

**SISTEMA HIDRÁULICO DE TIPO MODULAR APLICADO A UN
CIRCUITO REGENERATIVO. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN**

**SAULO ARTURO RICO MARTÍNEZ
ÁLVARO HADECHINI MESA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA, ABRIL 2008**

**SISTEMA HIDRÁULICO DE TIPO MODULAR APLICADO A UN
CIRCUITO REGENERATIVO. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN**

**SAULO ARTURO RICO MARTÍNEZ
ÁLVARO HADECHINI MESA**

Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Director
ABEL ANTONIO PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA, ABRIL 2008**

DEDICATORIA

A mis padres, Danith y Edgar por su comprensión y sabiduría.

A mis hermanas, Nubia, Mayra y Estefany por su alegría e infinita ternura.

A Diana, por su inmenso amor;

A mis abuelos, Alfonso y Ena siempre los llevaré presentes.

A mis tíos, Nelly, Alfonso, Ilce, Roger, Álvaro, Nancy, Gina quienes siempre esperan lo mejor de mí.

Sin todos ellos esta meta no habría sido posible.

Saulo Arturo Rico Martínez

A mis padres, Nacira, Cesar, Yáneth y Reinel por su paciencia y dedicación.

A mis hermanos, Cesar, Julio, Yuledis, Antonio, Jaidith, Elías, Candelario, Richard, Manuel, Reinel, Fabián, Moro, Marthica, Miguel y Robert A Emilse Vergara, Julio Rojas, que con su ayuda hicieron de este sueño una realidad.

A Jaime González por su apoyo y amistad

A Saulo por su valiosa amistad

Álvaro Hadechini Mesa

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

- Ing. Abel Antonio Parada Corrales, director del proyecto de grado y amigo, por su guía, respaldo, confianza y colaboración oportuna para la realización de este trabajo.
- A los señores: Willinton Lizcano, Arturo Sierra, José Joaquín Jaimes, Don Belisario, y todas las personas intervinieron durante la etapa de mecanizado y fabricación del manifold.
- A la Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por ser una excelente institución y brindarnos la mejor formación integral como Ingenieros Mecánicos.
- A todos nuestros amigos y aquellas personas que de una u otra forma colaboraron para la culminación del presente trabajo.

Saulo Arturo Rico Martínez.

Álvaro Hadechini Mesa.

TABLA DE CONTENIDO

| | Pág. |
|--|-------------|
| INTRODUCCIÓN | 16 |
| DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO | 18 |
| OBJETIVOS | 19 |
| OBJETIVOS GENERALES | 19 |
| OBJETIVOS ESPECIFICOS | 19 |
| 1. MECÁNICA DE FLUIDOS HIDRÁULICOS | 21 |
| 1.1. DESCRIPCIÓN DEL MOVIMIENTO DE FLUIDOS | 21 |
| 1.2. CLASIFICACIÓN DE LOS FLUJOS DE FLUIDOS | 22 |
| 1.2.1. Flujos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales | 22 |
| 1.2.2. Flujo de fluidos viscosos | 24 |
| 1.2.3. Flujos laminares y turbulentos | 25 |
| 1.3. FLUJOS INTERNOS | 27 |
| 1.4. FLUJO DE ENTRADA Y FLUJO DESARROLLADO | 28 |
| 1.5. FLUJO LAMINAR EN TUBERÍAS | 29 |
| 1.6. CANTIDAD DE FLUJO EN TUBERIAS | 31 |
| 1.7. FLUJO TURBULENTO EN TUBERÍAS | 33 |
| 1.8. PÉRDIDAS EN FLUJOS DESARROLLADOS EN TUBERÍAS | 35 |
| 1.9. PÉRDIDAS MENORES EN FLUJOR POR TUBERÍAS | 37 |
| | |
| 2. REGENERACIÓN EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS Y SISTEMAS HIDRÁULICOS MODULARES | 39 |
| 2.1. REGENERACIÓN EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS | 39 |

| | |
|---|----|
| 2.2. FUERZA DE EMPUJE DEL CILINDRO EN REGENERACIÓN | 40 |
| 2.3. VELOCIDAD DE AVANCE DEL CILINDRO EN REGENERACIÓN | 41 |
| 2.4. EL DISEÑO MODULAR EN EL DESARROLLO DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS MODULARES | 43 |
| 2.4.1. El Diseño Modular de Sistemas Hidráulicos | 43 |
| 2.4.2. Modularidad Funcional y Modularidad Constructiva de Sistemas Hidráulicos | 44 |
| | |
| 3. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO MODULAR APLICADO A UN CIRCUITO HIDRAULICO REGENERATIVO | 46 |
| 3.1. CARACTERIZACION DEL PROCESO DE DISEÑO | 46 |
| 3.1.1. Estudio y análisis de la disposición esquemática de los elementos del circuito hidráulico | 47 |
| 3.1.2. Funcionamiento esquemático del circuito hidráulico con opción de regeneración | 48 |
| 3.1.2.1. Arranque en venteo del circuito hidráulico | 49 |
| 3.1.2.2. Avance del vástago con circuito en regeneración | 50 |
| 3.1.2.3. Avance del vástago con circuito convencional | 51 |
| 3.1.2.4. Retroceso del vástago con circuito convencional | 52 |
| 3.2. CALCULOS PRELIMINARES PARA EL SISTEMA HIDRÁULICO TIPO MODULAR APLICADO A UN CIRCUITO REGENERATIVO | 53 |
| 3.2.1. Calculo de caudales a través del circuito hidráulico regenerativo | 56 |
| 3.3. SELECCIÓN DE VÁLVULAS Y ACCESORIOS COMERCIALES DEL CIRCUITO HIDRAULICO | 57 |
| 3.3.1. Selección de la válvula direccional 4/3 centro cerrado | 58 |
| 3.3.2. Selección de la válvula de seguridad con opción de venteo tipo cartucho | 61 |
| 3.3.3. Selección de la válvula direccional de 2 vías, 2 posiciones, normalmente cerrada, tipo cartucho | 63 |
| 3.3.4. Selección de la válvula de cheque, tipo cartucho | 65 |

| | |
|---|----|
| 3.4. DIGITALIZACIÓN PRELIMINAR DEL SISTEMA HIDRÁULICO MODULAR | 68 |
| 3.4.1. Digitalización de las válvulas del sistema hidráulico modular en SolidWorks | 68 |
| 3.4.2. Esquema preliminar de conexiones del manifold | 71 |
| 3.4.2. Digitalización del manifold del sistema hidráulico tipo modular en SolidWorks | 73 |
| 3.4.3. Digitalización del manifold del sistema hidráulico tipo modular en SolidWorks | 71 |
| 3.4.4. Digitalización del ensamble preliminar del sistema hidráulico tipo modular en SolidWorks | 74 |
| 3.5. CALCULO DE PERDIDAS DEL SISTEMA HIDRAULICO TIPO MODULAR | 75 |
| 3.5.1. Calculo de perdidas hidráulicas a través de líneas para el circuito regenerativo | 75 |
| 3.5.1.1. Tramo 0-1: Entrada presión manifold – punto de regeneración | 76 |
| 3.5.1.2. Tramo 1-2: Punto de regeneración – salida manifold puerto “A” | 78 |
| 3.5.1.3. Tramo 3-4: Salida manifold puerto “B” – entrada válvula de cheque | 82 |
| 3.5.1.4. Tramo 5-1: Salida válvula de cheque – Punto de regeneración | 85 |
| 3.5.2. Calculo de perdidas hidráulicas a través de las válvulas del sistema hidráulico modular, “para el circuito regenerativo” | 88 |
| 3.5.2.1. Cálculo de pérdidas a través de la válvula direccional 4/3 | 89 |
| 3.5.2.2. Cálculo de pérdidas a través de la válvula de cheque | 90 |
| 3.6. ANALISIS DEL MANIFOLD MEDIANTE LA APLICACIÓN DE ELEMENTOS FINITOS | 92 |
| 3.7. FABRICACION DEL MANIFOLD | 95 |
| 3.8. MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO REGENERATIVO | 96 |
| 3.9. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO MODULAR | 97 |
| 3.9.1. Prueba Hidrostática del sistema hidráulico modular | 98 |

| | |
|---|-----|
| 3.9.2. Prueba de venteo del sistema hidráulico modular | 100 |
| 3.9.3. Prueba de avance del vástago con circuito hidráulico convencional | 101 |
| 3.9.4. Prueba de retroceso del vástago con circuito hidráulico convencional | 103 |
| 3.9.5. Prueba de avance del vástago en regeneración | 105 |
| | |
| CONCLUSIONES | 112 |
| | |
| RECOMENDACIONES | 113 |
| | |
| BIBLIOGRAFÍA | 114 |
| | |
| ANEXOS | 115 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|--|-------------|
| Figura 1. 1. Flujo plano, de punto de estancamiento | 23 |
| Figura 1. 2. Flujo unidimensional en una tubería | 23 |
| Figura 1. 3. Perfiles de velocidad uniformes | 24 |
| Figura 1. 4. La velocidad en función del tiempo en un flujo laminar; (a) flujo inestable; (b) flujo estable | 25 |
| Figura 1.5. La velocidad en función del tiempo en un flujo turbulento; (a) flujo inestable; (b) flujo estable | 26 |
| Figura 1.6. Flujo de entrada laminar en una tubería | 28 |
| Figura 1.7. Desarrollo del perfil de velocidad en un flujo turbulento en tuberías | 28 |
| Figura 1.8. Flujo desarrollado en una tubería | 29 |
| Figura 1.9. Componentes de velocidad en flujo turbulento en una tubería: (a) componente x de la velocidad; (b) componente r de la velocidad; (c) componente θ de la velocidad | 33 |
| Figura 2.1. Ejemplos de circuitos hidráulicos regenerativos | 39 |
| Figura 2.2. Circuito hidráulico regenerativo completo | 40 |
| Figura 3.1. Diagrama esquemático Circuito Hidráulico a Diseñar | 48 |
| Figura 3.2. Diagrama esquemático del circuito hidráulico en venteo | 49 |
| Figura 3.3. Diagrama esquemático del circuito hidráulico en regeneración | 50 |
| Figura 3.4. Diagrama esquemático de avance del vástago en circuito convencional | 52 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.5. Diagrama esquemático de retroceso del vástago en circuito convencional | 53 |
| Figura 3.6. Curva de desempeño de la bomba del sistema hidráulico modular | 54 |
| Figura 3.7. Diagrama esquemático del circuito hidráulico regenerativo. Caudal de bomba, caudal de entrada y de salida del cilindro | 56 |
| Figura 3.8. Curvas Q vs ΔP válvula direccional 4/3 | 60 |
| Figura 3.9. Código de selección de la válvula direccional 4/3 del fabricante ATOS | 60 |
| Figura 3.10. Curvas Q vs ΔP válvula de seguridad | 62 |
| Figura 3.11. Código de selección de la válvula de seguridad | 62 |
| Figura 3.12. Curvas Q vs ΔP válvula direccional 2/2 | 64 |
| Figura 3.13. Código de selección de la válvula direccional de 2 vías, 2 posiciones, normalmente cerrada de tipo cartucho | 64 |
| Figura 3.14. Curvas Q vs ΔP válvula de cheque tipo cartucho | 66 |
| Figura 3.15. Código de selección de la válvula de cheque tipo cartucho | 67 |
| Figura 3.16. Válvula direccional de 4 vías 3 posiciones (digitalizada) | 69 |
| Figura 3.17. Válvula de seguridad tipo cartucho Command Controls (digitalización) | 69 |
| Figura 3.18. Válvula direccional 2 vías 2 posiciones normalmente cerrada tipo cartucho (digitalización) | 70 |
| Figura 3.19. Válvula de cheque tipo cartucho (digitalización) | 70 |
| Figura 3.20. Esquema preliminar de conexiones en el manifold | 71 |
| Figura 3.21. Conductos manifold sistema hidráulico tipo modular (digitalización) | 73 |
| Figura 3.22. Conductos manifold sistema hidráulico tipo modular (digitalización) visualización puertos "A" y "B" | 73 |
| Figura 3.23. Ensamble preliminar sistema hidráulico tipo modular | 74 |
| Figura 3.24. Tramos de línea para cálculo de pérdidas hidráulicas en | 75 |

circuito regenerativo

| | |
|---|----|
| Figura 3.25. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 0-1 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas | 76 |
| Figura 3.26. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 1-2 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas | 78 |
| Figura 3.27. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 3-4 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas | 82 |
| Figura 3.28. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 5-1 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas | 84 |
| Figura 3.29. Diagrama esquemático circuito regenerativo. Ubicación válvulas direccional 4/3 y cheque | 88 |
| Figura 3.30. Curvas Q vs ΔP válvula direccional 4/3 | 89 |
| Figura 3.31. Curvas Q vs ΔP válvula de cheque | 90 |
| Figura 3.32. Análisis de esfuerzos estáticos en el manifold (SolidWorks) | 92 |
| Figura 3.33. Análisis por elementos finitos del flujo a través del manifold (ANSYS) | 93 |
| Figura 3.34. Bloque de manifold para sistema hidráulico modular. | 94 |
| Figura 3.35. Ensamble de cilindro hidráulico, y sistema hidráulico modular | 95 |
| Figura 3.36. Disposición final válvulas de sistema hidráulico modular | 95 |
| Figura 3.37. Cilindro del sistema hidráulico modular | 96 |
| Figura 3.38. Tablero de control del sistema hidráulico modular | 96 |
| Figura 3.39. (a) Disposición de los manómetros en el circuito hidráulico modular | 98 |
| 3.39. (b) Diagrama hidráulico de disposición de los manómetros en el circuito hidráulico modular | 98 |
| Figura 3.40. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de venteo | 99 |
| Figura 3.41. (a) Manómetro de registro de presión de bomba "M1"; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración "M2"; de durante prueba de venteo | 99 |

| | |
|--|-----|
| Figura 3.42. (c) Manómetro de registro de presión puerto “A” M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto “B” M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de venteo | 100 |
| Figura 3.43. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de avance del vástago con circuito convencional. | 101 |
| Figura 3.44. (a) Manómetro de registro de presión de bomba “M1”; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración “M2”; durante prueba de avance del vástago con circuito convencional. | 101 |
| Figura 3.45. (c) Manómetro de registro de presión puerto “A” M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto “B” M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de avance del vástago con circuito convencional. | 102 |
| Figura 3.46. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de retroceso del vástago con circuito convencional. | 103 |
| Figura 3.47. (a) Manómetro de registro de presión de bomba “M1”; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración “M2”; durante prueba de retroceso del vástago con circuito convencional. | 103 |
| Figura 3.48. (c) Manómetro de registro de presión puerto “A” M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto “B” M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de retroceso del vástago con circuito convencional. | 104 |
| Figura 3.49. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de avance del vástago en regeneración. | 105 |
| Figura 3.50. (a) Manómetro de registro de presión de bomba “M1”; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración “M2”; durante prueba de avance del vástago en regeneración. | 105 |
| Figura 3.51. (c) Manómetro de registro de presión puerto “A” M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto “B” M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de avance del vástago en regeneración. | 106 |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|--|-------------|
| Tabla 1.1. Valores de la rugosidad “e” para algunos materiales de ingeniería | 34 |
| Tabla 1.2. Categorías de problemas para flujo turbulento desarrollado en una tubería de longitud L | 36 |
| Tabla 1.3. Coeficientes de pérdida K nominales (flujo turbulento) | 38 |
| Tabla 3.1. Principales requerimientos para el desarrollo del sistema hidráulico modular aplicado a un circuito hidráulico regenerativo | 47 |
| Tabla 3.2. Válvulas del circuito modular y flujo a través de estas. | 57 |
| Tabla 3.3. Listado general de válvulas para sistema hidráulico tipo modular aplicado a un circuito regenerativo. | 59 |
| Tabla 3.4. Tiempos de salida del vástago en circuito convencional | 67 |
| Tabla 3.5. Tiempos de salida del vástago en circuito Regenerativo | 106 |
| Tabla 3.6. Tiempos de salida del vástago en circuito convencional | 108 |
| Tabla 3.7, Tiempos de salida del vástago en circuito Regenerativo | 109 |

LISTA DE ANEXOS

| | Pág. |
|---|-------------|
| ANEXO A. Diagrama De Moody | 113 |
| ANEXO B. ESPEFICIACIONES TÉCNICAS DE LAS VÁLVULAS DIRECCIONALES “ATOS” | 114 |
| ANEXO C. ESPEFICIACIONES TÉCNICAS DE LAS VÁLVULAS “COMMAND CONTROLS” | 119 |

TÍTULO: SISTEMA HIDRÁULICO TIPO MODULAR APLICADO A UN CIRCUITO REGENERATIVO. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN *

**AUTORES: SAULO ARTURO RICO MARTÍNEZ.
ÁLVARO HADECHINI MEZA. ****

PALABRAS CLAVES: Sistemas Hidráulicos Modulares, Circuitos Hidráulicos Regenerativos, Perdidas Hidráulicas, Simulación, Potencia Fluida.

RESUMEN

El objetivo de este proyecto de grado, busca implementar en el Laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos (Potencia Fluida), de la escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS, los conceptos de Sistemas Modulares y Circuitos Hidráulicos Regenerativos. Estos circuitos hidráulicos regenerativos aumenta la velocidad de salida del vástago de un cilindro hidráulico sin necesidad de aumentar el tamaño de la bomba, perdiendo capacidad de carga durante esta operación. Pero los circuitos hidráulicos regenerativos actualmente solo se estudian en teoría y no se llevan a la práctica en el laboratorio, debido a que requiere de muchos accesorios, los cuales inducen tantas pérdidas sorbe el circuito que hacen difícil lograr que un cilindro hidráulico opere en regeneración. Una buena forma de hacerlo es realizando el Diseño y Construcción de un Sistema Tipo Modular Aplicado a un Circuito Hidráulico Regenerativo, el cual puede también trabajar como un circuito hidráulico convencional. Los sistemas hidráulicos modulares, permiten optimizar circuitos hidráulicos espaciosos y complejos, en circuitos mucho más sencillos, didácticos, pues se reduce el uso de mangueras y acoples rápidos, al ensamblar las diferentes válvulas del circuito hidráulico sobre un bloque ó manifold, aumentando la estanqueidad hidráulica y los tiempos de respuesta del circuito; y reduciendo en gran medida el espacio ocupado, las perdidas hidráulicas y la periodicidad de los mantenimientos. Por todas estas razones, los sistemas hidráulicos modulares, son los más utilizados en la industria.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico mecánicas, Programa de ingeniería Mecánica, Ing. Abel Antonio Parada Corrales

TITLE: SISTEMA HIDRÁULICO TIPO MODULAR APLICADO A UN CIRCUITO REGENERATIVO. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN *

**AUTHORS: SAULO ARTURO RICO MARTÍNEZ.
ÁLVARO HADECHINI MEZA. ****

KEY WORDS: Hydraulic Modular Systems, Regenerative Hydraulic Circuits, Lost Hydraulic, Simulation, Fluid Power.

SUMMARY

The objective of this project of degree looks for to implement in the Laboratory of Oleopneumatic Systems (Fluid Power), of the school of Mechanical Engineering of the UIS, the concepts of Modular Systems and Regenerative Hydraulic Circuits. These regenerative hydraulic circuits increase the speed of exit of the piston rod of a hydraulic cylinder with no need to increase to the size of the pump, losing lifting capacity during this operation. But the regenerative hydraulic circuits at the moment single study in theory and they do not take to the practice in the laboratory, because it requires of many accessories, which induce so many losses sucks the circuit that do difficult to obtain that a hydraulic cylinder operates in regeneration. A good form to do is making it Design and Construction of a System Modular Type Applied to a Regenerative Hydraulic Circuit, which can also work like a conventional hydraulic circuit. The modular hydraulic systems, allow to optimize extensive and complex hydraulic circuits, in simple circuits, much more didactic, because it is reduced the hose use and you connect expresses, when assembling the different valves from the hydraulic circuit on a block or manifold, increasing to the hydraulic water tightness and the response times of the circuit; and reducing to a great extent the occupied space, lost hydraulic and the regularity of the maintenances. For all these reasons, the modular hydraulic systems are used in the industry.

* Grade Project.

** Physical-mechanical Engineers Faculty, Mechanical Engineer Program, Eng. Abel Antonio Parada Corrales.

INTRODUCCIÓN

La potencia fluida es una excelente alternativa para la transmisión de potencia y control de movimientos. Los sistemas oleoneumáticos y oleohidráulicos son actualmente de gran utilidad en la industria, debido a que la utilización de un fluido a presión es uno de los medios más versátiles conocidos hoy en día para controlar movimientos y transmitir potencia. Son tan rígidos como el acero y al mismo tiempo infinitamente flexibles; de ahí se basa su magnífica capacidad para la aplicación de grandes cargas, y a la seguridad con las que estos sistemas realizan una gran cantidad de operaciones automatizadas.

Del mismo modo en que la velocidad de los ciclos de innovación aumenta constantemente, también se modifican las exigencias a los contenidos de la formación y del perfeccionamiento técnico. Los profesionales de la ingeniería, en especial los ingenieros mecánicos requieren una referencia a la práctica aún más concreta, una orientación más intensa en las tareas de la vida profesional cotidiana: Puestas en marcha eficientes, ejecuciones de procesos sin obstáculos y una mayor rapidez en la eliminación de fallas. Los sistemas hidráulicos de tipo modular listos para el servicio, garantizan una concentración en la transmisión de conocimientos efectiva, interesante y clara en el nivel actual de la técnica.

Los circuitos hidráulicos regenerativos se utilizan para aprovechar el caudal de la bomba cuando el actuador no está aplicando carga, y permitir que este realice un acercamiento rápido para realizar un trabajo o aplicar una carga específica.

En este proyecto de grado se presenta el proceso de diseño y construcción realizado para fabricar un sistema hidráulico convencional, tipo modular, con opción de pasar a un sistema hidráulico regenerativo; escogiéndose esta aplicación de la regeneración, por ser únicamente apreciable si el sistema hidráulico es diseñado para trabajar con pérdidas hidráulicas muy bajas, siendo este el tema (de las pérdidas) en el cual haremos más énfasis, por ser el punto crítico, que le da el valor agregado a este ejercicio de ingeniería. Además se continúa con la línea de investigaciones llevadas a cabo en la Escuela de Ingeniería Mecánica en el área de control de sistemas de potencia fluida.

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

En el campo de la potencia fluida es importante obtener algunas ventajas para el funcionamiento de las instalaciones hidráulicas en términos de eficiencia, espacio ocupado y de posibles fugas debido al uso de mangueras y tuberías para la interconexión de sus válvulas y accesorios.

Este proyecto de grado busca implementar en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos (Potencia Fluida) los conceptos de Sistemas Modulares y Circuitos Hidráulicos Regenerativos, ya que hoy en día estos conceptos solo se estudian en teoría y no se llevan a la práctica en el laboratorio, por que se requiere de muchas mangueras las cuales con acoples rápidos inducen tantas pérdidas que hacen difícil lograr esta aplicación. La mejor forma de hacerlo es con el Diseño y Construcción de un Sistema Tipo Modular Aplicado a un Sistema Regenerativo.

OBJETIVOS

OBJETIVOS GENERALES.

- Diseñar, construir y poner en marcha de un “sistema de tipo modular con manifold completo”, aplicado a un circuito hidráulico regenerativo.
- Continuar con el proceso de aplicación de las tecnologías en el área de potencia fluida que se viene desarrollando a través de proyectos de grado y proyectos de investigación en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- Diseñar y construir el “manifold” en Aluminio Prensado, para la conexión de tipo modular, con las válvulas y accesorios requeridos para el funcionamiento del circuito hidráulico regenerativo, los cuales se relacionan a continuación:
 - 1 válvula direccional de 4 vías, 3 posiciones, de 25 GPM operada por solenoide, centrada por resorte; para dar sentido al movimiento del cilindro hidráulico.

- 1 válvula direccional tipo cartucho de 2 vías, 2 posiciones normalmente cerrada, de 5 GPM, operada por solenoide; que permite que el circuito hidráulico opere con y sin regeneración.
 - 1 válvula de seguridad tipo cartucho venteable con solenoide incorporado, que permita al circuito una presión máximo de 2500 PSI.
 - 1 válvula de cheque tipo cartucho.
- Diseñar el circuito hidráulico con opción de paso a regenerativo, que opere en un rango de presiones entre 700 y 1800 PSI y un caudal de 6,5 GPM.
 - Utilizar el software ANSYS y/o SolidWorks para realizar el análisis de los esfuerzos estáticos a los que se verá sometido el manifold.
 - Garantizar por medio de la aplicación del software ANSYS y/o SolidWorks, que las pérdidas internas en el manifold sean las mínimas para que se realice la regeneración en el circuito hidráulico.
 - Realizar el montaje del circuito hidráulico en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos.
 - Diseñar, seleccionar y montar los controles eléctricos para la operación del circuito hidráulico.
 - Realizar las siguientes pruebas de operación del circuito hidráulico.
 - Mostrar un aumento de velocidad de salida del vástago del vástago del cilindro hidráulico a $[\beta/(\beta-1)]$ donde $\beta = \frac{A_p}{A_{AN}} = \frac{\text{Área}_{\text{piston}}}{\text{Área}_{\text{anular}}}$.
 - Realizar pruebas de estanqueidad del circuito hidráulico a 1.5 veces la presión de operación, es decir a una presión máxima de 2500 PSI.
 - Comprobar el funcionamiento del circuito hidráulico, con y sin regeneración.

1. MECANICA DE FLUIDOS

Comenzamos este capítulo, con una breve descripción acerca del movimiento de los fluidos, presentando algunos enfoques generales importantes que utilizaremos para analizar los problemas de mecánica de fluidos, que abarcan el desarrollo de este trabajo de grado.

1.1. DESCRIPCIÓN DEL MOVIMIENTO DE FLUIDOS

Para poder facilitar el análisis de problemas complejos de flujo de fluidos, es necesario visualizar los patrones de flujo de forma tal que ayuden a desarrollar una mejor comprensión y formulación de problemas matemáticos útiles que permiten describir un flujo de fluido.

En la descripción de un campo de flujo, es conveniente pensar en partículas individuales de masa pequeña que ocupan un volumen pequeño ΔVol que se mueve con el flujo.

El estudio de el movimiento individual de estas partículas, en función del tiempo, presenta su posición, la velocidad y aceleración denotada por $s(t)$, $V(t)$ y $a(t)$, (descripción **lagrangiana** del movimiento). La aplicación de este tipo de descripción para el flujo de fluidos se hace muy tediosa debido a la gran cantidad de partículas que pueden conformar un flujo de fluido.

Por tanto es necesario optar por otro tipo de descripción. Una alternativa es tomar un punto en el espacio y estudiar las partículas que pasan por el punto, observando la razón de cambio de la velocidad de las partículas al pasar por el punto, es decir, $\frac{\delta V}{\delta x}$, $\frac{\delta V}{\delta y}$ y $\frac{\delta V}{\delta z}$, y determinar si la velocidad cambia con el tiempo en ese punto, o $\frac{\delta V}{\delta t}$, (descripción **euleriana** del movimiento), donde las propiedades del flujo de fluido son función del espacio y del tiempo, que en forma cartesiana se expresa la velocidad de flujo como $\vec{V} = V(x, y, z, t)$.

Si las cantidades de interés no dependen del tiempo, es decir, $\vec{V} = V(x, y, z)$, se dice que se tiene un **flujo estable o estacionario**.

1.2. CLASIFICACION DE LOS FLUJOS DE FLUIDOS

De las variadas Clasificaciones de los Fluidos Hidráulico, (según la mecánica de fluidos), según esta materia, los fluidos hidráulicos también se pueden clasificar según la dimensión del flujo, los cuales pueden ser: "Unidimensional, Bidimensional y Tridimensional".

1.2.1. Flujos unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales

En la descripción euleriana del movimiento el vector velocidad, en general, depende de cuatro variables así, tres coordenadas espaciales (x, y, z) ; y de la variable tiempo (t) ; es decir $\vec{V} = V(x, y, z, t)$. Este es un **flujo tridimensional**; incluso si se supone que el flujo es estable (su comportamiento no depende del tiempo), es decir $\vec{V} = V(x, y, z)$.

En la mayoría de las aplicaciones de ingeniería, es aproximar los flujos en 3D a flujos bidimensional. En general, un **flujo bidimensional** es un flujo en el que el vector velocidad solo depende de 2 coordenadas espaciales; es decir $\vec{V} = V(x, y)$. En la figura 1.1 se muestra un flujo de estos en particular. Este flujo es normal a la superficie plana; el fluido se frena y finalmente se detiene en el **punto de estancamiento**. Las dos componentes de la velocidad u y v dependen solo de x y y ; es decir que $u = u(x, y)$, y $v = v(x, y)$ en un flujo plano.

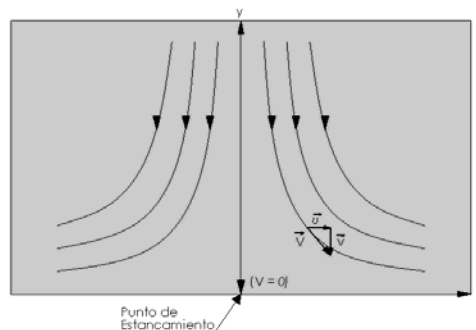


Figura 1. 1. Flujo plano, de punto de estancamiento.

Un **flujo unidimensional** es un flujo en el que el vector velocidad solo depende de una sola variable espacial. “Tales flujos se dan en tuberías largas y rectas”, como se muestra en la figura 1.2. La velocidad en la tubería solo varía con r ; $u = u(r)$. Incluso si el flujo es inestable de modo que $u = u(r, t)$; como sería la situación durante el arranque de un circuito hidráulico, el flujo es 1D.

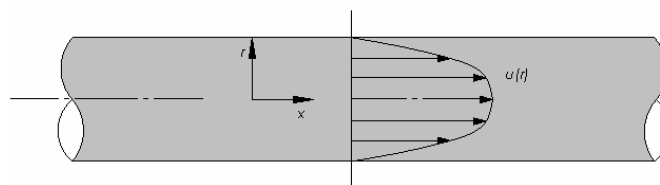


Figura 1. 2. Flujo unidimensional en una tubería.

El flujo que se muestra en la figura 1.2 también puede llamarse **flujo desarrollado**; es decir que el perfil de velocidad no varía con respecto a la coordenada espacial en la dirección del flujo. Esto exige que la región de interés este a una distancia apreciable de una entrada o de un cambio repentino en la geometría.

En muchos de los problemas en la ingeniería de la mecánica de fluidos, un campo de flujo se puede simplificar a un **flujo uniforme** la velocidad, y otras propiedades del fluido son constantes en toda el área de sección, lo cual ocurre con frecuencia. Ejemplos de tales flujos son uno a velocidad relativamente alta en una sección de tubería, y un flujo en una corriente. La velocidad media podría cambiar de una sección a otra; las condiciones de flujo solo dependen de la variable espacial en la dirección de flujo. La representación esquemática de la velocidad se muestra en la figura 1.3. En el caso de conductos largos, sin embargo podría ser necesario considerar la variación hidrostática en la presión de flujo.

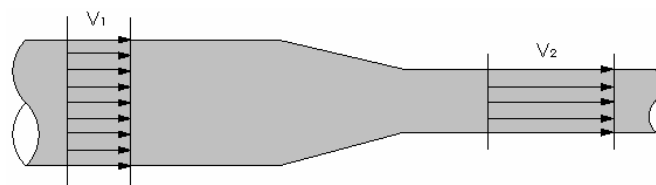


Figura1. 3. Perfiles de velocidad uniformes.

1.2.2. Flujo de fluidos viscosos

La viscosidad es una propiedad de los fluidos la cual nos permite realizar una clasificación general de estos, y al mismo tiempo, clasificar el flujo de estos fluidos en flujos viscosos y no viscosos. Siendo los flujos de fluidos viscosos los que nos conciernen para el desarrollo de este proyecto de grado, serán estos los que puntualizaremos.

En un **flujo viscoso**, los efectos de esta propiedad son importantes y no pueden despreciarse.

Los flujos viscosos incluyen una amplia clase de flujos internos, como los flujos en tuberías, entre otros. En tales flujos los efectos viscosos causan pérdidas sustanciales de presión, y explican la cantidad de energía que hay que suministrar a un circuito hidráulico, para transportar el fluido de trabajo (aceite) por la tubería. La condición de no deslizamiento que da pie a una velocidad cero en la pared, y los esfuerzos cortantes resultantes, generan directamente las pérdidas.

1.2.3. Flujos laminares y turbulentos

Los flujos viscosos se pueden clasificar como laminares y turbulentos. En un **flujo laminar** el fluido se mueve sin que haga una mezcla satisfactoria de partículas de fluido vecinas. Los esfuerzos cortantes viscosos siempre afectan los flujos laminares. El flujo puede depender considerablemente del tiempo, como se puede ver en la figura 1.4 a, o puede ser estable como se muestra en la figura 1.4 b.

