menores de 2100 se dan condiciones de flujo laminar.²⁸

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:

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

$$h = 32 \frac{L * \bar{V}^2}{Re * D}^{29}$$

²⁸ BRUCE, Munson., DONALD, Young. Y THEODORE, Okiishi. “*Fundamentos de Mecánica de Fluidos*”. México, editorial LIMUSA, 2005. P. 464.

²⁹ *Ibíd* P. 457

Dónde:

ρ = Densidad del fluido hidráulico

L = Longitud

D = Diámetro del conducto

V = Velocidad media

Re = Número de Reynolds

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

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

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

Las pérdidas totales internas del manifold serán la sumatoria de pérdidas de todos los trayectos dentro del manifold

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, subiendo en serie y paralelo, siendo la subida en serie el caso más crítico debido a que se presenta mayor velocidad en los motores lo que conlleva a calentamiento del aceite y caída de la viscosidad incrementándonos el valor del número Reynolds. Dichas situaciones serán útiles para determinar si el flujo se comporta de forma laminar o turbulenta, lo cual servirá para evitar posibles vibraciones y ruidos indeseables en el diseño del manifold.

5.5.1 Circuito detallado de posición más crítica de flujo, subiendo en serie

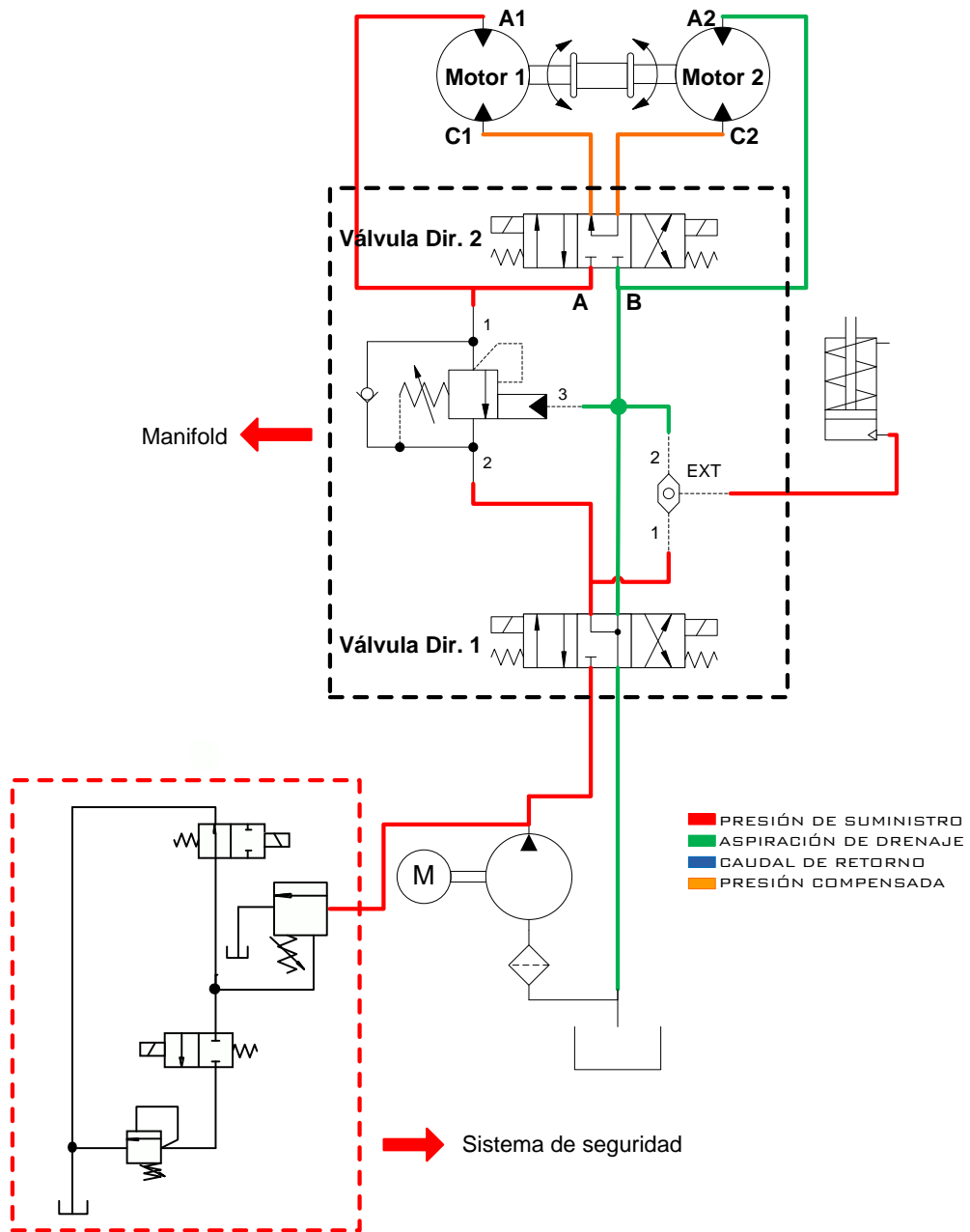


Fig. 26 Circuito detallado de posición más crítica de flujo, subiendo en serie³⁰

³⁰ Fuente: Autores

5.5.2 De Punto 1(entrada de presión al manifold) al punto 2 (entrada al válvula cetop5 control arriba -abajo)

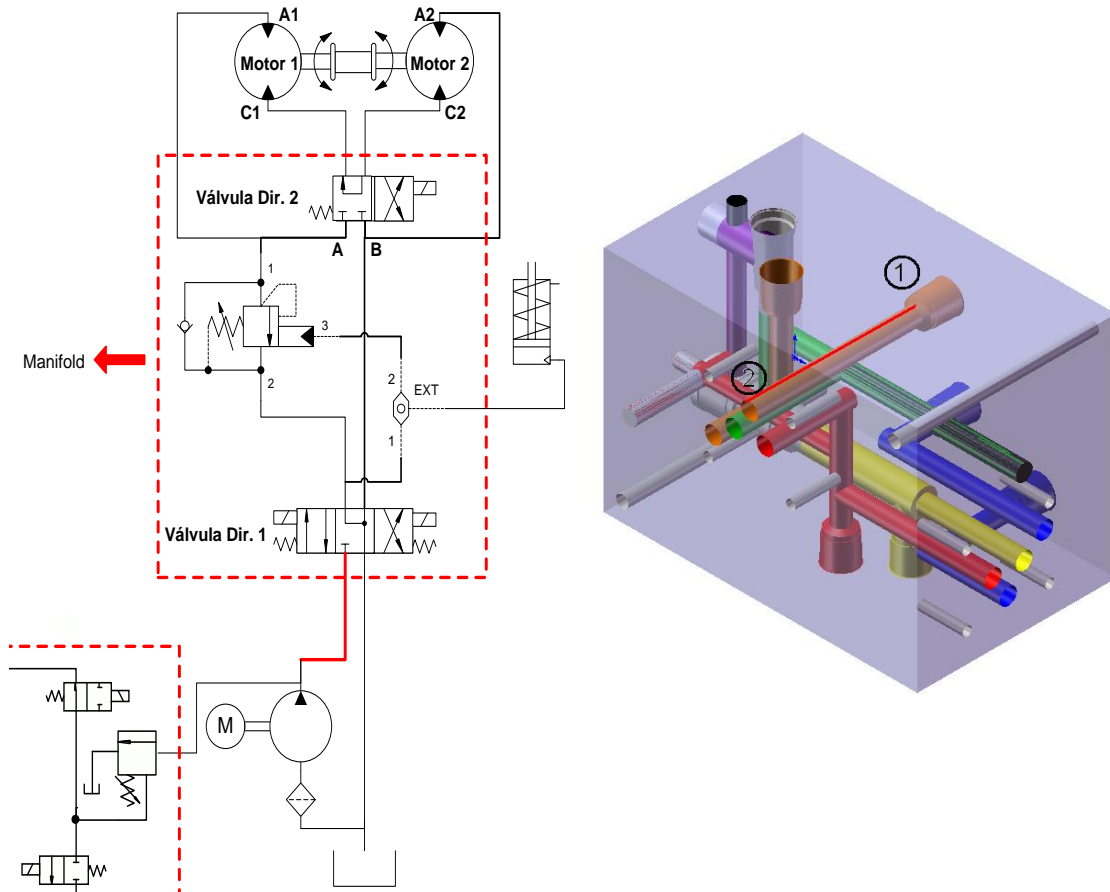


Fig. 27 De Punto 1(entrada de presión al manifold) al punto 2 (entrada al válvula cetop5 control arriba -abajo)³¹

$$L_{1-2} = 107.94 \text{ mm} = 0.10794 \text{ m}$$

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

$$A = 9,5033 \text{ E-05 m}^2$$

³¹ Fuente: Autores

$$\Delta p_{1-2} = 3973,50566 Pa = 0,576309 psi$$

Ver tabla de Excel (detalle de operaciones)

5.5.3 De la válvula cetop 5 al puerto 2 de la válvula de cartucho de contrabalance (del puerto 2 al puerto 1 del cartucho es el paso por el antiretorno)

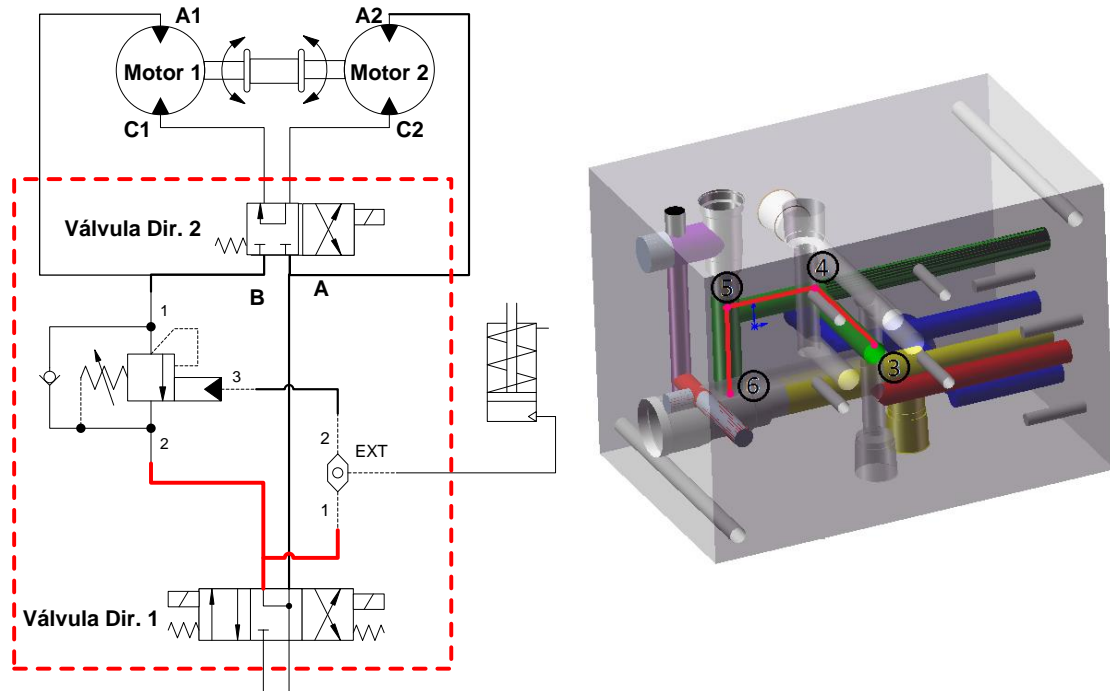


Fig. 28 De la válvula cetop 5 al puerto 2 de la válvula de cartucho de contrabalance (del puerto 2 al puerto 1 del cartucho es el paso por el antiretorno)³²

$$L_{3-4} = 70 \text{ mm} = 0.070 \text{ m}$$

$$L_{4-5} = 37.5 \text{ mm} = 0.0375 \text{ m}$$

$$L_{5-6} = 40 \text{ mm} = 0.040 \text{ m}$$

$$D_{3-4-5} = 11 \text{ mm} = 0.011 \text{ m}$$

³² Fuente: Autores

$$D_{5-6}=13.5\text{mm}=0.0135\text{m}$$

$$A_{3-4-5}= 9,5033 \text{ E-05 m}^2$$

$$A_{5-6}= 14, 3139 \text{ E-05 m}^2$$

$$\Delta p_{3-4}= 2576,851918 \text{ Pa} = 0,37364353 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{4-5}= 1380,456385 \text{ Pa} = 0,20016618 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{5-6}= 649,0633396 \text{ Pa} = 0,09411418 \text{ psi}$$

Las pérdidas por cambio de dirección del flujo 3-4 4-5 $L_{eq}=425\text{mm}$

$$4-5 \quad 5-6 \quad L_{eq}=425\text{mm}$$

$$\Delta p_{3-4 \quad 4-5}= 15645,17236= 2,26854999 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{4-5 \quad 5-6}= 15645,17236= 2,26854999 \text{ psi}$$

Las pérdidas por cambio de sección 4-5-6 5 $L_{eq}=520\text{mm}$

$$\Delta p_{4-5 \quad 5-6}= 8437,823415 \text{ Pa} = 1,2234844 \text{ psi}$$

5.5.4 Del puerto 1 de la válvula de cartucho de contrabalance a la entrada del motor1

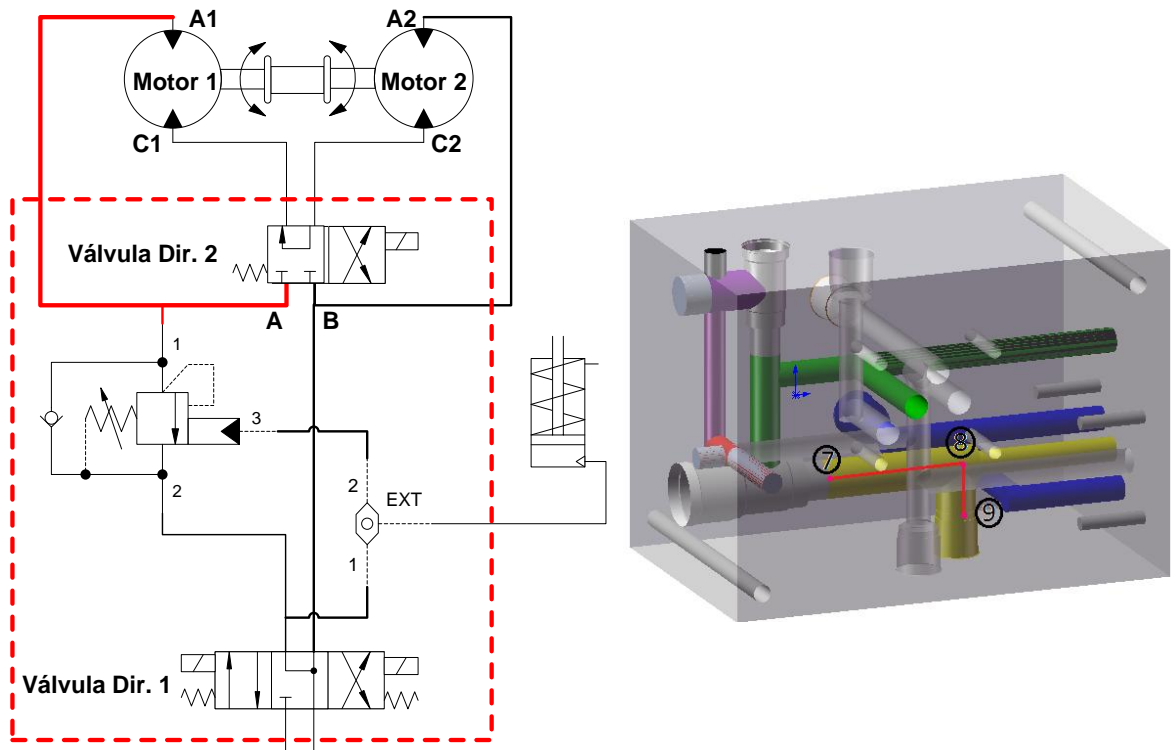


Fig. 29 Del puerto 1 de la válvula de cartucho de contrabalance a la entrada del motor133

$$L_{7-8}=63.21 \text{ mm}=0.06321\text{m}$$

$$L_{8-9}=20 \text{ mm}=0.020\text{m}$$

$$D= 17.482 \text{ mm}=0.017482\text{m}$$

$$A= 0,000240034 \text{ m}^2$$

$$\Delta p_{7-8}=364,740\text{Pa} = 0,052887 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{8-9}=115,4058\text{Pa} = 0,01673384 \text{ psi}$$

³³ Fuente:Autores

Las pérdidas por cambio de dirección del flujo 7-8 8-9 $L_{eq}=760\text{mm}$

$$\Delta p_{7-8-9} = 4385,420994\text{Pa} = 0,63588604\text{psi}$$

5.5.5 De la salida del motor 1 a la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de tanque (T)

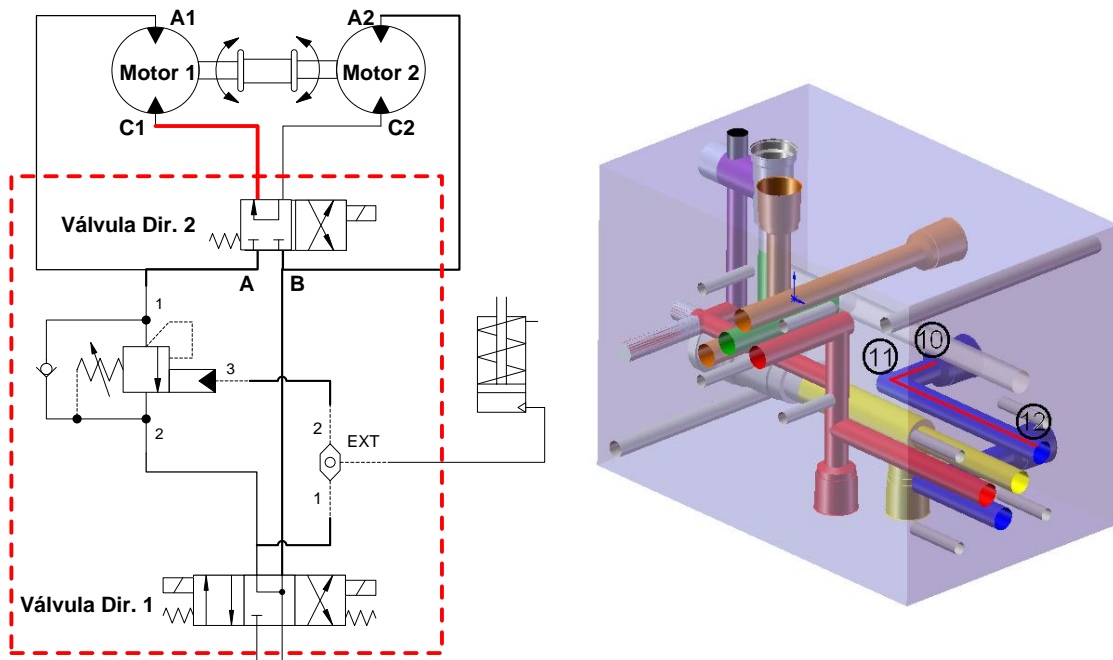


Fig. 30 De la salida del motor 1 a la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de tanque (T)³⁴

$$L_{10-11}=24.5 \text{ mm}=0.0245\text{m}$$

$$L_{11-12}=98.5 \text{ mm}=0.0985\text{m}$$

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

³⁴ Fuente:Autores

$$A = 9,5033 \text{ E-05 m}^2$$

$$\Delta p_{10-11} = 901,8981 \text{ Pa} = 0,13077 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{11-12} = 3625,9987 \text{ Pa} = 0,52577 \text{ psi}$$

