

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VALVULA DE  
SEGURIDAD Y DESCARGA, PARA BOMBAS  
DOBLES**

**RAMIRO PARRA NIETO  
GUILLERMO ALEXIS PINEDA**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FISICOMECAICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA**

**2007**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VALVULA DE  
SEGURIDAD Y DESCARGA, PARA BOMBAS  
DOBLES**

**RAMIRO PARRA NIETO  
GUILLERMO ALEXIS PINEDA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FISICO MECANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA**

**2007**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VALVULA DE  
SEGURIDAD Y DESCARGA, PARA BOMBAS  
DOBLES**

**RAMIRO PARRA NIETO  
GUILLERMO ALEXIS PINEDA**

**Trabajo de grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.**

**Director  
MSC. ABEL ANTONIO PARADA CORRALES  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FISICO MECANICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECANICA  
BUCARAMANGA**

**2007**

## DEDICATORIA

A mi Dios por haberme dado fuerzas y entendimiento para lograr culminar mi carrera.

A toda mi familia por su apoyo incondicional especialmente a;

La gorda, sin ella mi vida no tendría este rumbo,

Ceci, por su afecto y ayuda en todo momento,

Ramiro, mi papá por su ayuda económica,

Myriam, por el cariño que me ha brindado a pesar de la distancia y circunstancias,

Joha, su ternura ayuda y comprensión siempre me dieron fuerzas,

Omar, Sandra, Stella y mis sobrinos, los llevo siempre en mi corazón, convirtiéndose en un motivo para luchar,

Edgar, Consuelo, y Emiro, por sus valiosos consejos,

Alex, Diego, Carlos, Paola y Jorge, por los ratos de esparcimiento y diversión que me brindan,

Alcira, Jilver, Tata y Júnior, por su amistad y cariño,

Mi tío Wilson, por su disposición a ayudarme en todo momento,

Mai, por la ternura y el cariño que me brinda,

Mis compañeros de carrera y amigos; de alguna forma contribuyeron con la causa,

Los profesores de la escuela de ing. Mecánica, por mi formación,

Y de manera muy especial a mi abuela aunque; se nos adelanto en el camino se que desde el cielo estará celebrando conmigo este logro.

**Ramiro Parra Nieto**

## DEDICATORIA

A mi Dios y la Vigencita, que me dieron la oportunidad de culminar con éxito esta carrera.

A mi madre Omaira, quien me apoya con todo su amor incondicional.

A mi abuelito Luis, quien con sus sabias enseñanzas me ha formado.

A mi abuelita Alicia (Q.E.P.D ), gracias por todo el cariño que me diste en vida.

A mi padrino Henry, quien ha sido un soporte fundamental en mi vida.

A todos mis tios y primos por su gran cariño.

A mi novia por ser tan bella conmigo.

Sin todos ustedes nunca lo hubiera logrado muchas gracias.

**Guillermo Pineda.**

## AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

- Ing. ABEL PARADA, director del proyecto de grado. Por su guía y su valioso aporte para la realización de este trabajo.
- METALCA, empresa que contribuyó con la fabricación de la válvula.
- HENRY, GONZALO, FREDY, trabajadores del taller de mecánica por su orientación y colaboración en el proyecto.
- La Universidad Industrial de Santander y la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la mejor enseñanza como ingenieros mecánicos.
- A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la consecución de esta meta.

## CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
<b>1. VALVULAS CONTROL DE PRESION.</b>	<b>3</b>
1.1. INTRODUCCIÓN	3
1.2 VALVULA ANTIRRETORNO	3
1.2.1 Función.	3
1.2.2 Funcionamiento	4
1.3 VÁLVULAS DE ALIVIO	4
1.3.1. Función.	4
1.3.2. Funcionamiento.	4
1.3.3 Válvulas de acción directa	5
1.3.4 Válvulas de acción pilotada	6
1.3.5 Venteo	7
1.4. VÁLVULAS DE SECUENCIA.	8
1.4.1 Función.	8
1.4.2Funcionamiento	8
1.5 VÁLVULAS DE DESCARGA	9
1.5.1. Función	9
1.5.2 Funcionamiento	9
1.6. VÁLVULAS DE CONTRABALANCE	10
1.6.1. Función.	10
1.6.2 Funcionamiento.	10
1.7. VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN	11
1.7.1. Función	11

1.7.2. Funcionamiento	11
<b>2. VALVULAS DE CARTUCHO</b>	<b>14</b>
2.1. INTRODUCCIÓN	14
2.2 CARACTERÍSTICAS Y VENTAJAS	14
2.2.1. Funcionamiento de las válvulas de cartucho para insertar.	15
2.3. VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR	16
2.3.1. Características.	17
2.4. VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESION	17
2.4.1. Válvulas de seguridad	17
2.4.2. Válvulas reductoras y de seguridad	18
2.4.3. Válvula de secuencia	20
2.4.4. Válvula de descarga	20
2.5. CIRCUITO HI - LOW	22
2.5.1. INTRODUCCIÓN	22
2.5.2. Funcionamiento	22
2.5.3. Funcionamiento etapa de descarga	22
<b>3. DISEÑO DEL BLOQUE MANIFOLD</b>	<b>24</b>
3.1. INTRODUCCION	24
3.2 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN	24
3.2.1 Funcionamiento como válvula de descarga	26
3.2.2 Funcionamiento como válvula de seguridad.	26
3.3. CIRCUITO ESQUEMATICO	28
3.4. SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS	29
3.4.1. Cartucho de descarga.	29
3.4.1.1. Funcionamiento.	29
3.4.2. Cartucho de seguridad.	31

3.4.2.1. Funcionamiento.	31
3.4.2.2. Opciones de venteo.	31
3.4.3. Cartucho antirretorno.	<b>32</b>
3.5. DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS	35
3.6. SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL MANIFOLD	35
3.7. EVALUACION DEL BLOQUE MANFOLD	37
3.7.1. Cálculo del factor de seguridad del bloque manifold.	38
3.7.1.1. Puntos críticos del bloque manifold a evaluar	38
3.7.2. Determinación del régimen de flujo.	46
3.8. MANUFACTURA DEL DISEÑO	49
3.8.1 Refrentados de las caras del bloque manifold	50
3.8.2. Marcado	50
3.8.3. Mecanizado del bloque manifold	50
3.8.3.1. Desbastado	50
3.8.3.2 Cilindrados internos	51
3.8.3.3. Taladros internos	51
3.8.3.4. Rectificado de caras	51
3.8.4. Tratamiento Superficial	51
3.9. OTRAS CONSIDERACIONES A TENER EN CUENTA	52
<b>4. SIMULACION DEL BLOQUE MANIFOLD</b>	<b>54</b>
4.1. INTRODUCCIÓN	54
4.2. APLICACIÓN DEL SOFTWARE CAD EN EL DIMENSIONAMIENTO FINAL DEL BLOQUE.	55
4.3. ANALISIS CAE ESTRUCTURAL	58
4.3.1 Proceso de Enmallado	59
4.3.2 Definición de cargas en las condiciones de frontera	59

4.3.3. Sección de seguridad	60
4.3.3.1. Análisis de esfuerzos.	60
4.3.3.2. Análisis de factor de seguridad.	60
4.3.4. Línea de sensado dirigida al puerto 3 del cartucho de descarga.	61
4.3.4.1. Análisis de esfuerzos.	61
4.3.4.2 Análisis de factor de seguridad	62
4.3.5. Sección del orificio de paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad	62
4.3.5.1. Análisis de esfuerzos	62
4.3.5.2. Análisis de factor de seguridad.	63
4.4. ANALISIS CAE DE FLUJO	65
4.4.1. Tipo de fluido a utilizar	65
4.4.2. Proceso de enmallado.	68
4.3. Definición de cargas en las condiciones de frontera	69
4.5. SOLUCIÓN DEL PROCESO DE SIMULACIÓN.	69
<b>5. PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS</b>	<b>73</b>
5.1 INTRODUCCION	73
5.2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	73
5.3. PRUEBA Y EVALUACION EN LA ETAPA DE SEGURIDAD	75
5.3.1 Evaluación de pérdidas por venteo en la tubería de la sección de seguridad	76
5.3.2 Determinación de la presión mínima de abertura de la válvula de seguridad	77
5.3.3. Conclusiones de la prueba	77
5.3.4 Evaluación de la sección de seguridad a diferentes presiones	78
5.3.5. Conclusiones de la prueba	80

5.4 PRUEBA Y EVLUACION DE FUNCIONAMIENTO DE LA VALVULA EN SU ETAPA DE DESCARGA	80
5.4.1 Comportamiento del cartucho de descarga a diferentes tarajes del cartucho de seguridad	80
5.4.2 Conclusiones de la prueba	81
5.4.3 Determinación de las pérdidas en la sección de descarga	83
5.4.4 Potencia consumida debido al paso de flujo desde la sección de descarga a la sección de seguridad	84
5.5. PRUEBAS DE RESPUESTA	85
5.5.1. Prueba de estanqueidad	85
5.6 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	87
<b>6. COSTOS DEL PROYECTO</b>	<b>88</b>
<b>CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES</b>	<b>89</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>91</b>
<b>ANEXOS</b>	

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Esquema válvula antirretorno	4
Figura 2. Esquema funcionamiento válvula de alivio	5
Figura 3. Disposición típica de una válvula de seguridad	6
Figura 4. Válvula de acción directa	7
Figura 5. Válvula de acción pilotada	8
Figura 6. Válvula de secuencia	9
Figura 7. Disposición típica válvula de secuencia	10
Figura 8. Disposición típica válvula de descarga	11
Figura 9. Disposición típica válvula de contrabalance	12
Figura 10. Funcionamiento de una válvula reductora	12
Figura 11. Disposición típica válvula reductora	13
Figura 12. Configuración general válvula de cartucho	16
Figura 13. Válvula de seguridad de mando directo	18
Figura 14. Válvula de seguridad pilotada	19
Figura 15. Válvula reductora y de seguridad de mando directo	20
Figura 16. Válvula de secuencia	21
Figura 17. Válvula de descarga con pilotaje externo	21
Figura 18. Esquema general de circuito Hi - Low	23
Figura 19. Banco de bomba doble del lab. de Sist. Oleoneumáticos	25
Figura 20. Sección de descarga - Banco de bomba doble	27
Figura 21. Sección de seguridad - Banco de bomba doble	27

Figura 22. Circuito esquemático propuesto	28
Figura 23. Corte del cartucho de descarga y diagrama funcional	30
Figura 24. Caída de Presión vs. Caudal a través del cartucho Command Controls Corp HLSS-10	30
Figura 25. Corte del Cartucho de seguridad y su diagrama funcional	31
Figura 26. Curva caída de Presión vs. Caudal cuando la válvula se encuentra en venteo	33
Figura 27. Caída de Presión vs. Caudal	33
Figura 28. Cartucho antirretorno y su diagrama funcional	34
Figura 29. Caída de Presión vs. Caudal	34
Figura 30. Conexiones de los cartuchos en el Bloque Manifold	36
Figura 31. Situación de apertura del cartucho de seguridad	40
Figura 32. Línea de sensado dirigida al puerto 3 del cartucho de descarga	42
Figura 33. Línea de paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad y detalle del alojamiento de la válvula de descarga	44
Figura 34. Corte isométrico del bloque manifold en su sección descarga	56
Figura 35. Corte isométrico del bloque manifold en su sección seguridad	57
Figura 36. Vista isométrica de la válvula ensamblada	57
Figura 37. Distribución de cavidades y conductos dentro del bloque manifold	58
Figura 38. Proceso de enmallado del bloque	60
Figura 39. Análisis CAE de esfuerzos sección de seguridad	61
Figura 40. Análisis CAE de factor de seguridad sección de seguridad	62
Figura 41. Análisis CAE de esfuerzos orificio sensor válvula de descarga	63
Figura 42. Análisis CAE de factor de seguridad	

orificio sensor válvula de descarga	64
Figura 43. Análisis CAE de esfuerzos orificio paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad	64
Figura 44. Análisis CAE de factor de seguridad orificio paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad	65
Figura 45. Proceso de enmallado de tubería interna. del bloque manifold	68
Figura 46. Condiciones iniciales de velocidad. de tubería interna del manifold	70
Figura 47. Solución de las velocidades de tubería interna del manifold	72
Figura 48. Detalle del flujo a través de la vál. de cheque hacia seguridad	72
Figura 49. Montaje válvula seguridad y descarga - Banco de bomba doble del laboratorio de sistema oleoneumáticos	74
Figura 50. Montaje sección seguridad	75
Figura 51. Montaje prueba estanqueidad	86

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Composición química del acero A-36	36
Tabla 2. Propiedades mecánicas del Acero A-36	37
Tabla 3. Características Físicas Típicas del aceite Tellus	67
Tabla 4. Prueba de la sección de seguridad en venteo con bomba pequeña	76
Tabla 5. Determinación de la presión mínima de abertura de la válvula de seguridad	78
Tabla 6. Determinación de la presión mínima de abertura de la válvula de seguridad.	79
Tabla 7. Comportamiento del cartucho de descarga a diferentes tarajes del cartucho de seguridad.	82
Tabla 8. Determinación de las pérdidas en la sección de descarga	84
Tabla 9. Lecturas de los manómetros de seguridad y descarga con el sistema en venteo y encontrándose ambos cartuchos con taraje	86

## **LISTA DE ANEXOS**

**ANEXO A.** Especificaciones técnicas de la válvula antirretorno tipo cartucho para roscar CV3-10-p

**ANEXO B.** Especificaciones técnicas de la válvula de seguridad, pilotada, venteable tipo cartucho para roscar VRV11-12

**ANEXO C.** Especificaciones técnicas de la válvula de descarga, tipo cartucho para roscar HLSS-10

**ANEXO D.** Registro fotográfico

**ANEXO E.** Catalogo Parker de sellos o-ring

**ANEXO F.** Diseño de la válvula antirretorno

**ANEXO G.** Propiedades Alambres Para Resorte

**ANEXO H.** Ajustes internacionales norma isa

**ANEXO I.** Acabados Superficiales

**ANEXO J.** Planos

## GLOSARIO

**ACTUADOR:** Dispositivo que convierte potencia fluida en fuerza mecánica y movimiento.

**BOMBA:** Dispositivo que convierte energía mecánica y movimiento en potencia fluida hidráulica.

**CIRCUITO:** Arreglo de partes y componentes interconectadas.

**CIRCUITO PILOTO:** Circuito usado para controlar otro circuito principal o componente.

**CONTROL:** Dispositivo empleado para regular el funcionamiento de un componente o sistema.

**CORRIMIENTO DE PRESIÓN:** Diferencia entre la presión de apertura de una válvula y la presión que alcanza cuando pasa el caudal total.

**DIFERENCIA DE PRESIÓN:** Diferencia de presión entre dos puntos de un sistema o componente.

**LINEA DE DRENAJE:** Línea que retorna independientemente los fluidos de fugas hacia el tanque.

**LINEA PILOTO:** Línea que conduce un flujo de control.

**MANIFOLD:** Elemento conductor que provee múltiples puertos de conexión.

**MARGEN DE SUPRESION:** Diferencia entre presión de plena apertura y presión de apertura.

**PUERTO:** Extremo interno o externo de un pasaje en un componente.

**PRESION DE APERTURA:** Presión a la cual una válvula permite el paso de fluido.

**SELLO:** Dispositivo que previene o controla el escape de fluido o la entrada de materiales extraños.

## RESUMEN

### **TITULO:**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA VALVULA DE SEGURIDAD Y DESCARGA PARA BOMBAS DOBLES.**

### **AUTORES:**

Ramiro Parra Nieto.  
Guillermo Alexis Pineda. \*\*

### **PALABRAS CLAVES:**

Bloque manifold, válvula seguridad, descarga, antirretorno, cartucho para roscar, bombas dobles.

### **DESCRIPCION:**

El objetivo de este proyecto de grado, es el diseño y construcción de una válvula multifuncional de seguridad y descarga para el banco de bombas dobles del laboratorio de Sistemas oleoneumáticos de la escuela de ingeniería mecánica, dotándolo de un elemento de seguridad y dejando en el laboratorio una herramienta de estudio tecnológico todo esto dentro del contexto de la apropiación tecnológica.

Una razón por la que se optó por la selección y adquisición de los elementos de la válvula, fue la reducción de costos al no tener que construirlos; además de la optimización que se obtuvo en la válvula multifuncional como consecuencia de los mayores estándares de calidad en acabados superficiales y tolerancias que manejan las compañías multinacionales en estos elementos funcionales, características difíciles de conseguir con las máquinas herramientas convencionales que existen en la región.

En la construcción de la válvula se seleccionaron los cartuchos para roscar de seguridad, descarga y antirretorno; y conforme a las especificaciones requeridas por estos, se diseñó, simuló y probó el funcionamiento óptimo, bajo el soporte de software CAD y CAE del bloque manifold, para su posterior construcción e instalación en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la escuela de ingeniería mecánica específicamente en el banco de bomba doble.

Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Abel Parada

## SUMMARY

**TITLE:**  
**DESIGN AND CONSTRUCTION OF A RELIEF AND UNLOADING VALVE FOR DOUBLE PUMPS.**

**AUTHORS:**  
Ramiro Parra Nieto.  
Guillermo Alexis Pineda. \*\*

**KEY WORDS:**  
Manifold block, relief valve, unloading, check, screw-in cartridge, double pump.

**DESCRIPTION:**  
The objective of this degree project is the design and construction of a multifunctional relief and unloading valve for the double pumps stand of the oil-pneumatics systems laboratory at the mechanical engineering department, equipping it with a security element and leaving it in the laboratory as a tool of technological study all of this within the context of the technological appropriation.

The reason that the selection and acquisition of the valve elements were chosen, was the reduction in costs by avoiding their construction; furthermore, optimization was obtained in the multifunctional valve as a result of the greater quality of surface finish standards and tolerances handled by multinational companies in these functional elements, characteristics that are difficult to obtain with the conventional machine tools that exist in the region.

In the construction of the valve; relief, unloading and check screw-in cartridge valves were selected; and according with their required specifications it was designed, simulated and tested the optimal operation, under the support of CAD and CAE software of the manifold block, for its later construction and installation into the oil-pneumatics laboratory systems at the mechanical engineering department specifically for the double pumps stand.

\*Work degree

\*Physical-Mechanical Sciency Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Abel Parada

## INTRODUCCIÓN

El uso de la potencia fluida es una de las formas más versátiles, conocidas hoy en día, para originar o modificar movimientos, y para transmitir potencia. Nos da la posibilidad de movimientos rápidos en una parte de la trayectoria y lentos en otras, variación continua del par de giro o fuerza, además de servir como sistema de protección para el circuito contra sobrecargas.

El objetivo de este proyecto de grado, es el diseño y construcción de una válvula multifuncional de seguridad y descarga para el banco de bomba doble del laboratorio de Sistemas oleoneumáticos de la escuela de ingeniería mecánica dotando al banco de un elemento de seguridad y dejando en el laboratorio una herramienta de estudio tecnológico.

En el diseño se utilizaron válvulas de seguridad, descarga y antirretorno tipo cartucho para roscar, seleccionadas y adquiridas mediante el marco de la apropiación tecnológica.

El motivo de la adquisición de la tecnología de cartuchos es la disminución de costos al no tener que construirlos, ya que las compañías multinacionales avalan costos por su producción en serie; otro motivo fue la optimización que se lograría en la válvula multifuncional, debido a que estos elementos funcionales tienen unos mayores estándares de calidad en lo que se refiere a acabados superficiales

tolerancias, características, difíciles de conseguir con las maquinas herramientas convencionales que existen en la región, además a un precio razonable.

El diseño del bloque manifold, se realizo conforme a las especificaciones requeridas por los cartuchos seleccionados; posteriormente fue simulado y probado bajo el soporte de software CAD y CAE como Solid edge, Ansys Worbench, y Ansys Flotran , ratificando así el correcto funcionamiento de la válvula antes de recurrir a la etapa de la manufactura, reduciendo por lo tanto toda posibilidad de errores funcionales y de diseño.

Esta presentación esta organizada en 6 capítulos a través de los cuales se muestra la teoría y el desarrollo claro y secuencial de las etapas necesarias para la selección ,diseño, construcción, pruebas e instalación de la válvula multifuncional de seguridad y descarga, además de los resultados obtenidos y costos.

## 1. VALVULAS CONTROL DE PRESION.

### 1.1. INTRODUCCION

Las válvulas de control de presión se utilizan en los sistemas de transmisión de potencia fluida para determinar los niveles de presión a los cuales se llevan a cabo varias acciones u operaciones y para controlar la potencia

.

Su operación se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle.

De acuerdo con su función estas válvulas se pueden clasificar en los siguientes grupos:

- ◆ Válvula antirretorno
- ◆ Válvulas limitadoras de presión (alivio)
- ◆ Válvulas de secuencia
- ◆ Válvulas de descarga
- ◆ Válvulas de Contrabalance
- ◆ Válvulas reductoras de presión

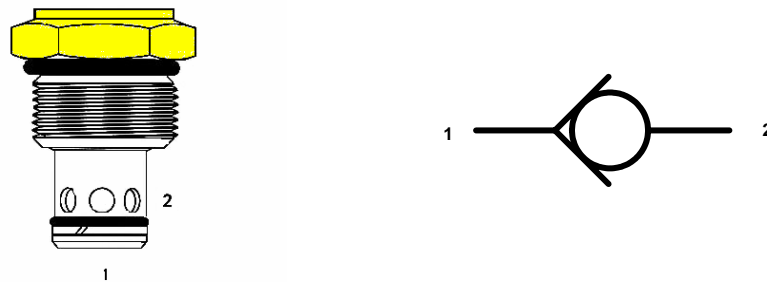
### 1.2 VALVULA ANTIRRETORNO

**1.2.1 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.

**1.2.2 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.

Figura 1. Esquema válvula antirretorno



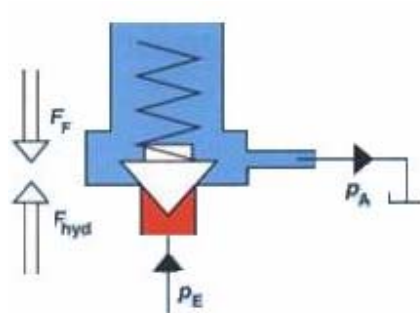
### 1.3. VÁLVULAS DE ALIVIO.

**1.3.1. Función.** La función de la válvula de seguridad o alivio consiste en la protección del circuito contra sobre presiones que pueden afectarlo negativamente. Generalmente se colocan a la salida de la bomba ya que en sistemas de potencia se utilizan bombas de desplazamiento positivo, las cuales no aceptan recirculación del fluido hidráulico debido a presiones excesivas.

**1.3.2. Funcionamiento.** Su funcionamiento se basa en la presión de fluido que es ejercida sobre una superficie soportada por un resorte (Figura 2); cuando la presión

en la entrada es insuficiente para vencer la fuerza del muelle, la válvula permanece cerrada. Cuando se alcanza la presión de abertura, el obturador es desplazado de su asiento y ello permite el paso del líquido al tanque mientras se mantenga la presión.

Figura 2. Esquema funcionamiento válvula de alivio



$$F_{hyd} = P_E \times A = F_f + P_A \times A$$

$F_{hyd}$  = Fuerza Hidráulica

$P_E$  = Presión de entrada

$P_A$  = Presión de salida

$A$  = Área neta sobre la cual actúa la presión

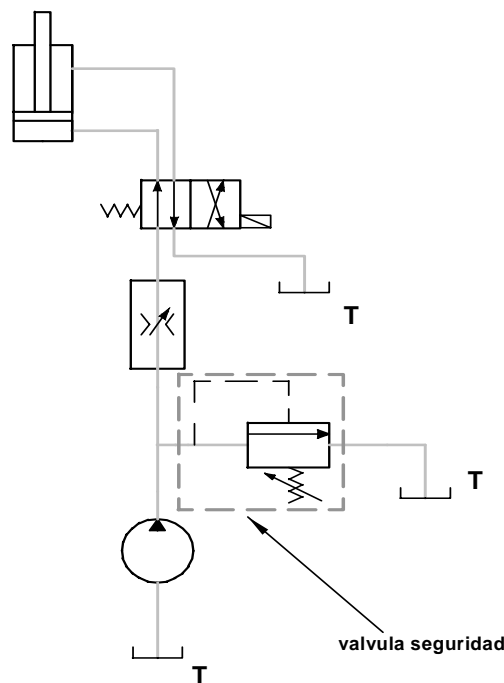
Estas válvulas pueden trabajar mediante de acción directa y acción pilotada.

**1.3.3 Válvulas de acción directa.** Las válvulas de alivio de acción directa (figura 4) deben ser únicamente como elementos de seguridad, su funcionamiento y rendimiento son muy inferiores a las válvulas de alivio compensadas y pilotadas

La presión de ruptura esta definida por el valor de presión al cual el aceite comienza a pasar del circuito principal al tanque.

En las válvulas de alivio de acción directa, para que ello ocurra el sistema de presión tiene que balancear la tensión de oposición del resorte.

Figura 3. Disposición típica de una válvula de seguridad.

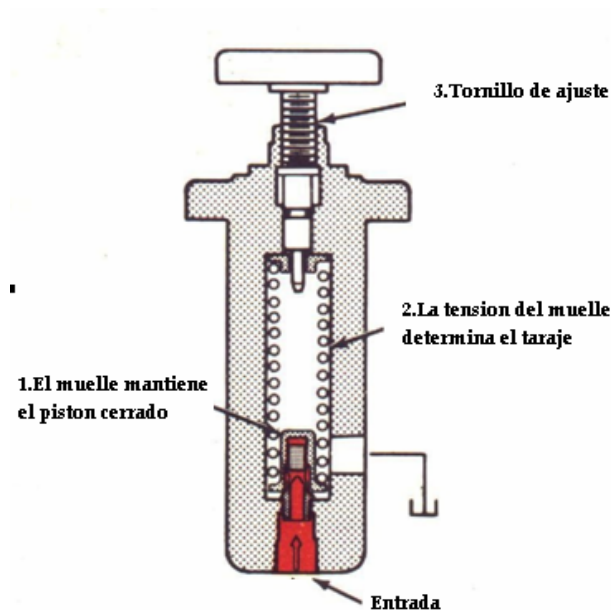


**1.3.4 Válvulas de acción pilotada.** Una válvula de seguridad pilotada (figura 5) funciona en dos etapas. La etapa piloto contiene en la tapa superior una válvula limitadora de presión y un obturador, mantenido en su asiento mediante un muelle ajustable. Los orificios están en el cuerpo de la válvula y la derivación del caudal se consigue mediante una corredera, equilibrada hidráulicamente, contenida en el cuerpo.

Las ventajas de este tipo de válvulas son las siguientes:

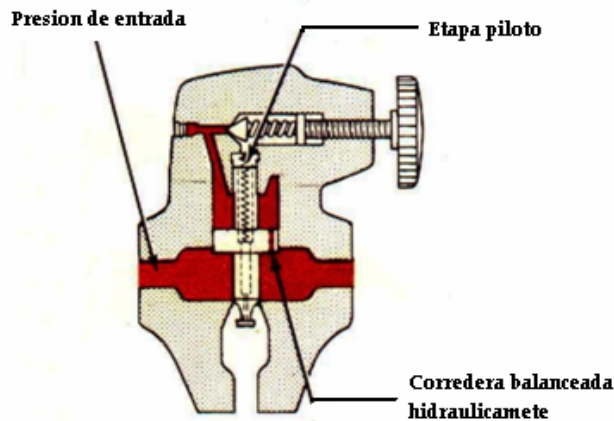
- 1) La diferencial existente entre la presión de ruptura y la de alivio total es mucho menor que las válvulas de acción directa.
- 2) Tiene un rango de ajuste mucho más extendido que las válvulas de acción directa.
- 3) Pueden ser controladas en forma remota para cambiar y variar la presión de servicio como ser desviadas totalmente permitiendo descargarla bomba libremente al tanque.

Figura 4. Válvula de acción directa



**1.3.5 Venteo.** El orificio de venteo se utiliza para controlar remotamente distintos niveles de presión; además evita que al momento de arrancar la bomba, el taraje preestablecido de la válvula se desajuste, obligando a tararla nuevamente.

Figura 5. Válvula de acción pilotada

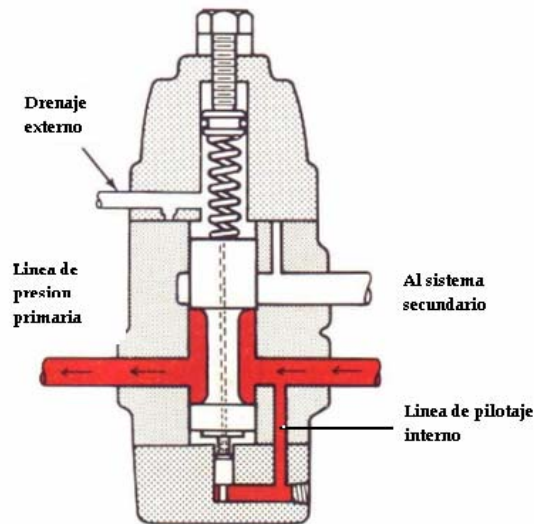


#### 1.4. VÁLVULAS DE SECUENCIA.

**1.4.1 Función.** Una válvula de secuencia se usa en un sistema para accionar los actuadores en un orden determinado para mantener una presión mínima predeterminada en la línea primaria mientras se produce la operación secundaria.

**1.4.2. Funcionamiento.** Esta válvula lleva pilotaje interno para poder mantener presión en el sistema primario en su parte inferior. El orificio de secuencia es el orificio lateral más bajo, mientras que el lateral más alto se conecta al depósito. Cuando la presión es inferior al taraje ajustable de la válvula, el orificio primario está bloqueado y el de secuencia está conectado al depósito. Cuando la presión en el orificio primario llega al taraje de la válvula, la corredera se levanta para permitir el paso del caudal desde el orificio primario al de secuencia. Cuando esto ocurre, el orificio de tanque está bloqueado.( figura 6)

Figura 6. Válvula de secuencia

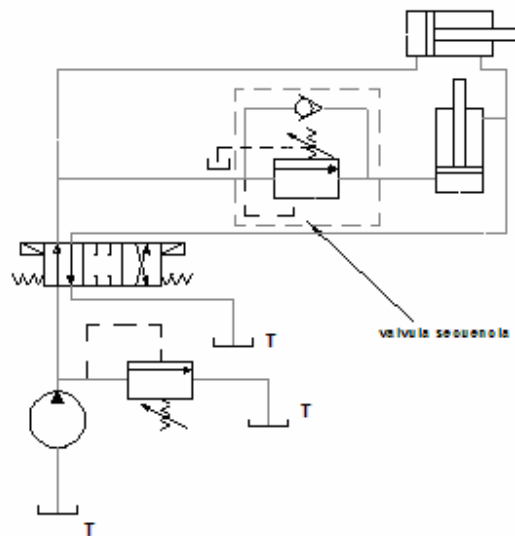


## 1.5. VÁLVULAS DE DESCARGA.

**1.5.1. Función.** Las válvulas de descarga se utilizan para descargar fluido a tanque.

**1.5.2 Funcionamiento.** Son empleadas generalmente en circuitos con dos o más bombas o en aquellos circuitos que incluyen acumuladores. Esta válvula opera sensando la presión en el sistema corriente debajo de una válvula antirretorno (figura 8). Una vez que cierto nivel de presión es alcanzado la válvula descarga el flujo de la bomba a tanque. La válvula antirretorno aísla la bomba descargada a tanque del resto del sistema, mientras, la presión del sistema es mantenida por el acumulador o por un bomba con menor capacidad volumétrica y mayor presión

Figura 7. Disposición típica válvula de secuencia

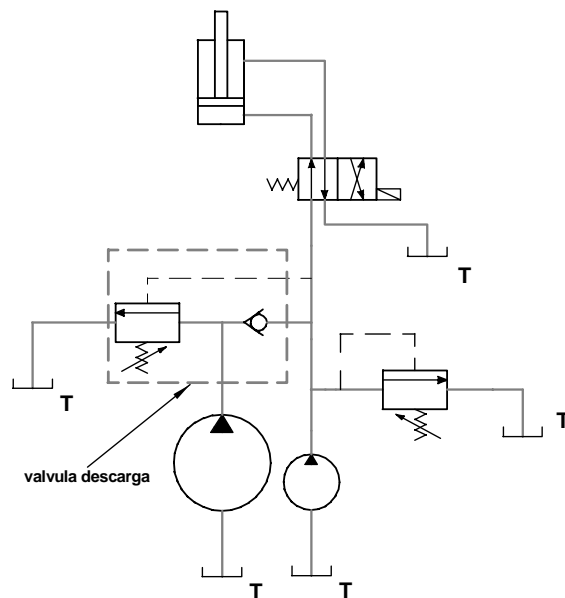


## 1.6. VÁLVULAS DE CONTRABALANCE

**1.6.1. Función.** Son válvulas que controlan una presión de carga inducida para mantenerla o controlar su movimiento. Provee un balance de fuerzas que evitan caídas aceleradas de la carga debido a su propio peso o la inercia.

**1.6.2 Funcionamiento.** Cuando el caudal de la bomba se dirige a la parte superior de un cilindro, el pistón desciende, originando un aumento de presión en el orificio de entrada de la válvula de contrabalance que eleva una corredera y permite que el caudal pase a tanque a través de esta válvula y una direccional (figura 9). En los casos en que se desee eliminar la contrapresión en la parte anular del cilindro y aumentar la fuerza ejercida por el vástago al final de su carrera, esta válvula puede ser también pilotada externamente.

Figura 8. Disposición típica válvula de descarga



## 1.7. VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN

**1.7.1. Función.** Limita una rama del circuito a una presión más baja que el taraje de la válvula de alivio. Reduciendo la presión en el circuito secundario se puede limitar independientemente la fuerza del circuito primario.

### 1.7.2. Funcionamiento

Estas válvulas actúan por la presión de salida, que tiende a cerrarlas cuando se llega al taraje de la válvula, evitándose así un aumento no deseado de presión (figura 10).

