

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL
DIRECCIONAL CETOP 3, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA
FLUIDA**

JIMMY ALEJANDRO ARCINIEGAS MORA

DIEGO LUIS FRANCO JÁCOME

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL
DIRECCIONAL CETOP 3, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA
FLUIDA**

**JIMMY ALEJANDRO ARCINIEGAS MORA
DIEGO LUIS FRANCO JÁCOME**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
CARLOS BORRÁS PINILLA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

DEDICATORIA

*Enteramente a Dios, quien me regaló
La familia que cualquier persona quisiera tener,
Especialmente el maravilloso ejemplo de mi papá
Durante escasos pero muy valiosos 18 años.*

JIMMY ALEJANDRO ARCINIEGAS MORA

*A mi familia, mis amigos y
Demás personas que participaron en
El desarrollo de este proceso, dejando una buena experiencia*

DIEGO LUIS FRANCO JACOME

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	24
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	27
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	27
1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	29
2. VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL.....	31
2.1. INTRODUCCIÓN	31
2.2. VÁLVULAS DE CORREDERA DESLIZANTE	31
2.3. CLASIFICACIÓN DE LAS VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL	32
2.3.1. Válvulas de dos vías y dos posiciones	33
2.3.2. Válvula de tres vías y dos posiciones	34
2.3.3. Válvulas de cuatro vías y dos posiciones	35
2.3.4. Válvulas de cuatro vías y tres posiciones.	36
2.4. MONTAJE DE LAS VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL... ..	39
2.5. ESTANDARIZACION DE LAS SUPERFICIES DE MONTAJE.....	40
2.6. CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LAS VALVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL.....	43
2.7. COMPORTAMIENTO DE UN FLUJO A TRAVÉS DE UN ORIFICIO	44
2.7.1. Aspectos Relevantes de los Flujos a través de un Orificio.....	45
2.7.2. Teoría de obstrucción de Bernoulli	47

2.7.3.	Comportamiento de un flujo a través de una válvula de control direccional	49
2.8.	FUGAS INTERNAS EN LAS VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL	52
3.	INSTRUMENTACIÓN Y SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	57
3.1.	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	58
3.2.	CLASES DE INSTRUMENTOS	60
3.3.	INSTRUMENTOS DE MEDIDA DE PRESIÓN	62
3.3.1.	Instrumentos electromecánicos	63
3.4.	INSTRUMENTOS DE MEDIDA DE CAUDAL	67
3.4.1.	Instrumentos de presión diferencial	67
3.4.2.	De área variable (Rotámetros)	69
3.4.3.	De velocidad	69
3.5.	SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	71
3.5.1.	Definición de la señal	72
3.6.	HERRAMIENTAS UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL BANCO.....	73
4.	DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS	75
4.1.	DESCRIPCIÓN DETALLADA DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	75
4.1.1.	Medición de pérdidas de presión	79
4.1.2.	Medición de las fugas hidráulicas internas	81
4.2.	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	84
4.2.1.	Selección de válvulas del banco.....	85
4.2.2.	Diseño de los manifold de presión y tanque	89
4.2.3.	Diseño de la placa base	101

4.2.4.	Manifold de adaptación de la DCV	105
4.3.	DISEÑO ESTRUCTURAL DEL BANCO	116
4.3.1.	Análisis de las alternativas	116
4.3.2.	Descripción detallada de la alternativa seleccionada..	119
4.4.	DISEÑO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	124
4.4.1.	Hardware y conexiones	125
4.4.2.	Diseño del sistema de adquisición de datos mediante el software LabVIEW	128
5.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	137
5.1.	CONSTRUCCIÓN.....	137
5.1.1.	Espacio de trabajo.....	137
5.1.2.	Estructura principal.....	138
5.1.3.	Manifolds.....	139
5.1.4.	Placa base	140
5.1.5.	Soporte del manifold de la DCV	140
5.1.6.	Soportes del flujómetro de turbina	141
5.1.7.	Estructura panel de control.....	141
6.	PRUEBAS Y RESULTADOS.....	143
6.1.	CONDICIONES Y DESARROLLO DE LAS PRUEBAS.....	145
6.2.	RESULTADOS	145
6.2.1.	Válvula VICKERS DG4V – 3S – 8C – VM – FTWL – B5 – 61	145
6.2.2.	Válvula REXROTH 4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62... ..	157
6.2.3.	Válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento.....	165

6.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS	171
7. CONCLUSIONES	174
8. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	176
BIBLIOGRAFÍA.....	177
ANEXOS	178

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Carcasa y spool de una válvula de control direccional, con la distribución de sus puertos P, T, A y B.	32
Figura 2. Válvula de 2 vías – 2 posiciones.	33
Figura 3. Aplicación de una DCV 2/2 como sistema de venteo de un circuito.	33
Figura 4. Válvula de 3 vías – 2 posiciones.	34
Figura 5. Aplicación de una DCV 4/2 para la extensión y retracción de un cilindro.	34
Figura 6. Válvula de 4 vías – 2 posiciones, accionado por solenoide (eléctrico) y reposicionamiento por resorte (mecánico).	35
Figura 7. Aplicación de una DCV 4/2 para la extensión y retracción de un cilindro.	35
Figura 8. Válvula de 4 vías – 3 posiciones.	36
Figura 9. Distintos tipos de carretes.	36
Figura 10 . Aplicación de una DCV 4/3 para la extensión y retracción de un cilindro, para a) una posición central cerrada y b) una posición central abierta.	38
Figura 11. Válvula de control direccional con placa base o subplaca.	39
Figura 12. Placas base, para válvulas direccionales a) con conexiones pasantes o verticales y b) con conexiones laterales u horizontales.	40
Figura 13. Curvas características de presión vs flujo.	44
Figura 14. Comportamiento de la presión y la velocidad a través de un agujero.	47
Figura 15. Coeficientes de descarga versus número de Reynolds para varios valores de caída de presión.	51
Figura 16. Áreas de un orificio de fugas.	53
Figura 17. Relación entre traslape, holgura y fugas.	54

Figura 18. Tipos de holgura entre el spool y la carcasa (a) concéntrica, (b) excéntrica.	55
Figura 19. Definiciones de los instrumentos de medición y control según la norma PMC 20-2-1970 de la SAMA.....	59
Figura 20. Manómetro Bourbon para medición de la presión.	61
Figura 21. Clases de Instrumentos mediante la representación gráfica según la norma ISA-S5-1-84.	62
Figura 22. Instrumentos de medición de presión.	63
Figura 23. Transductores de presión (a) resistivos y (b) capacitivos.	65
Figura 24. Transductores magnéticos de (a) inductancia variable y (b) de reluctancia variable.	66
Figura 25. Transductor piezoeléctrico.	67
Figura 26. Instrumento de medición diferencial tipo placa-orificio con un transmisor de presión diferencial tipo diafragma.	68
Figura 27. Partes principales de un flujómetro de turbina.	70
Figura 28. Diagrama de bloques del sistema convertidor de la señal de un flujómetro de turbina.	70
Figura 29. Componentes necesarios en un sistema de adquisición de datos (DAQ).	72
Figura 30. Diferentes tipos de señales análogas.	72
Figura 31. Efecto de la resolución en un convertidor análogo-digital.	73
Figura 32. Paneles de trabajo: (a) panel frontal y (b) diagrama de bloques.	74
Figura 33. Banco de pruebas para la evaluación técnica a bombas hidráulicas, proyecto dirigido y financiado por el profesor Carlos Borrás.	76
Figura 34. Unidad de potencia del banco de pruebas.	76
Figura 35. Bomba de pistones axiales Vickers (a) y válvula de seguridad Tipo R (b).	77
Figura 36. Sistema de refrigeración del banco de pruebas.	77
Figura 37. Sistema de descarga del circuito: filtro y tanque.	78

Figura 38. Circuito de la unidad de potencia proporcionada por el laboratorio de potencia fluida y demás accesorios.	78
Figura 39. Circuito hidráulico para determinar las caídas de presión en DCV.	79
Figura 40. Disposición del circuito para la medición de caída de presión entre los puertos P – B.	80
Figura 41. Circuito para la medición de fugas mediante un flujómetro de alta resolución (alternativa 1).....	82
Figura 42. Circuito para la medición de fugas mediante un sistema hidrostático (alternativa 2).....	83
Figura 43. Válvula reguladora de caudal compensada FDCB y manifold DAD.	86
Figura 44. Fluctuación de la presión debido al cambio del caudal en válvulas RPCC.	87
Figura 45. Válvula de alivio con pistón balanceado RPCC y manifold AAC.	88
Figura 46. Manifolds de presión y descarga fabricados (a) en acero ASTM A36, y revestidos con pintura electrostática (b).....	90
Figura 47. Modelo CAD del manifold de presión y descarga.....	91
Figura 48. Dimensiones del punto crítico del manifold de presión y descarga.	92
Figura 49. Mallado del bloque manifold.	95
Figura 50. Condiciones de simulación del manifold.	96
Figura 51. Deformaciones máximas del bloque.	96
Figura 52. Análisis de esfuerzos equivalentes.	97
Figura 53. Factor de seguridad del bloque.....	97
Figura 54. Condiciones reales del manifold.	98
Figura 55. Deformaciones máximas del bloque bajo las condiciones de servicio reales.....	98
Figura 56. Análisis de esfuerzos resultantes bajo condiciones de servicio reales.....	99

Figura 57. Factor de seguridad mínimo bajo condiciones reales de servicio.	99
Figura 58. Placa base diseñada.....	101
Figura 59. Diseño preliminar de placa base.	102
Figura 60. Mallado de la placa base.	103
Figura 61. Análisis de esfuerzos equivalentes en la placa base.	103
Figura 62. Factor de seguridad de la placa base.	104
Figura 63. Diseño del manifold para el montaje de la DCV.	106
Figura 64. Ensamble del manifold, placa base y DCV.	106
Figura 65. Dimensiones de puntos críticos del manifold.	109
Figura 66. Mallado del manifold de adaptación de la DCV.....	111
Figura 67. Análisis de esfuerzos equivalentes del manifold de adaptación de la DCV.....	112
Figura 68. Factor de seguridad del manifold de adaptación de la DCV.....	112
Figura 69. Deformaciones máximas del manifold de DCV bajo condiciones reales.....	113
Figura 70. Evaluación de esfuerzos del manifold de adaptación de la DCV bajo condiciones críticas de servicio.	114
Figura 71. Factor de seguridad del manifold de adaptación de la DCV bajo condiciones críticas de servicio.....	114
Figura 72. Primera alternativa de solución de la estructura de trabajo.	117
Figura 73. Segunda alternativa de solución del espacio de trabajo.....	119
Figura 74. Mallado de la estructura principal del banco de pruebas.....	121
Figura 75. Análisis de esfuerzos máximos sobre la estructura principal.....	122
Figura 76. Análisis del factor de seguridad mínimo de la estructura principal.	122
Figura 77. Modos de vibración de la estructura.	123
Figura 78. Alternativas de espacios de trabajo (a) bloque mecanizado y (b) perfiles extruidos.....	124
Figura 79. Tarjeta de adquisición de datos USB NI 6009 y sus terminales.	125
Figura 80. Flujómetro y transductor de presión diferencial.	127

Figura 81. Conexiones de los sensores a la tarjeta de adquisición de datos.	127
Figura 82. Página inicial del panel frontal del programa de adquisición de datos.....	129
Figura 83. Determinación de los parámetros de prueba en el panel frontal.	129
Figura 84. Sistema de medición de presión diferencial del panel de control.	130
Figura 85. Sistema de medición de caudal del panel de control.....	130
Figura 86. Página de resultados del panel frontal del programa de adquisición.....	131
Figura 87. Diagrama de bloques de la VI principal.....	132
Figura 88. Primera sección del diagrama de bloques de la VI principal.	133
Figura 89. Segunda sección del diagrama de bloques de la VI principal....	134
Figura 90. SubVI de generación de gráficas.	134
Figura 91. Tercera sección del diagrama de bloques de la VI principal.	135
Figura 92. Cuarta sección del diagrama de bloques de la VI principal.	135
Figura 93. Quinta sección del diagrama de bloques de la VI principal.	136
Figura 94. Soporte para el sistema de adquisición de datos y superficie de trabajo.	138
Figura 95. Estructura principal	139
Figura 96. Soporte del manifold de la DCV.....	141
Figura 97. Soportes del flujómetro de turbina	141
Figura 98. Estructura panel de control	142
Figura 99. Circuito general del montaje del banco de pruebas.	143
Figura 100. Válvula VICKERS 4/3 centro tándem.....	146
Figura 101. Montaje de la válvula VICKERS 4/3 centro tándem.	146
Figura 102. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – T a 500 psi.....	147

Figura 103. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – T a 800 psi.....	148
Figura 104. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – T a 1000 psi.....	149
Figura 105. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – A a 800 psi.....	150
Figura 106. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – B a 800 psi.....	151
Figura 107. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión A – T a 800 psi.....	152
Figura 108. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión B – T a 800 psi.....	153
Figura 109. Figura de las curvas características de la DCV en todas sus conexiones.	154
Figura 110. Curvas características de la caída de presión de la válvula. ...	155
Figura 111. Línea de flujo y montaje de la válvula de control direccional. ...	156
Figura 112. Válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento mecánico.	158
Figura 113. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión P-A a 800 psi.....	158
Figura 114. Curva característica de la Válvula 4/2 en la conexión P – B a 800 psi.....	159
Figura 115. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión A – T a 800 psi.	160
Figura 116. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión B – T a 800 psi.	161
Figura 117. Curvas características medidas de las diferentes conexiones de la DCV.	163
Figura 118. Curvas características reales de la válvula de control direccional REXROTH 4/2.	163

Figura 119. Cantidad de aceite drenado hacia el puerto A (a) y B (b) durante un minuto.....	164
Figura 120. DCV 4/2	165
Figura 121. Spool de la DCV.	165
Figura 122. Válvula de cuatro vías y dos posiciones con retención mecánica	166
Figura 123. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión P – A a 800 psi.....	166
Figura 124. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión P – B a 800 psi.....	167
Figura 125. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión A - T a 800 psi.....	168
Figura 126. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión B - T a 800 psi.....	169
Figura 127. Curvas características de la válvula 4/2 con enclavamiento usada.....	170

LISTA DE TABLAS

	Pág.
<i>Tabla 1. Composición química y propiedades del acero ASTM A-36.....</i>	90
<i>Tabla 2. Propiedades físicas y mecánicas del acero SAE 1045.....</i>	102
<i>Tabla 3. Propiedades físicas y mecánicas del Alumold 500 T6-51.....</i>	107
<i>Tabla 4. Composición química del duraluminio.....</i>	108
<i>Tabla 5. Tabla de componentes del banco de pruebas.....</i>	144
<i>Tabla 6. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – T a 500 psi.</i>	147
<i>Tabla 7. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – T a 800 psi.</i>	148
<i>Tabla 8. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – T a 1000 psi.</i>	149
<i>Tabla 9. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – A a 800 psi.</i>	150
<i>Tabla 10. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – B a 800 psi.</i>	151
<i>Tabla 11. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión A – T a 800 psi.</i>	152
<i>Tabla 12. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión B – T a 800 psi.</i>	153
<i>Tabla 13. Valores de los coeficientes característicos de la válvula Vickers centro tándem (DG4V-3S-8C-VM-FTWL-B5-61).....</i>	154
<i>Tabla 14. Valoración de fugas entre los pasajes internos de la DCV VICKERS 4/3 centro tándem (DG4V-3S-8C-VM-FTWL-B5-61).</i>	157
<i>Tabla 15. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 conexión P – A a 800 psi.</i>	159
<i>Tabla 16. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión P – B a 800 psi.....</i>	160
<i>Tabla 17. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión A – T a 800 psi.....</i>	161

<i>Tabla 18. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 conexión B – T a 800 psi.</i>	162
<i>Tabla 19. Valores de los coeficientes característicos de la válvula REXROTH 4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62.</i>	162
<i>Tabla 20. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión A - T a 800 psi.</i>	169
<i>Tabla 21. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión B - T a 800 psi.</i>	170
<i>Tabla 22. Estado de las DCV según los resultados de fugas internas.</i>	173

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
<i>Anexo A. Calibración de equipos</i>	179
<i>Anexo B. Planos</i>	183
<i>Anexo C. Catálogos</i>	193
<i>Anexo D. Manual de Laboratorio.</i>	203

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EVALUACIÓN DE VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE CONTROL DIRECCIONAL CETOP 3, PARA EL LABORATORIO DE POTENCIA FLUIDA*

AUTORES: JIMMY ALEJANDRO ARCINIEGAS MORA
DIEGO LUIS FRANCO JACOME**

PALABRAS CLAVES: CETOP, Válvula de control direccional, fugas hidráulicas.

DESCRIPCION:

El objeto del presente proyecto de grado es Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, al fortalecimiento en el proceso de aprendizaje de los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, mediante una herramienta de investigación académica, que fomente el análisis crítico y afiance los conceptos teóricos, por medio de una aplicación práctica hacia la formación ingenieros competentes en la industria.

Teniendo en cuenta la importancia la importancia de las válvulas de control direccional es necesario caracterizar su comportamiento y evaluar su condición, ya sea haciendo un análisis de las pérdidas de presión debidas a la restricción al flujo cuando pasa a través de sus pasajes internos, y/o un análisis de sus fugas hidráulicas internas causadas por el desgaste entre sus partes mecánicas en contacto.

Mediante la realización del presente proyecto de grado se aporta a la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, una herramienta de carácter pedagógica para analizar y comprender el estado de las válvulas de control direccional tipo CETOP 3 enfocada hacia el mantenimiento predictivo, de tal forma que se pueda caracterizar su comportamiento mediante un análisis de las señales obtenidas del flujo y de la presión diferencial de estos componentes hidráulicos.