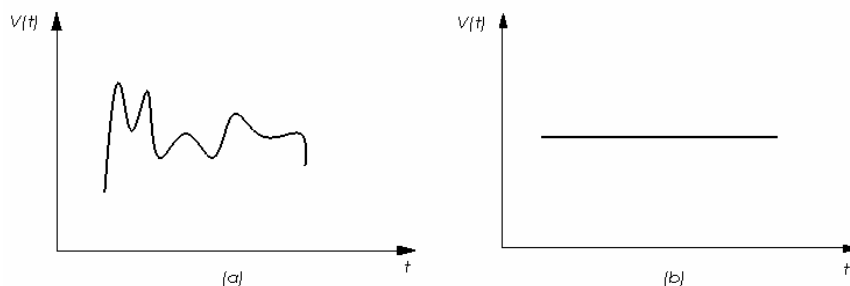


Figura 1. 4. La velocidad en función del tiempo en un flujo laminar; (a) flujo inestable; (b) flujo estable.

En un **flujo turbulento** los movimientos del fluido varían de forma irregular, de modo que las cantidades como la velocidad y la presión exhiben variaciones

aleatorias con las coordenadas de espacio y con el tiempo. Las cantidades físicas a menudo se describen mediante promedios estadísticos. En este sentido se puede definir un **flujo turbulento estable** como un flujo en el que las cantidades físicas promediadas en el tiempo no varían con este. En la figura 1.5 se muestra el comportamiento de la velocidad instantánea en un flujo turbulento inestable y en uno estable.

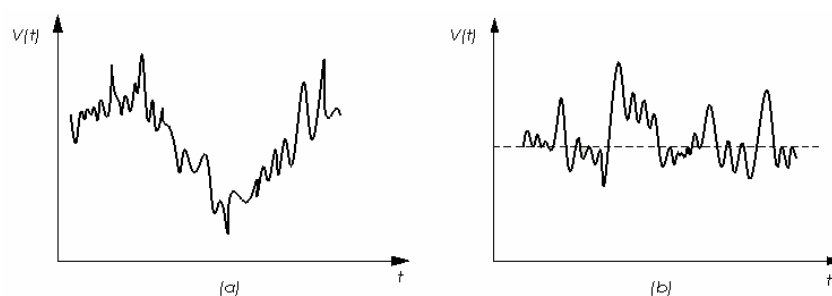


Figura 1. 5. La velocidad en función del tiempo en un flujo turbulento; (a) flujo inestable; (b) flujo estable.

La razón por la cual un flujo puede ser laminar o turbulento tiene que ver con lo que sucede ante una pequeña alteración del flujo, una perturbación de los componentes de velocidad. La alteración de flujo puede aumentar o disminuir. Si una perturbación en un flujo laminar aumenta (es decir, el flujo es inestable), puede volverse un flujo turbulento; si la perturbación disminuye el flujo seguirá siendo laminar.

El régimen de flujo depende de tres parámetros físicos que describen las condiciones de flujo. Estos parámetros son:

- La longitud del campo de flujo, como el diámetro de una tubería. Si dicha escala es lo suficientemente grande, una perturbación del flujo podría aumentar y el flujo podría volverse turbulento

- El segundo parámetro es una escala de velocidad, si la velocidad es lo suficientemente alta, el flujo podría ser turbulento
- El tercer parámetro es la viscosidad cinemática; si esta es lo suficientemente baja, el flujo puede ser turbulento.

La combinación de estos tres parámetros es utilizada en la ingeniería para predecir el régimen del flujo. Esta cantidad es llamada **número de Reynolds (Re)**, un parámetro adimensional que se define como:

$$(1.1) \quad \text{Re} = \frac{V * L}{\nu} \equiv \frac{V * \rho * L}{\mu}$$

Donde: ν , es la viscosidad cinemática del fluido; L , es una escala de longitud (diámetro en caso de tuberías); V , es la velocidad de flujo del fluido; ρ , es la densidad del fluido y μ , es la viscosidad del fluido.

El número de Reynolds más utilizado en ingeniería, que define si el flujo es laminar o turbulento es:

- Para flujo laminar $\text{Re} < 2400$
- Para flujo turbulento $\text{Re} > 2400$

1.3. FLUJOS INTERNOS

Los flujos internos son especialmente importantes para la ingeniería de la mecánica de fluidos, y en particular para el desarrollo de este proyecto de grado, pues el flujo en una tubería es sin duda el flujo interno más común en la aplicación de los fluidos y de los sistemas hidráulicos.

1.4. FLUJO DE ENTRADA Y FLUJO DESARROLLADO

Al considerar flujos internos, nos interesan primordialmente los flujos desarrollados dentro de conductos. Nos centraremos primero en los flujos laminares. Se produce un **flujo desarrollado** cuando el perfil de velocidad deja de cambiar en la dirección de flujo. En la **región de entrada** de un flujo laminar el perfil de velocidad cambia en la dirección del flujo, como se puede ver en la figura 1.6.

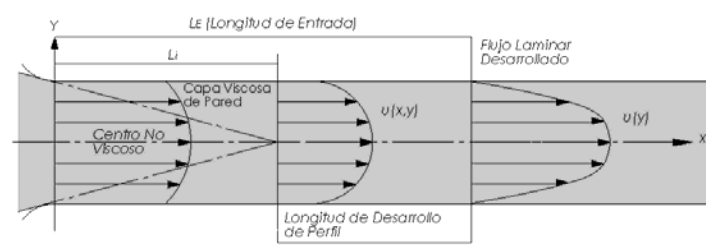


Figura 1. 6. Flujo de entrada laminar en una tubería.

En el caso de flujo laminar en una tubería circular con un perfil uniforme en la entrada, la longitud de entrada esta dada por:

$$(1.2) \quad \frac{L_E}{D} = 0,065 * Re$$

En caso de flujo turbulento, como se muestra en la figura 1.7; la situación es distinta. Se obtiene un flujo desarrollado cuando todas las características del flujo dejan de cambiar en la dirección de este.

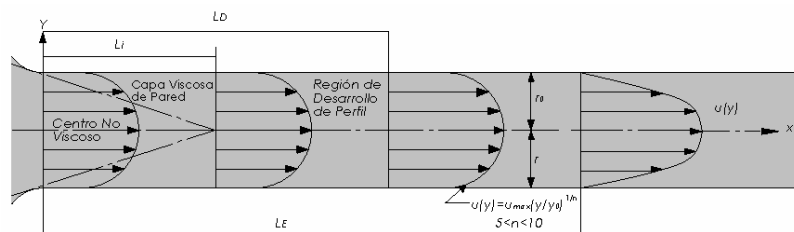


Figura 1. 7. Desarrollo del perfil de velocidad en un flujo turbulento en tuberías.

En flujos dentro de tuberías con $Re > 10^5$, las pruebas arrojan que:

$$(1.3) \quad \frac{L_i}{D} \cong 10 \quad \frac{L_D}{D} \cong 40 \quad \frac{L_E}{D} \cong 120$$

1.5. FLUJO LAMINAR EN TUBERÍAS

En la figura 1.8 se muestra un ejemplo esquemático del flujo laminar desarrollado e incompresible y estable en una tubería. Se puede considerar como un volumen de control, o podemos tomarlo como una masa de control infinitesimal para estudiar las fuerzas que están actuando:

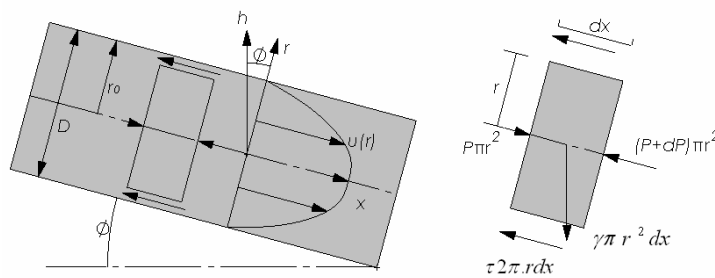


Figura 1. 8. Flujo desarrollado en una tubería.

Para un volumen de control se usa la ecuación de conservación del momentun; como el perfil de velocidad no cambia en la dirección del flujo, el momentun que entra al volumen de control es igual al momentun que sale de este.

$$(1.4) \quad \sum F = \dot{m}(V_2 - V_1)$$

Para una masa de fluido, se aplica la ley de Newton; como el perfil de velocidad no cambia en la dirección de flujo, la suma de las fuerzas que actúan sobre la masa de fluido es igual a cero.

$$(1.5) \quad \sum F = 0$$

Entonces:

$$(1.6) \quad P\pi.r^2 - (P + dP)\pi.r^2 - \tau.2\pi.rdx + \gamma\pi.r^2 dx.\text{sen}\theta = 0$$

$$(1.7) \quad \tau = \frac{-r}{2} \frac{d}{dx}(P + \gamma.h)$$

Donde $\text{sen}\theta = -\frac{dh}{dx}$; siendo h la dirección vertical. Como τ (esfuerzo cortante en flujo laminar) está relacionado con el gradiente de velocidad y la viscosidad, se tiene que:

$$(1.8) \quad \tau \equiv -\mu \frac{du}{dr} = \frac{-r}{2} \frac{d}{dx}(P + \gamma.h)$$

Integrando la expresión anterior, se tiene que la distribución de velocidad es:

$$(1.9) \quad u(r) = \frac{r^2}{4\mu} \frac{d}{dx}(P + \gamma.h) + A$$

Donde A es una constante de integración. Con $u = 0$, en $r = r_0$, evaluamos el valor de la constante A; así que la distribución de velocidad es:

$$(1.10) \quad u(r) = \frac{1}{4\mu} \frac{d}{dx}(P + \gamma.h)(r^2 - r_0^2)$$

Así, la distribución de velocidad presenta un perfil parabólico. La ecuación anterior se conoce como **Flujo de Poiseuille**.

1.6. CANTIDAD DE FLUJO EN TUBERÍAS

Para un flujo desarrollado, laminar y estable en una tubería circular, se ha demostrado que la distribución de velocidad es:

$$(1.11) \quad u(r) = \frac{1}{4\mu} \frac{d}{dx} (P + \gamma \cdot h) (r^2 - r_0^2)$$

Por tanto, la velocidad media V , esta determinada por la expresión:

$$(1.12) \quad V = \frac{Q}{A} = \frac{\int_0^{r_0} u(r) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr}{\pi \cdot r_0^2} \Rightarrow V = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} \frac{1}{4\mu} \frac{d}{dx} (P + \gamma \cdot h) (r^2 - r_0^2) \cdot r \cdot dr$$
$$V = \frac{r_0^2}{8\mu} \frac{d(P + \gamma \cdot h)}{dx}$$

Expresando la caída de presión ΔP en términos de velocidad media, tenemos, que para una tubería horizontal,

$$(1.13) \quad \Delta P = \frac{8\mu V L}{r_0^2}$$

Donde $\frac{\Delta P}{L} = -\frac{dP}{dx}$ por que $\frac{dP}{dx}$ es constante en caso de un flujo desarrollado.

Cabe señalar que la caída de presión es una cantidad positiva, en tanto que el gradiente de presión es negativo.

La velocidad máxima en $r = 0$ es:

$$(1.14) \quad u_{\max} = \frac{r_0^2}{4\mu} \frac{d(P + \gamma h)}{dx}; \text{ Así que:}$$

$$(1.15) \quad V = \frac{1}{2} u_{\max}$$

Con esto determinamos que el esfuerzo cortante es:

$$(1.16) \quad \tau \equiv -\mu \frac{du}{dr} = \frac{-r}{2} \frac{d}{dx}(P + \gamma h)$$

Si $\tau = \tau_0$ en $r = r_0$, vemos que la caída de presión ΔP en una sección de tubería horizontal de longitud L es:

$$(1.17) \quad \Delta P = \frac{2\tau_0 L}{r_0}$$

Donde $\Delta P/L = -dP/dx$. Si introducimos el **factor de fricción** f , u cizallamiento de pared adicional definido por:

$$(1.18) \quad f = \frac{\tau_0}{\frac{1}{8}\rho V^2}; \text{ Vemos que:}$$

$$(1.19) \quad \frac{\Delta P}{\gamma} = h_L = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Donde h_L es la pérdida de carga con dimensiones de longitud. Esta ecuación se conoce como "**ecuación de Darcy-Weisbach**". Combinando las ecuaciones 1.13 y 1.19, vemos que para un flujo laminar en tubería, el factor de fricción es:

(1.20)

$$f = \frac{64}{\text{Re}}$$

1.7. FLUJO TURBULENTO EN TUBERÍAS

Se presenta siempre que el número de Reynolds excede el valor de 4000. Este tipo de flujo se tiene en muchas situaciones de ingeniería. La característica principal que presenta este tipo de flujo radica en las velocidades, las tres componentes son distintas de cero y fluctúan de forma aleatoria; por tal razón se busca analizar cada una de ellas como una cantidad promedio.

Sea u , v y w las componentes de la velocidad, y se definen de la siguiente manera:

(1.21)

$$u = \bar{u} + u'$$

$$v = \bar{v} + v'$$

$$w = \bar{w} + w'$$

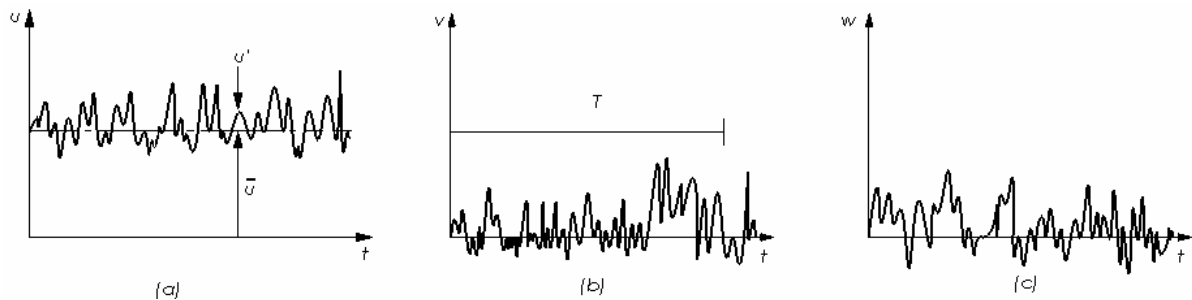


Figura 1. 9. Componentes de velocidad en flujo turbulento en una tubería: (a) componente x de la velocidad; (b) componente r de la velocidad; (c) componente θ de la velocidad.

Donde \bar{u} , \bar{v} y \bar{w} representan las partes promedio temporal y u' , v' y w' representan la parte fluctuante. Tomando u como ejemplo, el promedio temporal se define como:

(1.22)

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u(t) dt$$

El perfil de velocidad promedio depende en gran medida de la altura media de la aspereza e de la pared la cual se presenta en todos los materiales, uno en mayor proporción que en otros y se considera que el plástico y el vidrio presentan un $e=0$. En la tabla 1.1 se listan valores de e , para algunos materiales.

Tabla 1. 1 Valores de la rugosidad “e” para algunos materiales de ingeniería.

| Material | e (ft) | e (mm) |
|-----------------------------|------------------|-------------|
| Acero asfaltado | 0,00005 | 0,015 |
| Acero laminado nuevo | 0,00016 | 0,05 |
| Acero laminado oxidado | 0,0005 - 0,00082 | 0,15 - 0,25 |
| Acero remachado | ~0,01 | 3 |
| Acero soldado nuevo | 0,0001 - 0,00033 | 0,03 - 0,1 |
| Acero soldado oxidado | 0,0013 | 0,4 |
| Cobre o latón estirado | 0,000005 | 0,0015 |
| Concreto | ~0,001 - 0,01 | 0,3 - 3 |
| Fundición corriente nueva | 0,00082 | 0,25 |
| Fundición corriente oxidada | 0,0033 - 0,005 | 1 - 1,5 |
| Fundición asfaltada | 0,0004 | 0,12 |
| Hierro colado | 0,00085 | 0,26 |
| Hierro galvanizado | 0,0005 - 0,00066 | 0,15 - 0,2 |
| Hierro forjado | 0,00015 | 0,046 |
| Latón industrial | 0,000082 | 0,025 |
| Madera | ~0,001 | 0,3 |
| PVC | 0,000023 | 0,007 |
| Tubo estirado | 0,000005 | 0,0015 |
| Vidrio | Liso | Liso |

De antemano sabemos que el esfuerzo cortante laminar solo es significativo cerca de la pared de la capa viscosa con espesor δ_v . Si el espesor δ_v es suficientemente grande, cubrirá los elementos de la pared y estos no tendrán un efecto importante

sobre el flujo; será como si la pared fuera lisa, y son aquellos casos en los cuales se dice que la pared es hidráulicamente lisa. En caso contrario, si la capa viscosa de la pared es relativamente delgada, los elementos de aspereza sobresalen de esta capa y la pared es áspera. Se introduce entonces el término **aspereza relativa** (e/D), y el número de Reynolds para determinar si una tubería es lisa o áspera basados en el factor de fricción f .

1.8. PERDIDAS EN FLUJOS DESARROLLADOS EN TUBERÍAS.

Las pérdidas en tuberías son muy importantes, por que si conocemos dichas pérdidas podemos calcular el cambio de presión en la tubería. Es acertado pensar que las pérdidas en tubería dependen en gran medida de la longitud L y el diámetro D de esta, además de la velocidad del fluido V y del factor de fricción f .

Por la ecuación de Darcy-Weisbach (1.19):

$$(1.23) \quad h_L = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Donde el factor de fricción f es función de diversas cantidades que afectan el flujo, lo cual podemos escribir así:

$$(1.24) \quad f = f(\rho, \mu, V, D, e)$$

Un análisis dimensional no da que:

$$(1.25) \quad f = f\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{e}{D}\right)$$

Donde e/D es la aspereza relativa.

Existen datos experimentales que relacionan el factor de fricción con el número de Reynolds en flujos plenamente desarrollados en tuberías con una amplia gama de asperezas de pared. Estos datos se muestran en la grafica del Anexo A, y es conocido como el **diagrama de Moody**. Además, existen ecuaciones empíricas que representan el diagrama de Moody para $Re > 4000$:

🌐 Flujo en tubería lisa :

$$(1.26) \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = 0,86 * \ln(Re \sqrt{f}) - 0,8$$

🌐 Zona completamente turbulenta:

$$(1.27) \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -0,86 * \ln\left(\frac{e}{3,7D}\right)$$

🌐 Zona de transición:

$$(1.28) \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -0,86 * \ln\left(\frac{e}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}}\right)$$

Se identifican tres categorías de problemas para flujo turbulento desarrollado en una tubería de longitud L . En la tabla 1.2 se muestran estas categorías con sus datos e incógnitas.

Tabla 1. 2 Categorías de problemas para flujo turbulento desarrollado en una tubería de longitud L .

| Categoría | Datos | Incógnitas |
|-----------|------------------|------------|
| 1 | Q, D, e, ν | h_L |
| 2 | D, e, ν, h_L | Q |
| 3 | Q, e, ν, h_L | D |

Algunas formulas empíricas presentadas por Swamee y Jain (1976) para flujos en tuberías evitan los procedimientos de ensayo y error en el uso del diagrama de Moody. Las siguientes son expresiones explícitas que dan un valor aproximado para la incógnita de cada una de las categorías anteriores:

$$(1.29) \quad h_L = 1,07 \frac{Q^2 L}{gD^5} \left\{ \ln \left[\frac{e}{3,7D} + 4,62 \left(\frac{\nu D}{Q} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} \quad \begin{array}{l} 10^{-6} < e/D < 10^{-2} \\ 3000 < Re < 3 \times 10^8 \end{array}$$

$$(1.30) \quad Q = -0,965 \left(\frac{gD^5 h_L}{L} \right)^{0,5} \ln \left[\frac{e}{3,7D} + \left(\frac{3,17 \nu^2 L}{gD^3 h_L} \right)^{0,5} \right] \quad Re > 2000$$

$$(1.31) \quad D = 0,66 \left[e^{1,25} \left(\frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4,75} + \nu Q^{9,4} \left(\frac{L}{gh_L} \right)^{5,2} \right]^{0,04} \quad \begin{array}{l} 10^{-6} < e/D < 10^{-2} \\ 5000 < Re < 3 \times 10^8 \end{array}$$

1.9. PERDIDAS MENORES EN FLUJOS POR TUBERÍAS.

Los sistemas de tuberías normalmente incluyen válvulas, codos, ensanchamientos, contracciones, entradas, salidas, flexiones, entre otras características que causan pérdidas adicionales, llamadas pérdidas menores. Cada uno de estos elementos causa un cambio en la magnitud y/o dirección de los vectores de velocidad y por lo tanto produce una pérdida; las cuales están asociadas a la forma de los elementos.

Para analizar las pérdidas menores se hace necesario expresarlas en términos de un coeficiente de pérdida K , y se define por:

$$(1.32) \quad h_L = K \frac{V^2}{2g}$$

Experimentalmente se han determinado valores de K para los diferentes aditamentos y cambios de geometría que interesan en los sistemas de tubería.

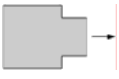



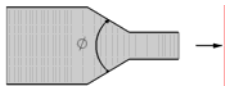
Las excepciones son la expansión repentina y la contracción repentina, del área A_1 al A_2 , en las cuales se puede calcular la pérdida por medio de las ecuaciones 1.33 a y 1.33 b respectivamente.

(1.33 a)
$$K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

(1.33 b)
$$K = \left(1 - \frac{A_c}{A_2}\right)^2 * \left(\frac{A_2}{A_c}\right)^2$$
; donde $A_c = C_c * A_2$; y $C_c = 0.62 + .038 * \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^3$

En la tabla 1.3 se dan valores del coeficiente de pérdidas para algunas geometrías.

Tabla 1. 3 Coeficientes de pérdida K nominales (flujo turbulento).

| Tipo de Aditamento | | Roscado | | | Bridado | | |
|--------------------------|---|--------------------------------------|------|------|---------|------|------|
| | | 1 in | 2 in | 4 in | 1 in | 2 in | 4 in |
| Diámetro | | | | | | | |
| Te | (Ramificación) | 1,80 | 1,40 | 1,10 | 0,80 | 0,64 | 0,58 |
| Te | (Línea) | 0,90 | 0,90 | 0,90 | 0,19 | 0,14 | 0,10 |
| Codo Estándar | | 1,50 | 0,95 | 0,64 | 0,39 | 0,30 | 0,26 |
| Codo de Expansión Larga | | 0,72 | 0,41 | 0,23 | 0,30 | 0,19 | 0,15 |
| Codo de 45° | | 0,32 | 0,30 | 0,29 | | | |
| Salida de Tubería | | 1,00 | | | | | |
| Contracción Repentina |  | Relación de Áreas | | | | | |
| | | 2:1 | | 0,25 | | | |
| | | 5:1 | | 0,41 | | | |
| | | 10:1 | | 0,46 | | | |
| Ensanchamiento Repentino |  | $\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$ | | | | | |
| Esquina de Inglete a 90° | (Sin Alabes)  | 1,10 | | | | | |
| | (Con Alabes)  | 0,20 | | | | | |
| Contracción General |  | (Angulo Incluido 30°) | | 0,02 | | | |
| | | (Angulo Incluido 70°) | | 0,07 | | | |

2. REGENERACIÓN EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS Y SISTEMAS HIDRÁULICOS MODULARES

2.1 REGENERACION EN CIRCUITOS HIDRAULICOS

El propósito de un circuito regenerativo es incrementar la velocidad de la carrera de avance del cilindro, a cambio de una disminución en la fuerza de empuje. **La regeneración no puede ser nunca lograda en la carrera de retorno.**

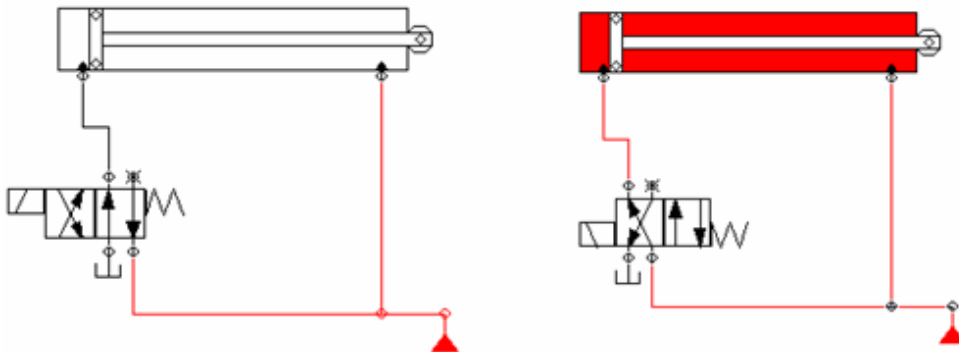


Figura 2. 1. Ejemplos de circuitos hidráulicos regenerativos.

En la figura 2.1, una válvula de cuatro vías dos posiciones es usada para lograr regeneración. Para ello se conecta el retorno del cilindro directamente al circuito clausurándose la puerta B de la válvula que correspondería a la cara anular del pistón, si el circuito no fuera regenerativo. La otra puerta de la válvula A, conéctese a la cara ciega del pistón.

2.2. FUERZA DE EMPUJE DEL CILINDRO EN REGENERACIÓN

Dado que la misma presión de circuito está actuando sobre ambas caras del pistón, o sea sobre la cara ciega y sobre la cara anular, es evidente que el producto de esta presión por las respectivas superficies de ambas caras del pistón darán fuerzas resultantes de sentidos opuestos, cuya diferencia será el empuje total resultante bajo el cual actuará el cilindro en su carrera de trabajo.

El empuje resultante será igual al producto de la presión por la superficie correspondiente a la sección del vástago.

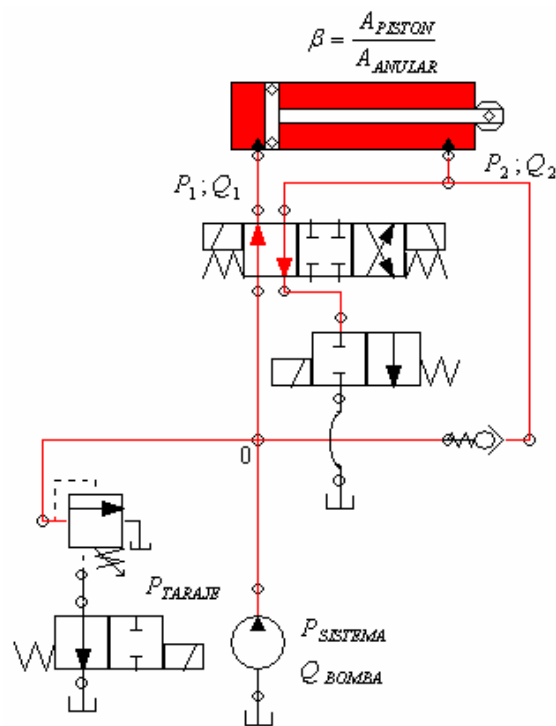


Figura 2. 2. Circuito hidráulico regenerativo completo.

En la figura 2.2 se muestra un esquema de un circuito hidráulico regenerativo más completo (esquema del circuito hidráulico a construir en este proyecto de grado);

entonces, tenemos que la relación entre el área del pistón y el área anular del cilindro hidráulico se representa con el símbolo β , y se define como:

$$(2.1) \quad \beta = \frac{A_{PISTON}}{A_{ANULAR}} \Rightarrow \beta = \frac{\frac{\pi}{4} \phi_{PISTON}^2}{\frac{\pi}{4} (\phi_{PISTON}^2 - \phi_{VASTAGO}^2)} \Rightarrow \beta = \frac{\phi_{PISTON}^2}{(\phi_{PISTON}^2 - \phi_{VASTAGO}^2)}$$

Aplicando las leyes de Newton al cilindro del circuito hidráulico de la figura 2.2, tenemos que la fuerza de empuje del cilindro en regeneración (F_{ECR}) es:

$$F_{ECR} = (P_1 * A_{PISTON}) - (P_2 * A_{ANULAR}) \Rightarrow F_{ECR} = (P_1 * A_{PISTON}) - P_2 * (A_{PISTON} - A_{VASTAGO})$$

Pero, como se explico anteriormente, la presión que actúa en las caras del cilindro es la misma; es decir que $P_1 = P_2 = P_{SISTEMA}$, entonces:

$$(2.2) \quad F_{ECR} = P_{SISTEMA} * A_{VASTAGO}$$

2.3. VELOCIDAD DE AVANCE DEL CILINDRO EN REGENERACIÓN

Dado que el volumen de aceite contenido en la parte delantera del cilindro y desalojado por el pistón en su carrera de avance llanada sobre el lado de la cara ciega un volumen equivalente al volumen total desplazado por el cilindro en su carrera de avance, respetando al mismo, el volumen ocupado por el vástago Por tal causa, cuando el cilindro está cumpliendo su movimiento de avance, la bomba solamente necesitará suministrar precisamente el volumen del vástago.

Por lo dicho, para calcular la velocidad de avance del cilindro cuando el mismo se encuentra bajo una acción regenerativa, basta solamente dividir el caudal de la

bomba en litros/minuto o en litros/segundo por el volumen del vástago en decímetros cúbicos. El resultado será la velocidad de avance del cilindro en decímetros/minutos o decímetros/segundo.

Generalmente, los cilindros empleados en circuitos regenerativos tienen una relación de áreas “ β ” alrededor de 2:1; lo que significa que el área del pistón es el doble del área anular. En consecuencia, y bajo acción regenerativa, cuando el pistón avanza lo hace con un empuje igual a la mitad del empuje completo, y avanza con el doble de la velocidad que de obtiene, cuando **no existe** estado regenerativo.

Para realizar la explicación matemática, nos referiremos nuevamente a la figura 2.2; realizando una sumatoria de caudales en el nodo 0, tenemos que:

$$(2.3) \quad Q_1 = Q_2 + Q_{BOMBA}$$

Pero como existe una relación entre el caudal de aceite que entra al cilindro y el que sale de este (β), se tiene que:

$$\frac{Q_1}{A_{piston}} = \frac{Q_2}{A_{ANULAR}} \quad \Rightarrow \quad Q_1 = \frac{A_{PISTON}}{A_{ANULAR}} Q_2$$

$$(2.4) \quad Q_1 = \beta * Q_2$$

Solucionando las ecuaciones anteriores, tenemos que el caudal que entra al cilindro de un circuito hidráulico regenerativo esta en función del caudal enviado por la bomba, y de la relación de áreas del cilindro β :

$$(2.5) \quad Q_1 = \frac{\beta * Q_{BOMBA}}{\beta - 1}$$

2.4. DISEÑO MODULAR EN EL DESARROLLO DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS MODULARES

En la actualidad la demanda requiere de sistemas hidráulicos más personalizados, que se construyan en el menor tiempo posible y que generen menos costos de fabricación, montaje, operación y mantenimiento.

En respuesta a esta necesidad, se requiere que la nueva generación de sistemas hidráulicos puedan ser reconfigurables, para mejorar la interacción con el usuario y/u operario.

Las características principales de estos sistemas reconfigurables son “la modularidad, la convertibilidad, la flexibilidad y la efectividad en los costos.”

En esta sección se presenta un enfoque para el diseño de sistemas hidráulicos, basado en una metodología que parte de un conjunto de requerimientos funcionales definidos por los diseñadores, ofreciendo la descripción de una de las posibles configuraciones modulares que se pueden desarrollar para una determinada aplicación, que en este proyecto de grado se trata de un sistema hidráulico tipo modular aplicado a un circuito hidráulico regenerativo.

2.4.1. Diseño Modular de Sistemas Hidráulicos

En la actualidad los sistemas hidráulicos deben competir en mercados más exigentes. Las necesidades de los clientes demandan respuestas cada vez más rápidas. Por este motivo se vienen realizando considerables esfuerzos para el desarrollo e implementación de Sistemas Hidráulicos Modulares Reconfigurables, para proporcionar una respuesta en términos de efectividad en los costos en este nuevo mercado. En principio los Sistemas Hidráulicos Modulares Reconfigurables

son diseñados para adaptarse rápidamente a los cambios tecnológicos de las diferentes aplicaciones en la rama de la hidráulica.

El aspecto más relevante de estos sistemas consiste en ser capaz de actualizar rápidamente el diseño estructural del equipamiento en términos de accesorios constitutivos.

La incorporación del Diseño Modular en los Sistemas Hidráulicos busca reducir los costos que implica la utilización de sistemas hidráulicos flexibles tradicionales. Los módulos normalizados pueden ser utilizados como bloques constitutivos para los montajes de sistemas hidráulicos, los cuales deben ser complementados con módulos que son diseñados para producir un producto en específico, dependiendo de la aplicación.

2.4.2. Modularidad Funcional y Modularidad Constructiva de Sistemas Hidráulicos

El enfoque de modularidad funcional se deriva de un análisis orientado a satisfacer las necesidades de los usuarios a través de la simple adición o substracción de accesorios. Por otra parte, el enfoque constructivo expresa una orientación para facilitar la fabricación, el ensamble, el transporte, etc. durante el ciclo de vida del sistema.

Una de las características principales que deben tener los Sistemas Hidráulicos Modulares, no es su orientación funcional o constructiva, si no su orientación modular reconfigurable. Por modularidad reconfigurable se entiende cuales son los principios y reglas que determinan en un sistema modular el modo y la forma en que se estandarizan los módulos y sus respectivas interfaces, de forma tal que

permita cambiar la configuración estructural y funcional de la maquina para adaptarse a cambios significativos en la aplicación de la misma.