Figura 9. Disposición típica válvula de contrabalance

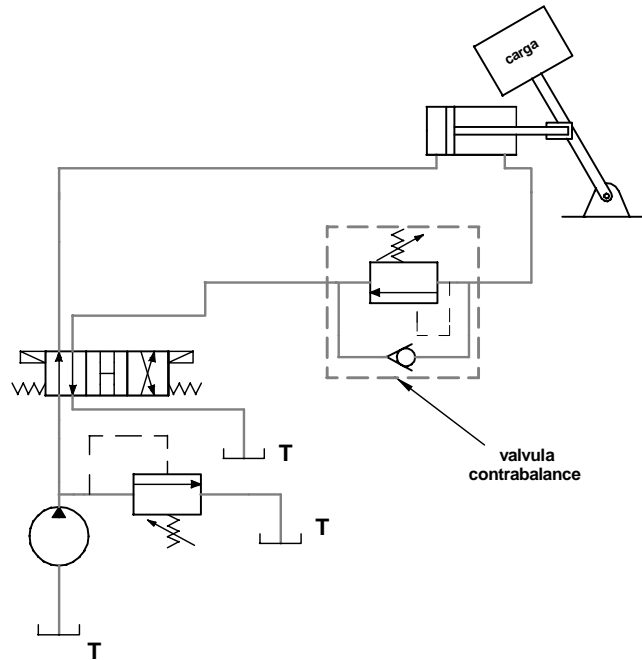


Figura 10. Funcionamiento de una válvula reductora

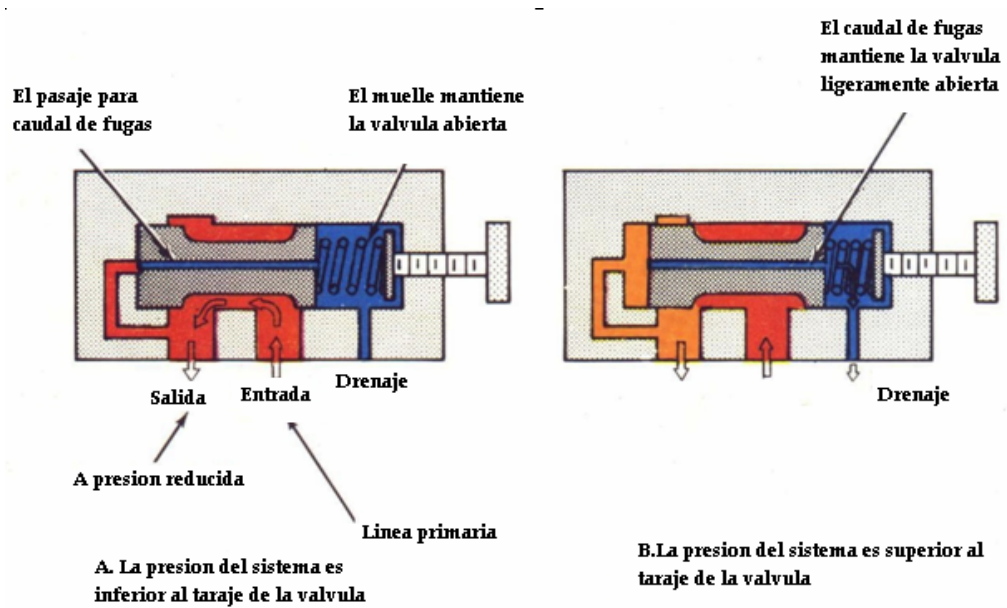
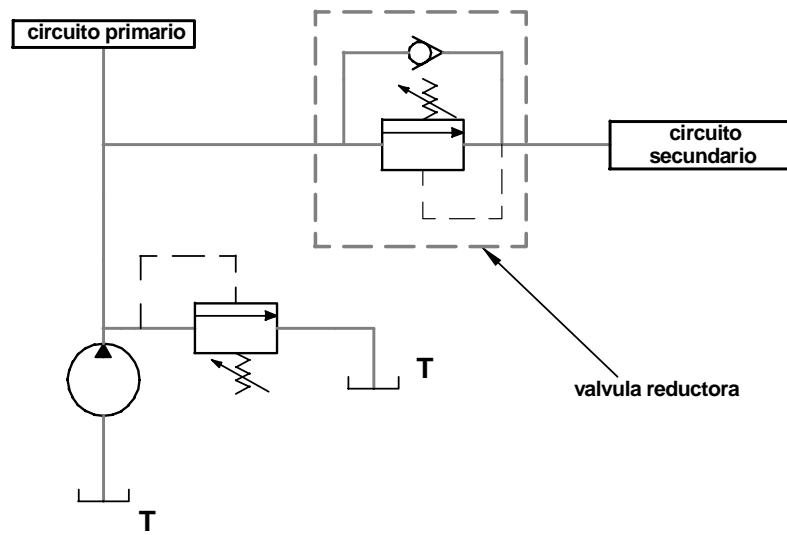


Figura 11. Disposición típica válvula reductora



## **2. VALVULAS DE CARTUCHO**

### **2.1. INTRODUCCIÓN**

A medida que se desarrollan los sistemas hidráulicos se ha conducido a una mayor utilización de los bloques modulares. Estos bloques reducen en gran medida el número de los racores requeridos para las líneas de interconexión entre los componentes del sistema lo que elimina muchos puntos potenciales de fugas y reduce la pérdida de fluido. Una válvula de cartucho se inserta dentro de una cavidad normalizada en un bloque y se mantiene en su lugar con tornillos roscados o con una tapa asegurada con pernos para completar el diseño con válvulas de cartucho.

### **2.2. CARACTERÍSTICAS Y VENTAJAS**

El concepto de combinar múltiples válvulas para roscar en un bloque común ofrece ventajas de ahorro substanciales al usuario industrial y móvil que no pueden conseguirse con la utilización tradicional de las válvulas.

Mientras que se ofrecen las mismas funciones de control que las válvulas hidráulicas tradicionales, estas válvulas para roscar son compactas, fiables y económicas y además ofrecen un diseño alternativo más bien que una sustitución de las válvulas convencionales de corredera deslizante.

Las válvulas de cartucho presentan varias ventajas en comparación con las válvulas convencionales tales como:

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

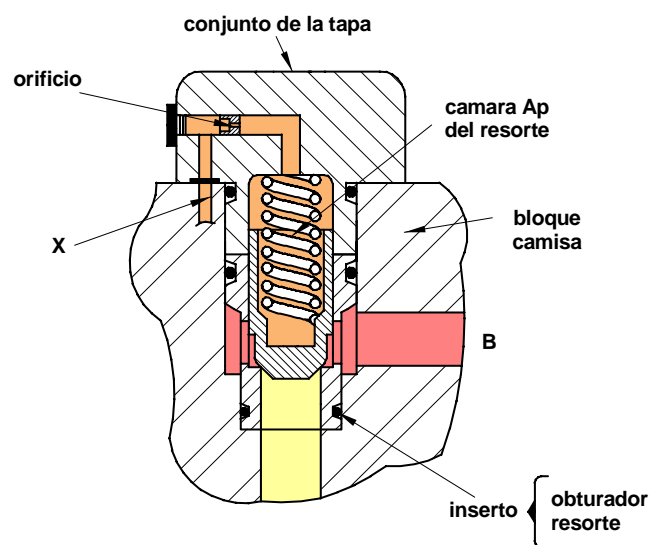
Frecuentemente el sistema más económico utiliza combinaciones de válvulas de cartucho para roscar y para insertar, con las válvulas convencionales de corredera todas ellas instaladas sobre un bloque común.

**2.2.2. Funcionamiento de las válvulas de cartucho para insertar.** Estas válvulas son similares a las antirretorno 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 esta 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 completo.

Figura 12. Configuración general válvula de cartucho



### 2.3. VÁLVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR

Estas válvulas son un segundo grupo de válvulas de cartucho que se utilizan para controlar la presión, el caudal, y la dirección. Estas válvulas realizan funciones

similares, pero funcionan de forma distinta que las válvulas de cartucho para insertar.

**2.3.1. 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.

## 2.4. VALVULAS DE CARTUCHO PARA ROSCAR COMO CONTROLES DE PRESION

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.

### 2.4.1. Válvulas de seguridad

La figura 13 muestra una válvula de seguridad sencilla de mando directo y normalmente cerrada.

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 14, es una válvula de seguridad pilotada, normalmente cerrada.

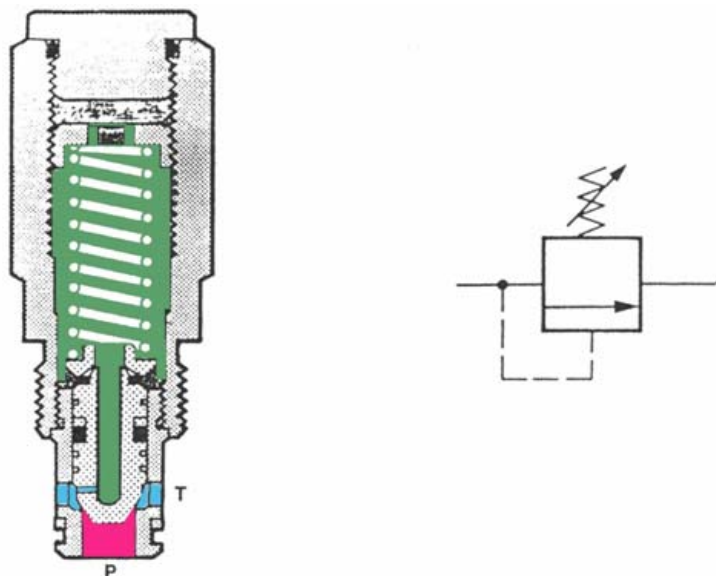
Otra vez, la presión del sistema está aplicada en el orificio "P", y el "T" está conectado al depósito. La corredera de la etapa principal está equilibrada hidráulicamente hasta que la presión del sistema llega al taraje de la válvula piloto.

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

#### 2.4.2. 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 15 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.

Figura 13. Válvula de seguridad de mando directo

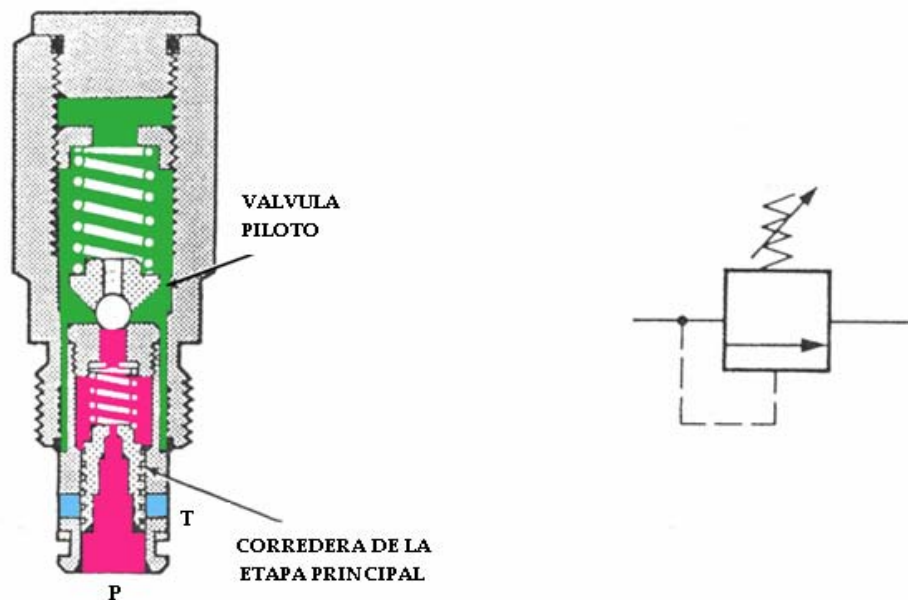


En esta válvula, cuando la presión a la salida es inferior a su taraje, la corredera baja para permitir el paso libre del caudal desde el orificio primario a la salida lo que bloquea el paso del caudal al depósito.

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.

Figura 14. Válvula de seguridad pilotada



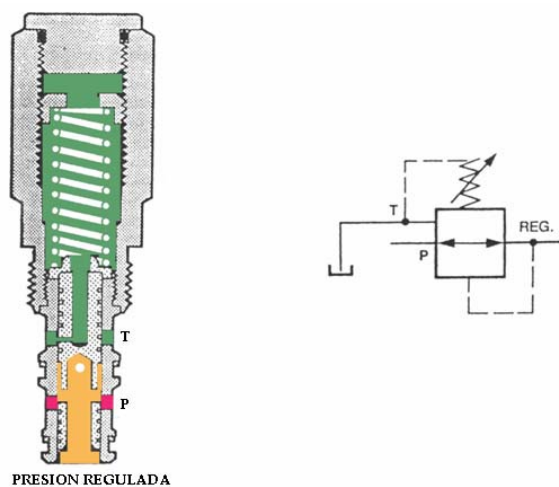
### 2.4.3. Válvula de secuencia

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. 16).

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

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

Figura 15. Válvula reductora y de seguridad de mando directo



### 2.4.4. Válvula de descarga

Otra válvula de cartucho para roscar similar es la válvula de descarga mostrada en la figura 17, 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.

Figura 16. Válvula de secuencia

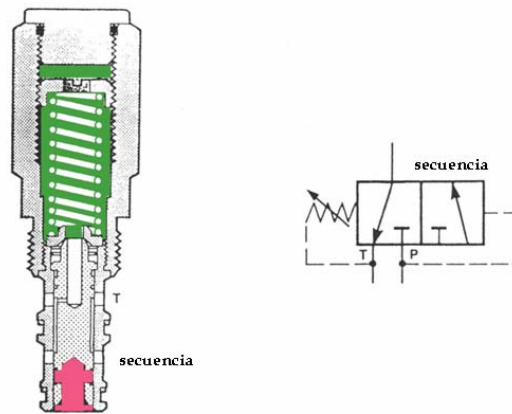
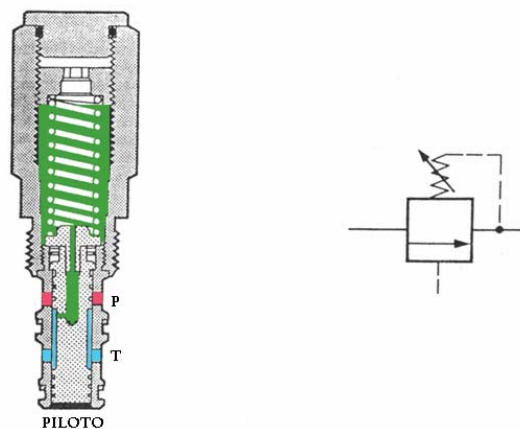


Figura 17. Válvula de descarga con pilotaje externo



## **2.5. CIRCUITO HI - LOW**

### **2.5.1 INTRODUCCIÓN**

En la actualidad muchos sistemas requieren un alto caudal de flujo a baja presión para un movimiento rápido de un dispositivo o herramienta, y después un bajo caudal de flujo a una alta presión para sujeción; este movimiento puede ser realizado por un circuito Hi - Low con dos bombas.

### **2.5.2. Funcionamiento**

Durante la carrera rápida ambas bombas suplen al sistema. Cuando la presión se eleva durante la sujeción de algún dispositivo el flujo de la bomba de mayor caudal es descargado, mientras que el caudal de la bomba de menor descarga mantiene su bajo caudal a una presión elevada (Figura 22); la salida del flujo de la bomba de menor caudal, es suficiente para prevenir el calentamiento del aceite.

### **2.5.3 Funcionamiento etapa de descarga**

Si el sistema opera a una presión más baja que la tarada en la válvula descarga, esta permanece cerrada. Bajo estas condiciones la salida del sistema opera a máxima velocidad.

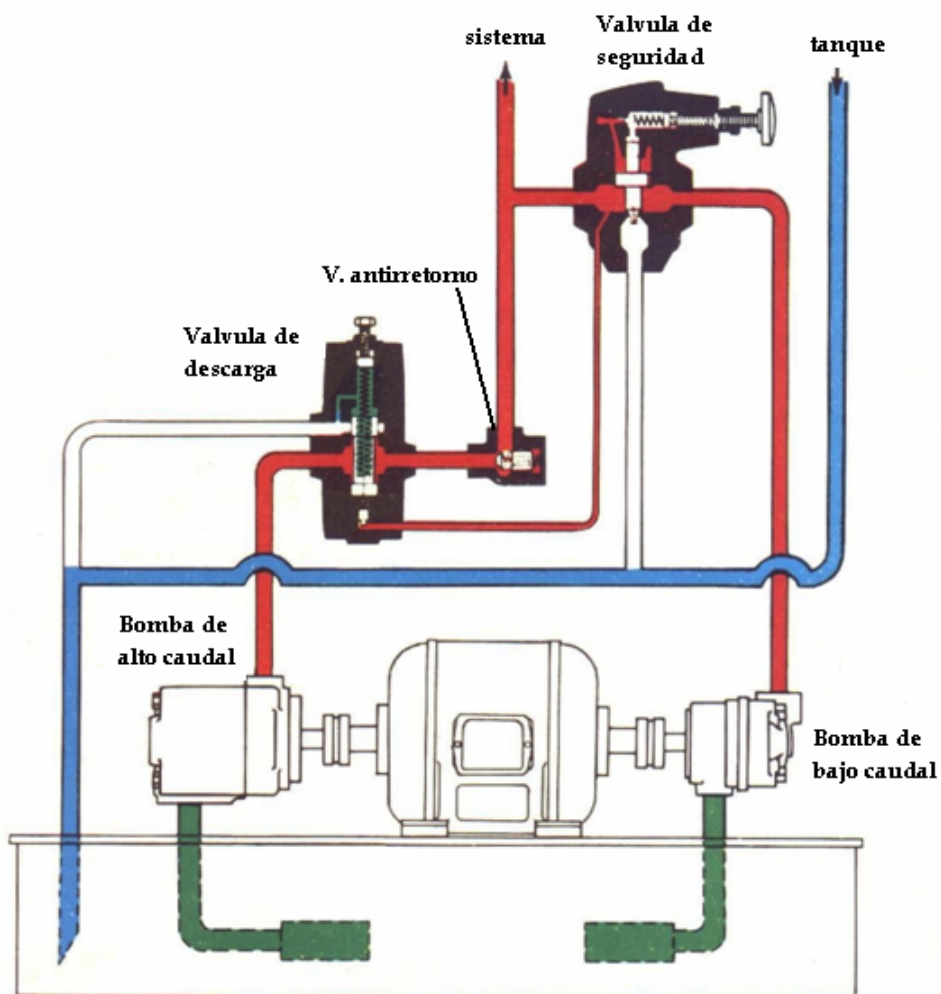
A medida que el sistema ofrece resistencia al flujo la presión se eleva a la salida de las bombas y sobre la línea piloto.

Cuando se eleva la presión lo suficiente, este mueve el carrete piloto contra el resorte y ventea la salida de la bomba de alto caudal a tanque. Siempre que el

sistema principal este operando sobre el taraje de la válvula descarga, la bomba alto cual será venteadada a tanque a mínima presión.

Si por alguna razón la presión del sistema cae bajo el taraje, el circuito automáticamente avanza a su más alta velocidad de operación. Esta válvula se abre mediante una acción externa, para enviar el caudal de la bomba a tanque.

Figura 18. Esquema general de circuito Hi - Low



### **3. DISEÑO DEL BLOQUE MANIFOLD**

#### **3.1 INTRODUCCION**

Para el comienzo del diseño del bloque manifold es necesario tener definido el circuito esquemático de la aplicación una vez identificada 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 maneja 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 toda la válvula.

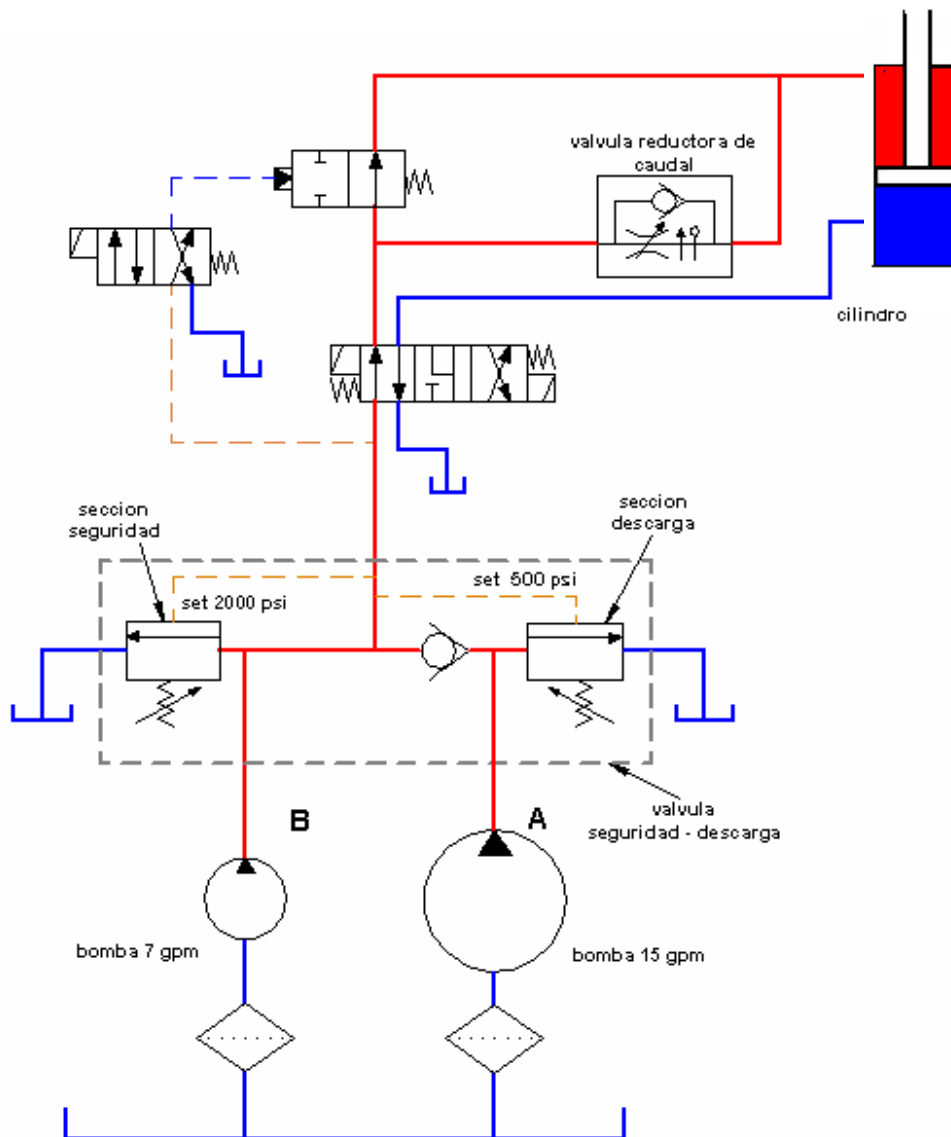
#### **3.2 ESTUDIO DE LA APLICACIÓN**

Para la elaboración del circuito esquemático es necesario tener en cuenta las situaciones de funcionamiento de la válvula dentro de la aplicación.

El banco para el cual se diseñó la válvula es un sistema hidráulico sencillo formado por 2 bombas de alimentación, una de alto caudal 15 gpm y otra de bajo caudal 7 gpm; una válvula dirección de 4/3 con centro de presión, 2 válvulas direccionales

de control, válvula reductora de caudal que simula el estado de carga del sistema. y un cilindro hidráulico. La figura 19 muestra el montaje de la válvula de seguridad y descarga en el banco de pruebas.

Figura 19. Banco de bomba doble del laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos



**3.2.1 Funcionamiento como válvula de descarga.** El banco de bomba doble situado en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos es un circuito donde alta velocidad y alta fuerza no son necesarias simultáneamente; se logra un considerable ahorro de potencia instalada seleccionando dos bombas.

La primera bomba suministra alto caudal a más baja presión y la segunda mayor presión y mas bajo caudal.

A baja presión y alto flujo, la potencia calculada puede ser la misma que estaría si el sistema estuviera operando a alta presión y bajo flujo.

Como vimos anteriormente, la función de la sección de descarga, es la de ofrecer altas velocidades hasta un nivel de presión predeterminado. Al taraje de la válvula, una señal de presión remoto descarga la bomba de mayor caudal a tanque y así logra un considerable ahorro de potencia.

En este montaje la válvula de descarga será tarada a 500psi y el caudal a la cual será sometida es de 15 gpm.

**3.2.2 Funcionamiento como válvula de seguridad.** La válvula de seguridad cumple la función de limitar la presión del sistema a un valor determinado y así, proteger los distintos elementos que lo conforman.

Cuando se alcanza este valor indicado, la válvula de seguridad se abre y conduce el caudal sobrante (la diferencia entre el caudal de la bomba y el utilizado por el sistema) de vuelta hacia el tanque. La presión de protección para el banco y por lo

tanto a la que estará tarada la válvula será 2000 psi. En la figura 21 se muestra el circuito de la sección de seguridad de la válvula.

Figura 20. Sección de descarga - Banco de bomba doble

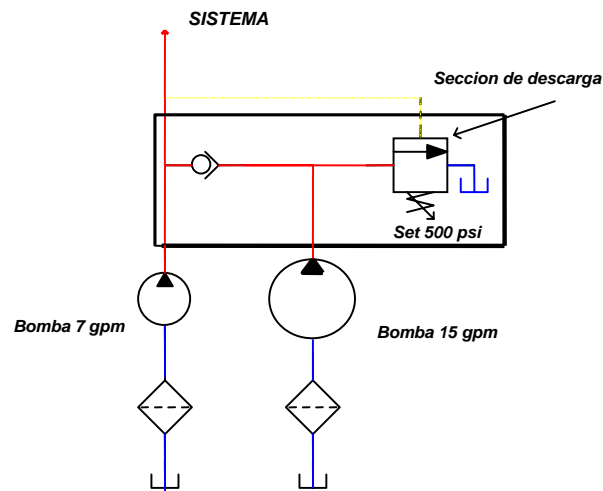
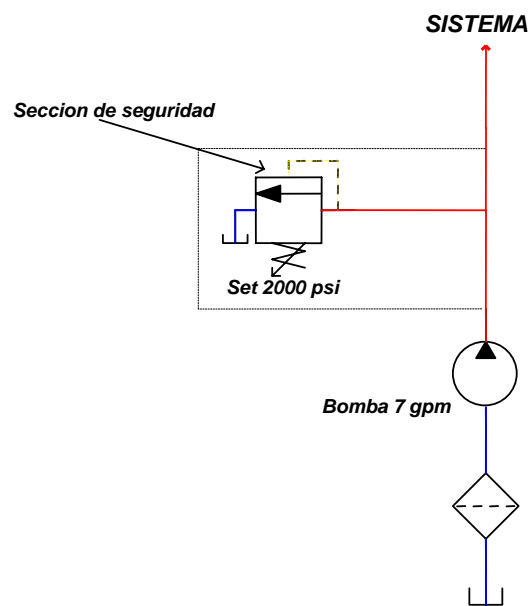


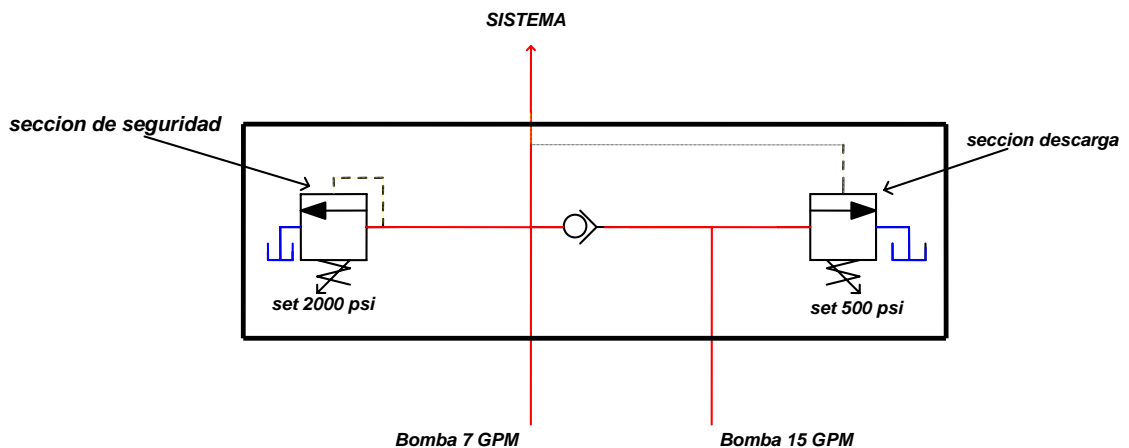
Figura 21. Sección de seguridad - Banco de Bomba doble



### 3.3. CIRCUITO ESQUEMATICO

Teniendo en cuenta las rutas que debe seguir el aceite en las aplicaciones anteriores el circuito esquemático que se ajusta a las funciones de descarga y seguridad de la válvula es el que se aprecia en la figura 22

Figura 22. Circuito esquemático propuesto para el banco de bomba doble



Este circuito esquemático se logra con la utilización de 2 cartuchos para roscar controladores de presión pilotados y un cartucho roscable antirretorno.

El primer cartucho roscable será el de descarga quien cumplirá la función de descargar la bomba de mayor caudal a tanque cuando llegue a una presión tarada con anterioridad y así ahorrar potencia en el circuito.

El segundo cartucho controlador de presión será el de seguridad quien protegerá al sistema de una presión excesiva.

Por ultimo el cartucho antirretorno será el encargado de separar la bomba de alto caudal con la bomba de bajo caudal.

### **3.4. SELECCIÓN DE LOS CARTUCHOS**

3.4.1. Cartucho de descarga. En el mercado se tuvo dificultad al encontrar un cartucho de descarga que cumpliera con los parámetros de presión y caudal requeridos por el sistema ya que los que ofrecían industrias como Vickers y Parker solo cumplían con solo uno de los parámetros, presión o caudal por lo tanto; se opto por elegir un cartucho de secuencia, que se utilizo como descarga modificando su pilotaje interno por un pilotaje externo y llevando el puerto del cartucho que va a la línea secundaria, a tanque.

Se selecciono el cartucho de referencia HLSS-10 de Command Controls Corp.

Este cartucho roscable es ajustable tiene una presión máxima de operación de 5000psi, este valor máximo de taraje también depende del material del manifold seleccionado; 2500PSI para aluminio y 5000PSI para acero, el caudal nominal para este cartucho es 20GPM (figura 23), para el alojamiento de esta válvula en el manifold se requiere una cavidad estándar C1025 (ver anexo C) .

Los detalles de este cartucho se pueden observar en las especificaciones técnicas del cartucho que se halla en el anexo C.

3.4.1.1. Funcionamiento. Esta válvula bloquea el flujo desde el puerto 2 hacia el puerto 1 hasta que la presión en el puerto 3 sea lo suficiente para desplazar la

corredera; abriendo así la válvula gradualmente. La presión en el puerto 3 es sensada de la línea principal del sistema.

Figura 23. Corte del cartucho de descarga y diagrama funcional

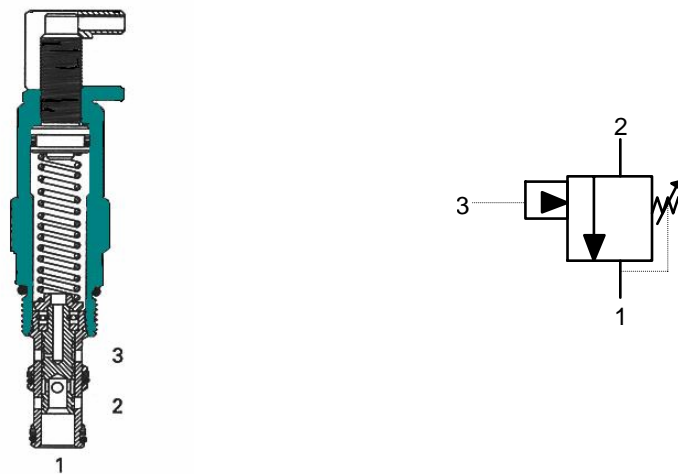
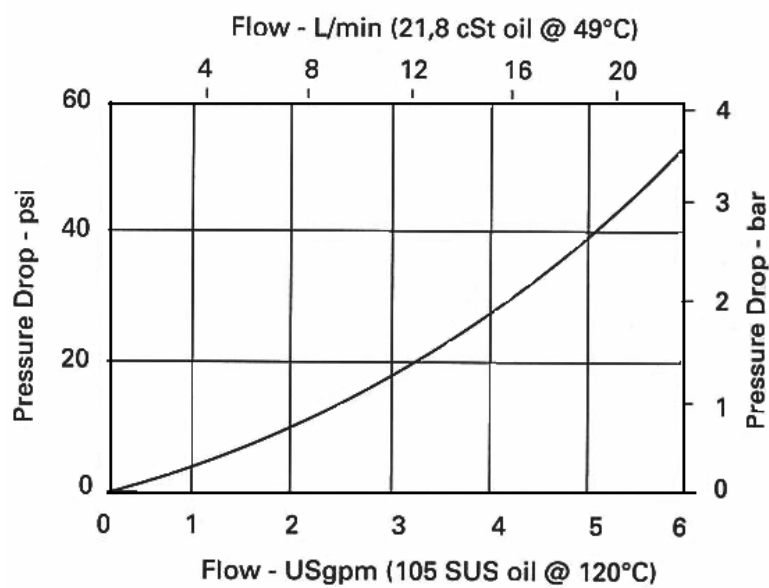
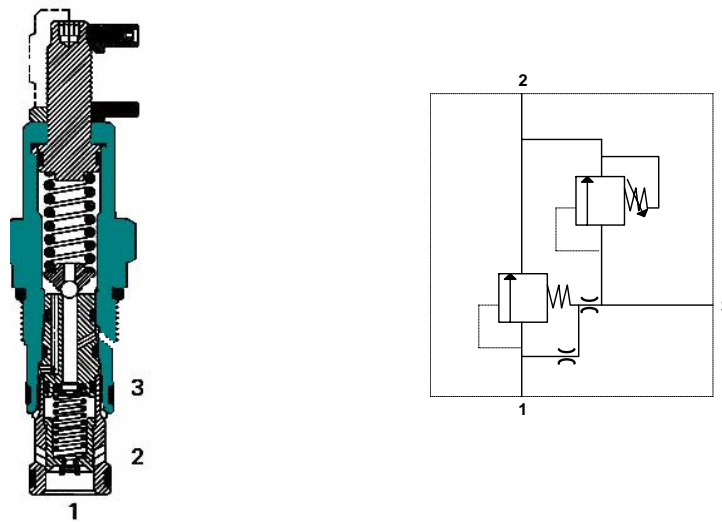


Figura 24. Caída de Presión vs. Caudal a través del cartucho Command Controls Corp HLSS-10



3.4.2. Cartucho de seguridad. Se selecciono el cartucho de referencia VRV11-12 de EATON Vickers. Este cartucho roscable pilotado es ajustable con opción para venteo, tiene una presión máxima de operación de 3000PSI, el caudal nominal para este cartucho es 30GPM (figura 25), para el alojamiento de esta válvula en el manifold se requiere una cavidad estándar C-12- 3S (ver anexo B).

Figura 25. Corte del Cartucho de seguridad y su diagrama funcional



**3.4.2.1. Funcionamiento.** Cuando la presión en la entrada puerto 1 es insuficiente para vencer la fuerza del muelle, la válvula permanece cerrada. Cuando se alcanza la presión de abertura, la bola u obturador es desplazado de su asiento y ello permite el paso del líquido al tanque mientras se mantenga la presión.

**3.4.2.2. Opciones de venteo.** Esta válvula consta de un puerto 3 con el que es posible realizar venteo o manejar remotamente la presión con otra válvula de seguridad adicional. En nuestra aplicación el puerto esta comunicado a una

válvula direccional la cual conducirá el flujo a tanque sin necesidad que el aceite venza la presión del muelle mas fuerte.

**3.4.3. Cartucho antirretorno.** En primera instancia se opto por el diseño del cartucho antirretorno debido a su facilidad y a lo que implica como ejercicio en ingeniería; el diseño se realizo por completo en lo que corresponde a la parte de cálculos, simulación y planos; pero se presentaron inconvenientes en su construcción debido a las altas exigencias en tolerancias y acabados superficiales, características que no son fáciles de obtener con maquinas herramientas convencionales; además de la parte económica, ya que estimando los costos el cartucho construido salía a un precio que era el doble comparado con su homologado ofrecido por la compañía EATON Vickers.

Las razones del mayor costo es que esta industria avala su economía en la producción en serie.

En el anexo F, se presentan las memorias del diseño del cartucho antirretorno las características, simulación, planos del diseño de los componentes.

En definitiva se selecciono el cartucho CV3-10-P EATON Vickers, esta válvula es normalmente cerrada, con una presión de apertura 5 psi (0,3 bar.) que fue el valor de apertura mínimo encontrado, para así evitar perdidas mayores.

El caudal nominal que maneja este cartucho es 20 gpm, para su alojamiento en el bloque manifold se requiere una cavidad estándar C-10-2 (ver anexo A)

Para información técnica adicional remitirse al anexo A.