Se demostró que la caída de presión a través de una válvula de control direccional no depende del nivel de presión manejado en el sistema sino del caudal que la atraviesa. Dicho caudal puede ser descrito mediante la relación $Q = Kv * \sqrt{\Delta p}$. En adición a la función primaria de carácter académico que brinda este dispositivo, está en capacidad para prestar un servicio a la comunidad ó industria local a través del diagnóstico de válvulas direccionales tipo CETOP 3 para el respectivo mantenimiento

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF TEST BENCH FOR EVALUATION OF HYDRAULIC DIRECTIONAL CONTROL VALVE CETOP 3, FOR FLUID POWER LABORATORY*

AUTHORS: JIMMY ALEJANDRO ARCINIEGAS MORA
DIEGO LUIS FRANCO JACOME**

KEYWORDS: CETOP, Directional control valve, hydraulic leakage.

DESCRIPTION:

The purpose of this degree project is to contribute to the mission of the Universidad Industrial de Santander, strengthening the learning process of students in the School of Mechanical Engineering, through academic research tool that encourages critical thinking and entrenched theoretical concepts through practical application to training competent engineers in the industry.

Common and essential elements in the hydraulic systems are directional control valves, a modulator component, which allows control of the direction of the workflow to different parts of the hydraulic circuit. Given its importance it is necessary to characterize their behaviour and assess the condition of these valves and is doing an analysis of pressure losses due to restrictions on the flow as it passes through its internal passages and / or analysis of internal hydraulic leakage caused by wear between mechanical parts in contact.

By the completion of this graduation project entitled: Design and construction of a test bench for evaluation of hydraulic directional control valves CETOP 3 for the fluid power laboratory is provided to the school of mechanical engineering from the Universidad Industrial de Santander, pedagogical tool to analyze and understand the state of directional control valves type CETOP 3 focused on predictive maintenance, so that their behaviour can be characterized by analyzing the signals obtained from the flow and differential pressure these hydraulic components.

It was shown that the pressure drop through a directional control valve depends not handled pressure level in the system but that flow through it. This flow can be described by the relationship $Q = Kv * \sqrt{\Delta p}$. In addition to the primary function of an academic nature provided by this device is able to provide a service to the community or local industry through the directional valve diagnostic CETOP type 3 for the respective maintenance

* Thesis of Degree

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de transmisión de energía, como lo son los sistemas hidráulicos, están compuestos de componentes activos, ya sean generadores (bombas), receptores (actuadores), o moduladores (válvulas); componentes pasivos como: filtros, tanques; y los componentes de unión que facilitan el transporte del fluido como: mangueras, racores, etc. Cada uno de estos componentes requiere un control de su estado, de tal forma que se pueda llevar a cabo un diagnóstico y determinar si este componente está en condiciones adecuadas para desempeñar un trabajo o si es necesario realizar un reemplazo o mantenimiento del mismo.

A medida que los sistemas hidráulicos van evolucionando y por tanto, se incrementa la utilización de equipos más complejos y sofisticados en las diferentes aplicaciones, el mantenimiento preventivo y predictivo representa un valor muy importante debido a que una falla inesperada puede ocasionar grandes pérdidas económicas, tiempos improductivos excesivos de un equipo y posibles lesiones a un operario. Es por tal motivo, que se debe realizar un monitoreo mediante los equipos apropiados, de tal forma, que se pueda identificar y analizar el comportamiento de un parámetro o variable, en el tiempo o en la frecuencia y asociarlo a un posible comportamiento errático o de falla.

Un elemento muy común e indispensable en los sistemas hidráulicos, son las válvulas de control direccional, un componente modulador, que permite realizar un control de la dirección del flujo de trabajo hacia las diferentes partes del circuito hidráulico. Teniendo en cuenta su importancia es necesario caracterizar su comportamiento y evaluar la condición de estas válvulas ya sea haciendo un análisis de las pérdidas de presión debidas a la restricción al flujo cuando pasa a través de sus pasajes internos, o un

análisis de sus fugas hidráulicas internas causadas por el desgaste entre sus partes mecánicas en contacto.

Mediante la realización del presente proyecto de grado titulado: **Diseño y construcción de un banco de pruebas para evaluación de válvulas hidráulicas de control direccional CETOP 3, para el laboratorio de potencia fluida** se aporta a la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, una herramienta de carácter pedagógica para analizar y comprender el estado de las válvulas de control direccional tipo CETOP 3 enfocada hacia el mantenimiento predictivo, de tal forma que se pueda caracterizar su comportamiento mediante un análisis de las señales obtenidas del flujo y de la presión diferencial de estos componentes hidráulicos.

Este libro está compuesto por siete capítulos iniciando con el capítulo 1, correspondiente a formulación e identificación del problema, la justificación para solucionarlo que originaron el desarrollo de este proyecto de grado, y terminando con el planteamiento de los objetivos propuestos.

En el capítulo 2 se hace una recopilación teórica de todos los temas necesarios para el desarrollo de este proyecto de grado. Donde se encuentra información acerca de las válvulas de control direccional (DCV), el comportamiento característico del flujo y la presión a través de una DCV, las geometrías estándar de montaje, y el concepto de fugas hidráulicas internas.

En el capítulo 3 comprende información correspondiente a instrumentación y adquisición de datos, utilizando la herramienta computacional LabVIEW.

El capítulo 4 contiene todo el desarrollo del diseño del banco de pruebas, en donde se describe detalladamente el circuito hidráulico, se lleva a cabo el

diseño mecánico e hidráulico definitivo y se expone el diseño del programa de adquisición de datos. Concluido el diseño del banco de pruebas, se procede al capítulo 5 correspondiente al desarrollo de la construcción y montaje del banco de pruebas.

Una vez determinado y hecho todo el diseño y montaje del banco, el capítulo 6 presenta las pruebas hechas y los resultados obtenidos. Para finalizar, el capítulo 7 contiene las conclusiones y observaciones más importantes del proyecto de grado.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Los sistemas hidráulicos manejan potencia en función de la energía cinética de un fluido (caudal) y de la energía potencial capaz de ejecutar un trabajo en el tiempo (diferencial de presión), que puede ser transformada mediante actuadores en potencia mecánica. La energía suministrada por la unidad de potencia hidráulica (que constituye un motor eléctrico y una bomba hidráulica) debe incluir no solo los requerimientos mecánicos del trabajo a realizar (fuerza, torque, velocidad), sino también las pérdidas generadas por el circuito, que son manifestadas en forma de calor.

Cada componente de un circuito representa una restricción al flujo y por lo tanto una caída de la presión, que conlleva a una disminución de la eficiencia global del sistema. De tal forma es importante caracterizar el comportamiento de las pérdidas de presión de los diferentes componentes en un circuito hidráulico en especial en las válvulas, ya sean de control de presión, de control de caudal o de control direccional. Estas últimas son dispositivos de gran uso en los sistemas hidráulicos ya que permiten controlar el flujo hacia las diferentes partes de un circuito y por consiguiente es importante diagnosticar su comportamiento en el momento de diseñar un sistema o efectuar un mantenimiento del mismo.

El control de la dirección del flujo se realiza mediante la apertura y cierre de los pasajes internos de las válvulas de tal forma que provea las funciones específicas que el operador requiera. Este movimiento del carretel se ejecuta a través de recorridos lineales con holguras bastante estrechas entre sus diferentes partes mecánicas y de esta forma se permite la conexión entre sus puertos. Sin embargo debido a que sus componentes son de origen

mecánico, y que además, existe un fluido presurizado que está siendo aplicado, estos exhiben una cierta cantidad de fugas a través de las tolerancias entre sus componentes internos, que se intensifican de acuerdo al desgaste de sus partes y a la reducción de la viscosidad del fluido.

Eliminar por completo las fugas en equipos hidráulicos (válvulas, bombas, motores, entre otros), requiere que las tolerancias entre los componentes sean muy severas, y por lo tanto esto se reflejaría en un aumento significativo de los costos, que impediría la viabilidad de un sistema hidráulico en comparación con otros sistemas (eléctricos – neumáticos).

Por tal motivo, los equipos hidráulicos se diseñan teniendo en cuenta que siempre existirá una pérdida de presión debido a una restricción al flujo a través de estos, al igual que una pérdida residual del fluido a través del claro entre sus componentes bajo unas condiciones predeterminadas. Estas fugas representan una mínima cantidad del flujo en circulación entregado por la bomba (alrededor de 250:1)¹, pero que constituyen una disminución considerable en la presión del sistema. Por ejemplo una válvula de control direccional tipo CETOP 3 (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Pneumáticas) cuyo caudal máximo es de 80 lpm, exhibe un flujo de pérdidas permisible hasta de 10 mililitros por minuto dependiendo del spool carrete utilizado, bajo una presión de 50 bar.²

El mantenimiento de los sistemas hidráulicos sugiere realizar diferentes pruebas que evalúen la condición de los diferentes componentes³. Por tal motivo, y ante la ausencia de un sistema de evaluación y valoración de pérdidas de presión en válvulas direccionales y fugas internas en el laboratorio de potencia fluida de la escuela de Ingeniería Mecánica de la

¹ Vickers, Manual de oleohidráulica industrial

² Parker, Catálogo HY11-2500/UK

³ R. Keith Moble. Maintenance Engineering Handbook. 7ª edición. Mc. Graw-Hill 2008

Universidad Industrial de Santander, se propone la construcción de un banco que satisfaga la necesidad planteada.

1.2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Conocer los valores de la caída de presión a través de las válvulas es importante en el diseño de un sistema hidráulico de tal forma que permite determinar la potencia óptima de suministro y los valores correspondientes de eficiencia. Un banco de pruebas que nos pudiese caracterizar el comportamiento de la caída de presión a través de una válvula de control direccional tipo CETOP 3, para diferentes valores de caudal, permitiría comprender de manera práctica el fenómeno de los flujos a través de un orificio aplicados en la industria oleohidráulica y a su vez hacer un análisis de estado o condición para el mantenimiento.

Las caídas de presión a través de los componentes hidráulicos y las fugas representan el mayor problema dentro de los sistemas hidráulicos, ya que conllevan a pérdidas de potencia y a una tardía respuesta dinámica entre otros efectos indeseables.

La identificación de estas pérdidas permitirían determinar el comportamiento o estado de un equipo, y de esta forma realizar un diagnóstico y posteriormente comprobar si los valores de caída de presión se ajustan a las condiciones de trabajo o si los valores de fuga están dentro de los rangos máximos permitidos por los fabricantes. De esta manera, se puede establecer si una válvula de control direccional está en condiciones de desempeñar sus funciones de una manera eficiente, o si por el contrario, es el momento de reemplazarla.

En la asignatura Potencia Fluida se aborda el tema de las pérdidas de presión y de fugas internas en las válvulas de control direccional de manera teórica, sin tener ningún respaldo de tipo práctico que evidencie la importancia y severidad de estas anomalías en los sistemas hidráulicos. Debido a que el laboratorio de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica no cuenta con un sistema de evaluación de válvulas de control direccional, la implementación de un banco como este aporta una herramienta investigativa para la comprensión de estos fenómenos, lo cual contribuye a un mejor apropiamiento de estos conceptos por parte del estudiante.

En adición a la función primaria de carácter académico que brinda este dispositivo, está en capacidad para prestar un servicio a la comunidad ó industria local a través del diagnóstico de válvulas direccionales tipo CETOP 3 para el respectivo mantenimiento.

2. VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL

2.1. INTRODUCCIÓN

Uno de los aspectos más importantes de la oleohidráulica es la facilidad con la cual la transferencia de energía puede ser manipulada. Ningún otro método de transmisión de potencia provee tantas opciones de control para movimiento lineal recíprocante o movimiento rotativo bidireccional. En teoría, cientos de caballos de fuerza pueden hacerse cambiar de dirección casi de manera instantánea.

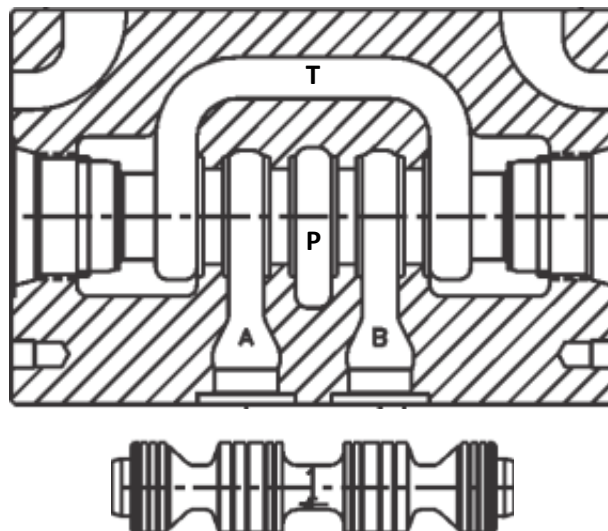
En los sistemas hidráulicos típicos, puede haber actuadores rotativos o lineales presentes. Estos actuadores tienen normalmente dos puertos de tal manera que si el aceite se bombea hacia uno de los puertos mientras que el otro está conectado con el tanque, el actuador se moverá en una dirección. Para poder cambiar la dirección del movimiento, es necesario, que las conexiones correspondientes a la línea de presión o de la bomba y la de descarga a tanque sean invertidas. Esto se puede lograr mediante la utilización de las válvulas de control direccional.

2.2. VÁLVULAS DE CORREDERA DESLIZANTE

Las válvulas direccionales son todas aquellas que pueden comandar el arranque, la parada y el cambio de sentido del caudal de un fluido hidráulico, dependiendo su del número de conexiones útiles y del número de posiciones de conmutación. Para lograr esta variación en la dirección de los flujos, se pueden emplear las válvulas de “spool” o corredera deslizante o las de cartuchos insertables, siendo las válvulas de control direccional de corredera deslizante las más prácticas para realizar este cambio.

La *Figura 1* muestra una válvula de control direccional de carrete deslizante (o corredera deslizante) que tiene un eje cilíndrico deslizante llamado spool (carrete), el cual se desliza en un agujero dentro de la cubierta o carcasa de la válvula. La cubierta tiene múltiples puertos correspondientes a las líneas de la bomba, de retorno a tanque y las líneas al actuador (A y B).

Figura 1. Carcasa y spool de una válvula de control direccional, con la distribución de sus puertos P, T, A y B.



Fuente: Catálogo PARKER, válvula DCV serie D1VW, C Style 91 Design.

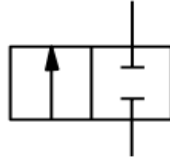
2.3. CLASIFICACIÓN DE LAS VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL

La clasificación de las válvulas de control direccional generalmente se designan siguiendo dos criterios: el número de puertos de flujo y el número de posiciones. De esta forma, una válvula con cuatro puertos es llamada de “cuatro vías”; e igualmente una válvula con tres posiciones es denominada de “tres posiciones”.

2.3.1. Válvulas de dos vías y dos posiciones

Las válvulas de dos posiciones y dos vías permiten el paso o parada de un flujo a través de una línea hidráulica.

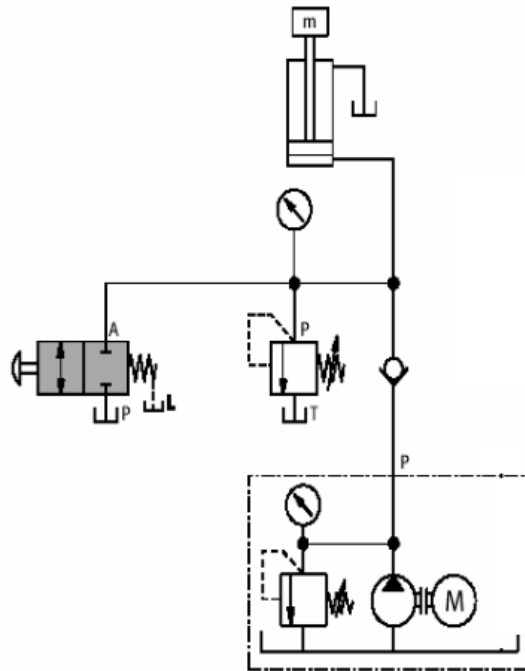
Figura 2. Válvula de 2 vías – 2 posiciones.



Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

2.3.1.1. Aplicación. Se usa comúnmente para activar un segundo nivel de presión en un circuito hidráulico o para una opción de venteo. De igual forma se usan como válvulas de By-pass.

Figura 3. Aplicación de una DCV 2/2 como sistema de venteo de un circuito.

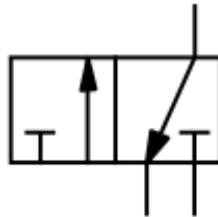


Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

2.3.2. Válvula de tres vías y dos posiciones

Estas válvulas tienen como función proveer presión a una línea en su primera posición y descargarla en su segunda posición.

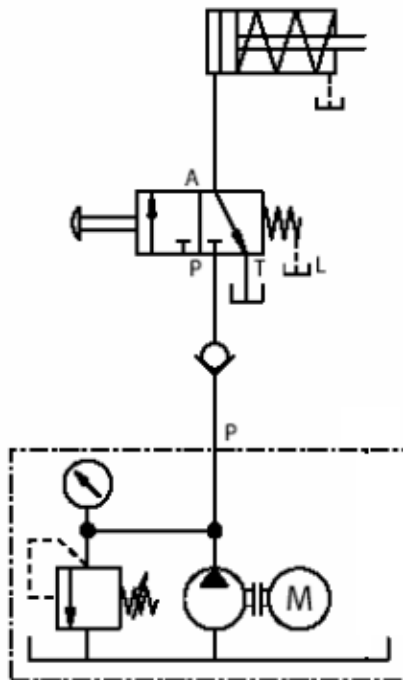
Figura 4. Válvula de 3 vías – 2 posiciones.



Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

2.3.2.1. Aplicación. Un común uso de estas válvulas es en circuito con un cilindro simple de reposición mecánica (resorte o muelle).

Figura 5. Aplicación de una DCV 4/2 para la extensión y retracción de un cilindro.

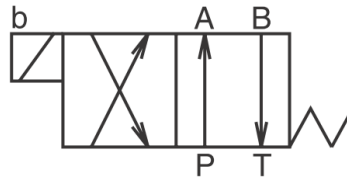


Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

2.3.3. Válvulas de cuatro vías y dos posiciones

Las válvulas de cuatro vías y dos posiciones, permiten que la línea de presión se conecte con una de las líneas del actuador (A o B), mientras que la otra línea del actuador se descarga a tanque. Esta conexión se invierte de acuerdo a la posición o activación de la válvula.