Las pérdidas por cambio de dirección del flujo 10-11 11-12 $L_{eq} = 425 \text{ mm}$

$$\Delta p_{10-11 \ 11-12} = 15645,17236 = 2,26854999 \text{ psi}$$

5.5.6 De la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de presión (P) a la entrada del motor 2.

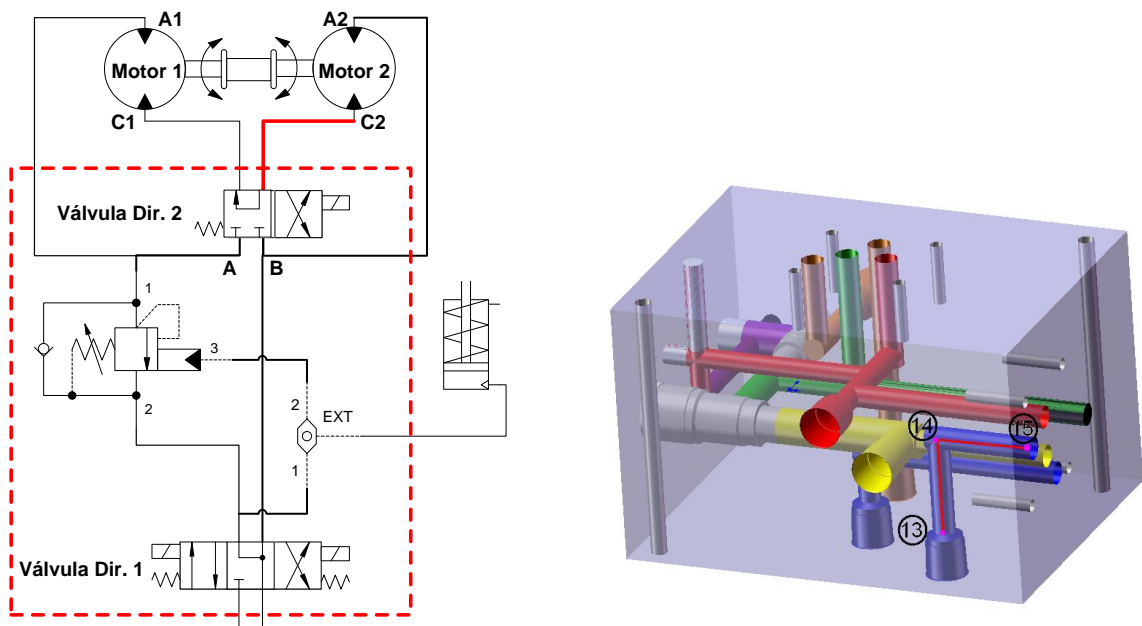


Fig. 31 De la válvula direccional cetop 5 centro tándem en el puerto de presión (P) a la entrada del motor 2.³⁵

$$L_{13-14} = 48.3 \text{ mm} = 0.0483 \text{ m}$$

³⁵ Fuente: Autores

$$L_{14-15}=49.5 \text{ mm}=0.0495\text{m}$$

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

$$A= 9,5033 \text{ E-05 m}^2$$

$$\Delta p_{13-14}=1778,027824 \text{ Pa}= 0,2578140 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{14-15}=1822,202428 \text{ Pa}= 0,26421935 \text{ psi}$$

Las pérdidas por cambio de dirección del flujo 13-14 14-15 $L_{eq}=425\text{mm}$

$$\Delta p_{13-14 \text{ } 14-15}= 15645,17236= 2,26854999 \text{ psi}$$

5.5.7 De la salida del motor 2 a la válvula direccional cetop 5 centro punto flotante en el puerto B

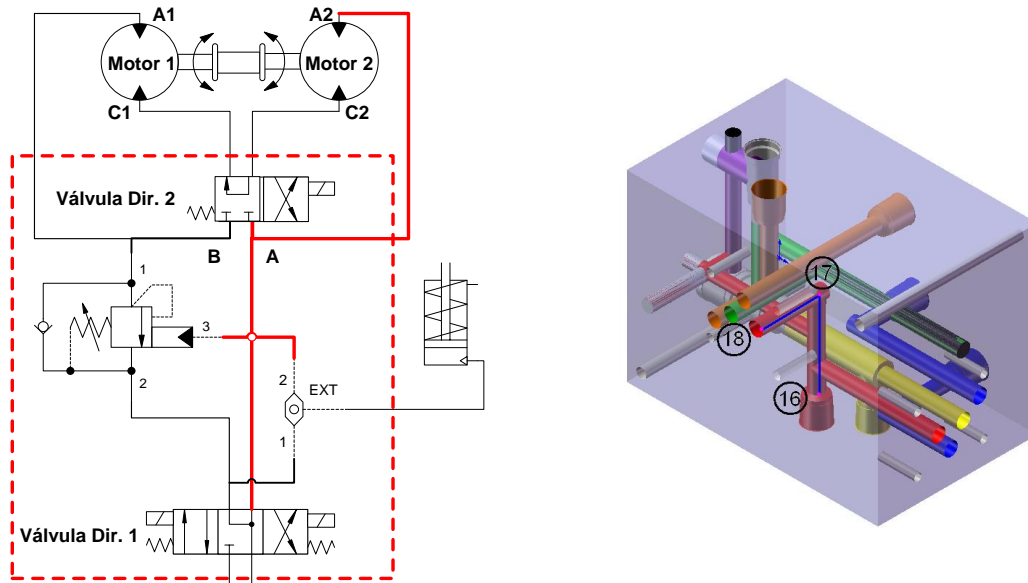


Fig. 32 De la salida del motor 2 a la válvula direccional cetop 5 centro punto flotante en el puerto B³⁶

$$L_{16-17}=68 \text{ mm}=0.068\text{m}$$

³⁶ Fuente: Autores

$$L_{17-18}=49.5 \text{ mm}=0.0495\text{m}$$

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

$$A= 9,5033 \text{ E-05 m}^2$$

$$\Delta p_{16-17}=2503,227578 \text{ Pa=}$$

$$0,362968 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{17-18}=1822,202428 \text{ Pa=}$$

$$0,26421935 \text{ psi}$$

Las pérdidas por cambio de dirección del flujo 16-17 17-18 $L_{eq}=425\text{mm}$

$$\Delta p_{16-17 \text{ 17-18}}= 15645,17236= 2,26854999 \text{ psi.}$$

5.5.8 Del puerto T de la válvula direccional cetop 5 centro punto flotante hasta la conexión a la manguera de tanque.

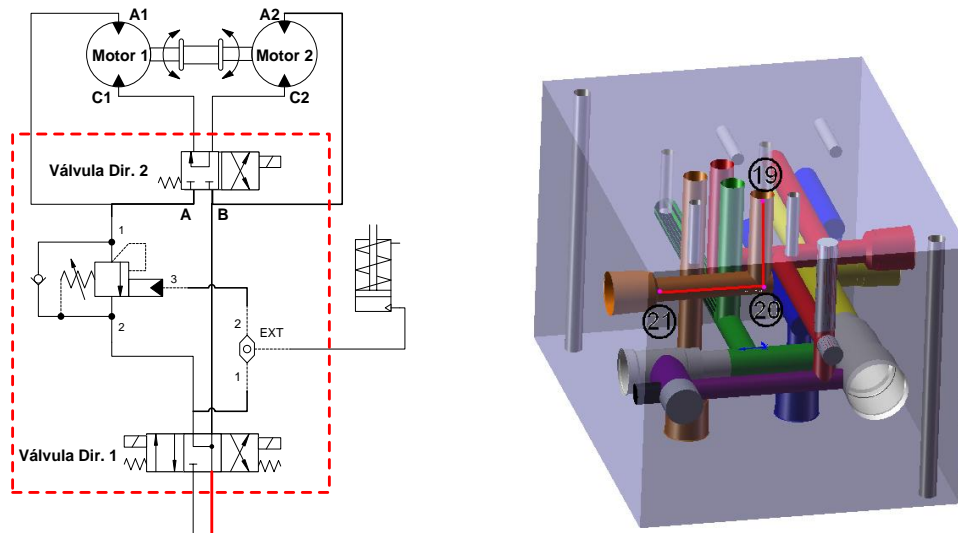


Fig. 33 Del puerto T de la válvula direccional cetop 5 centro punto flotante hasta la conexión a la manguera de tanque.³⁷

³⁷Fuente: Autores

$$L_{19-20}=44.7 \text{ mm}=0.0447\text{m}$$

$$L_{20-21}=48.5 \text{ mm}=0.0485\text{m}$$

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

$$A= 9,5033 \text{ E-}05 \text{ m}^2$$

$$\Delta p_{19-20}=1645,5040 \text{ Pa=}$$

$$0,2386 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{20-21}=1785,3902 \text{ Pa=}$$

$$0,25888 \text{ psi}$$

Las pérdidas por cambio de dirección del flujo 19-20 20-21 $L_{eq}=425\text{mm}$

$$\Delta p_{19-20 \ 20-21}= 15645,17236= 2,26854999 \text{ psi}$$

5.6 CAÍDA TOTAL DE PRESIÓN POR EL PASO EN EL MANIFOLD

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 la válvula de frenado y las direccionales por donde circula el flujo y una caída de 50 psi debida a pérdidas en el banco (3.45 bar).

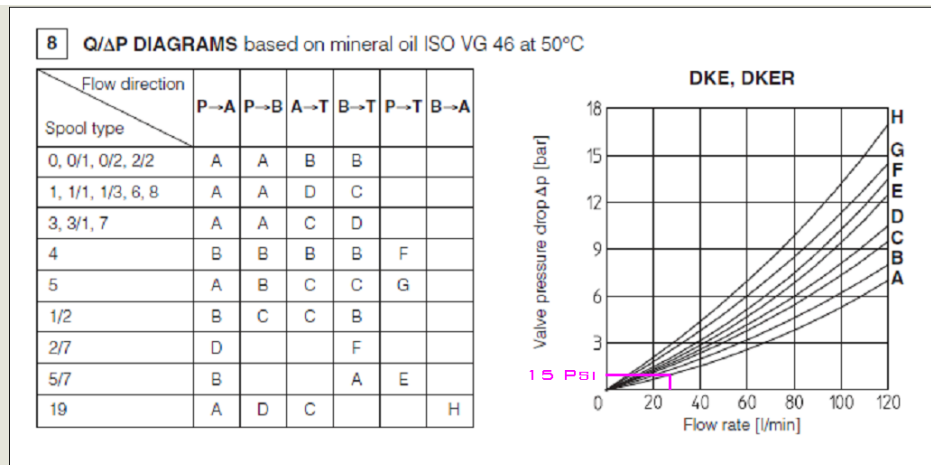


Tabla 2 Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 (Punto flotante) de P→A = 15 psi³⁸

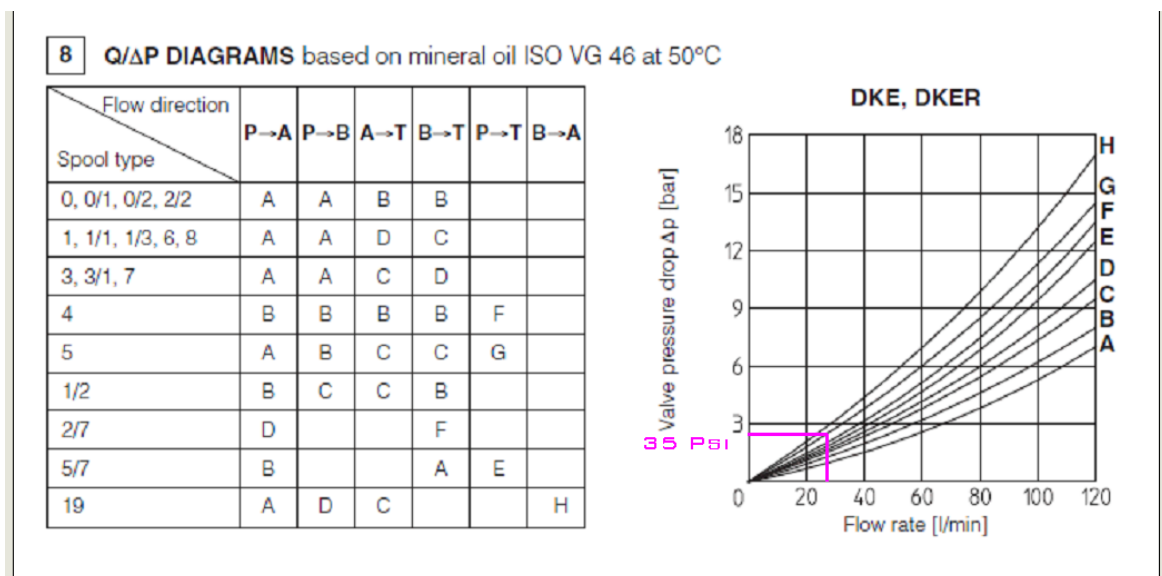


Tabla 3 Pérdidas paso por la direccional CETOP 5 (Tandem) de P→T = 35 psi³⁹

³⁸ http://www.atos.com/espanol/technical_tables/espanol/E025.pdf

³⁹ http://www.atos.com/espanol/technical_tables/espanol/E025.pdf

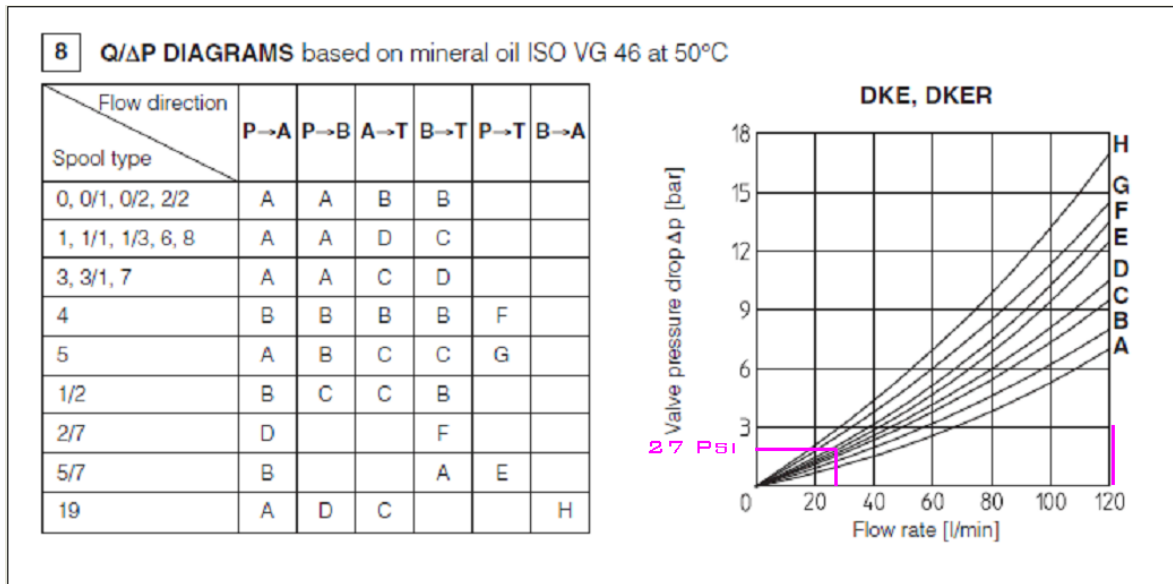


Tabla 4 Pérdidas paso por la direccional 1 CETOP 5 de B→T = 27 psi⁴⁰

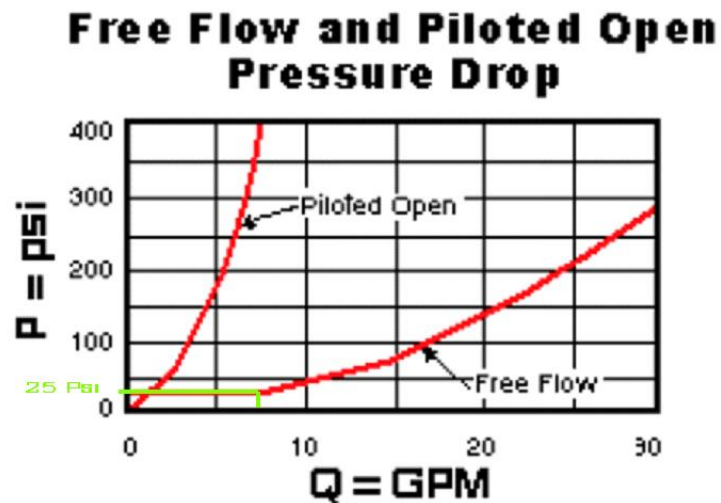


Fig. 34 Pérdidas paso por cartucho (Antirretorno) 2→1 = 25 psi⁴¹

⁴⁰ http://www.atos.com/espanol/technical_tables/espanol/E025.pdf

⁴¹ http://www.sunhydraulics.com/cmsnet/Cartridge.aspx?ModelCode=CBDA&CatModelID=17&Lang_id=1

Caída total de presión por el paso en el manifold

Pérdidas totales por direccionales y cartucho $\Sigma\Delta p_n = 87\text{psi}$

Caída de presión en los conductos del manifold: $\Sigma\Delta p_i = 16.8196\text{ psi}$. Luego la caída

$\Delta P_{total} = 103.8196\text{ psi}$

5.7 SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL MANIFOLD

En la selección del material para la construcción de este manifold tuvimos en cuenta algunas de las siguientes características:

- Bajo peso
- Excelente maquinabilidad
- Resistencia a la corrosión
- Alta conductividad térmica
- Alta resistencia a la tracción
- Alto límite de fluencia

Dentro de las posibilidades tenemos las aleaciones de aluminio y las diferentes aleaciones de aceros. Teniendo en cuenta las condiciones de operación de nuestro sistema podemos usar la aleación de aluminio 7050, más conocida como duraluminio o alumold 500 T6 – 51, ya que esta aleación cumple completamente con las características buscadas.

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.⁴²

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.⁴³

⁴² Fuente: Compañía General de Aceros.

⁴³ Fuente: Compañía General de Aceros.

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

Tabla 7 Propiedades físicas del Alumold⁴⁴

OPERACION	ALUMOLD 500			
	HERRAMIENTA DE ACERO RAPIDO		HERRAMIENTA DE CARBURO	
	Desbaste	Acabado	Desbaste	Acabado
Torneado				
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
Fresado				
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
Taladrado				
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.⁴⁵

⁴⁴ Fuente: Compañía General de Aceros.

⁴⁵ Fuente: Compañía General de Aceros.

5.8 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

Para el cálculo del factor de seguridad se utilizó el criterio de diseño de cilindros de pared delgada y gruesa sometidos a presión.