Figura 26. Curva caída de Presión vs. Caudal cuando la válvula se encuentra en venteo

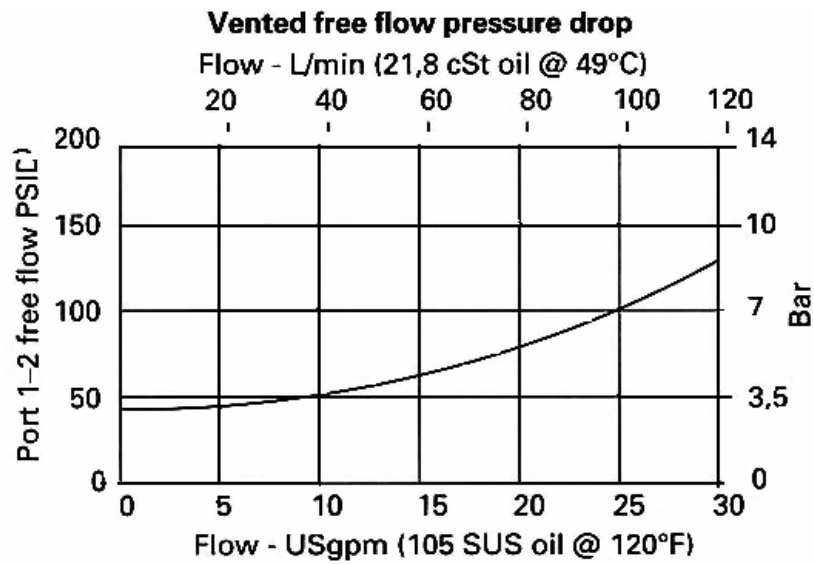


Figura 27. Caída de Presión vs. Caudal

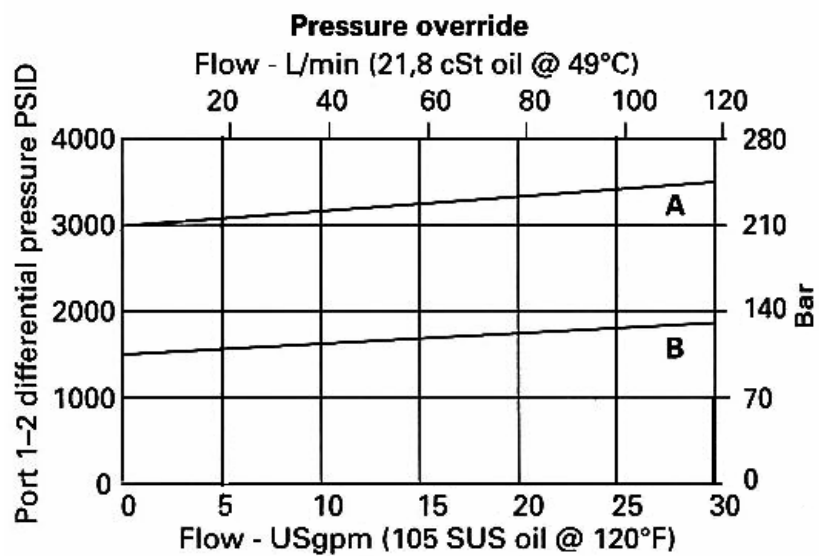


Figura 28 Cartucho antirretorno y su diagrama funcional

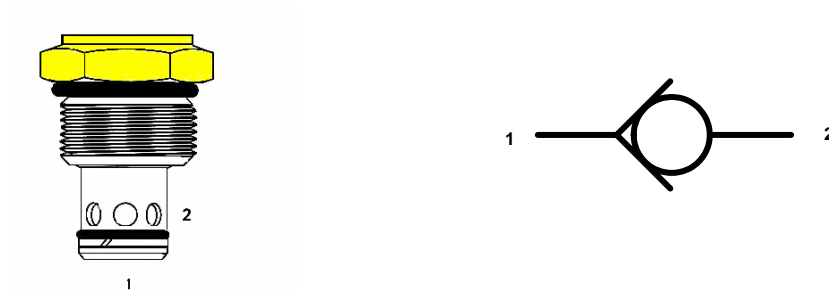
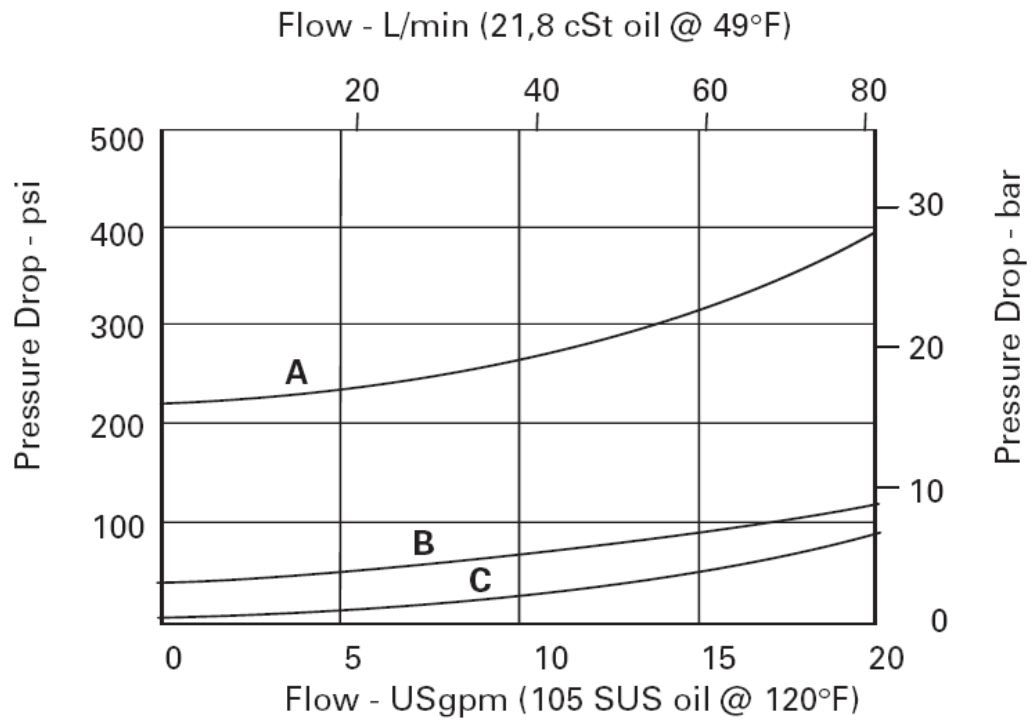


Figura 29. Caída de Presión vs. Caudal



### **3.5. DISPOSICIÓN DE CONEXIONES ENTRE LOS CARTUCHOS**

Con base en el diseño esquemático propuesto en el numeral 3.2, la selección de los cartuchos, el entendimiento de su funcionamiento e identificando los puertos, se procede a reemplazar los símbolos esquemáticos por los cortes de los modelos de las válvulas, esto ayudara a tener una mejor concepción de las conexiones internas necesarias en el bloque manifold, para el correcto funcionamiento de cada cartucho. Este paso es muy importante antes de la utilización del CAD ya que aquí, encontraremos el posicionamiento funcional de los cartuchos.

En la figura 30, A1 representa el puerto de conexión al cilindro hidráulico, A2 es el puerto utilizado en la realización del venteo, B1 y B2 representan las bombas de bajo y alto caudal respectivamente.

### **3.6. SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL MANIFOLD**

Los dos materiales utilizados típicamente en la construcción del bloque manifold son duraluminio y acero dependiendo de la presión manejada en la aplicación.

Para presiones hasta 3000PSI es recomendable el uso del duraluminio; para presiones mayores de 3000PSI hasta 5000PSI se recomienda el uso del acero.

En el mercado es mas fácil conseguir el acero que el duraluminio razón por la cual es más económico, además las presiones que se pueden manejar con el acero se ajustan a las necesitadas en nuestro circuito; por los anteriores argumentos se selecciono el acero para la fabricación del bloque manifold.

Figura 30. Conexiones de los cartuchos en el Bloque Manifold

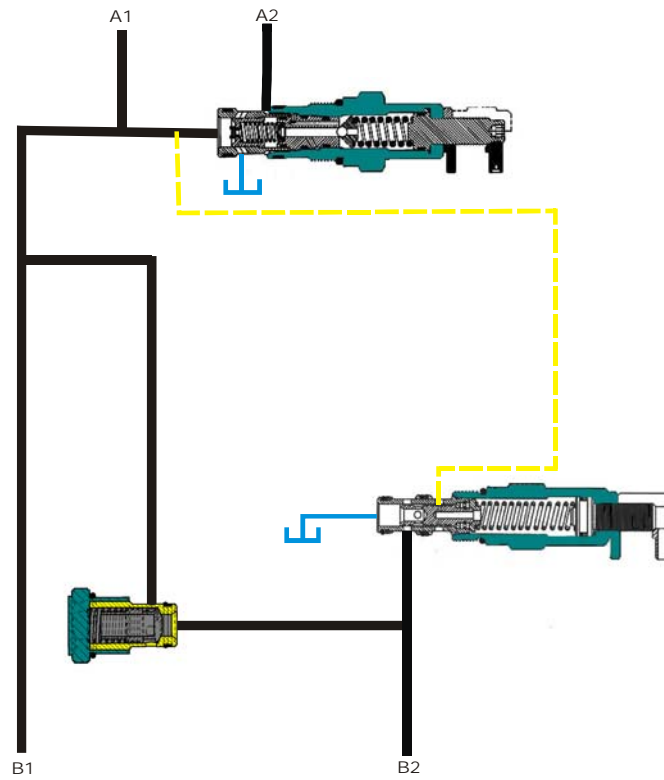


Tabla 1. Composición química del acero A-36

Componentes	%
C	0.26
Cu	0.2
Fe	99
Mn	0.75
P	Max 0.04
S	Max 0.05

El acero A-36 presenta una alta tenacidad, es homogéneo, y se deja mecanizar con gran facilidad.

Tabla 2. Propiedades mecánicas del Acero A-36

Propiedad	Valor
Resistencia ultima Su (psi)	58000-79800
Resistencia a la fluencia Sy (psi)	36300
Modulo de elasticidad (Ey)	29000Ksi
Relación de Poison	0,26
Densidad	0,284lb/in <sup>2</sup>
% de alargamiento espécimen de 2 pulg.	30

### 3.7. EVALUACION DEL BLOQUE MANIFOLD

En la evaluación del bloque manifold se quiso contrastar los resultados obtenidos con las teorías convencionales de resistencia de materiales y mecánica de fluidos con los resultados arrojados por el software Ansys Worbench y Ansys flotran presentados en el capítulo 4; teniendo por lo tanto mejores criterios en la apreciación del diseño.

Por lo tanto primero, mediante la teoría de resistencia de materiales se halló el factor de seguridad en diferentes situaciones del bloque, posteriormente con los principios de la mecánica de fluidos se halló el régimen de flujo interno y las pérdidas de presión.

A continuación se describe detalladamente el análisis y los resultados obtenidos en la evaluación del bloque manifold

3.7.1. Cálculo del factor de seguridad del bloque manifold. Después de que se tiene el bloque manifold dimensionado en su totalidad bajo el soporte del software Solid edge 12, y siguiendo cada una de las consideraciones de diseño recomendadas por el fabricante de las válvulas cartuchos, y otras que fueron tomadas en la etapa de diseño hay necesidad de evaluar el bloque manifold a las condiciones extremas antes de iniciar la etapa de construcción.

En estos cálculos se utilizo el modelo de esfuerzos en recipientes cilindricos<sup>1</sup>, ya que cada una de las cavidades del manifold se puede asimilar a un recipiente cilíndrico que conduce fluido a alta presión en el cual se presentan esfuerzos radiales y circunferenciales (o tangenciales) cuyo parámetro de interés es el radio.

Para el cálculo se necesita saber los diámetros internos y externos del cilindro. Para el caso dado del bloque manifold se conocen los diámetros internos pero no los externos, así que se suponen teniendo en cuenta el cilindro más cercano o el borde del bloque manifold, para tomar este valor como el espesor del cilindro. Los valores positivos indican tensión y los negativos indican compresión

3.7.1.1. Puntos críticos del bloque manifold a evaluar

Los puntos críticos a evaluar en el manifold son tres los cuales se describirán a continuación:

El primer punto crítico, es la cavidad que contiene el cartucho de seguridad (figura 31). Allí se origina la máxima presión a la que puede estar sometida el sistema esta situación se alcanza un poco antes de la apertura de la válvula de seguridad.

La presión de apertura a la que esta tarada el cartucho de seguridad es 2000psi, en la evaluación del manifold se quiso ser conservativo por lo tanto se utilizo un factor de 1.5 de seguridad que aumentara la presión, en consecuencia la máxima presión de trabajo para la evaluación del bloque manifold será de 3000psi.

El segundo punto crítico (figura 32) a evaluar es la línea piloto que sensa la presión de la línea principal del sistema llevándolo al puerto 3 del cartucho de descarga (ver figura 23) que a la presión de taraje permitirá que se abra la válvula, descargando a tanque la bomba de alto caudal.

Siendo también conservativos la presión utilizada en la evaluación será amplificada por un factor 1.5 por lo tanto se utilizara en los cálculos una presión de 3000psi; que es la máxima presión a la que estará sometida esta línea durante la operación del sistema.

El tercer punto (figura 33) a evaluar es el ducto que permite el paso de caudal de la sección de descarga a la sección de seguridad la máxima presión que allí se alcanza es la presión de apertura de la válvula de seguridad en consecuencia, tomaremos una presión de 2000psi, aplicando el factor de 1.5 la presión utilizada en esta evaluación será 3000psi.

De la tabla 2. Propiedades mecánicas del acero A-36, se extraen los siguientes datos necesarios para los cálculos:

$S_y = 250 \text{ Mpa} = 36.26 \text{ Ksi}$

$S_u = 400-550 \text{ Mpa} = 58-79.8 \text{ Ksi}$

Datos para analizar el punto 1

Espesor: 19,05 mm

Radio interior ( $r_i$ ): 6,35 mm

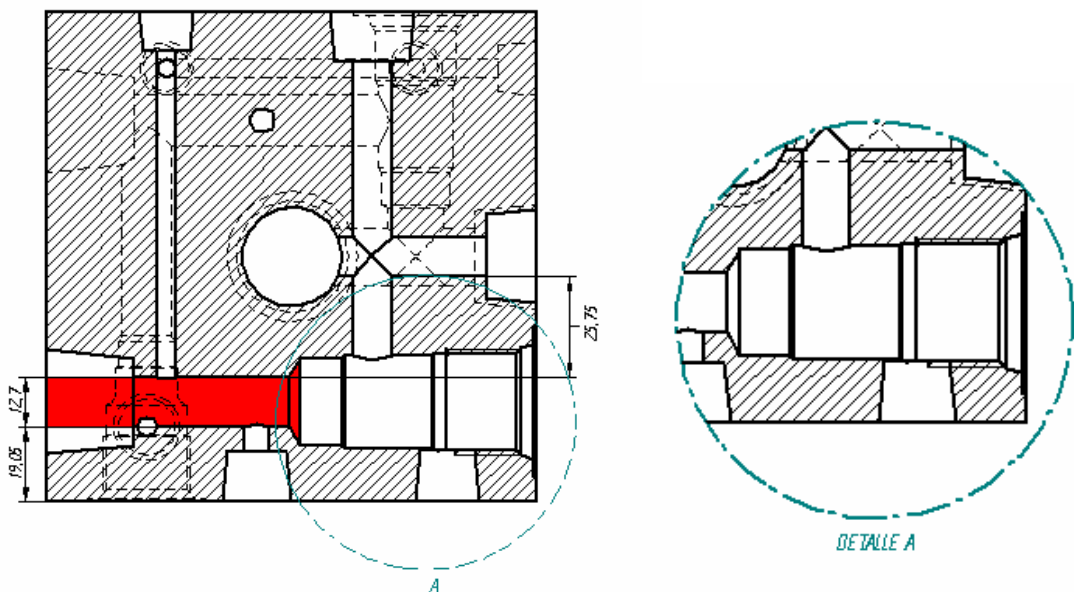
Radio exterior ( $r_o$ ): 25,4 mm

Presión interna ( $P_i$ ): 2000 psi

Presión interna para evaluación =  $1.5 * P_i = 3000 \text{ psi}$

Presión Exterior ( $P_o$ ): Presión Atmosférica: 0 Psi

Figura 31. Situación de apertura del cartucho de seguridad y detalle del alojamiento para la válvula de seguridad



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

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_0^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{6,35^2 \cdot 3000}{25,4^2 - 6,35^2} \left( 1 + \frac{25,4^2}{6,35^2} \right)$$

$$\sigma_t = 3400 \text{ psi} = 3,4 \text{ ksi}$$

El esfuerzo radial a evaluar sobre la superficie interna del cilindro es:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_0^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{6,35^2 \cdot 3000}{25,4^2 - 6,35^2} \left( 1 - \frac{25,4^2}{6,35^2} \right)$$

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi} = -3 \text{ ksi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$S_t = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2}$$

$$S_t = \sqrt{3,4^2 + 3^2} = 4,53$$

Calculando el factor de seguridad tenemos que:  $F_s = \frac{S_y}{S_t} = \frac{36,26}{4,53} = 8$

Datos para analizar el punto 2

Espesor: 11,63mm

Radio interior ( $r_i$ ): 2,375mm

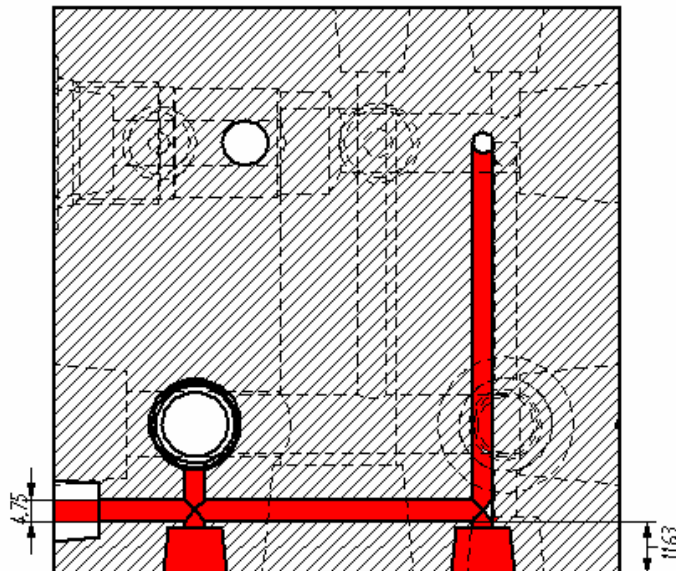
Radio exterior ( $r_o$ ): 14 mm

Presión interna ( $P_i$ ): 2000psi

Presión interna para evaluación =  $1.5 * P_i = 3000$ psi

Presión Exterior ( $P_o$ ): Presión Atmosférica: 0 Psi

Figura 32. Línea de sensado dirigida al puerto 3 del cartucho de descarga



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

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_0^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{2,375^2 \cdot 3000}{14^2 - 2,375^2} \left( 1 + \frac{14^2}{2,375^2} \right)$$

$$\sigma_t = 3177,79 \text{ psi} = 3,18 \text{ ksi}$$

El esfuerzo radial a evaluar sobre la superficie interna del cilindro es:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_0^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{2,375^2 \cdot 3000}{14^2 - 2,375^2} \left( 1 - \frac{14^2}{2,375^2} \right)$$

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi} = -3 \text{ ksi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$S_t = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2}$$

$$S_t = \sqrt{3,18^2 + (-3)^2} = 4,37 \text{ ksi}$$

Calculando el factor de seguridad tenemos que:  $F_s = \frac{S_y}{S_t} = \frac{36,26}{4,37} = 8,3$

Datos para analizar el punto 3

Espesor: 13,52mm

Radio interior ( $r_i$ ): 5,5mm

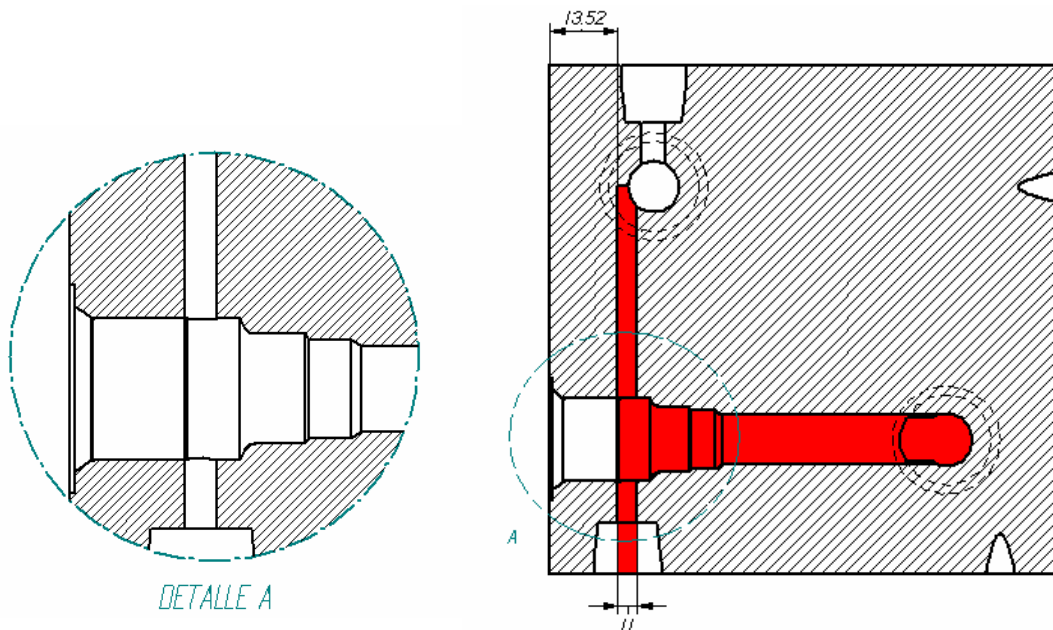
Radio exterior ( $r_o$ ): 19,02 mm

Presión interna ( $P_i$ ): 2000psi

Presión interna para evaluación =  $1.5 * P_i = 3000$ psi

Presión Exterior ( $P_o$ ): Presión Atmosférica: 0 Psi

Figura 33. Línea de paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad y detalle del alojamiento de la válvula de descarga



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

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_0^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{5,5^2 \cdot 3000}{19,02^2 - 5,5^2} \left( 1 + \frac{19,02^2}{5,5^2} \right)$$

$$\sigma_t = 3547,5 \text{ psi} = 3,5 \text{ ksi}$$

El esfuerzo radial a evaluar sobre la superficie interna del cilindro es:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 \cdot p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_0^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{5,5^2 \cdot 3000}{19,02^2 - 5,5^2} \left( 1 - \frac{19,02^2}{5,5^2} \right)$$

$$\sigma_r = -3000 \text{ psi} = -3 \text{ ksi}$$

Por lo tanto el esfuerzo resultante es:

$$S_t = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2}$$

$$S_t = \sqrt{3.5^2 + (-3)^2} = 4,6$$

Calculando el factor de seguridad tenemos que:  $F_s = \frac{S_y}{S_t} = \frac{36,26}{4,6} = 7.88$

3.7.2. Determinación del régimen de flujo. Todo flujo limitado por superficies sólidas recibe el nombre de flujo interno, este puede ser de régimen laminar o turbulento, lo cual se puede determinar mediante el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad \text{como} \quad \frac{\rho}{\mu} = \frac{1}{\nu}$$

Entonces el número de Reynolds expresado en función de la viscosidad cinemática

es,  $Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$  donde  $V = \frac{Q}{A}$

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 doble por lo tanto se consideran dos situaciones críticas. 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.

Para el orificio de menor diámetro el cual comunica la cavidad de la válvula de cheque con la sección de seguridad se obtiene (figura 33):

Caudal (Q): 15 gpm

Aceite Tellus: 37

Temperatura operación: 40c

Diámetro: 11mm = 0,011m

Viscosidad cinemática.  $\nu = 0,039 \frac{Ns}{m^2}$

Densidad ( $\rho$ ) =  $877 \frac{kg}{m^3}$

Reemplazando para la velocidad

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

$$V = 15 \frac{\text{gal}}{\text{min}} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} * \frac{0,0037 \text{m}^3}{1 \text{gal}} * \frac{1}{0,000095 \text{m}^2} = 9,73 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reemplazando para el número de Reynolds,

$$Re = \frac{4 * \rho * Q}{D * \pi * \nu} = \frac{4 * 877 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,000925 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,011 \text{m} * \pi * 0,039 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 2407,65$$

Por lo tanto se infiere que el valor de Reynolds es mayor de 2100 luego se presenta un comportamiento turbulento.

Para las cavidades por donde ingresa el flujo, tenemos 2 situaciones: la primera situación será la cavidad de entrada de flujo de la bomba de bajo caudal.

La segunda situación será la cavidad de entrada de flujo de la bomba de alto caudal.

Datos para la primera situación.

Caudal (Q): 15 gpm

Aceite Tellus: 37

Temperatura operación: 40c

Diámetro: 12,7mm = 0,0127m

Viscosidad cinemática.  $\nu = 0,039 \frac{Ns}{m^2}$

Densidad ( $\rho$ ) =  $877 \frac{kg}{m^3}$

Reemplazando para la velocidad

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

$$V = 15 \frac{\text{gal}}{\text{min}} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} * \frac{0,0037 \text{m}^3}{1 \text{gal}} * \frac{1}{0,000126 \text{m}^2} = 7,34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reemplazando para el número de Reynolds,

$$Re = \frac{4 * \rho * Q}{D * \pi * \nu} = \frac{4 * 877 \frac{kg}{m^3} * 0,000924 \frac{m^3}{s}}{0,0127 \text{m} * \pi * 0,039 \frac{Ns}{m^2}} = 2083$$

Se observa que el número de Reynolds da menor de 2100, para lo cual se infiere un comportamiento laminar del flujo de aceite.

Datos para la segunda situación.

Caudal (Q): 15 + 7 = 22 gpm

Aceite Tellus: 37

Temperatura operación: 40c

Diámetro: 20,62mm = 0,020 m

$$\nu = 0,039 \frac{Ns}{m^2}$$

Reemplazando para la velocidad

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

$$22 \frac{\text{gal}}{\text{min}} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} * \frac{0,0037 \text{m}^3}{1 \text{gal}} * \frac{1}{0,00033 \text{m}^2} = 4,11 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reemplazando para el número de Reynolds,

$$Re = \frac{4 * \rho * Q}{D * \pi * \nu} = \frac{4 * 877 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,001355 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0206 \text{m} * \pi * 0,039 \frac{Ns}{m^2}} = 1883,3$$

Se observa que el numero de Reynolds da menor de 2100, para lo cual se infiere un comportamiento laminar del flujo de aceite.

### 3.8. MANUFACTURA DEL DISEÑO

Debido a las exigencias respecto a formas, tolerancias y acabados que requieren las válvulas oleohidráulicas, las máquinas donde se realizan las operaciones de mecanizado deben estar en optimas condiciones respecto a alineación y

vibraciones, calidad de las herramientas y dispositivos de medida y destreza del operario.

La mayoría de las operaciones requeridas para la fabricación se realizan en torno.

Estas operaciones son:

### **3.8.1 Refrentados de las caras del bloque manifold**

Consiste en mecanizar todas las caras del bloque con el objeto de alcanzar las dimensiones requeridas y garantizar el paralelismo de las mismas. Para ello es recomendable la utilización de nivel y escuadra.

### **3.8.2. Marcado**

Es importante medir y marcar cuidadosamente los centros de las perforaciones que se van a realizar para que no se cometan errores costosos. Una vez marcado se procede a centro a puntear los puntos requeridos.

### **3.8.3 Mecanizado del bloque manifold**

#### **3.8.3.1. Desbastado**

Se debe iniciar por los conductos principales donde serán alojados cada uno de los cartuchos; esto con el fin de evitar saltos en el torno al mecanizar sitios que tengan taladros transversales. El desbastado se realiza con brocas colocadas en el centro

punto del torno y con la pieza girando en sentido antihorario. Las brocas se van aumentando de tamaño hasta alcanzar una dimensión inferior a la indicada.

#### **3.8.3.2 Cilindrados internos**

Operación realizada con una barra. Inicialmente se mecaniza hasta alcanzar una dimensión levemente inferior a la especificada y posteriormente se aumenta la velocidad del torno para realizar el acabado. Generalmente las superficies se desean pulidas por lo cual deben ser rectificadas o pulidas con lija a una alta velocidad de copa.

#### **3.8.3.3. Taladros internos**

Una vez se han mecanizado las superficies donde se ubicaran los cartuchos, se procede a realizar los conductos internos, operación realizada en un taladro de banco, preferiblemente tipo radial.

#### **3.8.3.4. Rectificado de caras**

Este se realiza en una rectificadora plana frontal y su objetivo es pulirla superficie exterior con el fin de mejorar la presentación final de la válvula.

### **3.8.4 Tratamiento Superficial**

Con el fin de proteger el bloque de acero contra la corrosión, se seleccionó un proceso de galvanizado en caliente. En él, los átomos de Zinc se difunden en la

superficie del material, brindando una protección de barrera (aislante) y otra galvánica permitiendo una reducción de costos de mantenimiento posteriores en caso de utilizar pinturas especiales y proporcionando protección completa anticorrosiva debido al medio de trabajo en el que será utilizado.

### **3.9. OTRAS CONSIDERACIONES A TENER EN CUENTA**

Cuando se diseña el bloque manifold hay que tener en cuenta no solo el tamaño final de este sino; las dimensiones tales como longitudes que sobresalen de las válvulas una vez roscadas en el bloque .En el caso que se tengan cartuchos con accionamientos eléctricos se debe considerar el espacio de los solenoides de modo que los cartuchos se puedan montar fácilmente, también hay que considerar los espacios necesarios para las herramientas que se requieran para montar o desmontar los cartuchos y las mangueras al bloque manifold.

El tamaño del Bloque debe ser un poco mayor antes del maquinado de las cavidades que servirán de alojamiento a las válvulas, ya que es necesario remover el material o las rebabas que deja el taladro a su paso.

Por ejemplo, en un bloque de Aluminio hay necesidad de remover aproximadamente 0,015 pulgadas de material y en uno de acero 0.03 pulgadas en cada una de las caras esto con el fin de asegurar que las 6 caras sean paralelas y perpendiculares entre si.

Hay que considerar todas las restricciones referentes a la superficie de montaje del bloque manifold. Las válvulas o puertos pueden estar restringidos desde una

fuente particular para el montaje, por lo tanto al diseñar no se debe perder de vista el punto de montaje de la válvula.

En caso de requerirse, es necesario también especificar los agujeros que lleva para el montaje, ya sean ciegos o pasantes.

El ordenamiento de las válvulas se debe hacer de manera lógica. Los puertos de conexión y las válvulas que se encuentren en una deben ser colocados tan próximos como sea posible.

Deben eliminarse la mayor cantidad de giros como sea posible en cada región, para de esta manera también reducir el número de agujeros pasantes requeridos para conectarlos. Esto tiene dos efectos benéficos: el primero mantener bajas las caídas de presión ( $\Delta P$ ) y el segundo reducir los costos de manufactura minimizar las operaciones de maquinado requeridas.

## 4. SIMULACION DEL BLOQUE MANIFOLD

### 4.1. INTRODUCCIÓN

Los efectos de simulación permiten obtener modelos muy próximos a los reales, es posible generar sólidos de aspectos casi real, comprobar su comportamiento bajo diversas condiciones de trabajo, incluso predecir todas las características técnicas y estéticas mediante la tecnología informática, utilizando programas de animación y simulación que en nuestro caso son Solid edge y Ansys.

Esto permite un conocimiento mucho mas profundo del bloque manifold antes de que exista físicamente, siendo posible detectar muchos de los problemas que de otro modo se hubieran detectado en el servicio real, ahorrando tiempo y dinero en prototipos reales ; sirviendo como soporte para las decisiones de diseño y construcción.

En este capítulo se presenta detalladamente la disposición final geométrica del bloque bajo el soporte de Solid Edge V-12 y la simulación del bloque a diferentes presiones de trabajo, la determinación del régimen de flujo interno y las pérdidas de presión sufridas en las diferentes secciones del bloque utilizando el software Ansys worbench y Ansys flotran; contrastando además los resultados con los obtenidos en el capítulo 3 mediante las teorías clásicas de resistencia de materiales y mecánica de fluidos.

## **4.2. APLICACIÓN DEL SOFTWARE CAD EN EL DIMENSIONAMIENTO FINAL DEL BLOQUE.**

La disposición final del bloque se obtuvo bajo el soporte de un software CAD, debido a la facilidad de este para generar dibujos, realizar transformaciones como giros, simetrías, copias, escalados, y generación de vistas además de la precisión geométrica que brinda otras ventajas que presenta, como la posibilidad de modificar el diseño en cualquier etapa del proceso de desarrollo sin que esto implique una gran inversión de tiempo permitiendo además un análisis exhaustivo a través del ordenador.

La posibilidad que tiene el CAD de ser integrado con otras técnicas asistidas por computador como (CAE/CAM) fue otra de las ventajas que se obtuvieron al utilizar el software ya que en términos globales podemos obtener un análisis completo en todas las etapas del diseño como, la definición de geometría, análisis y simulación del comportamiento del producto, y su fabricación no limitando el uso del ordenador al análisis solo en la etapa de la disposición geométrica

Con la ayuda de Solid edge 12 versión académica se diseñó el bloque por completo distribuyendo los elementos de la manera más lógica y funcional para el posterior maquinado, además de la ayuda del CAD, se tuvo en cuenta las recomendaciones de los fabricantes en cuanto a la geometría de las cavidades para los cartuchos (ver anexos), tolerancias, espesores de paredes, tipo de roscas.

La válvula está dividida en dos secciones; la primera es la sección de descarga que contiene el cartucho antirretorno y el de descarga pilotado (figura 34) , la segunda

es la sección de seguridad, formada por el cartucho de seguridad pilotado con puerto de venteo. (figura 35)

En la figura 36 se observa la válvula ya ensamblada por completo y en la figura 37 se observa la distribución de las cavidades que alojaran los cartuchos así; como los conductos necesarios para el funcionamiento óptimo de la válvula de seguridad y descarga.

Figura 34. Corte isométrico del bloque manifold en su sección descarga

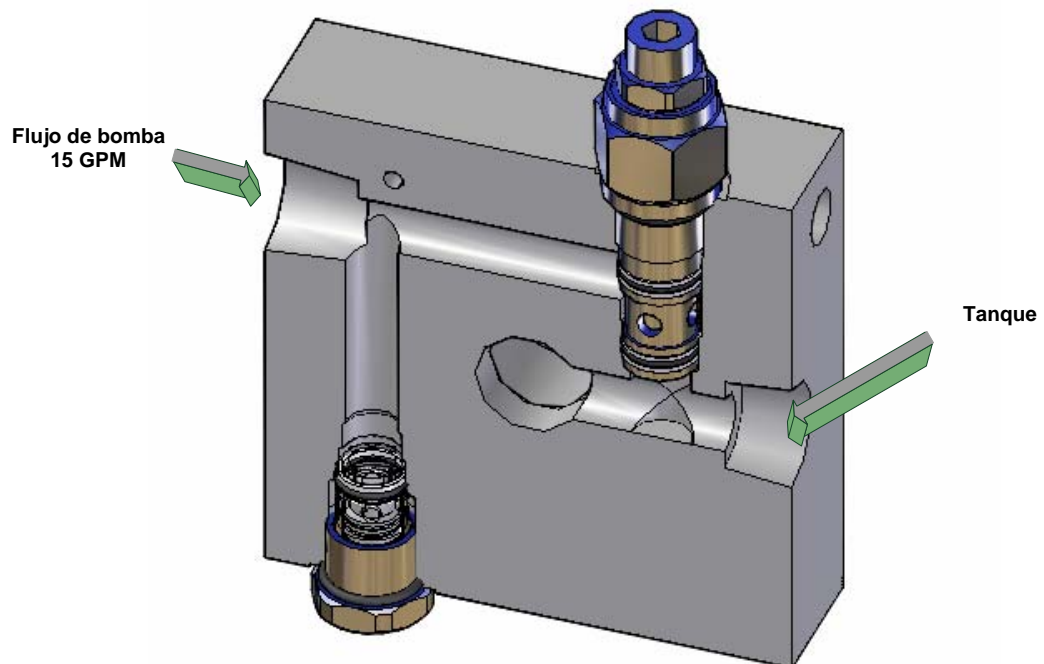


Figura 35: Corte isométrico del bloque manifold en su sección seguridad.