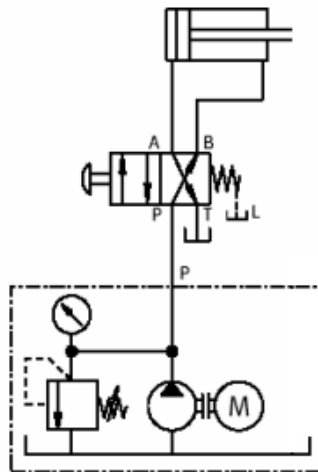
Figura 6. Válvula de 4 vías – 2 posiciones, accionado por solenoide (eléctrico) y reposicionamiento por resorte (mecánico).



Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

2.3.3.1. Aplicación. Un uso común para una válvula de dos posiciones podría ser en una aplicación con un cilindro, la cual solo requiera su completa extensión o retracción, ver *Figura 7*. Otra aplicación puede ser en un motor hidráulico el cual solo trabaja en direcciones de avance o reversa.

Figura 7. Aplicación de una DCV 4/2 para la extensión y retracción de un cilindro.

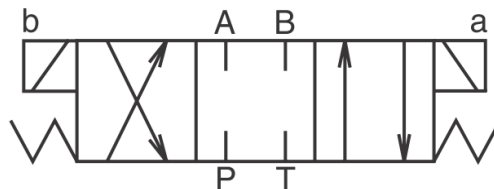


Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

2.3.4. Válvulas de cuatro vías y tres posiciones.

Una válvula de tres posiciones es similar en operación a una de dos posiciones, excepto que puede ser parada en una tercera o posición central entre los puertos. Hay una gran variedad de condiciones centrales para las válvulas de cuatro vías y que se pueden conseguir en el mismo cuerpo de la válvula con el uso del spool adecuado, esto permite que las válvulas tengan una alta versatilidad.

Figura 8. Válvula de 4 vías – 3 posiciones



Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

Figura 9. Distintos tipos de carretes.



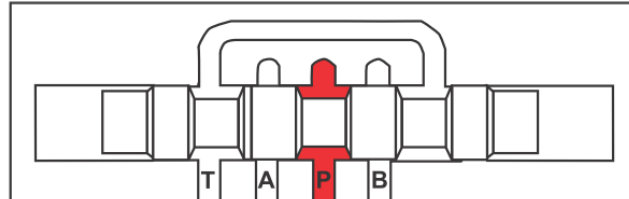
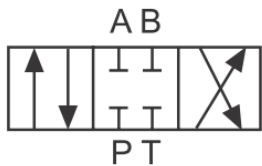
Fuente: Rexroth. *Manual de oleohidráulica industrial*.

2.3.4.1. Aplicaciones. Las aplicaciones de las válvulas de cuatro vías, tres posiciones, son abundantes y están proyectadas a satisfacer unas necesidades o condiciones del sistema cuando se encuentra en su posición central o neutra. Los spools o carretes que se demuestran en el *Cuadro 1* son algunos de los más distinguidos y permiten diferentes aplicaciones.

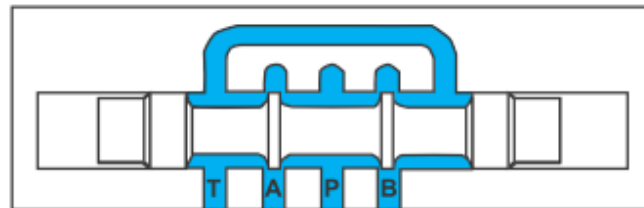
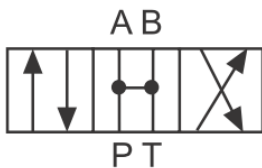
Cuadro 1. Distintos tipos de centros para válvulas de control direccional.

TIPOS DE CENTRO PARA VALVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL

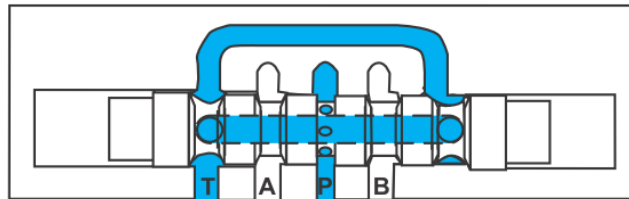
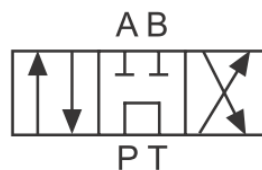
Centro Cerrado



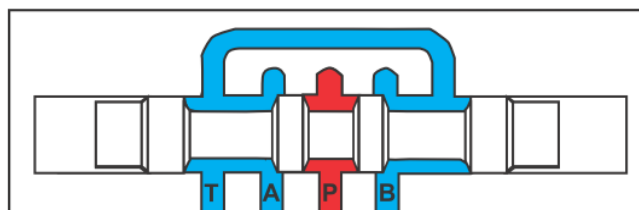
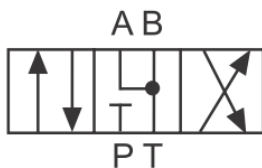
Centro Abierto



Centro Tándem



Centro Punto Flotante

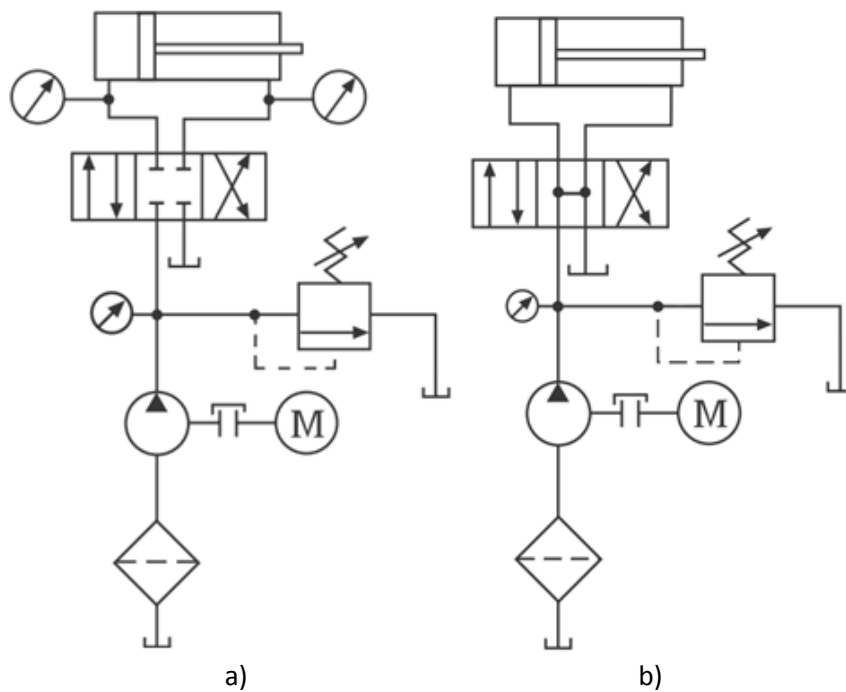


Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

Para el caso del movimiento de un actuador lineal como se ve en la *Figura 10* para una condición de centro abierto b), se permite en su posición central un movimiento libre del actuador mientras que el flujo proveniente de la bomba se va a tanque a través de la válvula a una presión baja. Una

desventaja de esta válvula de centro abierto es que ningún otro actuador puede ser operado cuando se encuentre en su posición neutra debido a la falta de presión del circuito. Para una situación de centro cerrado a), a diferencia del de centro abierto se mantiene una presión en la línea cuando se encuentra en su posición central, lo cual permite que se puedan operar varios actuadores individualmente, sin embargo, tiene la desventaja que el flujo ya no es descargado a tanque a través de la válvula direccional sino a través de la válvula de seguridad a alta presión, lo cual genera un calentamiento del aceite, cuando el actuador no este activo.

Figura 10 . Aplicación de una DCV 4/3 para la extensión y retracción de un cilindro, para a) una posición central cerrada y b) una posición central abierta.

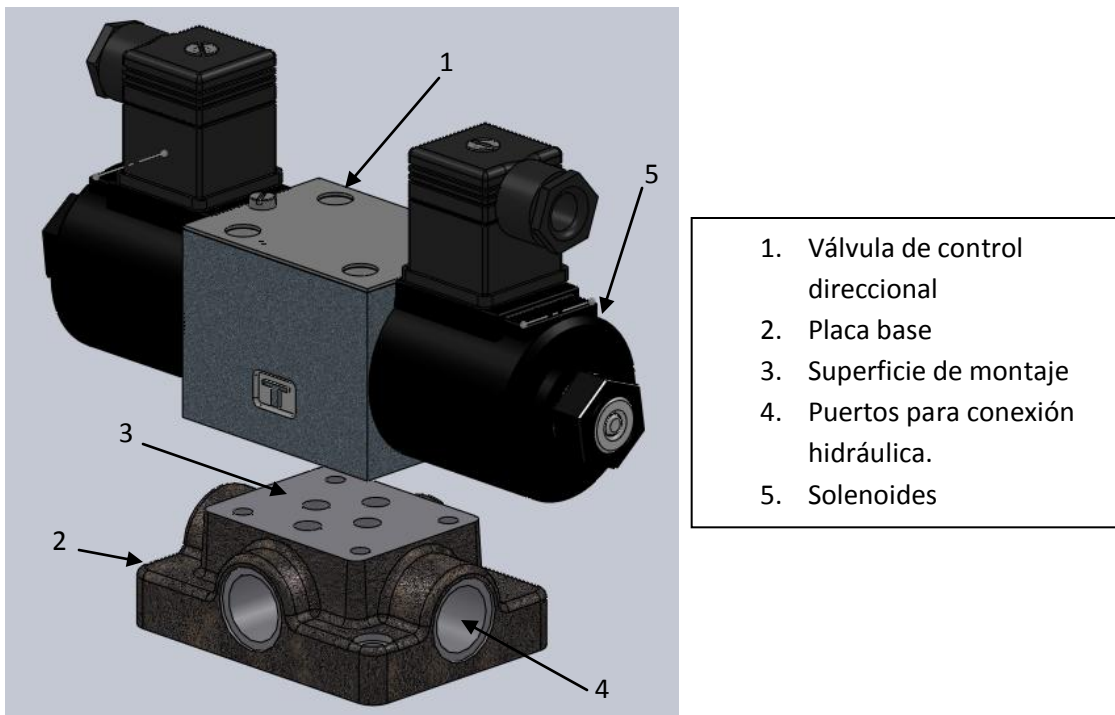


Fuente: Parker. *Tecnología Hidráulica Industrial*. 1999.

2.4. MONTAJE DE LAS VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL

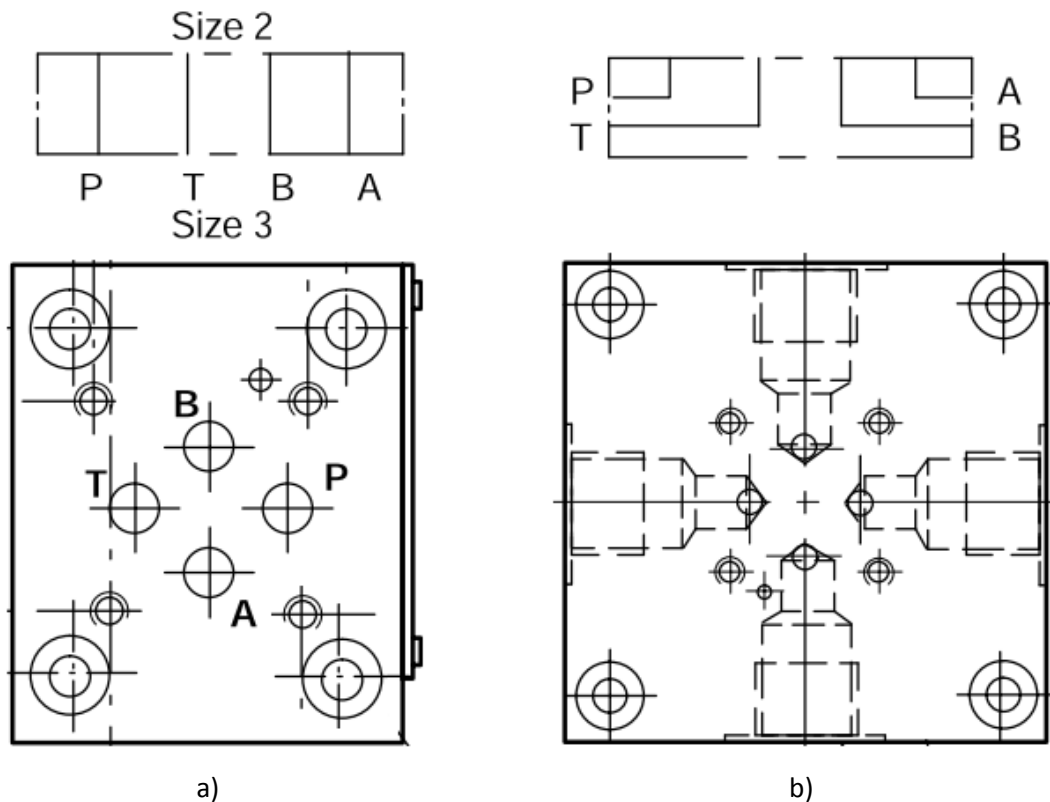
Las válvulas de control direccional en su mayoría son diseñadas para ser montadas sobre una placa base o subplaca externa que manejan ciertos estándares de diseño. Estas placas permiten facilitar el montaje de una válvula debido a que, las conexiones hidráulicas (mangueras, racores, tubos, etc.) se realizan sobre estas placas y no sobre las válvulas directamente, de tal forma que no es necesario desconectar las conexiones al momento de realizar un cambio o mantenimiento. Ver *Figura 11*.

Figura 11. Válvula de control direccional con placa base o subplaca.



El diseño y de las necesidades del circuito indican además que tipo de placa es necesario usar, debido a que existe gran cantidad de diseños de placas base, que varían de acuerdo a la geometría o disposición de las conexiones hidráulicas (laterales, verticales, etc.), y también de acuerdo a las conexiones de las líneas internas de la placa, ya que algunas se conectan entre si y presentan en ocasiones control del flujo (presión o caudal) *Figura 12*.

Figura 12. Placas base, para válvulas direccionales a) con conexiones pasantes o verticales y b) con conexiones laterales u horizontales.



Fuente: Vickers Accessories – Subplate and Connection plates for Four-Port Directional Valves.

2.5. ESTANDARIZACION DE LAS SUPERFICIES DE MONTAJE

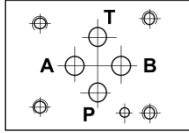
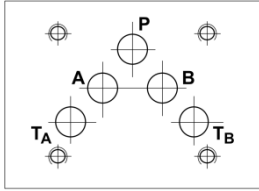
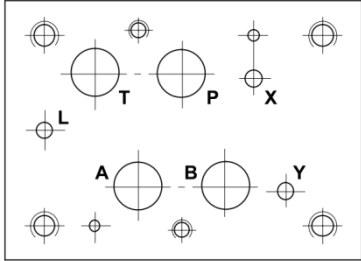
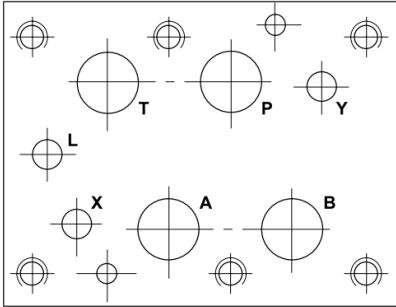
La industria oleohidráulica sigue diferentes normas que permiten manejar estándares entre sus fabricantes, como son: la norma ISO a nivel internacional, la norma DIN y la CETOP en la zona europea, la ANSI/NFPA, entre otras. La CETOP, representa el Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas (Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques) y es la plataforma de comunicación europea para la potencia fluida.

En el área correspondiente a las válvulas oleohidráulicas de control direccional, la norma CETOP realiza una clasificación de las mismas, de acuerdo a su capacidad de flujo nominal, lo cual es influyente en el diseño y la configuración de sus puertos. La norma CETOP manejaba esta información en la referencia R 35H, en donde se recomendaba como debería ser la superficie de montaje para las válvulas hidráulicas de control direccional, referencia que fue actualizada en el año 1991, por la referencia RP 121H, en donde se reúne no solo, la distribución de las superficies de montaje para válvulas direccionales, sino que también incluye las recomendaciones para las válvulas reguladoras de caudal, reguladoras de presión y antiretornos, que correspondían a la referencia R 69H.

De igual forma la norma ISO 4401:2005 y la NFPA/T3.5.1 R2-2002 (National Fluid Power Association), manejan recomendaciones equivalentes a la RP 121H. Sin embargo, la ISO 4401 esta orientadas solamente a las válvulas hidráulicas de control direccional de cuatro puertos. Estos estándares proveen toda la información necesaria correspondiente a las válvulas de control direccional. Se incluyen criterios dimensionales como: dimensiones mínimas de la superficie de trabajo, tamaños y localización de los agujeros roscados para los tornillos de apriete; y adicionalmente el estándar provee criterios o recomendaciones generales como: acabado superficial, tolerancias pertinentes a la distribución de los agujeros, tipo de rosca de los puertos y de los tornillos, entre otros. El conocimiento y aplicación de estas normas permite clasificar las válvulas de control direccional según la distribución de sus puertos y de la capacidad de flujo nominal que manejan, y de esta forma, permiten facilitar el montaje de las válvulas de control direccional en la industria.

Cuadro 2. *Tamaños y geometrías estándar usadas por las diferentes normas para identificar las placas base para válvulas de control direccional de cuatro puertos.*

TAMAÑOS Y GEOMETRÍAS ESTÁNDAR DE LAS PLACAS BASE

CETOP	ISO	NFPA	Caudal [lpm]	GEOMETRÍA
3	03	D03	80	
5	05	D05	100	
7	07	D07	200	
8	08	D08	350	

Fuente: *Vickers Accessories – Subplate and Connection plates for Four-Port Directional Valves.*

2.6. CAIDA DE PRESION A TRAVES DE LAS VALVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL

La ley de la conservación de la energía establece: “La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma”. Basado en este principio, el teorema de Bernoulli establece que el nivel de energía en un sistema hidráulico es constante. Si el aceite fluye a través del sistema, la energía existe en dos formas, cinética y potencial. La energía potencial es la capacidad para realizar trabajo y está almacenada en el sistema en forma de presión y por otra parte, la energía cinética es energía en movimiento y está en función de la masa y la velocidad del fluido.