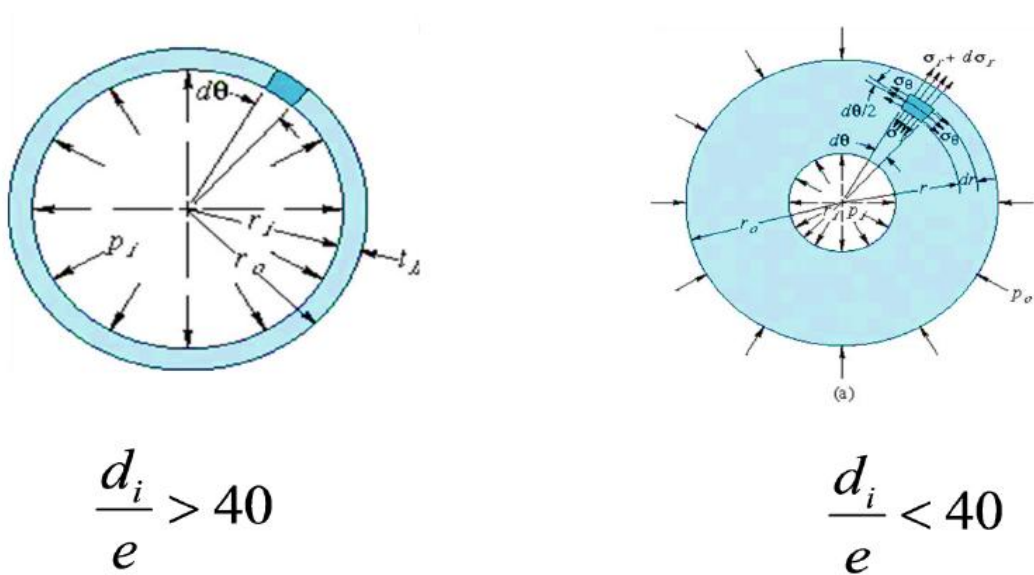


Fig. 35 Teoría determinación de pared gruesa. ⁴⁶

⁴⁶ <http://escuelas.fi.uba.ar/iis/CursoTuberias.pdf>

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 [1 - (r_o^2 / r^2)]}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 [1 + (r_o^2 / r^2)]}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_{r,m\acute{a}x} = -p_i$$

$$\sigma_{\theta,m\acute{a}x} = \frac{p_i (r_o^2 + r_i^2)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2}$$

5.9 PUNTOS CRÍTICOS DE LA VÁLVULA DE SEGURIDAD

La presión de trabajo del sistema tendrá un valor máximo de 1800 psi, en lo que respecta a los cálculos del factor de seguridad se tomó una presión de 3000 psi para ser conservativos.

Los puntos críticos en la válvula de seguridad son los siguientes:

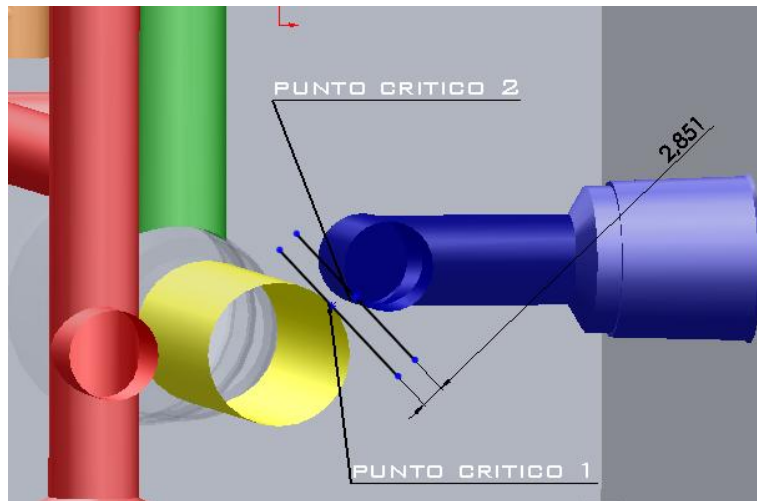
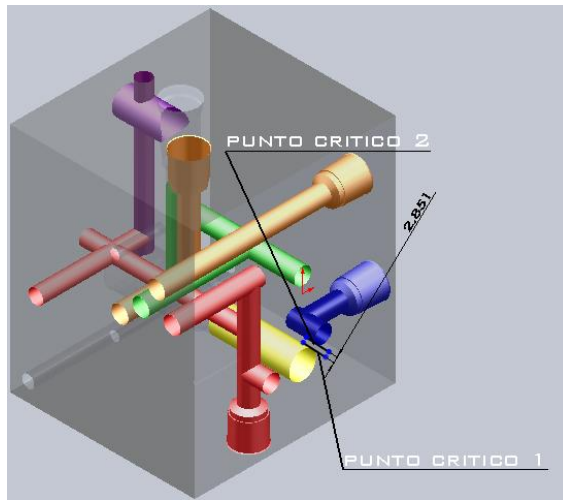


Fig. 36 Conexión puerto 1 válvula frenado – puerto T Dir. 2⁴⁷

5.9.1 Punto crítico 1

Por lo tanto el esfuerzo tangencial a evaluar sobre la superficie interna del cilindro es:

$$\sigma_{\theta} = p_i \left(\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right)$$

⁴⁷ Fuente: Autores

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2}$$

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

$$r_o = 11.63 \text{ mm}$$

$$r_i = 8.71 \text{ mm}$$

$$s_y = 71068.5 \text{ psi limite de fluencia (alumold 500)}$$

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{11.63^2 + 8.71^2}{11.63^2 - 8.71^2} \right)$$

$$\sigma_\theta = 10663.96 \text{ psi}$$

$$\sigma_T = \sqrt{-3000^2 + 10663.96^2}$$

$$\sigma_T = 11077.92 \text{ psi}$$

$$N = \frac{s_y}{\sigma_T} = \frac{71068.5 \text{ psi}}{11077.92 \text{ psi}}$$

$N = 6.95$ Factor de seguridad en el punto crítico 1

5.9.2 Punto crítico 2

Por lo tanto el esfuerzo tangencial a evaluar sobre la superficie interna del cilindro es:

$$\sigma_\theta = p_i \left(\frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right)$$

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2}$$

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

$$r_o = 8,42 \text{ mm}$$

$$r_i = 5,5 \text{ mm}$$

$$s_y = 71068,5 \text{ psi limite de fluencia (alumold 500)}$$

$$\sigma_\theta = 3000 \left(\frac{8,42^2 + 5,5^2}{8,42^2 - 5,5^2} \right)$$

$$\sigma_\theta = 7465,34 \text{ psi}$$

$$\sigma_T = \sqrt{-3000^2 + 7465,34^2}$$

$$\sigma_T = 8045,57 \text{ psi}$$

$$N = \frac{s_y}{\sigma_T} = \frac{71068,5 \text{ psi}}{8045,57 \text{ psi}}$$

$$N = 8,83 \text{ Factor de seguridad en el punto crítico 2}$$

5.10 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL MANIFOLD (CAE)

El manifold se diseñara bajo el criterio de altas presiones aplicadas en ductos de tamaño pequeño. Para analizar esta condición de trabajo, en este proyecto de grado nos apoyamos en la aplicación de análisis de elementos finitos mediante el software ANSYS Workbench versión 11 y SolidWorks Simulation 2010, el cual es una herramienta de diseño que nos da una idea del comportamiento aproximado de una pieza cuando está sometida a ciertas condiciones de presión

5.10.1 Enmallado del manifold

El primer procedimiento que se realizó para el análisis estructural del manifold consistió en ejecutar el ANSYS Workbench versión 12, 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, una vez hecho esto se definió las condiciones de carga sobre el material. El software realizó un enmallado tetraédrico con 68228 nodos lo que representa 41657 elementos, de igual manera se procedió a realizar este estudio con SolidWorks Simulation 2010 , de este último se anexara un informe detallado de las operaciones y resultados.

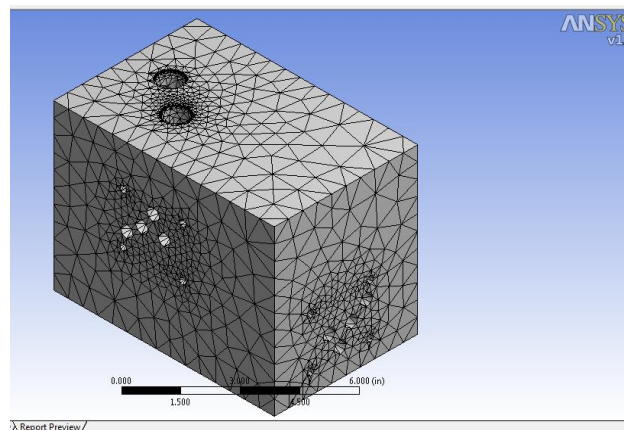


Fig. 37 Enmallado del manifold⁴⁸

5.10.2 Presión aplicada a las superficies internas

En cuanto a las condiciones de carga se aplica la presión interna que se ejerce sobre las superficies internas de los conductos del manifold. Para ser más conservativos en el diseño y de esta manera garantizar un diseño seguro en caso

⁴⁸ Fuente: Ansys versión 12

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).

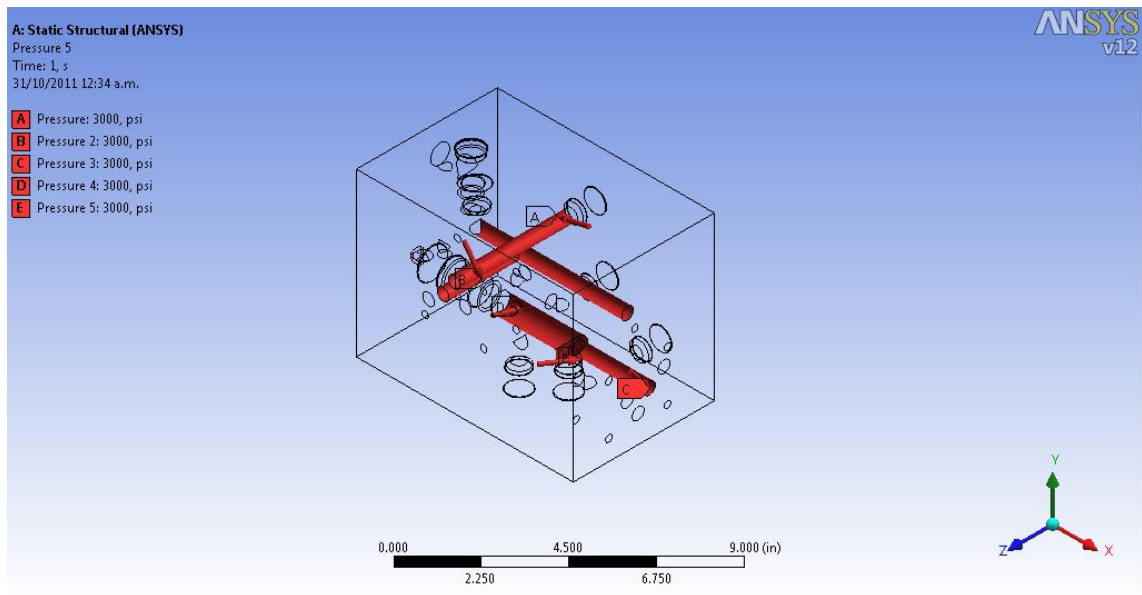


Fig. 38 Presión aplicada a las superficies internas.⁴⁹

5.10.3 Análisis de esfuerzos sobre el manifold

El resultado del análisis que hizo el software a la estructura mostro un valor de esfuerzo mínimo de 1.7866 psi y un valor de esfuerzo máximo de 9149.3 psi, situados en la cara lateral izquierda y en el ducto del puerto 1 de la válvula de frenado respectivamente.

⁴⁹ Fuente: Ansys versión 12.

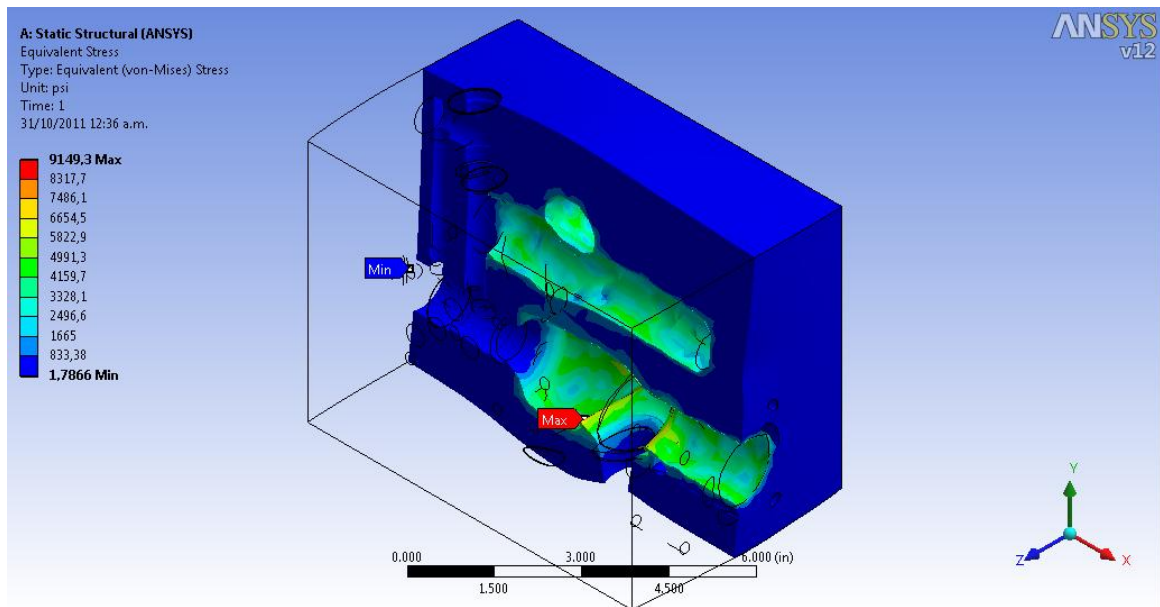


Fig. 39 Análisis de esfuerzos sobre el manifold⁵⁰

5.10.4 Factor de seguridad en el manifold.

Este estudio nos arroja como resultado que el factor de seguridad menor se encuentra ubicado cerca al conducto que comunica el puerto1 de la válvula de cartucho OR con un valor de 3.96, el cual es un valor en la escala de 0-15 que nos garantiza que el material seleccionado soporte las condiciones de presión a la cual se encuentra sometido.

⁵⁰ Fuente: Ansys versión 12

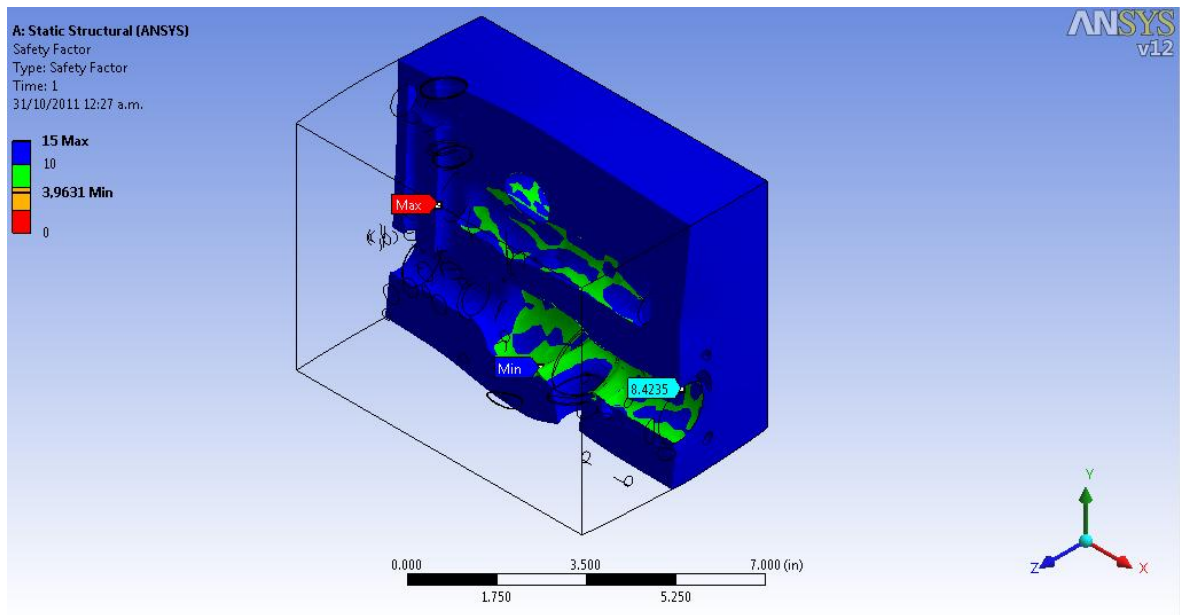


Fig. 40 Factor de seguridad en el manifold.⁵¹

5.10.5 desplazamientos y deformaciones unitarias.

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. Los cuales son significativamente bajos y no afectan el funcionamiento normal del manifold.

⁵¹ Fuente: Ansys versión 12

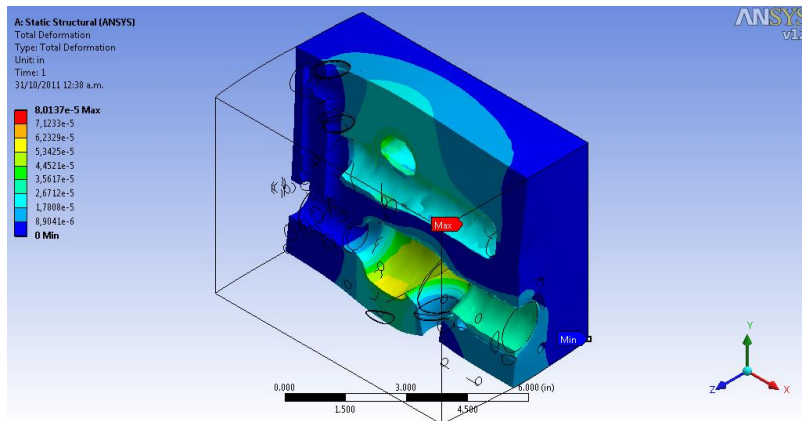


Fig. 41 Desplazamientos en el manifold⁵²

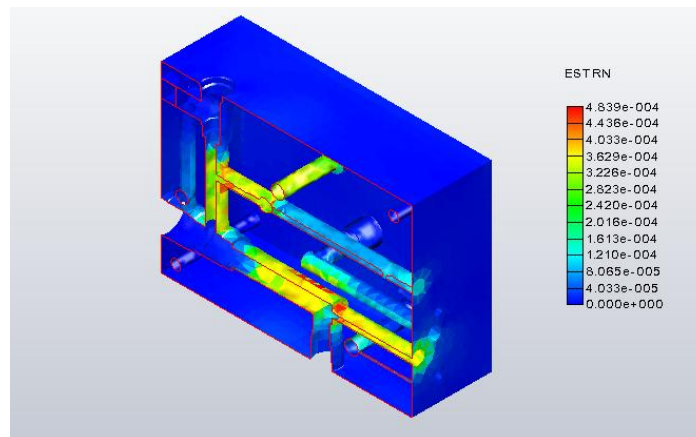


Fig. 42 Deformaciones unitarias en el manifold⁵³

⁵² Fuente: Ansys versión 12

⁵³ Fuente: Ansys versión 12

5.11 ANÁLISIS DE FLUJO INTERNO (CAE)

Este análisis se logró mediante el entorno de Flow Simulation del software SolidWorks 2010. Para iniciar este estudio se comenzó por establecer parámetros tales como el tipo de fluido (aceite hidráulico Shell Tellus) y las consideraciones de flujo a caudal constante (6.5 GPM).