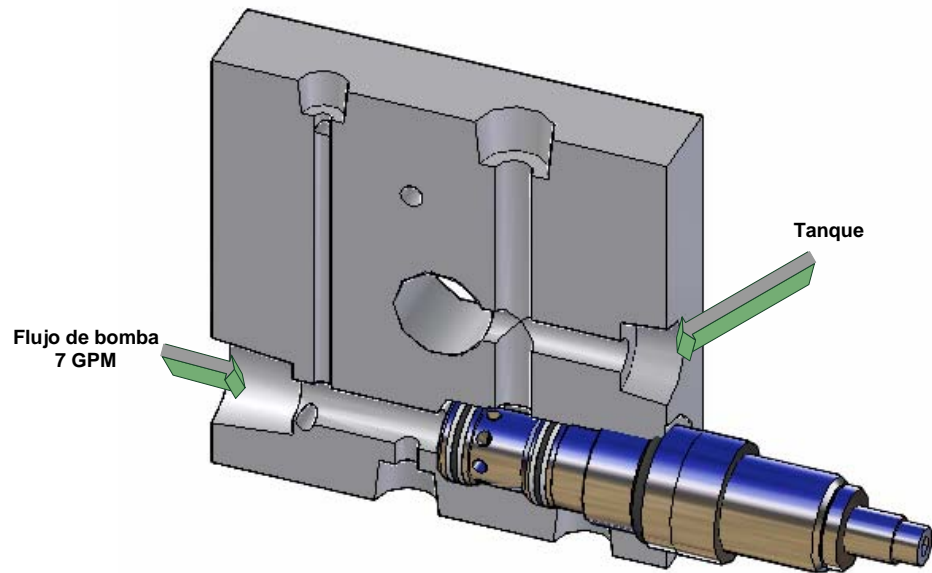


Figura 36. Vista isométrica de la válvula ensamblada

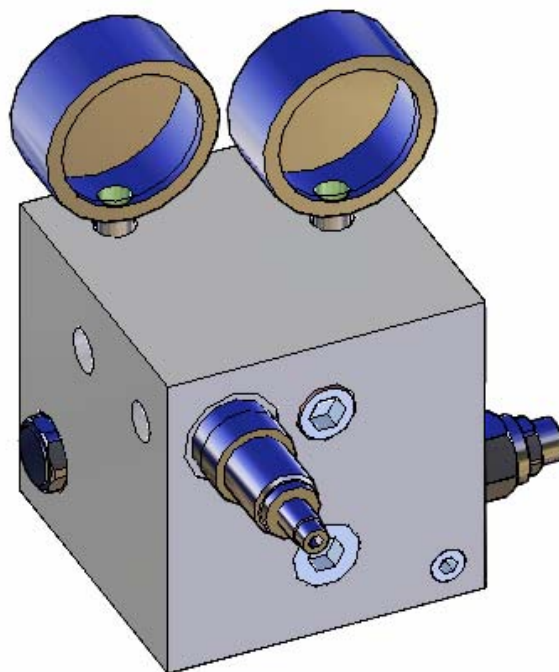
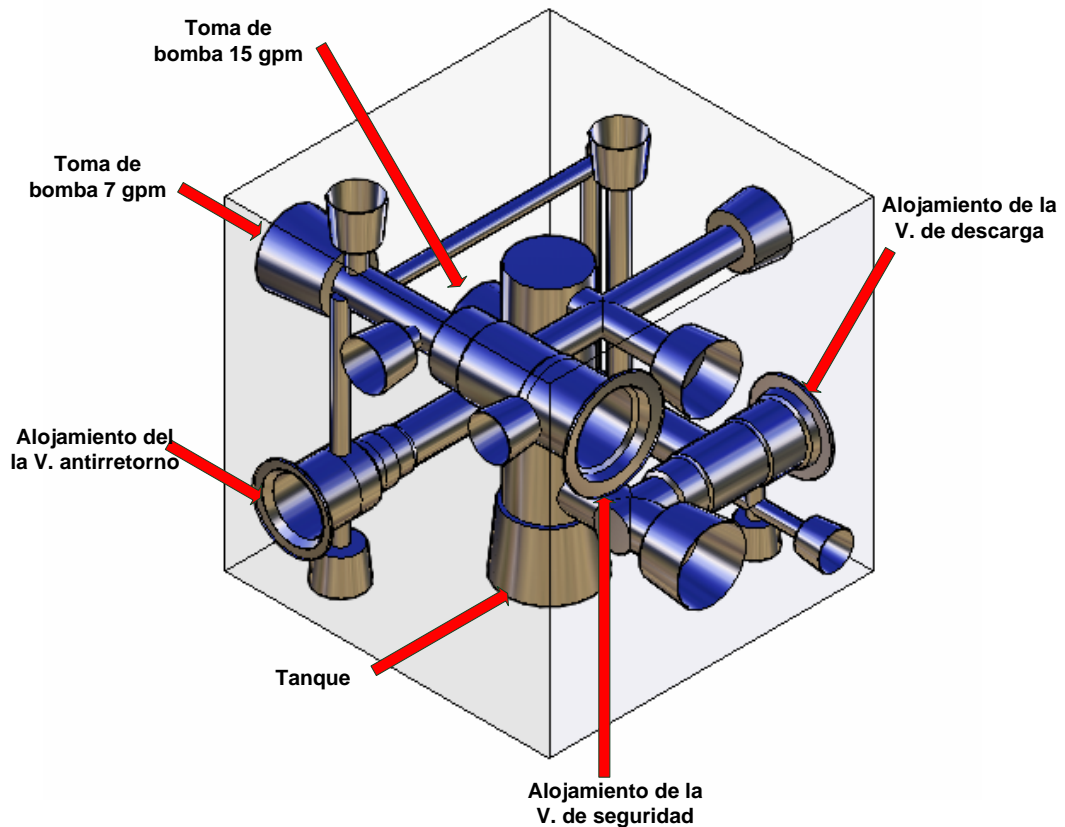


Figura 37. Distribución de cavidades y conductos dentro del bloque manifold



#### 4.3. ANALISIS CAE ESTRUCTURAL

La ingeniería asistida por ordenador o CAE (Computer Aided Engineering) supone un paso más en los sistemas CAD tradicionales, ya que además del diseño del modelo, también permite integrar sus propiedades, condiciones a las que está sometido, materiales, etc. De esta forma, las herramientas CAE existentes permiten calcular cómo va a comportarse la pieza o la estructura en la realidad, en aspectos tan diversos como deformaciones, resistencia, características térmicas, etc.

Para ello es necesario pasar de la geometría creada en un entorno CAD al sistema CAE.

Con el objeto de corroborar los cálculos realizados mediante formulaciones matemáticas, se utilizó el software Ansys Workbench el cual nos permite obtener un análisis mas completo de los esfuerzos reales que están actuando al interior del bloque de acero, logrando de esta manera efectuar una comparación entre ambas formas de obtener los resultados confirmando la veracidad de los cálculos.

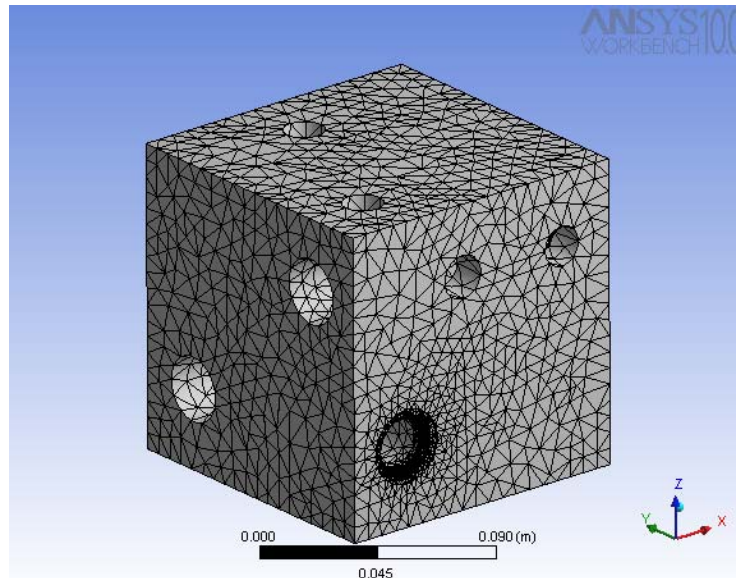
#### **4.3.1 Proceso de Enmallado**

El procedimiento que se utilizó para llegar a los resultados deseados, comienza con la definición del tipo de malla y de la calidad del enmallado, para ello se escogió el tipo de malla tetraédrica con 121233 nodos lo cual permite un buen detalle o aproximación en los resultados sin afectar de gran manera el desempeño del equipo, aumentando el tiempo de procesamiento de datos.

#### **4.3.2 Definición de cargas en las condiciones de frontera.**

Se procede a aplicar el tipo de fijación que para este caso es una fijación sobre una cara, ya que el bloque siempre va a estar apoyado en la cara inferior; luego se colocan las presiones internas que van a actuar; para ello se aplica una presión de 1500 psi (10,34 Mpa) en la zona de descarga y una presión de 3000 psi (20,63 Mpa) en la zona de seguridad; estas presiones son 1.5 veces mayores de las que van a actuar en el modelo real.

Figura 38. Proceso de enmallado del bloque



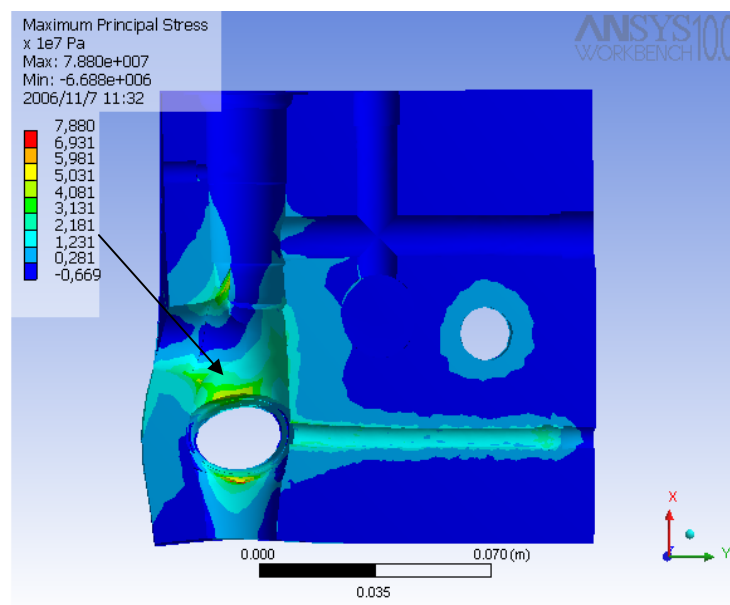
### 4.3.3. Sección de seguridad.

4.3.3.1. Análisis de esfuerzos. El resultado del análisis estructural en la sección de seguridad (figura 39) a la cual se aplicaron 3000 psi (20,63 Mpa) de presión interna; muestra como en la zona de entrada de flujo de aceite, desde la sección de descarga y en el área donde se encuentran los orificios de toma de presión hacia el actuador, y la toma al manómetros, existe una zona donde se presentan los mayores esfuerzos los valores se encuentran en el rango de 21,81 - 40,81 Mpa (3163 - 5919 psi); rango dentro del cual se encuentra el valor hallado en el capítulo 3, 4530 psi; utilizando el modelo de recipientes cilíndricos sometidos a presión.

4.3.3.2. Análisis de factor de seguridad. Para el factor de seguridad (figura 40) se observan unos pequeños puntos donde el factor de seguridad es bajo debido a filos

o rebordes generados por el maquinado interno del bloque, por lo tanto allí se encuentran los mayores esfuerzos como se observo en el numeral anterior; pero esto no representa peligro alguno ya que este factor de seguridad es relativamente alto. Por lo tanto en la zona circundante al orificio de salida de presión y del manómetro se observo que dicho factor se encuentra en un rango entre 5 y 10, rango en el cual esta el valor hallado en capitulo 3 que fue de 8.

Figura 39. Análisis CAE de esfuerzos sección de seguridad

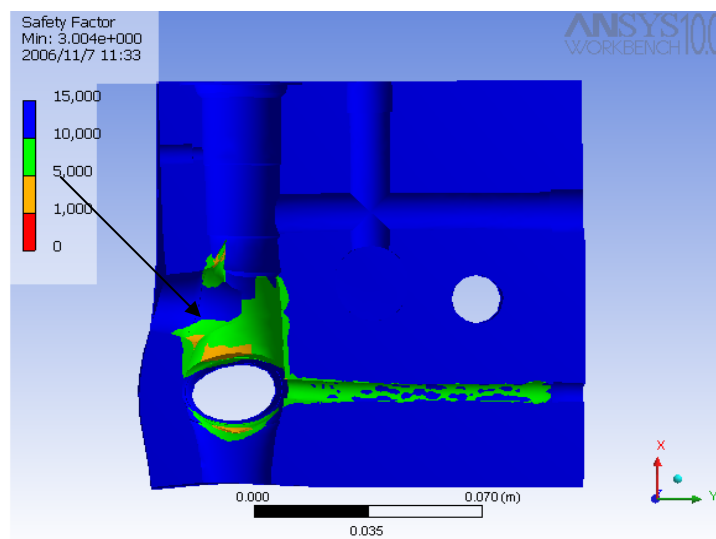


#### 4.3.4. Línea de sensado dirigida al puerto 3 del cartucho de descarga.

4.3.4.1. Análisis de esfuerzos. Dado a que este conducto envía señal desde la zona de alta presión a la descarga (figura 41) su presión interna será de 3000 psi.

Aplicando el análisis CAE se observa que el esfuerzo resultante en sus paredes se encuentra en un rango entre 12,31–31,31Mpa (1786-4542 psi), rango entre el cual se encuentra el valor de 4370 psi hallado en el capítulo 3.

Figura 40. Análisis CAE de factor de seguridad sección de seguridad



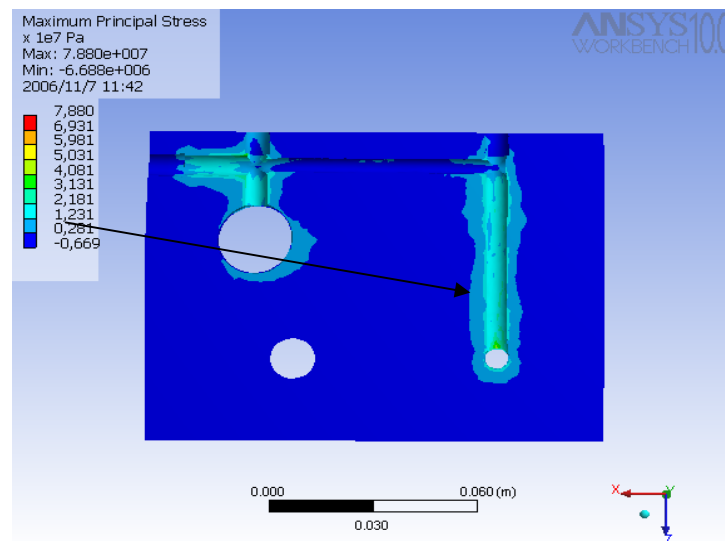
**4.3.4.2 Análisis de factor de seguridad.** Para el factor de seguridad (figura 42) se observa que en la mayoría del ducto este se encuentra por encima de 10, pero existen ciertas zonas donde disminuye un poco a un rango entre 5 y 10, rango dentro del cual se encuentra el valor de 8.3 calculado en el capítulo 3.

**4.3.5. Sección del orificio de paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad.**

**4.3.5.1. Análisis de esfuerzos.** Este conducto (figura 43) el cual conduce el aceite desde la válvula cheque a la etapa de seguridad, posee su mayor valor de presión dependiendo del taraje de la válvula de alivio cuyo máximo valor será de 3000 psi

(20,63 Mpa). Según los resultados del análisis numérico cae se observa un esfuerzo resultante en las paredes del cilindro en un rango que oscila entre 21,81–31,31 Mpa (3164-4542 psi); lo cual proporciona un rango de valores aceptables dentro del cual se encuentra el cálculo de 4310 psi hallado en el capítulo 3.

Figura 41. Análisis CAE de esfuerzos orificio sensor válvula de descarga.



**4.3.5.2. Análisis de factor de seguridad.** Para el factor de seguridad (figura 44) el análisis cae muestra un rango entre 10 y 15, valores muy seguros, contrastando con el cálculo realizado en el capítulo 3 se obtiene un factor de 8,4 valor que efectivamente se encuentra muy cerca del rango nombrado anteriormente.

En conclusión de los análisis realizados anteriormente se observan unos resultados muy cercanos si se compara el análisis CAE con los cálculos efectuados mediante formulaciones matemáticas propias de la resistencia de materiales.

Figura 42. Análisis CAE de factor de seguridad orificio sensor válvula de descarga.

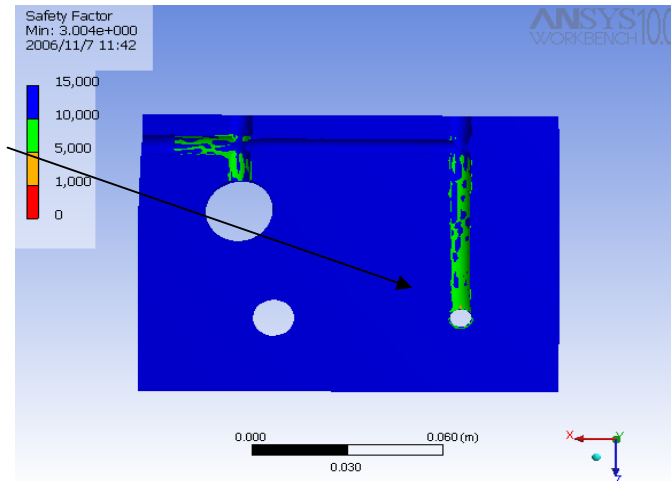


Figura 43. Análisis CAE de esfuerzos orificio paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad.

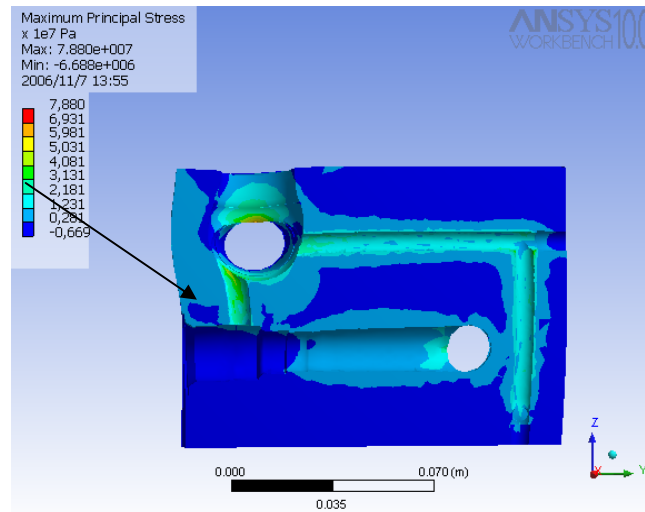
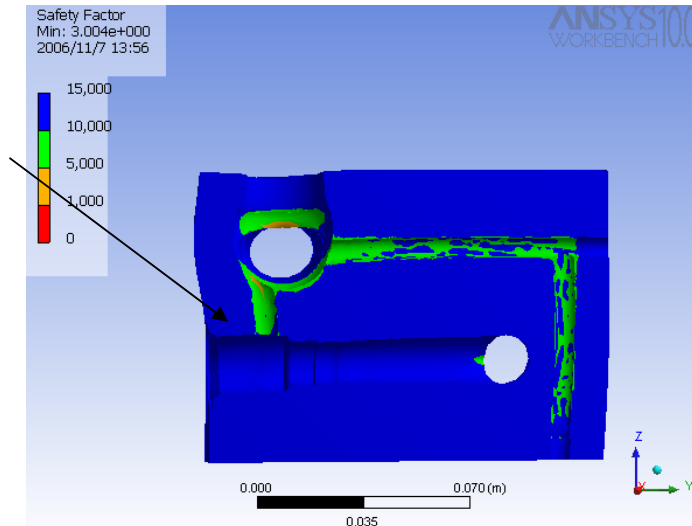


Figura 44. Análisis CAE de factor de seguridad orificio paso de la etapa de descarga a la etapa de seguridad.



#### 4.4. ANALISIS CAE DE FLUJO

Para la simulación del comportamiento del flujo es necesario simular la tubería por la cual va a fluir el aceite, para ello se procedió a representarla en CAD, y luego se importó mediante un archivo tipo parasolid a Ansys 8.1, desde el cual procedemos a programar sus funciones con la opción Flotran 3D, la cual reconoce dicho volumen como un fluido y no como un sólido; para luego continuar con el proceso de enmallado.

##### 4.4.1. Tipo de fluido a utilizar

En los sistemas de potencia fluida es de gran importancia tener en cuenta las características del fluido de trabajo, ya que a partir de ellas se puede predecir el comportamiento del sistema que se esté trabajando.

El Banco de bomba doble trabaja con el aceite Shell Tellus 37, el cual puede tolerar pequeñas variaciones de viscosidad con fluctuaciones de temperatura si se deben mantener la eficiencia y la capacidad de respuesta.

Entre sus características mas significativas se encuentran:

1. 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.

2. Alta estabilidad al corte:

El mejorador de índice de viscosidad es sumamente resistente a los esfuerzos mecánicos y asegura una efectiva lubricación y larga vida del aceite.

3. 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.

4. Excelente filtrabilidad:

Mínima tendencia a causar obstrucción de filtros en presencia de contaminantes como agua o calcio.

5. Resistente a la oxidación:

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

6. Protección contra la corrosión:

Poderosos inhibidores brindan una protección prolongada contra la corrosión de metales ferrosos y no ferrosos.

7. Rápida liberación de aire y propiedades contra la formación de espuma:

Libera el aire fácilmente sin producir una cantidad excesiva de espuma.

Tabla 3. Características Físicas Típicas del aceite Tellus

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

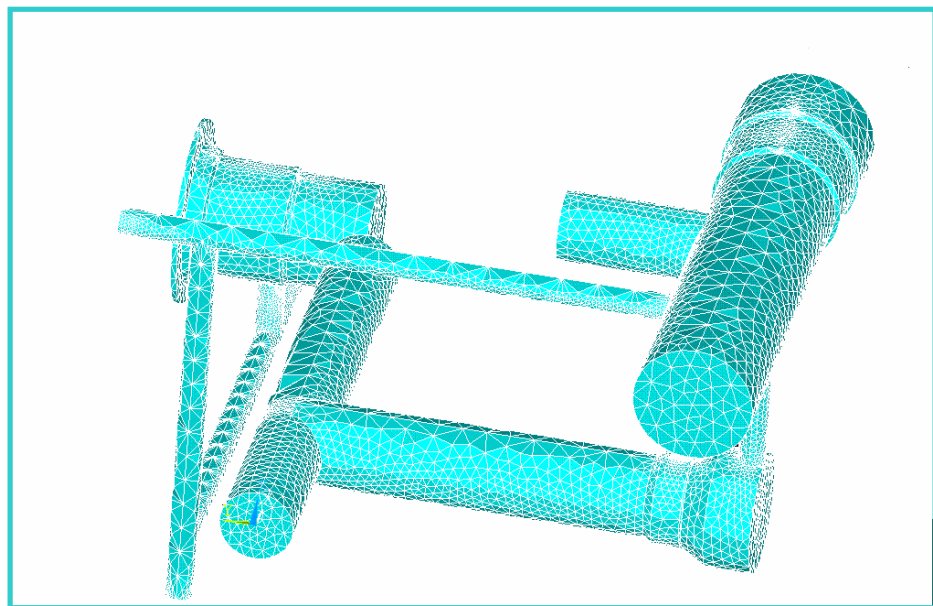
## 8. Salud y Seguridad:

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.

### 4.4.2. Proceso de enmallado.

Para el proceso de enmallado se utilizó una malla de tipo tetraédrica de tamaño fino; esta malla de tipo tetraédrico se prefirió debido a que la superficie interna de la válvula, presenta muchas discontinuidades; razón por la cual se seleccionó el tipo de refinamiento fino, el cual nos puede acercar o dar una mejor idea de lo que sucede en los cambios bruscos de sección y por lo tanto presión y velocidades del fluido que se presentan internamente (figura 45).

Figura 45. Proceso de enmallado de tubería interna del bloque manifold.



#### **4.4.3. Definición de cargas en las condiciones de frontera:**

Para definir las condiciones de frontera, es necesario partir de la suposición de que las velocidades de flujo  $V_x$ ,  $V_y$ ,  $V_z$  en todas las paredes del sólido con excepción de la pared de entrada del flujo y la salida del flujo, son cero; esta suposición hace que el software Ansys conciba cual es la entrada y cual es la salida del fluido.

Es preciso acotar que antes de concretar las cargas, es necesario haber definido las propiedades del fluido como son la densidad y la viscosidad a la temperatura de trabajo.

En la figura 46 se observan las condiciones iniciales de velocidad en el proceso de simulación. Se observa en el orificio de entrada de mayor caudal un rango de velocidades de 7 m/s color rojo, mientras que en el orificio de bajo caudal se observa una velocidad de 4,11 m/s color verde; es necesario destacar que se supuso que en las paredes de la tubería las velocidades  $V_x$ ,  $V_y$ , y  $V_z$ , son cero, lo cual genera dicho efecto de tubo y se ven representadas con el color azul.

Para las presiones, se tomo como referencia 1500 psi (10,34 Mpa), ya que es el instante en el cual todo el sistema, tanto la etapa de seguridad, como la de descarga se encuentra funcionando simultáneamente.

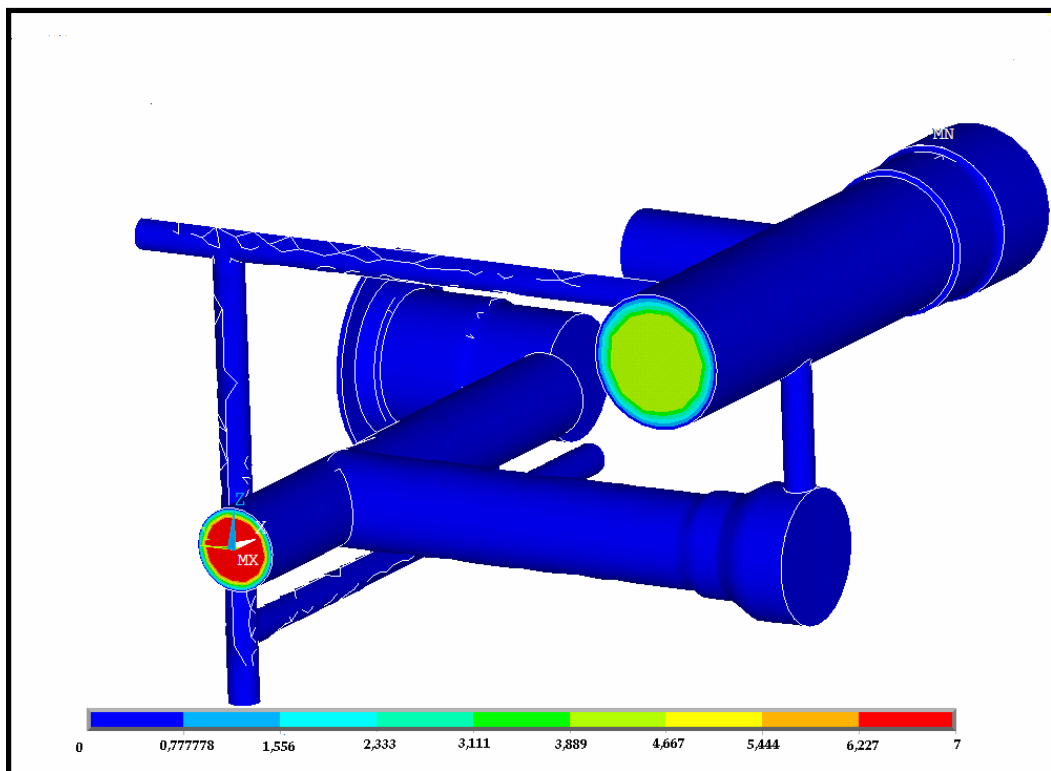
#### **4.5. SOLUCIÓN DEL PROCESO DE SIMULACIÓN.**

Como resultado de las condiciones iniciales de carga tanto de velocidad como de presión (figura 47), se obtiene una simulación del flujo interno, en la cual se

observa en color azul un flujo de tipo laminar en cada uno de los orificios de entrada de fluido de alto y bajo galonaje, lo cual no genera vibraciones excesivas en el sistema que generen ruidos molestos.

Se observa en el orificio de paso de la válvula de cheque hacia la sección de seguridad (figura 48), como el cambio de sección hace que se incremente la velocidad del flujo, obteniendo turbulencia, la cual no afecta demasiado al sistema ya que el aceite fluye por un tramo corto y luego pasa a la sección de seguridad.

Figura 46. Condiciones iniciales de velocidad de tubería interna del manifold.



En el orificio de sensado que va desde la sección de seguridad hasta el orificio de la válvula de descarga, se ve un gran incremento de la velocidad la cual se ve representada con un color verde; esto se debe al principio de conservación del flujo másico, por lo que hay un incremento de velocidad a medida que disminuye el diámetro por el cual fluye. Se tiende a pensar que la velocidad tan elevada, produciría demasiadas vibraciones, pero no es así debido a que el aceite no presenta un flujo continuo por este orificio; simplemente sirve de sensado, para accionar la válvula de descarga.

En la figura 49, se observa la distribución interna de presiones; en el área de seguridad hay una caída de presión en el tubo de sensado, debido a la ley de la conservación de la energía, al aumentar la velocidad; disminuye la presión; también se observan algunos puntos donde la presión es elevada; esto se debe a los cambios de sección presentes en la tubería.

Como conclusión del análisis CAE de flujo, se observa que se cumplen los cálculos de flujo laminar y turbulento hallados manualmente; lo cual significa que no existen turbulencias significativas que se manifiesten en forma de vibración, produciendo ruidos innecesarios; cabe destacar que en ciertas áreas se presentan fluctuaciones de presión y cambios de velocidad, esto como consecuencia de los cambios de sección interna de la tubería, los cuales son necesarios según especificaciones constructivas.

Figura 47. Solución de las velocidades en la tubería interna del manifold.

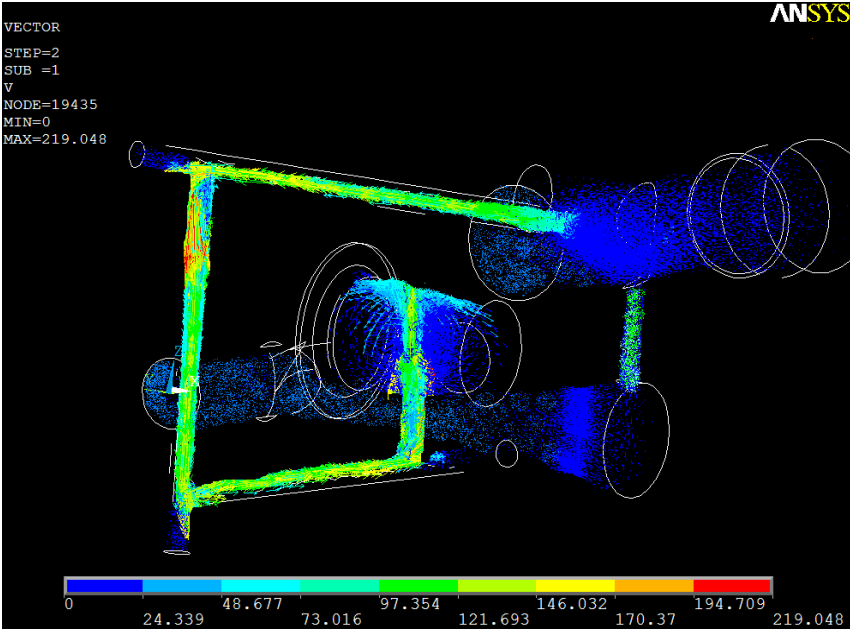
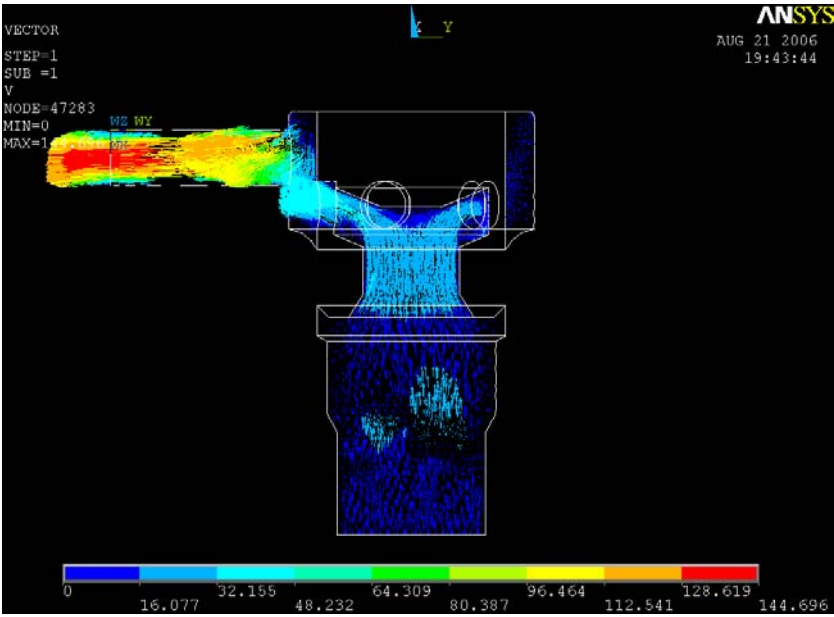


Figura 48. Detalle del flujo a través de la válvula de cheque hacia seguridad.



## **5. PRUEBAS Y RESULTADOS OBTENIDOS**

### **5.1 INTRODUCCION**

Después de construir el bloque manifold y ensamblado con sus correspondientes válvulas tipo cartucho para roscar es necesario realizar las pruebas pertinentes para comprobar el correcto funcionamiento de la válvula y ratificar sus características técnicas.

Las pruebas y evaluaciones que se realizaran son las siguientes:

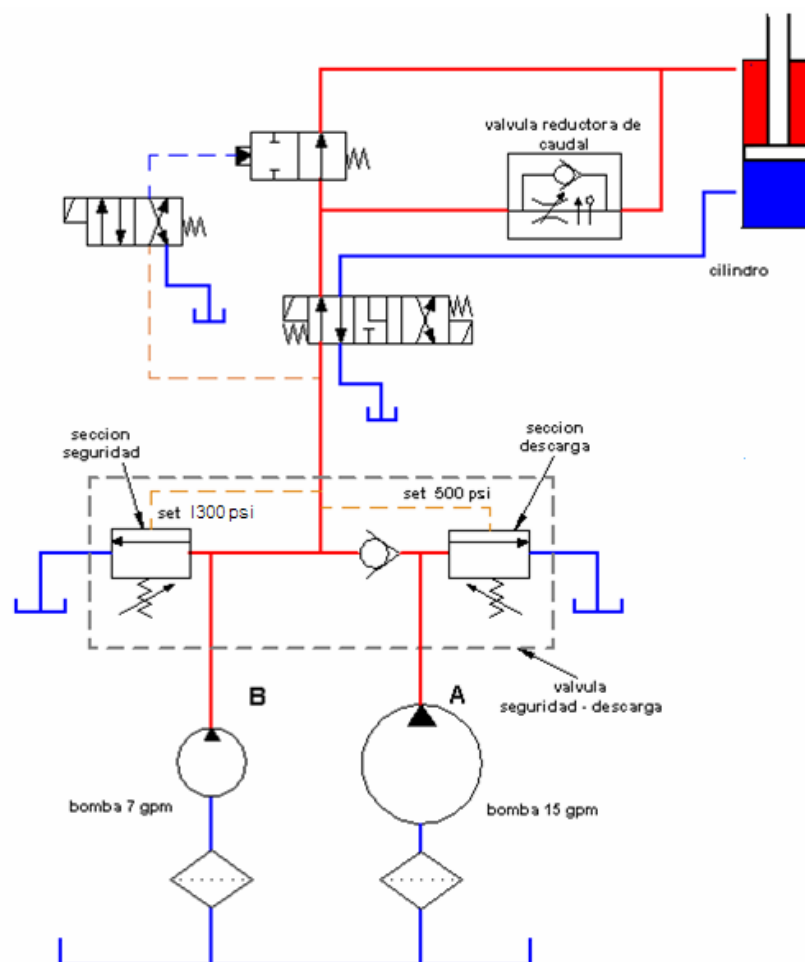
- ◆ Prueba y evaluación de funcionamiento de la válvula en su etapa de seguridad.
- ◆ Prueba y evaluación de funcionamiento de la válvula en su etapa de descarga.
- ◆ Prueba y evaluación de estanqueidad.
- ◆ Caracterización técnica de la válvula

### **5.2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS**

El banco para el cual se diseñó la válvula es un sistema hidráulico sencillo formado por 2 bombas de alimentación, una de alto caudal 15 gpm y otra de bajo caudal 7 gpm; accionada por un motor de 20 HP a 1800 rpm. con sus respectivas tomas de presión y tanque, un rotámetro para medir el flujo volumétrico, un tanque de

aceite de 50 galones, filtros de succión y filtro de presión, una válvula direccional de 4/3 tipo cartucho con 4 posiciones, 2 válvulas direccionales de control, válvula reductora de caudal que simula el cambio de velocidad para aplicar carga al sistema, un cilindro hidráulico, mangueras con acoples rápidos y conexiones eléctricas para accionar las válvulas. La figura 49 muestra el montaje de la válvula de seguridad y descarga en el banco de pruebas.