Un sistema hidráulico con potencia constante, quiere decir, que por cada disminución de presión (energía potencial), existe un aumento en la velocidad del fluido (energía cinética). Así mismo, si la velocidad del fluido disminuye, la presión aumenta para mantener el nivel de energía constante. Claro está, asumiendo un sistema 100% eficiente, sin convertir ninguna parte de la energía en calor a causa de la fricción.

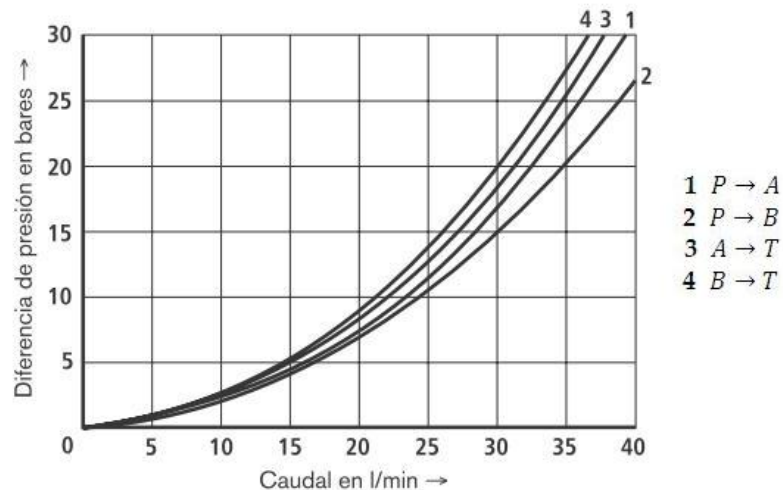
En la práctica, cada vez que ocurre un cambio en la sección transversal de área de flujo, existe una variación en la velocidad del fluido, lo cual a su vez implica en un cambio en la presión, que no es fácil de determinar. El problema es que la fricción provocada por el fluido a través de los cambios de sección en los pasajes internos de un circuito hidráulico, convertirá cada vez más la energía potencial del sistema en calor.

La mayoría de los fabricantes prueban sus válvulas con respecto a la capacidad de flujo y desarrollan cartas o curvas que muestran la rata de flujo contra la caída de presión a través del equipo. Esta información indica la cantidad de presión necesaria para hacer pasar una cantidad de flujo a

través de la válvula, y el máximo flujo antes del mal funcionamiento de la misma.

La presión requerida para permitir un flujo a través de una válvula direccional no desarrolla trabajo útil, por tal razón, la pérdida de presión es un indicativo del calor generado en la válvula. En una gráfica típica de presión versus flujo, la caída de presión está dada para varias direcciones de flujo a través de válvula direccional.

Figura 13. Curvas características de presión vs flujo



Fuente: Catálogo REXROTH RS 22045-XN-B2/03.06.

2.7. COMPORTAMIENTO DE UN FLUJO A TRAVÉS DE UN ORIFICIO

Cuando un fluido hidráulico es sometido a pasar por un agujero u orificio, se presenta un comportamiento característico, entre la presión y el caudal, que se describe a través de una parábola, siempre y cuando se mantenga el área del orificio constante. Este caso se presenta en las válvulas de control direccional donde se hace circular un flujo a través de los pasajes internos que se forman entre la corredera deslizante y la cubierta o carcasa de la válvula. Teniendo en cuenta que las válvulas direccionales de accionamiento

por solenoide generan un desplazamiento total del “spool” dentro de la válvula, debido a la fuerza electromagnética producida por cada una de las bobinas, se concluye que las áreas de los diferentes agujeros que se forman son constantes.

2.7.1. Aspectos Relevantes de los Flujos a través de un Orificio

Para realizar un análisis más detallado hay que tener en cuenta, que además de mantener el área del orificio constante, es necesario que se cumplan las siguientes suposiciones:

2.7.1.1. El fluido de trabajo es ideal

Esta suposición de un fluido ideal, incompresible y no viscoso, puede ser cercana a la realidad bajo múltiples condiciones. Para altos valores de caudal y especialmente, para fluidos relativamente viscosos, la presión de suministro efectiva en el puerto de la válvula puede tener una caída de presión en las líneas de abastecimiento, que oscila entre el 5 al 10 por ciento de su presión. De esta forma es importante que los valores de presión obtenidos por los instrumentos de medición (transductores de presión), sean tomados lo más cercano a los puertos de la válvula. Por otra parte, el fenómeno de compresibilidad de un fluido hidráulico tiene un efecto despreciable sobre el flujo a través un orificio, sin embargo, usualmente es un factor muy importante en otras partes de un circuito.

2.7.1.2. Una fuente de fluido ideal

Que se mantenga una fuente de flujo constante o de presión constante, es decir, una fuente de fluido a presión constante, suministra una presión a la entrada de la válvula constante, independiente del flujo que pase a través de esta, de igual manera, una fuente ideal de flujo constante entrega un caudal

fijo a la válvula, independiente de las fluctuaciones de presión que se presenten en el sistema. Es posible construir una fuente para la cual la suposición de idealidad es bastante próxima, mediante el uso apropiado de dispositivos hidráulicos (válvulas, accesorios, etc.) en el circuito, incluso para cambios rápidos de carga. Sin embargo, para fuentes donde la regulación de la presión o caudal no son buenos, los efectos sobre el sistema no son excesivos.

2.7.1.3. Geometría del orificio ideal

Implica que los bordes que forman el orificio en una válvula direccional de carretel deslizante, sean rectos, y que su tolerancia o huelgo formado entre sus partes mecánicas sea cero, de tal forma que la geometría del agujero sea independiente de la posición del spool. Esta suposición es válida excepto para desplazamientos por debajo de una o dos milésimas de pulgada. Para el caso de válvulas de accionamiento por solenoide no se presenta este problema debido a que el desplazamiento de la corredera no es variable.

2.7.1.4. Mantener un estado estable

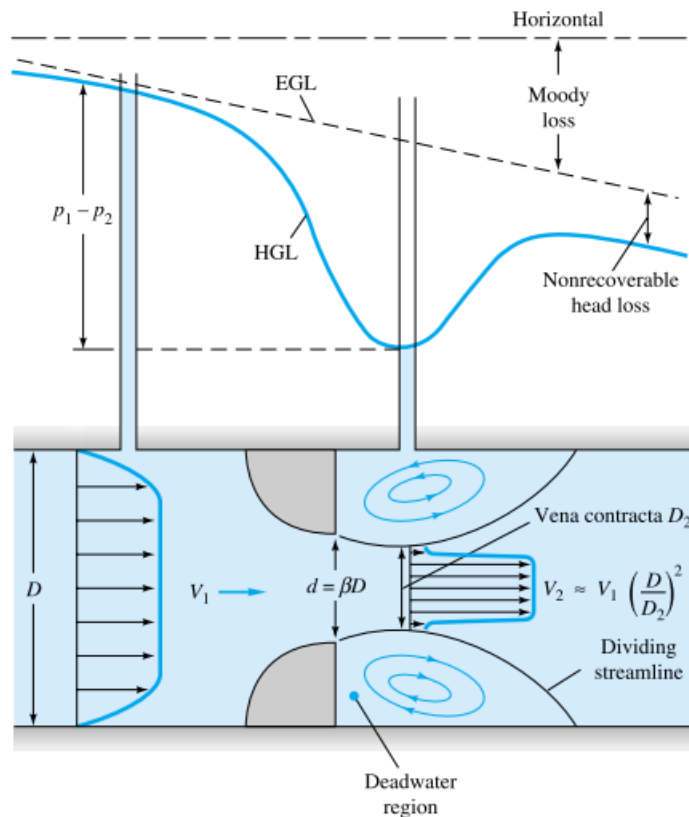
La suposición de estado estable es válida para la válvula, no obstante, efectos transitorios en el resto del circuito pueden ser influyentes, como la reducción de la viscosidad debida a un aumento de la temperatura en las diferentes partes del circuito. Por lo tanto es necesario realizar una buena selección del fluido hidráulica de tal forma que tenga un índice de viscosidad alto, y además, emplear un sistema de refrigeración del aceite. Otro efecto del circuito sobre las válvulas es la inestabilidad del spool debido a la aparición de fuerzas estáticas o debidas a la cantidad de movimiento del flujo. Estos efectos se presentan con mayor regularidad y severidad en las servoválvulas, en comparación con las válvulas de accionamiento por solenoide.

2.7.2. Teoría de obstrucción de Bernoulli

Siguiendo la mecánica de fluidos para la caída de presión a través de un orificio, mediante la teoría de obstrucción de Bernoulli, se debe considerar un flujo que circula a través de un conducto de diámetro D que es obligado a pasar a través de un estrechamiento de diámetro d , en donde el cociente β es un parámetro clave:

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Figura 14. Comportamiento de la presión y la velocidad a través de un agujero.



Fuente: White, Frank – *Fluid Mechanics 5ed.* - Chapter 6.

Después de la obstrucción, el flujo puede seguir estrechándose aún más hasta una vena contracta de diámetro $D_2 < d$, como se indica en la *Figura*

14. A continuación se aplicando las ecuaciones de continuidad y de Bernoulli (conservación de la energía) a un flujo estacionario y sin fricción, para determinar las variaciones de la presión:

Ecuación de continuidad: $Q = \frac{\pi}{4} D^2 V_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 V_2$

Ecuación de Bernoulli: $p_0 = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2$

Despejando V_1 de la ecuación de continuidad y reemplazando en la ecuación de conservación de la energía, se obtiene una ecuación del caudal en función de la caída de presión:

$$V_1 = \frac{D_2^2}{D^2} V_2$$

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{D_2^2}{D^2} V_2 \right)^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2$$

$$\sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)/\rho}{(1 - \beta^4)}} \approx V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Sin embargo la ecuación anterior es aproximada porque se han despreciado efectos prácticos como el reparto desigual de velocidades, la contracción de la vena del fluido y la fricción en el conducto. Como no se tiene en cuenta el comportamiento de la vena contracta D_2/d , se supone que $D_2/D \cong \beta$, y de esta forma se obtiene la relación

$$Q = V_g A_g = C_d A_g \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)/\rho}{(1 - \beta^4)}}$$

Donde el subíndice g indica la garganta de la obstrucción. El valor adimensional C_d representa el coeficiente de descarga, que tiene en cuenta

los posibles errores del análisis aproximado. Por análisis dimensional en un diseño dado se espera que

$$C_d = f(\beta, Re_D) \quad \text{donde} \quad Re_D = \frac{V_1 D}{\nu}$$

El cociente geométrico en el que aparece β se denomina factor de velocidad:

$$E = (1 - \beta^4)^{-\frac{1}{2}}$$

Agrupando el coeficiente de descarga con el factor de velocidad se obtiene el coeficiente de flujo α

$$\alpha = C_d E = \frac{C_d}{(1 - \beta^4)^{\frac{1}{2}}}$$

Así la ecuación se puede reescribir en la forma equivalente:

$$Q = \alpha A_g \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

El factor de flujo al igual que el coeficiente de descarga depende de los mismos parámetros, el cociente β y el número de Reynolds, que en la garganta sería

$$Re_d = \frac{V_g d}{\nu} = \frac{Re_D}{\beta}$$

Finalmente, teniendo en cuenta que el área del orificio, la densidad del flujo y el coeficiente α se consideran constantes se resume la ecuación a:

$$Q = K v * \sqrt{\Delta P}$$

2.7.3. Comportamiento de un flujo a través de una válvula de control direccional

Para el caso particular de una válvula de control direccional donde el flujo sigue el mismo comportamiento de los flujos a través de un orificio, es necesario analizar ciertos aspectos. En primer lugar es importante recalcar que el coeficiente de flujo, se mantiene aproximadamente constante para

caídas de presión superiores a ciertos valores, y esto depende de las características del flujo y de la geometría del orificio. Para un flujo a través de una válvula el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{2Vx}{\nu}$$

Donde:

V = velocidad promedio a través del agujero, *in/seg*.

x = Longitud de la carrera de la válvula *in*.

ν = Viscosidad cinemática *in²/seg*.

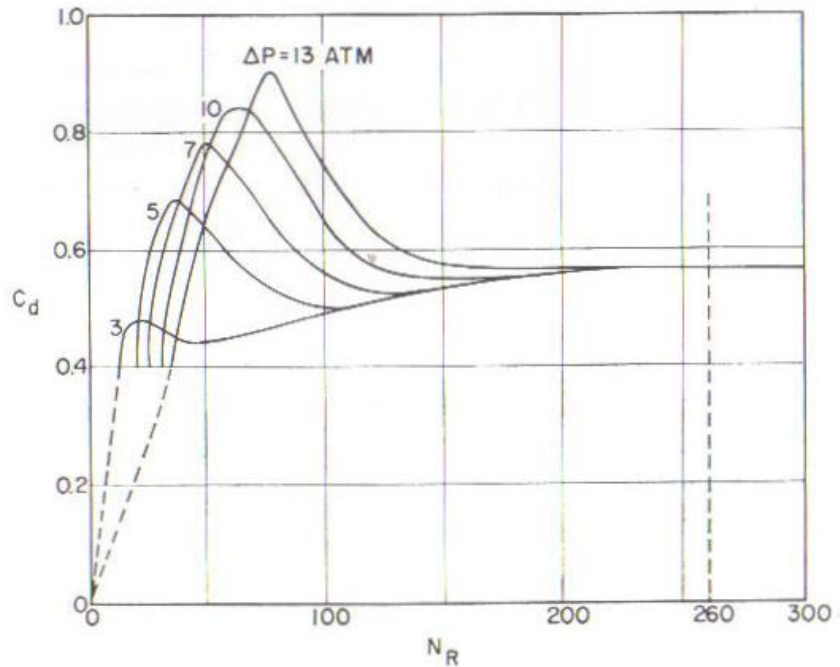
(El factor 2 se incluye para hacer consistente la ecuación con la geometría circular de la apertura de la carrera de la válvula).

Para la mayoría de las geometrías encontradas en las pequeñas aperturas de las válvulas de control direccional de corredera deslizante, el coeficiente de flujo α se mantiene constante de forma aceptable por encima del valor crítico de $Re = 260$. De esta forma los valores de coeficiente de flujo varían entre 0.6 a 0.65 para geometrías de arista recta, y para geometrías de arista redondeada o truncada del spool, el valor del coeficiente de flujo estará entre 0.8 a 0.9 o superior, y variará de acuerdo al valor de la apertura. La forma del agujero parece no tener un gran efecto sobre el coeficiente de flujo, lo cual representa que este valor será aproximadamente el mismo para desplazamientos grandes o pequeños o para agujeros circulares.

Para valores sub-críticos del número de Reynolds, el comportamiento del coeficiente de flujo dependen de la geometría del conducto aguas arriba del orificio. En conclusión, a medida que el número de Reynolds disminuye por debajo de su valor crítico, el valor del coeficiente de flujo disminuye un poco, inmediatamente después empieza a incrementar hasta llegar a un valor máximo y por último desciende rápidamente para valores muy bajos del

número de Reynolds. Estas variaciones son altas tal y como se muestra en la *Figura 15*⁴.

Figura 15. Coeficientes de descarga versus número de Reynolds para varios valores de caída de presión.



Fuente: John, Blackburn – *Fluid Power Control*

Para otros casos como por ejemplo los flujos intermedios entre flujo turbulento o laminar (o zona de transición), los resultados no están bien establecidos o entendidos. Sin embargo, para valores bajos del número de Reynolds donde el flujo es totalmente laminar los resultados son más consistentes. Teniendo en cuenta que en la práctica, las caídas de presión a través de las válvulas de control direccional son suficientemente altas y que la viscosidad del flujo es lo suficientemente baja para garantizar un flujo con un número de Reynolds superior al valor crítico, y por lo tanto un flujo con un coeficiente de flujo constante. Otros efectos sobre el coeficiente de flujo,

⁴ V.A. Khokhlov, "Hydraulic Loss and Fluid Discharge Coefficients Through the Orifices of a Cylindrical Spool Valve Hydraulic Performance Mechanism," *Automat i Telemekh.*, Vol. 16, No. 1 (1955), pp 64-70.

recaen sobre la temperatura del fluido (aceite), debido a que, cuando se trabajan en temperaturas muy bajas particularmente en la aviación, la viscosidad del fluido aumenta en gran medida lo cual causa una disminución significativa del número de Reynolds y por lo tanto una posible variación del coeficiente de flujo.

2.8. FUGAS INTERNAS EN LAS VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL

Como el spool o carrete deslizante debe deslizar dentro de la carcasa de la válvula, entonces debe existir un ajuste de separación entre ellos. Para proveer este ajuste deslizante, el diámetro del spool debe ser ligeramente más pequeño que el diámetro de la cavidad en la carcasa de la válvula. Como esta separación también provee una trayectoria de fugas, el spool nunca sella completamente un puerto de otro. Sin embargo, las fugas son minimizadas al implementar tolerancias exactas. Las máquinas herramientas modernas permiten a los fabricantes mecanizar tolerancias extremadamente precisas en términos de tolerancia, concentricidad y traslape del spool, las cuales tienen influencia en la tasa de fugas hidráulicas internas de la válvula.

Para una válvula de control direccional CETOP 3, la tolerancia nominal en la producción está en rangos de 8 a 10 micrones. Cuando el spool es concéntrico con la cavidad en la de la válvula existe una separación radial de 4 a 5 micrones entre ellas⁵.