En el siguiente capitulo se plasma la metodología utilizada por los autores para el desarrollo y diseño de un Sistema Hidráulico Modular Aplicado a un Circuito Hidráulico Regenerativo, que posee como características principales, el transmitir desde requerimientos funcionales como una información inicial, hasta las características concretas que permiten definir los módulos que garantizan el cumplimiento de los requerimientos para los cuales se realizara este diseño.

3. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO MODULAR APLICADO A UN CIRCUITO HIDRAULICO REGENERATIVO

3.1 CARACTERIZACION DEL PROCESO DE DISEÑO

Para iniciar con el proceso diseño del Sistema Hidráulico Modular Aplicado a un Circuito Hidráulico Regenerativo, se identificarán primero que todo los requerimientos que inciden en el desarrollo de este proyecto, relacionados con la modularidad de los sistemas hidráulico.

Estos requerimientos los hemos agrupado en dos grupos fundamentales: el grupo de los aspectos relacionados con el sistema hidráulico; y el grupo de los aspectos relacionados con la aplicación del mismo. Cada uno de estos nos representa un conjunto de variables que facilitara el análisis de las siguientes secciones de este proyecto de grado. En la tabla 3.1, se muestran los principales requerimientos que abarcarán el desarrollo del diseño del Sistema Hidráulico Modular de este proyecto de grado.

Este paso nos permite obtener la capa de los requerimientos, que no es más que una representación de las intenciones finales de los diseñadores y/o autores, y una información básica para el paso siguiente en el proceso de diseño, o la definición de la estructura funcional, que se explica con más detalle en la siguiente sección.

Tabla 3. 1. Principales requerimientos para el desarrollo del sistema hidráulico modular aplicado a un circuito hidráulico regenerativo

| Grupo | | N | D | Requerimientos | Ql | Qn |
|--------------------------------------|------------|---|---|---|----|----|
| Sistema hidráulico | General | X | | Dimensiones de fabricación del conjunto | | X |
| | | X | | Avance convencional del cilindro | X | |
| | | X | | Retroceso convencional del cilindro | X | |
| | | X | | Dimensiones del cilindro hidráulico | | X |
| | Específico | X | | Numero de componentes constitutivos | | X |
| | | | X | Reemplazo rápido de los componentes | X | |
| | | X | | Velocidad de avance convencional en función del caudal de bomba y del cilindro hidráulico | | X |
| Regeneración del cilindro hidráulico | General | X | | Aumento de velocidad de avance del cilindro | | X |
| | | | X | Disminución de las pérdidas hidráulicas del sistema | | X |
| | Específico | X | | Velocidad de avance en función del caudal de bomba y del cilindro hidráulico | | X |
| | | X | | Caudal de bomba máximo para que se presente la regeneración | | X |

N=necesario D=deseable Ql=cualitativo Qn=cuantitativo

3.1.1 Estudio y análisis de la disposición esquemática de los elementos del circuito hidráulico

Para comenzar con el diseño del sistema hidráulico base de este proyecto de grado, lo primero que se estudió fue el tipo de circuito hidráulico regenerativo a diseñar. Como se puede ver en las figuras del capítulo anterior, existen diversas disposiciones de válvula y accesorios para lograr la regeneración en un circuito hidráulico.

La figura 3.1 muestra el diagrama esquemático del circuito hidráulico que vamos a diseñar. La principal razón por la cual seleccionamos esta configuración, fue la disminución de las pérdidas de presión debido a las válvulas y accesorios en las líneas que alimentan el cilindro; pues como se puede apreciar en la figura 3.1, cuando el circuito hidráulico trabaja en la opción de regeneración, el fluido solo

pasa una vez por la válvula direccional 4/3 en la entrada del cilindro, y pasa una vez por la válvula de cheque a la salida del cilindro.

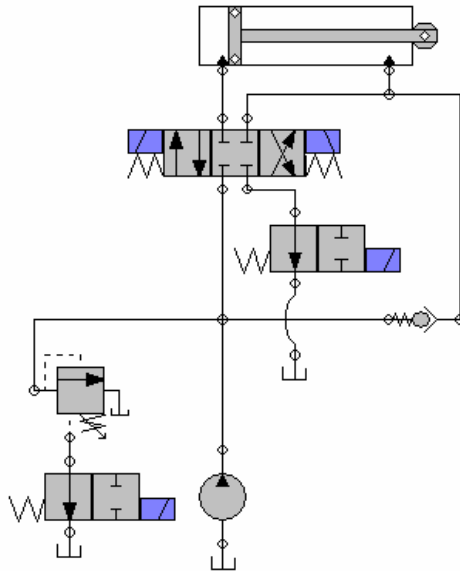


Figura 3. 1. Diagrama esquemático Circuito Hidráulico a Diseñar.

3.1.2 Funcionamiento esquemático del circuito hidráulico con opción de regeneración

El circuito hidráulico fue diseñado para adaptar un circuito convencional a un circuito hidráulico regenerativo el cual solo se presenta cuando el vástago se encuentra en la carrera de avance. A continuación se muestran los diagramas esquemáticos de las diferentes operaciones de funcionamiento del circuito hidráulico a diseñar; las cuales son:

- Arranque en venteo del circuito hidráulico.
- Avance del vástago con circuito en regeneración.
- Avance del vástago con circuito convencional.
- Retroceso del vástago con circuito convencional.

3.1.2.1 Arranque en venteo del circuito hidráulico.

Recuérdese que "Venteo" es el término utilizado para designar la descarga de la bomba a tanque, a través de la válvula de seguridad, a presión casi nula.

En la figura 3.2 se muestra el diagrama esquemático del circuito hidráulico cuando se encuentra en venteo. M1 M2 M3 M4

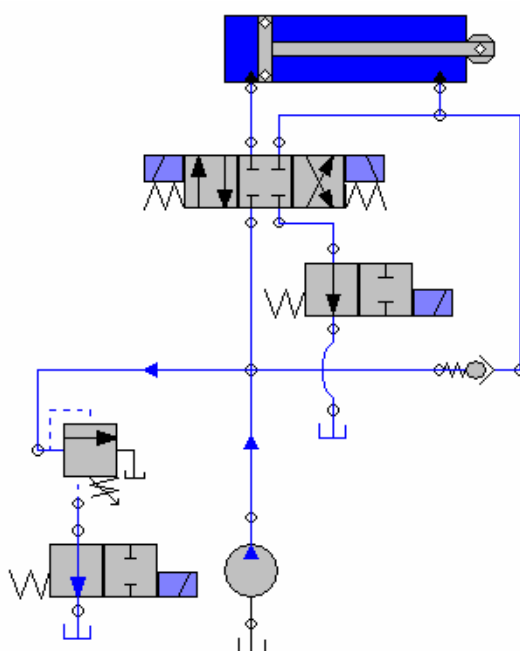


Figura 3. 2. Diagrama esquemático del circuito hidráulico en venteo.

Como se puede observar en la figura anterior esta es la disposición inicial para el arranque del circuito. En esta disposición, las válvulas direccionales se encuentran en las posiciones normales (no hay ningún solenoide excitado), y la bomba se encuentra descargando el fluido a tanque a través de la válvula de seguridad.

3.1.2.2 Avance del vástago con circuito en regeneración.

Esta función, que en una aplicación puede tomarse como una función de acercamiento, se puede observar mas detalladamente en la figura 3.3, presentada a continuación.

En esta figura se puede observar la dirección del flujo del fluido, y se ve claramente que el fluido que sale del cilindro se regenera con el fluido enviado por la bomba en un punto del circuito.

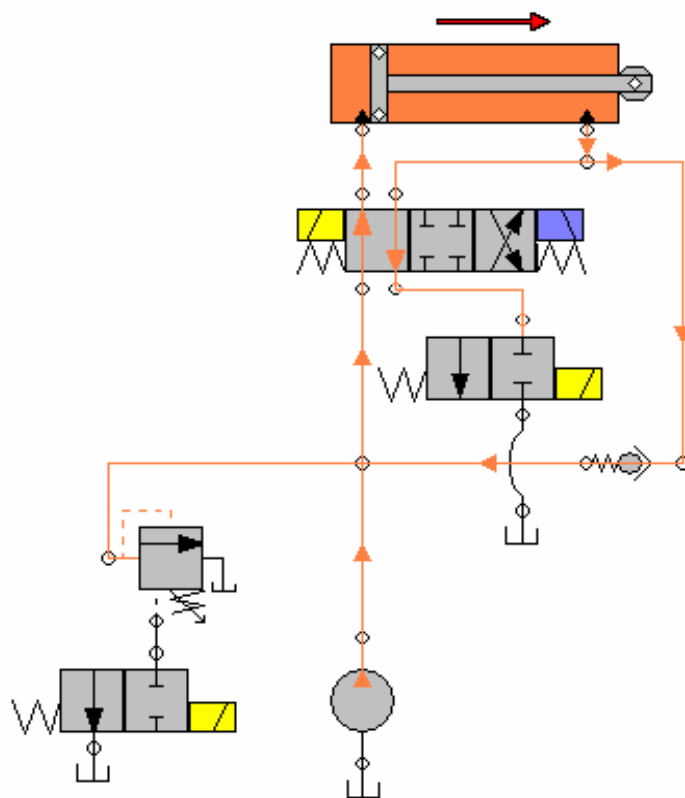


Figura 3. 3. Diagrama esquemático del circuito hidráulico en regeneración.

Funcionalmente, para realizar esta operación se excita primero el solenoide de la válvula direccional 2/2 normalmente abierta ubicada en el puerto “Z” de la válvula de seguridad (puerto para venteo de la válvula), para sacar el circuito de la función de venteo. Con esto aseguramos que el circuito cuente con la presión suficiente,

para realizar un trabajo. Seguido esto, se excita el solenoide de la izquierda de la válvula direccional 4/3, para permitir el flujo de fluido hacia el cilindro. Como se puede observar, el puerto a tanque de la válvula direccional 4/3, esta bloqueado por la válvula direccional 2/2 normalmente cerrada, impidiendo que el cilindro descargue directamente a tanque. Por esta razón, el flujo del fluido será a través de la línea que comunica con la válvula de cheque, la cual se abre, permitiendo que el fluido que sale del cilindro se regenere al fluido enviado por la bomba, lo cual aumenta la velocidad de salida del vástago, pero por tener la misma presión en los puertos del cilindro, la fuerza capaz de aplicar el cilindro será la presión del sistema por el área del vástago.

3.1.2.3 Avance del vástago con circuito convencional.

Esta es una función muy común en cualquier circuito hidráulico. En la figura 3.4 se muestra el diagrama esquemático de esta función, en el circuito hidráulico a diseñar en este proyecto de grado.

Para poder pasar de un circuito regenerativo a uno convencional, solo hay que excitar el solenoide de la válvula 2/2 normalmente cerrada que bloquea la línea a tanque de la válvula direccional 4/3, como se puede observar en la figura anterior. De esta forma el vástago saldrá a la velocidad con que envía fluido la bomba, y aplicara una carga máxima igual a la presión de taraje de la válvula de seguridad por el área del pistón del cilindro.

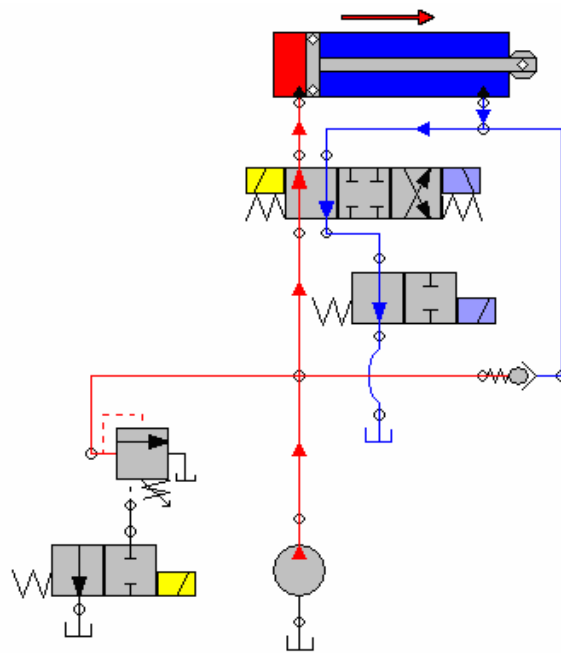


Figura 3. 4. Diagrama esquemático de avance del vástago en circuito convencional.

3.1.2.4 Retroceso del vástago con circuito convencional.

Esta también es una función muy común en cualquier circuito hidráulico, y a diferencia de la función de avance, en esta no se puede aplicar la regeneración. En la figura 3.5 se muestra el diagrama esquemático de esta función, en el circuito hidráulico a diseñar en este proyecto de grado.

En este caso, para retroceder el vástago del cilindro, se debe excitar el solenoide derecho de la válvula direccional 4/3. Se debe tener la precaución de que no se bloquee la línea a tanque de la válvula direccional 4/3. Esto se puede realizar haciendo un control sobre los solenoides, de tal forma que cuando este excitado el solenoide de bloqueo de la línea de tanque de la válvula direccional 2/2 normalmente cerrada, no se pueda excitar el solenoide derecho de la válvula direccional 4/3. En capítulos posteriores se detallara todo lo relacionado con la

- Motor eléctrico marca SIEMES de 9 hp y 1740 RPM
- Bomba de paletas marca Vickers de 7 GPM
- Cilindro hidráulico: $\phi_{PISTON} = \phi_P = 2,5in$, $\phi_{VASTAGO} = \phi_V = 1,5in$, Carrera 40 cm

El código del modelo de la bomba es:

V_10 - 1P_7P

En la figura 3.6 se muestra la curva de desempeño de esta bomba.

A partir de la curva de desempeño de la bomba, y los datos de potencia y RPM del motor y caudal de bomba, se determina que la presión máxima a la que puede operar el sistema hidráulico es de 1900 PSI.

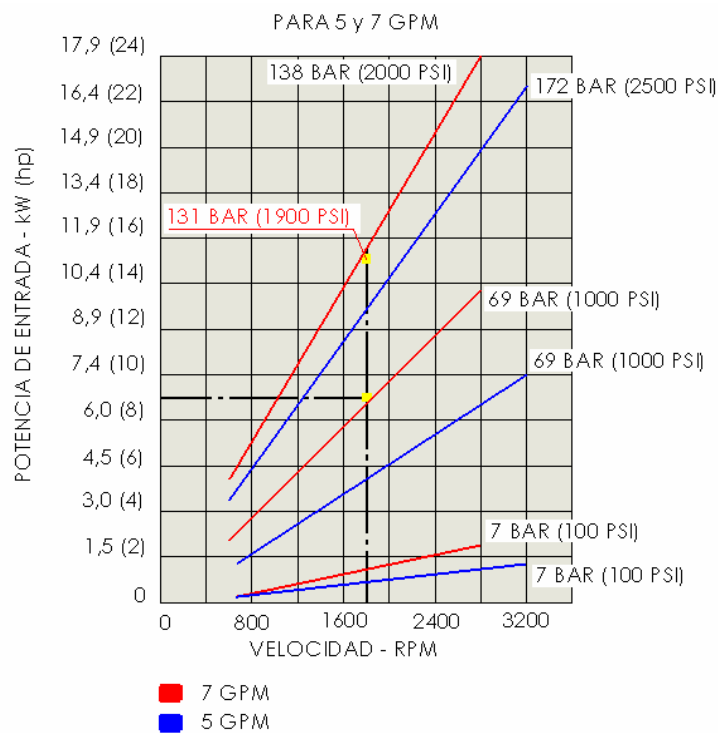


Figura 3. 6. Curva de desempeño de la bomba del sistema hidráulico modular.

Como la potencia de un conjunto bomba – motor esta definida por la expresión:

$$(3.1) \quad W = \frac{P * Q}{1714,3 * \eta}$$

Donde, W es la potencia nominal del motor eléctrico en hp, P es la presión máxima de operación del sistema en PSI, Q es al caudal de trabajo de la bomba (6,5 GPM), RPM es la velocidad nominal del motor eléctrico y η es la eficiencia total del conjunto bomba motor.

De la ecuación (3.1) se obtiene la eficiencia total del conjunto bomba – motor.

$$\eta = \frac{P * Q}{1714,3 * W} \Rightarrow \eta = \frac{1900 \text{ _ PSI} * 6.5 \text{ _ GPM}}{1714,3 * 9 \text{ _ hp}} \Rightarrow \eta = 0,8$$

Con estos datos, calculamos el comportamiento teórico del circuito hidráulico que estamos diseñando, y con los resultados de estos cálculos, seleccionamos las válvulas requeridas que formarán parte del ensamble último del sistema hidráulico tipo modular.

El primer cálculo que realizaremos es el de los caudales que fluirán a través del circuito hidráulico. Con estos datos podemos calcular al caudal de regeneración, y seguidamente a partir de estos, podremos seleccionar las válvulas.

Basaremos estos cálculos para la opción de regeneración, pues este es el punto crítico de cálculo del proyecto, así que debemos asegurar que las pérdidas hidráulicas del sistema cuando este se encuentre en la opción de circuito regenerativo son las mínimas, para que se pueda presentar la regeneración.

3.2.1. Cálculo de caudales a través del circuito hidráulico regenerativo.

En la siguiente figura, se muestran los sentidos de flujo del fluido hidráulico a través del circuito regenerativo, y los datos de entrada necesarios para realizar el cálculo de los caudales que fluyen a través de este.

Sea $\phi_{PISTON} = \phi_P = 2,5in$ $\phi_{VASTAGO} = \phi_V = 1,5in$, carrera = 40 cm; entonces, de la ecuación (2.1) tenemos que:

$$\beta = \frac{A_{PISTON}}{A_{ANULAR}} \Rightarrow \beta = \frac{\frac{\pi}{4} \phi_{PISTON}^2}{\frac{\pi}{4} (\phi_{PISTON}^2 - \phi_{VASTAGO}^2)} \Rightarrow \beta = \frac{\phi_{PISTON}^2}{(\phi_{PISTON}^2 - \phi_{VASTAGO}^2)}$$

$$\beta = \frac{(2,5in)^2}{[(2,5in)^2 - (1,5in)^2]} \Rightarrow \beta = \frac{6,25}{4} \Rightarrow \beta = 1,5625$$

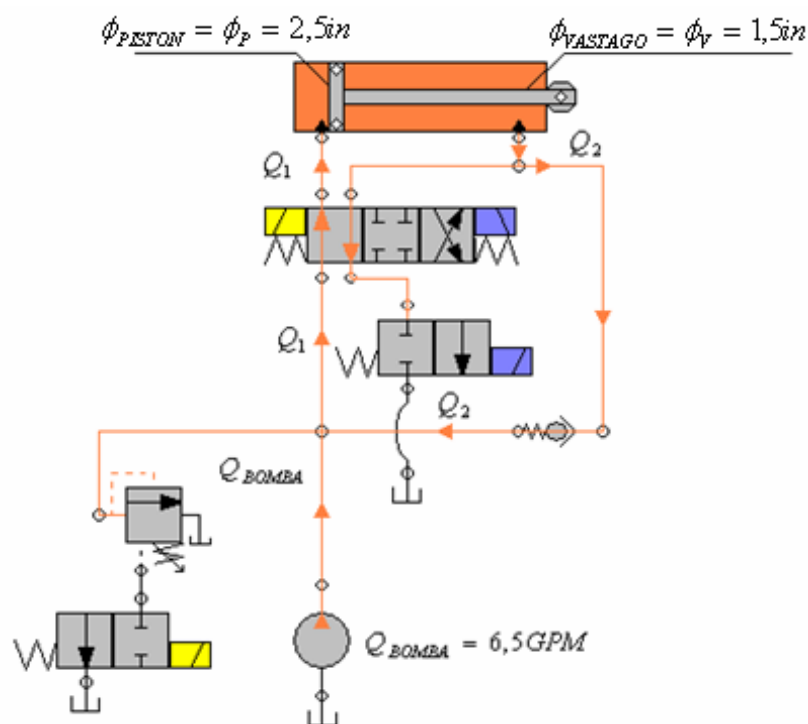


Figura 3. 7. Diagrama esquemático del circuito hidráulico regenerativo. Caudal de bomba, caudal de entrada y de salida del cilindro.

Para el circuito en regeneración, con $Q_{BOMBA} = Q_B = 6,5GPM$, y de las ecuaciones (2.3), (2.4) y (2.5) tenemos:

$$Q_1 = \frac{\beta * Q_B}{\beta - 1} \Rightarrow Q_1 = \frac{1,5625 * 6,5GPM}{1,5625 - 1} \Rightarrow Q_1 = 18,06 GPM$$

$$Q_1 = \beta * Q_2 \Rightarrow Q_2 = \frac{Q_1}{\beta} \Rightarrow Q_2 = \frac{18,06 GPM}{1,5625} \Rightarrow Q_2 = 11,55 GPM$$

Conocidos los valores de los caudales que fluirán por el circuito hidráulico durante la opción de regeneración, procedemos a seleccionar las válvulas que harán parte del ensamble final del sistema hidráulico tipo modular.

3.3. SELECCIÓN DE VÁLVULAS Y ACCESORIOS COMERCIALES DEL CIRCUITO HIDRAULICO

Teniendo como base el diagrama esquemático del circuito hidráulico, obtuvimos un listado preliminar de las válvulas que se requieren para formar parte del ensamble del sistema hidráulico tipo modular, así como los caudales máximos que fluyen a través de estas. La tabla 3.1 muestra en detalle estos valores.

Tabla 3.2. Válvulas del circuito modular y flujo a través de estas.

| DESCRIPCION | CANT. | CAUDAL MAXIMO REGENERACIÓN (GPM) |
|--|-------|----------------------------------|
| Válvula direccional de 4 vías 3 posiciones, centro cerrado, accionada por solenoide y centrada por resorte | 1 und | 18.06 |
| Válvula de seguridad tipo cartucho con solenoide incorporado para venteo | 1 und | 6.5 |
| Válvula de cheque tipo cartucho | 1 und | 11.55 |
| Válvula direccional de 2 vías 2 posiciones, normalmente abierta, accionada por solenoide y restitución por resorte | 1 und | 10.15 |

Con base en la anterior tabla se procedió seleccionar las válvulas con la ayuda de los catálogos de los fabricantes, teniendo en cuenta el caudal que maneja cada una de ellas y las curvas de desempeño.

3.3.1. Selección de la válvula direccional 4/3 centro cerrado

La válvula direccional 4/3, es la principal ya que ésta es la que permitirá que el cilindro hidráulico pueda realizar las operaciones para las cuales es diseñado el sistema hidráulico modular.

La marca "ATOS", proporciona una válvula direccional tipo "DKI", de 4 vías, 3 posiciones, con Spool deslizante, operada por 2 solenoides de corriente alterna, diseñada para trabajar con aceite hidráulico. Su superficie de montaje, está aprobada por la norma "ISO" y el "Cetpo 05", el cual es la abreviación para el "Comité Europeo de fabricantes y comerciantes de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas".

Las condiciones máximas de flujo y presión de operación para esta válvula, son:

● Caudal Máximo: $100 \frac{L}{\text{min}} \equiv 22 \frac{Gal}{\text{min}}$

● Presión máxima: $315 \text{ Bar} \equiv 4568,76 \text{ PSI}$

La figura 3.8 muestra la curva de desempeño de esta válvula suministrada por el fabricante.

En esta grafica, se pueden observar 4 curvas (A, B, C, D). Para la selección de la curva que se utilizó para determinar las pérdidas a través de esta válvula, nos basamos en el tipo de Spool de la válvula y los puertos que este comunica

internamente en la válvula, para dar la dirección de flujo del aceite. En la tabla 3.2 se puede determinar la curva de la grafica Q vs ΔP a utilizar para conocer las pérdidas en la válvula direccional según la combinación de puertos conectados por el Spool.

Tabla 3.3. Convenciones de uso de la grafica Q vs ΔP de la válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones.

| TIPO DE SPOOL | DIRECCION DE FLUJO | | | | |
|---------------|--------------------|-----|-----|-----|-----|
| | P→A | P→B | A→T | B→T | P→T |
| 0, 2, 3 | B | B | B | B | |
| 0/2, 1, 8 | B | B | A | A | |
| 1/2, 2/2 | C | C | B | B | |
| 4, 5, 9* | D | D | D | D | C |
| 6 | B | B | A | B | |
| 7 | B | B | B | A | |

El tipo de Spool de la válvula seleccionada es “1/2” (ver sección 3.4.1), y durante el trabajo del sistema en la opción de regeneración, el aceite hidráulico fluye a través del puerto de presión al puerto “A”; entonces, la curva de la grafica a utilizar es la curva “C”, donde se entra con el caudal de flujo del aceite, para determinar la pérdida a través de la válvula.

La figura 3.8 muestra que para un caudal máximo de $100 \frac{L}{min} \equiv 22 \frac{Gal}{min}$, la caída de presión ΔP a través de la válvula es $\Delta P = 11 Bar \equiv 159.5 PSI$ y para un caudal de trabajo de $82 \frac{L}{min} \equiv 18.06 \frac{Gal}{min}$, la caída de presión a través de la válvula es $\Delta P = 8 Bar \equiv 116 PSI$.

Estos resultados de la gráfica indica que la válvula puede ser seleccionada a pesar de las perdidas que esta inducirá en el circuito a diseñar.

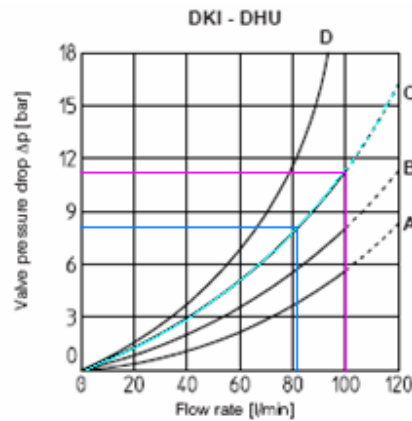


Figura 3.8. Curvas Q vs ΔP válvula direccional 4/3.

En la figura 3.9 se muestra el código de selección para este tipo de válvulas, según la casa del fabricante.

| | |
|--|--|
| DKI - 1 63 1/2 /A - X 24 DC ** /* | |
| <p>Válvula de control direccional ISO/Cetop 05 DKI - 1 = Solenoide para AC y DC</p> <p>Configuración de la Válvula, ver figura 3.8 61 = Solenoide sencillo, centro más posición externa, centrado por resorte 63 = Solenoide sencillo, 2 posiciones externas, resorte de restitución 67 = Solenoide sencillo, centro más posición externa, resorte de restitución 70 = Doble solenoide, 2 posiciones externas, sin resorte 71 = Doble solenoide, 3 posiciones, con resorte para centrado 75 = Doble solenoide, 2 posiciones externas, con retención mecánica</p> <p>Tipo de Spool, ver figura 3.9</p> | <p style="text-align: center;">Ruido Sintético WG = Agua - glicol PE = Ester - fosfato</p> <p style="text-align: center;">Numero de diseño</p> <p style="text-align: center;">Alimentacion de voltaje externo. Ver tabla 3.4 00 = Válvulas sin bobinas</p> <p style="text-align: center;">X = Sin conector Ver nota 2 de la tabla 3.3</p> <p style="text-align: center;">Opciones, Ver nota 1 de la tabla 3.3</p> |

Figura 3.9. Código de selección de la válvula direccional 4/3 del fabricante ATOS.

Con base en los datos de las tablas y las figuras suministradas por el fabricante, tenemos que el código de selección de la válvula a utilizar en el sistema hidráulico tipo modular es el siguiente:

DKI - 1 - 71 - 1/2 - SP - 666 - 110 / 50 AC

Otras especificaciones técnicas de este tipo de válvulas se pueden apreciar en el “Anexo B”.

3.3.2. Selección de la válvula de seguridad con opción de venteo tipo cartucho

La válvula de seguridad debe permitir que el sistema hidráulico trabaje a una presión máxima de 2500 *PSI* . Además, se debe contar con la opción de venteo, el cual es un requerimiento básico de seguridad durante la puesta en marcha del sistema.

La marca “**Command Controls**”, nos presenta la opción de una válvula tipo cartucho roscado venteable, pues tiene incorporado solenoide que realiza esta operación de venteo, lo cual nos soluciona los requerimientos antes mencionados de presión máxima de taraje y venteo del sistema. Esta es una buena opción, pues nos proporciona el ahorro de una válvula direccional adicional que se requiere normalmente para realizar el venteo, disminuyendo así la cantidad de mecanizados que se deben realizar en el manifold, y por tanto las pérdidas hidráulicas que estos generan sobre el sistema hidráulico tipo modular.

Las condiciones máximas de flujo y presión de operación para esta válvula, son:

● Caudal Máximo: $16 \frac{Gal}{min}$

● Presión máxima: 2500 *PSI*

Estas condiciones satisfacen los requerimientos exigidos durante el funcionamiento del circuito hidráulico, que para esta válvula es de 6.5GPM y 2500 psi.

La figura 3.10 muestra la curva de desempeño de esta válvula suministrada por el fabricante.

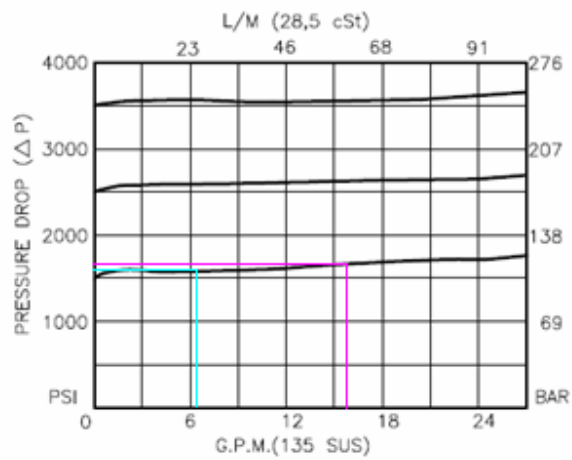


Figura 3.10. Curvas Q vs ΔP válvula de seguridad.

La figura muestra que la pérdida de presión en la válvula es de 50PSI, lo cual es un valor relativamente pequeño, comparado con la presión de trabajo el sistema de 1800PSI

En la figura 3.11 se muestra el código de selección para esta válvula, según la casa fabricante.

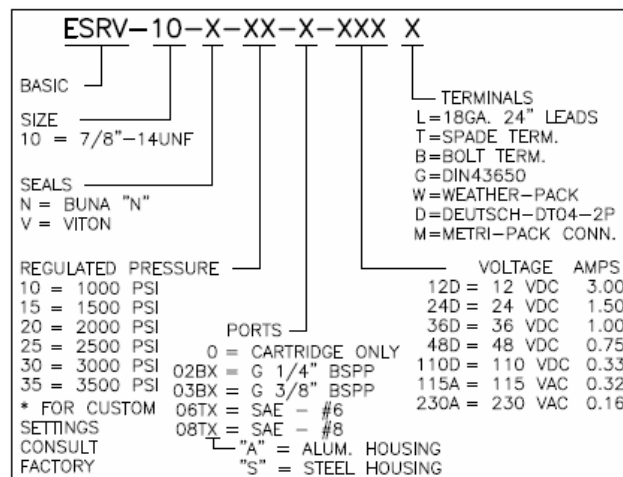


Figura 3.11. Código de selección de la válvula de seguridad.

Con base en los datos de las tablas y las figuras suministradas por el fabricante Command Controls, tenemos que el código de selección de la válvula de seguridad del sistema hidráulico tipo modular es el siguiente:

ESRV - 10 - N - 25 - 0 - 115 A - G

3.3.3. Selección de la válvula direccional de 2 vías, 2 posiciones, normalmente cerrada, tipo cartucho

Esta válvula direccional de 2 vías, 2 posiciones esta ubicada en la línea a tanque de la válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones, y es la encargada de bloquear esta línea, para permitir que el sistema hidráulico de tipo modular, pase de un circuito hidráulico convencional a uno regenerativo y viceversa.

La marca “**Command Controls**”, nos presenta la opción de una válvula direccional de 2 vías y 2 posiciones, normalmente cerrada, de tipo cartucho roscado, accionada por solenoide y de restitución por resorte, cumpliendo con los requerimientos necesarios del sistema hidráulico.

Las condiciones máximas de flujo y presión de operación para esta válvula, son:

● Caudal Máximo: $16 \frac{Gal}{min}$

● Presión máxima: 5.000 *PSI*

Estas condiciones satisfacen los requerimientos exigidos durante el funcionamiento del circuito hidráulico, que para esta válvula es de 10.15GPM y 2500PSI, además, a través de esta válvula no hay paso de aceite durante la regeneración.

La figura 3.12 muestra la curva de desempeño de esta válvula suministrada por el fabricante.

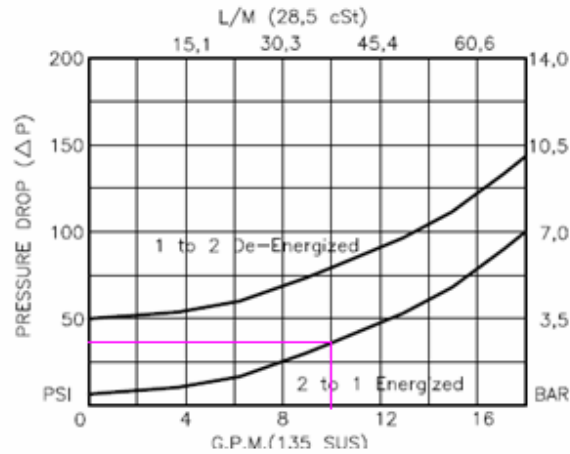


Figura 3.12. Curvas Q vs ΔP válvula direccional 2/2

La válvula seleccionada tiene una presión de apertura de 5PSI, de tal manera que la perdida de presión a través de esta, para un caudal de trabajo de 10GPM es de 35PSI

En la figura 3.13 se muestra el código de selección para esta válvula, según la casa fabricante.