Figura 49. Montaje válvula seguridad y descarga – Banco de bombas dobles del laboratorio de sistema oleoneumáticos



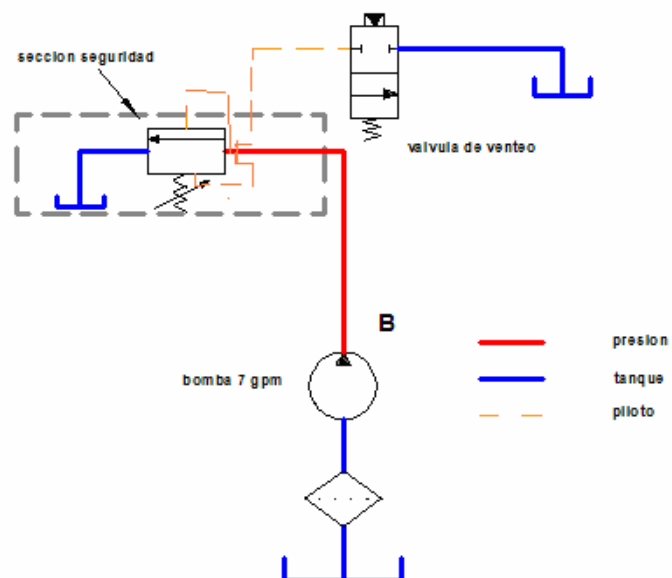
### 5.3. PRUEBA Y EVALUACION EN LA ETAPA DE SEGURIDAD

Para hacer esta prueba se montó la válvula en el banco con una bomba de 7 gpm, conectando la válvula múltiple en paralelo con la válvula de seguridad del sistema, tal como se ven en la figura 50.

Para las conexiones de presión y tanque se conectaron mangueras de ½" de diámetro, que es el valor determinado para un caudal de 10 gpm, pues un valor menor de tubería causaría una contrapresión en la línea a tanque, por lo cual la válvula solo abriría a una presión mucho mayor de lo aceptable.

La presión de taraje máxima de la válvula de seguridad es de 1300 psi, ya que es un valor completamente aceptable para el correcto funcionamiento del banco.

Figura 50. Montaje sección seguridad



### 5.3.1 Evaluación de pérdidas por venteo en la tubería de la sección de seguridad

Los pasos efectuados para la realización de dicha prueba fueron:

1. Se desajustó por completo el taraje de la válvula de seguridad.
2. Se encendió el motor de 20 hp y se ajustó la válvula manual para permitir solamente el flujo de la bomba de 7 gpm.
3. Encontrándose el banco en venteo se observa en el manómetro una lectura de 100psi (presión de perdidas por venteo).
4. En la tabla 4 se observan las lecturas del manómetro para 5 pruebas realizadas.
5. La potencia consumida debido a las pérdidas por tubería en esta sección es;

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Presion(psi)} * \text{caudal(gpm)}}{1714 * \eta_{\text{tot}}} = \frac{99 * 7}{1714 * 0.85} = 0,47 \text{Hp}$$

Tabla 4. Prueba de la sección de seguridad en venteo con bomba pequeña.

Prueba	Lectura Manómetro(psi)
1	100
2	100
3	98
4	97
5	100
Valor promedio	99

### **5.3.2 Determinación de la presión mínima de abertura de la válvula de seguridad.**

Los pasos efectuados para la realización de dicha prueba fueron:

1. Se desajustó por completo el taraje de la válvula de seguridad.
2. Se encendió el motor de 20 hp y se ajustó la válvula manual para permitir solamente el flujo de la bomba de 7 gpm.
3. Se cierra el venteo; la presión del sistema queda limitada por el taraje mínimo de la sección piloto.
4. Se observaron las siguientes lecturas del manómetro para 5 pruebas realizadas (ver tabla 5).

### **5.3.3. Conclusiones de la prueba**

1. Con esta prueba se puede concluir que la presión mínima de taraje de la válvula de seguridad para un caudal e 7 gpm es 175 psi. Esta presión mínima se debe principalmente a la caída de presión entre el puerto de tanque y el tanque del sistema, a través de racores, mangueras y accesorios de tuberías; por lo tanto esta presión depende del caudal de la bomba, del diámetro y cantidad de estos accesorios.
2. Las pérdidas de potencia por venteo se encuentran dentro de un rango aceptable según las curvas dadas por el fabricante (anexo B).

Tabla 5. Determinación de la presión mínima de abertura de la válvula de seguridad..

Prueba	Lectura Manómetro(psi)
1	175
2	175
3	173
4	176
5	174
Valor promedio	174,6=175

#### 5.3.4 Evaluación de la sección de seguridad a diferentes presiones

1. Para la realización de esta prueba es necesario mover la válvula manual para asegurarse de que las dos bombas entreguen flujo.
2. Primero se enciende el sistema, el cual inicialmente se encuentra en venteo gracias a que la válvula direccional que lo controla es normalmente abierta.
3. Se tiene en cuenta que ambas válvulas tanto de seguridad y descarga se encuentren con el taraje completamente desajustado.
4. Se procede a presurizar el sistema activando el solenoide que cierra la válvula direccional que descarga a tanque.

5. Se incrementa el taraje de la válvula de seguridad desde un valor de 175 psi hasta un valor de prueba de 1300 psi con el taraje de la válvula de descarga completamente desajustado (ver tabla 6).

6. Se permite al cilindro que ejecute toda su carrera mediante el accionamiento del interruptor.

Tabla 6. Determinación de la presión mínima de abertura de la válvula de seguridad.

Caudal 7 gpm			
Prueba	Presión de válvula de seguridad(psi)	Lectura de manómetro avance del cilindro(psi)	Lectura de manómetro final de carrera del cilindro(psi)
1	175	150	175
2	250	160	250
3	350	160	350
4	500	150	500
4	750	150	750
5	900	140	900
6	1100	150	1100
7	1300	145	1300

### 5.3.5. Conclusiones de la prueba

1. Se observa el correcto funcionamiento de la etapa de seguridad a diferentes presiones taradas, ya que se logra mantener la presión en el taraje preestablecido de la válvula de seguridad y no se observo ningún problema de vibraciones en algún rango de presión problema que se presentaba con la válvula anterior.

2. Se deduce que solo actúa el caudal de la bomba pequeña de 7 gpm ya que la válvula de descarga está abierta completamente por la acción de la presión piloto de la válvula de seguridad; entonces el flujo de la bomba de alto a caudal esta descargando a tanque.

3. Se observo que la presión en el avance del cilindro es casi constante 150psi, ya que es la presión impuesta por el sistema en funcionamiento.

#### **5.4 PRUEBA Y EVALUACION DE FUNCIONAMIENTO DE LA VALVULA EN SU ETAPA DE DESCARGA**

5.4.1 Comportamiento del cartucho de descarga a diferentes tarajes del cartucho de seguridad.

1. Para esta prueba se monto el circuito práctico de bomba doble que se muestra en la figura 49.

2. Se procede a presurizar el sistema activando el solenoide que cierra la válvula direccional encargada del venteo, cuando la presión de trabajo es menor de 500psi ambas bombas entregan su flujo produciendo una carrera rápida del cilindro

3. Por medio de un interruptor se activa el solenoide de la válvula direccional 4/2 permitiendo que el flujo hacia el cilindro se desvíe a través de una válvula de control de caudal compensada por presión y temperatura .Al existir la restricción de esta válvula, se produce un aumento de la presión del sistema, por lo cual el cartucho de descarga se abre completamente desviando todo el caudal de la bomba grande (15gpm) a tanque. Inmediatamente el antirretorno se cierra y con ello la bomba de bajo caudal continúa enviando su caudal al cilindro pero con flujo regulado. Esto continúa que la presión alcanza el nivel de la válvula de seguridad.

4. Esta prueba se realizo variando el taraje del cartucho de seguridad en un intervalo de 750 a 1300 psi los resultados de esta prueba se observan en la tabla 7.

#### **5.4.2 Conclusiones de la prueba**

1. Con esta prueba se comprobó el correcto funcionamiento de la etapa de descarga, ya que observando la lectura del manómetro ubicado en la línea principal de descarga se observa una caída de presión de 500 psi (taraje de v. de descarga) a 65 psi lo que indica que esta válvula esta descargando correctamente el caudal de la bomba de 15 gpm a tanque.

2. El valor de 65 psi indica las pérdidas generadas por tuberías, válvula antirretorno y válvula de descarga; estas pérdidas son permisibles desde el punto de vista de especificaciones del fabricante.

3. Se observa que la velocidad inicial y final del cilindro son diferentes, debido a que inicialmente actúan las dos bombas es decir hay un flujo en el sistema de

22gpm, posteriormente al abrirse la válvula de descarga la bomba de 15 gpm es descargada a tanque y el sistema queda con un flujo de 7 gpm.

4. Las velocidades del cilindro en carrera rápida al subir es 7 pulg/s, y al bajar es 8 pulg/s; esto es debido a que cuando sube se debe vencer el peso del pistón; la velocidad en carrera lenta tanto de subida como de bajada del cilindro es aproximadamente 1 plg/s.

Tabla 7. Comportamiento del cartucho de descarga a diferentes tarajes del cartucho de seguridad.

Prueba	Lectura manómetro descarga avance del cilindro(psi)	Lectura manómetro seguridad final de carrera del cilindro (psi)	Lectura manómetro descarga final de carrera del cilindro(psi)
1	500	750	64
2	500	850	65
3	500	1000	65
4	500	1100	65
5	500	1200	65
6	500	1300	65

Prueba	Taraje de la V. de seguridad (psi)	Taraje de la V. de descarga (psi)	Lectura manómetro seguridad avance del cilindro(psi)
1	750	500	150
2	850	500	160
3	1000	500	150
4	1100	500	148
5	1200	500	150
6	1300	500	149

#### 5.4.3 Determinación de las pérdidas en la sección de descarga.

1. Para la realización de esta prueba es necesario mover la válvula manual para asegurarse de que las dos bombas entreguen flujo.
2. Primero se enciende el sistema, el cual se encuentra en venteo gracias a que la válvula direccional que lo controla es normalmente abierta.
3. Certificamos que ambas válvulas tanto de seguridad y descarga se encuentren con el taraje completamente desajustado.
4. Se observan las lecturas de los manómetros que sensan la sección de seguridad y descarga, obteniendo los siguientes resultados (ver tabla 8).

5. La potencia consumida debido a las pérdidas en la sección de descarga es:

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Presión(psi)} * \text{caudal(gpm)}}{1714 * \eta_{\text{tot}}} = \frac{65 * 15}{1714 * 0.85} = 0,67 \text{Hp},$$

Esta potencia consumida es a causa de las pérdidas por tubería y las pérdidas inminentes a causa de la válvula de descarga. Este valor es aceptable según las curvas de funcionamiento de la válvula dadas por el fabricante (anexo c).

Tabla 8. Determinación de las pérdidas en la sección de descarga.

Prueba	Manómetro s. seguridad(psi)	Manómetro s. descarga(psi)
1	100	65
2	100	65
3	98	67
4	100	58
5	110	59
Valor promedio	101.6	65

#### 5.4.4 Potencia consumida debido al paso de flujo desde la sección de descarga a la sección de seguridad.

1. Para la siguiente prueba es necesario mover la válvula manual para asegurarse de que las dos bombas entreguen flujo.

2. Primero se enciende el sistema, el cual inicialmente se encuentra en venteo gracias a que la válvula direccional que lo controla es normalmente abierta, de este venteo con ambas válvulas taradas se obtienen los siguientes datos (ver tabla 9).

3. La potencia empleada en el paso del flujo desde la sección de descarga a la de seguridad es;

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Presion(psi)} * \text{caudal(gpm)}}{1714 * \eta_{\text{tot}}} = \frac{236 * 15}{1714 * 0.85} = 2.42 \text{Hp},$$

Esta potencia consumida se debe a las perdidas ocasionadas por los ductos y el cartucho antirretorno. Este valor esta dentro del rango proporcionado en las curvas de funcionamiento de los cartuchos (anexos A y C).

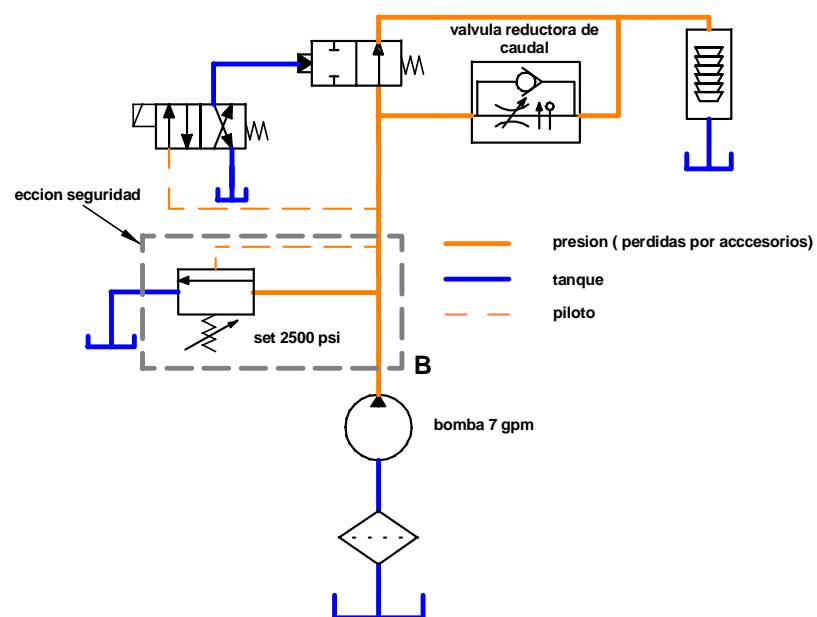
## 5.5. PRUEBAS DE RESPUESTA

5.5.1. Prueba de estanqueidad: Para realizar esta prueba, se montó el circuito de la figura 52 y con la válvula cerrada (presión piloto menor que presión de taraje), se midió el caudal que se descarga a tanque. Los valores medidos fueron de 0,04 gpm s 30° C y de 0,06 gpm a una temperatura del aceite de 65°c. Estos valores son bastante buenos para una válvula de este tipo.

Tabla 9. Lecturas de los manómetros de seguridad y descarga con el sistema en venteo y encontrándose ambos cartuchos con taraje

Prueba	Manómetro s. seguridad(psi)	Manómetro s. descarga(psi)
1	175	220
2	170	240
3	175	250
4	175	240
5	177	230
Valor promedio	174.4	236

Figura 51. Montaje prueba estanqueidad



## 5.6 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

• Características	Válvula de seguridad y descarga para bomba doble
• Material	Acero A36
• Dimensiones	12,5 x 12,5 x 12,5 cm
• Tratamiento térmico	Galvanizado en caliente
• Rata de flujo sección descarga	15 gpm
• Rata de flujo sección seguridad	7 gpm
• Rata de flujo puerto de venteo	1 gpm
• Presión máxima de operación en descarga	500 psi
• Presión máxima de operación en seguridad	1300 psi
• Máximo caudal de fuga	0.006 gpm
• Temperatura máxima del aceite	54 c

## 6. COSTOS DEL PROYECTO

	VALOR EN PESOS
Válvula de Descarga HLSS-10 de Command Controls Corp	128304
Válvula de Seguridad VRV11-12 de EATON Vickers	320000
Válvula Cheque CV3-10 de EATON Vieckers	61000
Bloque de Acero	150000
Tapones Bristol	10400
Manómetros	68000
Maquinado	650000
Gastos de Envío	510582
Papelería	212400
TOTAL	2'110 .687

## CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

- ◆ Gracias a la culminación de este proyecto de grado se resolvieron los problemas que presentaba la anterior válvula; específicamente la vibración hidráulica debida a la resonancia ocasionada por las pulsaciones de la bomba y el efecto producido por los orificios y los resortes de taraje de los cartuchos; y por lo tanto la dificultad para tarar el cartucho de seguridad en ciertos valores de presión, todo esto; como consecuencia de la selección adecuada de las válvulas tipo cartucho antirretorno, descarga y seguridad además del óptimo diseño y construcción del bloque manifold
- ◆ Se encontraron dificultades en la adquisición de los cartuchos, debido a que el mercado nacional no cuenta con estos elementos, por lo tanto fue necesario recurrir al mercado internacional, específicamente al de los Estados Unidos, lo que aumento el costo de las válvulas, y demoro el proyecto.
- ◆ Se lograron reducir los elementos funcionales de la válvula multifuncional de seguridad y descarga debido a que los cartuchos adquiridos tenían su pilotaje incorporado y no por etapas como los que se encontraban instalados en el laboratorio; esto trae como beneficio reducción en el peso de la válvula multifuncional y mayor facilidad en su mantenimiento.
- ◆ En la manufactura del bloque manifold se encontraron dificultades, debido a que las exigencias en tolerancias y acabados superficiales son altas y difíciles de obtener con maquinas y herramientas convencionales; además requieren de un

operario o técnico altamente calificado para su ejecución, características que no se encuentran en la mayoría de industrias de mecanizado locales.

- ◆ Se comprobó el funcionamiento óptimo del diseño de la válvula multifuncional mediante la simulación virtual, con la ayuda de software como Solid edge , Ansys worbench y Ansys Flotran
  
- ◆ Se dotó el laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la escuela de ingeniería mecánica de un elemento pedagógico y de protección para el banco de bomba doble.

## BIBLIOGRAFIA

- ◆ AVILA Álvaro. Manifold para válvula de frenado y contrabalance de actuadores hidráulicos diseño y construcción. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga. 2003.
- ◆ CASILLAS A.L. Máquinas calculo de taller. Graficas Reunidas S.A. España 1958.
- ◆ EATON Vickers Screw Cartridge Valves Technical Catalog.2005
- ◆ FOX -Robert. Introducción a la mecánica de fluidos. Mc Graw Hill Mexico 1995.
- ◆ MANNESMANN Rexroth. Fundamentos y componentes de la oleohidráulica. Schleunungdruck GmbH.
- ◆ NORTON Robert L. Diseño de máquinas. Prentice Hall. México 1999.
- ◆ OSSA de la Guillermo. Optimización, rediseño y construcción válvula de seguridad y descarga, segunda serie. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga. 2002.
- ◆ POTTER Merle. Mecánica de fluidos. Thomson 3ª edición 2001.
- ◆ SHIGLEY J.E. Diseño en Ingeniería Mecánica. Mc Graw Hill.,México 1994.
- ◆ VICKERS. Industrial hydraulics. Manual segunda edición. Carol Stream Illinois. USA.1989.

**ANEXO A.**

**ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA VÁLVULA ANTIRRETORNO TIPO  
CARTUCHO PARA ROSCAR CV3-10-P**

## CV3-10/CV13-10

Check valve

### Description

The CV3-10-P and CV13-10-P is a poppet type, screw-in cartridge check valve.

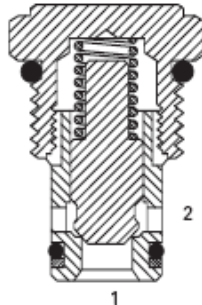
### Operation

This valve remains closed until the spring bias is reached at port 1 at which time the poppet lifts off the seat and allows flow from port 1 to port 2.

### Functional Symbol



### Sectional View



### RATINGS AND SPECIFICATIONS

Performance data is typical with fluid at 21,8 cSt (105 SUS) and 49°C (120°F)

Typical application pressure (all ports) CV3/CV13	210 bar (3000 psi)/350 bar (5000 psi)
Cartridge fatigue pressure (infinite life) CV3/CV13	210 bar (3000 psi)/350 bar (5000 psi)
Rated flow	76 L/min (20 USgpm)
Free flow cracking pressure @1 L/min (0.25 USgpm)	003 – 0,21 bar (3 psi) 010 – 0,69 bar (10 psi) 020 – 1,38 bar (20 psi) 035 – 2,41 bar (35 psi) 040 – 2,76 bar (40 psi) 065 – 4,48 bar (65 psi) 100 – 6,90 bar (100 psi) 180 – 12,40 bar (180 psi) 210 – 14,50 bar (210 psi)
Internal leakage, Port 2 to 1	5 drops / min. maximum @ 350 bar (5000 psi)
Temperature range	-40° to 120°C (-40° to 248°F)
Cavity	C-10-2
Fluids	All general purpose hydraulic fluids such as MIL-H-5606, SAE 10, SAE 20, etc.
Filtration	Cleanliness code 18/16/13
Standard housing materials	Aluminum or steel
Weight cartridge only	0,08 kg (0.17 lb)
Seal kit	565803 Buna-N 566086 Viton*

Viton is a registered trademark of E.I.DuPont

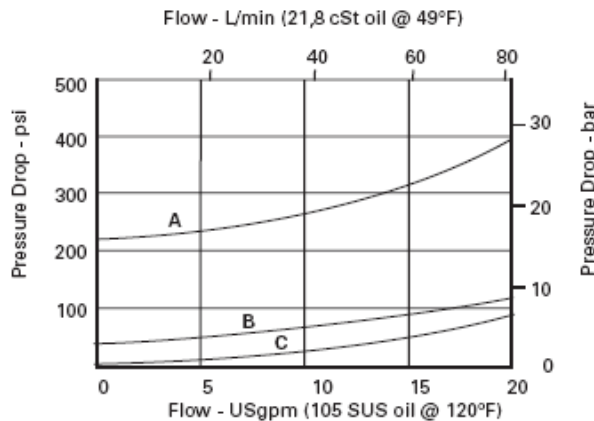
### Pressure Drop Curves

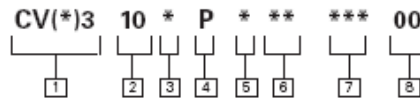
Cartridge only

A - CV(\*)3 10\*P 000 210 00

B - CV(\*)3 10\*P 000 040 00

C - CV(\*)3 10\*P 000 003 00





- 1** Function  
CV3 – Check valve 210 bar (3000 psi)  
CV13 – Check valve 350 bar (5000 psi)

---

- 2** Size  
10 – 10 Size

---

- 3** Seals  
N – Buna-N  
V – Viton\*

---

- 4** Style  
P – Poppet

---

- 5** Valve housing material  
0 – None  
A – Aluminum  
S – Steel

- 6** Port size  
00 – Cartridge only

CODE	PORT SIZE	HOUSING NUMBER		
		Aluminum Light Duty	Aluminum Fatigue rated	Steel Fatigue rated
3B	3/8" BSPP	02-175462	–	–
6T	SAE 6	566151	–	02-175100
8T	SAE 8	–	–	02-175101
2G	1/4" BSPP	–	876702	02-175102
3G	3/8" BSPP	–	876703	02-175103
6H	SAE 6	–	876700	–
8H	SAE 8	–	876701	–

See Section J for housing details.

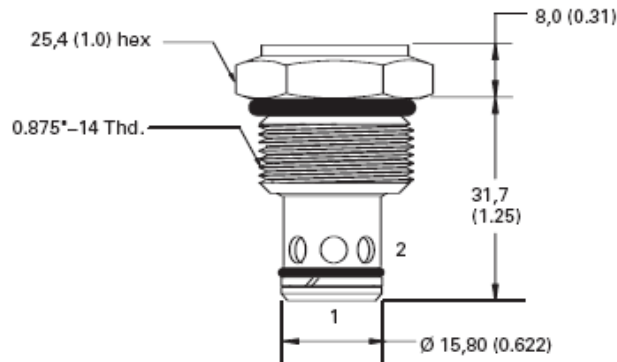
- 7** Free flow cracking pressure  
003 – 0,21 bar (3 psi) (Anti-cavitation)  
010 – 0,69 bar (10 psi) (Anti-cavitation)  
020 – 1,38 bar (20 psi)  
035 – 2,41 bar (35psi)

- 040 – 2,76 bar (40 psi)
- 065 – 4,48 bar (65 psi)
- 100 – 6,90 bar (100 psi)
- 180 – 12,4 bar (180 psi)
- 210 – 14,5 bar (210 psi)

- 8** Special Features  
00 – None (Only required if valve has special features - omitted if "00")  
SS - 316 Stainless Steel external components

**Dimensions**  
mm (inch)

Torque cartridge in housing  
A - 47-54 Nm (35-40 ft. lbs)  
S - 68-70 Nm (50-55 ft. lbs)



Aluminum housings can be used for pressures up to 210 bar (3000 psi)  
Steel housings must be used for operating pressures above 210 bar (3000 psi)

## C-\*\*-2 Cavity Dimensions

### Dimensions mm (inch)

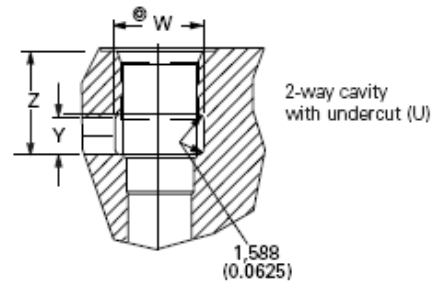
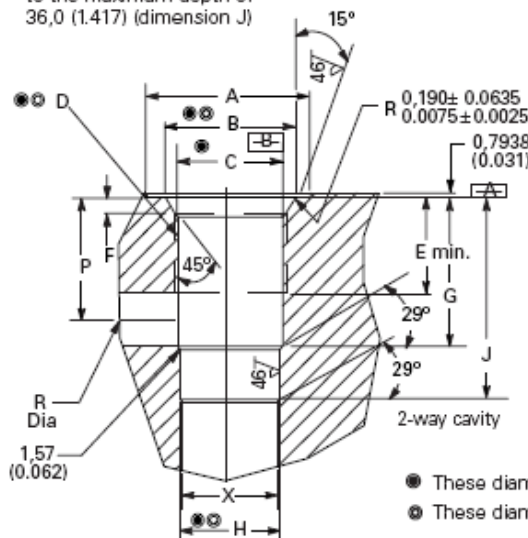


**WARNING**  
For EPV-10 & CV16-10, the cavity should be machined to the 14,29 (0.562) max diameter (dimension X) and to the maximum depth of 36,0 (1.417) (dimension J)

Cavity bores can be machined accurately in aluminum or steel. The necessary UNF, or UN threads may be machined using standard small tools, possibly already in your machine shop or from a local tool supplier.

Either you, our customer, or Vickers can design and manufacture customized manifolds or housings dedicated to individual applications. We call the resulting valve packages Modular Circuit Designs (MCDs). Cartridges selected for your

application can be accommodated in one or more MCDs, according to your requirements.



- These diameters  $\frac{\text{[0.051 mm (.002 inch)] B}}{\text{[0.051 mm (.002 inch)] B}}$  unless otherwise specified
- ⊥ These diameters  $\frac{\text{[0.025 mm (.001 inch)] A}}{\text{[0.025 mm (.001 inch)] A}}$  unless otherwise specified

CAVITY	A	B	C	D	E	F	G	H	J	P	R	X
		+0,051 (+0.002)	+0,051 (+0.002)	Thread	Full Thread			±0,0254 (±0.001)			Max. Dia.	Max. Dia.
C-4-2	21,03 (0.828)	12,37 (0.487)	9,80 (0.386)	.4375"—20	9,53 (0.375)	2,96-2,74 (0.093-0.108)	15,49 (0.610)	8,74 (0.344)	23,37 (0.920)	9,93 (0.391)	6,35 (0.250)	6,35 (0.25)
C-8-2	30,16 (1.188)	20,65 (0.813)	17,47 (0.688)	.750"—16	12,70 (0.500)	2,54-2,92 (0.100-0.115)	19,05 (0.750)	12,72 (0.501)	30,17 (1.188)	14,68 (0.578)	8,74 (0.344)	11,11 (0.438)
C-10-2	30,16 (1.188)	24,00 (0.945)	20,62 (0.812)	.875"—14	15,88 (0.625)	2,54-2,92 (0.100-0.115)	23,81 (0.937)	15,90 (0.626)	33,32 (1.312)	18,23 (0.718)	11,11 (0.437)	14,29 (0.562)
C-12-2(U)	38,10 (1.500)	29,15 (1.148)	24,76 (0.975)	1.062"—12	22,22 (0.875)	3,90/3,68 (0.130-0.145)	34,92 (1.375)	23,82 (0.938)	46,35 (1.825)	27,94 (1.100)	12,70 (0.500)	22,22 (0.875)
C-16-2	44,45 (1.750)	35,58 (1.401)	31,34 (1.234)	1.312"—12	22,22 (0.875)	3,90/3,68 (0.130-0.145)	34,14 (1.344)	28,62 (1.127)	46,84 (1.844)	24,60 (0.968)	19,05 (0.750)	19,05 (0.750)
C-20-2	57,66 (2.270)	43,59 (1.716)	39,12 (1.540)	1.625"—12	20,64 (0.812)	3,35/3,73 (0.132-0.147)	44,45 (1.750)	36,55 (1.439)	58,72 (2.312)	30,96 (1.218)	25,40 (1.000)	30,16 (1.188)

CAVITY	W	Y	Z
C-12-2U (only)	30,82 (1.214)	12,70 (0.500)	34,29 (1.350)

**ANEXO B.**

**ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA VÁLVULA DE SEGURIDAD,  
PILOTADA, VENTEABLE TIPO CARTUCHO PARA ROSCAR VRV11-12**

# VRV11-12

Pilot operated ventable relief valve

## Description

The VRV11-12 is a pilot operated, sliding spool, adjustable, cartridge type vented relief valve. The

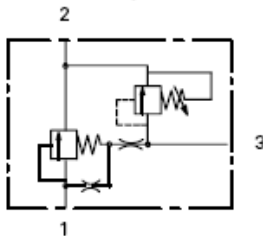
valve is designed for use as a pressure limiting device in hydraulic circuits which can be operated remotely. The

sliding spool design smoothly regulates pressure in any hydraulic system and provides low hysteresis.

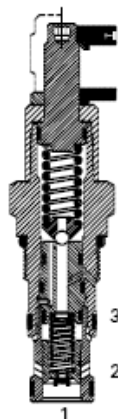
## Operation

In its normally closed state, the valve allows flow from port 1 to port 2 when port 3 is vented, or the main spring setting is achieved.

## Functional Symbol



## Sectional View



## RATINGS AND SPECIFICATIONS

Performance data is typical with fluid at 21,8 cSt (105 SUS) and 49°C (120°F)

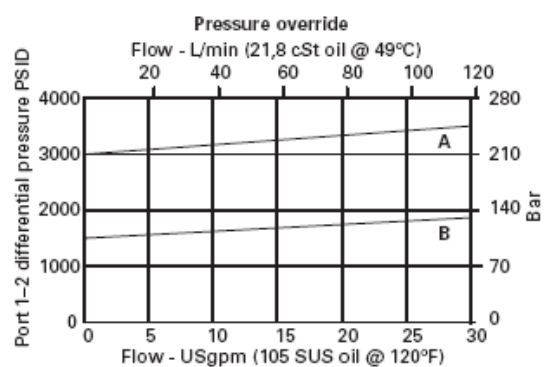
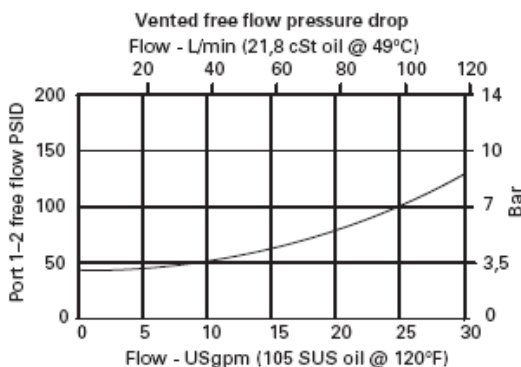
Typical application pressure	210 bar (3000 psi)
Cartridge fatigue pressure (infinite life)	210 bar (3000 psi)
Rated flow	114 L/min (30 USgpm)
Reseat pressure	More than 90% of crack pressure
Hysteresis	Less than 3 bar (45 psi)
Internal leakage, port 1 to port 2	82 m L/min (5 in <sup>3</sup> /min) @80% cracking pressure
Overshoot	Less than 20% of max. press. range with flow step of 30 USgpm at pressure rise rate of 100,000 psi/sec.
Repeatability	+/- 1% maximum pressure range
Cavity	C-12-3S
Standard housing materials	Aluminum or steel
Temperature range	-40° to 120° C (-40° to 248°F)
Fluids	All general purpose hydraulic fluids such as: MIL-H-5606, SAE 10, SAE 20, etc.
Filtration	Cleanliness code 18/16/13
Weight cartridge only	0,4 kg (0.89 lbs)
Seal kits	02-180095 Buna-N 02-165887 Viton®

Viton is a registered trademark of E.I. DuPont

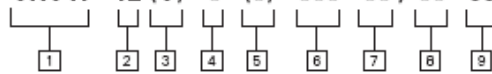
## Performance characteristics

Cartridge only

A - 30 spring  
B - 15 spring



**VRV11 - 12 (V) - \*\* (\* ) - \*\*\* - \*\* / \*\*\* - 00**



**1** Function  
VRV11 - Ventable relief valve

**2** Size  
12 - 12 Size

**3** Seals  
Blank - Buna-N  
V - Viton\*

**4** Adjustment  
S - Screw  
C - Cap  
K - Knob

**5** Valve housing material  
Omit for cartridge only  
Blank - Aluminum  
S - Steel

**6** Port size  
0 - Cartridge only

CODE	PORT SIZE	HOUSING NUMBER	
		Aluminum Fatigue rated	Steel Fatigue rated
10T	SAE 10	02-178268	02-160996
12T	SAE 12	02-178269	02-160997
4G	1/2" BSPP	02-178270	02-160994
6G	3/4" BSPP	02-178271	02-160995

See section J for housing details.