De hecho, la separación entre el spool y la cavidad en la carcasa de la válvula no es más que un orificio de flujo, y, para cualquier válvula y fluido, la tasa de fuga está influenciada por el tamaño así como también por la presión diferencial. Puesto que no podemos cambiar las condiciones prevalentes de

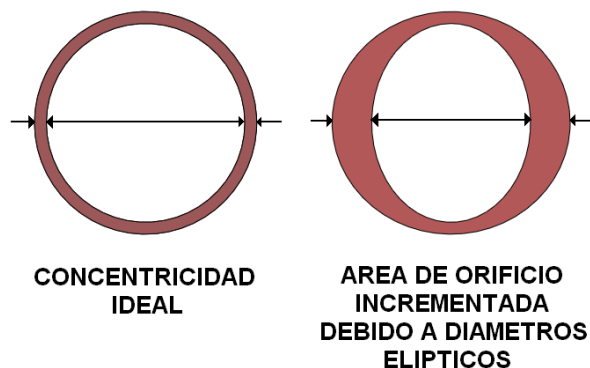
⁵ REXROTH Manual de oleohidráulicas industrial.

presión, el tamaño y forma del agujero determinarán las fugas características de la válvula.

Aunque la tolerancia del spool influencia drásticamente las fugas características de la válvula, este no es el único factor determinante. Por ejemplo, si dos válvulas similares son comparadas y se encuentra que la separación nominal entre el spool y la carcasa es geoméricamente igual, estas pueden entregar diferentes valores de fugas internas siempre y cuando manejen niveles de presión diferentes. En adición existen dos consideraciones dimensionales que influyen directamente en los valores de fugas de una válvula: la concentricidad entre el spool y la carcasa y el tipo y longitud de traslape (overlapped).

Es importante, durante la manufactura de las válvulas mantener una tolerancia de concentricidad de alrededor de 2 micrones, y debe ser constante alrededor de la circunferencia. Como se muestra, si la concentricidad varía demasiado, el área de flujo resultante puede ser considerablemente aumentada.

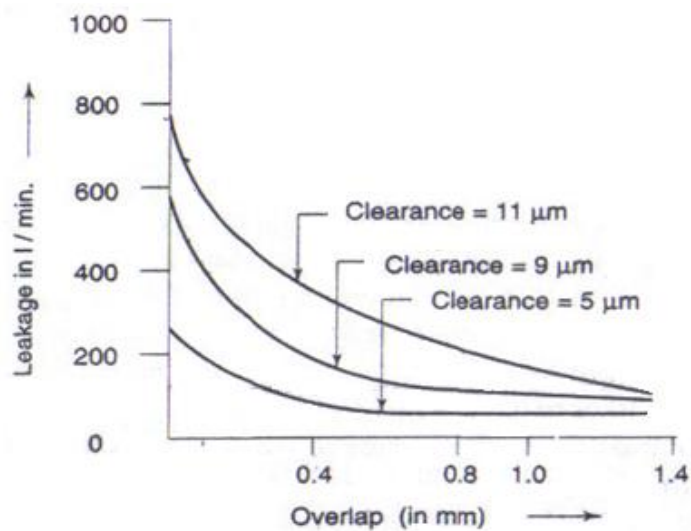
Figura 16. Áreas de un orificio de fugas.



Así mismo, también debe ser considerado el hecho que la longitud del orificio de fugas afecta el desempeño de la fuga de la válvula. Por tanto, para que el

flujo a través del orificio de fuga sea minimizado, debe existir un mayor traslape entre el spool y la carcasa, haciendo así, más larga la longitud del orificio de fuga resultante y de la misma forma más alta la resistencia a las fugas.

Figura 17. Relación entre traslape, holgura y fugas.

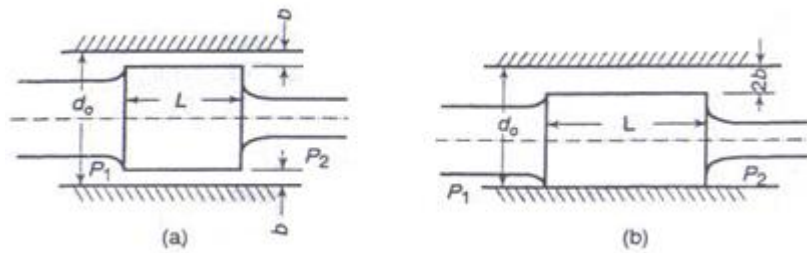


Fuente: R.S. Majumdar – Oil Hydraulic Systems.

En la *Figura 177* se puede observar cómo influye el traslape y la holgura, en el caudal de fugas a través de una válvula de control direccional. Teniendo en cuenta que el traslape de una válvula es un parámetro de diseño y es constante, se puede concluir por tanto que una mayor cantidad de fugas en una válvula indica que existe una mayor holgura entre la carcasa y el spool, lo cual puede ser generado por un desgaste excesivo de la válvula, representando la necesidad de realizar acciones de mantenimiento.

A menudo las fugas tienen lugar debido a la holgura excesiva entre el spool y la carcasa, generando así, dos posibles trayectorias de fugas: concéntricas o excéntricas, como se observa en la figura.

Figura 18. Tipos de holgura entre el spool y la carcasa (a) concéntrica, (b) excéntrica.



Fuente: Oil Hydraulic Systems. R. S. Majumdar.

La cantidad teórica de fugas (Q_L) puede ser calculada de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q_L = \frac{1.54 \cdot d_0 \cdot \Delta p \cdot b^3}{\nu \cdot L \cdot 1000} \text{ cm}^3/\text{min}$$

Donde:

Q_L = cantidad de fugas cm^3/min

b = holgura radial en μm

Δp = pérdida de presión en N/m^2

L = longitud de traslape de trayectoria de fugas en mm

d_0 = diámetro de la carcasa en mm

ν = viscosidad cinemática en cSt

Si la trayectoria de fugas es excéntrica, el área de fugas es al menos 2.5 veces más grande que cuando es concéntrica. La cantidad teórica de fugas (Q_L) para esta condición puede ser calculada de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q_L = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot \Delta p \cdot b^3}{1.2 \cdot \mu \cdot L} (1 + 1.5 e^2) \text{ cm}^3/\text{min}$$

Donde:

$Q_L = \text{caudal de fugas } \text{cm}^3/\text{min}$

$b = \text{holgura radial en } \mu\text{m}$

$L = \text{longitud de traslape de trayectoria de fugas en mm}$

$d_0 = \text{diámetro de la carcasa}$

$\Delta p = \text{perdida de presión en } \text{N}/\text{m}^2$

$\mu = \text{viscosidad absoluta en } \text{kgfs}/\text{m}^2$

$e = \text{excentricidad} = x/b$

$x = \text{diferencia axial entre spool y carcasa}$

Cuando $x = b$, y $e = 1$ entonces la perdida por fugas es al menos 2.5 veces más grande comparada con la perdida por fugas de trayectoria concéntrica. Si $e = 0$, la trayectoria de fugas es igual a la concéntrica.

3. INSTRUMENTACIÓN Y SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Los instrumentos de medición y de control, representan un gran valor en la industria moderna, debido a que permiten construir y diseñar procesos de mayor eficiencia y de mejor calidad. Es necesario por tanto, conocer y entender el funcionamiento de los instrumentos y cuál es el papel que desempeñan en el control de un proceso de fabricación, donde comúnmente, se busca monitorear, controlar o mantener una variable física (presión, temperatura, caudal, etc.) en un determinado valor.

En los inicios de la industria, se llevaba a cabo un control manual de las variables, mediante la aplicación de instrumentos simples (manómetros, termómetros, válvulas simples, etc.) que permitían un control apropiado para la simplicidad de la industria, sin embargo, las exigencias y demandas de calidad de la industria actual y la alta complejidad de sus procesos han exigido la automatización progresiva de los estos, por medio de los instrumentos de medición y control. Estos instrumentos han logrado que los operarios ya no tengan contacto directo con los equipos de la planta sino que su función se limita a realizar monitoreos y vigilancia de los procesos desde un centro de control. Los avances tecnológicos a nivel electrónico han permitido que estos instrumentos de medición, entreguen señales análogas o digitales en forma de energía eléctrica, y mediante el uso un sistema de adquisición de datos, que incluye: un hardware o una tarjeta de adquisición y un software que traduce al usuario estos datos en su equivalente valor del parámetro de medición (presión, caudal, temperatura, etc.); realizar el respectivo control o monitoreo de una variable o un equipo.

3.1. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Al momento de hacer la selección o de definir un instrumento para controlar o monitorear alguna variable, hay que tener en cuenta ciertos términos o parámetros definidos por la SAMA⁶, en su norma PMC 20-2-1970. Ver *Figura 19*.

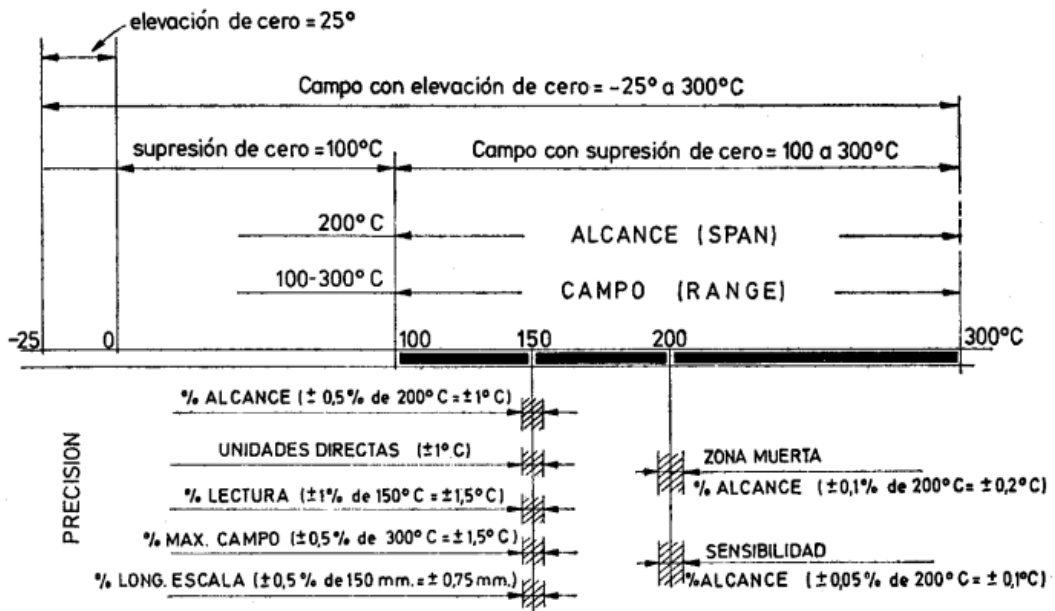
- **Campo de Medida (Range):** Es el conjunto de valores de la variable medida comprendidos entre los valores límites, máximo y mínimo de la capacidad de medida o de transmisión del instrumento. Se expresa estableciendo los valores extremos. Para el instrumento de la *Figura 19* se tiene un rango de medida de 100 – 300 grados centígrados.
- **Alcance (Span):** Es el valor diferencial entre los valores superior o inferior del campo de medida del instrumento. El instrumento de temperatura de la *Figura 199* tiene un alcance de 200 grados centígrados.
- **Error:** El error es la diferencia algebraica o desviación entre el valor medido por el instrumento y el valor real de la variable medida. Si el proceso está en régimen permanente se denomina *error estático*, por el contrario, si existen condiciones dinámicas del proceso el error varía debido a que los instrumentos absorben energía del proceso y esta transferencia requiere cierto tiempo de transmisión, generando así, retardos en la lectura del instrumento. En condiciones dinámicas por lo tanto existirá en mayor o menor amplitud el *error dinámico*. El *error medio* del instrumento es la media aritmética de los errores en cada punto de la medida.
- **Incertidumbre de la Medida (Unceirtanty):** Debido a la existencia del error se tiene igualmente una incertidumbre sobre el verdadero valor

⁶ SAMA (Scientific Apparattus Makers Association)

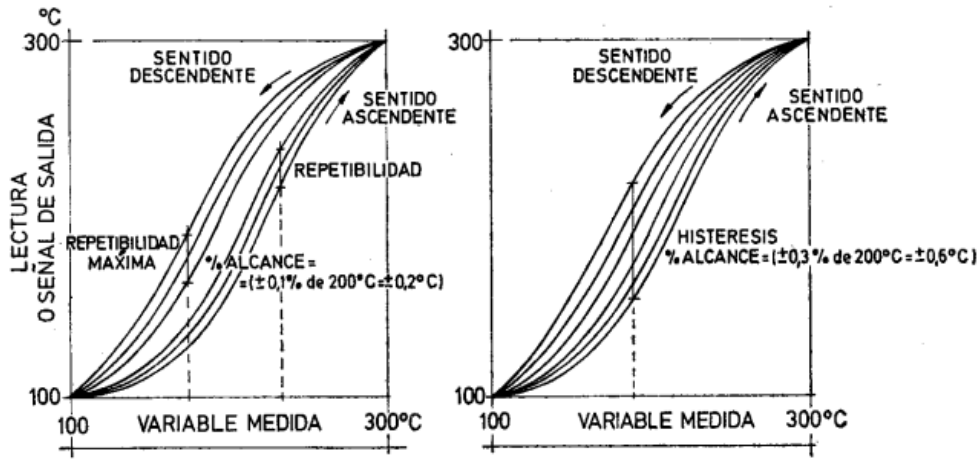
de la medida. La incertidumbre es la dispersión de los valores que pueden ser otorgados razonablemente al verdadero valor de medida.

- **Exactitud:** Es la capacidad del instrumento de entregar lecturas próximas al verdadero valor de la variable física.

Figura 19. Definiciones de los instrumentos de medición y control según la norma PMC 20-2-1970 de la SAMA.



a - Campo, alcance, precisión, zona muerta, sensibilidad



b - Repetibilidad

c - Histéresis

Fuente: Creus Antonio - Instrumentación Industrial, 6ta edición. Pág. 17.

- **Precisión (Precision):** La precisión es el intervalo donde es admisible que se encuentre la magnitud de la medida. Determinada como una tolerancia que define los límites los errores cometidos cuando el instrumento se emplea bajo condiciones normales de servicio. En la *Figura 199* se ven múltiples formas de expresar la precisión de un instrumento. La precisión de un instrumento cambia de acuerdo al punto del campo de medida (Range).
- **Zona Muerta (Dead Zone):** Es el campo o conjunto de valores de la variable que no hace variar la indicación o la señal de salida del instrumento. Se indica como un porcentaje del alcance.
- **Sensibilidad (Sensitivity):** Es la razón entre el incremento de la lectura y el incremento en la variable que lo ocasiona. Viene dada como un porcentaje del valor del alcance.
- **Repetibilidad (Repeatability):** La repetibilidad es la capacidad de reproducir señales de salida del instrumento, idénticas en todo su campo, bajo las mismas condiciones de servicio. Se considera generalmente su valor máximo y se expresa como un porcentaje del alcance. La repetibilidad no incluye la histéresis.
- **Histéresis (Hysteresis):** La histéresis es la diferencia máxima que se observa en los valores indicados por el instrumento para el mismo valor en cualquier parte del campo de medida, cuando la variable recorre toda la escala en los dos sentidos, ascendente y descendente.

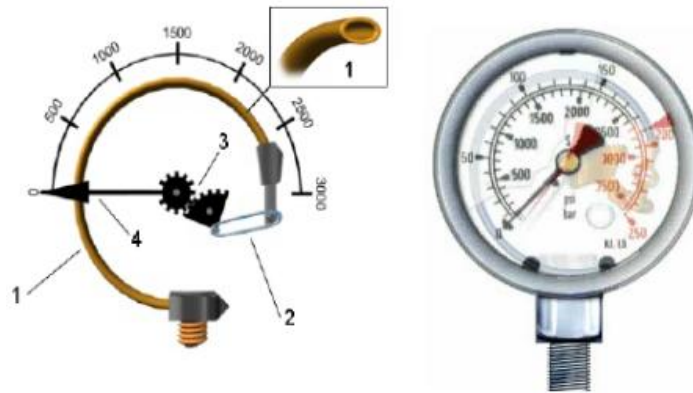
3.2. CLASES DE INSTRUMENTOS

Los instrumentos de medición debido a su complejidad y sus variadas funciones deben clasificarse adecuadamente. De acuerdo con la función que desempeña el instrumento se pueden clasificar en:

- **Instrumentos ciegos:** son aquellos que no tienen indicación visible de la variable (presóstatos, termostatos, etc.)

- **Instrumentos indicadores:** disponen de una escala de medida graduada en la que puede medirse la variable.
- **Instrumentos registradores:** estos trazan el comportamiento de una variable en una línea continua o a través de puntos.
- **Los elementos primarios:** son aquellos que están en contacto con la variable física y utilizan o absorben la energía del medio para indicar una respuesta al cambio de la variable controlada al sistema de medición. Ver *Figura 20*.

Figura 20. Manómetro Bourbon para medición de la presión.

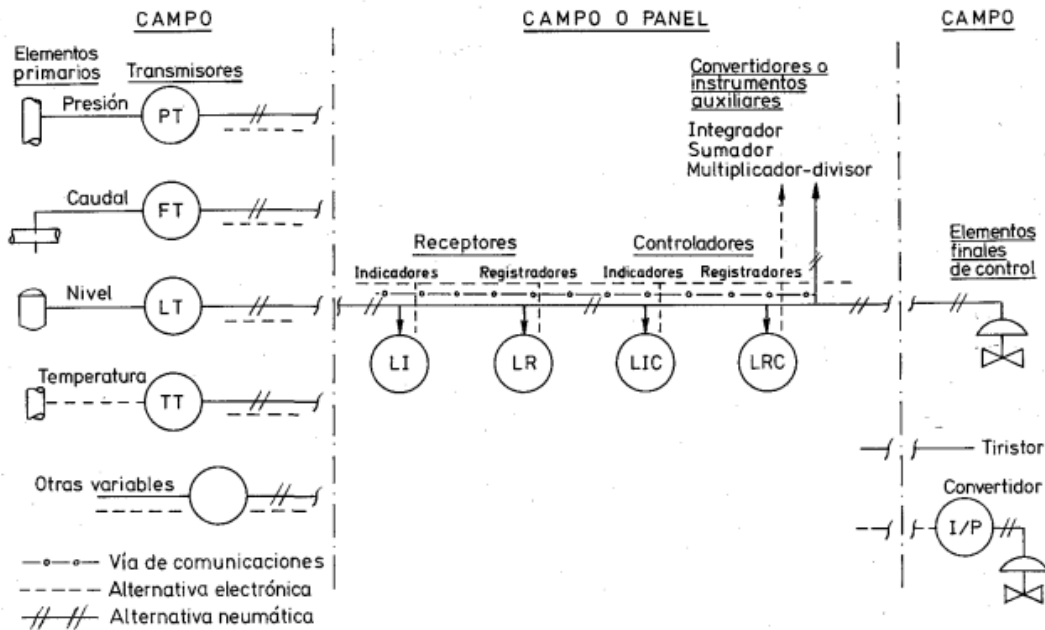


Fuente: Safikhani, Alireza – *Applications of Hydraulics and Pneumatics*.