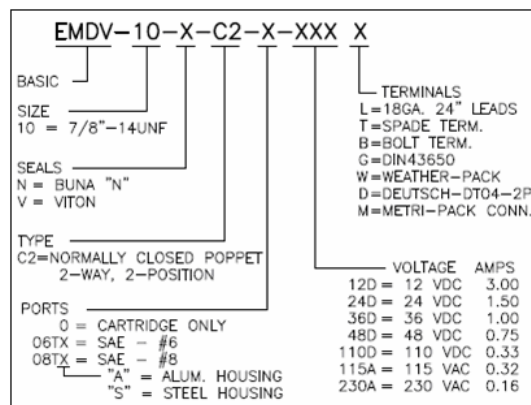


Figura 3.13. Código de selección de la válvula direccional de 2 vías, 2 posiciones, normalmente cerrada de tipo cartucho.

Otras especificaciones técnicas de esta válvula se pueden ver en el “**Anexo B**”.

Con base en los datos de las tablas y las figuras suministradas por el fabricante Command Controls, tenemos que el código de selección de la válvula direccional de 2 vías y 2 posiciones normalmente cerrada, encargada de realizar la operación de regeneración del sistema hidráulico tipo modular es el siguiente:

EMDV - 10 - N - C2 - 0 - 115 A - G

3.3.4. Selección de la válvula de cheque, tipo cartucho

La válvula de cheque esta ubicada en la línea del circuito hidráulico que conecta la salida del cilindro hidráulico con el punto donde se regenera el fluido que sale de esta, al caudal de bomba (ver figuras de los diagramas esquemáticos del circuito hidráulico).

La función de esta válvula es asegurar que el flujo del aceite en esta línea sea en un solo sentido, cuando el circuito hidráulico trabaja con la opción de regeneración, e impedir que el aceite circule a través de esta línea cuando el circuito hidráulico se encuentra trabajando en la opción convencional.

La marca “**Command Controls**”, nos presenta la opción de una válvula de cheque tipo cartucho roscado, con una presión de apertura de 5 PSI, siendo esta una presión relativamente baja, que no induce contrapresiones considerables durante la operación del circuito hidráulico regenerativo.

Las condiciones máximas de flujo y presión de operación para esta válvula, son:

● Caudal Máximo: $16 \frac{Gal}{min}$

● Presión máxima: 5.000 *PSI*

La figura 3.14 muestra la curva de desempeño de esta válvula suministrada por el fabricante.

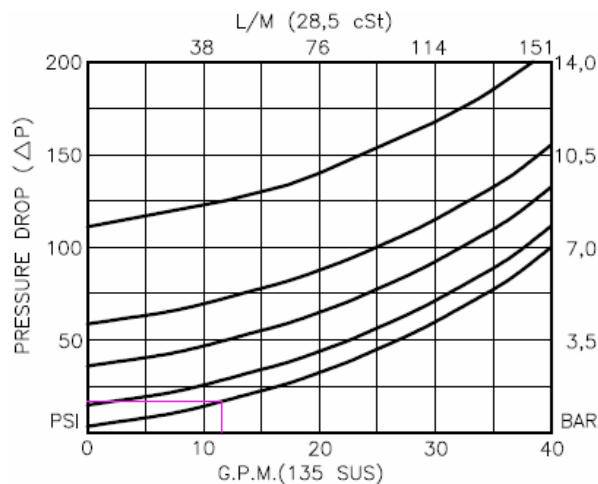


Figura 3.14. Curvas Q vs ΔP válvula de cheque tipo cartucho

En esta figura se muestra que para un caudal de trabajo de $Q = 11,55 GPM$ la pérdida de presión es $\Delta P = 18 PSI$

En esta grafica aparecen 5 curvas, que corresponden a las presiones de apertura de la válvula de cheque, para los 5 tipos de válvulas que ofrece el fabricante. La presión de apertura de la válvula de cheque es de 5 PSI (ver sección 3.4.4.), es decir que para determinar las pérdidas a través de la válvula de cheque se utiliza la primera curva de la grafica de la figura 3.14.

Otras especificaciones técnicas de esta válvula se pueden ver en el “Anexo B”.

En la figura 3.15 se muestra el código de selección de las válvulas de cheque, según la casa fabricante Command Controls.

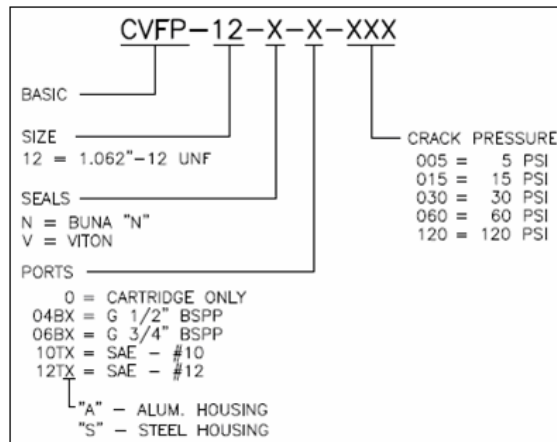


Figura 3.15. Código de selección de la válvula de cheque tipo cartucho.

Con base en los datos de las tablas y las figuras suministradas por el fabricante Command Controls, tenemos que el código de selección de la válvula de cheque del sistema hidráulico tipo modular es el siguiente:

CVFP - 12 - N - 0 - 005

La tabla 3.4 muestra un resumen de la selección final de cada una de las válvulas

Tabla 3. 4. Listado general de válvulas para sistema hidráulico tipo modular aplicado a un circuito regenerativo.

| DESCRIPCION | CANT | MARCA | REFERENCIA COMERCIAL |
|--|----------|------------------|-----------------------|
| Válvula direccional de 4 vías 3 posiciones, centro cerrado, accionada por solenoide y centrada por resorte | 1 und | Atos | SWH-G03-C2-A110-20 |
| Válvula de seguridad tipo cartucho con solenoide incorporado para venteo | 1 und | Command Controls | EMDV-10-N-C2-0-115A-G |
| Válvula de cheque tipo cartucho | 1 und | Command Controls | CVFP-12-N-0-005 |
| Válvula direccional de 2 vías 2 posiciones, normalmente cerrada, accionada por solenoide y restitución por resorte | 1 unidad | Command Controls | ESRV-10-N-25-0-115A-G |

3.4. DIGITALIZACIÓN PRELIMINAR DEL SISTEMA HIDRÁULICO MODULAR

Después de seleccionar y adquirir cada una de las válvulas que hacen parte del sistema hidráulico tipo modular, analizamos cuales podrían ser las posibles soluciones de los mecanizados internos del manifold, y la disposición final de las válvulas en este, teniendo como objetivo principal, buscar que el sistema hidráulico modular presente en lo posible la menor cantidad de pérdidas hidráulicas, producidas a partir de los cambios de sección, cambios de dirección de flujo, codos, etc. También, a partir de las dimensiones de las válvulas, se obtuvieron unas dimensiones preliminares para el manifold, las cuales se tomarán como punto de partida para obtener las dimensiones finales del manifold, teniendo en cuenta la ensamblabilidad de las válvulas en el manifold, es decir, que las válvulas no presenten interferencia al momento de realizar el montaje en el manifold. Esto se realizó con la ayuda de la herramienta CAD “**SolidWorks**”. A continuación se presentan los resultados del análisis.

3.4.1. Digitalización de las válvulas del sistema hidráulico modular en SolidWorks

- En la siguiente figura se muestra la digitalización de la válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones que formará parte del ensamble final del sistema hidráulico modular

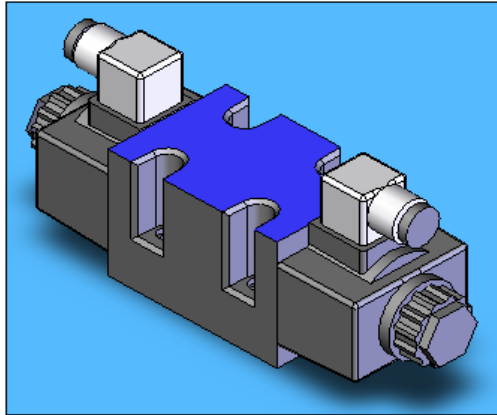


Figura 3.16. Válvula direccional de 4 vías 3 posiciones (digitalizada).

Los planos y dimensiones reales de esta válvula suministrados por el fabricante se muestran en el **Anexo C**.

- En la siguiente figura se muestra la digitalización de la válvula de seguridad que formará parte del ensamble final del sistema hidráulico modular.

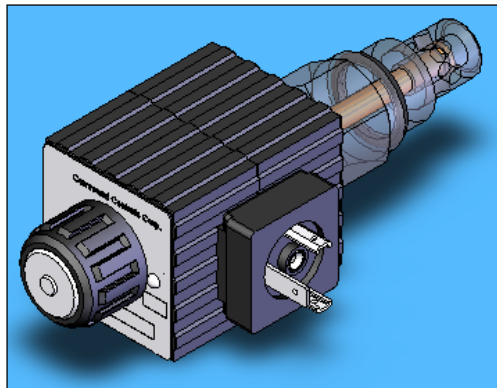


Figura 3.17. Válvula de seguridad tipo cartucho Command Controls (digitalización).

Los planos y dimensiones reales de esta válvula suministrados por el fabricante se muestran en el **Anexo C**.

- En la siguiente figura se muestra la digitalización de la válvula direccional de 2 vías 2 posiciones, que formará parte del ensamble final del sistema hidráulico modular.

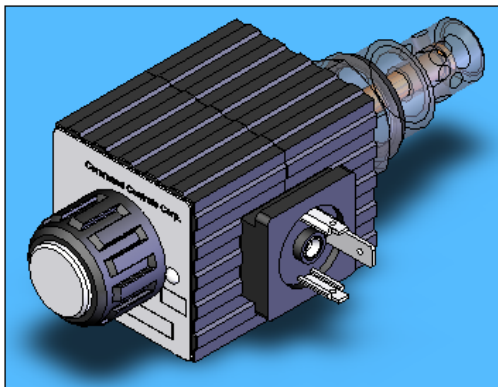


Figura 3.18. Válvula direccional 2 vías 2 posiciones normalmente cerrada tipo cartucho (digitalización).

Los planos y dimensiones reales de esta válvula suministrados por el fabricante se muestran en el **Anexo C**.

- En la siguiente figura se muestra la digitalización de la válvula de cheque, que formará parte del ensamble final del sistema hidráulico modular.

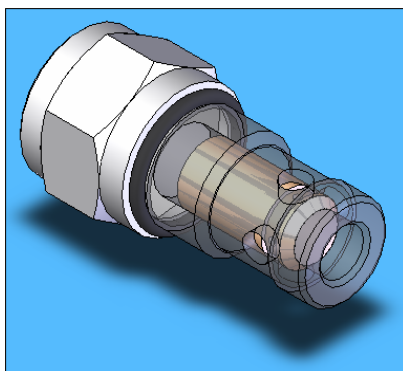


Figura 3.19. Válvula de cheque tipo cartucho (digitalización).

Los planos y dimensiones reales de esta válvula suministrados por el fabricante se muestran en el **Anexo C**.

3.4.2. Esquema preliminar de conexiones del manifold

En la figura 3.20 se muestra el diagrama esquemático de los conductos internos que se utilizan en el manifold para obtener una idea global de cómo se realizaron las conexiones de las válvulas del circuito hidráulico modular.

Esta configuración preliminar se basó en la idea de que se espera que las conexiones del manifold al cilindro quedaran en una misma cara del manifold, también que las conexiones de presión y tanque del manifold quedaran ambas en otra cara de este, y que las válvulas se distribuyeran en las tres caras restantes, dejando una cara como base del manifold.

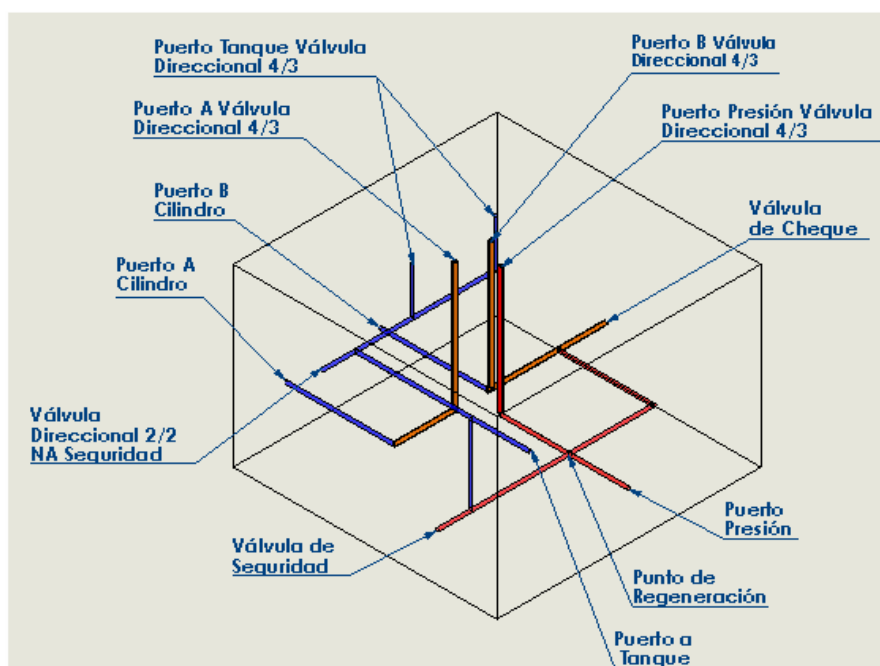


Figura 3.20. Esquema preliminar de conexiones en el manifold

La distribución de la ubicación de las válvulas en el manifold, y las rutas que siguen los conductos del manifold, fueron producto del esquema del circuito hidráulico regenerativo que se quiere llevar a un sistema modular, ver figura 3.1.

Con este esquema, comenzando por la entrada de presión, seguida de la ubicación de la válvula de seguridad del sistema, se continuó con esta línea hasta llegar al punto de regeneración del circuito. Todo esto se dejó en un mismo plano, para luego subir a la cara superior del manifold, donde se ubicó la válvula direccional 4/3, por comodidad de montaje. Entonces, para evitar que los conductos del manifold se interceptarán, se ubicaron las conexiones a tanque desde la válvula direccional 4/3 al manifold en un segundo plano por encima del plano de ubicación de la válvula de seguridad; y se dejaron las salidas hacia el cilindro y la conexión de la válvula de cheque, en el mismo plano de la válvula de seguridad, consiguiéndose así una distribución de los conductos del manifold, sin interferencias.

También se tuvo en cuenta, la forma en que se mecanizarían estos conductos, mas adelante durante la fabricación del manifold, por esta razón, se dejaron todos los conductos perpendiculares a una cara respectiva en el manifold, para poder colocarlas como referencia durante el mecanizado.

Tomando como base, las dimensiones de cada una de las válvulas para que en el momento del montaje no se presenten problemas de interferencia entre los diferentes elementos que conforman el circuito hidráulico final, se determinaron las distancias entre los conductos del manifold.

Una vez determinadas estas distancias, siendo estas las mínimas posibles, para optimizar al mismo tiempo las dimensiones del bloque del cual se mecanizará el manifold, con el fin de economizar con el material de fabricación, consiguiéndose así las dimensiones finales del bloque para el manifold.

Teniendo ya todas las dimensiones preliminares, se procede a realizar el modelado del manifold, y de todo el sistema hidráulico modular en el software SolidWorks,

3.4.3. Digitalización del manifold del sistema hidráulico tipo modular en SolidWorks

En la siguiente figura se muestra la digitalización del manifold que será la base principal del sistema hidráulico tipo modular.

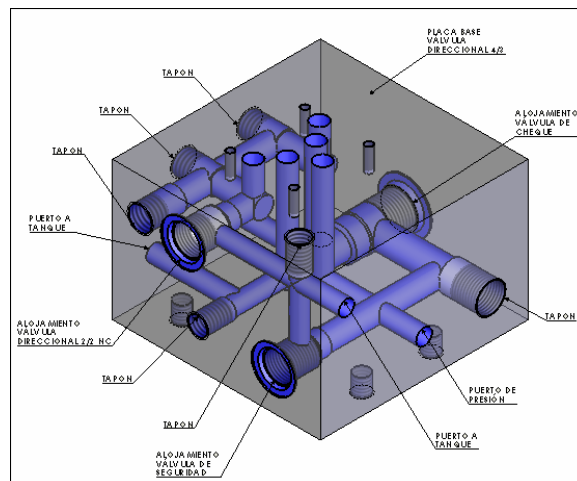


Figura 3.21. Conductos manifold sistema hidráulico tipo modular (digitalización).

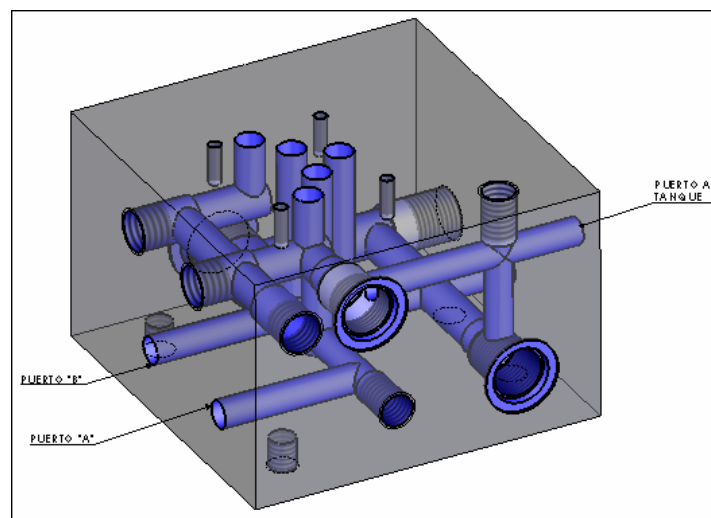


Figura 3.22. Conductos manifold sistema hidráulico tipo modular (digitalización) visualización puertos "A" y "B".

Las figuras muestran las zonas de alojamiento de las válvulas y los puertos de presión, tanque, “A” y “B”, como también los conductos internos que forman el circuito hidráulico.

3.4.4. Digitalización del ensamble preliminar del sistema hidráulico tipo modular en SolidWorks

En la siguiente figura se muestra la digitalización del sistema hidráulico tipo modular con manifold completo, en el que se incluye la disposición final de las válvulas que lo conforman.

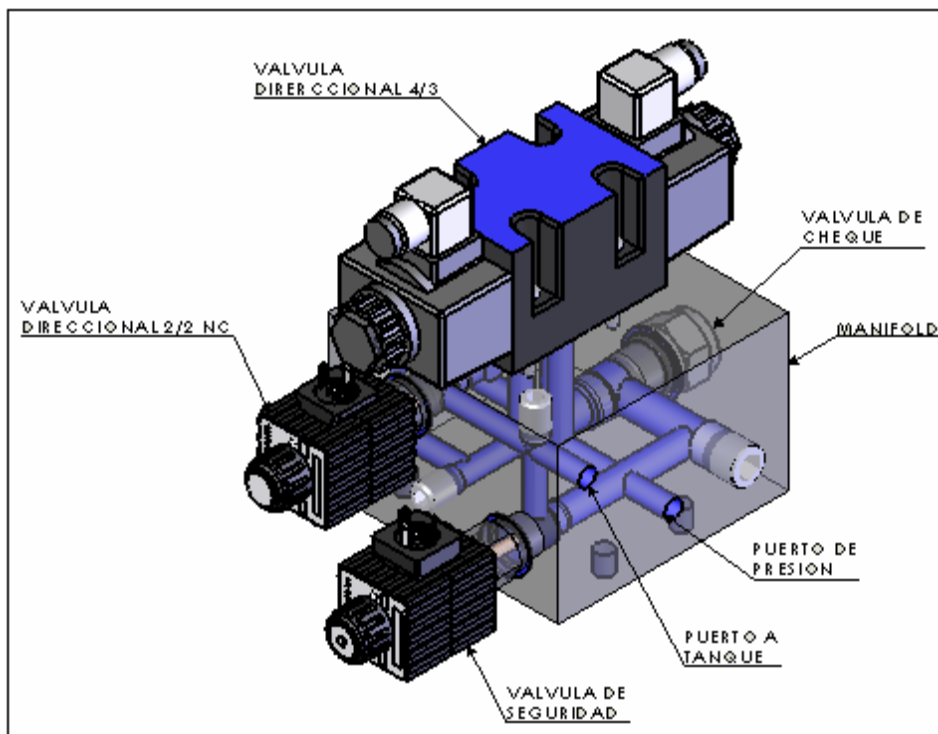


Figura 3.23. Ensamble preliminar sistema hidráulico tipo modular.

3.5. CALCULO DE PERDIDAS DEL SISTEMA HIDRAULICO TIPO MODULAR

Todos los cálculos de pérdidas hidráulicas se realizaron tomando como fluido de trabajo aceite ISO 68, con las siguientes propiedades físicas:

● Viscosidad, $\nu = 40 \text{ cstke} = 4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

● Densidad, $\rho = 890 \text{ kg}/\text{m}^3$

3.5.1. Calculo de pérdidas hidráulicas a través de líneas para el circuito regenerativo

En la figura 3.24 se presentan un diagrama esquemático del circuito hidráulico regenerativo, donde se muestran los tramos de línea a los que se les realizará el cálculo de pérdidas hidráulicas debidas tanto a rugosidad de tubería, como a los accesorios principales que conforman el sistema hidráulico modular.

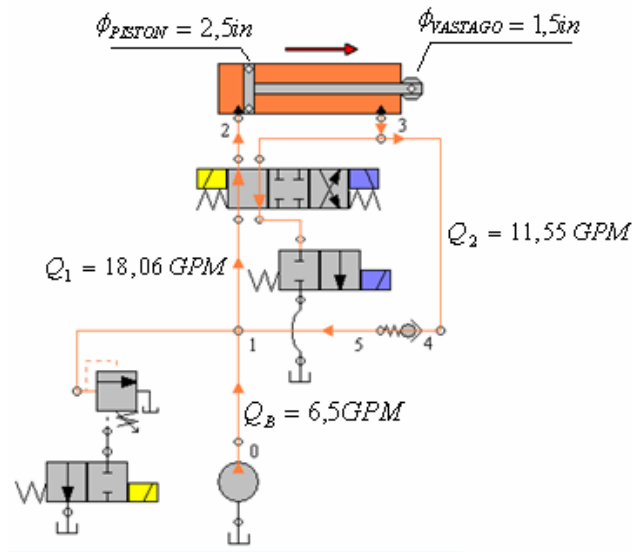


Figura 3.24. Tramos de línea para cálculo de pérdidas hidráulicas en circuito regenerativo. Para cada uno de los tramos se debe calcular el numero de Reynolds, Re (ver ecuación 1.1), para determinar si el flujo es laminar o turbulento, y se calculan las pérdidas con las ecuaciones correspondientes a cada caso.

3.5.1.1 Tramo 0-1: Entrada presión manifold – punto de regeneración.

En la figura 3.25 se puede ver la ubicación del tramo 0-1 en una vista de corte del manifold y el diagrama esquemático, del sistema hidráulico tipo modular.

El caudal de entrada para este tramo es el mismo que el de entrada al sistema hidráulico tipo modular, pues el punto cero se encuentra en el puerto de presión; entonces:

$$Q_{0-1} = 6.5 \text{ GPM} * \frac{23 \text{ lin}^3}{1 \text{ Gal}} * \frac{(0.0254 \text{ m})^3}{1 \text{ lin}^3} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \Rightarrow Q_{0-1} = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

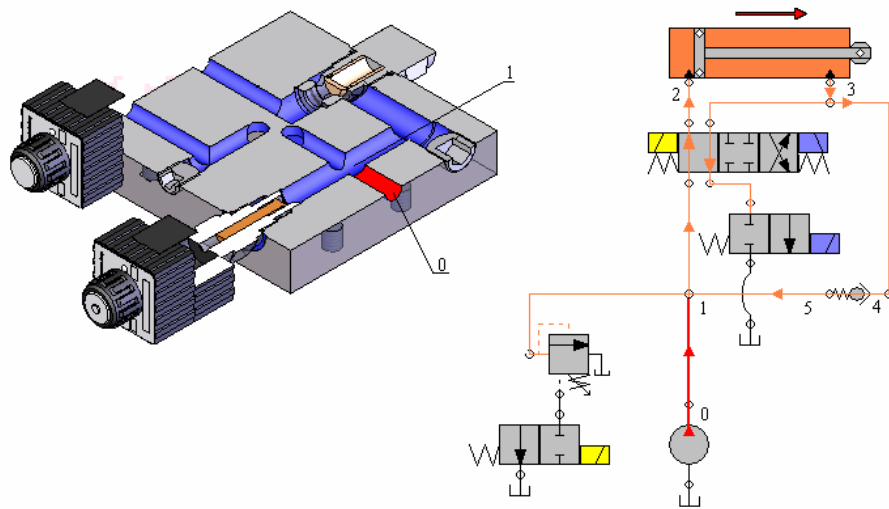


Figura 3.25. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 0-1 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas.

El diámetro del tramo 0-1 es: $D_{0-1} = 11.5\text{mm} \equiv 0.0115\text{m}$

De la ecuación 1.12, se tiene que el caudal de flujo a través de una tubería es:

$$Q = V * A$$

Donde A es el área de la sección transversal de la línea y V es la velocidad de flujo del aceite en el tramo 0-1. Entonces, se tiene que el área de sección del tramo 0-1 es:

$$A_{0-1} = \frac{\pi}{4} * D_{0-1}^2 = \frac{\pi}{4} * (0.0115\text{m})^2 \quad \Rightarrow \quad A_{0-1} = 1.0387 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Y, la velocidad de flujo a través del tramo 0-1 es:

$$V_{0-1} = \frac{Q_{0-1}}{A_{0-1}} = \frac{4.1 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}}{1.0387 \times 10^{-4} \text{m}^2} \quad \Rightarrow \quad V_{0-1} = 3.947 \text{m/s}$$

Entonces, el Re para este tramo es:

$$Re_{0-1} = \frac{V_{0-1} * D_{0-1}}{\nu} = \frac{3.947 \text{ m/s} * 0.0115 \text{ m}}{4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \Rightarrow Re_{0-1} = 1134.8$$

Como $Re < 2400$, el flujo en tramo 0-1 es laminar. Entonces, de la ecuación 1.20, tenemos que el factor de fricción es:

$$f_{0-1} = \frac{64}{Re_{0-1}} = \frac{64}{1134.8} \Rightarrow f_{0-1} = 0.057$$

Entonces, de la ecuación de pérdidas 1.23, tenemos que la pérdida hidráulica en el tramo 0-1 es:

$$h_{L_{0-1}} = f_{0-1} * \frac{L_{0-1}}{D_{0-1}} * \frac{V_{0-1}^2}{2g}, \text{ donde } L_{0-1} = 34 \text{ mm} \equiv 0.034 \text{ m}, \text{ entonces:}$$

$$h_{L_{0-1}} = 0.0569 * \frac{0.034 \text{ m}}{0.0115 \text{ m}} * \frac{(3.947 \text{ m/s})^2}{2 * 9.81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow h_{L_{0-1}} = 0.132 \text{ m}$$

De la ecuación 1.19, tenemos que la caída de presión en el tramo de 0-1 es:

$$\Delta P_{0-1} = h_{L_{0-1}} * \rho * g = 0.132 \text{ m} * 890 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P_{0-1} = 1156 \text{ Pa} \equiv 0.168 \text{ Psi}$$

3.5.1.2 Tramo 1-2: Punto de regeneración – salida manifold puerto “A”.

En la figura 3.26 se puede ver la ubicación del tramo 1-2 en una vista de corte del manifold y el diagrama esquemático, del sistema hidráulico tipo modular.

Como se puede observar en la figura 3.26, la válvula direccional principal de 4 vías y 3 posiciones corta el tramo 1-2; las pérdidas producto de esta válvula direccional serán calculadas posteriormente.

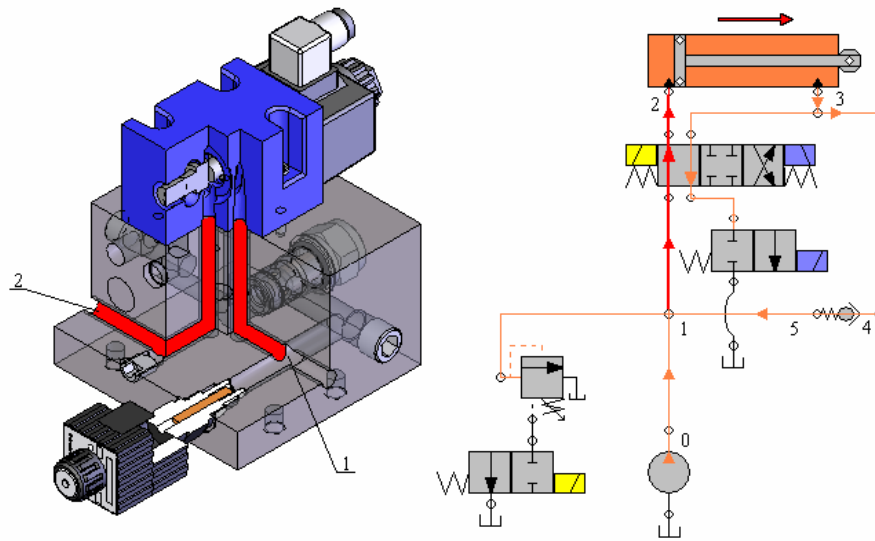


Figura 3.26. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 1-2 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas.

Para este tramo, tenemos que el caudal de entrada, es el caudal de regeneración, es decir:

$$Q_{1-2} = 18.06 \text{GPM} * \frac{23 \text{in}^3}{1 \text{Gal}} * \frac{(0,0254 \text{m})^3}{\text{in}^3} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} \Rightarrow Q_{1-2} = 1.14 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

El diámetro del tramo 1-2 es: $D_{1-2} = 11,5 \text{mm} \approx 0,0115 \text{m}$

El área de la sección del tramo 1-2 es:

$$A_{1-2} = \frac{\pi}{4} * D_{1-2}^2 = \frac{\pi}{4} * (0,0115 \text{m})^2 \Rightarrow A_{1-2} = 1,0387 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces, la velocidad de flujo del tramo 1-2 es:

$$V_{1-2} = \frac{Q_{1-2}}{A_{1-2}} = \frac{1.24 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{1,0387 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \Rightarrow V_{1-2} = 10.97 \text{ m/s}$$

Y el Reynolds para el tramo 1-2 es:

$$Re_{1-2} = \frac{V_{1-2} * D_{1-2}}{\nu} = \frac{10.97 \text{ m/s} * 0.0115 \text{ m}}{4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \Rightarrow Re_{1-2} = 3154$$

Como $Re > 2400$, el flujo en tramo 1-2 es turbulento. Entonces, de la ecuación 1.27, tenemos que el factor de fricción es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86 * \ln\left(\frac{e}{3.7D}\right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86 * \ln\left(\frac{0.00016}{3.7 * 0.0115}\right) \Rightarrow f = 0.0433$$

Entonces, de la ecuación de pérdidas 1.23, tenemos que la pérdida hidráulica en el tramo 1-2 es:

$$h_{L_{1-2}} = f_{1-2} * \frac{L_{1-2}}{D_{1-2}} * \frac{V_{1-2}^2}{2g}, \text{ donde}$$

$$L_{1-2} = 39.3 \text{ mm} + 73 \text{ mm} + 34.7 + 61.6 \text{ mm} = 281.6 \text{ mm} \equiv 0.2816 \text{ m}, \text{ entonces}$$

$$h_L = 0.0433 \frac{0.2816 \text{ m}}{0.0115 \text{ m}} \frac{(10.97 \text{ m/s})^2}{2 * 9.81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow h_L = 6.51 \text{ m}$$

Adicional a la pérdida hidráulica anterior, también se tienen las pérdidas por los codos o cambios de dirección de flujo (ver figura 3.26). Estas pérdidas menores se calculan a partir de la ecuación 1.32, donde:

$h_{L_{1-2_menor}} = K_{1-2} \frac{V_{1-2}^2}{2g}$, donde K_{1-2} es el coeficiente del tipo de pérdida menor. Los valores de K se obtienen de la tabla 1.3.