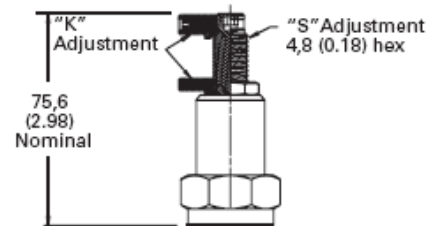
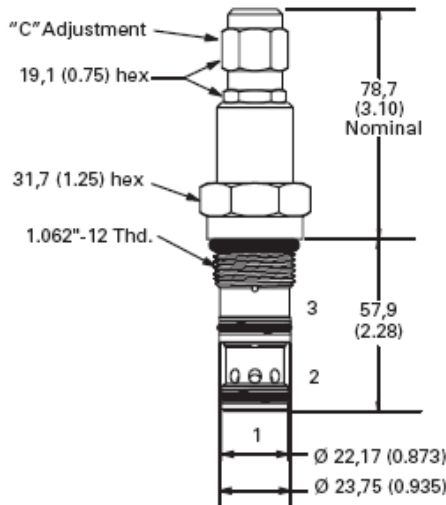
**7** Cracking pressure range  
15 - 5-100 bar  
(75-1500 psi)  
30 - 10-210 bar  
(150-3000 psi)

**8** Setting pressure  
Within ranges in **7**  
Blank - Normal factory  
setting at approximate  
mid-range. User requested  
settings in 3,45 bar (50 psi)  
steps, coded as in the  
following examples:  
10 - 70 bar (1000 psi)  
10.5 - 72,4 bar (1050 psi)

**9** Special features  
00 - None  
(Only required if valve has  
special features, omitted  
if "00")

**Dimensions**  
mm (inches)

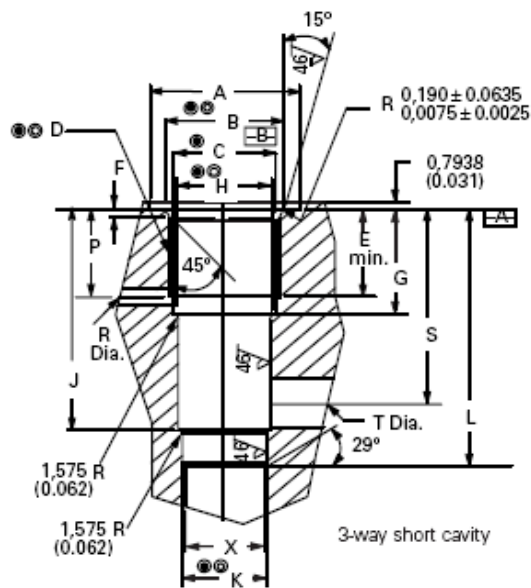
Torque cartridge  
in housing  
A - 81-95 Nm  
(60-70 ft. lbs)  
S - 102-115 Nm  
(75-85 ft. lbs)



Aluminum housings can be used for pressures up to 210 bar (3000 psi). Steel housings must be used for operating pressures above 210 bar (3000 psi).

## C-\*\*-3S Cavity Dimensions

Dimensions  
mm (inch)



● These diameters  $\left[ \begin{array}{l} 0.051 \text{ mm (.002 inch)} \\ B \end{array} \right]$  unless otherwise specified

● These diameters  $\left[ \begin{array}{l} 0.025 \text{ mm (.001 inch)} \\ A \end{array} \right]$  unless otherwise specified

CAVITY	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L
mm (inch)	Spotface	+0.0051 (+0.002)	+0.051 (+0.002)	Thread	Full Thread			±0.0254 (±0.001)		±0.0254 (±0.001)	
C-10-3S	30.16 (1.188)	24.00 (0.945)	20.62 (0.812)	0.875"—14	14.29 (0.562)	2.54-2.92 (0.100-0.115)	16.51 (0.650)	19.08 (0.751)	38.48 (1.515)	17.50 (0.689)	47.62 (1.875)
C-12-3S	38.10 (1.500)	29.15 (1.148)	24.76 (0.975)	1.062"—12	22.22 (0.875)	3.30-3.68 (0.130-0.145)	25.40 (1.000)	23.82 (0.938)	48.26 (1.900)	22.25 (0.876)	59.69 (2.350)
C-16-3S	44.45 (1.750)	35.58 (1.401)	31.34 (1.234)	1.312"—12	17.46 (0.687)	3.30-3.68 (0.130-0.145)	20.62 (0.812)	28.62 (1.127)	46.02 (1.812)	25.45 (1.002)	55.58 (2.188)
C-20-3S	57.66 (2.270)	43.59 (1.716)	39.12 (1.540)	1.625"—12	20.64 (0.812)	3.35-3.73 (0.132-0.147)	23.82 (0.938)	36.55 (1.439)	64.29 (2.531)	33.38 (1.314)	77.77 (3.062)

CAVITY	P	R	S	T	X
mm (inch)		Max. Dia.		Max. Dia.	Max. Dia.
C-10-3S	14.29 (0.562)	3.18 (0.125)	30.96 (1.218)	13.49 (0.531)	15.88 (0.625)
C-12-3S	22.22 (0.875)	4.82 (0.190)	41.27 (1.625)	12.70 (0.500)	20.62 (0.812)
C-16-3S	16.67 (0.656)	6.35 (0.250)	37.31 (1.468)	15.88 (0.625)	19.05 (0.750)
C-20-3S	19.84 (0.781)	6.35 (0.250)	50.00 (1.968)	25.40 (1.000)	30.16 (1.188)

**ANEXO C.**

**ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA VÁLVULA DE DESCARGA, TIPO  
CARTUCHO PARA ROSCAR HLSS-10**



**PRESSURE SEQUENCE VALVE  
SPOOL TYPE, HI-LO PRESSURE SEQUENCE.**

**DESCRIPTION**

This unit is a DIRECT ACTING, SCREW IN CARTRIDGE STYLE, SPOOL TYPE, ADJUSTABLE, SOFT SHIFT (shock free), HYDRAULIC HI-LO PRESSURE SEQUENCE VALVE.

**OPERATIONS**

This valve blocks flow from port #2 to port #1 until sufficient pressure is present at port #3 to force the differential area spool to shift thus opening the valve very gradually and without any shock. This valve is used in a two pump circuit to load and unload low press. high volume pump, from a high press. low volume pump pressure signal.

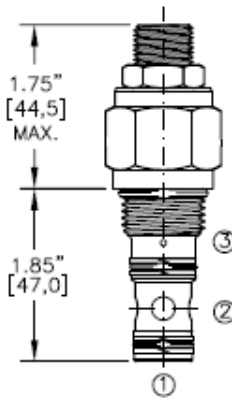
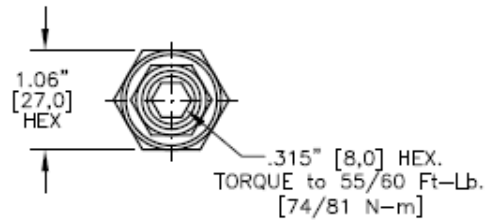
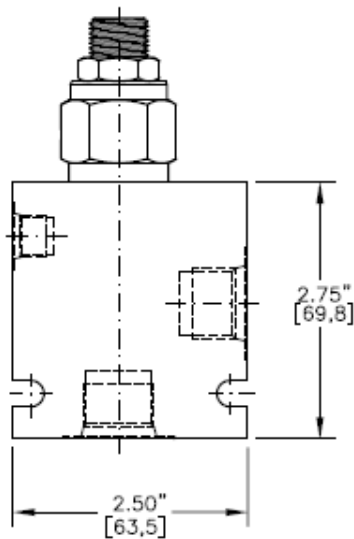
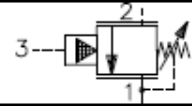
**FEATURES AND BENEFITS**

Leakproof screw adjustment.  
Adjustment screw can not be backed out of the valve.  
Overset protection - spring can not go solid.  
Hardened precision fitted spool & cage provides reliable, long life.  
A unibody cage construction provides very low hysteresis, dependable and reliable operation.  
All external carbon steel parts are plated for longer life against the elements.  
Valve is available with screw, tamperproof, capped and handknob adjustments.  
All cartridge valves are 100% functionally tested.  
Industry common cavity.

**SPECIFICATIONS**

OPERATING PRESSURE: 5,000 PSI [350 Bar]  
PROOF PRESSURE: 10,000 PSI [700 Bar]  
FLOW: 20.0 GPM [76 L/M] nominal. See performance chart.  
INTERNAL LEAKAGE: 5 cu.in./min [85 cc/m] @ 85% of crack pressure.  
DEFINITION OF CRACK: evident at 0.06 GPM [0.25 LPM]  
VALVE HOUSINGS: 2500 PSI [175 Bar] = Aluminum - Anodized.  
5000 PSI [350 Bar] = Steel - Unplated.  
OPERATING TEMPERATURE: -40° to +250° F. [-40° to +120° C.]  
OPERATING MEDIA: All general purpose hydraulic fluids such as MIL-H-5606, SAE-#10, SAE-#20, etc.  
INSTALLATION: No restriction.  
FILTRATION: 25 microns or better.  
SEAL KIT NUMBER: SKN-1027 for buna "N".  
SKV-1027 for viton.  
WEIGHT: 0.46 lb [.21 kg] cartridge only.  
VALVE CAVITY: #C1025, See Page 0-022.0.

**PRESSURE SEQUENCE VALVE  
SPOOL TYPE, HI-LO PRESSURE SEQUENCE.**



FOR ALUMINUM OR STEEL VALVE HOUSING CONFIGURATIONS SEE PAGE 0-022.1

**HLSS-10-X-X-X-XX**

**BASIC**  
12 = 250 TO 1200 PSI  
20 = 800 TO 2000 PSI  
40 = 2220 TO 4000 PSI

**SIZE**  
10 = 7/8"-14 UNF

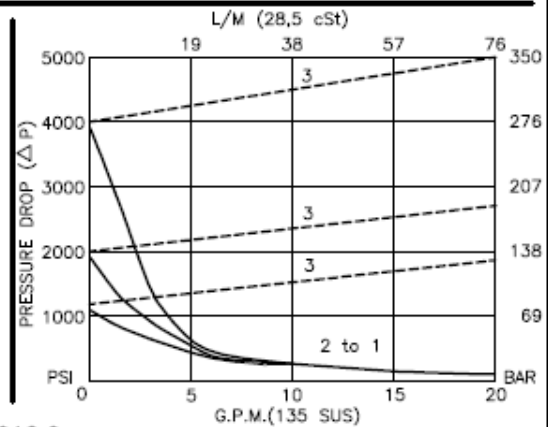
**SEALS**  
N = BUNA "N"  
V = VITON

**ADJUSTMENT**  
S = ADJUSTING SCREW  
C = CAPPED  
T = TAMPERPROOF  
K = HANDKNOB  
M = METAL HANDKNOB

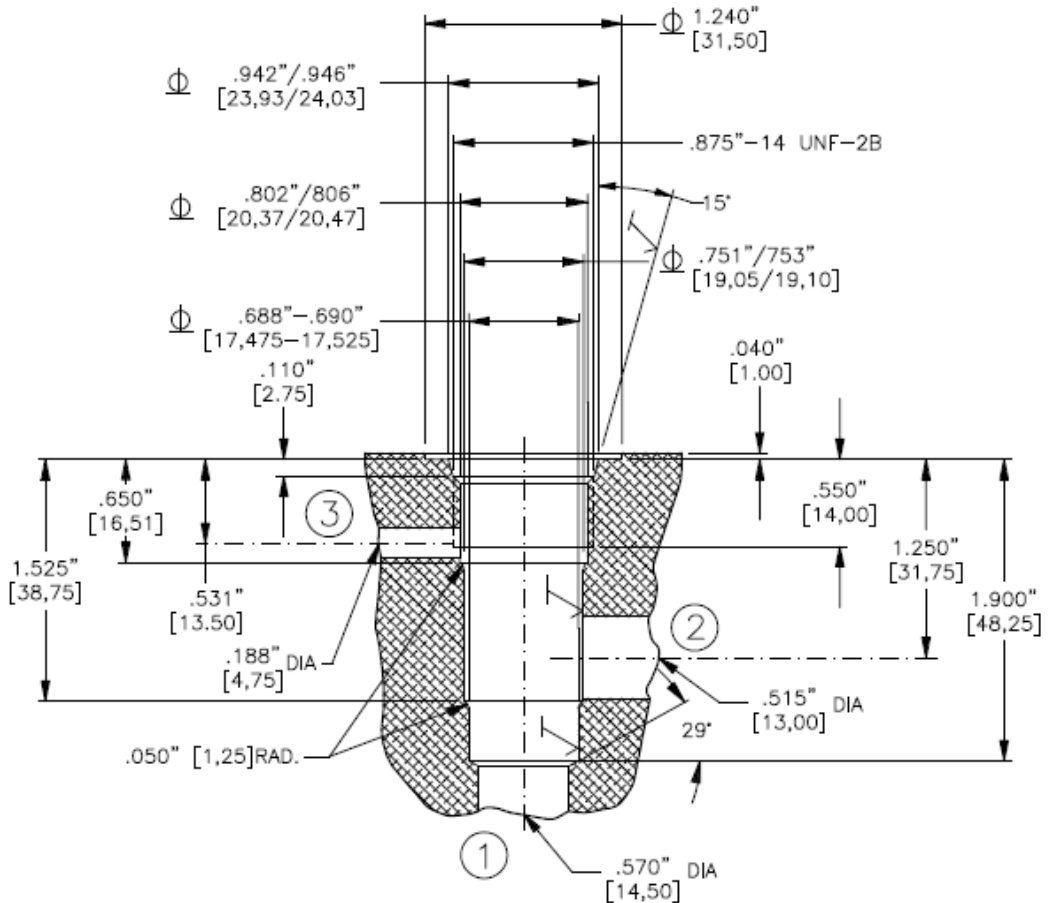
**PORTS**  
0 = CARTRIDGE ONLY  
03BX = G 3/8" BSPP  
04BX = G 1/2" BSPP  
08TX = SAE - #8  
10TX = SAE - #10

"A" - ALUM. HOUSING  
"S" - STEEL HOUSING

FOR ADJUSTMENT CONTROL  
OPTIONS SEE PAGE 0-050.0



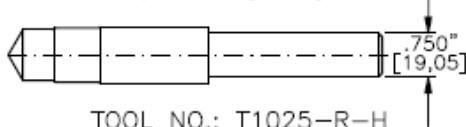
6-012.0



FINISH  $\sqrt{\quad} = 1,15m \sqrt{\quad}$  OR  $45in \sqrt{\quad}$

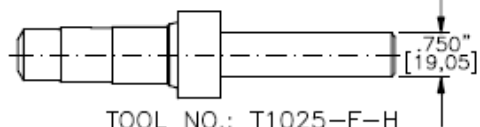
⌀ THESE DIAMETERS MUST BE CONCENTRIC WITH EACH OTHER AND PERPENDICULAR TO THE SPOTFACE WITHIN .001" [0,025].

**Cavity Roughing Tool**



TOOL NO.: T1025-R-H  
MATERIAL: High Speed Steel

**Cavity Finishing Tool**



TOOL NO.: T1025-F-H  
MATERIAL: High Speed Steel  
TOOL NO.: T1025-F-C  
MATERIAL: Tungsten Carbide Tipped

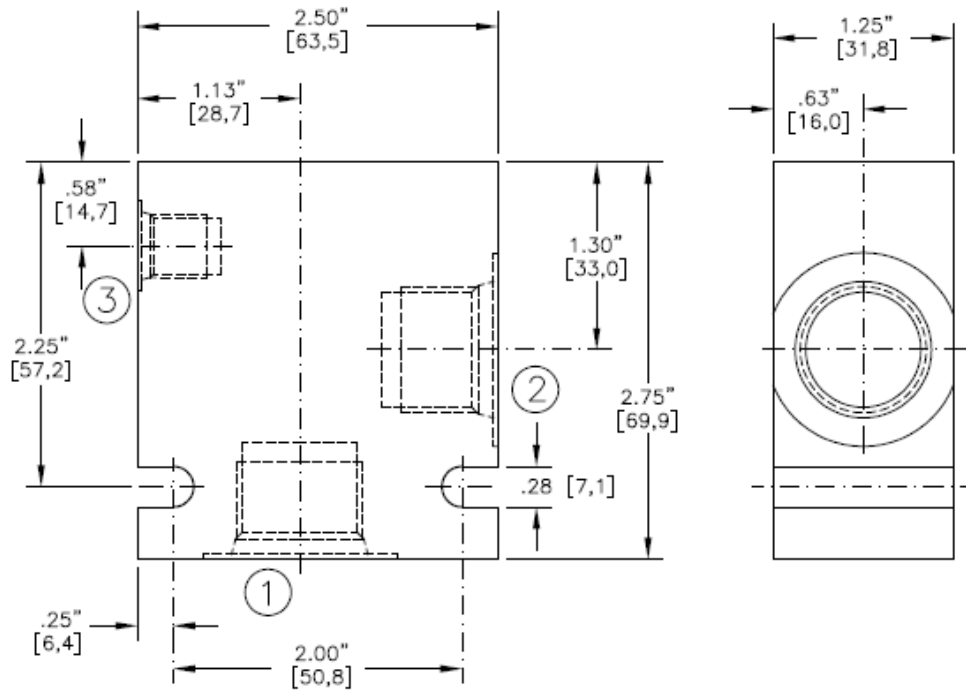
0-022.0

03/05



**Command Controls Corp. 10 SERIES, 2.5-WAY**

VALVE HOUSING, ALUMINUM OR STEEL.



\* CONSULT FACTORY FOR HOUSINGS WITH NPTF PIPE THREADS

CODE	ALUMINUM HOUSING	CODE	STEEL HOUSING	PORT 1	PORT 2	PORT 3
03PA*	30132	03PS*	30138	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF
04PA*	30133	04PS*	30139	1/2"-14 NPTF	1/2"-14 NPTF	1/4"-18 NPTF
03BA	30134	03BS	30140	G 3/8"-19 BSPP	G 3/8"-19 BSPP	1/4"-19 BSPP
04BA	30135	04BS	30141	G 1/2"-14 BSPP	G 1/2"-14 BSPP	1/4"-19 BSPP
08TA	30136	08TS	30142	SAE - 8	SAE - 8	SAE - 4
10TA	30137	10TS	30143	SAE - 10	SAE - 10	SAE - 4

0-022.1

05/06

**ANEXO D**

**REGISTRO FOTOGRAFICO**

**VÁLVULA ANTIRRETORNO TIPO CARTUCHO PARA ROSCAR  
CV3-10-P**



**VÁLVULA DE SEGURIDAD, PILOTADA, VENTEAABLE TIPO CARTUCHO  
PARA ROSCAR VRV11-12**



**VÁLVULA DE DESCARGA, TIPO CARTUCHO PARA ROSCAR HLSS-10**



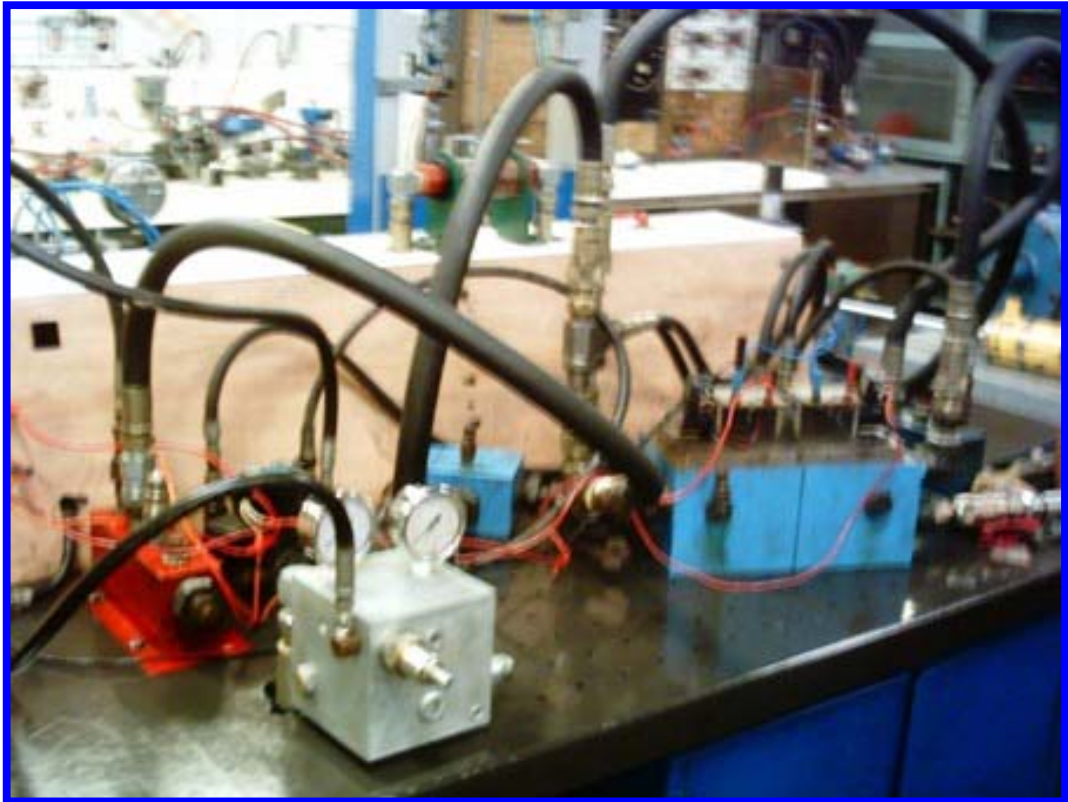
## MANOMETRO DE GLICERINA



## VALVULA DE SEGURIDAD Y DESCARGA



## BANCO DE PRUEBAS



**ANEXO E.**

**CATALOGO PARKER DE SELLOS ORING**

## INFORMACION TECNICA

Un O-Ring es el elemento más accesible y eficaz para prevenir la fuga de fluidos bajo distintas condiciones de servicio.

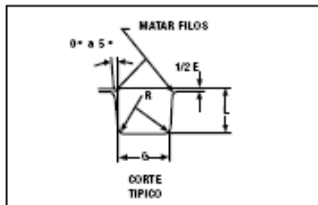
Sus principales ventajas son:

- Puede ser utilizado como sello estático, cuando las piezas no tienen movimiento y también en uso dinámico de vaivén, oscilante o rotativo.
- Permite el sellado en todas las direcciones, radial, axial u oblicua.
- El fluido puede ser líquido o gaseoso.
- Disponible en medidas y tolerancias normalizadas internacionalmente.
- Se dispone de una amplia variedad de dimensiones y compuestos.
- Son de bajo precio relativo.
- En muchos casos permiten su desarme y reutilización.
- Cierran en un amplio rango de presiones, temperaturas y tolerancias.
- Una vez instalados no requieren de ajustes durante su tiempo de vida útil.
- Son de peso reducido y requieren muy poco espacio, permitiendo un diseño muy compacto.

## DISEÑO DEL ALOJAMIENTO

La acción de sellado del O-Ring se materializa mediante la deformación de su sección "W", obtenida a través de un correcto diseño de su alojamiento.

Las dimensiones de ranura "L" y "G" pueden obtenerse de la tabla de diseño.



Para uso estático, el aplastamiento varía del 12% al 25%.

En uso dinámico la deformación debe ser del 8% al 20%.

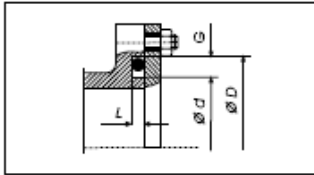
En alojamientos existentes, la cota "L" debe garantizar una deformación de la sección "W", no inferior a 0.25 mm en valor absoluto. La terminación superficial del alojamiento debe ser de 32 *Minches* para superficies estáticas y de 16 *Minches* para superficies dinámicas.

Secc. "W"	TABLA DE DISEÑO			
	Dimensiones de Alojamiento			
	Profundidad "L"		Ancho "G" ± 0.1	Radio "R"
	Estático	Dinámico		
1.78	1.25 1.35	1.40 1.45	2.5	0.1 0.4
2.62	2.05 2.15	2.25 2.30	3.7	0.1 0.4
3.53	2.80 2.95	3.05 3.10	4.9	0.2 0.6
5.33	4.30 4.50	4.65 4.75	7.3	0.5 1.0
6.90	5.75 5.95	6.00 6.10	9.7	0.5 1.0

Para la correcta selección del O-Ring conviene observar las siguientes recomendaciones:

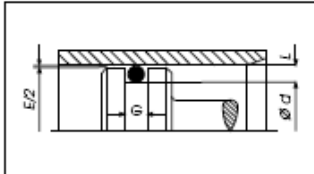
### Sello de brida- Deformación axial ó frontal

En caso de presión interna, el diámetro exterior del O-Ring "D.E", deberá respaldarse sobre el diámetro de ranura "D". Si la presión es externa, el diámetro interior del O-Ring deberá estar en contacto con el diámetro de ranura "d".



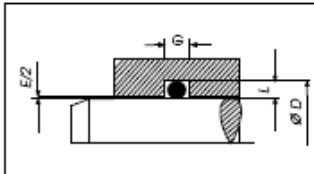
### Sello de pistón- Deformación radial

El diámetro interior del O-Ring "D.I", deberá ser igual o menor a "d". Estramiento máximo: 7%.



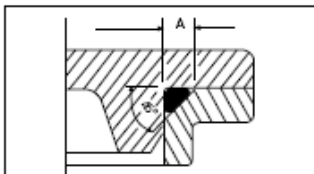
### Sello de vástago- Deformación radial

Se deberá elegir un O-Ring cuyo diámetro exterior "D.E", sea igual o mayor que "D". Discrepancia máxima: 3 %.



### Sellado en diagonal

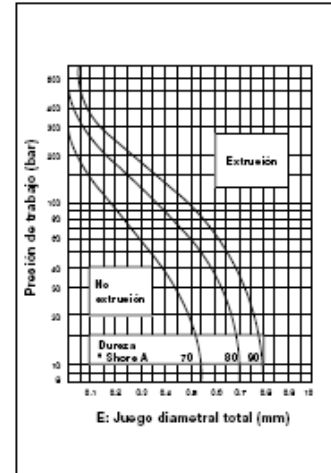
Se materializa con la deformación del O-Ring a través de un alojamiento a 45°. La longitud del chafán "A", debe ser un 30/ 35% superior a la sección "W".



## EXTRUSION

Es el daño que experimenta el O-Ring sometido a elevadas presiones y/o huelgos considerables.

Para predecir este fallo puede recurrirse a la utilización del gráfico donde se delimita las zona de trabajo de los distintos compuestos en función de la dureza, presión y holgura "E", del alojamiento.



## ALMACENAMIENTO

Para una mejor retención de las propiedades físicas originales de los productos de caucho, conviene observar las siguientes recomendaciones:

El almacén debe ser fresco, seco, sin polvo ni corrientes de aire.

Deberá evitarse la proximidad de tubos fluorescentes y toda fuente de luz emisora de rayos ultravioleta.

Los motores y tableros eléctricos son considerados perjudiciales por ser potenciales generadores de ozono.

La temperatura ideal debería estar comprendida entre -10°C y +20°C con una humedad óptima del 65 %.

Las fuentes de calor deben ser indirectas y estar situadas a no menos de un metro.

Los combustibles, lubricantes, ácidos, disolventes y productos químicos en general deben ser almacenados en otro sitio.

La provisión de los O-Rings en cajas, dentro de bolsas de polietileno termoselladas, garantizan una buena protección contra la luz, polvo y otros agentes externos.

El hecho de mantener las piezas dentro de su envase original, no solo preserva al material, sino que asegura su rastreabilidad y una adecuada rotación del stock.

## NORMAS DE MONTAJE

Verificar que las dimensiones del O-Ring y el compuesto sean las correctas.

Eliminar toda arista viva.

Facilitar la deformación e introducción del O-Ring mediante un chafán de 15/20°.

Asegurar una correcta limpieza del alojamiento y de los útiles de montaje.

Proveer una adecuada lubricación inicial.

El O-Ring puede ser estirado hasta un 50% de su diámetro interior para facilitar su colocación. En el caso de los O-Rings de menor diámetro pueden requerirse estiramiento aún mayores.

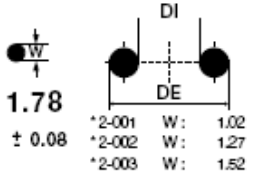
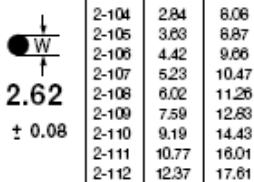
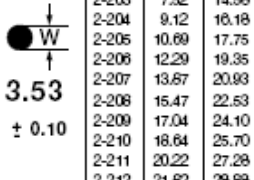
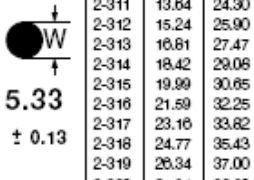
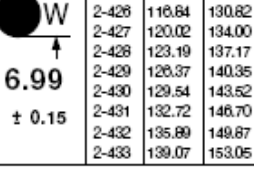
Se deberá evitar el clásico retorcimiento del O-Ring que generalmente se produce al finalizar su montaje dentro de la ranura.

Nunca deberá forzarse su colocación sin haber observado todas las recomendaciones anteriores.

# O-Ring

Construya con el mejor !

## Serie Standard 2-XXX

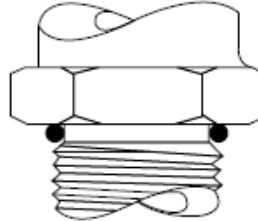
 <b>1.78</b> $\pm 0.08$	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm	Parker Nº	DI mm	DE mm
	 <b>2.62</b> $\pm 0.08$	2-001*	0.74	2.78	2-011	7.65	11.21	2-021	23.52	27.08	2-031	44.17	47.73	2-041	75.92
 <b>3.53</b> $\pm 0.10$	2-002*	1.07	3.61	2-012	9.25	12.81	2-022	25.12	28.68	2-032	47.35	50.91	2-042	82.27	85.83
	2-003*	1.42	4.46	2-013	10.82	14.38	2-023	26.70	30.26	2-033	50.52	54.08	2-043	88.62	92.18
 <b>5.33</b> $\pm 0.13$	2-004	1.78	5.34	2-014	12.42	15.98	2-024	28.30	31.86	2-034	53.70	57.26	2-044	94.97	98.53
	2-005	2.57	6.13	2-015	14.00	17.56	2-025	29.67	33.23	2-035	56.67	60.23	2-045	101.32	104.88
 <b>6.99</b> $\pm 0.15$	2-006	2.90	6.46	2-016	15.60	19.16	2-026	31.47	35.03	2-036	60.05	63.61	2-046	107.67	111.23
	2-007	3.68	7.24	2-017	17.17	20.73	2-027	33.05	36.61	2-037	63.22	66.78	2-047	114.02	117.58
	2-008	4.47	8.03	2-018	18.77	22.33	2-028	34.65	38.21	2-038	66.40	69.96	2-048	120.37	123.93
	2-009	5.28	8.84	2-019	20.35	23.91	2-028	37.82	41.38	2-039	69.57	73.13	2-049	126.72	130.28
	2-010	6.07	9.63	2-020	21.95	25.51	2-030	41.00	44.56	2-040	72.75	76.31	2-050	133.07	136.63
	2-102	1.24	6.48	2-115	17.12	22.36	2-126	37.77	43.01	2-141	58.42	63.66	2-154	94.92	100.16
	2-103	2.06	7.30	2-116	18.72	23.96	2-129	39.34	44.58	2-142	59.99	65.23	2-155	101.27	106.51
	2-104	2.84	8.06	2-117	20.30	25.54	2-130	40.94	46.18	2-143	61.60	66.84	2-156	107.62	112.86
	2-105	3.63	8.87	2-118	21.89	27.13	2-131	42.52	47.76	2-144	63.17	68.41	2-157	113.97	119.21
	2-106	4.42	9.66	2-119	23.47	28.71	2-132	44.12	49.36	2-145	64.77	70.01	2-158	120.32	125.56
	2-107	5.23	10.47	2-120	25.07	30.31	2-133	45.69	50.93	2-146	66.34	71.58	2-159	126.67	131.91
	2-108	6.02	11.28	2-121	26.64	31.88	2-134	47.29	52.53	2-147	67.95	73.19	2-160	133.02	138.26
	2-109	7.59	12.63	2-122	28.24	33.48	2-136	48.90	54.14	2-148	69.52	74.76	2-161	139.37	144.61
	2-110	9.19	14.43	2-123	29.82	35.06	2-136	50.47	55.71	2-149	71.12	76.36	2-162	145.72	150.96
	2-111	10.77	16.01	2-124	31.42	36.66	2-137	52.07	57.31	2-150	72.69	77.93	2-163	155.07	157.31
	2-112	12.37	17.61	2-125	32.99	38.23	2-138	53.64	58.88	2-151	75.87	81.11	2-164	168.42	163.66
	2-113	13.94	19.18	2-126	34.59	39.83	2-139	55.25	60.49	2-152	82.22	87.46	2-165	164.77	170.01
	2-114	15.54	20.78	2-127	36.17	41.41	2-140	56.82	62.06	2-153	86.57	93.81	2-166	171.12	176.36
	2-201	4.34	11.40	2-215	26.57	33.63	2-229	59.92	66.98	2-243	104.37	111.43	2-257	148.62	155.68
	2-202	5.94	13.00	2-216	28.17	35.23	2-230	63.09	70.15	2-244	107.54	114.60	2-258	151.99	159.05
	2-203	7.52	14.68	2-217	29.74	36.80	2-231	66.27	73.33	2-245	110.72	117.78	2-259	158.34	165.40
	2-204	9.12	16.18	2-218	31.34	38.40	2-232	69.44	76.50	2-246	113.89	120.95	2-260	164.69	171.75
	2-205	10.69	17.75	2-219	32.92	39.98	2-233	72.62	79.68	2-247	117.07	124.13	2-261	171.04	178.10
	2-206	12.29	19.35	2-220	34.52	41.58	2-234	75.79	82.85	2-248	120.24	127.30	2-262	177.39	184.45
	2-207	13.67	20.93	2-221	36.09	43.15	2-235	78.97	86.03	2-249	123.42	130.48	2-263	183.74	190.80
	2-208	15.47	22.53	2-222	37.69	44.75	2-236	82.14	89.20	2-250	126.59	133.65	2-264	190.09	197.15
	2-209	17.04	24.10	2-223	40.67	47.93	2-237	85.32	92.38	2-251	129.77	136.83	2-265	196.44	203.50
	2-210	18.64	25.70	2-224	44.04	51.10	2-238	88.49	95.55	2-252	132.94	140.00	2-266	202.79	209.85
	2-211	20.22	27.28	2-225	47.22	54.28	2-239	91.67	98.73	2-253	136.12	143.18	2-267	209.14	216.20
	2-212	21.82	28.88	2-226	50.39	57.45	2-240	94.84	101.90	2-254	139.29	146.35	2-268	215.49	222.55
	2-213	23.39	30.45	2-227	53.57	60.63	2-241	98.02	105.08	2-255	142.47	149.53	2-269	221.84	228.90
	2-214	24.99	32.05	2-228	56.74	63.80	2-242	101.19	108.25	2-256	145.64	152.70	2-270	228.19	235.25
	2-309	10.46	21.12	2-324	34.29	44.95	2-339	81.92	92.58	2-354	129.54	140.20	2-369	202.57	213.23
	2-310	12.07	22.73	2-325	37.47	48.13	2-340	85.09	95.75	2-355	132.72	143.38	2-370	208.92	219.58
	2-311	13.64	24.30	2-326	40.64	51.30	2-341	88.27	98.93	2-356	135.89	146.55	2-371	215.27	225.93
	2-312	15.24	25.90	2-327	43.82	54.48	2-342	91.44	102.10	2-357	139.07	149.73	2-372	221.62	232.28
	2-313	16.81	27.47	2-328	46.99	57.65	2-343	94.62	105.28	2-358	142.24	152.90	2-373	227.97	238.63
	2-314	18.42	29.08	2-329	50.17	60.83	2-344	97.79	108.45	2-359	145.42	156.08	2-374	234.32	244.98
	2-315	19.99	30.65	2-330	53.34	64.00	2-345	100.97	111.63	2-360	148.59	159.25	2-375	240.67	251.33
	2-316	21.59	32.25	2-331	56.52	67.18	2-346	104.14	114.80	2-361	151.77	162.43	2-376	247.02	257.68
	2-317	23.16	33.82	2-332	59.69	70.35	2-347	107.32	117.98	2-362	154.92	165.78	2-377	253.37	264.03
	2-318	24.77	35.43	2-333	62.87	73.53	2-348	110.49	121.15	2-363	158.12	169.13	2-378	259.72	270.38
	2-319	26.34	37.00	2-334	66.04	76.70	2-349	113.67	124.33	2-364	170.82	181.48	2-379	278.77	289.43
	2-320	27.94	38.60	2-335	69.22	79.88	2-350	116.84	127.50	2-365	177.17	187.83	2-380	291.47	302.13
	2-321	29.51	40.17	2-336	72.39	83.05	2-351	120.02	130.68	2-366	183.52	194.18	2-381	304.17	314.83
	2-322	31.12	41.78	2-337	75.57	86.23	2-352	123.19	133.85	2-367	189.87	200.53	2-382	329.57	340.23
	2-323	32.69	43.35	2-338	78.74	89.40	2-353	126.37	137.03	2-368	196.22	206.88	2-383	354.97	365.63
	2-425	113.67	127.65	2-434	142.24	156.22	2-443	189.87	203.85	2-452	291.47	305.45	2-461	405.26	419.24
	2-426	116.84	130.82	2-435	145.42	159.40	2-444	196.22	210.20	2-453	304.17	318.15	2-462	417.96	431.94
	2-427	120.02	134.00	2-436	148.59	162.57	2-445	202.57	216.55	2-454	316.87	330.85	2-463	430.66	444.64
	2-428	123.19	137.17	2-437	151.77	165.75	2-446	215.27	229.25	2-455	329.57	343.55	2-464	443.36	457.34
	2-429	126.37	140.35	2-438	158.12	172.10	2-447	227.97	241.95	2-456	342.27	356.25	2-465	456.06	470.04
	2-430	129.54	143.52	2-439	164.47	178.45	2-448	240.67	254.65	2-457	354.97	368.95	2-466	468.76	482.74
	2-431	132.72	146.70	2-440	170.82	184.80	2-449	253.37	267.35	2-458	367.67	381.65	2-467	481.46	495.44
	2-432	135.89	149.87	2-441	177.17	191.15	2-450	266.07	280.05	2-459	380.37	394.35	2-468	494.16	508.14
	2-433	139.07	153.05	2-442	183.52	197.50	2-451	278.77	292.75	2-460	393.07	407.05	2-469	506.86	520.84

# O-Ring

Construya con el mejor !