- **Los transmisores:** estos captan la variable a medir mediante un elemento primario y transmite a su vez una señal en forma neumática o electrónica. Estas señales electrónicas tienen valores normalizados de 4-20 mA c.c. y de 0-5 V c.c. El elemento primario puede formar o no, parte del transmisor.
- **Los transductores:** son instrumentos que reciben una señal de entrada en función de una o más cantidades físicas y la convierten modificada o no en una señal de salida.
- **Los convertidores:** su función es recibir una señal de entrada proveniente de un instrumento y después de modificarla para entregar una señal estándar de salida hacia un controlador o un ordenador.

- **Los receptores:** registran o indican las señales procedentes de los instrumentos de medición.
- **Los controladores:** comparan la variable procedente del instrumento con un valor determinado y ejercen una acción correctiva de acuerdo con el error o desviación.

Figura 21. Clases de Instrumentos mediante la representación gráfica según la norma ISA-S5-1-84⁷.



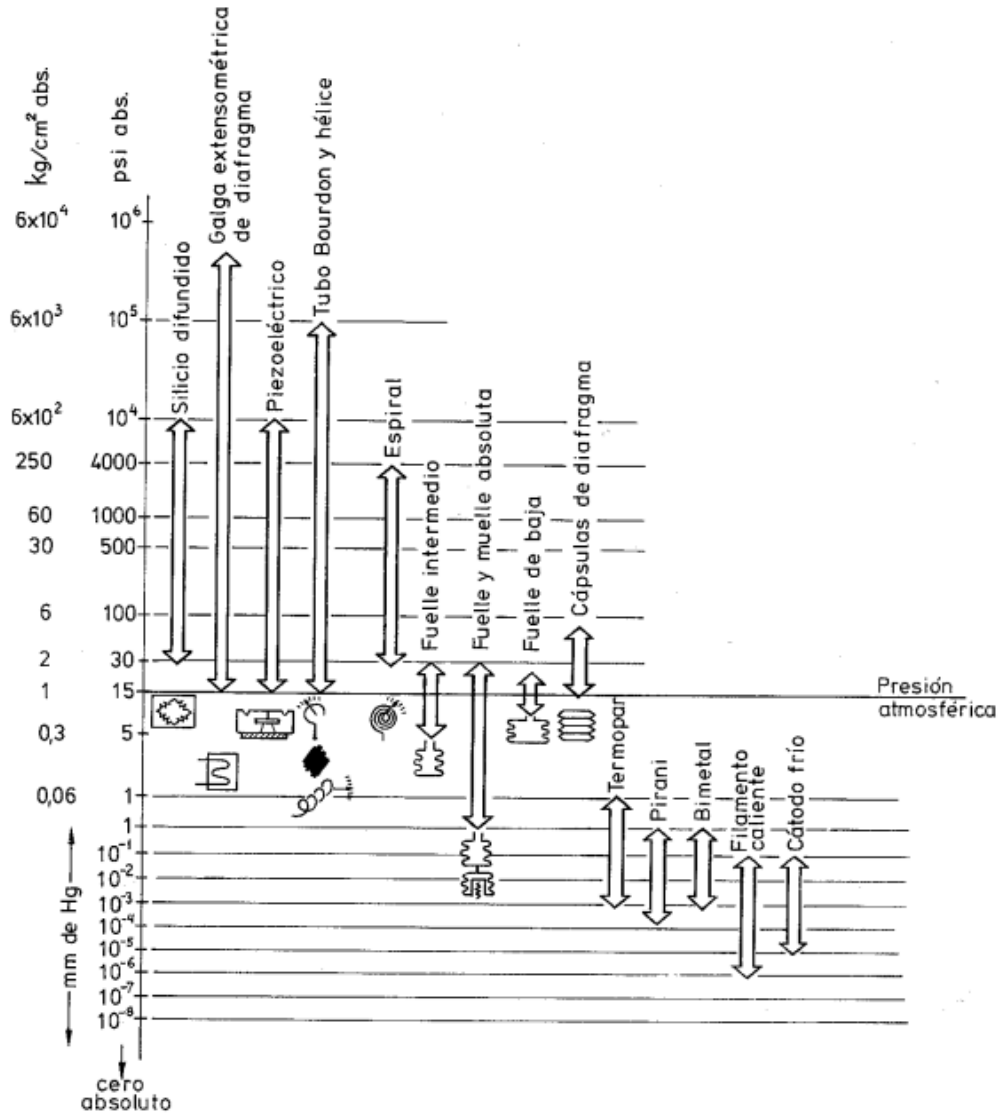
Fuente: Creus Antonio - Instrumentación Industrial, 6ta edición. Pág. 21.

3.3. INSTRUMENTOS DE MEDIDA DE PRESIÓN

Los instrumentos de presión se clasifican en tres grupos: mecánicos, neumáticos, electromecánicos y electrónicos, *Figura 22*. Sin embargo, para efectos del desarrollo de este proyecto, y la necesidad de una alta precisión en las mediciones, se hace necesario el uso de instrumentos electrónicos.

⁷ ISA-S5-1-84 (Instrument Society of America), determina los códigos de indicación de los instrumentos de medición y control.

Figura 22. Instrumentos de medición de presión.



Fuente: Creus Antonio - Instrumentación Industrial, 6ta edición. Pág. 17.

3.3.1. Instrumentos electromecánicos

Los instrumentos electromecánicos para medición de presión utilizan un elemento mecánico, junto con un transductor eléctrico que genera una señal

eléctrica correspondiente. Este tipo de instrumentos se clasifica según su principio de funcionamiento en:

3.3.1.1. Transductores resistivos

Consiste en un elemento mecánico elástico que varía la resistencia óhmica de un potenciómetro en función de la presión. En la *Figura 23 (a)* se observa un transductor resistivo que cuenta con un resorte de referencia, el elemento de presión y el potenciómetro de precisión. La desviación del muelle de referencia al comprimirse solo debe estar en función de la presión, independiente de la temperatura y otros factores externos.

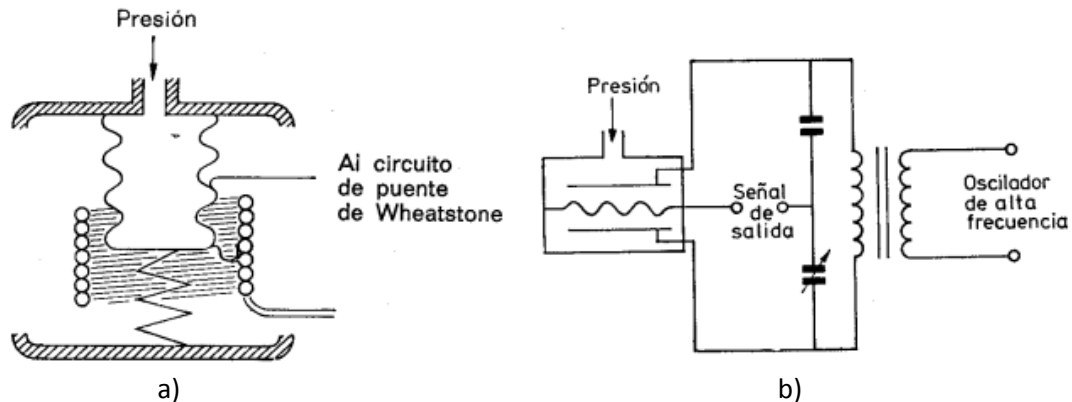
Este tipo de sensores entregan una señal de salida suficientemente fuerte para no tener la necesidad de realizar una amplificación, sin embargo, son muy sensibles a efectos vibratorios generando una inestabilidad de la señal en el tiempo. El campo de medida de estos instrumentos depende del tipo de elemento primario de presión, y por lo general varía desde 0 - 0,1 a 0 – 300 Kg/cm² entregando una precisión de $\pm 1 - 2 \%$.

3.3.1.2. Transductores capacitivos

Su funcionamiento consiste en la variación de la capacidad de carga de un condensador al desplazarse una de sus placas debido a una presión. En la *Figura 23 (b)* se identifica una placa móvil en forma de diafragma que se encuentra entre dos placas fijas. El circuito consta de dos condensadores uno de referencia y otro de capacidad variable que pueden compararse en circuitos puente de Wheatstone u oscilantes para determinar su valor. Este tipo de transductor a diferencia de los resistivos entregan una señal de salida débil, por lo tanto, se hace necesario la utilización de amplificadores de señal y de filtros debido a que al amplificar una señal se introducen errores en la medición causados por variaciones térmicas o vibratorias. Permite la

medición de un amplio campo de medida, entre 0,05 – 5 a 5 – 600 bar con precisión del orden de $\pm 0,2 - 0,5 \%$.

Figura 23. Transductores de presión (a) resistivos y (b) capacitivos.



Fuente: Creus Antonio - *Instrumentación Industrial*, 6ta edición. Pág. 78.

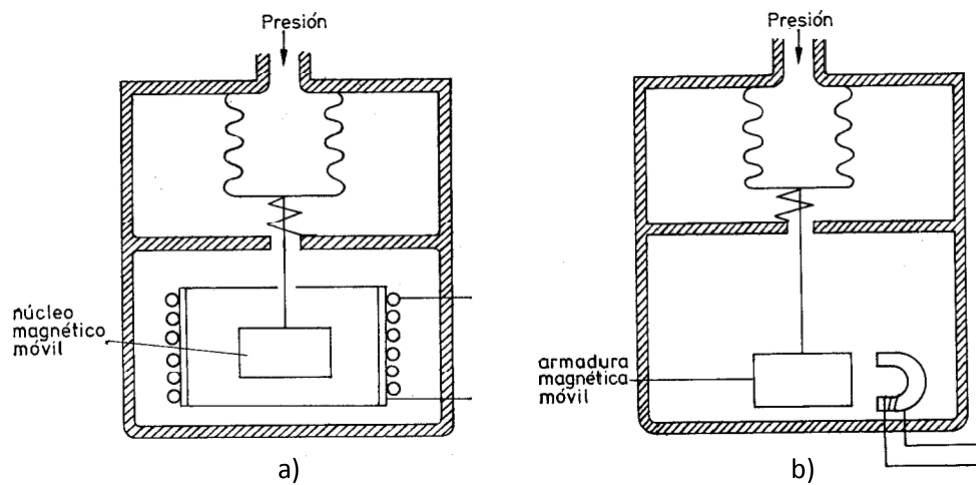
3.3.1.3. Transductores magnéticos

Se clasifican de acuerdo al tipo de funcionamiento en:

- **De inductancia variable:** en donde el núcleo móvil se desplaza dentro de la bobina incrementando así el valor de su inductancia en forma casi proporcional. El devanado de la bobina se alimenta con una corriente alterna y a medida que el núcleo se va introduciendo dentro de la bobina, ver *Figura 24 (a)*, su f.e.m. de autoinducción genera cambios en la corriente presente en el circuito. Estos instrumentos no producen rozamiento en el momento de la medición, son lineales, pequeños y de construcción robusta, con una precisión de $\pm 1 \%$.
- **De reluctancia variable:** consiste en un imán o electroimán que crea un campo magnético y una armadura de material magnético que se desplaza por el efecto de la presión. El circuito de la *Figura 24 (b)* se alimenta de una fuerza magneto-motriz fija y de acuerdo al movimiento

de la armadura se modifica la reluctancia e igualmente el flujo magnético. Esta variación del flujo magnético genera una corriente inducida proporcional a la posición de la armadura. No presentan histéresis en la medición, sin embargo, tienen una alta sensibilidad a las vibraciones y a la temperatura. Su precisión es del orden de $\pm 0,5$ %.

Figura 24. Transductores magnéticos de (a) inductancia variable y (b) de reluctancia variable.



Fuente: Creus Antonio - *Instrumentación Industrial*, 6ta edición. Pág. 80.

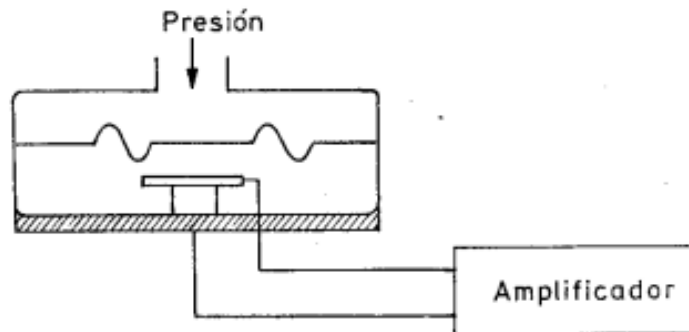
3.3.1.4. Galgas extensiométricas (Strain Gage)

Son sensores que se basan en el efecto piezoresistivo de ciertos materiales en donde variación de la longitud y de diámetro, que sufre un hilo de resistencia cuando se le aplica una tensión mecánica producida por la presión, modifica de igual manera su resistencia eléctrica. Las galgas forman parte de un puente de Wheatstone para determinar su resistencia y obtener una variación en el voltaje que equilibra los brazos del puente.

3.3.1.5. Transductores Piezoeléctricos

Se basan en el efecto piezoeléctrico que tienen ciertos materiales para generar una señal eléctrica, al estar sometidos a una deformación física debido al efecto de la presión o una fuerza, ver *Figura 25*. Son elementos ligeros, pequeños y de construcción robusta. Entregan una señal lineal con la medida presión y tienen una alta capacidad para medidas dinámicas, sin embargo, esta señal es relativamente débil por lo que se hace necesario usar amplificadores y a su vez acondicionadores de señal para reducir el ruido.

Figura 25. Transductor piezoeléctrico.



Fuente: Creus Antonio - *Instrumentación Industrial*, 6ta edición. Pág. 80.

3.4. INSTRUMENTOS DE MEDIDA DE CAUDAL

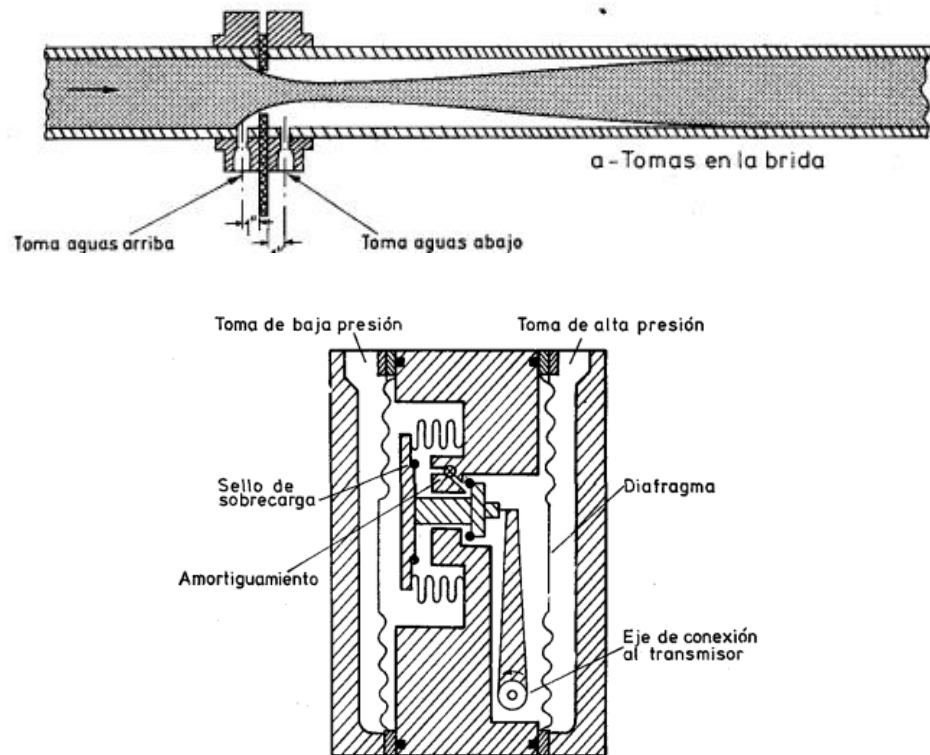
Los instrumentos de medición volumétricos al igual que los de presión están clasificados en de acuerdo a como es su sistema de medición, determinando el caudal de forma directa (desplazamiento) o indirecta (presión diferencial, velocidad, fuerza, etc.). Dentro de los más importantes se encuentran:

3.4.1. Instrumentos de presión diferencial

Aplicando el principio de obstrucción de Bernoulli, en donde existe una caída de presión debido a una reducción del área de flujo, se puede determinar el

caudal que pasa por este de forma indirecta. Dentro de estos instrumentos se encuentra varios elementos de presión diferencial: placa-orificio, toberas, el tubo Venturi, el tubo Pitot y el tubo Annubar. La presión diferencial creada puede medirse con un tubo en U de mercurio o mediante transmisores llamados convertidores diferenciales. Sin embargo estos transmisores miden la presión diferencial y es necesario por lo tanto el uso de otro equipo llamado integrador que me entregue el valor en caudal mediante una relación de conversión cuadrática.

Figura 26. Instrumento de medición diferencial tipo placa-orificio con un transmisor de presión diferencial tipo diafragma.



Fuente: Creus Antonio - Instrumentación Industrial, 6ta edición. Pág. 80.