El tipo de pérdida menor es el cambio de dirección de flujo o esquina, entonces de la tabla 1.3 se tiene que:

$$K_{1-2} = 1.10$$

Como son tres cambios de dirección: el primero hacia la válvula direccional, el segundo desde la válvula direccional y el tercero hacia la salida al puerto "A". Entonces, la pérdida menor en el tramo 1-2 es:

$$h_{L_{1-2_menor}} = K_{1-2} \frac{V_{1-2}^2}{2g} = 3 * 1.10 * \frac{(10.97 \text{ m/s})^2}{2 * 9.81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow h_{L_{1-2_menor}} = 20.24 \text{ m}$$

Entonces las pérdidas totales en el tramo 1-2 será la suma de las pérdidas mayores y menores en tubería, es decir:

De la ecuación 1.19, tenemos que la caída de presión en el tramo de 1-2 es:

$$h_{L_{1-2_TOTAL}} = h_{L_{1-2}} + h_{L_{1-2_menor}} = 6.51 \text{ m} + 20.24 \text{ m} \Rightarrow h_{L_{1-2_TOTAL}} = 26.75 \text{ m}$$

La caída de presión en el tramo de 1-2 es:

$$\Delta P_{1-2} = h_{L_{1-2_TOTAL}} * \rho * g = 26.75 \text{ m} * 890 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P_{1-2} = 233,552 \text{ Pa} \equiv 33.94 \text{ Psi}$$

3.5.1.3 Tramo 3-4: Salida manifold puerto “B” – entrada válvula de cheque.

En la figura 3.27 se puede ver la ubicación del tramo 3-4 en una vista de corte del manifold y el diagrama esquemático, del sistema hidráulico tipo modular.

Como se puede observar en la figura 3.27, la válvula de cheque de tipo cartucho corta el tramo 3-1 en los tramos 3-4 y 5-1; las pérdidas producto de esta válvula de cheque serán calculadas posteriormente.

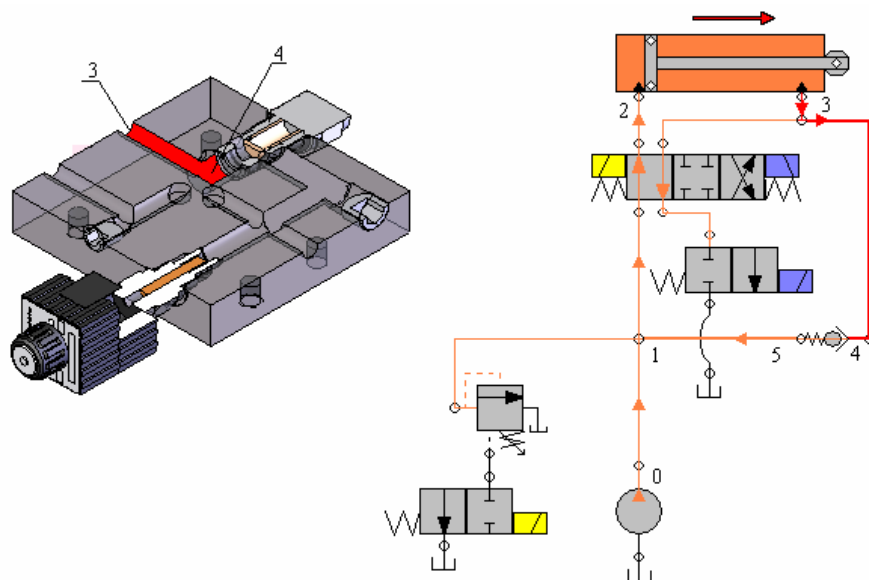


Figura 3.27. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 3-4 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas.

El caudal de entrada para el tramo 3-4 es el evacuado por el cilindro hidráulico durante el avance del vástago, es decir:

$$Q_{3-4} = 11.55 \text{GPM} * \frac{23 \text{in}^3}{1 \text{Gal}} * \frac{(0.0254 \text{m})^3}{\text{in}^3} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} \Rightarrow Q_{3-4} = 7.287 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

El diámetro del tramo 3-4 es: $D_{3-4} = 11.5\text{mm} \equiv 0.0115\text{m}$

El área de la sección del tramo 2-3 es:

$$A_{3-4} = \frac{\pi}{4} * D_{3-4}^2 = \frac{\pi}{4} * (0.0115\text{m})^2 \Rightarrow A_{3-4} = 1.0387 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Entonces, la velocidad de flujo del tramo 3-4 es:

$$V_{3-4} = \frac{Q_{3-4}}{A_{3-4}} = \frac{7.287 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}}{1.0387 \times 10^{-4} \text{m}^2} \Rightarrow V_{3-4} = 7.02 \text{m/s}$$

Y el Reynolds para el tramo 3-4 es:

$$\text{Re}_{3-4} = \frac{V_{3-4} * D_{3-4}}{\nu} = \frac{7.02 \text{m/s} * 0.0115\text{m}}{4 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}} \Rightarrow \text{Re}_{3-4} = 2,718$$

Como $\text{Re} > 2400$, el flujo en tramo 3-4 es turbulento. Entonces, de la ecuación 1.27, tenemos que el factor de fricción es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0,86 * \ln\left(\frac{e}{3,7D}\right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0,86 * \ln\left(\frac{0.00016}{3,7 * 0.0115}\right) \Rightarrow f = 0.0433$$

Entonces, de la ecuación de pérdidas 1.23, tenemos que la pérdida hidráulica en el tramo 3-4 es:

$$h_{L_{3-4}} = f_{3-4} * \frac{L_{3-4}}{D_{3-4}} * \frac{V_{3-4}^2}{2g}, \text{ donde } L_{L_{3-4}} = 61.6mm \equiv 0.0616m, \text{ entonces:}$$

$$h_{L_{3-4}} = 0.0433 * \frac{0.0616m}{0.0115m^2} * \frac{(7.02m/s)^2}{2 \times 9.81m/s^2} \Rightarrow h_{L_{3-4}} = 0.582m$$

Y, la caída de presión en el tramo de 3-4 es:

$$\Delta P_{3-4} = h_{L_{3-4}} \times \rho \times g = 0.582m \times 890kg/m^3 \times 9.81m/s^2$$

$$\Delta P_{3-4} = 5,086Pa \equiv 0.74Psi$$

3.5.1.4 Tramo 5-1: Salida válvula de cheque – Punto de regeneración.

En la figura 3.28 se puede ver la ubicación del tramo 5-1 en una vista de corte del manifold y el diagrama esquemático, del sistema hidráulico tipo modular.

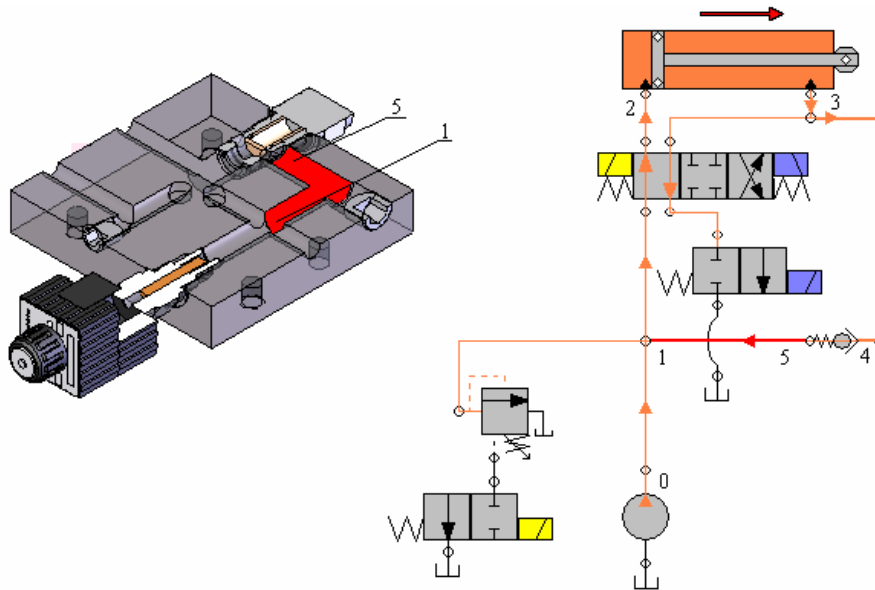


Figura 3.28. Vista isométrica en corte y diagrama esquemático. Detalle tramo 5-1 circuito hidráulico regenerativo para cálculo de pérdidas.

El caudal de entrada para el tramo 5-1, es el mismo que el del tramo 3-4. Es decir:

$$Q_{3-4} = Q_{5-1} = 11.55 \text{GPM} * \frac{23 \text{in}^3}{1 \text{Gal}} * \frac{(0.0254 \text{m})^3}{1 \text{in}^3} * \frac{1 \text{min}}{60 \text{seg}} \Rightarrow Q_{5-1} = 7.287 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

El tramo 5-1 tiene un cambio en la sección, por tanto, los diámetros del tramo 5-1 son:

$$D_{5-1_A} = 17.5 \text{mm} \equiv 0.0175 \text{m} \quad \text{Y} \quad D_{5-1_B} = 14.5 \text{mm} \equiv 0.0145 \text{m}$$

Las áreas de sección del tramo 5-1 son:

$$A_{5-1_A} = \frac{\pi}{4} * D_{5-1_A}^2 = \frac{\pi}{4} * (0.0175 \text{m})^2 \Rightarrow A_{5-1_A} = 2.405 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{5-1_B} = \frac{\pi}{4} * D_{5-1_B}^2 = \frac{\pi}{4} * (0.0145 \text{m})^2 \Rightarrow A_{5-1_B} = 1.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces, las velocidades de flujo del tramo 5-1 son:

$$V_{5-1_A} = \frac{Q_{5-1}}{A_{5-1_A}} = \frac{7.287 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{2.405 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \Rightarrow V_{5-1_A} = 3.03 \text{ m/s}$$

$$V_{5-1_B} = \frac{Q_{5-1}}{A_{5-1_B}} = \frac{7.287 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{1.651 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \Rightarrow V_{5-1_B} = 4.42 \text{ m/s}$$

Y los números de Reynolds para el tramo 5-1 son:

$$Re_{5-1_A} = \frac{V_{5-1_A} * D_{5-1_A}}{\nu} = \frac{3.03 \text{ m/s} * 0.0175 \text{ m}}{4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \Rightarrow Re_{5-1_A} = 1326$$

$$Re_{5-1_B} = \frac{V_{5-1_B} * D_{5-1_B}}{\nu} = \frac{4.42 \text{ m/s} * 0.0145 \text{ m}}{4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \Rightarrow Re_{5-1_B} = 1600$$

Como en ambos casos, el $Re < 2400$, el flujo en tramo 5-1 se toma como laminar.

Entonces, tenemos que los factores de fricción para este tramo son:

$$f_{5-1_A} = \frac{64}{Re_{5-1_A}} = \frac{64}{1326} \Rightarrow f_{5-1_A} = 0.048$$

$$f_{5-1_B} = \frac{64}{Re_{5-1_B}} = \frac{64}{1600} \Rightarrow f_{5-1_B} = 0.040$$

Entonces, tenemos que las pérdidas hidráulicas en el tramo 5-1 son:

$$h_{5-1_A} = f_{5-1_A} * \frac{L_{5-1_A}}{D_{5-1_A}} * \frac{V_{5-1_A}^2}{2g}, \text{ donde } L_{5-1_A} = 88.4 \text{ mm} \equiv 0.0884 \text{ m}, \text{ entonces:}$$

$$h_{5-1_A} = 0.048 * \frac{0.0884 \text{ m}}{0.0175 \text{ m}} * \frac{(3.03 \text{ m/s})^2}{2 * 9.81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow h_{5-1_A} = 0.113$$

$$h_{5-1_B} = f_{5-1_B} * \frac{L_{5-1_B}}{D_{5-1_B}} * \frac{V_{5-1_B}^2}{2g}, \text{ donde } L_{5-1_B} = 48.1\text{mm} \equiv 0.0481\text{m}, \text{ entonces:}$$

$$h_{5-1_B} = 0.040 * \frac{0.0481\text{m}}{0.0145\text{m}^2} * \frac{(4.42\text{m/s})^2}{2 \times 9.81\text{m/s}^2} \Rightarrow h_{5-1_B} = 0.132\text{m}$$

Adicional a la pérdida hidráulica anterior, también se tienen las pérdidas por el cambio de dirección de flujo (ver figura 3.23), y por el cambio de sección de la línea. Entonces:

$$h_{L_{5-1_menor}} = K_{5-1} \frac{V_{5-1}^2}{2g}$$

El tipo de pérdida menor es el cambio de sección de la línea y el coeficiente de pérdida se calcula con la ecuación 1.33 b. Entonces:

$$C_C = 0.62 + 0.38 * \left(\frac{A_{5-1_B}}{A_{5-1_A}} \right)^3 = 0.62 + 0.38 * \left(\frac{1.651 \times 10^{-4} \text{m}^2}{2.405 \times 10^{-4} \text{m}^2} \right)^3 \Rightarrow C_C = 0.743$$

$$Y, A_C = C_C * A_{5-1_B} = 0.743 * 1.651 \times 10^{-4} \Rightarrow A_C = 1.227 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Entonces, de la ecuación 1.33 b, tenemos que el coeficiente de pérdida para la contracción repentina es:

$$K_{5-1} = (1 - C_C)^2 * \left(\frac{1}{C_C} \right)^2 = (1 - 0.743)^2 * \left(\frac{1}{0.743} \right)^2 \Rightarrow K_{5-1} = 0.12$$

Entonces, la pérdida menor en el tramo 5-1 es:

$$h_{L_{5-1_menor}} = K_{5-1} * \frac{V_{5-1_B}^2}{2g} = 0.12 * \frac{(4.42\text{m/s})^2}{2 \times 9.81\text{m/s}^2} \Rightarrow h_{L_{5-1_menor}} = 1.0\text{m}$$

Entonces las pérdidas totales en el tramo 1-2 será la suma de las pérdidas mayores y menores en tubería, es decir:

$$h_{L_{5-1}_{TOTAL}} = h_{L_{5-1}_A} + h_{L_{5-1}_B} + h_{L_{5-1}_{menor}} = 0.113m + 0.132m + 1.0m$$

$$h_{L_{5-1}_{TOTAL}} = 1.245m$$

La caída de presión en el tramo de 5-1 es:

$$\Delta P_{5-1} = h_{L_{5-1}_{TOTAL}} * \rho * g = 1.245m * 890 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P_{5-1} = 10,870 \text{ Pa} \equiv 1.58 \text{ Psi}$$

Las pérdidas totales a través de los conductos del manifold, cuando este se encuentra trabajando con la opción de regeneración, se obtienen de la suma de las pérdidas en cada uno de los tramos calculadas anteriormente. Esta pérdida total es:

$$\Delta P_{TOTAL_CONDUCTOS} = 250,660 \text{ Pa} \equiv 36.43 \text{ Psi}$$

3.5.2. Calculo de perdidas hidráulicas a través de las válvulas del sistema hidráulico modular, “para el circuito regenerativo”

Cuando el sistema hidráulico trabaja con la opción de regeneración, el fluido hidráulico pasa a través de las válvulas: direccional 4/3, y cheque, en los tramos 1-2 y 4-5 respectivamente. El cálculo de las perdidas en las válvulas se realiza a continuación.

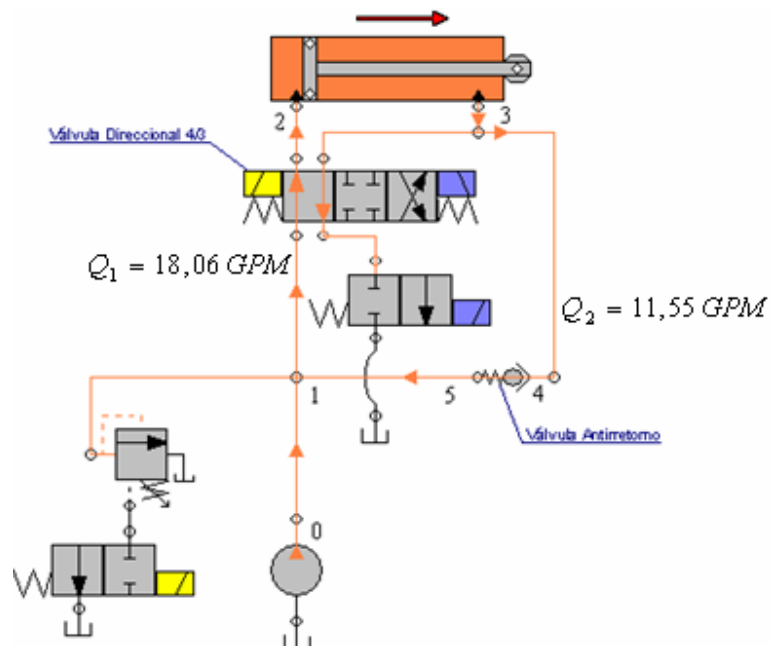


Figura 3. 29. Diagrama esquemático circuito regenerativo. Ubicación válvulas direccional 4/3 y cheque.

3.5.2.1. Cálculo de pérdidas a través de la válvula direccional 4/3.

A través de esta válvula pasa un caudal de 18.06 GPM cuando el sistema trabaja en regeneración, esto causa pérdidas hidráulicas al sistema, que se pueden determinar con las curvas Q vs. ΔP suministradas por el fabricante, donde Q es el caudal que pasa a través de la válvula, y ΔP es la caída de presión que produce el paso del fluido hidráulico por la válvula.

En la figura 3.30 se muestra la grafica Q vs ΔP de la válvula direccional de 4 vías 3 posiciones del sistema hidráulico modular, cuando el circuito trabaja en regeneración la curva de desempeño de la válvula direccional 4/3 es la "C", analizada durante el proceso de selección de la misma.

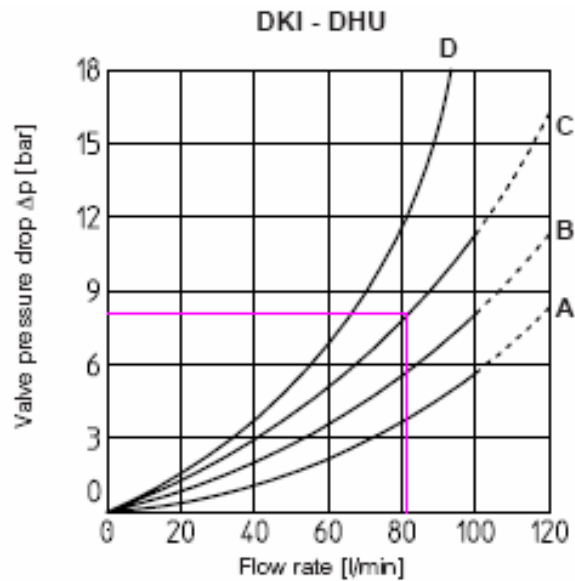


Figura 3.30. Curvas Q vs ΔP válvula direccional 4/3.

En esta figura se muestra que para un caudal de trabajo de $Q = 18.06GPM \approx 82 \frac{l}{m}$ la pérdida de presión es $\Delta P = 8bar \approx 116PSI$

3.5.2.2. Cálculo de pérdidas a través de la válvula de cheque.

A través de esta válvula pasa un caudal de 11.55 GPM cuando el sistema trabaja con la opción de regeneración, esto también causa pérdidas hidráulicas al sistema, que se pueden determinar con las curvas Q vs ΔP suministradas por el fabricante.

En la figura 3.31 se muestra la grafica Q vs ΔP de la válvula de cheque del sistema hidráulico modular.

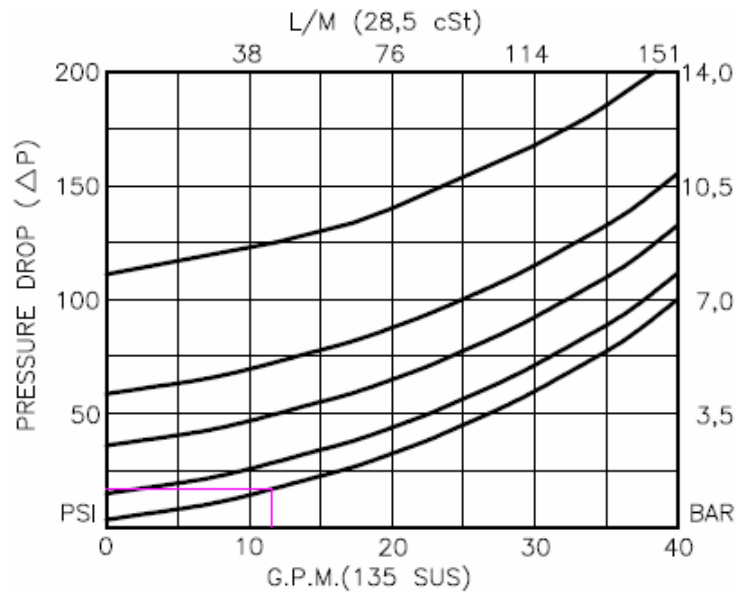


Figura 3.31. Curvas Q vs ΔP válvula de cheque tipo cartucho

En esta figura se muestra que para un caudal de trabajo de $Q = 11.55 GPM$ la pérdida de presión es $\Delta P = 18 PSI$

Las pérdidas totales a través de las válvulas del manifold, cuando este se encuentra trabajando en regeneración, se obtienen de la suma de las pérdidas en las válvulas, calculadas anteriormente. Esta pérdida total es:

$$\Delta P_{TOTAL_VÁLVULAS} = \Delta P_{DIRECCIONAL-4/3} + \Delta P_{CHEQUE}$$

$$\Delta P_{TOTAL_VÁLVULAS} = 116 PSI + 18 PSI$$

$$\Delta P_{TOTAL_VÁLVULAS} = 134 PSI$$

Entonces, las pérdidas totales en el sistema modular cuando este trabaja en regeneración son:

$$\Delta P_{TOTAL_SISTEMA} = \Delta P_{TOTAL_VALVULAS} + \Delta P_{TOTAL_CONDUCTOS}$$

$$\Delta P_{TOTAL_SISTEMA} = 134 + 36.43$$

$$\Delta P_{TOTAL_SISTEMA} = 170.43 PSI$$

Una vez realizados todos los cálculos correspondientes de las pérdidas en el sistema hidráulico, procedemos a comparar estas con las pérdidas que nos da el software después de realizar la simulación de la regeneración.

3.6 ANALISIS DEL MANIFOLD MEDIANTE LA APLICACIÓN DE ELEMENTOS FINITOS

Un sistema hidráulico modular, se diseña, para que maneje altas presiones y grandes caudales, en un espacio reducido. Para analizar estas dos condiciones de trabajo en este proyecto de grado, nos apoyamos con la aplicación de análisis de elementos finitos, la cual es una herramienta de diseño que nos da una idea del comportamiento aproximado de una pieza cuando esta es sometida a ciertas condiciones de presión y flujo.

Al someter el manifold del sistema hidráulico modular, a un análisis de esfuerzos y caudales, por elementos finitos, tenemos la posibilidad de saber que material se adapta mejor a las condiciones de trabajo exigidas por el sistema hidráulico; y aproximar el valor de las pérdidas hidráulicas del sistema.

En la figura 3.32 se muestra el análisis esfuerzos estáticos, que se le realizó al manifold del sistema hidráulico modular con ayuda del software SolidWorks, para una presión de prueba de 2500Psi (la máxima presión de trabajo de la válvula de seguridad).

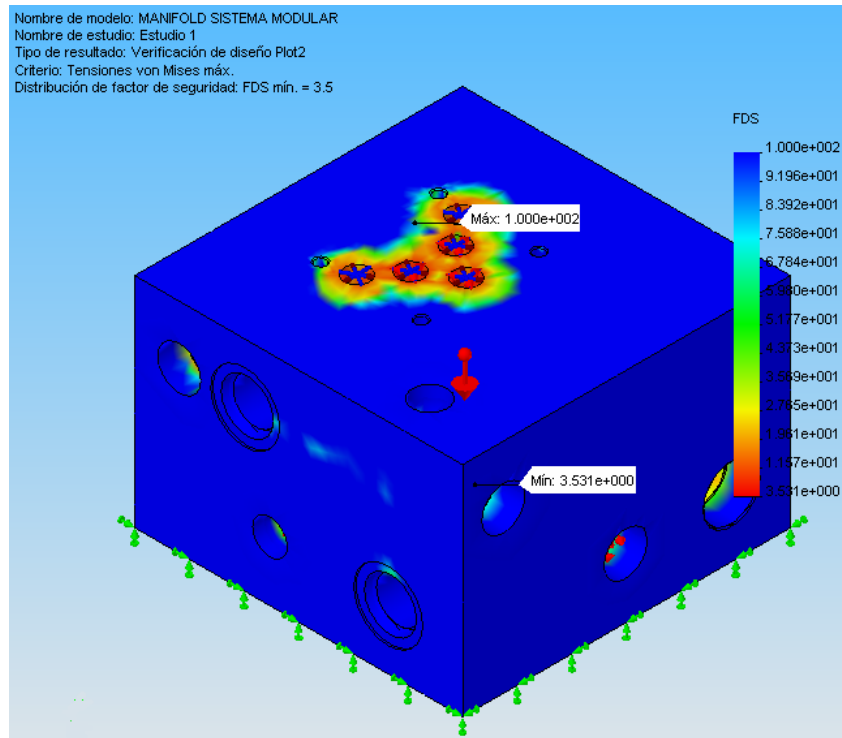


Figura 3.32. Análisis de esfuerzos estáticos en el manifold (SolidWorks).

Después de realizar este mismo análisis de esfuerzos estáticos con diferentes materiales entre los que están aleaciones de aluminio, y diferentes aceros, obtuvimos que el acero al carbono aleado responde muy bien a las exigencias del sistema hidráulico. Con base en esta información y teniendo en cuenta la disponibilidad del mercado además de los costos, se decidió fabricar el bloque del manifold con el Acero 4340 Bonificado. El análisis de esfuerzos estáticos por elementos finitos, realizado con este material es el mostrado en la figura 3.32, donde se aprecia que el factor de seguridad mínimo del bloque del manifold es de 3.5, siendo este resultado muy aceptable según las condiciones de trabajo y seguridad del sistema hidráulico diseñado.

También fue necesario realizar un análisis de elementos finitos del flujo a través de los conductos del bloque del manifold, para tener una aproximación de las pérdidas hidráulicas en este, bajo las condiciones de trabajo del sistema hidráulico

(caudal de 6.5 GPM, y una presión máxima de 1800 PSI). En la figura 3.33 se muestra los resultados que produjo este análisis.

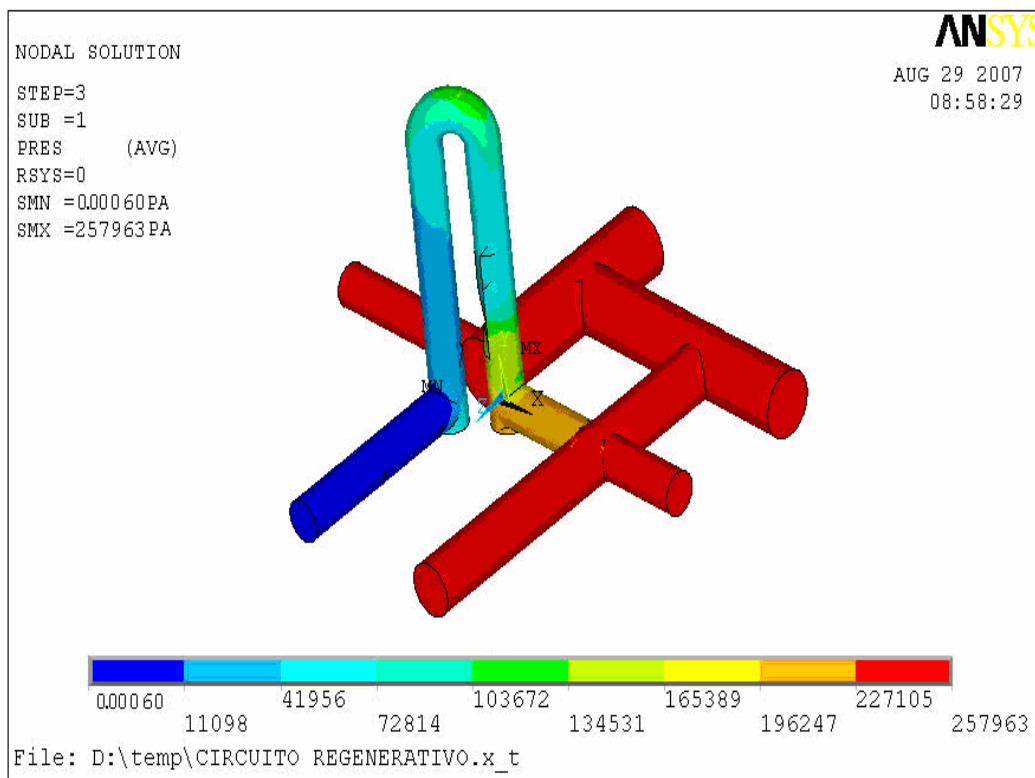


Figura 3.33. Análisis por elementos finitos del flujo a través del manifold (ANSYS).

En esta figura se simula el flujo a través de los conductos del manifold, cuando este trabaja con la opción de regeneración, ya que este es el punto crítico en el diseño de este sistema hidráulico modular debido a que es donde se presentan los mayores caudales de trabajo. En esta figura se observa una gama de colores que nos indican las pérdidas de presión aproximadas en estos conductos, según la escala de presiones mostrada en la parte inferior de la figura, dando como resultado una diferencia de presión máxima de 257963 Pascales (37.4 PSI), que a su vez son las perdidas de presión en los conductos en el bloque del manifold, estas perdidas se pueden considerar pequeñas comparadas con las presión de trabajo del sistema hidráulico.

Luego de los análisis de elementos finitos hechos al bloque del manifold y teniendo en cuenta los resultados de las perdidas halladas en forma analítica, se procedió a continuar con el proceso de construcción del manifold.

3.7 FABRICACION DEL MANIFOLD

En la fabricación del manifold se utilizó, como se mencionó anteriormente, una rodaja de Acero 4340 Bonificado de 8.5 pulgadas de diámetro. Este material fue sometido a procesos de manufactura con maquinas de control numérico de alta precisión, para el mecanizado de la geometría final del bloque, y de los conductos del manifold. Además se aplicó sobre la pieza terminada, un tratamiento superficial llamado Pavonado, que retarda la oxidación del material, dando como resultado el manifold mostrado en la figura 3.34.

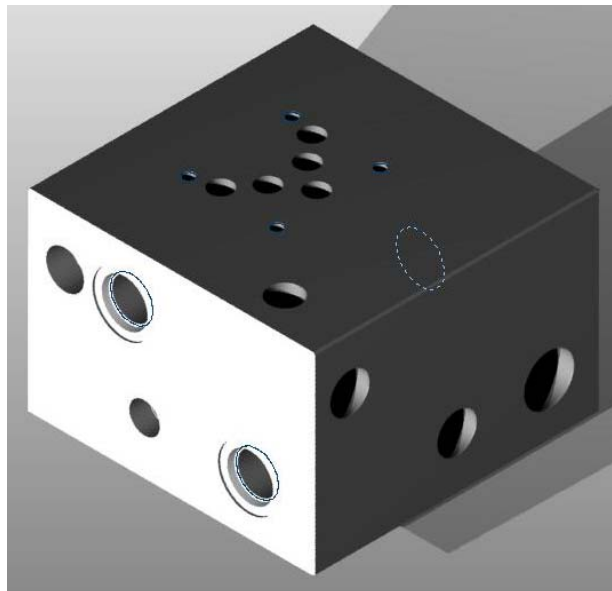


Figura 3.34. Bloque de manifold para sistema hidráulico modular.

3.8 MONTAJE DEL SISTEMA HIDRÁULICO REGENERATIVO

Para el montaje del sistema hidráulico regenerativo se utilizó una bomba de 6.5 GPM, un cilindro hidráulico con diámetro del pistón de 2 1/2 in, diámetro de vástago 1 1/2 in y una carrera de 40 cm.

En las figuras 3.35, 3.36, 3.37 y 3.38 se muestran los detalles finales del montaje, del sistema hidráulico modular.



Figura 3.35. Ensamble de cilindro hidráulico, y sistema hidráulico modular.



Figura 3.36. Disposición final válvulas de sistema hidráulico modular.



Figura 3.37. Cilindro del sistema hidráulico modular.



Figura 3.38. Tablero de control del sistema hidráulico modular.

3.9 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO MODULAR

Después del montaje final del sistema modular, se realizaron las siguientes pruebas de funcionamiento:

- Prueba hidrostática,
- Venteo del sistema,
- Avance del vástago, con circuito convencional,
- Retroceso del vástago, con circuito convencional,
- Avance del vástago, con circuito en regeneración.

3.9.1 Prueba Hidrostática del sistema hidráulico modular

La prueba hidrostática se realizó en las instalaciones donde se mecanizó el manifold del sistema hidráulico modular, con todas las válvulas que hacen parte del sistema hidráulico modular ensambladas. Esta prueba se realizó con una bomba de pistones que alcanza 10000 PSI. Los parámetros de la prueba fueron: una presión de prueba fue de 2500 PSI, y un tiempo de sostenimiento de presión de 1.5 horas.

Durante este tiempo de sostenimiento de presión, no se presentaron fugas en el manifold.

Las demás pruebas se realizaron en el laboratorio de Sistemas Oleoneumáticos de la escuela de Ingeniería Mecánica de la U.I.S. Durante la realización de las pruebas, se utilizaron 4 manómetros.

Las figura 3.39 (a) y (b) muestra la disposición de los manómetros en el circuito hidráulico.



Figura 3.39. (a) Disposición de los manómetros en el circuito hidráulico modular.