Se consideró como punto crítico el ascenso de la carga en la configuración en serie, como se indicó detalladamente en el capítulo 5 (5.5.1).

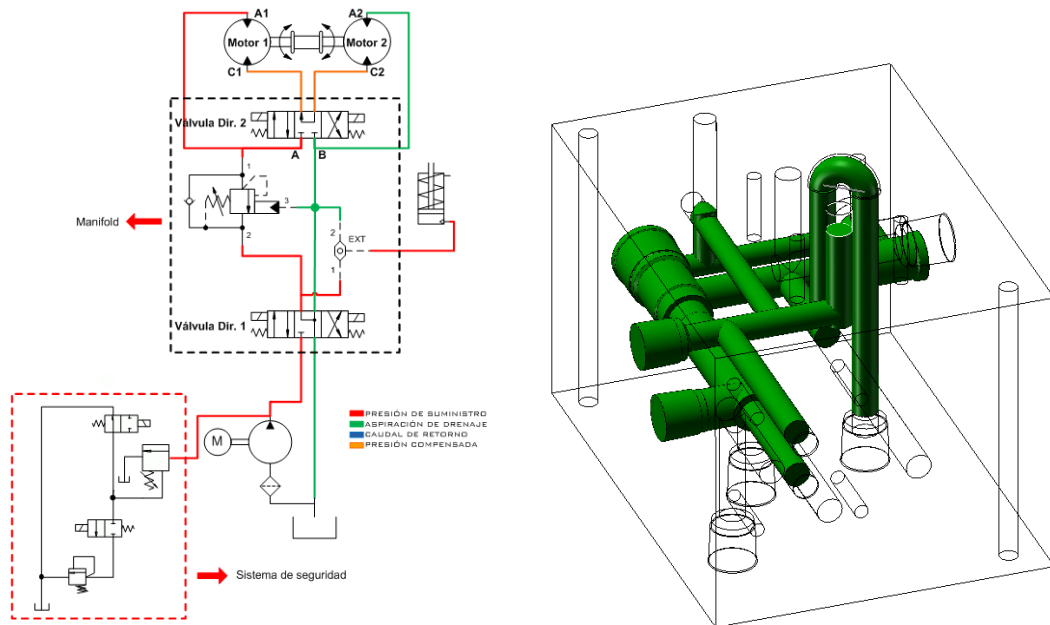


Fig. 43 Diagrama de ruta crítica del fluido⁵⁴

⁵⁴ Fuente: Autores

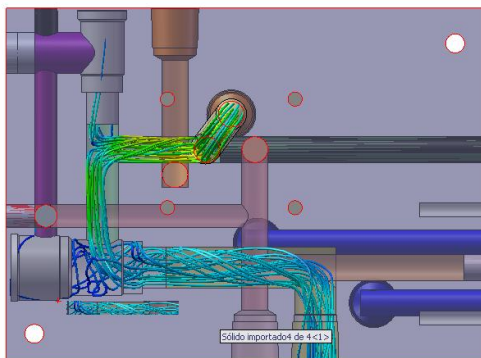
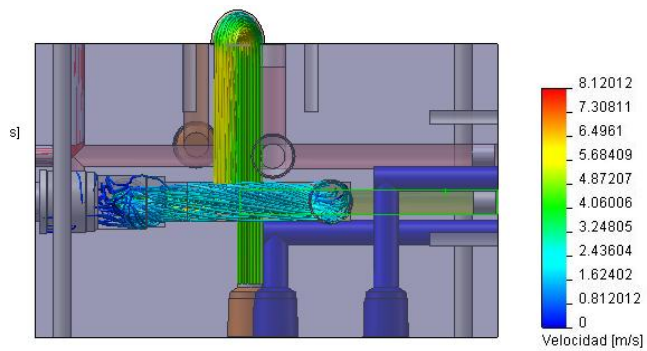
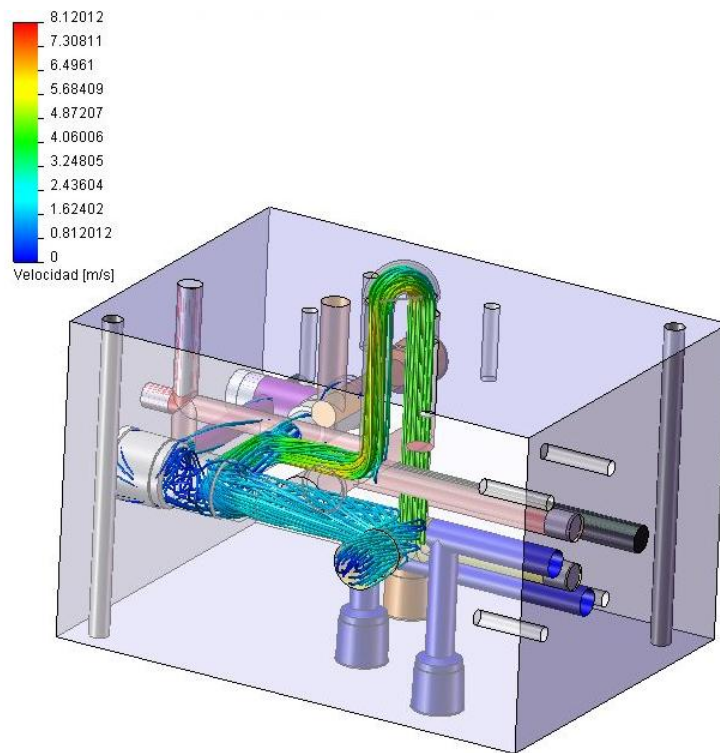


Fig. 44 Resultados de la simulación

De los datos obtenidos de la simulación observamos que el valor máximo para la velocidad del fluido es de 4.872m/s (región verde), el cual está ubicado en el puerto de suministro de presión cuando se pasa por el diámetro de 11 mm. 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, nos da como resultado:

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

$$Re = \frac{4.872 * 0.011}{3.7 * 10^{-5}} = 1448.43$$

$$Re = 1448.43$$

Este valor indica que el flujo presenta un comportamiento laminar tal y como se había demostrado anteriormente. En este estudio se puede ver el comportamiento del fluido a través de las líneas de flujo en el interior del manifold.

6. MONTAJE

En este capítulo se describen y muestran cada uno de los elementos que se utilizaron en la construcción y el montaje del banco de pruebas así como las pruebas realizadas.

Para el montaje del sistema hidráulico se utilizó: bomba de 6.5 GPM, motor de 9HP, válvula de seguridad venteeable de tres niveles de presión con manómetro instalado y una fuente de alimentación a 110 V, dos motores hidráulicos con tambor, manifold, válvulas direccionales CETOP 5 punto flotante TDZ y válvula direccional CETOP 5 de dos posiciones cuatro vías, cartucho de frenado SUN HYDRAULICS y cartucho OR SUN HYDRAULICS.

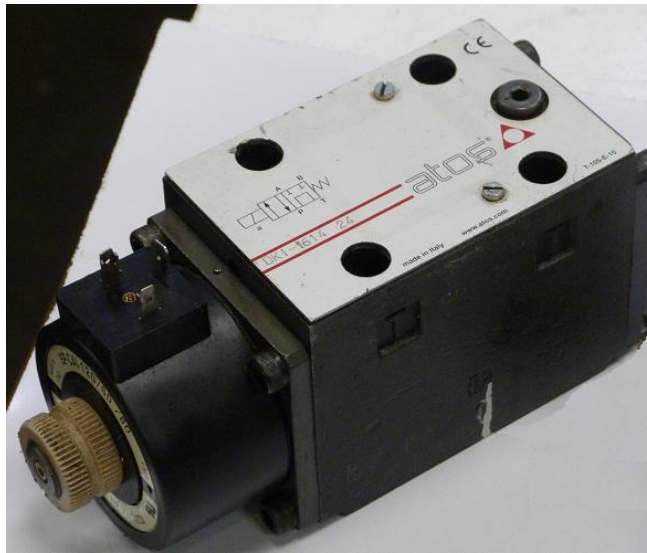


Fig. 45 Válvula direccional CETOP 5 de dos posiciones cuatro vías centro tándem accionada por solenoide marca ATOS.



Fig. 46 Válvula direccional CETOP 5 de tres posiciones cuatro vías centro punto flotante accionada por solenoide marca TDZ.



Fig. 47 Válvulas tipo cartucho de frenado y OR SUN HYDRAULICS



Fig. 48 Manifold mecanizado.



Fig. 49 Racores $\frac{1}{2}$ in NPT a $\frac{3}{4}$ in y tapones de $\frac{1}{4}$ Y $\frac{1}{2}$ NPT

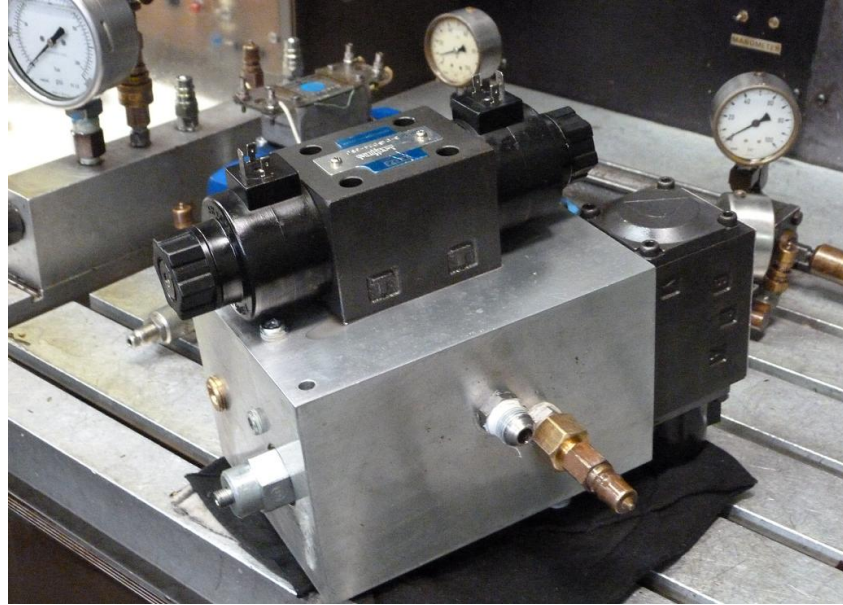


Fig. 50 Conjunto manifold



Fig. 51 Panel de control

7. PRUEBAS

Las pruebas que se ejecutaron muestran las mejoras que se le realizaron al sistema de control de la plataforma, que ya se comprueba experimentalmente el incremento en la capacidad de la carga de la plataforma.

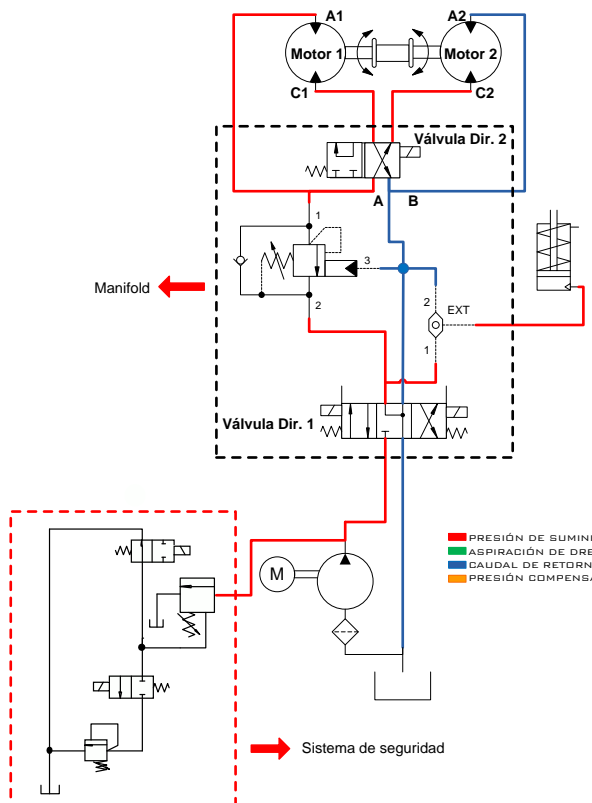
Las pruebas que se realizaron fueron:

- Ascenso en paralelo con una carga de 8 bloque, con un peso de 40 Kg. C/u; un nivel presión P1 de 1400 Psi, siendo este 400 Psi menos que el planteado en el proyecto anterior.
- Ascenso en paralelo con una carga de 8 bloque, con un peso de 40 Kg. C/u; un nivel presión P1 de 1800 Psi, siendo este el nivel máximo utilizado para elevar la carga en el proyecto anterior.
- Descenso en paralelo con una carga de 8 bloque; un nivel presión P1 de 300 Psi, siendo este nivel el apropiado para que el sistema logre el contrabalance de la carga.
- Ascenso en paralelo con una carga de 8 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u, más 2 bloques de 68 Kg. C/u; un nivel presión P1 de 1850 Psi, siendo este nivel de presión el necesario para elevar este carga.
- Descenso en paralelo con una carga de 8 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u, más 2 bloques de 68 Kg. C/u; un nivel presión P1 de 300 Psi, siendo este nivel el apropiado para que el sistema logre el contrabalance de la carga.
- Ascenso en serie con una carga de 4 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u; un nivel presión P1 de 1800 Psi.
- Descenso en serie con una carga de 4 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u; un nivel presión P1 de 300 Psi.

Las mediciones que se tomaron fueron:

- Nivel de presión de la válvula de seguridad 1 P1
- Entrada al motor1 P2
- Salida del motor1 P3

7.1 Ascenso en paralelo (Carga de 8 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u)



Cuando los motores se encuentran en la configuración paralelo se obtiene máxima capacidad de carga a expensas del caudal, porque se utiliza la mitad para conservar la misma potencia.

En sistemas hidráulicos la subida con motores en paralelo es la forma más eficiente de levantar mayor cantidad de carga, debido a que el caudal y la presión son $Q = Q/2$ y $P_{MOTOR1} = P_{MOTOR2}$.

Fig. 52 Ascenso en paralelo

CARGA DE DISEÑO 8 BLOQUES DE 40 KG CADA UNO							
PARALELO ASCENSO							
P1=1400 Psi			P1=1800 Psi				
P2 =	1300	P3 =	0	P2 =	1300	P3 =	0
P2 =	1300	P3 =	0	P2 =	1300	P3 =	0
P2 =	1280	P3 =	0	P2 =	1300	P3 =	0
P2 =	1300	P3 =	0	P2 =	1300	P3 =	0
P2 =	1300	P3 =	0	P2 =	1300	P3 =	0
P2 =	1296 Psi			P2 =	1300 Psi		
$\Delta P=104$			$\Delta P=100$				

Tabla 9 Paralelo Ascenso

Según estas pruebas, al tarar la válvula de seguridad a 1400 psi el sistema es capaz de realizar el ascenso de la carga, lo cual anteriormente se lograba realizando un taraje de 1800 psi, lo cual demuestra que las pérdidas producidas en el manifold se redujeron de tal manera que ahora puede realizar el ascenso de la misma carga a un nivel más bajo de presión.

7.1.1 Ascenso en paralelo (carga de 8 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u, más 2 bloques de 68 Kg. C/u)

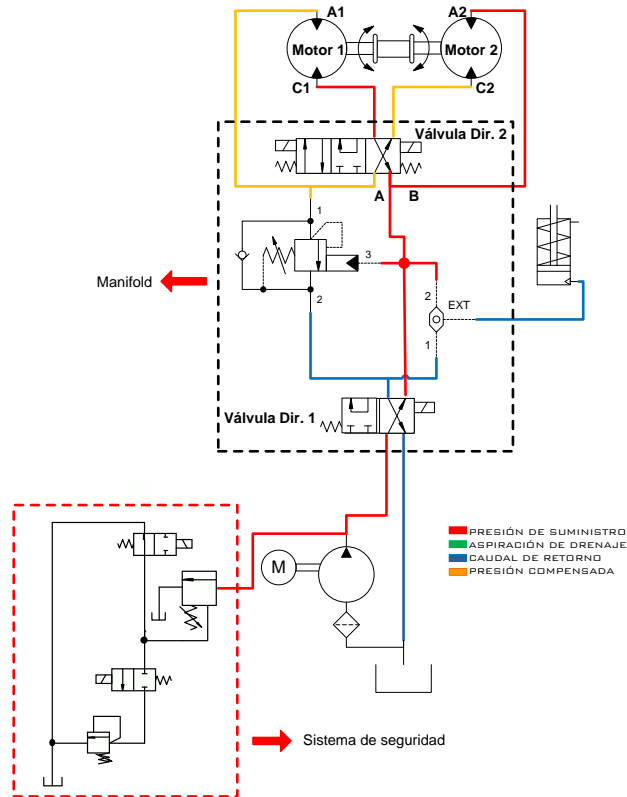
CARGA DE DISEÑO 8 BLOQUES DE 40 KG C/u + 2 BLOQUES DE 68 KG C/u			
PARALELO ASCENSO			
P1=1850 Psi			
P2 =	1700	P3 =	0
P2 =	1700	P3 =	0
P2 =	1680	P3 =	0
P2 =	1650	P3 =	0
P2 =	1680	P3 =	0
P2 =	1682 Psi	P3 =	0 Psi
$\Delta P=168$			

Tabla 10. Ascenso en paralelo (carga de 8 bloques, con un peso de 40 Kg. C/u, más 2 bloques de 68 Kg. C/u)

Esta tabla muestra hasta qué punto se pudo incrementar la capacidad de carga, este incremento fue del 42%. (Comparación con el proyecto inicial DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE ELEVADOR DE PLATAFORMA ACCIONADO POR MOTORES OLEOHIDRÁULICOS, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA)

La plataforma tenía la capacidad de realizar el ascenso de 4 bloques de 40 Kg C/u (capacidad en el proyecto DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MANIFOLD DE CONTROL PARA LA PLATAFORMA EN VOLADIZO DEL LABORATORIO DE SISTEMAS OLEONEUMÁTICOS (POTENCIA FLUIDA)) lo cual representa unos 160 Kg, con la implementación del manifold se logra un ascenso de carga hasta de 456 Kg, un incremento del 85% de capacidad.

7.2 Descenso en paralelo



El descenso con motores en paralelo para sistemas hidráulicos con frenado incluido se utiliza en la parte final del recorrido ya que se puede bajar rápido en serie al comienzo y terminando en paralelo para así ahorrar tiempo.