## Serie especial 3-XXX

Parker Nº	D.I. mm	W mm
3-901	4.70 ± 0.13	1.42 ± 0.08
3-902	6.07 ± 0.13	1.63 ± 0.08
3-903	7.65 ± 0.13	1.63 ± 0.08
3-904	8.92 ± 0.13	1.63 ± 0.08
3-905	10.52 ± 0.13	1.63 ± 0.08
3-906	11.89 ± 0.13	1.98 ± 0.08
3-907	13.46 ± 0.16	2.08 ± 0.08
3-908	16.36 ± 0.23	2.21 ± 0.08
3-909	17.93 ± 0.23	2.46 ± 0.08
3-910	19.18 ± 0.23	2.46 ± 0.08



Parker Nº	D.I. mm	W mm
3-911	21.92 ± 0.23	2.95 ± 0.10
3-912	23.47 ± 0.23	2.95 ± 0.10
3-913	25.04 ± 0.25	2.95 ± 0.10
3-914	26.59 ± 0.25	2.95 ± 0.10
3-916	29.74 ± 0.25	2.95 ± 0.10
3-918	34.42 ± 0.30	2.95 ± 0.10
3-920	37.47 ± 0.36	3.00 ± 0.10
3-924	43.69 ± 0.36	3.00 ± 0.10
3-926	53.09 ± 0.46	3.00 ± 0.10
3-932	59.36 ± 0.46	3.00 ± 0.10

## Tolerancia de la serie 2-XXX

Código Parker		Tolerancia D. Interior ± 0.01	Código Parker		Tolerancia D. Interior ± 0.01	Código Parker		Tolerancia D. Interior ± 0.01	Código Parker		Tolerancia D. Interior ± 0.01	Código Parker		Tolerancia D. Interior ± 0.01
Desde	Hasta		Desde	Hasta		Desde	Hasta		Desde	Hasta		Desde	Hasta	
2-001	2-003	0.10	2-129	2-134	0.36	2-227	2-230	0.51	2-329	2-332	0.46	2-393		2.79
2-004	2-014	0.13	2-135	2-140	0.43	2-231	2-236	0.61	2-333	2-336	0.51	2-394		2.92
2-015	2-021	0.18	2-141	2-146	0.51	2-239	2-243	0.71	2-337	2-341	0.61	2-395		3.05
2-016	2-024	0.23	2-147	2-150	0.56	2-244	2-246	0.76	2-342	2-346	0.71	2-425	2-428	0.84
2-022	2-027	0.25	2-151	2-153	0.61	2-249	2-256	0.89	2-347	2-352	0.76	2-429	2-437	0.94
2-025	2-030	0.28	2-154	2-155	0.71	2-259	2-262	1.02	2-353	2-361	0.94	2-436	2-441	1.02
2-026	2-032	0.33	2-156	2-158	0.76	2-263	2-266	1.14	2-362	2-365	1.02	2-442	2-445	1.14
2-031	2-037	0.38	2-159	2-163	0.89	2-267	2-270	1.27	2-366	2-369	1.14	2-446	2-449	1.40
2-033	2-040	0.46	2-164	2-167	1.02	2-271	2-275	1.40	2-370	2-373	1.27	2-450	2-455	1.52
2-036	2-043	0.51	2-168	2-171	1.14	2-276	2-281	1.65	2-374	2-377	1.40	2-456	2-460	1.78
2-041	2-045	0.61	2-172	2-174	1.27	2-282		1.91	2-378	2-379	1.52	2-461	2-462	1.91
2-044	2-048	0.69	2-175	2-178	1.40	2-283		2.03	2-380	2-382	1.65	2-463		2.03
2-046	2-050	0.76	2-201	2-206	0.13	2-284		2.16	2-383	2-384	1.78	2-464	2-466	2.16
2-049	2-112	0.94	2-207		0.16	2-309	2-310	0.13	2-385		1.91	2-467	2-468	2.29
2-102	2-116	0.13	2-208	2-209	0.23	2-311		0.18	2-386		2.03	2-469	2-470	2.41
2-113		0.18	2-210	2-215	0.25	2-312	2-313	0.23	2-387		2.16	2-471		2.54
2-114	2-116	0.23	2-216	2-221	0.30	2-314	2-319	0.25	2-388		2.29	2-472		2.67
2-117	2-122	0.25	2-222	2-223	0.36	2-320	2-324	0.30	2-389	2-390	2.41	2-473		2.79
2-123	2-128	0.30	2-224	2-226	0.46	2-325	2-326	0.36	2-391		2.54	2-474		2.92
									2-392		2.67	2-475		3.05

Tolerancias válidas únicamente para compuesto N3000-70A

## Compuestos, características y aplicaciones

Designación ASTM D2000-90 SAE J260	Compuesto Parker	Temperatura Admisible	Polímero Base	Dureza Shore A	Aplicación
M3CH 714 A25 B34 EO16 EO 36 (Color negro)	N3000-70A	-30°F a + 250 °F -34°C a + 121 °C	Nitrilo ó Buna "N"	70 ± 5	Aceites minerales, hidráulicos derivados del petróleo Agua - Aire - Freón 12 - Uso estático y dinámico
M3CH 910 B34 EO16 EO 36 (Color negro)	N3006-90A	-40°F a + 250 °F -40°C a + 121°C	Nitrilo ó Buna "N"	90 ± 5	Idem anterior para uso estático a altas presiones
M3BC 710 A14 B14 EO14 EO34 (Color negro)	C3002-70A	-45°F a + 300°F -43°C a + 149°C	Cloropreno	70 ± 5	Uso estático a la intemperie Amoníaco, Freón 12, Freón 22, Oxígeno
M7GE 705 A19 B37 EO16 EO36 F19 G11 EA14 (Color terracota)	S3016-70A	-65°F a + 450°F -54°C a + 232°C	Silicona	70 ± 5	Uso estático para alta temperatura
M2HK 710 A1-10 B37 B38 EF31 EO76 F15 Z1 Z2 (Color marón)	V3262-75A	-15° F a + 400°F -26°C a + 204°C	Fluoro Elastómero	75 75 ± 5	Ácidos inorgánicos. Compuestos aromáticos. Derivados del Benceno, Tolueno etc, Oxígeno Compuestos clorados (Tetracloruro de Carbono. Tricloroetileno. etc ). Uso estático y dinámico.
M2 AA 810 A13 F17 EA 14 Z1 (Color negro)	E3014-80A	-70°F a + 300°F -57°C a + 149°C	Etileno Propileno	80 ± 5	Fluidos para frenos de automotores. Vapor de agua Fluidos Hidráulicos base ésteres fosfatados. Acetona. Ozono. Uso estático y dinámico.

**ANEXO F.**

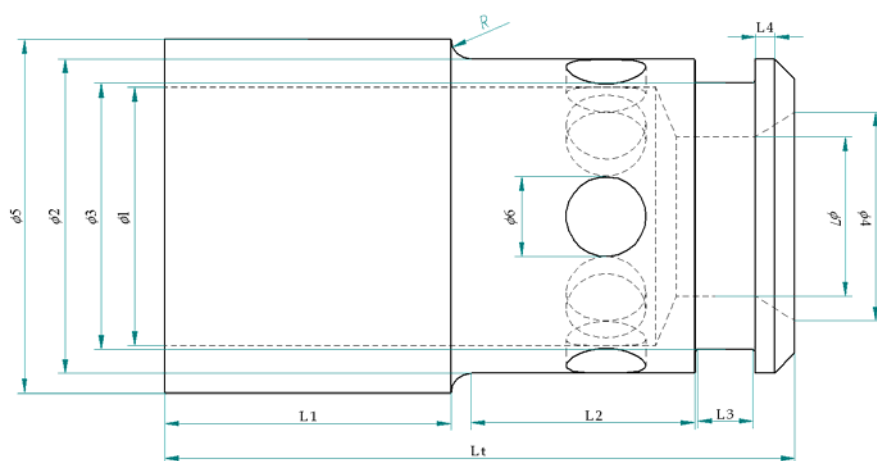
**DISEÑO DE LA VALVULA ANTIRRETORNO**

## VALVULA CHEQUE

### DISEÑO CAMISA

Descripción : Corresponde al cuerpo y soporte de la válvula de cartucho, dentro del cual se aloja el pistón donde se asienta; comunicando o impidiendo el paso de flujo desde la línea de descarga.

Figura 53. Camisa de la válvula cheque



Material: Para la fabricación del pistón de la antirretorno, se selecciona un acero 4340, cuyas propiedades mecánicas son:

- Resistencia a la tensión ( $S_u$ ) = 90 Klb/in<sup>2</sup>
- Resistencia a la cadencia ( $S_y$ ) = 63 Klb/in<sup>2</sup>
- Dureza (BHN) = 187
- Maquinabilidad = 50%

El factor determinante para la escogencia de este material, es por la fácil adquisición en el mercado y buenas propiedades mecánicas y de maquinabilidad para la aplicación que se requiere.

Dimensionamiento de diámetros de la camisa:

$\phi 1$ = Es el diámetro dentro del cual se desliza el pistón.

Según las normas de ajustes internacionales I.S.A, se selecciona el tipo H7f7 para un diámetro nominal de 13mm, lo cual nos da un dimensión de agujero - eje :

$$\phi 1 = 13 \begin{matrix} 0,018 \\ 0,000 \end{matrix} \text{mm}$$

$\phi 2$ = Diámetro limitado por agujero del bloque, es la base que determina los alojamientos del sello.

$$\phi 2 = 15,8 \text{mm}$$

$\phi 3$ = Se halla de forma constructiva teniendo en cuenta en Oring seleccionado para su aplicación.

$$\phi 3 = 13,4 \text{mm}$$

$\phi 4$ = Se halla de forma constructiva.

$$\phi 4 = 10,51 \text{mm}$$

$\phi 5$  = Se halla de forma constructiva.

$$\phi 5 = 17,7 \frac{0,012}{0,001} mm$$

$\phi 6$  = Para el cálculo de los orificios de descarga se utiliza la relación de ecuación de flujo en orificios.

$$Q = A * C_d * \sqrt{2 * \frac{\Delta P}{\rho}}$$

Q = Rata de flujo volumétrico

A = Área de flujo

Cd = Coeficiente de descarga a plena apertura

$\Delta P$  = Pérdidas de presión a través del orificio de descarga.

$\rho$  = Densidad del fluido.

$$Q = 15 \text{ gpm} = 57,4 \frac{\text{in}^3}{\text{s}}$$

$$\Delta P = 5 \text{ psi}$$

$$C_d = 0,55$$

$$\rho = 877 \frac{\text{Kg}}{\text{in}^3} = 8.225 * 10^{-5} \frac{\text{lb}^2}{\text{in}^4}$$

$$A = \frac{57,4 \frac{\text{in}^3}{\text{s}}}{0,55 * \sqrt{2 * \frac{5 \text{ psi}}{3 * (8.225 * 10^{-5} \frac{\text{lb}^2}{\text{in}^4})}}} = 0,066 \text{ in}^2$$

En la geometría propuesta el área de descarga de la camisa esta distribuida en 5 agujeros.

$$A=5*\frac{1}{4}*π*φ^2$$

Despejando el diámetro

$$φ6=\frac{4*A}{5*π}=0,13in=3,32mm@4mm$$

Se normaliza tomando un diámetro de 4 mm para cada agujero.

Los agujeros se distribuyen uniformemente alrededor de la circunferencia de la camisa para que el flujo de aceite sea mas uniforme.

φ7= Diámetro hallado de manera constructiva en la entrada de flujo

$$φ7=8mm$$

Dimensionamiento de longitudes de la camisa:

L1 = Longitud de ajuste de la camisa con el tapón.

$$L1 = 14,4 \text{ mm}$$

L2 = Longitud del cuerpo de la camisa donde van los agujeros.

$$L2 = 11,27 \text{ mm}$$

L3 = Longitud apoyo de anillos oring

$$L3 = 2,8 \text{ mm}$$

L4 = Longitud contigua a los apoyos de anillos

$$L4 = 0,97 \text{ mm}$$

Lt = Longitud total de la camisa

Lt = 31,7 mm

R = Radio de curvatura unión entre la longitud de ajuste de la camisa con el tapon y el cuerpo donde van los agujeros.

R = 1 mm

Cálculo de ajuste y tolerancia : Según las normas de ajustes internacionales I.S.A, se selecciona el tipo H7f7 (ver ) para un diámetro nominal de 13mm, lo cual nos da un dimensión de agujero - eje :

$$\varphi 1 = 13 \begin{matrix} +0,018 \\ +0,000 \end{matrix} \text{mm}$$

Para todos los diámetros y longitudes donde no se especifica tolerancia se debe

tomar de  $\begin{matrix} -0,05 \\ -0,05 \end{matrix} \text{mm}$  .

Cálculo del acabado superficial: Según la grafica; para una tolerancia dada entre el rango de (-0,016 – 0,034) mm, podemos tener un acabado superficial entre (0,812- 0,406)  $\mu$  rms, luego se tomo un valor medio lo cual nos da un acabado superficial de 0,61  $\mu$  rms .

Para las superficies donde no se especifica su acabado superficial se debe tomar de 3,2  $\mu$  rms .

Procedimiento de selección de sellos tipo Oring

Un O-Ring es el elemento más accesible y eficaz para prevenir la fuga de fluidos bajo distintas condiciones de servicio.

Sus principales ventajas son:

- Puede ser utilizado como sello estático, cuando las piezas no tienen movimiento y también en uso dinámico de vaivén, oscilante o rotativo.
- Permite el sellado en todas las direcciones, radial, axial u oblicua.
- El fluido puede ser líquido o gaseoso.
- Disponible en medidas y tolerancias normalizadas según los estándares internacionales.
- Se dispone de una amplia variedad de dimensiones y compuestos.
- Son de bajo precio relativo.
- En muchos casos permiten su desarme y reutilización.
- Cierran en un amplio rango de presiones, temperaturas y tolerancias.
- Una vez instalados no requieren de ajustes durante su tiempo de vida útil.
- Son de peso reducido y requieren muy poco espacio, permitiendo un diseño muy compacto.

### **Selección del material**

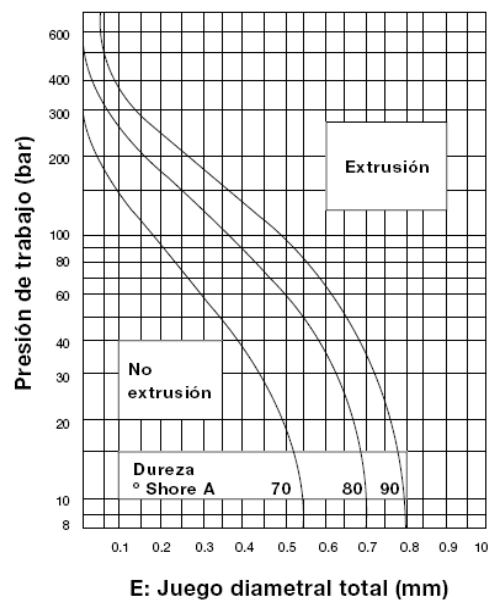
Se seleccionó un material tipo Buna-N , Dureza Shore A  $70_{-5}^{+5}$  , el cual es recomendado para propósito de sellado general, en casos donde se requieran productos como aceites derivados del petróleo y grasas, su rango de temperaturas oscila entre los -40 – 250 F.

De la grafica (figura 54) se comprueba que para una presión de 1500 psi (103 Bar), un juego diametral de 0,1 mm, y una dureza Shore A de  $70_{-5}^{+}$ , se encuentra en la zona de No extrusión, lo cual nos asegura que el Oring no experimentará daños a esa presión y ese juego.

Para facilitar la deformación e introducción del O-Ring según recomendación de Parker se debe realizar un chaflán de 15°.

El Oring que se va a seleccionar es para uso estático, ya que la camisa no va a estar en movimiento relativo con el orificio, y la terminación superficial del alojamiento debe ser de  $32 \mu$  in para dicha superficie.

Figura 54. Grafica selección propiedades del Oring

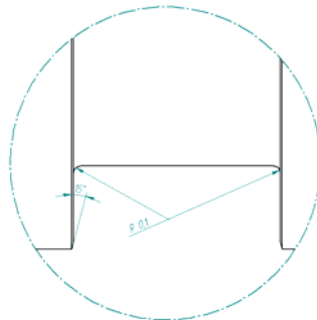


Para uso estático, el aplastamiento varía del 12% al 25%.

Según la tabla de diseño recomendada por Parker, muestra que para una longitud de 1,25 entre la base del Oring y la pared exterior de sellado, se debe restar la mitad del juego diametral de 0,1mm lo cual da una profundidad en la base del sello de 1,2mm, un espacio longitudinal de  $2,5^{+0,1}_{-0}$  mm , y unos radios interiores de 0,1mm, para un asentamiento correcto.

Según los cálculos realizados anteriormente se selecciona el Oring de ref. 2-014 Parker cuya sección diametral es  $1,78^{+0,08}_{-0}$  mm .

Figura 55. Dimensión del alojamiento



Selección anillo de soporte.

Los anillos de soporte minimizan la distorsión del Oring cuando se ve sometido a altas presiones por una de sus caras.

Para este fin se seleccionó un anillo de elastómero Parker ref. 8-014 , según las dimensiones de la camisa obtenidas anteriormente.

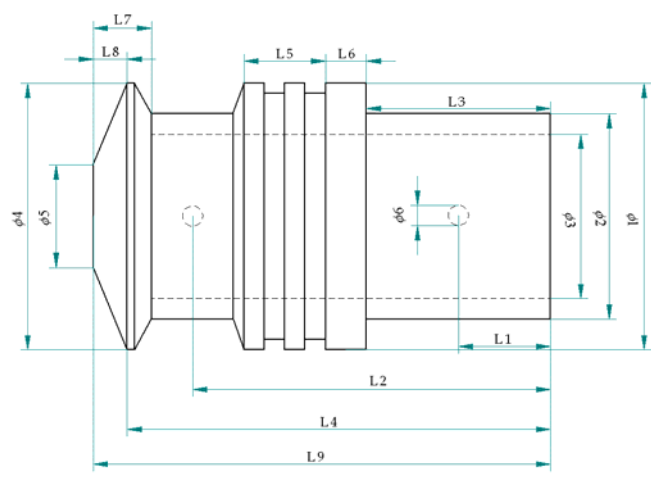
## DISEÑO DE PISTON VÁLVULA CHEQUE

Descripción : El pistón de la válvula de cheque, se encuentra insertado en la camisa del pistón, y permite el paso del flujo desde la bomba de mayor caudal en una dirección ayudado por un resorte, el cual ejerce una presión sobre dicho pistón, impidiendo que el fluido retorne.

Material : Para la fabricación del pistón de la antirretorno, se selecciona un acero 4340, cuyas propiedades mecánicas son:

- Resistencia a la tensión ( $S_u$ ) = 90 Klb/in<sup>2</sup>
- Resistencia a la cadencia ( $S_y$ ) = 63 Klb/in<sup>2</sup>
- Dureza (BHN) = 187
- Maquinabilidad= 57%
- 

Figura 56. Pistón de la válvula cheque



El factor determinante para la escogencia de este material, es por la fácil adquisición en el mercado y buenas propiedades mecánicas y de maquinabilidad.

Calculo del diámetro  $\phi 1$  : Este diámetro se calcula teniendo en cuenta las especificaciones de caudal y pérdidas de presión en el sistema, comprobando que el flujo se comporta de forma laminar mediante la ecuación de Reynolds, la ecuación de flujo por un orificio, y tomando como referencia los diámetros recomendados para tuberías del libro de Vieckers .

Datos del sistema :

$$\text{Caudal (Q)} = 15 \text{ gpm} = 0,000924 \frac{m^3}{s}$$

$$\text{Presión de trabajo} = 1200 \text{ psi} = 84,39 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\text{Pérdidas de presión (dP)} = 5 \text{ psi}$$

$$\text{Viscosidad}(\nu) = 0,039 \frac{Ns}{m^2}$$

$$\text{Densidad}(\rho) = 877 \frac{kg}{m^3}$$

$$\text{Longitud equivalente(L)} = 1.1 \text{plg}$$

V : Velocidad del flujo

$$\text{Re} = \frac{\rho * V * L}{\nu}$$

Se reemplaza el término de velocidad por las variables de caudal y diámetro en la ecuación de Reynolds, y se despeja dicho diámetro teniendo en cuenta un intervalo de Re [ 1000 - 2100 ] el cual se encuentra en régimen laminar.

$$\text{Caudal} = \text{velocidad} * \text{area} \qquad \text{area} = \pi * \frac{\phi^2}{4}$$

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

Para el cálculo tomamos un Re = 2000

$$\phi = \frac{4 * 877 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,000924 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2000 * \pi * 0,0038 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} * 100 = 1,322 \text{cm}$$

También se comprueba este resultado mediante la ecuación de flujo en orificios.

$$\phi = 0,203 * \sqrt{\frac{Q}{dP}} \qquad \phi = 0,203 * \frac{\sqrt{15 \frac{\text{gal}}{\text{min}}}}{\sqrt{5 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}}} = 0,525 \text{plg} = 1,335 \text{cm}$$

Se hace una tercera comprobación mediante recomendación de la Vieckers, mediante una interpolación.

Con  $Q = 15 \text{ gpm} = 56,7 \text{ lpm}$ , de la segunda tabla con presión de trabajo ( 70 - 140 )  $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$  , obtenemos un diámetro de 1,35 cm con un espesor de pared de 1,8 mm y coeficiente de seguridad de 6.

Tabla. Diámetros para diferentes caudales

PRESION DE TRABAJO (0-70 kp/cm <sup>2</sup> )					PRESION DE TRABAJO (70 a 140 kp/cm <sup>2</sup> )				
Caudal	Tamaño nominal en pulg.	Schedule	Diámetro externo (pulg.)	Espesor de la pared (mm)	Caudal	Tamaño nominal en pulg.	Schedule	Diámetro externo pulg.	Espesor de la pared (mm)
4.0	1/8	80	1/4	0.9	10	1/4	80	3/8	1.50
5.5	1/8	80	5/16	0.9	24	3/8	80	5/8	2.40
12.0	1/4	80	3/8	0.9	40	1/2	80	3/4	3.00
24.0	3/8	80	1/2	1.00	72	3/4	80	1	3.75
40	1/2	80	5/8	1.25	120	1	80	1 ¼	4.60
80	3/4	80	7/8	1.80	168	1 ¼	160	1 ½	5.60
136	1	80	1 ¼	2.75					
232	1 ¼	80	1 ½	3.00					

Coeficiente de seguridad 6:1

Entonces el diámetro seleccionado es  $\phi 1 = 1,3 \text{ cm}$

Cálculo de ajuste y tolerancia : Para la selección del tipo de ajuste y tolerancia se selecciona un ajuste fino de juego libre, el cual es apropiado para piezas lubricadas que puedan ser deslizadas a mano.

La unidad de tolerancia en la que se funda el sistema I.S.A es según la relación  $\mu = 0,45 * \sqrt[3]{D} + 0,001 * D$  con D en mm ;  $\mu$  significa micro equivalente a 1/1000 de milímetro.

Según las normas de ajustes internacionales I.S.A, se selecciona el tipo H7f7 para un diámetro nominal de 13mm, lo cual nos da un dimensión de agujero - eje :

$$\varphi 1 = 13 \begin{matrix} -0,016 \\ -0,034 \end{matrix} \text{mm}$$

Para todos los diámetros y longitudes donde no se especifica tolerancia se debe tomar de  $\begin{matrix} -0,05 \\ -0,05 \end{matrix} \text{mm}$  .

Cálculo del acabado superficial: El pistón por ser un elemento deslizante en la válvula de cheque, requiere aparte de las tolerancias un acabado superficial que permita el movimiento relativo con respecto a la camisa o alojamiento de este.

Según la grafica; para una tolerancia dada entre el rango de  $(-0,016 - 0,034)$  mm, podemos tener un acabado superficial entre  $(0,812 - 0,406)$   $\mu$  rms, luego se tomo un valor medio lo cual nos da un acabado superficial de  $0,61$   $\mu$  rms .

Para las superficies donde no se especifica su acabado superficial se debe tomar de  $3,2$   $\mu$  rms .

Dimensionamiento diámetros del pistón: Los otros diámetros del pistón fueron seleccionados experimentalmente teniendo en cuenta factores geométricos y de construcción.

$\varphi 2 = 10 \text{mm}$  , este diámetro fue seleccionado teniendo en cuenta el diámetro del resorte, ya que el tramo del pistón correspondiente a esta dimensión servirá como guía para dicho resorte.

$$\varphi 3 = 8 \text{mm}$$

$$\varphi 4 = 13 \begin{matrix} -0,016 \\ -0,034 \end{matrix} \text{mm}$$

$\varphi 5 = 5 \begin{matrix} -0,004 \\ -0,012 \end{matrix} \text{mm}$  , se utiliza una tolerancia H7g6 que es un ajuste de juego libre muy justo, utilizado para piezas que deban tener una holgura no muy perceptible, y un acabado superficial  $0,12 \mu$  de rms.

$\varphi 6 = 1 \text{mm}$  , esta dimensión se utiliza para los dos agujeros que conectan la cámara del resorte y el orificio de descarga; su función es drenar fugas de aceite con el fin de evitar sobre presiones que impidan el correcto funcionamiento de la válvula.

Dimensionamiento longitudes del pistón:

L1 = Distancia de la base del pistón al primer agujero

$$L1 = 4,51 \text{ mm}$$

L2 = Distancia de la base del pistón al segundo agujero

$$L2 = 17,5 \text{ mm}$$

L3 = Distancia desde la base hasta inicio de las ranuras del pistón.

$$L3 = 9 \text{ mm}$$

L4 = Distancia desde base del pistón hasta inicio cono de ajuste.

$$L4 = 20,71 \text{ mm}$$

L5 = Longitud total de ubicación de las ranuras.

L5 = 4 mm

L6 = Longitud ultima etapa de ranuras

L6 = 2 mm

L7 = Longitud total de la cabeza del pistón

L7 = 2,86 mm

L8 = Longitud del cono de ajuste

L8 = 1,65 mm

L9 = Longitud total del piston

L9 = 22,36 mm

Ranuras X = Su objetivo es disminuir el área efectiva de contacto entre el pistón y la camisa del pistón, evitando el bloqueo entre ambos metales de las piezas; además poseen la función de distribuir el lubricante a lo largo de las paredes mejorando el deslizamiento. Su dimensión se obtuvo de manera experimental.

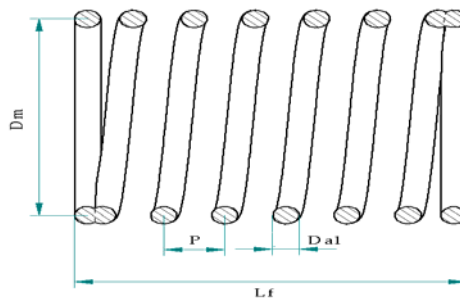
Dimensión 2 ranuras de 1mm x 0,5mm cada 1 mm.

## **DISEÑO RESORTE DE VALVULA ANTIRRETORNO**

Descripción : Un resorte es un elemento mecánico el cual almacena energía proporcionando un rango de esfuerzo a partir de una deflexión significativa. En la

válvula de cartucho mantiene el pistón en contacto con la camisa impidiendo que el flujo de una bomba se una con el flujo de la otra.

Figura 57. Resorte de la válvula cheque



Material: El material del resorte a utilizar es el alambre cuerda de piano A228 (SAE 1080), el cual es un material muy tenaz de muy amplio uso para resortes de espiras pequeñas. Tiene la resistencia más elevada a la tensión y a la fatiga de todos los alambres para resortes y puede trabajar con rangos de temperatura de  $0^{\circ}\text{C}$  a  $120^{\circ}\text{C}$ .

Calculo del Resorte: El diseño de un resorte es un proceso interactivo, en el cual se encuentran involucradas muchas variables, y en el cual debe partirse de ciertas consideraciones, para llegar a la solución mas óptima.

Consideraciones Iniciales: Para el cálculo del resorte se tomaron como referencia las dimensiones del agujero en el cual este debe ir alojado y las presiones que actúan sobre este.

Dar: Diámetro alojamiento del resorte = 1,3 cm

$$P_{\min}: \text{Presión mínima de apertura} = 0,35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$P_{\max}: \text{Presión máxima de apertura} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Y_t: \text{Deflexión de trabajo} = 0,4 \text{ cm}$$

Calculo del área donde actúa la presión: Se halla teniendo en cuenta el diámetro donde actúa la presión, que es el mismo diámetro donde se aloja el resorte.

$A_p$ : Área donde actúa la presión

$$A_p = \pi * \frac{D_{ar}^2}{4} \qquad A_p = \pi * \frac{(1,3\text{cm})^2}{4} = 1,327 \text{ cm}^2$$

Calculo de diámetro externo del resorte : Por recomendación es necesario que exista una tolerancia entre el diámetro externo del resorte y el diámetro del alojamiento del resorte.

$D_{ex}$  : Diámetro externo del resorte

$$D_{ex} = 0,05 * D_{ar} \qquad D_{ex} = 0,05 * 1,3 = 1,235 \text{ cm}$$

Tol : Tolerancia resorte-orificio

$$\text{Tol} = D_{ar} - D_{ex} \qquad \text{Tol} = 1,3 \text{ cm} - 1,235 \text{ cm} = 0,065 \text{ cm}$$

Calculo de diámetro medio del resorte : Se parte suponiendo un diámetro de alambre.

$$D_{al} = 1\text{mm} = 0,1\text{ cm}$$

$D_m$  : Diámetro medio del resorte

$$D_m = D_{ex} - D_{al} \qquad D_m = 1,235\text{cm} - 0,1\text{cm} = 1,135\text{cm}$$

Cálculo del índice del resorte y diámetro del alambre: Según recomendación el índice del resorte( $C$ ), se debe preferiblemente encontrar en un rango de 4 a 12.

$$C = \frac{D_m}{D_{al}} \qquad C = \frac{1,135\text{cm}}{0,1\text{cm}} = 11,35$$

Se observa que se encuentra dentro del rango, luego podemos tomar un diámetro de alambre( $D_{al}$ ) de 1mm, ya que se encuentra fácilmente en el comercio, y es relativamente económico.

Calculo diámetro interno del alambre: Debe existir una pequeña tolerancia que permita la entrada del vástago del pistón en el resorte, cuyo diámetro es de 1cm.

$D_{in}$ : Diámetro interno del resorte

$$D_{in} = D_{ex} - 2 * D_{al} \qquad D_{in} = 1,235\text{cm} - 2 * 0,1 = 1,035\text{cm}$$

Calculo de fuerzas sobre el resorte : Las fuerzas que actúan sobre el resorte son:

$F_{min}$  : Fuerza mínima apertura resorte

$$F_{min} = P_{min} * A_p$$

$$F_{min} = 0,35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 1,327 \text{ cm}^2 = 0,464 \text{ kg}$$

Fmax : Fuerza máxima apertura del resorte

$$F_{\max} = P_{\max} \cdot A_p$$

$$F_{\max} = 0,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 1,327 \text{ cm}^2 = 0,929 \text{ kg}$$

Falt : Fuerza alternante

$$F_{\text{alt}} = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2}$$

$$F_{\text{alt}} = \frac{0,929\text{kg} - 0,464\text{kg}}{2} = 0,232\text{kg}$$

Fmed: Fuerza media

$$F_{\text{med}} = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2}$$

$$F_{\text{med}} = \frac{0,929\text{kg} + 0,464\text{kg}}{2} = 0,696\text{kg}$$

Calculo de esfuerzos a través del alambre del resorte: Primero es necesario encontrar el factor de cortante directo.

Ks : Factor de cortante directo

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \qquad K_s = 1 + \frac{0,5}{11,35} = 1,044$$

Calculo esfuerzo mínimo en el alambre

$\tau_i$ : Esfuerzo mínimo en el alambre

$$\tau_i = K_s \cdot \frac{8 \cdot F_{\min} \cdot D_m}{\pi \cdot D_a^3}$$

$$\tau_i = 1,044 \cdot \frac{8 \cdot 0,464 \text{ kg} \cdot 1,135 \text{ cm}}{\pi \cdot 0,1 \text{ cm}^3} = 1525,366 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Calculo esfuerzo medio en el alambre

$\tau_m$ : Esfuerzo medio en el resorte

$$\tau_m = K_s \cdot \frac{8 \cdot F_{\max} \cdot D_m}{\pi \cdot D_a^3}$$

$$\tau_m = 1,044 \cdot \frac{8 \cdot 0,929 \text{ kg} \cdot 1,135 \text{ cm}}{\pi \cdot (0,1 \text{ cm})^3} = 3050,732 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Calculo del factor de Wahl

$K_w$ : Factor de Wahl

$$K_w = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C}$$

$$K_w = \frac{4 \cdot 11,35 - 1}{4 \cdot 11,35 - 4} + \frac{0,615}{11,35} = 1,126$$

Calculo esfuerzo cortante alternante

$\tau_a$ : Esfuerzo cortante alternante

$$\tau_a = K_w * \frac{8 * F_{alt} * D_m}{\pi * D^3}$$

$$\tau_a = 1,126 * \frac{8 * 0,232 \text{kg} * 1,135 \text{cm}}{\pi * (0,1 \text{cm})^3} = 762,683 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Calculo de propiedades mecánicas del resorte: Existen correlaciones predeterminadas para encontrar las propiedades mecánicas del alambre cuerda de piano A228.

Calculo de la resistencia última a la tensión: Para este cálculo es necesario recurrir a una tabla donde encontramos las constantes A y b para el alambre cuerda de piano.