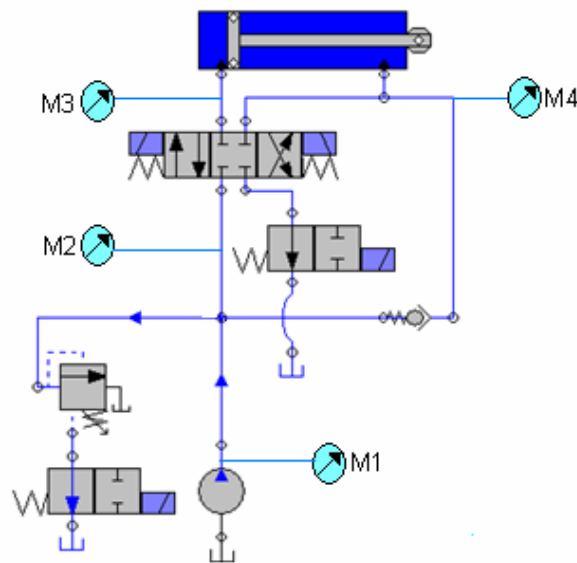


Figura 3.39. (b) Diagrama hidráulico de disposición de los manómetros en el circuito hidráulico modular.

3.9.2 Prueba de venteo del sistema hidráulico modular

Las figuras 3.40; 3.41 (a), (b), 3.42 (c) y (d) muestra los registros de cada uno de los manómetros del circuito hidráulico durante la prueba de venteo.

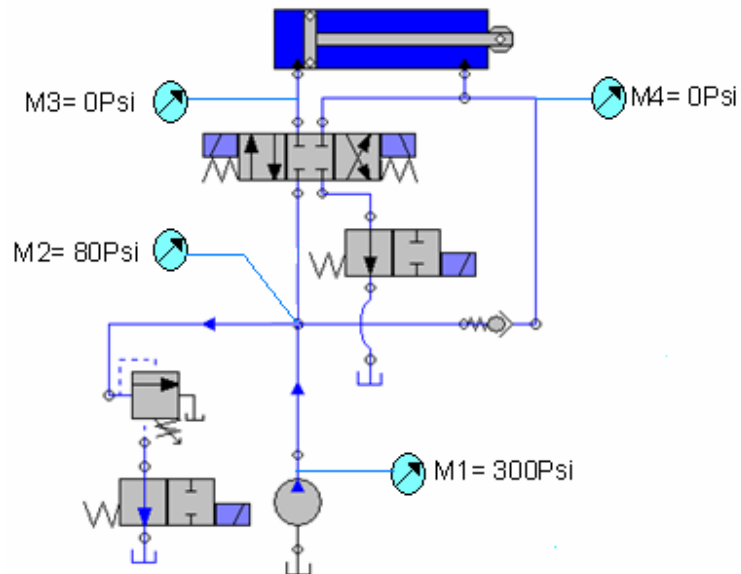
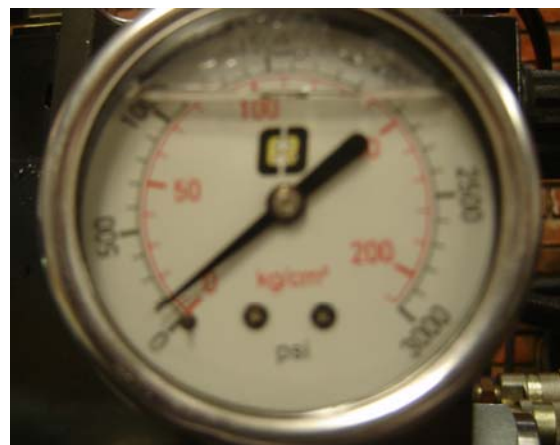


Figura 3.40. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de venteo.



(a)



(b)

Figura 3.41. (a) Manómetro de registro de presión de bomba "M1"; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración "M2"; de durante prueba de venteo



(c)



(d)

Figura 3.42. (c) Manómetro de registro de presión puerto "A" M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto "B" M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de venteo

Esta prueba nos da a entender que existe una gran pérdida de presión $\Delta P = 220PSI$ solo en el trayecto que va desde la salida de la bomba hasta la entrada al puerto de presión del manifold y que durante el paso del aceite que va desde la entrada de presión del manifold hasta la válvula de seguridad se presenta una caída de presión $\Delta P = 80PSI$, lo que suma una caída de presión total en solo venteo de 300PSI.

Esta caída de presión $\Delta P = 220PSI$ se debe a que esta línea existen muchos accesorios de tubería como codos, té, acoples, cambios de sección entre otros.

3.9.3 Prueba de avance del vástago con circuito hidráulico convencional

Las figuras 3.43; 3.44 (a), (b), y 3.45 (c) y (d), se muestran los registros de cada uno de los manómetros del circuito hidráulico durante la prueba de avance del vástago con circuito convencional.

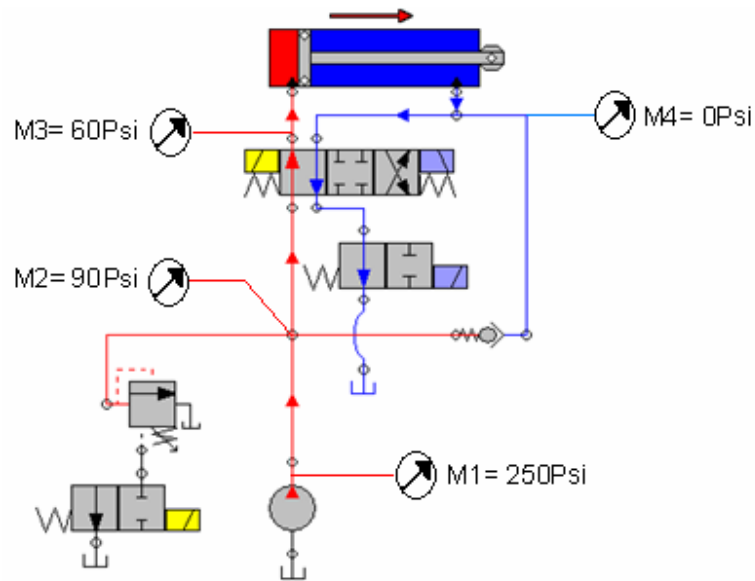


Figura 3.43. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de avance del vástago con circuito convencional.



(a)



(b)

Figura 3.44. (a) Manómetro de registro de presión de bomba "M1"; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración "M2"; durante prueba de avance del vástago con circuito convencional.



(c)



(d)

Figura 3.45. (c) Manómetro de registro de presión puerto “A” M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto “B” M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de avance del vástago con circuito convencional.

3.9.4 Prueba de retroceso del vástago con circuito hidráulico convencional

Durante esta prueba, el manómetro (M1) de la figura 3.46, registró una presión de 500 PSI, el manómetro (M2) marco una presión de 400 PSI; y el manómetro 3 (M3) 200 PSI. Estas presiones son mayores con respecto a las presentadas en la prueba de avance debido a que se maneja un caudal mayor de 10.15GPM, y por lo tanto se inducen mayores pérdidas, como las registradas por el manómetro M4 de 200PSI.

Las figuras 3.46; 3.47 (a), (b), 3.48 (c) y (d), se muestran los registros de cada uno de los manómetros del circuito hidráulico durante la prueba de retroceso del vástago con circuito convencional.

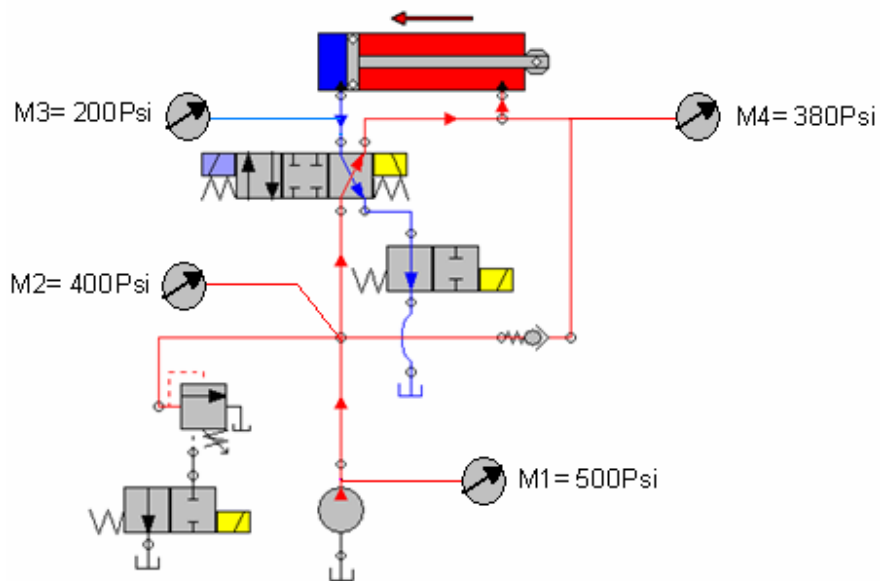


Figura 3.46. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de retroceso del vástago con circuito convencional.



(a)



(b)

Figura 3.47. (a) Manómetro de registro de presión de bomba "M1"; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración "M2"; durante prueba de retroceso del vástago con circuito convencional.



(c)

(d)

Figura 3.48. (c) Manómetro de registro de presión puerto “A” M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto “B” M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de retroceso del vástago con circuito convencional.

Los 500 PSI registrados por M1, están asociados a las pérdidas generadas por los accesorios y el aumento del caudal en la línea de tanque que a su vez inducen mayores pérdidas en la válvula direccional 4/3, las cuales son registradas por M2.

3.9.5 Prueba de avance del vástago en regeneración

Durante esta prueba, el manómetro 1 (M1) de la figura 3.46, registró una presión de 920 PSI, el manómetro 2 (M2) marco una presión de 750 PSI, el manómetro 3 (M3) 650 PSI; y el manómetro 4 (M4) marco una presión de 850 PSI.

Las figuras 3.49; 3.50 (a), (b), 3.51 (c) y (d), se muestran los registros de cada uno de los manómetros del circuito hidráulico durante la prueba de avance del vástago con en regeneración.

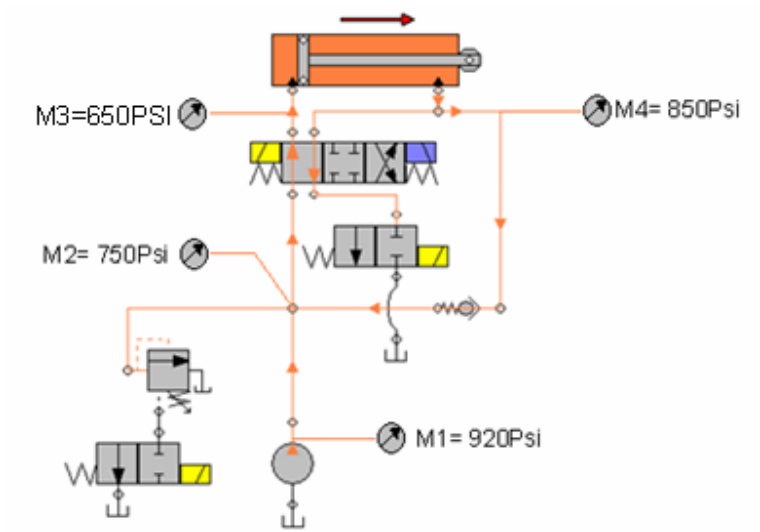


Figura 3.49. Diagrama hidráulico de registro de presiones durante prueba de avance del vástago en regeneración.



(a)



(b)

Figura 3.50. (a) Manómetro de registro de presión de bomba “M1”; (b) Manómetro de registro de presión punto de regeneración “M2”; durante prueba de avance del vástago en regeneración.



(c)



(d)

Figura 3.51. (c) Manómetro de registro de presión puerto "A" M3; (d) Manómetro de registro de presión puerto "B" M4; del cilindro hidráulico, durante prueba de avance del vástago en regeneración.

Analizando los resultados de los 4 manómetros, se deduce que la contribución de pérdidas hidráulicas del manifold al sistema es de 100PSI en el tramo que va desde el puerto de entrada de presión del manifold, y durante el recorrido del aceite en el tramo que va desde la salida del cilindro lado pistón y el punto de regeneración es de aproximadamente 50PSI, para sumar un total de pérdidas de 150PSI.

En la tabla 3.5 se hace una comparación del aporte de pérdidas hidráulicas calculadas en el manifold y el aporte de pérdidas hidráulicas registradas durante la prueba del circuito en regeneración.

Tabla 3.5 Pérdidas hidráulicas encontradas durante la prueba de regeneración Vs Pérdidas hidráulicas halladas analíticamente

| Perdidas hidráulicas encontradas en el manifold durante la prueba del circuito en regeneración | Perdidas hidráulicas encontradas en el manifold en forma analítica |
|--|--|
| 150 PSI | 170.43 PSI |

La tabla anterior muestra una cercanía considerable entre los valores de pérdidas calculados con respecto a los valores de pérdidas registrados durante la prueba del circuito en regeneración. Teniendo un porcentaje de error de:

$$\% \text{ error}_{\text{pérdidas}} = \frac{\text{Pérdida de Pr esión Teórica} - \text{Pérdida de Pr esión Re al}}{\text{Pérdida de Pr esión Teórica}} * 100$$

$$\% \text{ error}_{\text{pérdidas}} = \frac{170.43 - 150}{170.43} * 100 \Rightarrow \% \text{ error}_{\text{pérdidas}} = 12 \%$$

El funcionamiento del sistema durante la prueba fue satisfactorio debido al aumento apreciable en la velocidad de salida del vástago, respecto a la velocidad de salida que presenta cuando trabaja en avance convencional.

Esta prueba se realizó con un cilindro hidráulico con las siguientes características: diámetro del pistón 2 1/2 in, diámetro de vástago 1 1/2 in y una carrera de 40 cm.

Con estas condiciones geométricas del cilindro, y con un caudal de bomba de 6.5 GPM se espera que el aumento en la velocidad de salida del vástago cuando el circuito hidráulico trabaja con la opción de regeneración, sea de acuerdo a las siguientes relaciones.

De la ecuación 2.5 tenemos que:

$$Q_{\text{REGENERACION}} = \frac{\beta}{\beta - 1} * Q_{\text{BOMBA}}$$

Y de la ecuación 2.1, sabemos que

$$\beta = \frac{\phi_{\text{PISTON}}^2}{(\phi_{\text{PISTON}}^2 - \phi_{\text{VASTAGO}}^2)}$$

Entonces, para este cilindro hidráulico, se tiene que:

$$\beta = \frac{(2,5in)^2}{(2,5in)^2 - (1,5in)^2} \Rightarrow \beta = 1,5625$$

Reemplazando este valor de β , en la ecuación 2.5, tenemos que:

$$Q_{REGENERACION} = \frac{1,5625}{1,5625 - 1} * 6,5GPM \Rightarrow Q_{REGENERACION} = 18,06GPM$$

Como se puede ver, el caudal en regeneración es 2,78 veces mayor que el caudal de bomba; por tanto se espera que la velocidad de salida del cilindro en regeneración sea aproximadamente 2,78 veces mayor que la que presenta el cilindro cuando el circuito hidráulico trabaja convencionalmente.

Tabla 3.6. Tiempos de salida del vástago en circuito convencional

| PRUEBA | TIEMPO DE SALIDA (s) |
|--------|----------------------|
| 1 | 2.6 |
| 2 | 2.5 |
| 3 | 2.65. |
| 4 | 2.52 |
| 5 | 2.55 |

Durante la prueba se encontró que el tiempo de salida del vástago, cuando se trabaja con el circuito hidráulico convencional es de 2,55 segundos. Como la carrera del cilindro es de 40 cm, entonces la velocidad de salida del vástago es:

$$V_{SALIDA_CONVENCIONAL} = \frac{Carrera_del_Cilindro}{Tiempo_de_Salida_Convencional}$$

$$V_{SALIDA_CONVENCIONAL} = \frac{40\text{ cm}}{2,6\text{ s}} \Rightarrow V_{SALIDA_CONVENCIONAL} = 15,38\text{ cm/s}$$

Durante la prueba de salida del vástago en regeneración se encontraron los siguientes tiempos.

Tabla 3.7. Tiempos de salida del vástago en circuito Regenerativo

| PRUEBA | TIEMPO DE SALIDA (s) |
|--------|----------------------|
| 1 | 1.03 |
| 2 | 1.10 |
| 3 | 1.00 |
| 4 | 1.06 |
| 5 | 1.05 |

Para prueba con el circuito regenerativo, se encontró que el tiempo de salida del vástago, es de 1,05 segundos. Entonces la velocidad de salida del vástago en regeneración es:

$$V_{SALIDA_REGENERACION} = \frac{\text{Carrera_del_Cilindro}}{\text{Tiempo_de_Salida_Re_generacion}}$$

$$V_{SALIDA_REGENERACION} = \frac{40\text{ cm}}{1,03\text{ s}} \Rightarrow V_{SALIDA_REGENERACION} = 38,83\text{ cm/s}$$

De la relación entre estas velocidades tenemos:

$$\frac{V_{SALIDA_REGENERACION}}{V_{SALIDA_CONVENCIONAL}} \Rightarrow \frac{38,83\text{ cm/s}}{15,38\text{ cm/s}} \Rightarrow \frac{V_{SALIDA_REGENERACION}}{V_{SALIDA_CONVENCIONAL}} = 2.52$$

El resultado de la relación de las velocidades de 2,52, determinadas en la práctica, es muy cercano al valor teórico de 2,78. Estos dos resultados de nos indican que tan eficiente es el circuito hidráulico regenerativo construido.

Se calculo que el %de error del sistema es:

$$\% \text{ error}_{\text{sistema}} = \frac{\text{Re lacion } _V _ \text{de } _\text{Salida } _ \text{teorico} - \text{Re lacion } _V _ \text{de } _\text{Salida } _ \text{Re al}}{\text{Re lacion } _ \text{Velocidade } s _ \text{de } _\text{Salida } _ \text{teorico}} * 100$$

$$\% \text{ error}_{\text{sistema}} = \frac{2,78 - 2,52}{2,78} * 100 \quad \Rightarrow \quad \% \text{ error}_{\text{sistema}} = 9,35 \%$$

Esto nos indica que el diseño del sistema hidráulico modular es satisfactorio Los resultados obtenidos están a la altura de un diseño de ingeniería.

CONCLUSIONES

El **Sistema Hidráulico de Tipo Modular, Aplicado a un Circuito Hidráulico Regenerativo**, presenta las siguientes ventajas:

- Permite mostrar al estudiante durante la práctica de laboratorio, la importancia de las pérdidas hidráulicas en sistemas oleoneumáticos.
- Muestra al estudiante durante la práctica de laboratorio, la ventaja de los sistemas hidráulicos modulares, en cuanto a espacio y orden se refiere.
- Permite lograr que un cilindro hidráulico aumente la velocidad de salida del vástago, sin necesidad de aumentar el tamaño de la bomba del sistema, y generar en el estudiante inquietudes respecto a aplicaciones industriales de estos sistemas hidráulicos.
- Presenta gran facilidad de operación, permitiendo que el estudiante controle todas las acciones que puede realizar el cilindro con este sistema hidráulico.
- Permite al sistema ser relativamente flexible, pudiéndose variar la velocidad de salida del vástago, hasta 4 veces la velocidad convencional, con solo cambiar el cilindro, sin obtener pérdidas hidráulicas que impidan la regeneración.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda a los estudiantes seguir investigando sobre la importancia de los sistemas hidráulicos modulares en la industria.
- Insistir con el diseño y fabricación de sistemas hidráulicos modulares, para las diferentes aplicaciones que se realizan en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la escuela de ingeniería mecánica de la UIS.
- Tomar como banco de laboratorio, el análisis del sistema hidráulico modular construido en este proyecto.
- Sobre el sistema hidráulico construido, se recomienda no ser desarmado durante las pruebas de laboratorio, para evitar posibles daños en los sellos.
- Mantener limpio el aceite hidráulico de trabajo del banco, para evitar daños y taponamiento de las válvulas del sistema modular.

BIBLIOGRAFÍA

VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial. Barcelona: Editorial Blume.

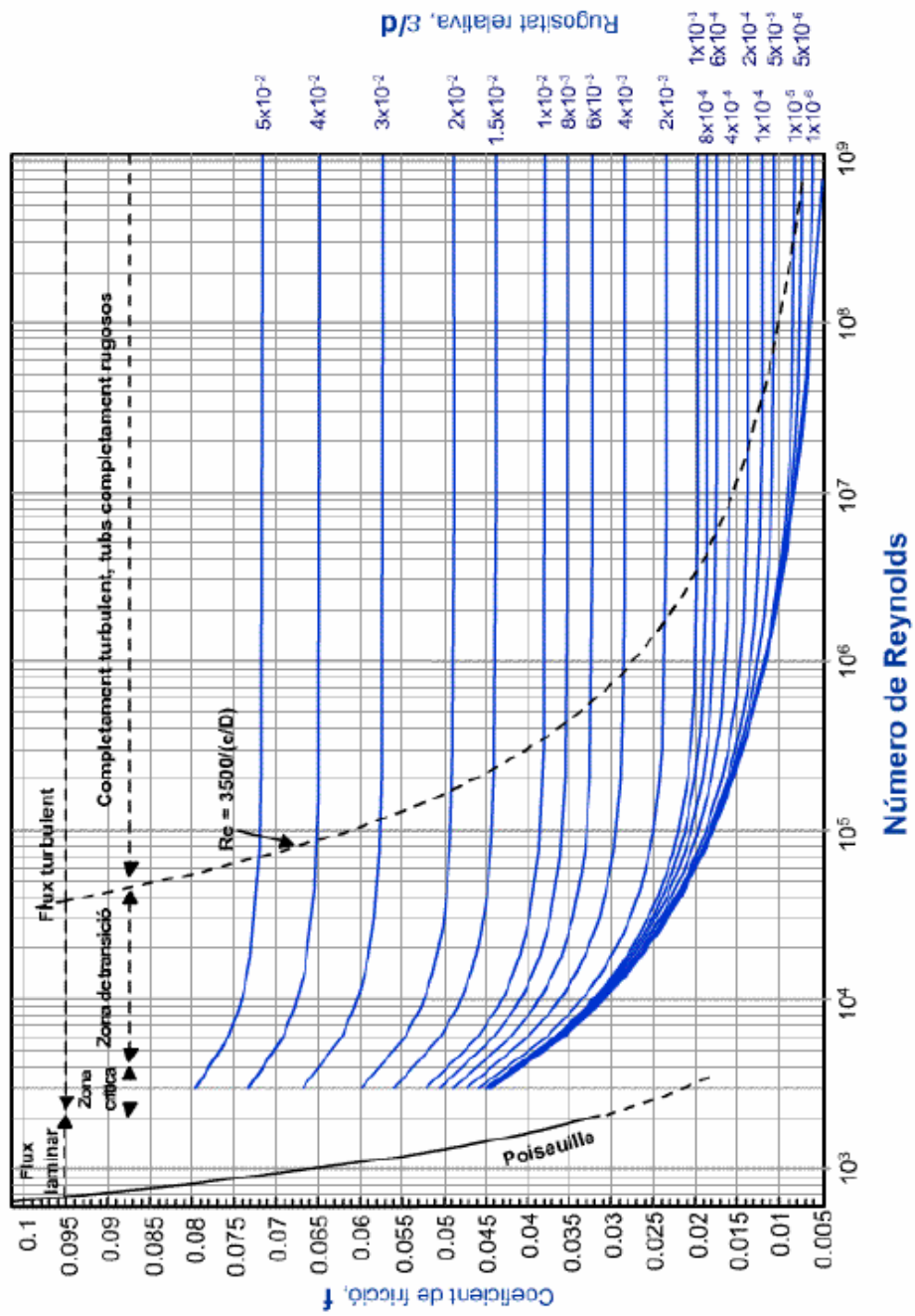
REXROTH. Fundamentos y Componentes de la Oleohidráulica. Editorial MANNESMANN REXROTH AG.

REXROTH. HIDRÁULICA MODULAR REXROTH. Rexroth Bosh Group.

ANEXOS

ANEXO A. Diagrama De Moody

Diagrama de Moody



ANEXO B. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LAS VÁLVULAS DIRECCIONALES “ATOS”

La siguiente figura muestran las diferentes configuraciones de las válvulas ATOS, los mecanismos de control y sus conexiones hidráulicas.

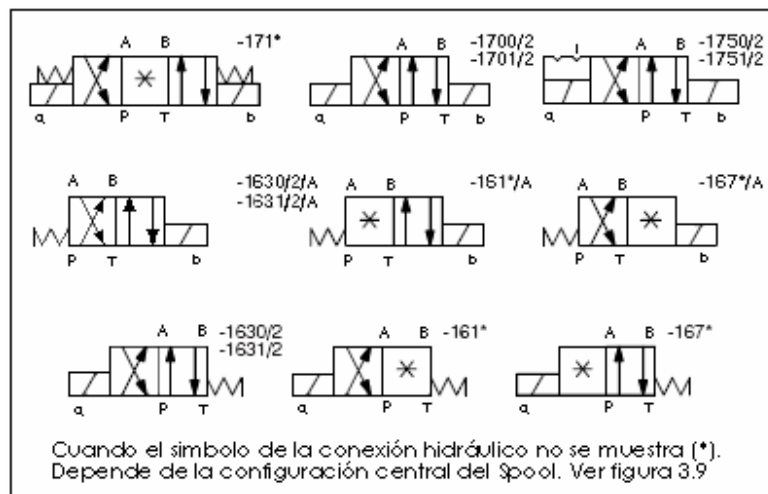


Figura B.1 Configuración de las válvulas ATOS, mecanismos de control y conexiones hidráulicas.

Dependiendo de la configuración de la válvula a seleccionar, se determina el tercer término del código de selección de estas válvulas.

La siguiente figura muestra los tipos de Spool o centros comerciales que presenta la casa fabricante ATOS.

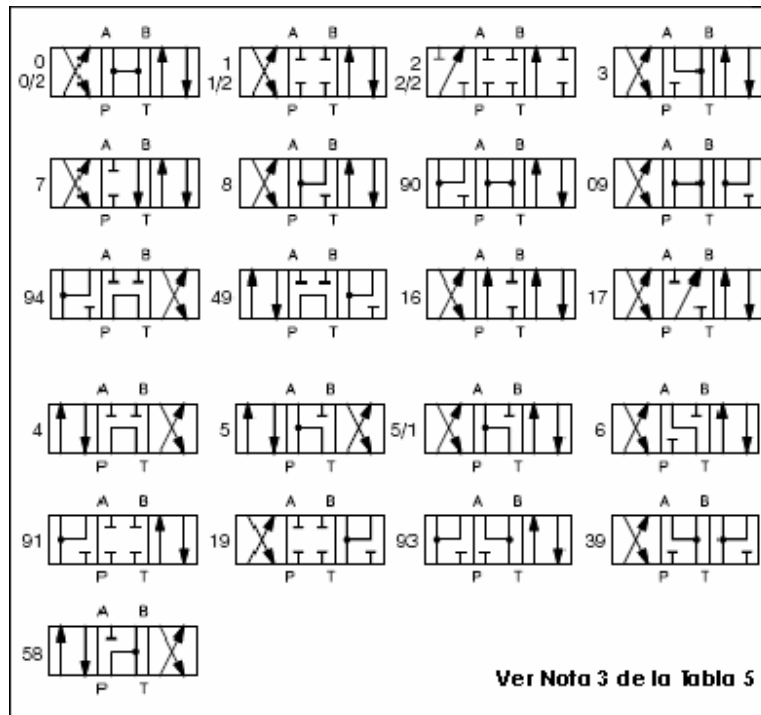


Figura B.2. Tipos de Spool o centros de válvulas ATOS.

El cuarto término del código de selección de las válvulas ATOS, depende del tipo de Spool que requiera la aplicación de la válvula.

En las siguientes tablas se listan las principales características técnicas, las notas correspondientes al código de selección y las características eléctricas de las válvulas direccionales tipo DKI según la casa fabricante ATOS, necesarias para realizar la selección de estas válvulas.

Tabla B.1 Características técnicas de las válvulas direccionales Tipo DKI.

| CARACTERISTICAS TECNICAS DE LAS VALVULAS DIRECCIONALES TIPO DKI | |
|--|---|
| Ensamble posición/localización | Las válvulas se pueden ubicar en cualquier posición, excepto por el centro tipo - 170 * (sin resortes), la cual se debe instalar con el Spool en dirección horizontal |
| Recomendación | Para la operación correcta en CA, la válvula debe estar llena de líquido hidráulico, si no se pueden presentar algunas vibraciones. En este caso hay que llenar la válvula de aceite abriendo el tornillo Y, ver el bosquejo en la figura 3.15. Una válvula de cheque en la línea de T, ayuda para mantener la válvula llena. |
| Acabado Superficial de la Sub-placa | Índice de aspereza de \sqrt{Ra} . Cociente de llanura de 0.01/100 (ISO 1101) |
| Temperatura Ambiente | Desde - 20°C a 70°C |
| Fluido | Aceite hidráulico según la norma DIN 51524.... 535; para otros líquidos ven la figura 3.7 |
| Viscosidad recomendada | 0,15 mm ² /s a 40°C (ISO VG 15÷100) |
| Contaminación del fluido | ISO 19/16, alcanzada con línea filtros en la línea con valor de 25 μm β_{25} al ≥ 75 (recomendado). |
| Temperatura del fluido | T \leq 80°C. Si la T \geq 60°C, seleccionar sellos PE |
| Dirección de flujo | Según como se muestra en las figuras 3.8 y 3.9 |
| Presión de operación | Puertos P, A y B: 315 Bar; Puesto T con el puerto Y conectado: 120 Bar, para válvulas tipo DKI En el puerto T se permite una presión por encima de 315 Bar, si el puerto Y es un drenaje |
| Rata de flujo | Ver los diagramas Q/AP de las figuras |
| Flujo Máximo | 100 L/min. Ver los límites de operación de las figuras |

Tabla B.2. Anotaciones para código de selección de válvulas direccionales ATOS.

| NOTAS | | |
|--|--|---|
| Nota 1 (Opciones) | A = | Solenoides montados al lado del puerto B (solamente para válvulas con un solenoide). En versiones estándares, el solenoide se monta al lado del puerto A. |
| Nota 2 (Tipo de conector Eléctrico según norma DIN) | SP - 666 = | Conexión estándar IP-65 para conexión directa a la fuente eléctrica. |
| | SP - 667 = | Similar a los SP-666, pero con señal incorporada de conducción. |
| | E - SA = | El conector electrónico que mejora el funcionamiento y los tiempos de respuesta al cambiar de solenoide de C.C. a C.A |
| | E - SE = | El conector electrónico mejora el funcionamiento y reduce el consumo de energía para el solenoide de C.C. |
| | E - SR = | El conector electrónico permite la conmutación de las válvulas de solenoide por una señal de baja potencia (máximo 20mA). |
| | E - SD = | El conector electrónico elimina disturbios eléctricos cuando se desenergizan las válvulas de solenoide. |
| Nota 3 Spools | Los Spools de tipo 0/2, el 1/2, 2/2 se utilizan solamente para las válvulas de dos posiciones: válvulas de solenoide sencillo, tipo DK*-163*/2; válvulas de solenoide doble, tipo doble DK*-170*/2 y DK*-175*/2. | |
| | Los Spools de tipo 0 y 3 también están disponibles como 0/1 y 3/1 de forma que, cuando se encuentra en la posición central, el paso del aceite del puerto tanque es restringido. | |
| | Los Spools de tipo 1,4 y 5 también están disponibles como 1/1, 4/8 y 5/1. Se ajustan correctamente para reducir las ondas de choque hidráulico durante la conmutación. | |
| | Observar que la configuración del carrete 5/1 está invertida en respecto con el carrete 5 | |
| | Los Spools de tipo 1,3 y el 1/2 también están disponibles como 1P, 3P y 1/2P para limitar las fugas desde la válvula. | |

Tabla B.3 Características eléctricas de las válvulas direccionales ATOS.

| Válvula | Fuente externa de Voltaje (1) (2) | | Tipo de Conector | Consumo de Potencia (4) | Código de repuesto de la Espira (8) | Código de color de la espira |
|---------------|-----------------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|------------------------------|
| DKI | Corriente Continua | 6 DC | SP - 666 o SP - 667 | 52 W | SP - CAU - 6 DC / 80 | Café |
| | | 12 DC | | | SP - CAU - 12 DC / 80 | Verde |
| | | 24 DC | E - SE | 13 W (5) | SP - CAU - 24 DC / 80 | Rojo |
| | | 48 DC | | | SP - CAU - 48 DC / 80 | Plateado |
| | Corriente Alterna | 12 DC | E - SA | 105 VA (6) 95 VA (6) | SP - CAU - 6 DC / 80 | Café |
| | | 24 DC | | | SP - CAU - 12 DC / 80 | Verde |
| | | 110/50 AC | SP - 669 | 58 VA 53 VA | SP - CAU - 24 DC / 80 | Rojo |
| | | 120/60 AC | | | SP - CAU - 48 DC / 80 | Plateado |
| | | 230/50 AC | SP - 669 | 58 VA 53 VA | SP - CAU - 110 RC / 80 | Dorado |
| | | 230/60 AC | | | SP - CAU - 230 RC / 80 | Azul |
| 110/50 AC (3) | | SP - 666 o SP - 667 | 110 VA (7) | SP - CAU - 110 / 50 / 60 AC / 80 | Amarillo | |
| 120/60 AC | | | | SP - CAU - 120 / 60 AC / 80 | Blanco | |
| 230/50 AC (3) | SP - CAU - 230 / 50 / 60 AC / 80 | | | Azul | | |
| 230/60 AC | SP - CAU - 230 / 60 AC / 80 | | | Plateado | | |

(1) La tolerancia en el voltaje nominal es el \pm el 10%.