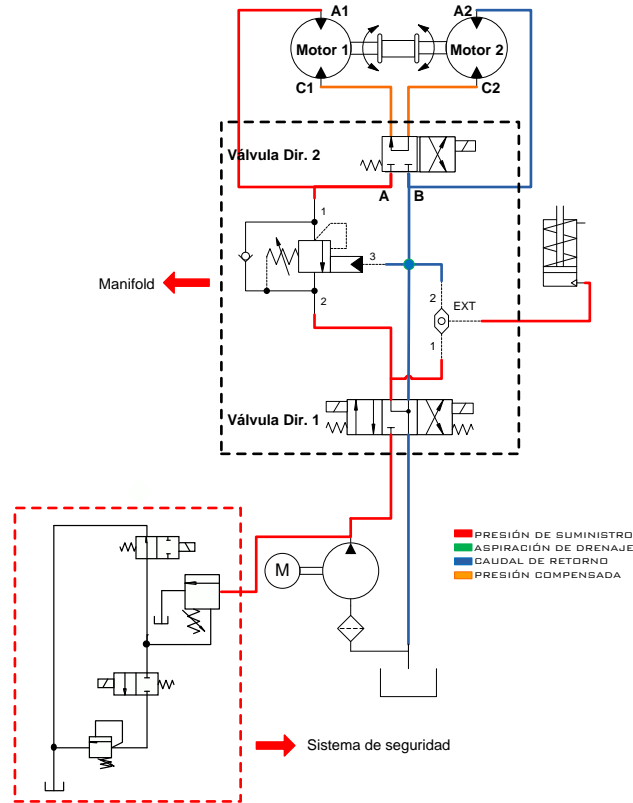
Fig. 53 Descenso en paralelo

CARGA DE DISEÑO 8 BLOQUES DE 40 KG CADA UNO			
PARALELO DESCENSO			
P1=300 Psi			
P2 =	600	P3 =	250
P2 =	600	P3 =	240
P2 =	600	P3 =	250
P2 =	600	P3 =	250
P2 =	600	P3 =	250
P2 =	600 Psi	P3 =	248 Psi
$\Delta P=300$			

Tabla 11.Paralelo descenso carga de diseño 8 bloques de 40 kg cada uno

Según las pruebas, el manómetro de la válvula de seguridad está marcando 300 psi y los manómetros a la salida y a la entrada del mismo motor marcan respectivamente 600 psi y 248 psi, por tanto el aumento de presión entre el manómetro 1 y 2 es de 300 psi, que es el debido a la presión para vencer el taraje de la válvula de frenado tipo cartucho para que esta permita el paso del fluido bajando.

7.3 Ascenso en serie (CON LA MITAD DE LA CARGA)



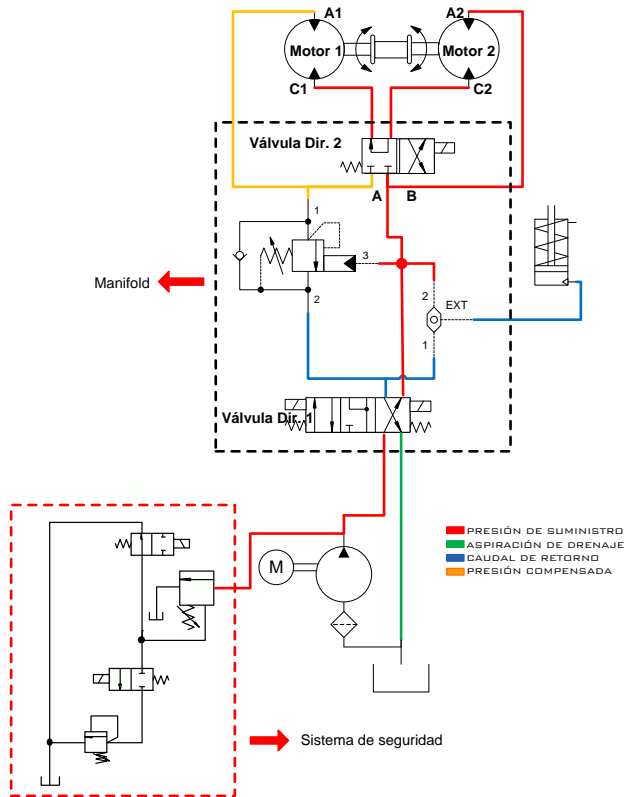
Si se cuenta con poca carga o plataforma vacía la configuración de circuitos hidráulicos para subida con motores en serie es la forma más eficiente de conseguir velocidad rápida en un sistema debido a que el caudal es $Q_{MOTOR1} = Q_{MOTOR2}$ para cada motor.

Fig. 54 Ascenso en serie

CARGA 4 BLOQUES DE 40 KG C/u			
SERIE ASCENSO			
P1=1800 Psi			
P2 =	1700	P3 =	1000
P2 =	1750	P3 =	970
P2 =	1750	P3 =	1000
P2 =	1780	P3 =	1000
P2 =	1750	P3 =	1025
P2 =	1746 Psi	P3 =	999 psi
ΔP=801 Psi			

Tabla 12. Serie ascenso carga 4 bloques de 40 kg c/u

7.4 Descenso en serie



La bajada con motores en serie para sistemas hidráulicos con frenado incluido es la manera óptima para obtener el doble de la velocidad (comparada con bajar el paralelo) y que gracias a la válvula de frenado se puede utilizar en gran parte del recorrido y luego terminar en paralelo evitando sacudidas en el frenado.

Fig. 55 Descenso en serie

CARGA 4 BLOQUES DE 40 KG C/u			
SERIE DESCENSO			
P1=300 Psi			
P2 =	550	P3 =	450
P2 =	600	P3 =	450
P2 =	550	P3 =	400
P2 =	600	P3 =	480
P2 =	620	P3 =	500
P2 =	584 Psi	P3 =	456 psi
$\Delta P=284$ Psi			

Tabla 13. Serie descenso carga 4 bloques de 40 kg c/u

Según las pruebas, el manómetro de la válvula de seguridad está marcando 300 psi y los manómetros 2 a la salida y 3 a la entrada del mismo motor marcan respectivamente 584 psi y 456 psi, por tanto el aumento de presión entre el manómetro 1 y 2 es de 284 psi, que es debido a que la presión debe vencer el taraje de la válvula de frenado tipo cartucho para permitir el paso del fluido bajando.

8. COSTO DEL PROYECTO

El costo mostrado en la siguiente tabla fue financiado totalmente por los autores del proyecto y no incluye el trabajo intelectual.

Papelería (documentos, cartas, fotocopias, impresiones, carpetas, empastes, etc.)	300.000.00
Bibliografía (libros técnicos, manuales, catálogos, folletos, etc.)	150.000.00
Compra de material para el manifold (Bloque de acero)	540.000.00
Compra de válvula direccional 4/3 Cetop 5	600.000.00
Mecanizado	850.000.00
Racores, Tapones, tornillos, etc	350.000.00
Otros	400.000.00
TOTAL	3 190.000.00

Tabla 14. Costos

CONCLUSIONES

- Se logró diseñar y construir un manifold para la plataforma en voladizo del laboratorio de potencia fluida, implementado la tecnología de válvulas tipo cartucho.
- se confrontó los cálculos realizados manualmente de presión máxima y esfuerzos en pared gruesa, con los obtenidos por la herramienta CAE (Ansys, Workbench). Comprobando de esta manera el correcto diseño del manifold.
- se verificó los cálculos realizados manualmente para la determinación del régimen de flujo, con los obtenidos por la herramienta CAE (Solidworks, Flow Simulation).
- se logró proporcionar un sistema de control por medio de un logo Siemens referencia
- se realizó el estudio del cambio de la válvula Cetop 3 (Centro Punto Flotante) por una válvula Cetop 5 (Centro Punto Flotante), el cual redujo las pérdidas en presión del sistema

BIBLIOGRAFÍA

BRUCE, Munson., DONALD, Young. Y THEODORE, Okiishi. "Fundamentos de Mecánica de Fluidos". México, editorial LIMUSA, 2005

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación: presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC-1486, Bogotá D.C.: Icontec, 2008, 120p.

MANNESMAN, Rexroth. Fundamentos y componentes de la oleohidraulica. Traducido por Roberto parisi. D-97813. Pennsylvania. 1986. 344p.

MORENO, Armando. y ORTEGA, Carlos R. Diseño y construcción de un manifold de control para laplataforma en voladizo del laboratorio de sistemas oleoneumáticos (potencia fluida). Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial deSantander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2010, 144 h.

PARKER. Parker Hannifin: Cartridge. [On line]. Cleveland- USA. [Cited 10 September 2009]. Available from internet:
<http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.005db0d83405a82228323e11230237ad1ca/?vgnextoid=991880961f66e010VgnVCM1000000308a8c0RCRD&vgnextfmt=default>

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&vgnextfmt=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 August 2009]. Available from Internet:
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, 236p.

TOM, Frankenfield. Rexroth worldwide hydraulics: using industrial hydraulics. 2 ed. Bethlem Pennsylvania.: Hydraulics & pneumatics magazine, 1984 p.10-45.

VICKERS. Manual de oleohidráulica industrial. 935100-A. Barcelona.: BLUME, 328 p.

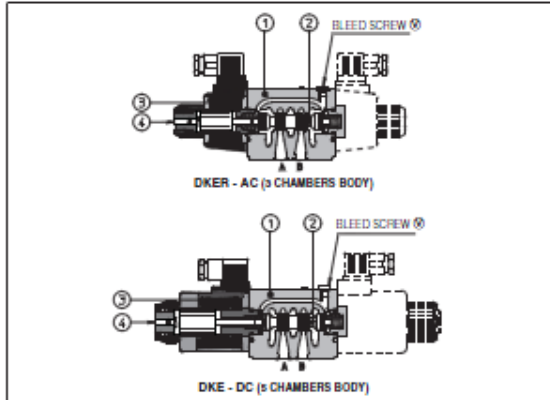
ANEXOS

ANEXO A.VÀLVULA DIRECCIONAL ATOS DKE-DKER (CETOP 5)



Tabla E025-4/E

Solenoid directional valves type DKE and DKER direct operated, ISO 4401 size 10



Spool type, direct operated solenoid valves available in two different versions:

DKE basic version equipped with standard solenoids

DKER high performance version equipped with improved force solenoids certified according the North American standard CUR US

Configurations and construction

The valves are available in three or four way configurations and with two or three spool positions, see section 3.

The spools (2) are interchangeable and they are available in a wide range of hydraulic configurations, see section 3.

The solenoids (3) have two different executions for AC or DC power supply and they are composed by:

- wet type screwed tube with integrated manual override pin (4) (the tube are different for AC and DC power supply).
- AC and DC coils see section 2.

The coils are interchangeable for the same type of power supply AC or DC and they can be easily replaced without tools (they are not interchangeable between DKE and DKER).

The coils are fully encapsulated with the following temperature classes:

- class H for DC coils
- class F for AC coils

The valve body (1) is 5 chambers type, for all DC versions and for AC version with option F*. Standard AC version use 3 chambers type body.

The optimized internal flow paths, largely coned with extrawide channels to the tank port, ensure low pressure drops.

Options

The following optional devices are available for DKE and DKER:

- prolonged manual override protected with rubber cap for easy hand operation
- control devices of the valve switching time
- spool position monitor devices for safety applications
- external drain port Y for high tank pressure (only DC version)

Surface mounting ISO 4401 size 10
Max flow up to 120 l/min
Max pressure: 315 bar

1 MODEL CODE

DKER	-	1	63	1/2	/A	X	24 DC	**	F*
-------------	---	----------	-----------	------------	-----------	----------	--------------	-----------	-----------

Directional control valves ISO 4401 size 10
DKE - standard solenoids
DKER - high performance solenoids

Valve configuration, see section 2
61 - single solenoid, center plus external position, spring centered
63 - single solenoid, 2 external positions, spring offset
67 - single solenoid, center plus external position, spring offset
70 - double solenoid, 2 external positions, without springs
71 - double solenoid, 3 positions, spring centered
75 - double solenoid, 2 external positions with detent
 Other configurations are available on request.

Spool type, see section 3

Note: configuration 63, 70 and 75 are available only with spools type 02, 12, 22, 27, 37, 57 (27 and 57 only for configuration 63)

Synthetic fluids
WG - water glycol
PE - phosphate ester

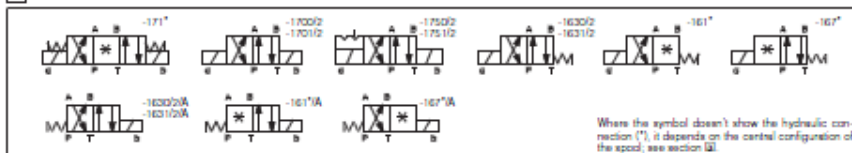
Series number

Voltage code, see section 2
00 - valve without coils

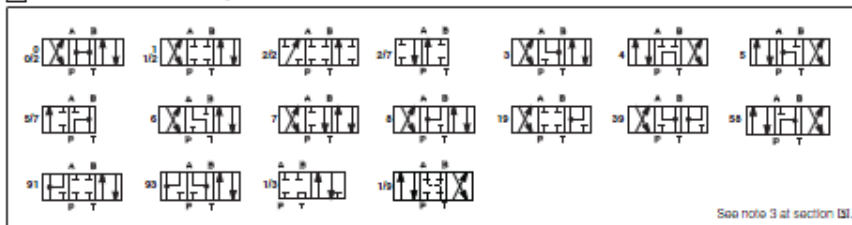
X - without connector
 See note 2 at section 2 for available connectors, to be ordered separately
 C - with special connectors, see section 2
XX - AMP Junior Terax connector
XX - Deutsch connector (only DKE)
XS - Lead Wire connection (only DKE)

Options, see note 1 at section 2

2 CONFIGURATION



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



E025

4 MAIN CHARACTERISTICS OF DKE AND DKER DIRECTIONAL VALVES

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 170° (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness Index $\sqrt{R_a}$ flatness ratio 0.01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C.	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 535; for other fluids see section 33	
Recommended viscosity	15 - 100 mm ² /s at 40°C (ISO VG 15 - 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 μ m value to 8 μ m \pm 75 (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and MWG seals) -20°C +80°C (JPE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables 22 and 23	
Operating pressure	DKE	Ports P, A, B: 315 bar
For versions with proximity switches (JFC, JFI and JFE versions) port Y must be drained	DKER	Port T: 120 bar for AC solenoids, 210 bar for DC solenoids; 250 bar for option JY Ports P,A,B: 315 bar ; Port T: 160 bar for AC solenoid; 210 bar for DC solenoids; 250 bar for option JY
Rated flow	See diagrams Q/Ap at section 33	
Maximum flow	120 l/min , see operating limits at section 33	

4.1 Coils characteristics

Insulation class	H (180°C) for DC coils F (155°C) for AC coils Due to the occurring surface temperatures of the solenoid coils, the European standards EN563 and EN662 must be taken into account
Connector protection degree	IP 65
Relative duty factor	100%
Supply voltage and frequency	See electric feature 6
Supply voltage tolerance	\pm 10%
Certification (only for DKER)	C UR US

5 NOTES

1 Options

A = Solenoid mounted at side of port B (only for single solenoid valves). In standard versions, solenoid is mounted at side of port A.

WP = prolonged manual override protected by rubber cap - see section 14

L, L1, L2, L3, LR, L7, L8 see section 12 - device for switching time control (only for DC solenoids).

L7 and L8 are available only for DKE with spool type O/1, 1/1, 3/1, 4 and 5.

F* = 5 chambers body for DC and AC versions with proximity switch for spool position monitoring; see tab. E.110.

Y = external drain, only for DC version, to be selected if the pressure at T port is higher than the max allowed limits.

2 Type of electric connectors DIN 43650, to be ordered separately - see section 33

SP-666 = standard connector IP-65 for direct connection to electric supply source.

SP-667 = as SP-666, but with built-in signal led.

SP-669 = with built-in rectifier bridge for supplying DC coils by alternate current (AC 110V and 230V - Imax 1A).

3 Spools

- spools type **0/2, 1/2, 2/2** are only used for two position valves: single solenoid valves, type DKE*-163*/; double solenoid valves type DKE*-170*/2 and DKE*-175*/2.
- spools type **2/7** and **5/7** are used only for single solenoid valves, type DKE*-163* (option A not available).
- spools type **0** and **3** are also available as **0/1** and **3/1** with restricted oil passages in central position, from user ports to tank.
- spools type **1** is also available as **1/1**, properly shaped to reduce the water-hammer shocks during the switching.
- spool type **1/3** (only for execution DKE(R)-1611/3WAY DC version) is particularly used as shut-off valve for safety applications; consult our technical office.
- spool type **1/0** has closed center in rest position but it avoids the pressurization of A and B ports due to the internal leakages.
- other types of spools can be supplied on request.

6 ELECTRIC FEATURES

External supply nominal voltage \pm 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		
				DKE	DKER	
12 DC	12 DC	SP-666 or SP-667	36 W (DKE) 39 W (DKER)	SP-CAE-12DC	SP-CAER-12DC	
14 DC	14 DC			SP-CAE-14DC	SP-CAER-14DC	
24 DC	24 DC			SP-CAE-24DC	SP-CAER-24DC	
28 DC	28 DC			SP-CAE-28DC	SP-CAER-28DC	
110 DC	110 DC			SP-CAE-110DC	SP-CAER-110DC	
125 DC	125 DC			-	SP-CAER-125DC	
220 DC	220 DC			SP-CAE-220DC	SP-CAER-220DC	
110/50/60 AC	110/50/60 AC			85 VA (DKE) 105 VA (DKER) (3)	SP-CAE-110/50/60AC (1)	SP-CAER-110/50/60AC (1)
230/50/60 AC	230/50/60 AC				SP-CAE-230/50/60AC (1)	SP-CAER-230/50/60AC (1)
115/60 AC	115/60 AC				SP-CAE-115/60AC	SP-CAER-115/60AC
230/60 AC	230/60 AC	SP-CAE-230/60AC	SP-CAER-230/60AC			
110/50/60 AC	110 DC	SP-669	36 W (DKE) 39 W (DKER)	SP-CAE-110DC	SP-CAER-110DC	
230/50/60 AC	220 DC			SP-CAE-220DC	SP-CAER-220DC	

(1) In case of 60 Hz voltage frequency the performances are reduced by 10-15% and the power consumption is 80 VA for DKE and 90 VA for DKER.

(2) Average values based on tests performed at nominal hydraulic condition and ambient/coil temperature of 20°C.

(3) When solenoid is energized, the inrush current is approx 3 times the holding current. Inrush current values correspond to a power consumption of about 280 VA for DKE and 320 VA for DKER.