Sut : Resistencia última a la tensión

A y b : Constantes del alambre cuerda de piano A228

$$A = 184629$$

$$b = -0,1625$$

$$S_{ut} = A * D^b$$

$$S_{ut} = 184629 * 0,0394 \text{in}^{-0,1625} = 312271,09 \text{psi} = 21961,076 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Calculo de la resistencia máxima al cortante :

Sus : Resistencia máxima al cortante

$$S_{us}=0,67*S_{ut}$$

$$S_{us}=0,67*21961,07 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 14713,921 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Calculo del límite elástico a la torsión :

System : Límite elástico a la torsión

$$S_{ys}=0,60*S_{ut}$$

$$S_{ys}=0,60*21961,07 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 13176,645 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Cálculo de resistencia a la fatiga alternante :

Sew : Límite de resistencia a la fatiga

Ses : Resistencia a la fatiga alternante

$$S_{ew} = 3151 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_{es}=0,707* \frac{S_{ew}*S_{us}}{S_{us}-0,707*S_{ew}}$$

$$S_{es}=0,707* \frac{3151 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 14713,921 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{14713,921 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} - 0,707*3151 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 2625,229 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Cálculo de factor de seguridad a la fatiga:

Nfs : Factor de seguridad a la fatiga

$$Nfs = \frac{Ses*(Sus-\tau_i)}{(Ses*(\tau_m-\tau_i)+(Sus*\tau_a)}$$

$$Nfs = \frac{2625,2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * (14713,9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} - 1525,3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2})}{(2625,2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * (3050,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} - 1525,3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}) + (14713,9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 762,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}))}$$

$$Nfs = 2,27$$

Cálculo del número de espiras: Para calcular el numero de espiras, es necesario tener en cuenta la deflexión de trabajo, y se supondrá que los extremos del resorte serán cuadrados y rectificadas.

y : Deflexión de trabajo del resorte

k : Tasa del resorte

Se asume una deflexión de trabajo  $y = 0,4 \text{ cm}$

$$k = \frac{F_{max} - F_{min}}{y} \quad k = \frac{0,929\text{kg} - 0,464\text{kg}}{0,4\text{cm}} = 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

G : Modulo de rigidez

$$G = 808755 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Na : Numero de espiras activas del resorte

$$Na = \frac{D^4 * G}{8 * Dm * k}$$

$$Na = \frac{(0,1 \text{ cm})^4 * 808755 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{8 * (1,135 \text{ cm})^3 * 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}} = 5,95 \gg 6 \text{ espiras}$$

Nt : Numero total de espiras

Se toman extremos cuadrados rectificadros

$$Nt = Na + 2$$

$$Nt = 6 + 2 = 8 \text{ espiras}$$

Calculo de la altura de cierre: La altura de cierre es la longitud del resorte cuando se encuentra comprimido.

Ls : Altura de cierre

$$Ls = D * Nt = 0,1 \text{ cm} * 8 = 0,8 \text{ cm}$$

Cálculo de deflexión inicial:

$y_{in}$  : Deflexión inicial

$$y_{in} = \frac{F_{min}}{k} \qquad y_{in} = \frac{0,464 \text{kg}}{1,16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}} = 0,4 \text{cm}$$

Cálculo de altura de golpe:

$y_g$  : Altura de golpe

$$y_g = 0,15 * y \qquad y_g = 0,15 * 0,4 \text{cm} = 0,06 \text{cm}$$

Cálculo de longitud libre del resorte: Es la longitud del resorte cuando no está comprimido.

$L_f$  : Longitud libre

$$L_f = L_s + y_g + y + y_{in}$$

$$L_f = 0,8 \text{cm} + 0,06 \text{cm} + 0,4 \text{cm} + 0,4 \text{cm} = 1,66 \text{cm}$$

Cálculo deflexión a la altura de cierre:

$y_c$  : Deflexión a la altura de cierre

$$y_c = L_f - L_s \qquad y_c = 1,66 \text{cm} - 0,8 \text{cm} = 0,86 \text{cm}$$

Cálculo de fuerza a deflexión de cierre:

$F_{cierre}$  : Fuerza de cierre

$$F_{\text{cierre}} = k \cdot y_c \qquad F_{\text{cierre}} = 1,16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \cdot 0,86 \text{cm} = 0,998 \text{kg}$$

Paso del resorte:

P : Paso del resorte

$$P = \text{Dal} + \frac{L_s}{N_a} \qquad P = 0,1 \text{cm} + \frac{0,8 \text{cm}}{6} = 0,23 \text{cm}$$

Angulo de paso: El ángulo de paso debe ser menor de 12, según recomendación.

$\alpha$  : Angulo de paso

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{P}{D_{\text{med}}} \right) \qquad \alpha = \tan^{-1} \left( \frac{0,23 \text{cm}}{1,135 \text{cm}} \right) = 3,74^\circ$$

$3,74 < 12$  , si cumple con la recomendación.

Peso de las espiras activas:

W<sub>a</sub> : Peso de las espiras activas

$$W_a = \frac{\pi^2 \cdot \text{Dal}^2 \cdot D_m \cdot N_a \cdot \rho}{4}$$

$$W_a = \frac{\pi^2 * (0,1\text{cm})^2 * (1,135\text{cm}) * 6 * 7,88\text{e-}3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{4} = 0,0013\text{kg}$$

Frecuencia natural del resorte:

$F_n$  : Frecuencia natural del resorte

$$F_n = \frac{1}{2} * \sqrt{\frac{k * g}{W_a}}$$

$$F_n = \frac{1}{2} * \sqrt{\frac{1,16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 981}{0,0013\text{kg}}} = 465,62\text{Hz}$$

## DISEÑO TAPON VALVULA CHEQUE

Descripción: El tapón es la pieza de la válvula cheque que acopla tanto el bloque de acero como la camisa de la válvula que a su vez contiene los demás elementos constitutivos. Su cámara interior, permite el soporte del resorte y sus dimensiones se hallan en base a las demás dimensiones constitutivas de la válvula.

Material: Se seleccionó acero AISI 1045, ya que es mas económico que el 4340; además este elemento no se ve sometido a grandes esfuerzos, por lo tanto es recomendable dicho material.

- Resistencia a la tensión ( $S_u$ ) = 625 Mpa
- Resistencia a la cadencia ( $S_y$ ) = 530 Mpa
- Dureza (BHN) = 260
- Maquinabilidad= 60%

Dimensionamiento Grafico del Tapón:

Dimensionamiento de diámetros:

$\phi 1$ = Diámetro de la cabeza del hexágono.

$\phi 1=25,4\text{mm}$

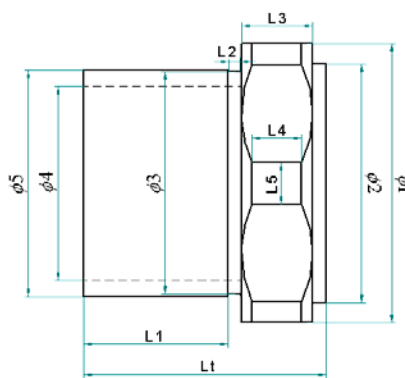
$\phi 2$ = Diámetro hallado por construcción.

$\phi 2=21,7\text{mm}$

$\phi 3$ = Diámetro hallado por construcción, según la profundidad del sello Oring.

$\phi 3=20,23\text{mm}$

Figura 58. Tapón de la válvula cheque



$\varphi 4$  = Diámetro interior hallado para ajustar a presión con la camisa del pistón, para ello se utiliza un ajuste fino de adherencia H7k6.

$$\varphi 4 = 17,7 \begin{matrix} 0,018 \\ 0,000 \end{matrix} \text{mm}$$

$\varphi 5$  = Diámetro exterior de la tapa, hallada por construcción.

$$\varphi 5 = 20,62 \text{mm}$$

Dimensionamiento de longitudes:

L1 = Longitud de la rosca que une el tapón con el bloque

$$L1 = 13,2 \text{mm}$$

L2 = Longitud del asiento del Oring

$$L2 = 1,2 \text{mm}$$

L3 = Espesor de la cabeza hexagonal que sirve para ajustar la válvula.

$$L3 = 6,5 \text{mm}$$

L4 = Longitud del lado del cuadrado que evita superficies cortantes en el hexágono.

$$L4 = 4,5 \text{mm}$$

L5 = Longitud del lado del cuadrado que evita superficies cortantes en el hexágono,

$$L5 = 3,8 \text{mm}$$

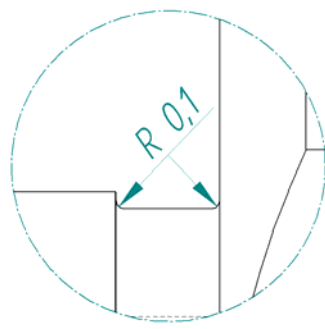
Lt = Longitud total

Lt = 2,1mm

Para todos los diámetros y longitudes donde no se especificó su tolerancia es de

$\phi = \begin{matrix} -0,05 \\ -0,05 \end{matrix}$  y su acabado superficial es de 3,2  $\mu$ .

Figura 59. Sección alojamiento del Oring



## ANALISIS CAE DE FLUJO DE LA VALVULA CHEQUE

### INTRODUCCION:

Hoy en día el diseño y desarrollo de nuevos productos o la modificación de los existentes se ha convertido en un elemento clave y fundamental para la mejora de la capacidad de innovación y competitividad de las empresas industriales.

Cada vez más el diseño de los productos es el único elemento que diferencia a un producto innovador de otro que no lo es. Hasta hace poco tiempo, el proveedor fabricaba bajo plano para sus clientes, por ejemplo en sectores tales como automoción o aeronáutica, mientras que en la actualidad, son más comunes los

casos en los que el proveedor debe responsabilizarse del diseño e ingeniería de conjuntos completos y módulos que agrupan diferentes funciones.

Dado que actualmente resulta necesario ofrecer productos de mayor valor añadido, es prácticamente imprescindible adquirir, desarrollar y aplicar eficazmente tecnologías de apoyo a la función de diseño e ingeniería.

La simulación en la válvula de cheque se llevo acabo utilizando paquetes CAD - CAE como son SolidEdge12 , Ansys 8.1 y Ansys Workbench; los cuales nos dan una idea del comportamiento tanto estructural como del fluido que pasa a través de ella.

Creación del volumen:

El proceso para simular el fluido que atraviesa la válvula cheque (ver figura a) se inicia creando en SolidEdge 12 un volumen que representa la parte interna por donde fluye el aceite.(ver figurab)

Figura 60. Válvula Cheque

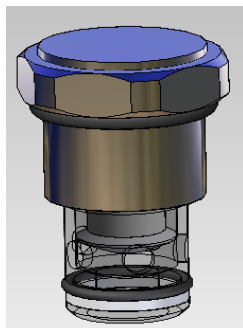
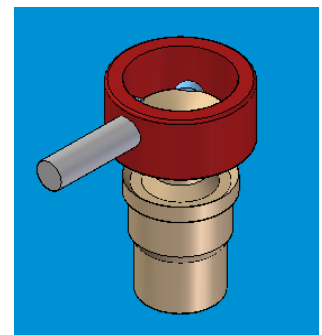


Figura 61. Cavidad interna válvula cheque



Este nuevo volumen se guarda en un archivo tipo parasolid, para importarlo posteriormente en el software Ansys 8.1, desde el cual procedemos a programar sus funciones con la opción Flotran 3D, la cual reconoce dicho volumen como un fluido y no como un sólido; para luego continuar con el proceso de enmallado.

Proceso de enmallado:

Para el proceso de enmallado se utilizó una malla de tipo tetraédrica de tamaño fino con 75524 nodos; esta malla de tipo tetraédrico se prefirió debido a que la superficie interna de la válvula, presenta muchas discontinuidades; razón por la cual se seleccionó el tipo de refinamiento fino, el cual nos puede acercar o dar una mejor idea de lo que sucede en los cambios bruscos de sección y por lo tanto presión y velocidades del fluido que se presentan internamente.

Figura 62. Enmallado de la cavidad interna de la válvula cheque



Definición de cargas en las condiciones de frontera:

Para definir las condiciones de frontera, es necesario partir de la suposición de que las velocidades de flujo  $V_x, V_y, V_z$  en todas las paredes del sólido con excepción de

la pared de entrada del flujo y la salida del flujo, son cero; esta supocisión hace que Ansys entienda cual es la entrada y cual la salida del fluido.

Es preciso acotar que antes de concretar las cargas, es necesario haber definir las propiedades del fluido como son la densidad y la viscosidad a la temperatura de trabajo.

$$\text{Densidad}=877 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Viscosidad}=0,039 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$$

Con el objeto de comparar como se comporta el flujo de aceite al interior de la válvula de cheque, se han seleccionado tres estados de operación con respecto a la variación de presión que se puede presentar:

1. Pin.= 68647 Pa , Pout.= 101325 Pa o P.atmosférica
2. Pin.= 4136854 Pa , Pout.= 101325 Pa o P.atmosférica
3. Pin.= 4136854 Pa, Pout.= 2757903 Pa

La velocidad de entrada se halla conociendo el galonaje que proporciona la bomba de descarga que son 15 GPM.

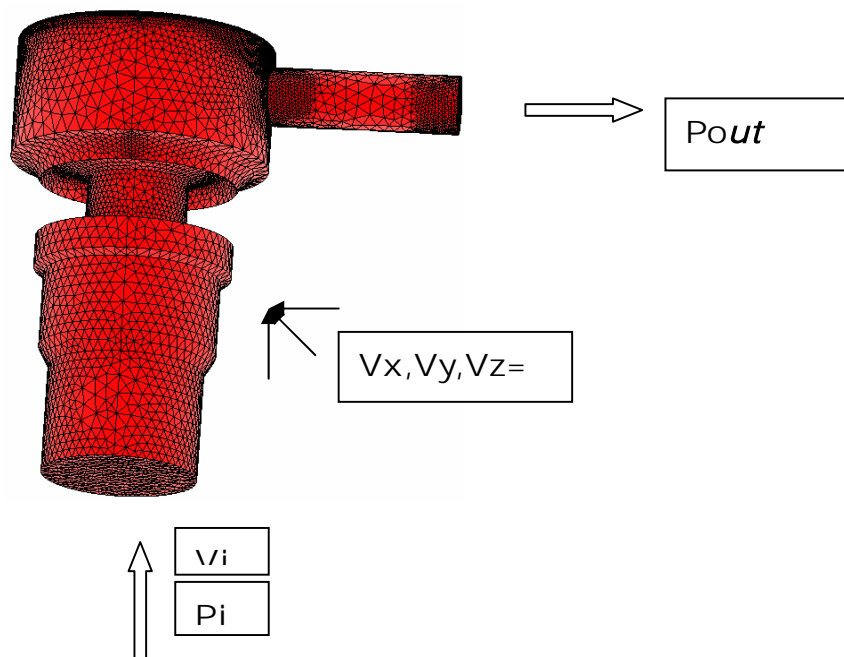
$$15 \text{ GPM} = 0,000833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Caudal}=\text{Velocidad}*\text{Area}$$

Donde Área representa el área del orificio de entrada del fluido.

$$Velocidad = \frac{0,000833 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi * (0,0125m)^2}{4}} = 6.77 \frac{m}{s}$$

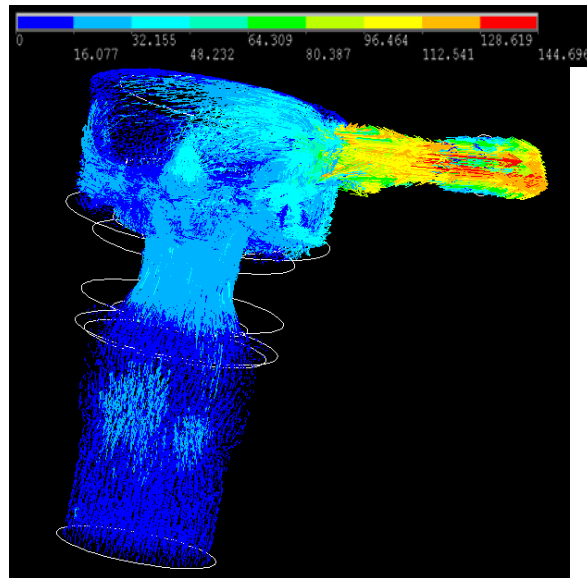
Figura 63. Condiciones de frontera de la cavidad interna



Solución:

Se ve en la figura tridimensional como se comportan las partículas del fluido en movimiento, y a grosso modo se puede observar que se presenta un flujo de tipo laminar a la entrada, un movimiento circunferencial que se muestra dentro de la cámara que rodea el orificio de salida; y un aumento en la velocidad del flujo a la salida, gracias a la disminución del diámetro debido a las características constructivas del bloque con respecto a la válvula cheque. También se afectaron una serie de cortes donde se pueden apreciar las pérdidas de presión que sufren internamente dicha válvula.

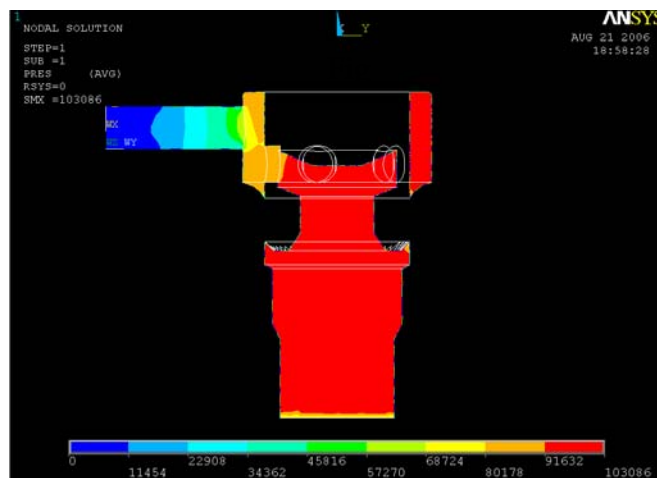
Figura 64. Comportamiento tridimensional del flujo dentro de la válvula cheque



Para observar más detalladamente el comportamiento de las velocidades de flujo y presión, se efectuó un corte transversal.

Análisis de presiones:

Figura 65. Estado 1



**ANEXO G.**

**PROPIEDADES ALAMBRES PARA RESORTE**

MATERIAL	$E \cdot 10^{-6}$ Kg/cm <sup>2</sup>	$G \cdot 10^{-6}$ Kg/cm <sup>2</sup>	ESFUERZO DE CALCULO SSD KG/CM <sup>2</sup>	Traccion Mínima Su Kg/cm <sup>2</sup> (no bobinado)	Max esfuerzo comprimido a cierre Ss (Sys aproximado)	Resistencia a la fatiga Son Kg/cm <sup>2</sup> (R=0)
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Numero columna ⇒						
Revenido en aceite ASTM A229	2.038	0.8085	0.324*Su	$12250/Dw^{0.19}$ [0.081<Dw<1.27]	0.6*Su Q=7350; x=0.19	$3625/Dw^{0.1}$ [0.10<Dw<0.38]
Estirado en frio ASTM A227	2.038	0.8085	0.2754*Su	$11750/Dw^{0.19}$ [0.07<Dw<1.587]	0.5*Su Q=5875; x=0.19	$2895/Dw^{0.34}$ [0.381<Dw<1.587]
Alambre cuerda piano ASTM A228	2.109	0.8437	0.324*Su	$15420/Dw^{0.19}$ [0.01<Dw<0.487]	0.5*Su Q=7710; x=0.154 [0.07<Dw<0.488] 13350 Kg/cm <sup>2</sup> max	$4060/Dw^{0.154}$ [0.045<Dw<0.457] 6468 Kg/cm <sup>2</sup> max
Acero al carbono VSQ(s); ASTM A230	2.109	0.8085	0.324*Su	$14040/Dw^{0.1}$ [0.236<Dw<0.635]	0.5*Su Q=7020; x=0.1 [0.236<Dw<0.635]	$3962/Dw^{0.15}$ [0.236<Dw<0.635]
Acero Cr-V VSQ(s) ASTM A232	2.109	0.8085	0.324*Su	$13790/Dw^{0.166}$ [0.081<Dw<1.109]	0.6*Su Q=8270; x=0.166	Lo mismo que para A230 [0.07<Dw<1.27]
Acero Cr-Si ASTM A401	2.038	0.8085	0.324*Su	$15690/Dw^{0.107}$ [0.081<Dw<0.952]	0.6*Su Q=9414; x=0.107	Lo mismo que para A230 [0.081<Dw<0.952]

**ANEXO H.**

**AJUSTES INTERNACIONALES NORMA ISA.**

**Ajustes Internacional I.S.A.**  
**AGUJERO UNICO**  
**DIFERENCIAS NOMINALES**

\* CIFRAS MARCADAS CON ASTERISCO NO PASA

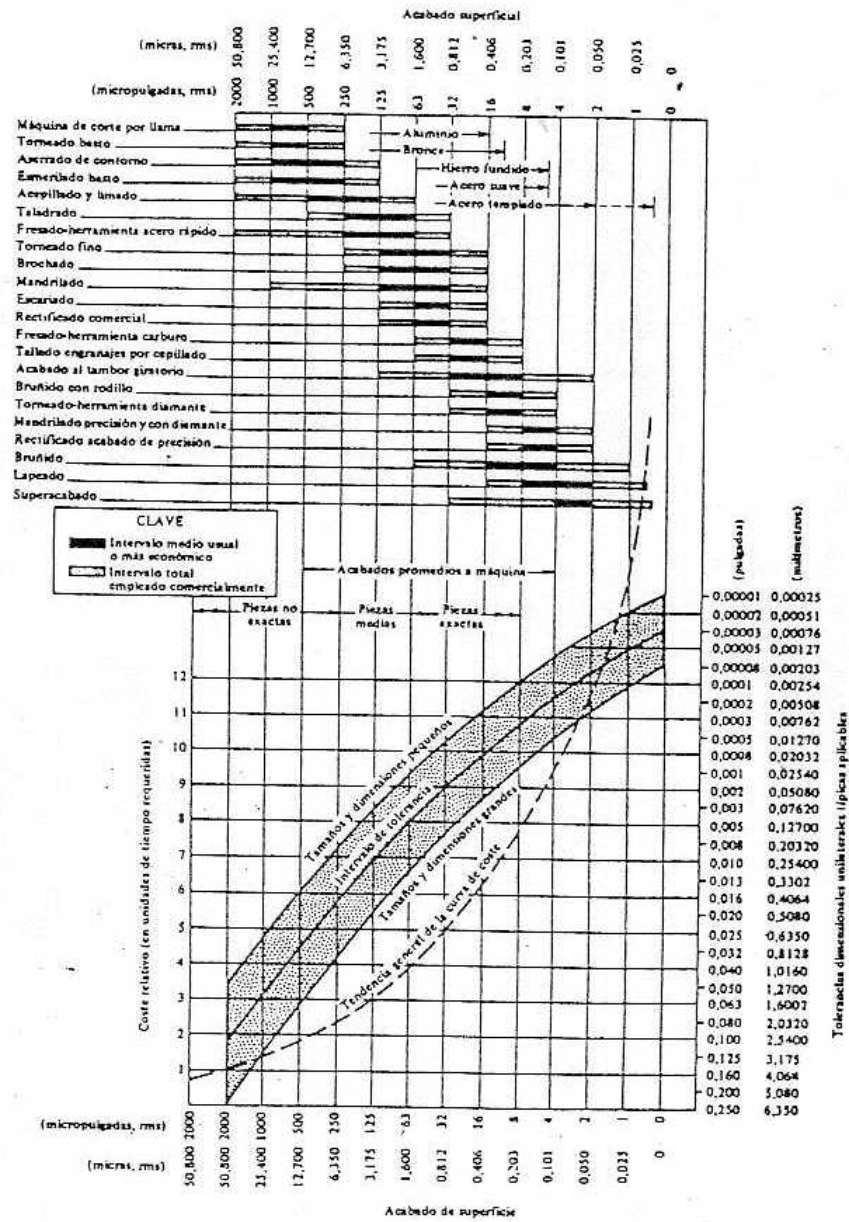
DIAMETROS NOMINALES mm.	AGUJERO H 8	EJES NO PASA P/SA				
		EJES NO PASA P/SA				
		h 8	h 9	f 8	e 9	d 10
1 a 3	+0.014* 0.000	0.000 -0.014*	0.000 -0.025*	-0.007 -0.021*	-0.014 -0.039*	-0.020 -0.060*
Más de 3 a 6	+0.018* 0.000	0.000 -0.018*	0.000 -0.030*	-0.010 -0.028*	-0.020 -0.050*	-0.030 -0.078*
Más de 6 a 10	+0.022* 0.000	0.000 -0.022*	0.000 -0.036*	-0.013 -0.035*	-0.025 -0.061*	-0.040 -0.098*
Más de 10 a 18	+0.027* 0.000	0.000 -0.027*	0.000 -0.043*	-0.016 -0.043*	-0.032 -0.075*	-0.050 -0.120*
Más de 18 a 30	+0.033* 0.000	0.000 -0.033*	0.000 -0.052*	-0.020 -0.053*	-0.040 -0.092*	-0.065 -0.149*
Más de 30 a 40	+0.039* 0.000	0.000 -0.039*	0.000 -0.062*	-0.025 -0.064*	-0.050 -0.112*	-0.080 -0.180*
Más de 40 a 50	+0.046* 0.000	0.000 -0.046*	0.000 -0.074*	-0.030 -0.076*	-0.060 -0.134*	-0.100 -0.220*
Más de 50 a 65	+0.054* 0.000	0.000 -0.054*	0.000 -0.087*	-0.036 -0.090*	-0.072 -0.159*	-0.120 -0.260*
Más de 65 a 80	+0.063* 0.000	0.000 -0.063*	0.000 -0.100*	-0.043 -0.106*	-0.085 -0.185*	-0.145 -0.305*
Más de 80 a 100	+0.072* 0.000	0.000 -0.072*	0.000 -0.115*	-0.050 -0.122*	-0.100 -0.215*	-0.170 -0.355*
Más de 100 a 120	+0.081* 0.000	0.000 -0.081*	0.000 -0.130*	-0.056 -0.137*	-0.110 -0.240*	-0.190 -0.400*
1 a 3	+0.009* 0.000	+0.032 +0.015*	+0.019* +0.012*	+0.013 +0.006*	+0.009* +0.002*	
Más de 3 a 6	+0.012* 0.000	+0.027 +0.019*	+0.023 +0.015*	+0.016 +0.008*	+0.012 +0.004*	
Más de 6 a 10	+0.015* 0.000	+0.032 +0.023*	+0.028 +0.019*	+0.019 +0.010*	+0.015 +0.006*	+0.010
Más de 10 a 18	+0.018* 0.000	+0.039 +0.028*	+0.034 +0.023*	+0.023 +0.012*	+0.018 +0.007*	+0.012
Más de 18 a 30	+0.021* 0.000	+0.048 +0.035*	+0.041 +0.028*	+0.028 +0.015*	+0.028 +0.008*	+0.015*
Más de 30 a 40	+0.025* 0.000	+0.059 +0.041*	+0.050 +0.034*	+0.033 +0.017*	+0.025 +0.009*	+0.018
Más de 40 a 50	+0.030* 0.000	+0.072 +0.052*	+0.060 +0.041*	+0.039 +0.020*	+0.030 +0.011*	+0.021
Más de 50 a 65	+0.035* 0.000	+0.093 +0.071*	+0.073 +0.051*	+0.045 +0.025*	+0.035 +0.013*	+0.025
Más de 65 a 80	+0.040* 0.000	+0.107 +0.079*	+0.076 +0.054*	+0.023* +0.013*	+0.023* +0.013*	+0.020*
Más de 80 a 100	+0.046* 0.000	+0.117 +0.092*	+0.088 +0.063*	+0.052 +0.030*	+0.040 +0.028*	+0.028
Más de 100 a 120	+0.052* 0.000	+0.125 +0.100*	+0.090 +0.065*	+0.062* +0.045*	+0.046* +0.031*	+0.033
Más de 120 a 140	+0.058* 0.000	+0.133 +0.108*	+0.091 +0.068*	+0.067* +0.045*	+0.051* +0.030*	+0.037
Más de 140 a 160	+0.064* 0.000	+0.141 +0.116*	+0.099 +0.074*	+0.074* +0.052*	+0.056* +0.035*	+0.041
Más de 160 a 180	+0.070* 0.000	+0.149 +0.124*	+0.107 +0.082*	+0.081* +0.059*	+0.061* +0.040*	+0.047
Más de 180 a 200	+0.076* 0.000	+0.157 +0.132*	+0.115 +0.090*	+0.089* +0.067*	+0.069* +0.048*	+0.053
Más de 200 a 225	+0.082* 0.000	+0.165 +0.140*	+0.123 +0.098*	+0.101* +0.079*	+0.081* +0.060*	+0.059
Más de 225 a 250	+0.088* 0.000	+0.173 +0.148*	+0.131 +0.106*	+0.109* +0.087*	+0.089* +0.068*	+0.065
Más de 250 a 280	+0.094* 0.000	+0.181 +0.156*	+0.139 +0.114*	+0.117* +0.095*	+0.097* +0.076*	+0.071
Más de 280 a 315	+0.100* 0.000	+0.189 +0.164*	+0.147 +0.122*	+0.125* +0.103*	+0.105* +0.084*	+0.077

**Ajustes Internacional I.S.A.**  
**AGUJERO UNICO**  
**DIFERENCIAS NOMINALES**

\* CIFRAS MARCADAS CON ASTERISCO NO PASA

DIAMETROS NOMINALES mm.	AGUJERO H 11	EJES NO PASA PAS				
		EJES NO PASA PAS				
		h 11	d 11	e 11	b 11	a 11
1 a 3	+0.040* 0.000	0.000 -0.060*	-0.020 -0.080*	-0.060 -0.120*	-0.140 -0.200*	-0.17*
Más de 3 a 6	+0.075* 0.000	0.000 -0.075*	-0.020 -0.075*	-0.070 -0.145*	-0.140 -0.215*	-0.17*
Más de 6 a 10	+0.090* 0.000	0.000 -0.090*	-0.045 -0.110*	-0.080 -0.150*	-0.150 -0.230*	-0.18*
Más de 10 a 18	+0.110* 0.000	0.000 -0.110*	-0.050 -0.130*	-0.095 -0.160*	-0.150 -0.240*	-0.19*
Más de 18 a 30	+0.130* 0.000	0.000 -0.130*	-0.065 -0.155*	-0.110 -0.190*	-0.160 -0.250*	-0.20*
Más de 30 a 40	+0.140* 0.000	0.000 -0.140*	-0.080 -0.160*	-0.120 -0.200*	-0.170 -0.260*	-0.21*
Más de 40 a 50	+0.150* 0.000	0.000 -0.150*	-0.090 -0.170*	-0.130 -0.210*	-0.180 -0.270*	-0.22*
Más de 50 a 65	+0.160* 0.000	0.000 -0.160*	-0.100 -0.180*	-0.140 -0.220*	-0.190 -0.280*	-0.23*
Más de 65 a 80	+0.170* 0.000	0.000 -0.170*	-0.110 -0.190*	-0.150 -0.230*	-0.200 -0.290*	-0.24*
Más de 80 a 100	+0.180* 0.000	0.000 -0.180*	-0.120 -0.200*	-0.160 -0.240*	-0.210 -0.300*	-0.25*
Más de 100 a 120	+0.190* 0.000	0.000 -0.190*	-0.130 -0.210*	-0.170 -0.250*	-0.220 -0.310*	-0.26*
Más de 120 a 140	+0.200* 0.000	0.000 -0.200*	-0.140 -0.220*	-0.180 -0.260*	-0.230 -0.320*	-0.27*
Más de 140 a 160	+0.210* 0.000	0.000 -0.210*	-0.150 -0.230*	-0.190 -0.270*	-0.240 -0.330*	-0.28*
Más de 160 a 180	+0.220* 0.000	0.000 -0.220*	-0.160 -0.240*	-0.200 -0.280*	-0.250 -0.340*	-0.29*
Más de 180 a 200	+0.230* 0.000	0.000 -0.230*	-0.170 -0.250*	-0.210 -0.290*	-0.260 -0.350*	-0.30*
Más de 200 a 225	+0.240* 0.000	0.000 -0.240*	-0.180 -0.260*	-0.220 -0.300*	-0.270 -0.360*	-0.31*
Más de 225 a 250	+0.250* 0.000	0.000 -0.250*	-0.190 -0.270*	-0.230 -0.310*	-0.280 -0.370*	-0.32*
Más de 250 a 280	+0.260* 0.000	0.000 -0.260*	-0.200 -0.280*	-0.240 -0.320*	-0.290 -0.380*	-0.33*
Más de 280 a 315	+0.270* 0.000	0.000 -0.270*	-0.210 -0.290*	-0.250 -0.330*	-0.300 -0.390*	-0.34*
1 a 3	+0.009* 0.000	+0.032 +0.015*	+0.019* +0.012*	+0.013 +0.006*	+0.009* +0.002*	
Más de 3 a 6	+0.012* 0.000	+0.027 +0.019*	+0.023 +0.015*	+0.016 +0.008*	+0.012 +0.004*	
Más de 6 a 10	+0.015* 0.000	+0.032 +0.023*	+0.028 +0.019*	+0.019 +0.010*	+0.015 +0.006*	+0.010
Más de 10 a 18	+0.018* 0.000	+0.039 +0.028*	+0.034 +0.023*	+0.023 +0.012*	+0.018 +0.007*	+0.012
Más de 18 a 30	+0.021* 0.000	+0.048 +0.035*	+0.041 +0.028*	+0.028 +0.015*	+0.028 +0.008*	+0.015*
Más de 30 a 40	+0.025* 0.000	+0.059 +0.041*	+0.050 +0.034*	+0.033 +0.017*	+0.025 +0.009*	+0.018
Más de 40 a 50	+0.030* 0.000	+0.072 +0.052*	+0.060 +0.041*	+0.039 +0.020*	+0.030 +0.011*	+0.021
Más de 50 a 65	+0.035* 0.000	+0.093 +0.071*	+0.073 +0.051*	+0.045 +0.025*	+0.035 +0.013*	+0.025
Más de 65 a 80	+0.040* 0.000	+0.107 +0.079*	+0.076 +0.054*	+0.023* +0.013*	+0.023* +0.013*	+0.020*
Más de 80 a 100	+0.046* 0.000	+0.117 +0.092*	+0.088 +0.063*	+0.052 +0.030*	+0.040 +0.028*	+0.028
Más de 100 a 120	+0.052* 0.000	+0.125 +0.100*	+0.090 +0.065*	+0.062* +0.045*	+0.046* +0.031*	+0.033
Más de 120 a 140	+0.058* 0.000	+0.133 +0.108*	+0.091 +0.068*	+0.067* +0.045*	+0.051* +0.030*	+0.037
Más de 140 a 160	+0.064* 0.000	+0.141 +0.116*	+0.099 +0.074*	+0.074* +0.052*	+0.056* +0.035*	+0.041
Más de 160 a 180	+0.070* 0.000	+0.149 +0.124*	+0.107 +0.082*	+0.081* +0.059*	+0.061* +0.040*	+0.047
Más de 180 a 200	+0.076* 0.000	+0.157 +0.132*	+0.115 +0.090*	+0.089* +0.067*	+0.069* +0.048*	+0.053
Más de 200 a 225	+0.082* 0.000	+0.165 +0.140*	+0.123 +0.098*	+0.101* +0.079*	+0.081* +0.060*	+0.059
Más de 225 a 250	+0.088* 0.000	+0.173 +0.148*	+0.131 +0.106*	+0.109* +0.087*	+0.089* +0.068*	+0.065
Más de 250 a 280	+0.094* 0.000	+0.181 +0.156*	+0.139 +0.114*	+0.117* +0.095*	+0.097* +0.076*	+0.071
Más de 280 a 315	+0.100* 0.000	+0.189 +0.164*	+0.147 +0.122*	+0.125* +0.103*	+0.105* +0.084*	+0.077

**ANEXO I.**  
**ACABADOS SUPERFICIALES**



Acabado superficial con relación al proceso y a la tolerancia. Las tolerancias señaladas en la parte inferior derecha son sólo indicativas y no deben ser utilizadas a no ser que se sepa que son aplicables al proceso de fabricación. Para una rugosidad de  $1,6 \mu$  ( $63 \mu$  pulg) la tolerancia puede ser de 0,254 a 0,025 mm (0,010 a 0,001 pulgadas) aproximadamente, dependiendo en parte de las dimensiones. Compruébese si estos valores pertenecen al intervalo correspondiente. (De R. W., *Production Processes*, Penton Pub. Co.)

**ANEXO J.**  
**PLANOS**

[CAD\Vistas del bloque manifold.dft](#)

[CAD\Detalles de alojamientos de las valvulas.dft](#)

[..\CAD\Explosion y seccion seguridad.dft](#)