3.4.2. De área variable (Rotámetros)

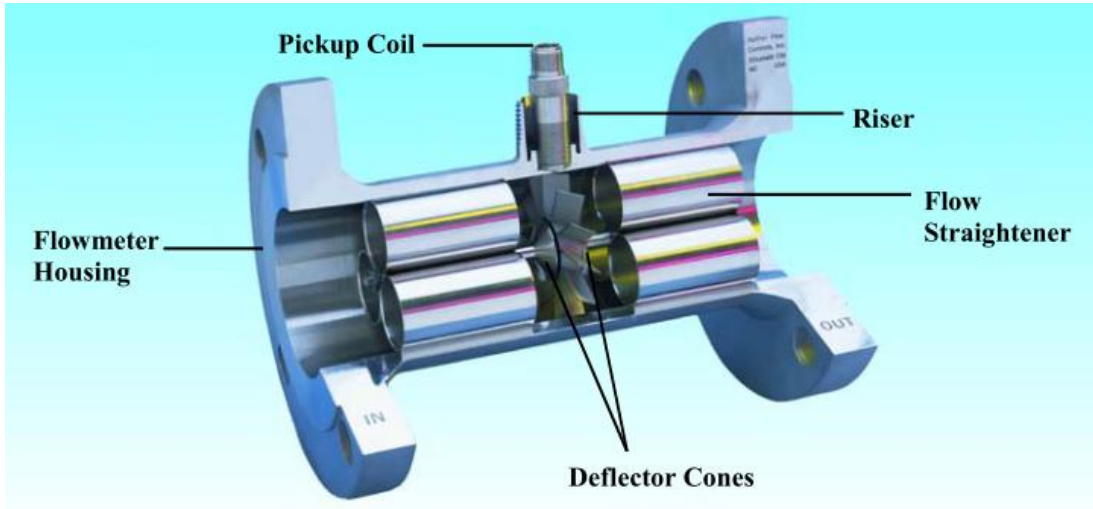
Su funcionamiento consiste en un flotador de área variable que cambia de posición, proporcional a la cantidad de flujo dentro del tubo. Estos presentan una precisión de 2% en toda su escala cuando no están calibrados y de 1% con calibración, y son adecuados para medidas de caudales pequeños del orden de $0,1 \text{ cm}^3/\text{min}$ hasta altos caudales de $3,5 \text{ m}^3/\text{min}$ de agua.

3.4.3. De velocidad

Dentro de estos instrumentos se encuentran los vertederos, Venturi y medidores de turbina. Para efectos del desarrollo del proyecto se profundizara en los flujómetros de turbina. Estos constan de un rotor que gira al paso de un fluido con una velocidad directamente proporcional al caudal. Igualmente tiene dos conos deflectores (deflector conos) que permiten lograr un equilibrio hidrodinámico entre los cuales gira el rotor evitando el uso de rodamientos axiales y por consiguiente fuerza de rozamiento. También tiene dos enderezadores de venas (flow straightener) que permiten garantizar un flujo laminar a través del instrumento, *Figura 27*.

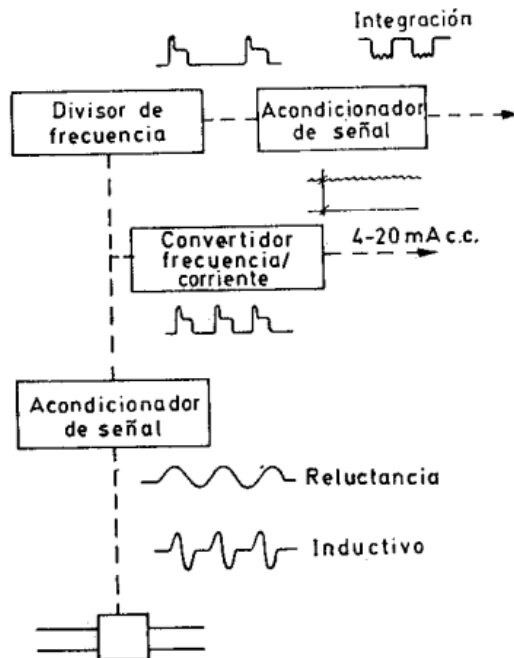
Para estos instrumentos existen dos tipos de convertidores que captan la velocidad del flujo, ya sea mediante el de reluctancia, en donde las aletas individuales del rotor que pasan a través de un campo magnético creado por un imán permanente montado en una bobina captadora externa, varían el flujo magnético e induciendo una corriente alterna que es proporcional al giro de la turbina. El de tipo inductivo el rotor lleva incorporado un imán permanente y el campo giratorio que se crea, induce una corriente alterna a la bobina externa proporcional al flujo.

Figura 27. Partes principales de un flujómetro de turbina.



Fuente: Turbine flowmeter user's manual – Hoffer Flow Control, Inc

Figura 28. Diagrama de bloques del sistema convertidor de la señal de un flujómetro de turbina.



Fuente: Creus Antonio - Instrumentación Industrial, 6ta edición. Pág. 150.

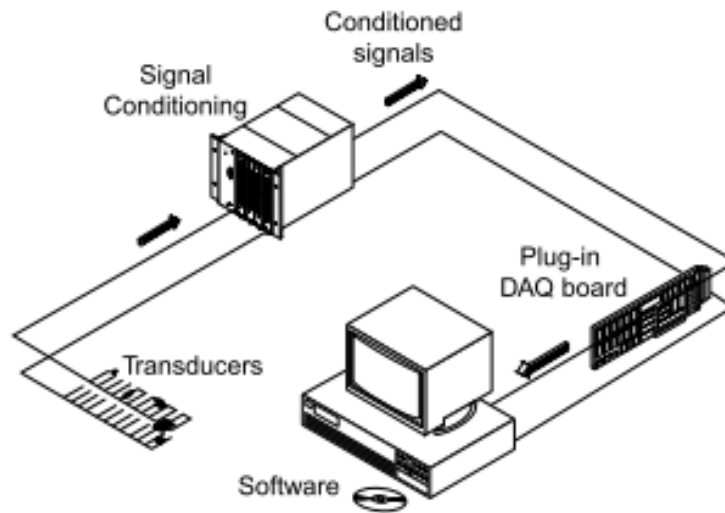
Para los dos casos la frecuencia producida por el rotor en la bobina es proporcional al flujo siendo del orden de 250 a 1200 ciclos por segundo para el máximo caudal. Las turbinas están limitadas por la viscosidad del fluido debido a que el perfil de velocidades generado, tiene en los extremos una velocidad más baja que en el centro y de esta forma para viscosidades superiores a 3-5 centistokes se reduce en gran magnitud el intervalo de medida del instrumento. La precisión de estos instrumentos es muy elevada, alrededor de $\pm 0,3\%$, lograda cuando el flujo se encuentre en estado laminar, es decir, instalando el instrumento en una tubería recta de 15 diámetros aguas arriba y 6 diámetros aguas abajo. El campo de medida (range), llega hasta la relación 15 a 1 entre sus valores máximo y mínimo, presentando un comportamiento lineal. Es necesario que el flujo a través de estos instrumentos sea limpio, y que no supere los valores máximos de velocidad debido a que una sobrevelocidad puede ser perjudicial para el instrumento.

Entre otros instrumentos de caudal se encuentran los ultrasónicos, los de fuerza, los de tensión inducida, los de desplazamiento positivo y se dejan para investigación por parte del lector.

3.5. SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

El sistema de adquisición de datos cuenta con dos sistemas fundamentales, un hardware que cumple la función de convertir la señal obtenida por el equipo o transductor, a una señal digital o binaria. Esta señal acondicionada se transmite al ordenador mediante una tarjeta de adquisición de datos (DAQ), que sincroniza los datos obtenidos por el instrumento de medida y mediante un bus de datos los envía al procesador del ordenador. A continuación esos datos son controlados mediante un software que los recibe, analiza y presenta sus respectivos resultados mediante gráficas, reportes o cuadros, ver *Figura 29*.

Figura 29. Componentes necesarios en un sistema de adquisición de datos (DAQ).

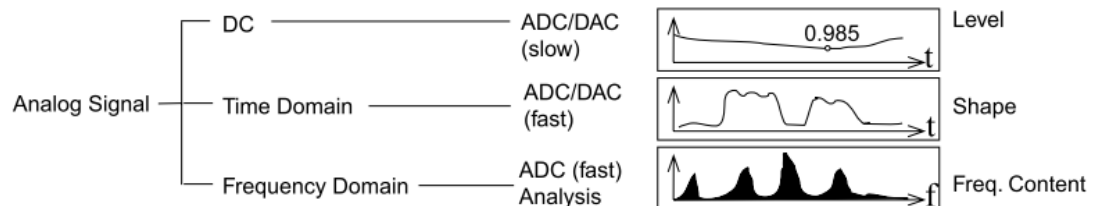


Fuente: LabVIEW measurement manual. July 2000 edition.

3.5.1. Definición de la señal

Las señales obtenidas por los instrumentos de medición por lo general, entregan señales analógicas, las cuales deben ser digitalizadas. Estas señales analógicas pueden ser clasificadas en tres categorías: DC, en dominio del tiempo y en dominio de la frecuencia, ver *Figura 30*.

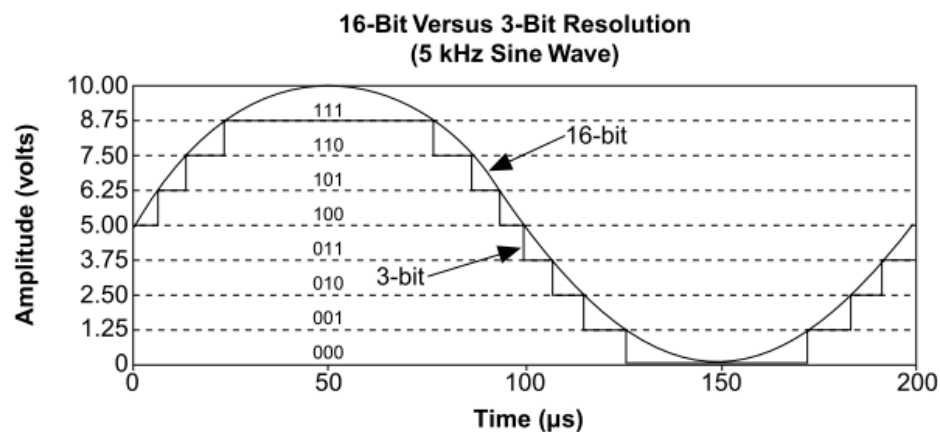
Figura 30. Diferentes tipos de señales analógicas.



Fuente: LabVIEW measurement manual. July 2000 edition.

Para las señales en dominio del tiempo y la frecuencia, es necesario tener una frecuencia de muestreo alta, de tal forma que la conversión análogo-digital describa una mejor representación del valor real. Esta capacidad de muestreo está ligada a la resolución que tenga el sistema de adquisición de datos DAQ, de tal forma que si la resolución de la DAQ es alta se pueden obtener resultados más precisos, debido a que la señal se puede subdividir en segmentos más pequeños. El convertidor análogo-digital traduce una señal análoga en su respectiva señal digital. En la *Figura 31* se puede observar una digitalización de una señal sinusoidal a través de un convertidor de 3 bits de resolución comparada con uno de 16 bits, donde está claro que la señal a 3 bits de resolución no representa en forma adecuada la señal.

Figura 31. Efecto de la resolución en un convertidor análogo-digital.



Fuente: LabVIEW measurement manual. July 2000 edition.

3.6. HERRAMIENTAS UTILIZADAS PARA EL DESARROLLO DEL BANCO

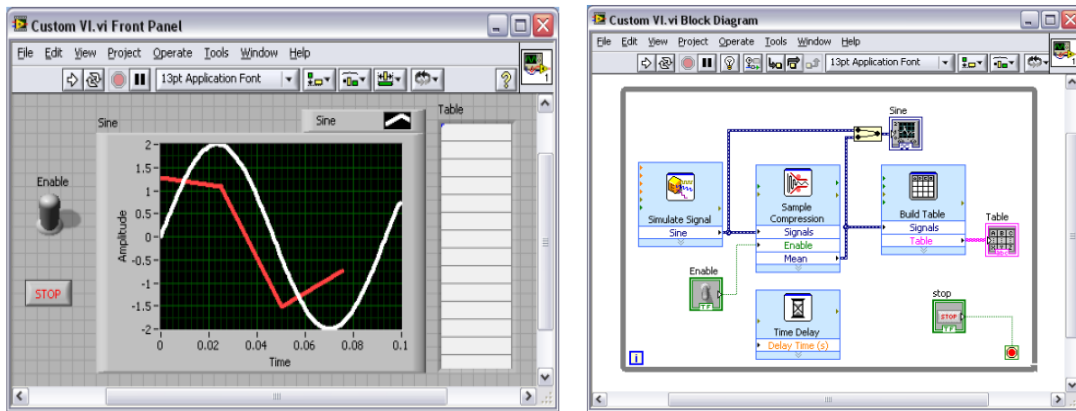
Para el desarrollo del banco de pruebas, se implementó el uso de una tarjeta de adquisición de datos DAQ National Instruments, USB NI-6009 con las siguientes especificaciones:

- Resolución: 14 bits.

- Canales análogos: 4 diferenciales.
- Rango de entrada diferencial: $\pm 10V$, $\pm 5V$, $\pm 2V$, $\pm 1V$.
- Entradas y salidas digitales: 12 total.

De la misma forma se implemento el software LabVIEW 2009, apropiado para la adquisición y manipulación de los datos, a través de instrumentos virtuales VI's desarrollados por NI. Este software permite una interfaz de trabajo gráfica que facilita la programación, mediante dos paneles de trabajo, uno que representa la interfaz hombre-máquina (HMI) y el segundo panel que permite realizar la programación, ver *Figura 32*.

Figura 32. Paneles de trabajo: (a) panel frontal y (b) diagrama de bloques.



a)

b)

4. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

El desarrollo de este proyecto de grado, pretende realizar la caracterización de las válvulas de control direccional CETOP 3, mediante el monitoreo de su condición dinámica a través de la medición de sus variables físicas de trabajo (presión y caudal), ya sea para determinar las pérdidas de presión o hacer una valoración de las fugas hidráulicas internas. Estos resultados permiten posteriormente diagnosticar el estado de las válvulas, y concluir si representan o no, una señal del mal funcionamiento de la válvula. El diseño del banco se llevo a cabo en tres etapas fundamentales: en primer lugar haciendo una definición profunda y clara del circuito hidráulico estableciendo así sus necesidades y condiciones, posteriormente se realizó el respectivo diseño y selección de los componentes hidráulicos y finalmente el diseño estructural que permitirá el montaje del banco de pruebas.

4.1. DESCRIPCIÓN DETALLADA DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito de pruebas de acuerdo con los objetivos propuestos posee una alimentación energética externa, es decir, se apoya en la unidad de potencia del banco de bombas hidráulicas⁸, que incluye un motor eléctrico SIEMENS de 12 HP a 1750 RPM, una bomba Vickers (referencia: PVQ 10 A2R SE 1S 20) de pistones axiales compensada de caudal variable, de capacidad volumétrica 10 c.c. /Rev. y una válvula de seguridad, adicionalmente, se hace uso de otros accesorios del banco de bombas hidráulicas como: un filtro Vickers (referencia: OFRS 5P PA 10) en la descarga, un tanque reservorio de aceite, un sistema de enfriamiento del fluido hidráulico y una opción de venteo del sistema, ver *Figura 33*. Por tal motivo el banco de pruebas debe ser de carácter modular y debe permitir un fácil acoplamiento, al igual que, una alta versatilidad en su montaje.

⁸ Banco de pruebas para la evaluación técnica a bombas oleohidráulicas.

Figura 33. Banco de pruebas para la evaluación técnica a bombas hidráulicas, proyecto dirigido y financiado por el profesor Carlos Borrás.

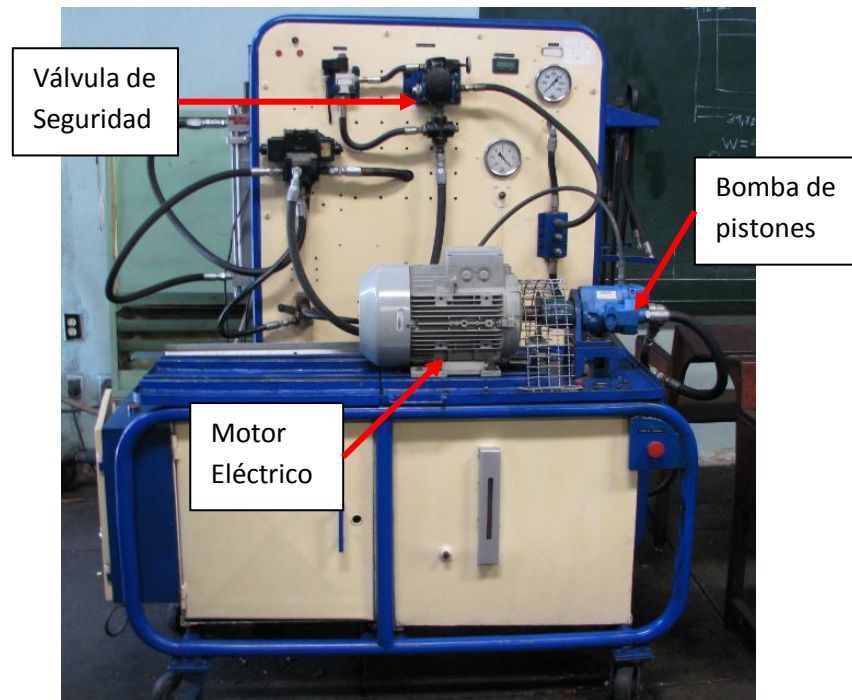


Figura 34. Unidad de potencia del banco de pruebas.

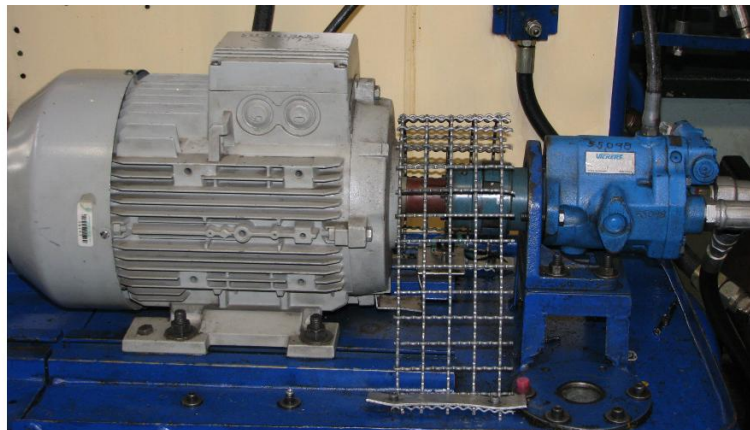


Figura 35. Bomba de pistones axiales Vickers (a) y válvula de seguridad Tipo R (b).