7 COILS TYPE CAE* AND CAER* WITH SPECIAL CONNECTORS (only for 12DC, 14DC, 24DC and 28DC)

Options -XJ

Coil type SP-CAEJ, SP-CAERJ

AMP Junior Timer connector

Protection degree IP67

Options -XK

Coil type SP-CAEK

Deutsch connector, DT-04-2P male

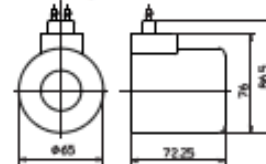
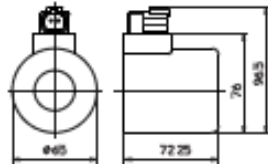
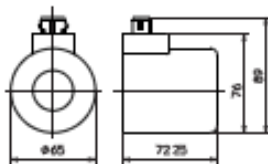
Protection degree IP67

Options -XS

Coil type SP-CAES

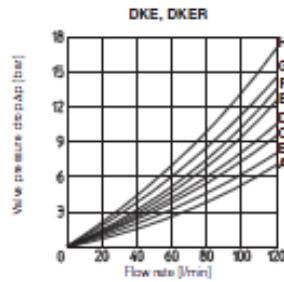
Lead Wire connection

Cable length = 180 mm



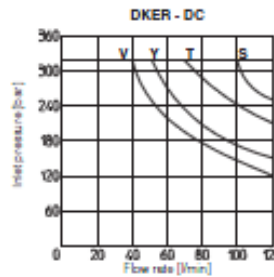
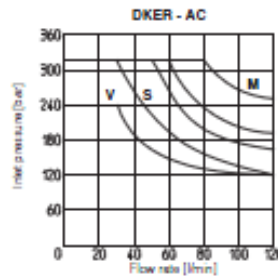
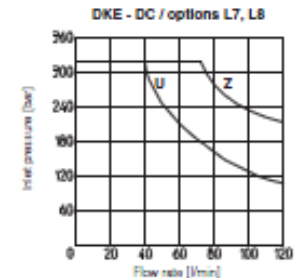
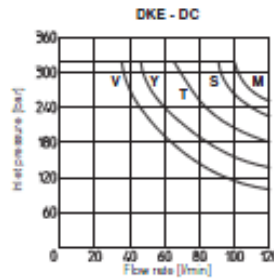
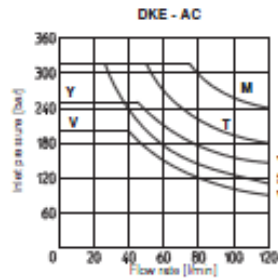
8 Q/M P DIAGRAMS based on mineral oil ISO VG 46 at 50°C

Spool type	Flow direction					
	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T	B-A
0, 0/1, 0/2, 2/2	A	A	B	B		
1, 1/1, 1/3, 6, 8	A	A	D	C		
3, 3/1, 7	A	A	C	D		
4	B	B	B	B	F	
5	A	B	C	C	G	
1/2	B	C	C	B		
2/7	D			F		
5/7	B			A	E	
19	A	D	C			H



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

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



Curve	Spool type	
	AC	DC
M	0/1, 5/7, 1/3	0, 0/1, 1, 1/1, 3, 3/1, 1/2, 0/2, 8
S	2/7, 4, 5, 19	1/3, 5/7, 6, 7
Y	1, 1/2, 0/2	4, 5, 2/7
V	6, 7, 8, 2/2	2/2
T	0, 1/1, 3, 3/1	19
U	-	4, 5
Z	-	0/1, 1/1, 3/1

10 SWITCHING TIMES (average values in msec)

Valve	Switch-on AC	Switch-on DC	Switch-off AC	Switch-off DC
DKE / DKER + SP-666 / SP-667	40	60	25	35
DKE / DKER + SP-669	60	—	90	—
DKE-"L" - DKER-"L"	—	75-150	—	45-150
DKE-"L7" - DKE-"L8"	—	100-150	—	100-150

Test conditions:

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

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

11 SWITCHING FREQUENCY

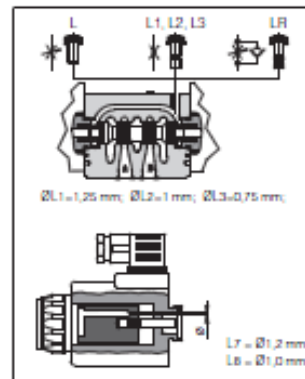
Valve	AC (cycles/h)	DC (cycles/h)
DKE / DKER + SP-666 / SP-667	7200	15000

12 DEVICES FOR SWITCHING TIME CONTROL

These devices are only available for DC valve version (5 chambers body) and can control the switching time and therefore reduce the coil hammering in the hydraulic circuit. The different types are available shown in the figure.

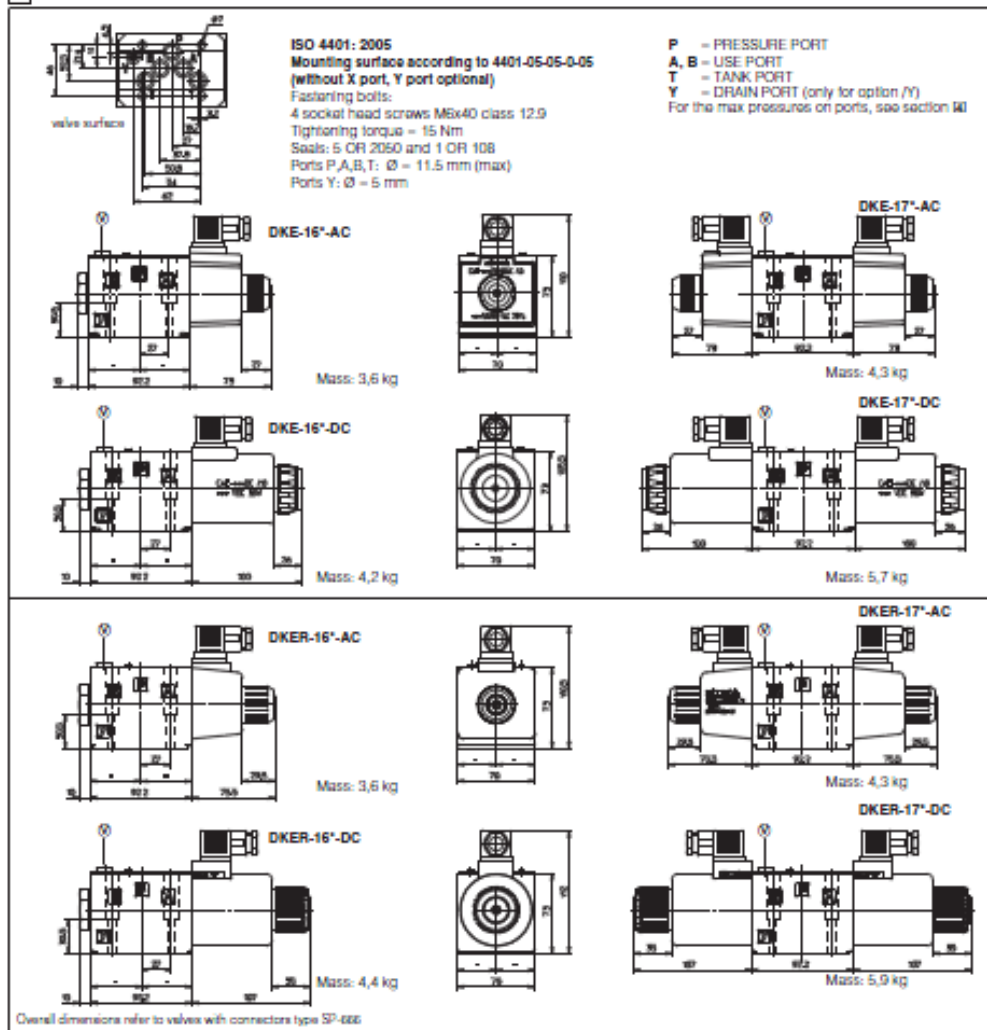
- **L**: controls and regulates the switching time in both moving directions of the spool: regulation is carried out by screwing/unscrewing the element itself (regulating choke).
- **L1/L2/L3**: controls the switching time in both moving directions of the spool by means of fixed calibrated restrictor (gauged flow). The restrictor is positioned in the valve's body
 $\varnothing L1 = 1,25 \text{ mm}$; $\varnothing L2 = 1 \text{ mm}$; $\varnothing L3 = 0,75 \text{ mm}$.
- **LR**: controls and regulates the switching time in the B-A direction of the spool movement. The device does not control the switching time (standard time) in the opposite direction A-B of the spool movement.
- **L7/L8**: controls the switching time in both moving directions of the spool by means of fixed calibrated restrictor (gauged flow). The restrictor is installed in the solenoid's anchor.
 $L7 = \varnothing 1,2 \text{ mm}$
 $L8 = \varnothing 1,0 \text{ mm}$

For a correct operation of the switching time control, the passage in which the control device is installed must be completely filled with oil.

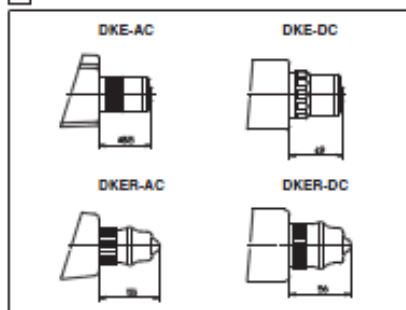


En25

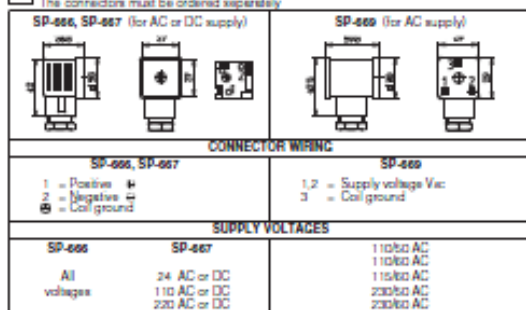
13 INSTALLATION DIMENSIONS [mm]



14 OPTION /WP



15 ELECTRIC CONNECTORS ACCORDING TO DIN 43650



16 MOUNTING SUBPLATES

Model		Ports location	GAS Ports A-B-P-T (X-Y)	Ø Counterbore A-B-P-T (X-Y)	Mass [kg]
BA-308	(/Y)	Ports A, B, P, T (X, Y) underneath	1/2" (1/4")	30 (21,5)	2,5
BA-428	(/Y)	Ports A, B, P, T (X, Y) underneath	3/4" (1/4")	36,5 (21,5)	5,5
BA-434	(/Y)	Ports P, T, (X, Y) underneath; ports A, B on lateral side	3/4" (1/4")	36,5 (21,5)	8,5

The subplates are supplied with 4 fastening bolts M6x40. Also available are multi-station subplates and modular subplates. For further details see table K282.

no/11

ANEXO B TECNOLOGIA DE CARTUCHOS SUN HYDRAULICS

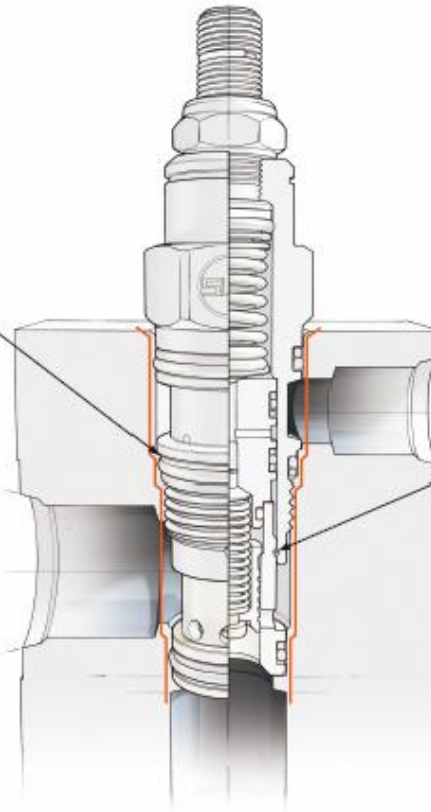
A Significant Advantage...

SUN'S FLOATING STYLE SCREW-IN CARTRIDGE

- ▶ Maximum design flexibility with consistent port usage, and optimized port connection areas.
- ▶ Utilizes a minimum number of cavities for 2-, 3-, 4-, and 6-port cartridges thus reducing cavity tooling requirements.
- ▶ 5 cartridge sizes allow flows ranging from 0.25 gpm (1 L/min.) to 200 gpm (760 L/min.).
- ▶ High operating pressures: 5000 psi (350 bar) for all cartridge functions.
- ▶ Cartridge types are interchangeable, without compromising equipment performance.

Sun's free-floating subassembly tolerates eccentricity between cavity and cartridge nose.

The flat shoulder provides a generous area stop, against which the cartridge thread load reacts. Being a flat area, there is minimal induced compressive radial load, causing cartridge distortion and binding, and allows a higher installation torque, with less sensitivity to over-torque damage. Higher installation torques minimize cartridge backing out under hydraulic cycling.



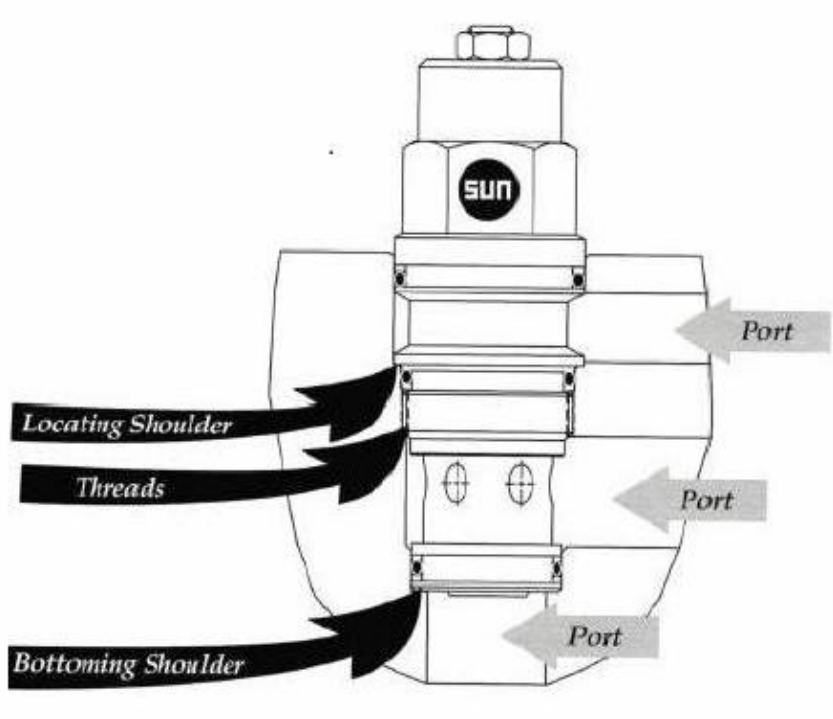
For a given thread size, the central location of the thread position results in maximum flow capacity, minimizes the effect of eccentricity, and distributes thread loads deep into the manifold.

The shoulder diameter at the threads provides a guide to ensure the threads are adequately centered.

The stop at the bottom of the cavity supports the free-floating cartridge subassembly during operation: critical working parts don't bind during operation. The retaining ring is used only for assembly.



© Copyright 2008 Sun Hydraulics Corporation Rev. APR-08 Sun Floating Style Screw-in Cartridge/Cavity; Web #999-901-338



ANEXO C VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP



3:1 pilot ratio, restrictive counterbalance valve

Capacity:
8 gpm (30 L/min.)

Functional Group:

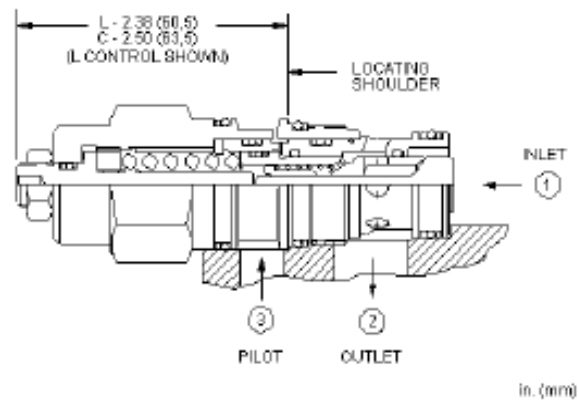
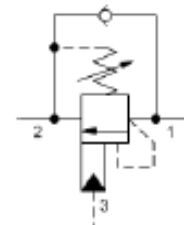
Products : Cartridges : Counterbalance : 3-Port Non-vented : Restrictive, 3:1 Pilot Ratio

Model:
CBDA

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.



Technical Features

- Counterbalance valves should be set at least 1.3 times the maximum load induced pressure.
- Restrictive valves have no relief capacity other than as a thermal relief.
- Turn adjustment clockwise to decrease setting and release load.
- Full clockwise setting is less than 200 psi (14 bar).
- Sun counterbalance cartridges can be installed directly into a cavity machined in an actuator housing for added protection and improved stiffness in the circuit.
- This valve has positive seals between all ports.
- 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.
- Backpressure at port 2 adds to the effective relief setting at a ratio of 1 plus the pilot ratio times the backpressure.
- 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).
- Two check valve cracking pressures are available. Use the 25 psi (1,7 bar) check unless actuator cavitation is a concern.
- 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.

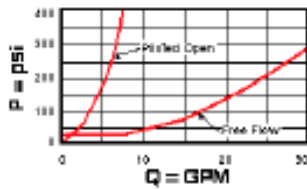
Technical Data

U.S. Units

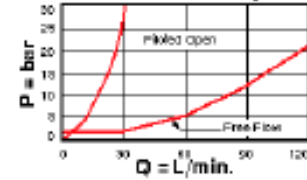
Metric Units

Cavity	T-2A	
Capacity	8 gpm	30 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 ³ /min.	30 cc/min.
Maximum Valve Leakage at Reset	5 drops/min.	0,3 cc/min.
Series (from Cavity)	Series 2	
Reset	>85% of Set Pressure	
Valve Hex Size	1 1/8 in.	28,6 mm
Valve Installation Torque	45 - 50 lbf ft	60 - 70 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: 990-202-007	
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-202-006	
Model Weight	0.63 lb.	0.29 kg.

Free Flow and Piloted Open Pressure Drop



Free Flow and Piloted Open Pressure Drop



CBDA-LHN

\$70.40

Recommended List Price

Control	Functional Setting Range	Seal Material	Material/Coating Modifier
Standard Options	Standard Options	Standard Options	Preferred Options
C* Tamper Resistant - Factory Set	+4.10	N Buna-N	+0.00 No modifier (standard material with no special coating)
L Standard Screw Adjustment	+0.00	V Viton	+5.00
	A 1000 - 4000 psi w/4 psi Check (70 - 280 bar w/0,3 bar Check), 3000 psi (210 bar) Standard Setting		Special Options
	B 400 - 1500 psi w/4 psi Check (28 - 105 bar w/0,3 bar Check), 1000 psi (70 bar) Standard Setting		/AP Stainless Steel, Passivated
	H 1000 - 4000 psi w/25 psi Check (70 - 280 bar w/1,7 bar Check), 3000 psi (210 bar) Standard Setting		Control: C +201.90
	I 400 - 1500 psi w/25 psi Check (28 - 105 bar w/1,7 bar Check), 1000 psi (70 bar) Standard Setting		Control: L +176.00
			<i>Our stainless product line is growing! If you are interested in a stainless option for this model which is not shown please contact Sun.</i>
Additional Options (Click Here)			
Control	Functional Setting Range	Seal Material	

R* Lockwired Screw Adjustment **+5.10**

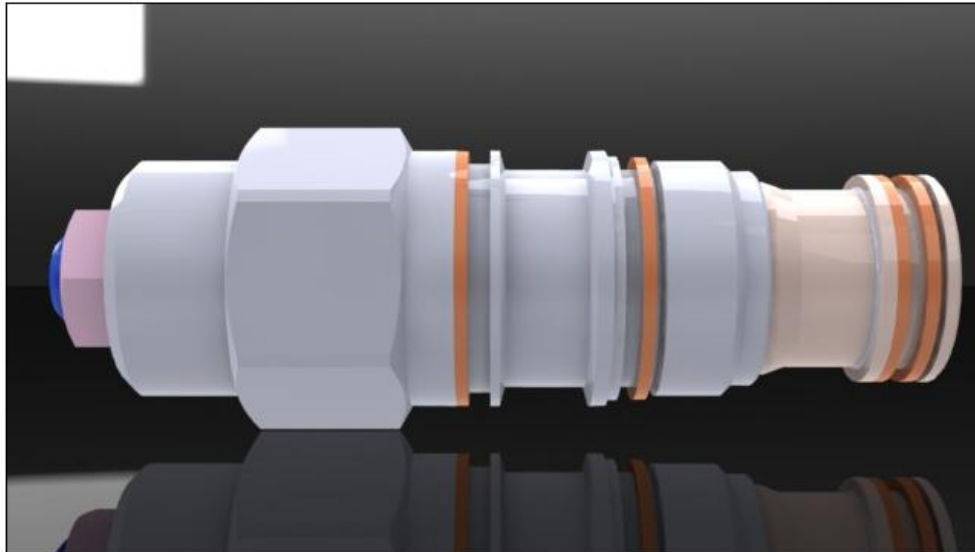
When the modifier is /AP, the control must be C or L.