(2) Para otras fuentes de voltajes disponibles: 28DC, 110DC, 125DC, 220DC, 48 / 50 / 60 CA.

(3) La bobina puede ser sustituida también para voltajes con frecuencias de 60 hertzios: en este caso el funcionamiento se reduce en un 10+15% y el consumo de energía será de 55VA.

(4) Los valores promedios basados en pruebas realizadas bajo condiciones hidráulicas nominales, proporcionan una temperatura en la bobina de 20°C.

(5) En un ciclo, donde el solenoide es energiza y desenergizado en 1 segundo (1 hertzio), el promedio el consumo de energía es 13 W; para ciclos más largos, el consumo de energía es más bajo. Cuando el solenoide se energiza la corriente pasa rápidamente de 9 A en 12 VDC a 6 A en 24 VDC correspondiente al pico del consumo de energía de 130 W. Estos picos persisten por un período aproximado de 100 milisegundos y deben ser considerados cuando se diseña el circuito eléctrico.

(6) Cuando el solenoide se energiza la corriente pasa rápidamente de 7 A en 110 VAC a 3.5 A en 230 VAC; correspondiente al pico de consumo de energía de 800 VA; estos picos persisten por un período menor a 40 milisegundos y debe ser considerado cuando se diseña el circuito eléctrico.

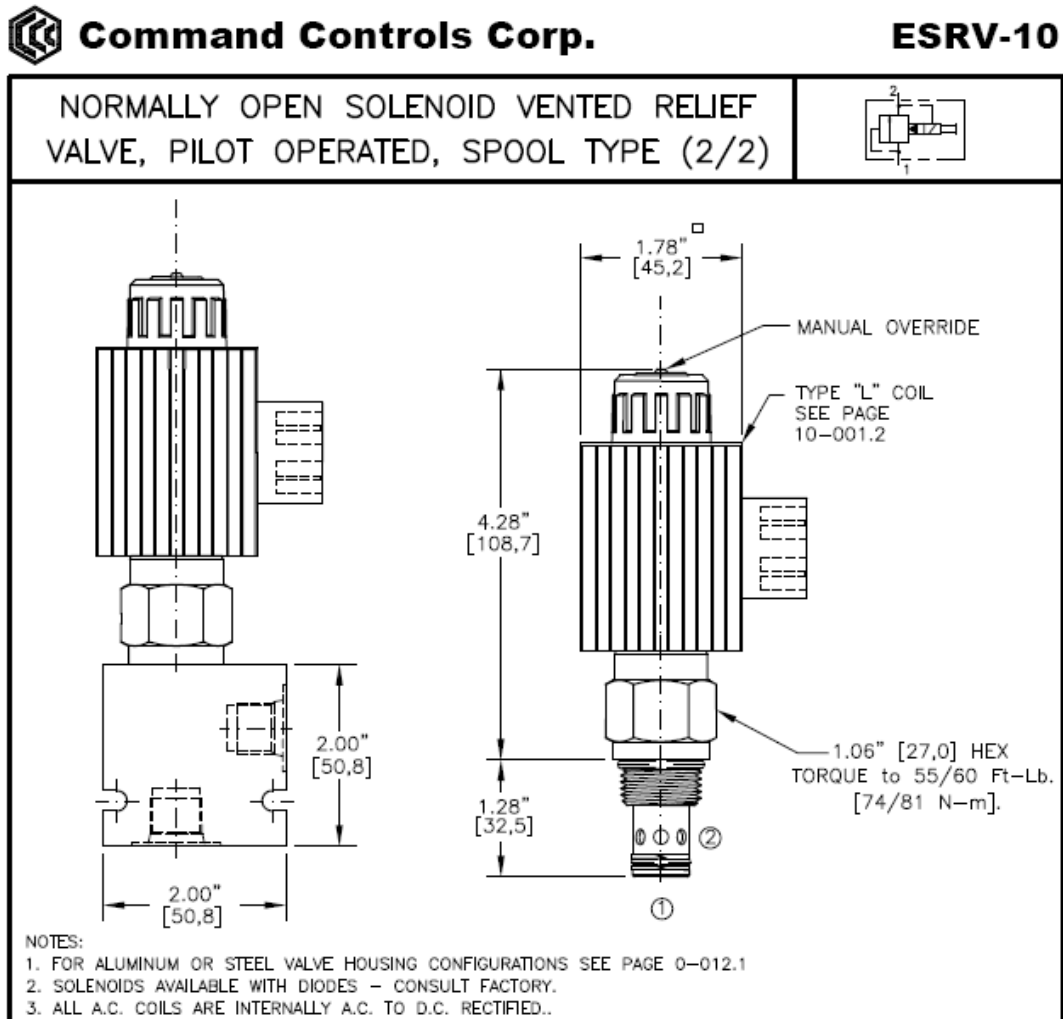
(7) Cuando se energiza el solenoide, el paso rápido de la corriente es aproximadamente 3 veces mayor a la corriente de trabajo. Los valores actuales del paso de corriente corresponden a un consumo de energía cercano a 350 VA.

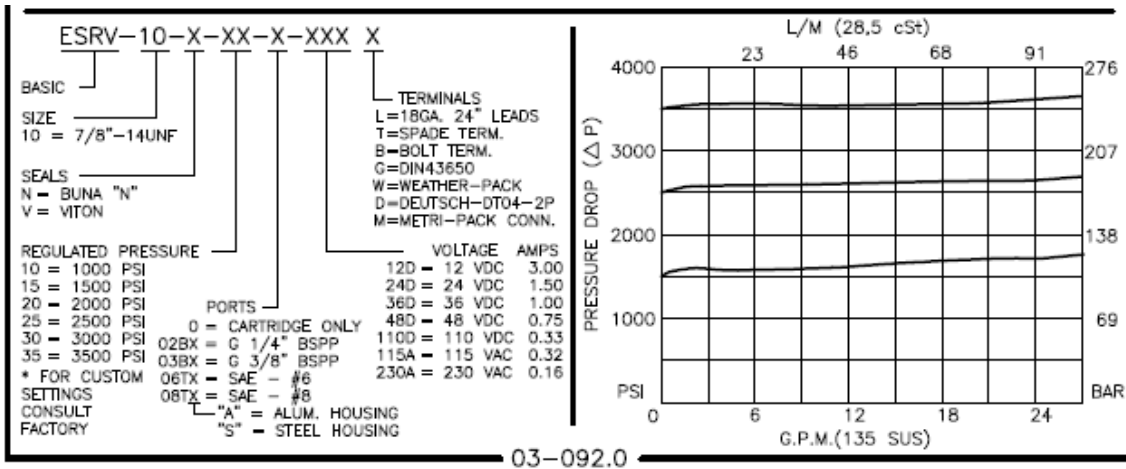
(8) Protección Clase H; Ciclo de corriente: 100%. Grado de protección del conector: IP 65.

ANEXO C. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LAS VÁLVULAS “COMMAND CONTROLS”

Las siguientes figuras muestran las diferentes configuraciones de las válvulas COMMAND CONTROLS, los mecanismos de control y sus conexiones hidráulicas.

Para la válvula de seguridad se tienen las siguientes especificaciones técnicas:





03-092.0

11/05



Command Controls Corp.

ESRV-10

NORMALLY OPEN SOLENOID VENTED RELIEF VALVE, PILOT OPERATED, SPOOL TYPE (2/2)

DESCRIPTION

This unit is a NORMALLY OPEN, TWO POSITION, cartridge type, spool type, pilot operated, screw in type, solenoid operated, hydraulic relief valve.

OPERATIONS

When the solenoid coil is de-energized, this valve allows flow from port 1 to port 2 (tank). When the solenoid coil is energized this valve blocks flow from port 1 to port 2. When the solenoid coil is energized and the pressure at port 1 exceeds the relief pressure setting, this valve will open and allow flow from port 1 to port 2.

Manual Operator Standard: Push in and hold a small plunger on top of the valve with a screw driver or a similar plunger smaller than .188" dia.

FEATURES AND BENEFITS

- Continuous-duty, very low heat rise & waterproof solenoid coil.
- Interchangeable solenoid coils & terminations options available.
- Hardened precision fitted spool & sleeve provides reliable, long life.
- A unique self aligning (floating) cage provides very low hysteresis and reliable operation.
- Very efficient, wet-armature solenoid core tube construction.
- All external carbon steel parts are plated for longer life against the elements.
- All cartridge valves are 100% functionally tested.
- Industry common cavity.

SPECIFICATIONS

OPERATING PRESSURE: 5000 PSI [350 Bar]

PROOF PRESSURE: 10,000 PSI [700 Bar]

FLOW: 26.0 GPM [100 L/M] nominal. See performance chart.

INTERNAL LEAKAGE: 5 cu.in/min [85 cc/m] @ 95% of crack pressure.

INTERNAL PILOT FLOW: 60 cu.in/min [1,0 l/m] @ 3000 PSI [210 Bar]

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.

SEAL KIT: SKN-1022 Buna "N"

SKV-1022 Viton

INSTALLATION: No restrictions.

WEIGHT: 1.90 lb [0,86 kg] cartridge with coil only.

VALVE CAVITY: #C1020, See Page 0-012.0.

03-092.1

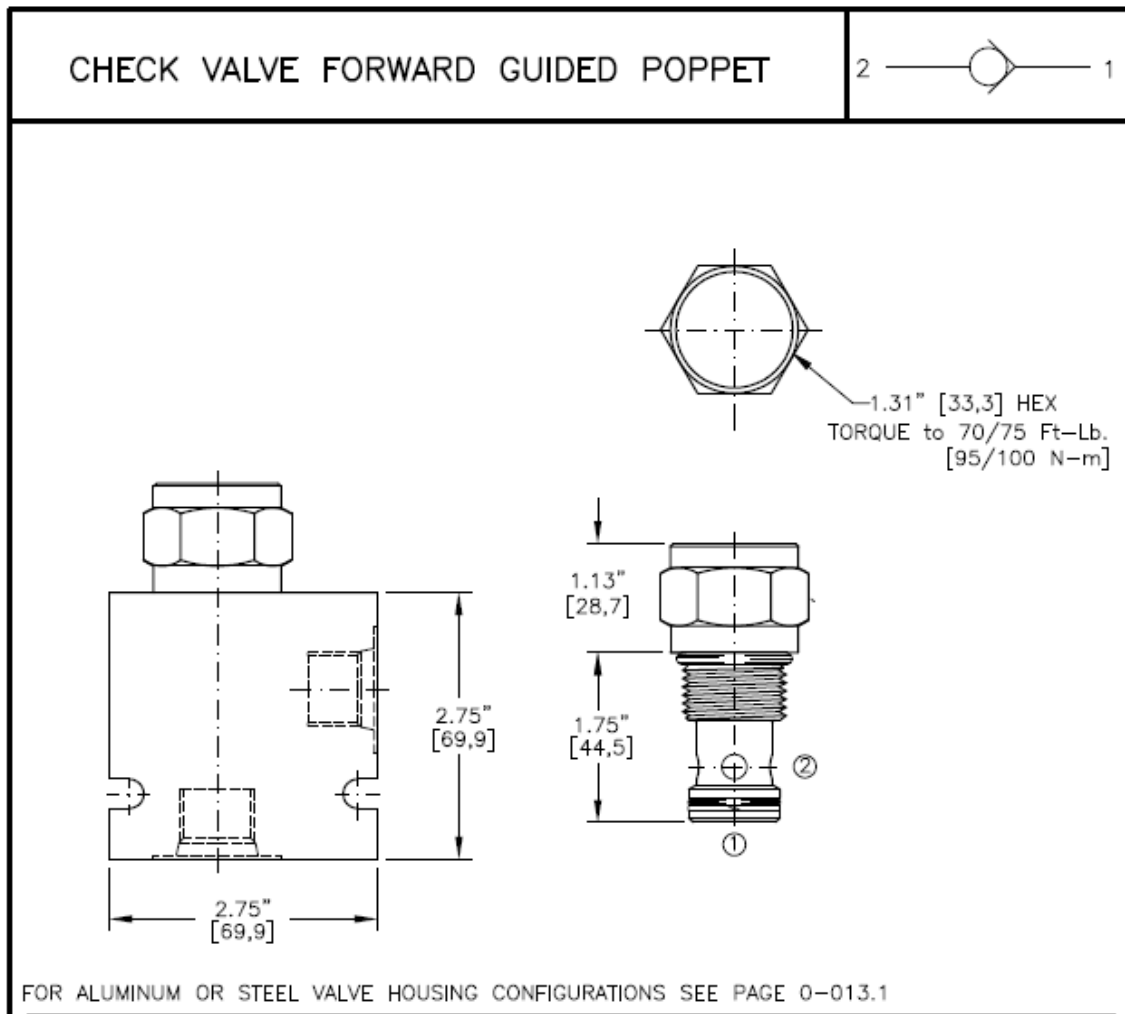
12/05

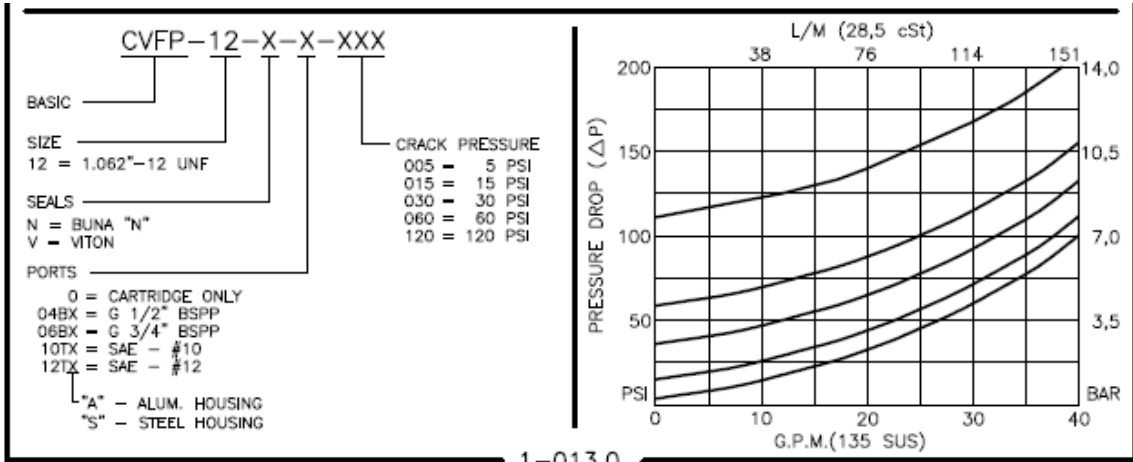
Para la válvula antirretorno se tienen las siguientes especificaciones técnicas:



Command Controls Corp.

CVFP-12





1-013.0

11/05



CVFP-12

CHECK VALVE FORWARD GUIDED POPPET

DESCRIPTION

This unit is a SCREW IN, cartridge type, guided poppet, hydraulic check valve, for use as a blocking or load holding device for high pressure applications.

OPERATIONS

This valve allows free flow from port 1 to port 2 and blocks flow from port 2 to port 1 or holding a load.

FEATURES AND BENEFITS

Wide selection of bias springs allows flexibility for back-pressure application.
All external carbon steel parts are plated for longer life against the elements.
All cartridge valves are 100% functionally tested.

SPECIFICATIONS

OPERATING PRESSURE: 5,000 PSI [350 Bar]

PROOF PRESSURE: 10,000 PSI [700 Bar]

FLOW: 36.0 GPM [136 l/m] nominal. See performance chart.

INTERNAL LEAKAGE: 5 drops per minute maximum @ 5,000 PSI [350 Bar]

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 restrictions.

SEAL KIT: SKN-1231 Buna "N"

SKV-1231 Viton

WEIGHT: 0.50 lb [0.22 kg] cartridge only.

VALVE CAVITY: #C1220, See Page 0-013.0.

1-013.1

11/05

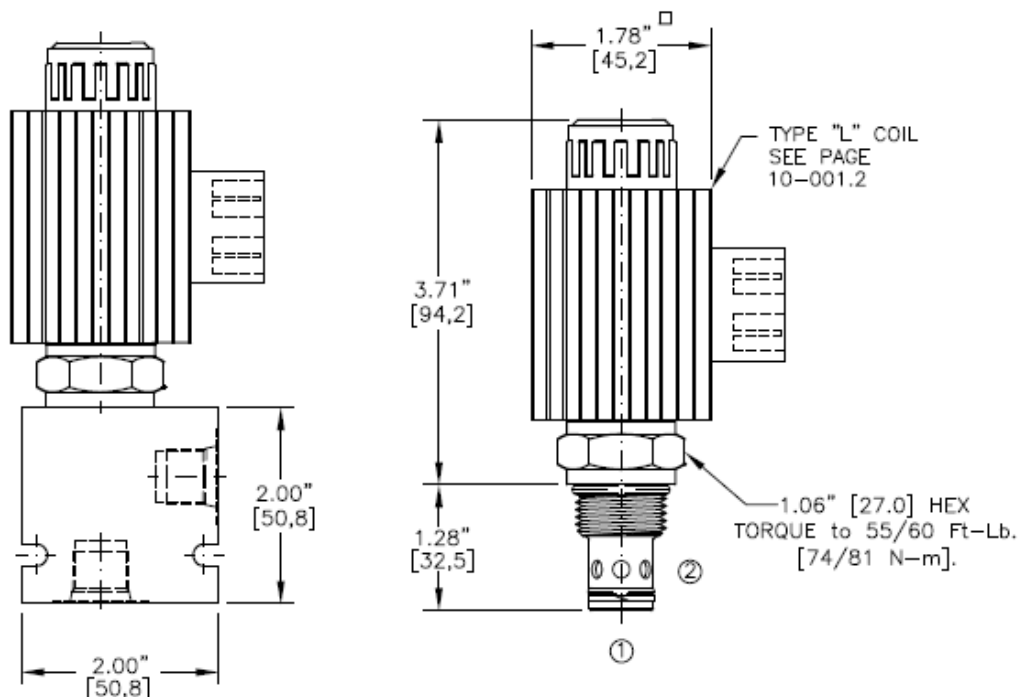
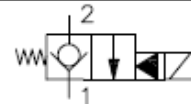
Para la válvula direccional de 2 vías y 2 posiciones normalmente cerrada se tienen las siguientes especificaciones técnicas:



Command Controls Corp.

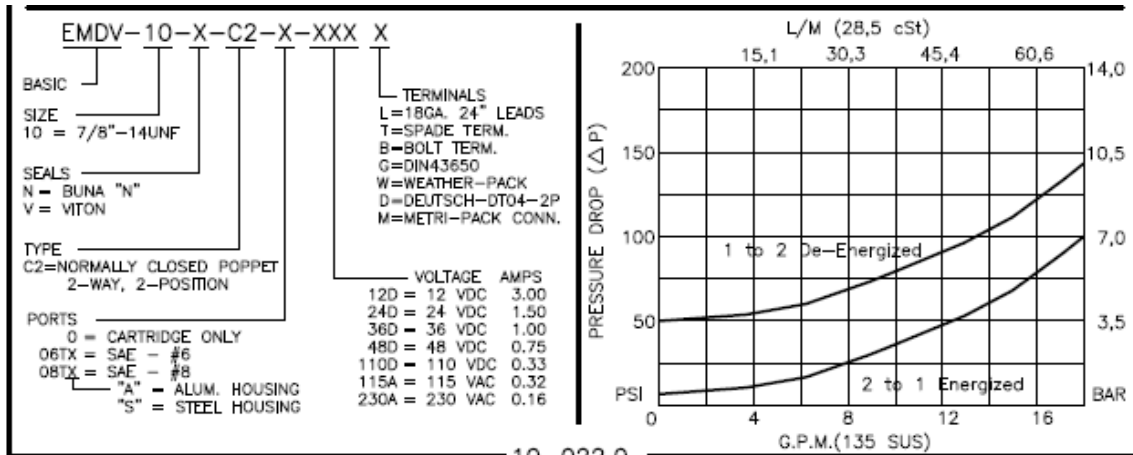
EMDV-10-C2

SOLENOID VALVE, NORMALLY CLOSED.
PILOT OPERATED, POPPET TYPE (2/2)



NOTES:

1. FOR ALUMINUM OR STEEL VALVE HOUSING CONFIGURATIONS SEE PAGE 0-012.0
2. SOLENOIDS AVAILABLE WITH DIODES - CONSULT FACTORY.
3. ALL A.C. COILS ARE INTERNALLY A.C. TO D.C. RECTIFIED.



10-022.0

11/05



Command Controls Corp.

EMDV-10-C2

**SOLENOID VALVE, NORMALLY CLOSED,
PILOT OPERATED, POPPET TYPE (2/2)**

DESCRIPTION

This unit is a NORMALLY CLOSED, TWO POSITION, cartridge type, poppet type, pilot operated, screw in type, solenoid operated, directional control valve.

OPERATIONS

When solenoid coil is de-energized, this valve allows no flow from ports 2 to 1 and free flow from ports 1 to 2. When solenoid coil is energized, the poppet in this valve is shifted and allows flow from ports 2 to 1 and restricted flow from ports 1 to 2.

FEATURES AND BENEFITS

Continuous-duty, very low heat rise & waterproof solenoid coil. Interchangeable solenoid coils & terminations options available. Hardened precision fitted poppet & sleeve provides reliable, long life. Very efficient, wet-armature solenoid core tube construction. All external carbon steel parts are plated for longer life against the elements. 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: 16.0 GPM [60 l/m] See performance chart.

INTERNAL LEAKAGE: 5 drops/min [0.25 cc/m] @ 5,000 PSI [350 Bar]

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.

RESPONSE TIME: First indication of change in pressure with 100%
voltage supplied @ 80% of nominal flow rating.

* Pull-in: 50 ms

* Drop-Out: 50 ms

SEAL KIT: SKN-1021 Buna "N"

SKV-1021 Viton

INSTALLATION: No restrictions.

WEIGHT: 1.90 lb [0,86 kg] cartridge with coil only.

VALVE CAVITY: #C1020, See Page 0-012.0.

10-022.1

12/05

**ANEXO D. PLANO DE FABRICACION MANIFOLD SISTEMA HIDRÁULICO
TIPO MODULAR APLICADO A UN CIRCUITO REGENERATIVO**

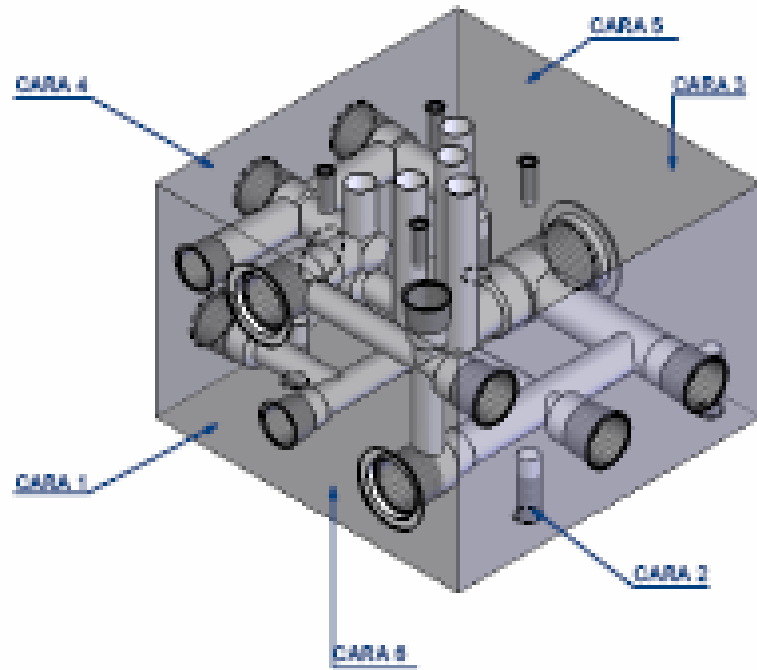
INDUSTRIAS
TANUZI S.A.

BOSQUEJOS

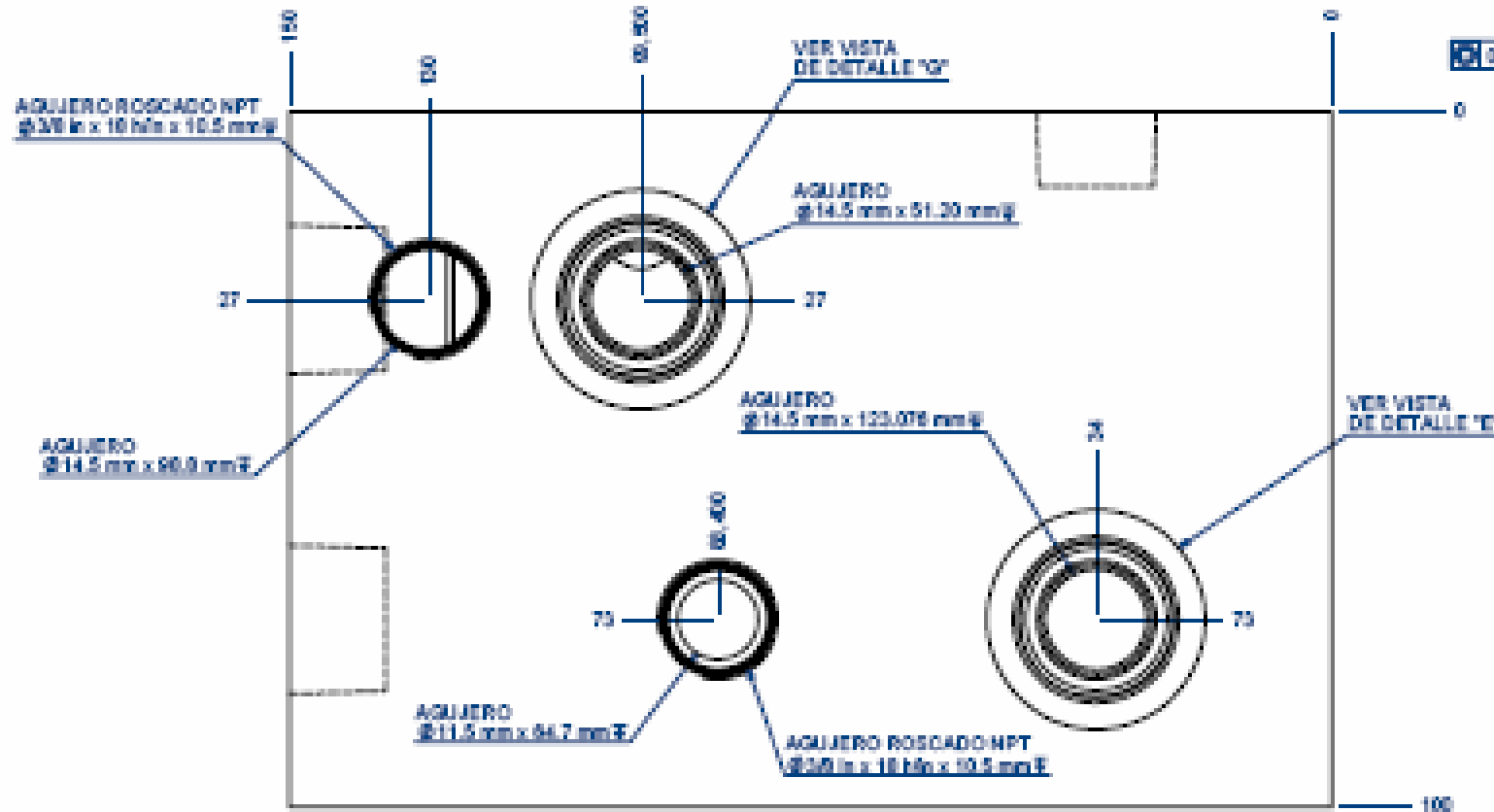
| | |
|------|----|
| REV. | 00 |
| VF. | 00 |
| VAL. | 00 |

| | | | | | |
|----------------|--|----------------------|--------------------------|-----------------|--------------------------|
| Responsable: | Departamento de Diseño - SAULIO ARTURO RICO M. | Fecha: | FEB - 27 - 2008 | Producto Nuevo: | <input type="checkbox"/> |
| Diseño: | SAULIO ARTURO RICO MARRINZ | Nombre del Proyecto: | MANIFOLD SISTEMA MODULAR | Modificación: | <input type="checkbox"/> |
| Conjuntos: | N.A. | Máquina: | N.A. | Cantidad: | 1 UNIDAD |
| Plaza: | MANIFOLD COMPLETO | | | Materia: | ACERO AIS40 |
| Observaciones: | N.A. | SDP | 0000 | Peso (kg): | N.A. |
| | | | | Área (mm²): | N.A. |
| | | | | Tipo: | N.A. |
| | | | | Forma: | N.A. |
| | | | | Acabado: | N.A. |

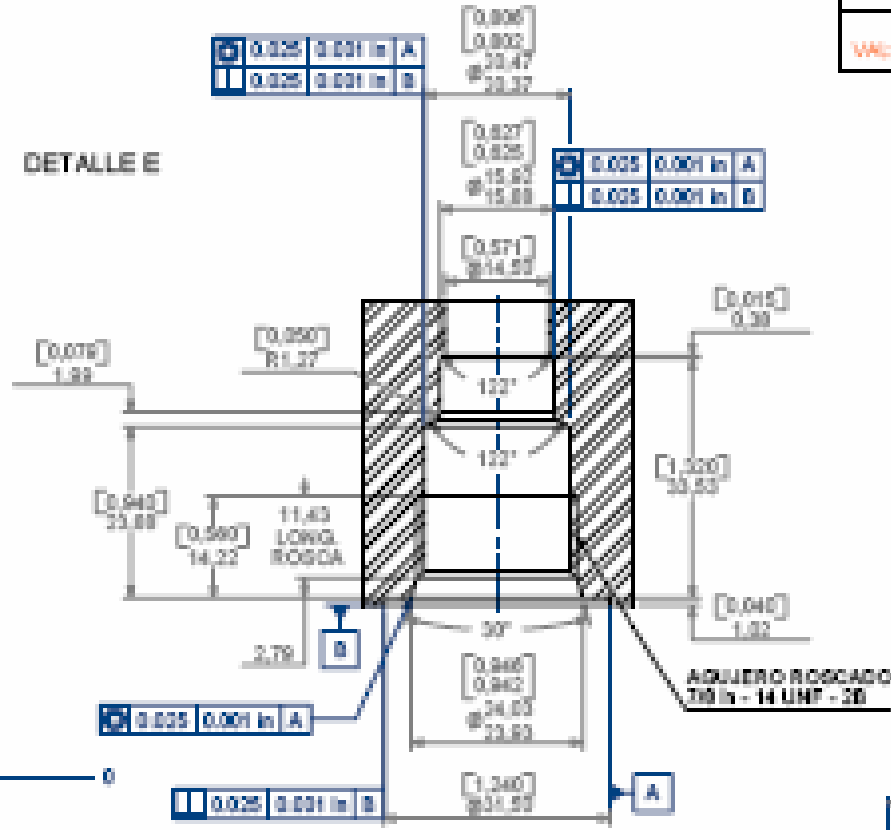
| | | | |
|------------------|-----------|--------------------------|------------|
| AUTORIZADO PARA: | | | |
| REV. | Procesado | NO | Inspección |
| | Comprob. | <input type="checkbox"/> | Embalaje |
| VAL. | Montado | <input type="checkbox"/> | Manifiesto |
| | Prohibido | <input type="checkbox"/> | Otro |



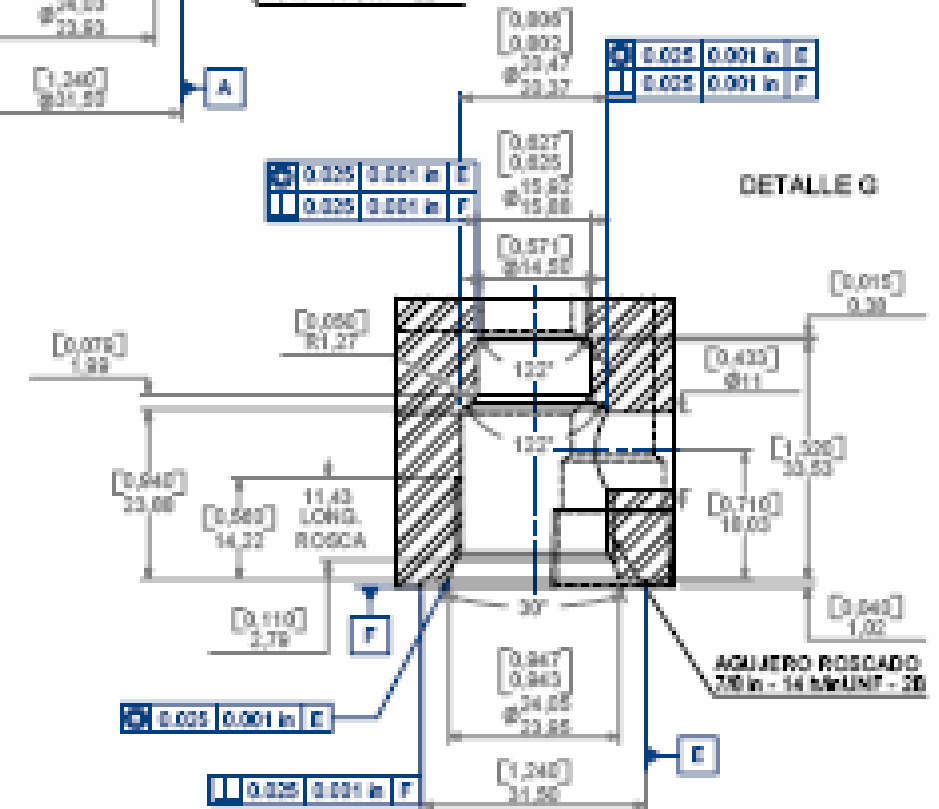
CARA 1



DETALLE E



DETALLE G



ESTE PLANO ES PROPIEDAD EXCLUSIVA DE INDUSTRIAS TANUZI S.A. PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN AUTORIZACIÓN DE TANUZI S.A.