* Special Setting required, specify at time of order
Customer specified setting stamped on hex **\$1.10**

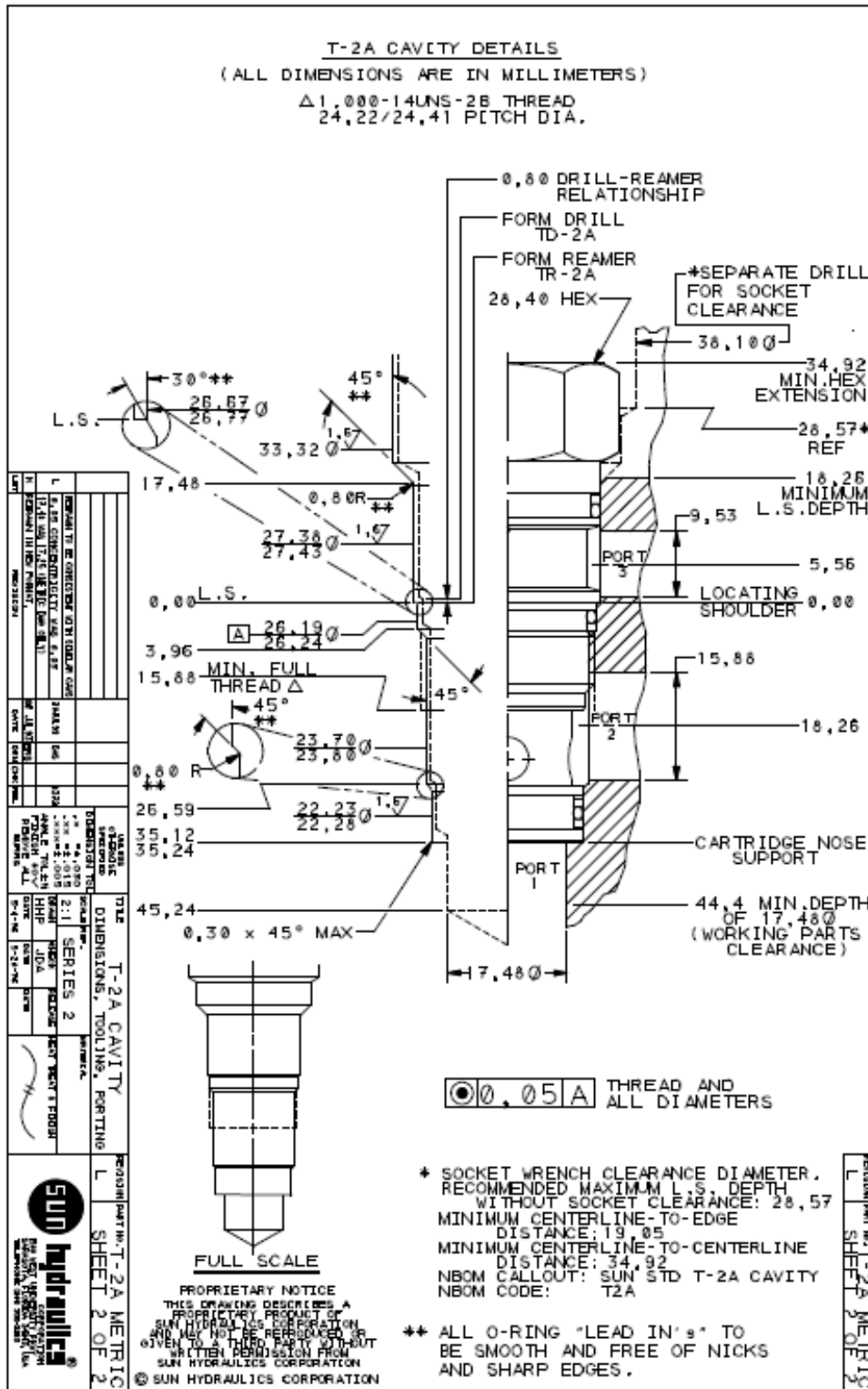
Related Documents (opens in new window):

- [Explanation of Sun cartridge control options - US units.](#)
- [Explanation of Sun cartridge control options - metric units.](#)

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



ANEXO D CAVIDADES VÁLVULA DE FRENADO CBDA-LHN SUN HYDRAULICS CORP.



ANEXO E VÁLVULA OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS CORP.

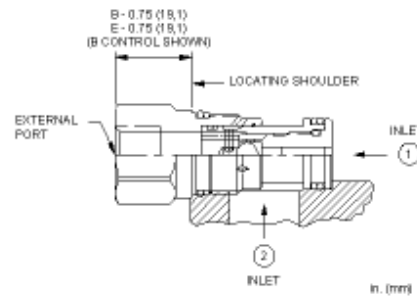
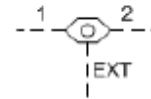


Model: CSAA-EXN

Capacity: 2.5 gpm (10 L/min.)

Single ball shuttle valve with signal external

The single ball shuttle connects the higher of two work ports to the signal or common port. The signal is sensed at an external port located in the hex-end of the cartridge.



Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-13A
Capacity	2.5 gpm	10 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	5 drops/min.	0,3 cc/min.
Series (from Cavity)	Series 1	
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft	40 - 50 Nm
Model Weight	.20 lb	0,10 kg
Seal Kits - Cartridge	Buna: 990-010-007	
Seal Kits - Cartridge	Viton: 990-010-006	

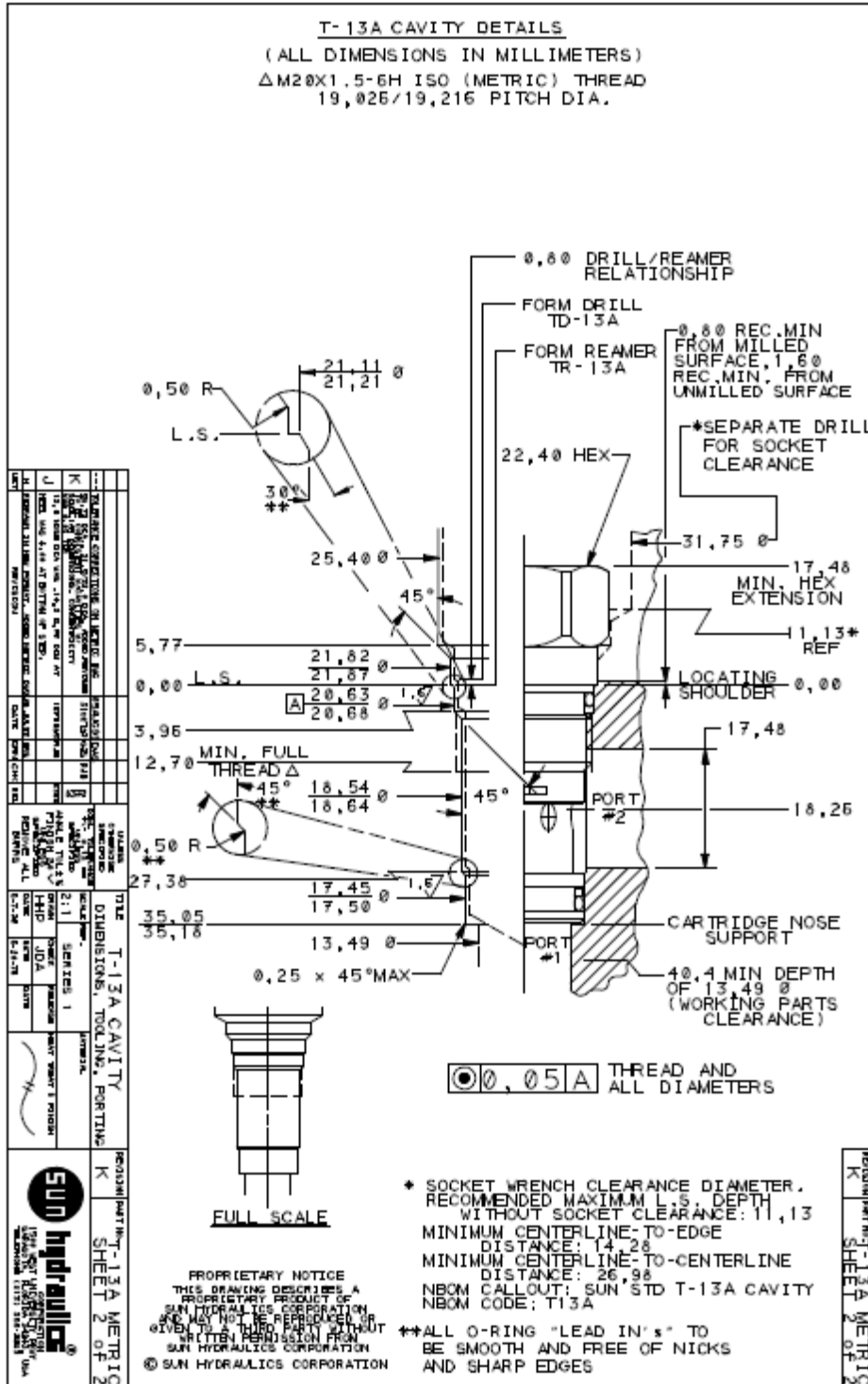
Control	Adjustment Range	Seal Material
E External 4- <i>SAE</i> Port	X -	N Buna-N

<http://www.sunhydraulics.com>

Date Created: 3/28/2011

Copyright © 2010-2011 Sun Hydraulics Corporation. All rights reserved.

ANEXO F CAVIDADES VÁLVULA DE OR CSAA-EXN SUN HYDRAULICS CORP.



ANEXO G ACEITE HIDRÁULICO SHELL TELLUS T

Shell Tellus T

Aceite hidráulico multigrado

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

Aplicaciones

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

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

Características de Rendimiento

- **Muy pequeña variación de viscosidad con temperatura**
Su tecnología especial de índice de viscosidad minimiza la variación de la viscosidad del aceite con cambios de temperatura y brinda una buena bombeabilidad en condiciones muy frías. Estas características son particularmente beneficiosas en aplicaciones hidráulicas sometidas a temperaturas extremas.
- **Alta estabilidad al corte**
El mejorador de índice de viscosidad es sumamente resistente a los esfuerzos mecánicos. El mantenimiento de sus características de "mantenerse en el grado" asegura una efectiva lubricación y larga vida del aceite.
- **Notable desempeño contra el desgaste**

Los aditivos antidesgaste han demostrado ser eficaces en todas las condiciones de operación, incluyendo situaciones de servicio pesado con altas cargas.

- **Excelente filtrabilidad**
Minima tendencia a causar obstrucción de filtros en presencia de contaminantes como agua o calcio.
- **Resistente a la oxidación**
Evita la formación de productos ácidos y lodos, incluso a altas temperaturas de operación.
- **Protección contra la corrosión**
Poderosos inhibidores brindan una protección prolongada contra la corrosión de metales ferrosos y no ferrosos.
- **Rápida liberación de aire y propiedades contra la formación de espuma**
Libera el aire fácilmente sin producir una cantidad excesiva de espuma.

Especificaciones de Rendimiento

- Los aceites Shell Tellus T han sido probados en bombas Poclairn, sumergiendo sus componentes de bronce en el lubricante por 24 horas sin que se vean afectados.
- Cumplen con las especificaciones de MIRA y Harnischfeger.
- Shell Tellus T 46 excede los requerimientos de la Sociedad Sueca de Ingenieros Mecánicos (SMR).
- Shell Tellus T 37 satisface las especificaciones MIL-H-24459, Vickers I-286-S, M-2952-S.



Compatibilidad

La tecnología de aditivos antidesgaste empleada en los aceites Shell Tellus T se basa en zinc el cual, si bien es ideal para la mayoría de bombas hidráulicas, no debe emplearse en diseños antiguos que contienen componentes bañados en plata. Los aceites Shell Tellus C se deben emplear en dichas aplicaciones.

Compatibilidad con Sellos y Pinturas

Los aceites Shell Tellus T son compatibles con todos los materiales

de sellos y pinturas normalmente especificados para usarse con aceites minerales.

Salud y Seguridad

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

Evite el contacto con la piel. Use guantes con el aceite usado. Tras un contacto con la piel, lavar inmediatamente con agua y jabón.

Características Físicas Típicas

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

ANEXO H PROPIEDADES FÍSICAS DEL ALUMOLD

The screenshot shows the 'Material' dialog box with the '7050-T7651' material selected in the left-hand tree view. The right-hand pane displays the material's properties, including its model type, units, category, name, failure criterion, and a table of physical properties.

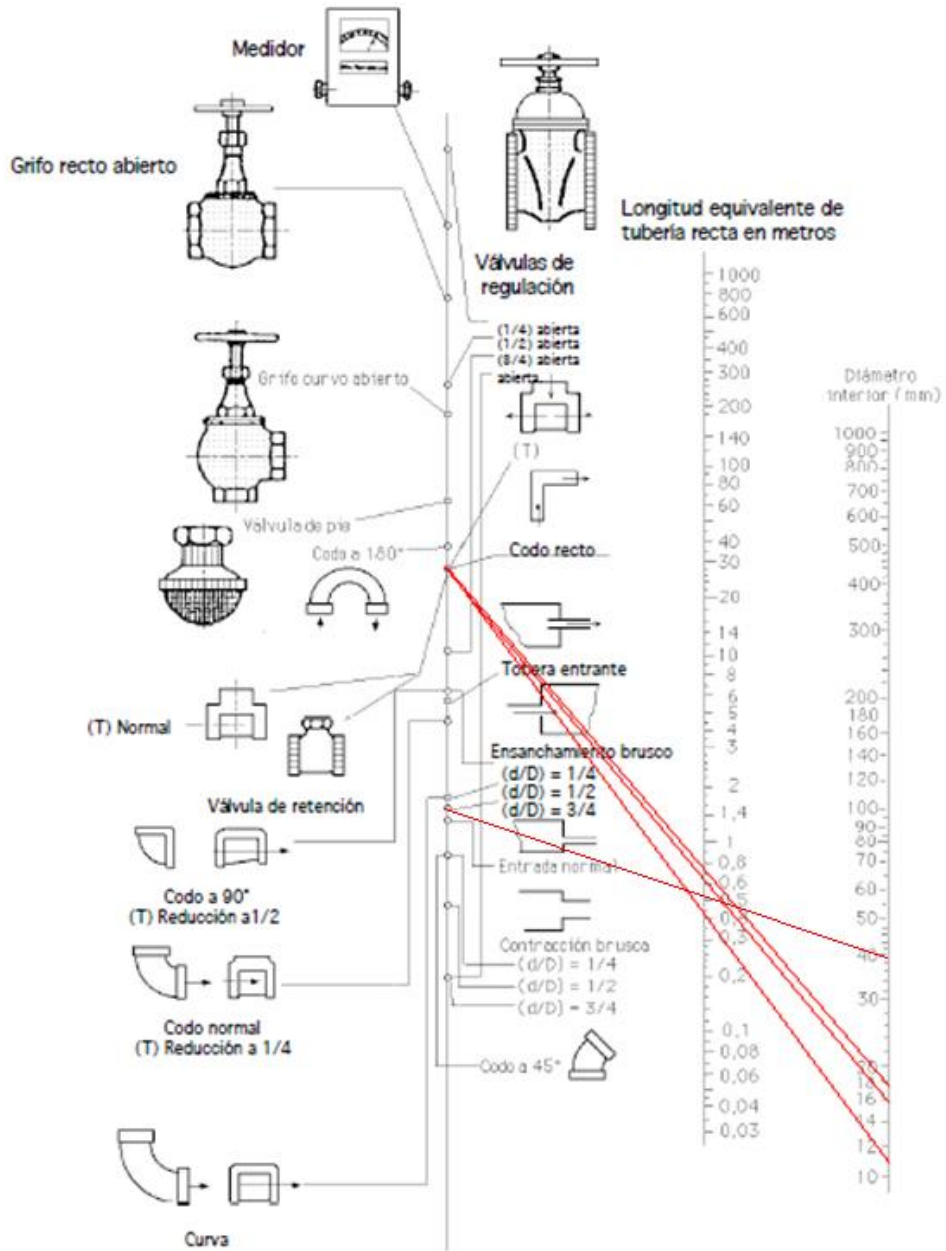
Propiedades de material
 No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
 Unidades: SI - N/mm² (MPa)
 Categoría: Aleaciones de aluminio
 Nombre: 7050-T7651
 Criterio de fallos predeterminado: Tensión de von Mises máx.
 Descripción:
 Origen:
 Sostenibilidad: Definido

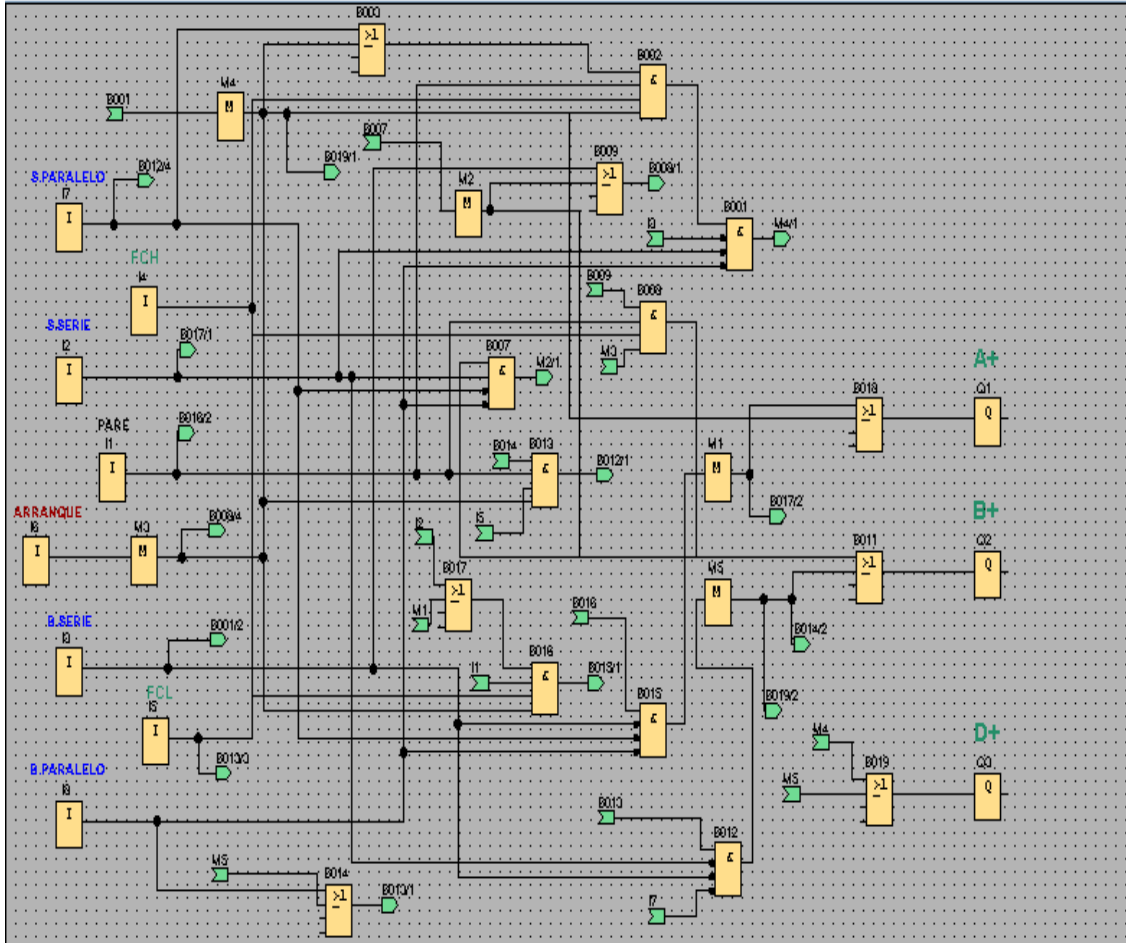
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo de elasticidad en X	72000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson en XY	0.33	N/D
Módulo cortante en XY	26900	N/mm ²
Densidad de masa	2830	kg/m ³
Límite de tracción en X	550	N/mm ²
Límite de compresión en X		N/mm ²
Límite elástico	490	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica en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

Buttons: Aplicar, Cerrar, Guardar, Config..., Ayuda

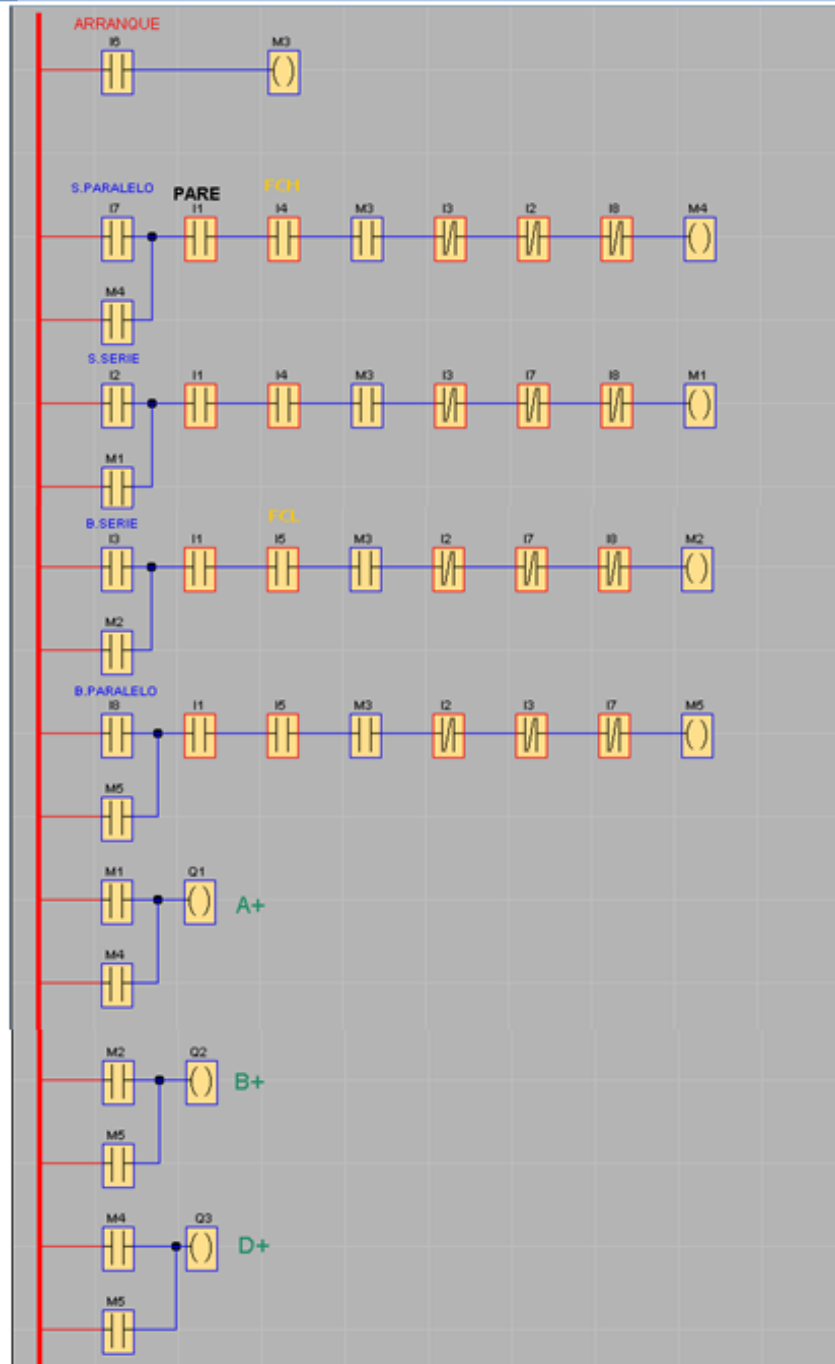
ANEXO I NOMOGRAMA LONGITUD EQUIVALENTE (PARA EL CALCULO DE PERDIDA DE CARGA)



ANEXO J CIRCUITO LOGO



CIRCUITO FUP



ANEXO K. INFORME DETALLADO SOLIDWORKS SIMULATION.

Análisis de tensiones de Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_

Nota:

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. Simulation le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

Contenido

Contenido	121
Lista de ilustraciones	121
Descripción	123
Suposiciones	123
Información de modelo	123
Propiedades del estudio	123
Unidades	124
Propiedades de material	124
Cargas y restricciones	124
Definiciones de conector	125
Contacto	125
Información de malla	125
Resultados del sensor	126
Fuerzas de reacción	126
Fuerzas de cuerpo libre	126
Fuerzas de perno	126
Fuerzas de pasador	126
Vigas	127
Resultados del estudio	127
Conclusión	¡Error! Marcador no definido.

Lista de ilustraciones

Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1	128
Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1	128
Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1	129

Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1..... 129
Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1{1} 130

Descripción

Resuma el análisis mediante el Método de elementos finitos (MEF) de Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_

Suposiciones

Información de modelo

Nombre de documento	Configuración	Ruta al documento	Fecha de modificación
Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_	Predeterminado	E:\Tesis\Documentos_Proyecto_Jefferson_Leo\Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_.SLDPRT	Sun Oct 30 23:37:05 2011

Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando (Soft Spring):	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Efecto térmico:	Introducir temperatura
Temperatura a tensión cero	298.000000
Unidades	Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Fricción:	Desactivar
Ignorar distancia para contacto superficial	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/mm ² (MPa)

Propiedades de material

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Saliente-Extruir6)	7050-T7651	10.6339 kg	0.00375756 m ³
2	Sólido 2(Tapón2)	7050-T7651	0.00222318 kg	7.85576e-007 m ³
3	Sólido 3(Saliente-Extruir2)	7050-T7651	0.0307941 kg	1.08813e-005 m ³
4	Sólido 4(Saliente-Extruir3)	7050-T7651	0.00875811 kg	3.09474e-006 m ³
5	Sólido 5(Saliente-Extruir7)	7050-T7651	0.00836523 kg	2.95591e-006 m ³
6	Sólido 6(Saliente-Extruir8)	7050-T7651	0.00245267 kg	8.66666e-007 m ³

Nombre de material:	7050-T7651
Descripción:	
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	7.2e+010	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.33	NA	Constante
Módulo cortante	2.69e+010	N/m ²	Constante
Densidad	2830	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	5.5e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	4.9e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	2.36e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	153	W/(m.K)	Constante
Calor específico	860	J/(kg.K)	Constante

Cargas y restricciones

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_>	activar 2 Cara(s) fijo.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Presión-1 <Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_>	activar 6 Cara(s) con presión 3000 psi a lo largo de la dirección normal a la cara seleccionada	Carga secuencial	

Definiciones de conector

No hay conectores definidos

Contacto

Estado de contacto: Caras en contacto - Libre

Contacto global	Componente de contacto: Unido activar Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p
Descripción:	

Información de malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	7.7875 mm
Tolerancia:	0.38938 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	91885

Número de nodos:	131980
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:19
Nombre de computadora:	JEFFAUBARR-PC

Resultados del sensor

Los datos no están disponibles.

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	1989.52	-4961.32	1973	5697.86

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	-0.0146468	0.0330302	-0.0295861	0.0466996

Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N-m	0	0	0	1e-033

Fuerzas de perno

Los datos no están disponibles.

Fuerzas de pasador

Los datos no están disponibles.

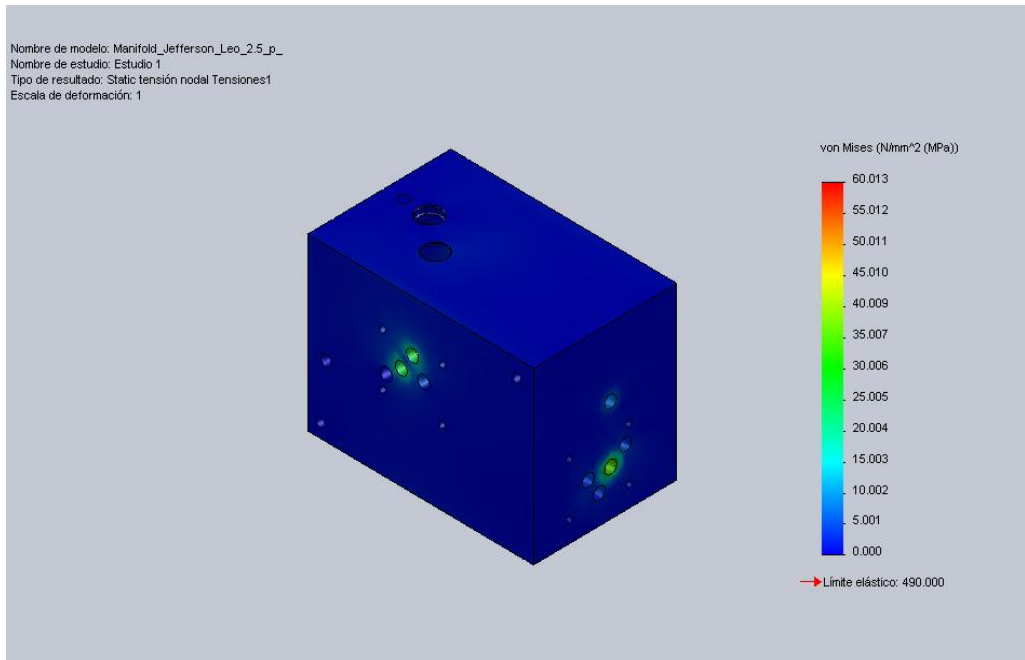
Vigas

Los datos no están disponibles.

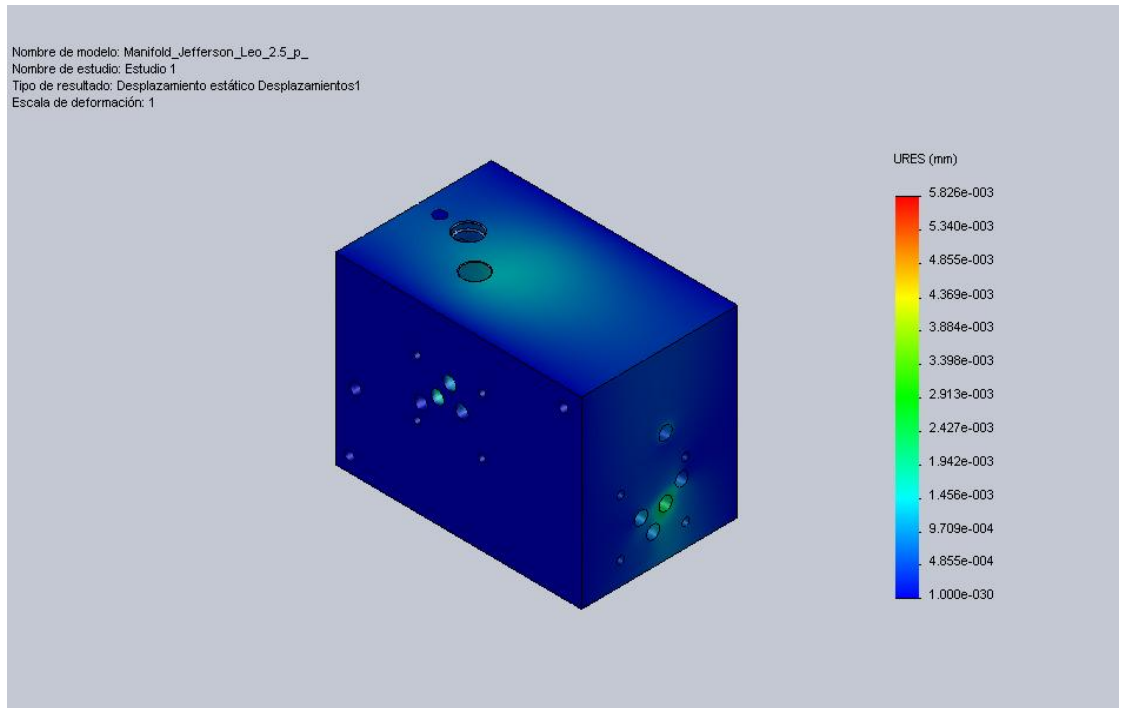
Resultados del estudio

Resultados predeterminados

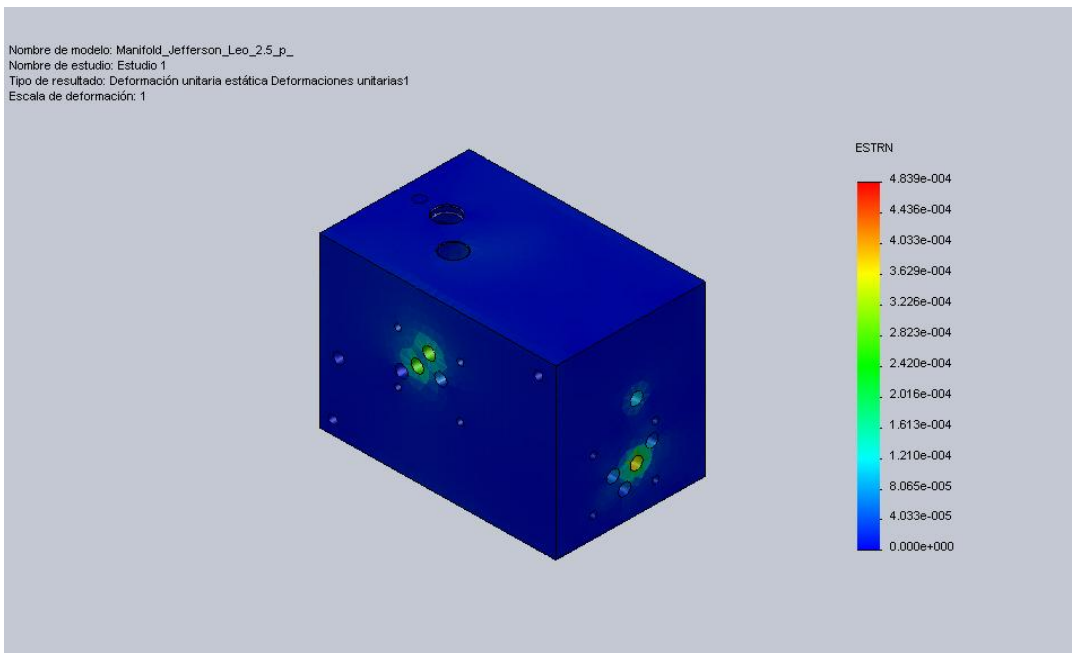
Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0 N/mm ² (MPa) Nodo: 131271	(-33.9534 mm, 70 mm, 2.3825 mm)	60.0128 N/mm ² (MPa) Nodo: 130228	(-7.61815 mm, 4.62728 mm, -1.18445 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 164	(150 mm, 70 mm, -60 mm)	0.00582557 mm Nodo: 113622	(73.7581 mm, -35.626 mm, -7.57457 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0 Elemento: 91252	(-35.6325 mm, 69.4256 mm, -0.820239 mm)	0.000483906 Elemento: 31411	(67.8932 mm, -32.3683 mm, -4.19607 mm)



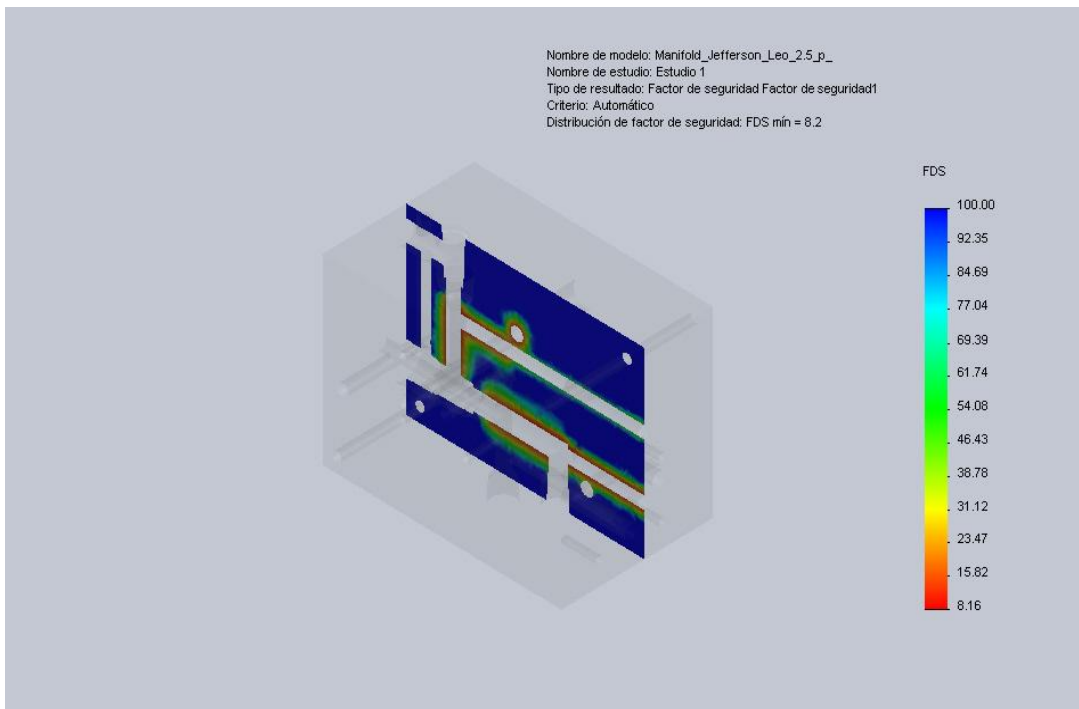
Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1



Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

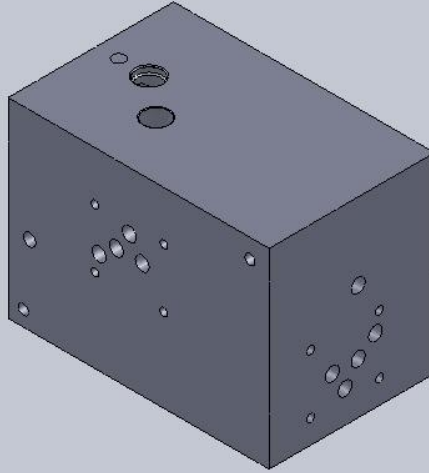


Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

Nombre de modelo: Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Forma deformada Desplazamientos1{1}
Escala de deformación: 1



Manifold_Jefferson_Leo_2.5_p_-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1{1}