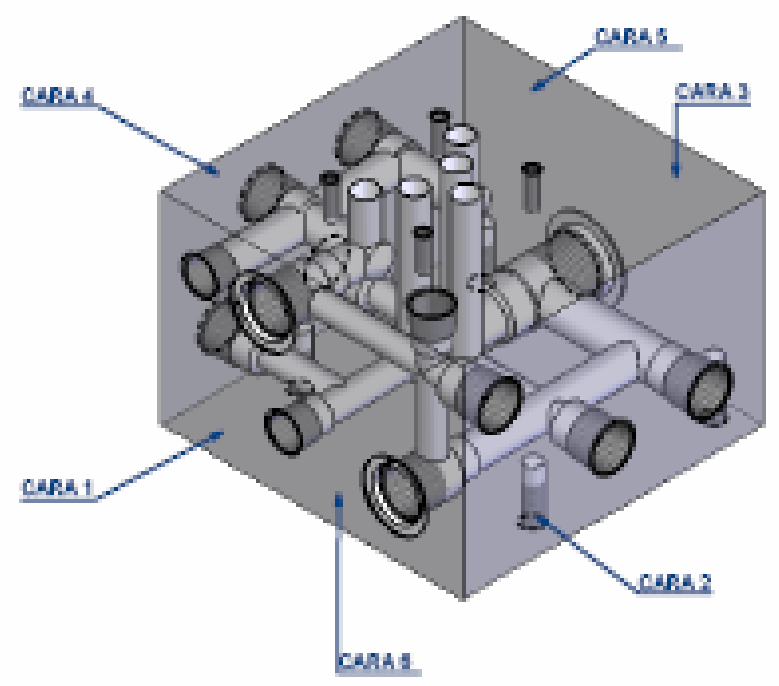
INDUSTRIAS
TANUZI S.A.

BOSQUEJOS

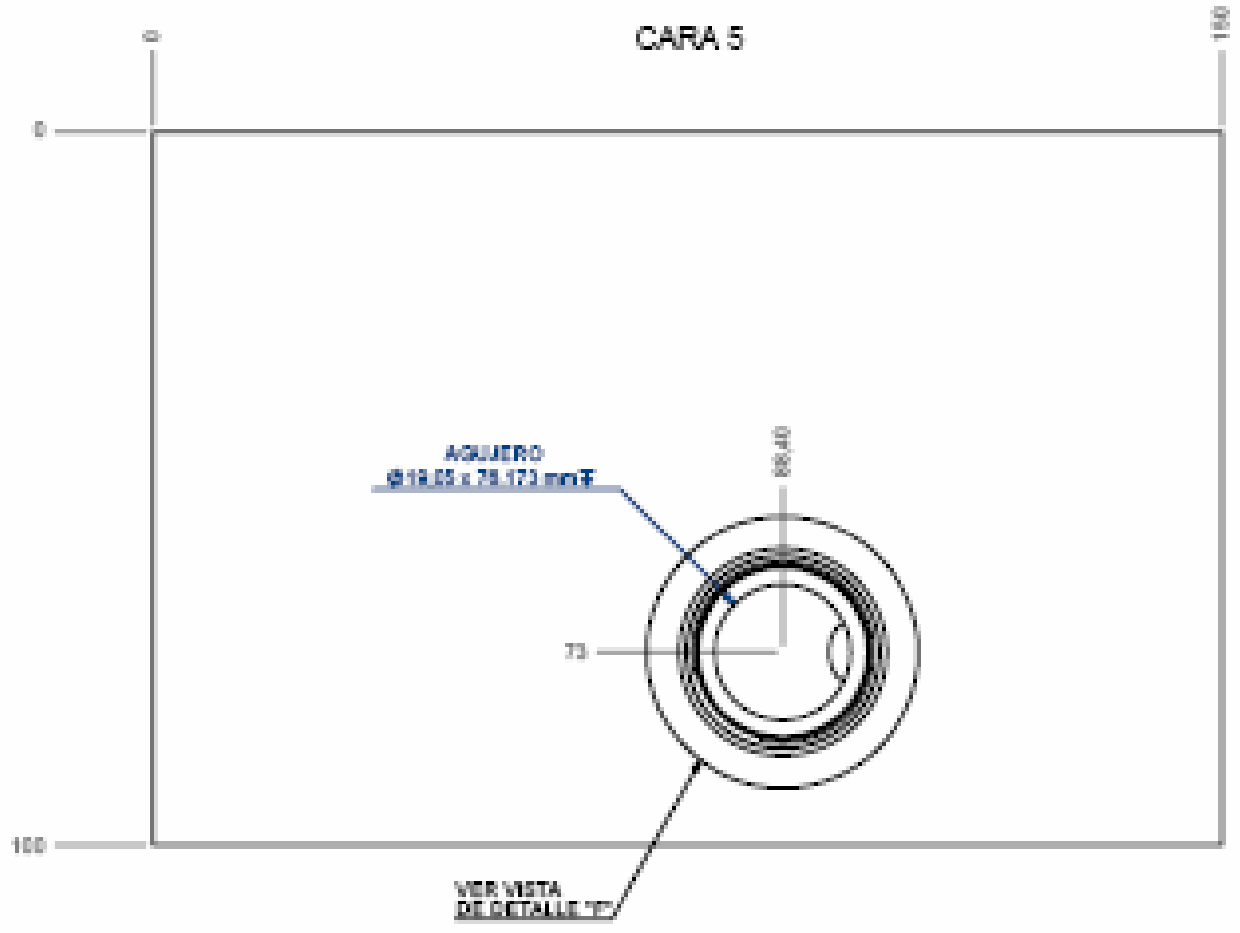
| | |
|------|----|
| REV. | 00 |
| VF. | 00 |
| VAL. | 00 |

| | | | | | |
|----------------|---|----------------------|-----------------|-----------------|--------------------------|
| Responsable: | Departamento de Diseño - SAULO ARTURO RICO M. | Fecha: | FEB - 27 - 2008 | Producto Nuevo: | <input type="checkbox"/> |
| Cliente: | SAULO ARTURO RICO MARTINEZ | Nombre del Proyecto: | N.A. | Modificación: | <input type="checkbox"/> |
| Conjuntos: | N.A. | Máquina: | N.A. | Centros: | N.A. |
| Mesa: | N.A. | | | Materia: | N.A. |
| Observaciones: | N.A. | | | Terc: | N.A. |
| | | SDP | Peso (kg): | Superf: | N.A. |
| | | 0000 | Área (mm²): | Acabado: | N.A. |

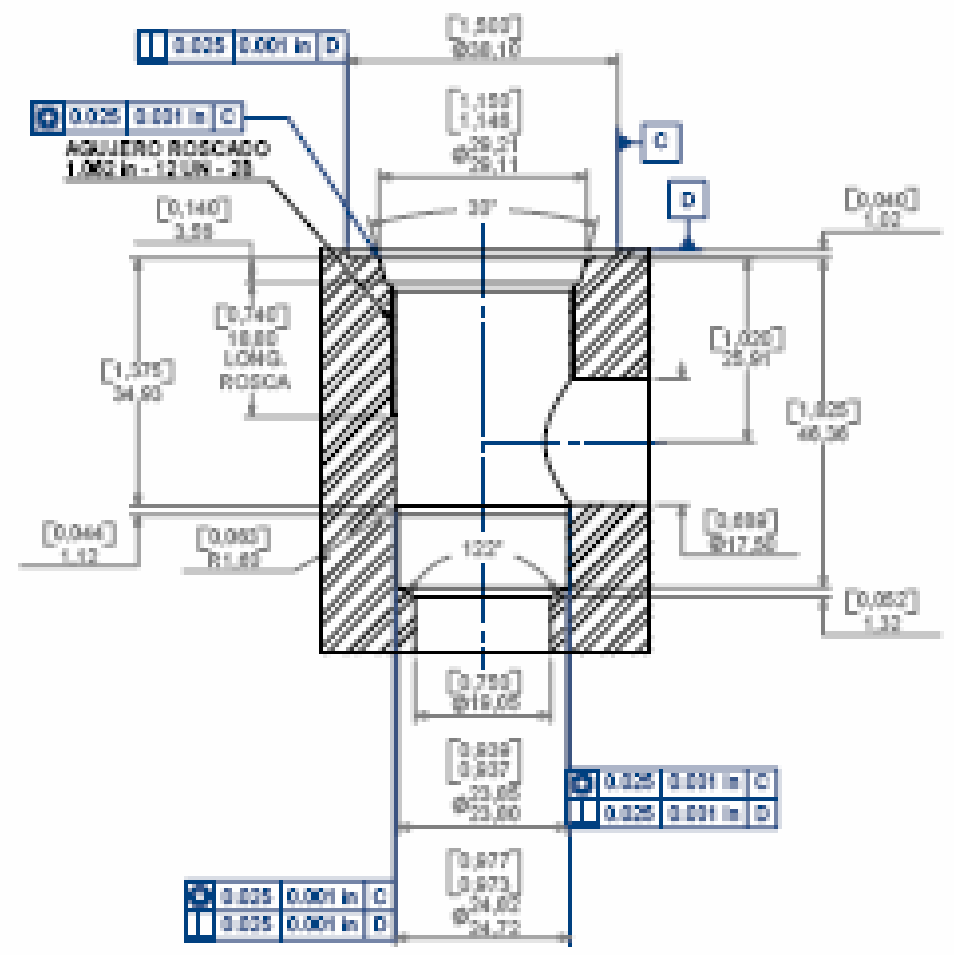
| AUTORIZADO PARA: | | | | | |
|------------------|---------------------|------|----------------------------|-------------|--|
| REV. | Producción | Ing. | Control | Calidad | |
| VAL. | Compras | Ing. | Logística | Operaciones | |
| | Atención al Cliente | Ing. | Investigación y Desarrollo | Finanzas | |
| | Legal | Ing. | Recursos Humanos | Marketing | |



CARA 5



DETALLE F



ESTE PLANO ES PROPIEDAD EXCLUSIVA DE INDUSTRIAS TANUZI S.A. PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN AUTORIZACIÓN DE TANUZI S.A.

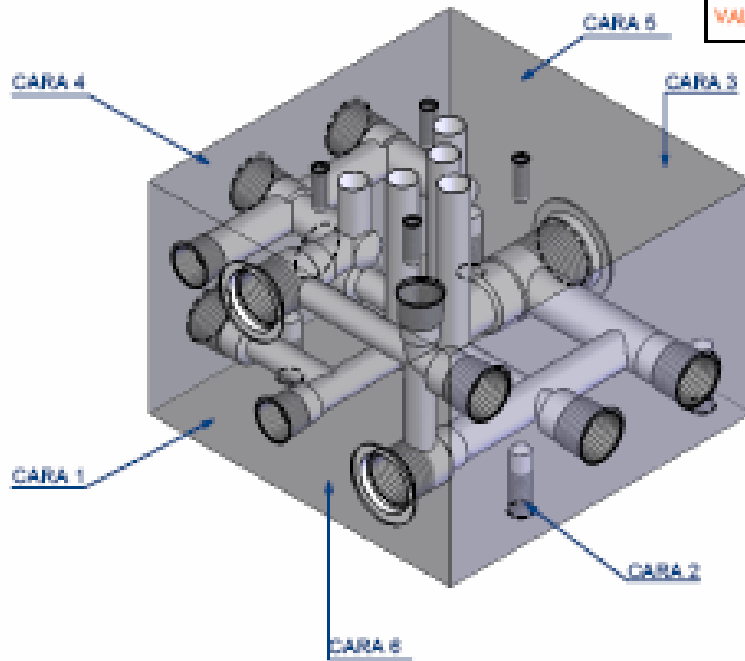
INDUSTRIAS
TANUZI S.A.

BOSQUEJOS

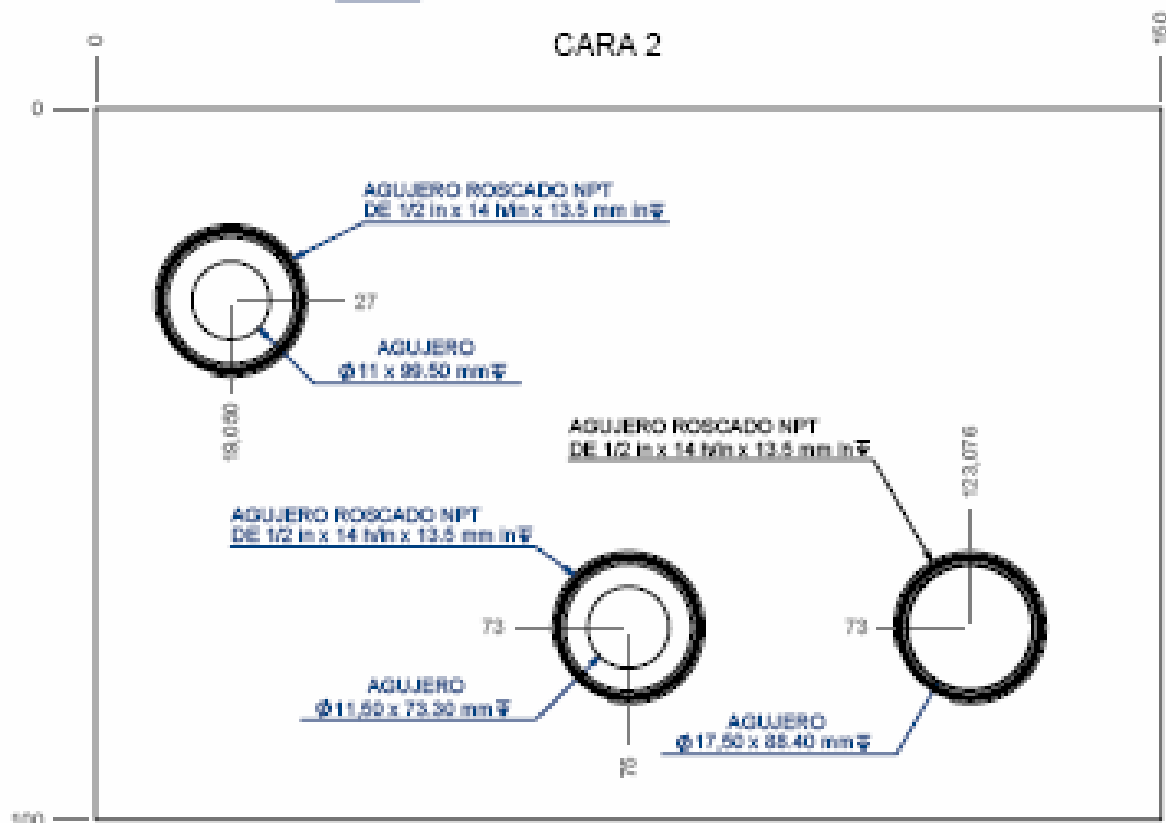
| | |
|------|----|
| REV. | 00 |
| VF. | 00 |
| VAL. | 00 |

| | | |
|---|----------------------------------|---|
| Responsable: Departamento de Diseño - SAULO ARTURO RICO M. | Fecha: FEB - 27 - 2008 | Producto Nuevo: <input type="checkbox"/> |
| Cliente: SAULO ARTURO RICO MARTINEZ | Nombre del Proyecto: N.A. | Modificación: <input type="checkbox"/> |
| Coautor: N.A. | Máquina: N.A. | Costo: N.A. |
| Pres: N.A. | | Materia: N.A. |
| Observaciones: N.A. | SDP: 0000 | Peso (kg): N.A. |
| | | Area (mm²): N.A. |
| | | Tro: N.A. |
| | | Dureza: N.A. |
| | | Acabado: N.A. |

| | | |
|------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| REV: | AUTORIZADO PARA: | |
| VAL: | Producción <input type="checkbox"/> | Calificación <input type="checkbox"/> |
| | Compras <input type="checkbox"/> | Fundición <input type="checkbox"/> |
| | Información <input type="checkbox"/> | Homologación <input type="checkbox"/> |
| | Prototipo <input type="checkbox"/> | Otros <input type="checkbox"/> |



CARA 2



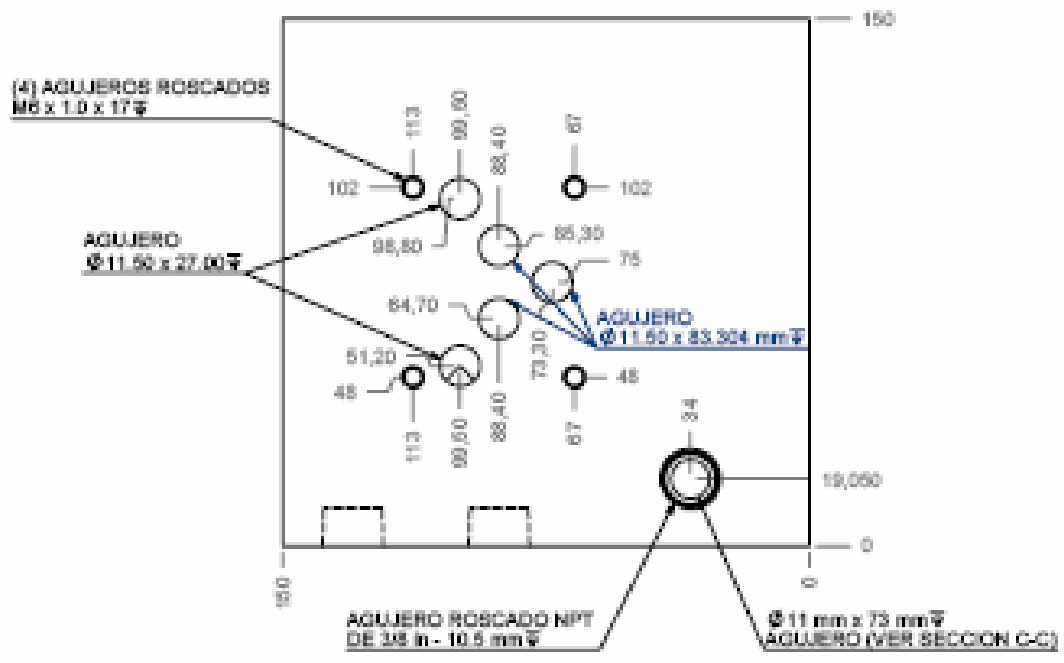
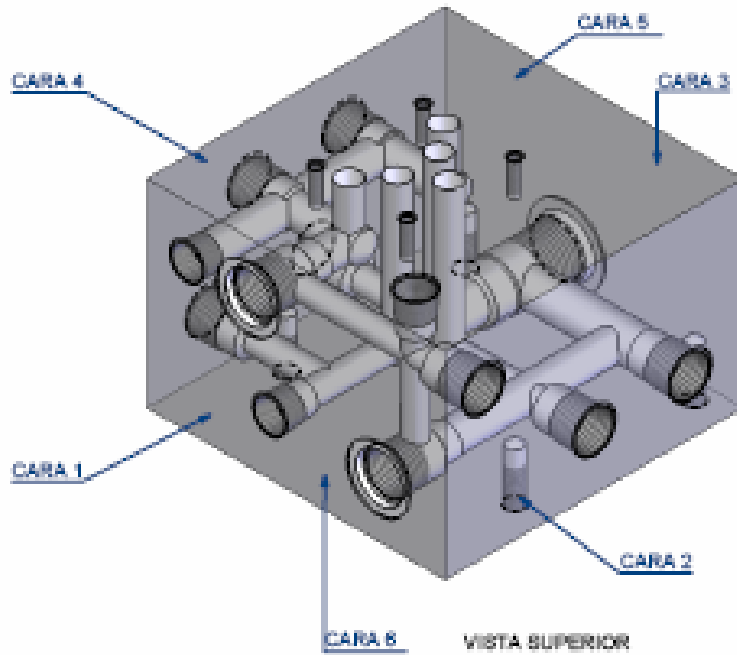
INDUSTRIAS
TANUZI S.A.

BOSQUEJOS

| | |
|------|----|
| REV. | 00 |
| VF. | 00 |
| VAL. | 00 |

| | | |
|---|----------------------------------|---|
| Responsable: Departamento de Diseño - SAULO ARTURO RICO M. | Fecha: FEB - 27 - 2008 | Producto Nuevo: <input type="checkbox"/> |
| Cliente: SAULO ARTURO RICO MARTINEZ | Nombre del Proyecto: N.A. | Modificación: <input type="checkbox"/> |
| Conjunta: N.A. | Máquina: N.A. | Cantidad: N.A. |
| Pres: MANIFOLD COMPLETO | | Materia: N.A. |
| Observaciones: COORDENADAS DE MECANIZADO CARA 3 | SDP: 0000 | Peso (kg): N.A. |
| | | Tro: N.A. |
| | | Dureza: N.A. |
| | | Acabado: N.A. |

| | | | |
|------|--|--------------------------------------|---------------------------------------|
| REV: | | AUTORIZADO PARA: | |
| VAL: | | Producción <input type="checkbox"/> | Colocación <input type="checkbox"/> |
| | | Comprob. <input type="checkbox"/> | Fundición <input type="checkbox"/> |
| | | Información <input type="checkbox"/> | Homologación <input type="checkbox"/> |
| | | Prototipo <input type="checkbox"/> | Otros <input type="checkbox"/> |



ESTE PLANO ES PROPIEDAD EXCLUSIVA DE INDUSTRIAS TANUZI S.A. PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN AUTORIZACIÓN DE TANUZI S.A.

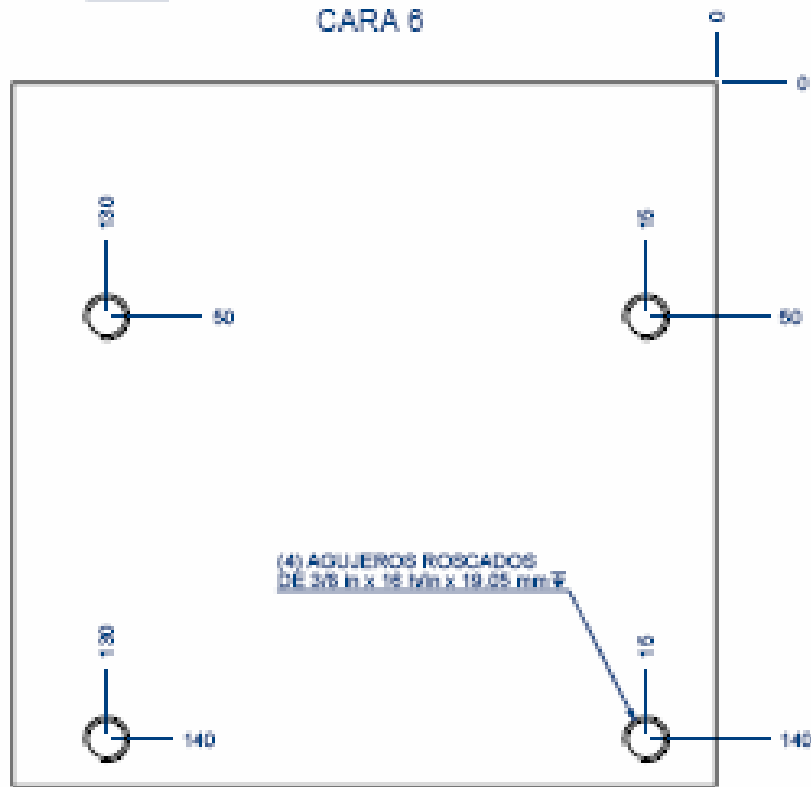
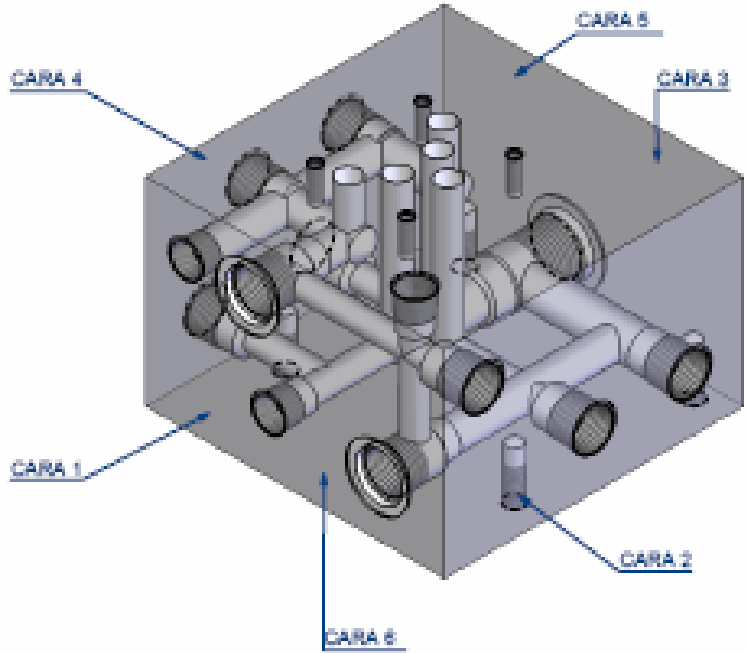
INDUSTRIAS
TANUZI S.A.

BOSQUEJOS

| | |
|------|----|
| REV. | 00 |
| VF. | 00 |
| VAL. | 00 |

| | | |
|---|----------------------------------|---|
| Responsable: Departamento de Diseño - SAULO ARTURO RICO M. | Fecha: XXX - XX - XXXX | Producto Nuevo: <input type="checkbox"/> |
| Cliente: N.A. | Nombre del Proyecto: N.A. | Modificación: <input type="checkbox"/> |
| Conjuntos: N.A. | Máquinas: N.A. | Cantidad: N.A. |
| Pieza: N.A. | | Materia: N.A. |
| Observaciones: N.A. | SDP 0000 | Peso (kg): N.A. |
| | | Área (mm²): N.A. |
| | | Tto.: N.A. |
| | | Dureza: N.A. |
| | | Acabado: N.A. |

| | | | |
|-------------|--|--|---------------------------------------|
| REV: | | AUTORIZADO PARA: | |
| | | Producción <input checked="" type="checkbox"/> | Colocación <input type="checkbox"/> |
| | | Comprob. <input type="checkbox"/> | Fundición <input type="checkbox"/> |
| VAL: | | Inspección <input type="checkbox"/> | Homologación <input type="checkbox"/> |
| | | Prototipo <input type="checkbox"/> | Otros <input type="checkbox"/> |



ESTE PLANO ES PROPIEDAD EXCLUSIVA DE INDUSTRIAS TANUZI S.A. PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN AUTORIZACIÓN DE TANUZI S.A.

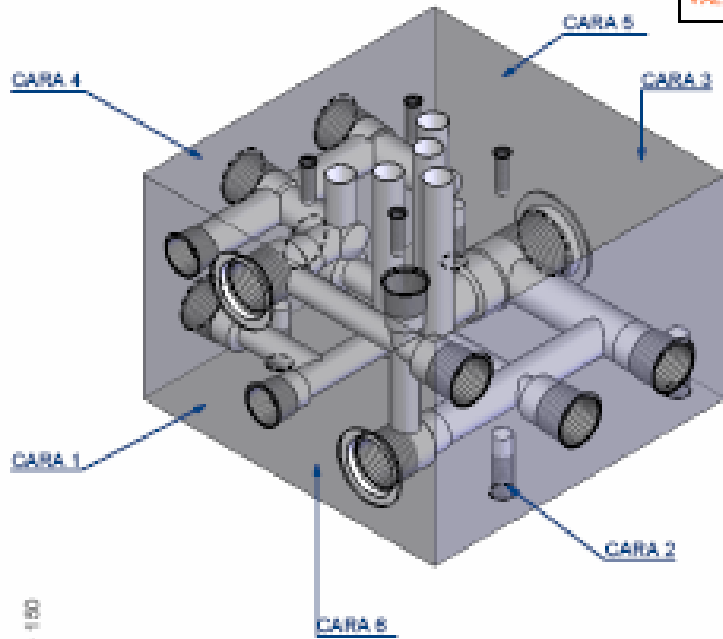
INDUSTRIAS
TANUZI S.A.

BOSQUEJOS

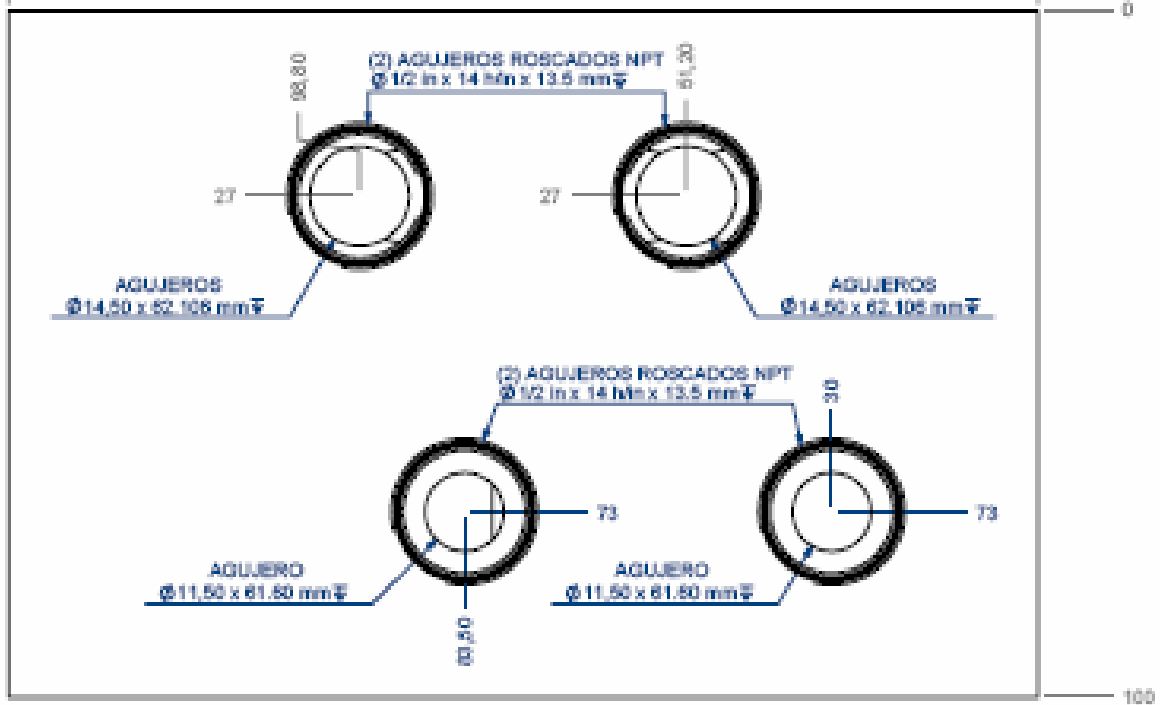
| | |
|------|----|
| REV. | 00 |
| VF. | 00 |
| VAL. | 00 |

| | | |
|---|----------------------------------|---|
| Responsable: Departamento de Diseño - SAULO ARTURO RICO M. | Fecha: FEB - 27 - 2008 | Producto Nuevo: <input type="checkbox"/> |
| Cliente: SAULO ARTURO RICO MARTINEZ | Nombre del Proyecto: N.A. | Modificación: <input type="checkbox"/> |
| Cantidad: N.A. | Máquina: N.A. | Material: N.A. |
| Pieza: N.A. | | Pro: N.A. |
| Observaciones: N.A. | | Dureza: N.A. |
| | SDP: 0000 | Acabado: N.A. |
| | Peso (kg): N.A. | |
| | Area (mm²): N.A. | |

| | | |
|-------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| REV: | AUTORIZADO PARA: | |
| VAL: | Producción <input type="checkbox"/> | Colocación <input type="checkbox"/> |
| | Complet <input type="checkbox"/> | Handlón <input type="checkbox"/> |
| | Información <input type="checkbox"/> | Homologación <input type="checkbox"/> |
| | Prototipo <input type="checkbox"/> | Otros <input type="checkbox"/> |



CARA 4



ESTE PLANO ES PROPIEDAD EXCLUSIVA DE INDUSTRIAS TANUZI S.A. PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN AUTORIZACIÓN DE TANUZI S.A.