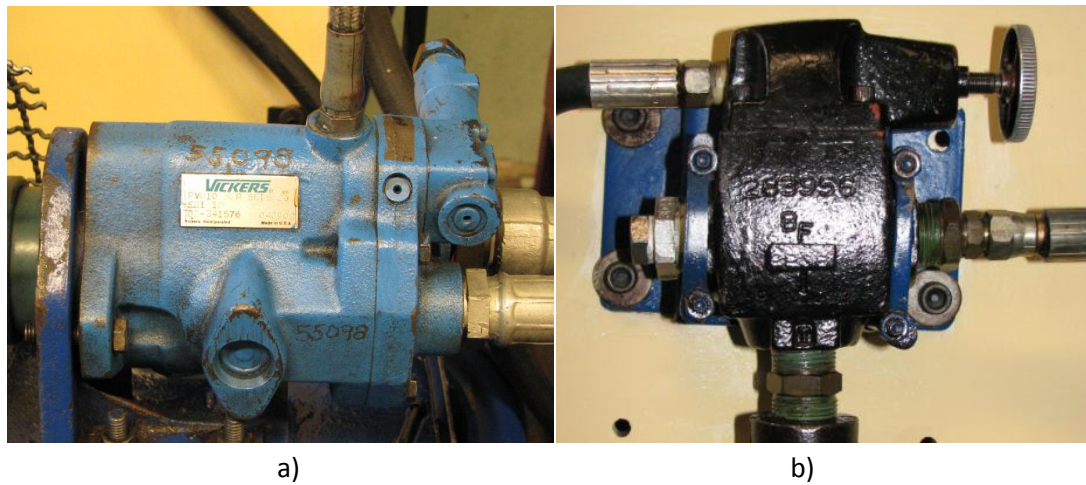


Figura 36. Sistema de refrigeración del banco de pruebas.

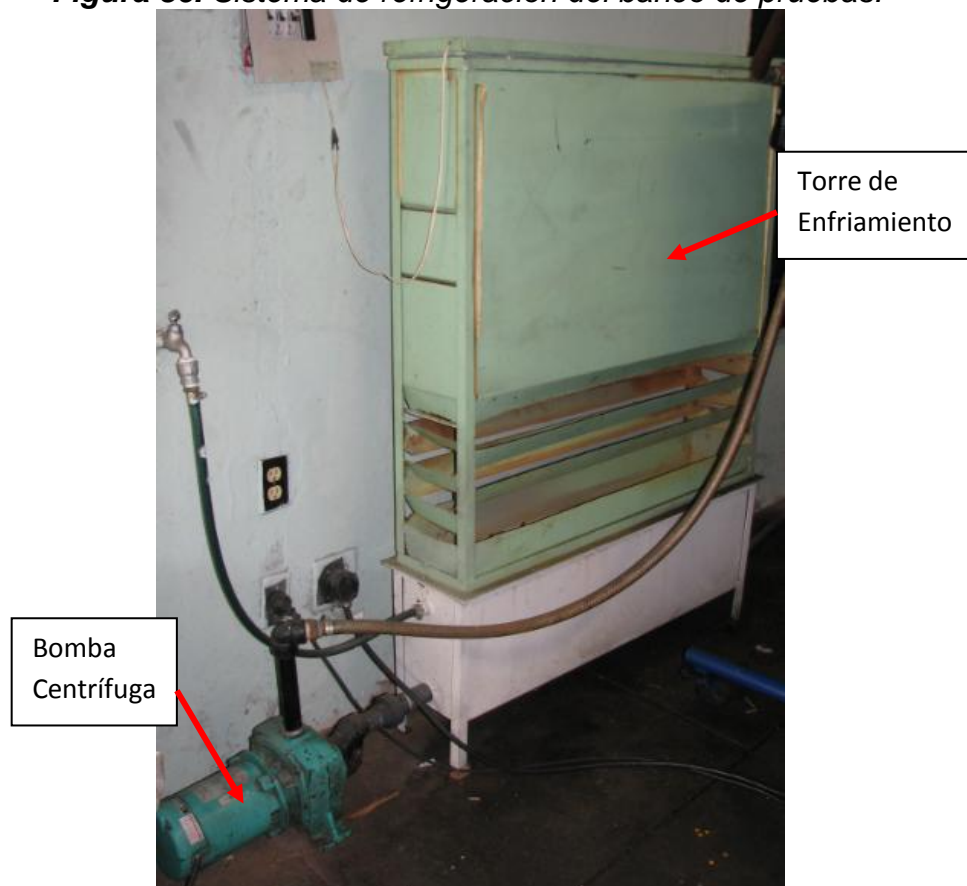


Figura 37. Sistema de descarga del circuito: filtro y tanque.

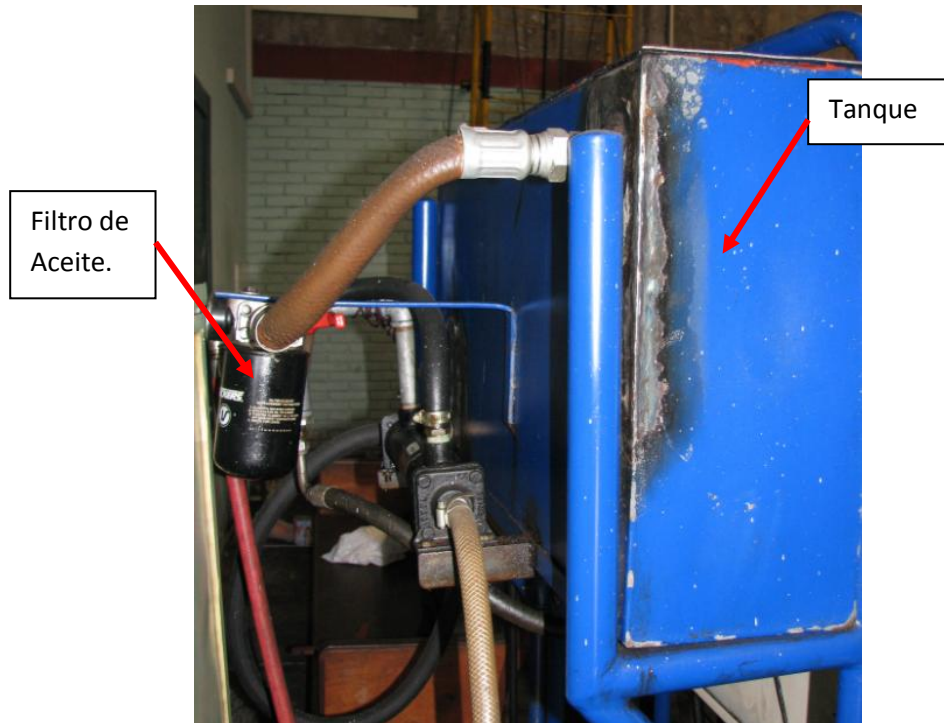
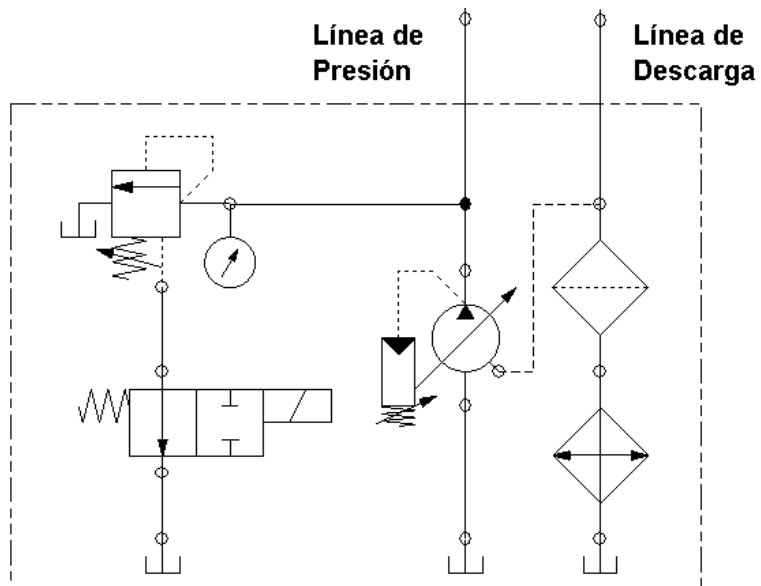


Figura 38. Circuito de la unidad de potencia proporcionada por el laboratorio de potencia fluida y demás accesorios.



Teniendo en cuenta los componentes anteriores, que el laboratorio de potencia fluida proporciona para el desarrollo del proyecto, se determina el

circuito hidráulico necesario para la realización de las pruebas en válvulas de control direccional. Este circuito se modifica de acuerdo al tipo de prueba a realizar.

4.1.1. Medición de pérdidas de presión

Puesto que se deben determinar las curvas características de las válvulas direccionales (DVC), es necesario construir un sistema que permita modificar y capturar los valores de las variables correspondientes al flujo y a la presión, ver *Figura 39*.

Figura 39. Circuito hidráulico para determinar las caídas de presión en DVC.

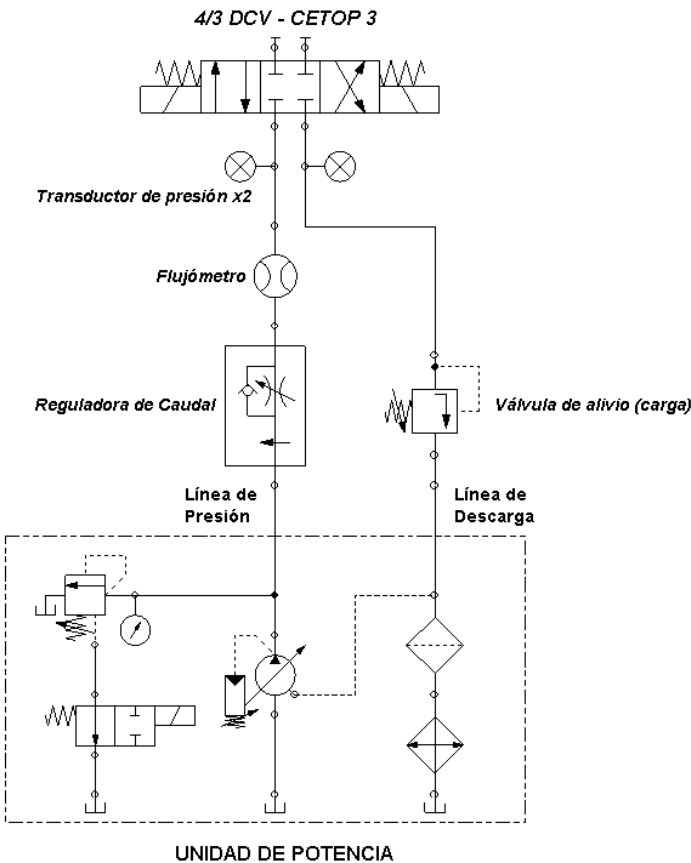
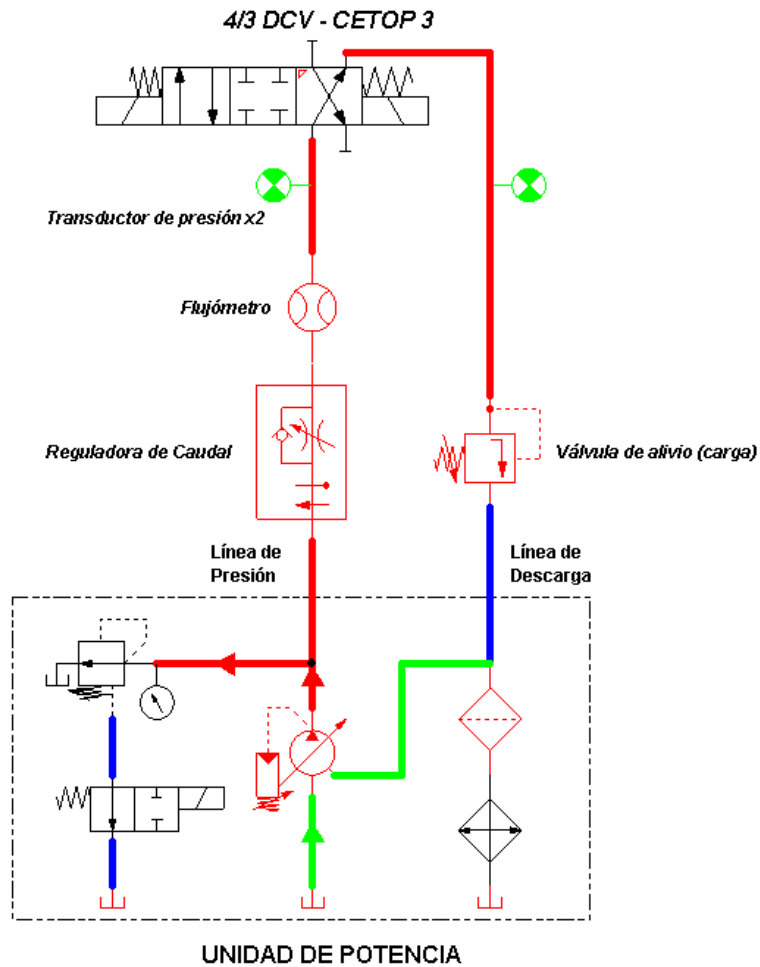


Figura 40. Disposición del circuito para la medición de caída de presión entre los puertos P – B.



Por tanto el circuito requiere:

- En primer lugar la utilización de una válvula reguladora de caudal compensada, es decir, que no presente variaciones en su regulación cuando existan cambios de presión en el sistema.
- De igual forma se debe implementar una carga, que se puede simular mediante una válvula de seguridad de tal forma que garantice una contrapresión, necesaria para que la lectura de los manómetros y transductores sea más estable.

- Los equipos de medición (transductores y flujómetro) apropiados para el desarrollo de las dos pruebas (caídas de presión y fugas internas).
- Una válvula de control direccional tipo CETOP 3.
- Un manómetro que determine la presión en el sistema y otro la presión de la carga simulada.

La prueba se realiza conectando los puertos de la DCV que se deseen probar a la carga simulada por la válvula de alivio, en la *Figura 39* se observa que están conectados los puertos de presión y de tanque de la válvula, que para este caso están cerrados y por tanto no se puede determinar una caída de presión, sin embargo, otras disposiciones de los puertos como P – A, P – B, B - T y A – T, podrían medirse, como se muestra en la *Figura 40*.

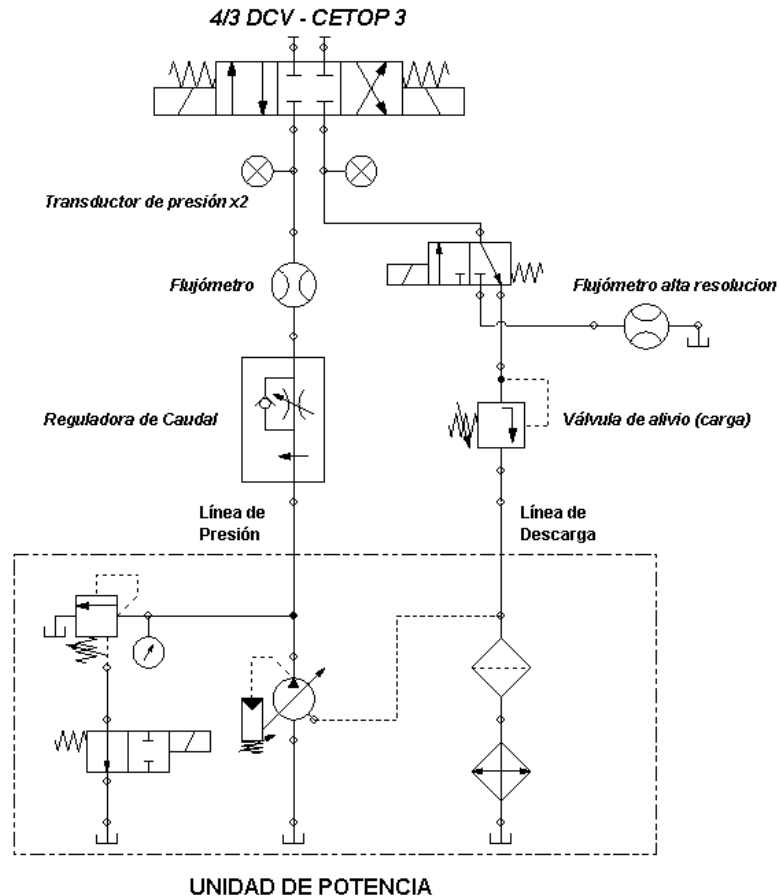
4.1.2. Medición de las fugas hidráulicas internas

Este circuito también debe valorar las fugas internas del aceite a través de las tolerancias de las partes mecánicas en contacto (obturador – carcasa) de la válvula direccional. Esto genera variaciones en el circuito hidráulico, de acuerdo al tipo de prueba para determinar las fugas.

- **Primera alternativa:** Estas se pueden calcular en primer lugar midiendo directamente el caudal de fugas (que representa un valor mínimo del flujo entregado por la bomba) a través de un sensor de flujo, sin embargo, este valor tan reducido del flujo requiere que la resolución del instrumento de medición que se emplee sea muy elevada, de tal forma que se pueda adquirir un valor de señal preciso. Esta alternativa implica que se use una válvula de tres vías dos posiciones (3/2) debido a que el caudal necesario para realizar las pruebas de caída de presión puede generar un deterioro del instrumento, por tanto, se hace necesario separar las dos pruebas, ver *Figura 41*. Esta alternativa sería ideal para cuantificar las fugas

internas del equipo con una alta precisión, sin embargo, implica costos muy elevados.

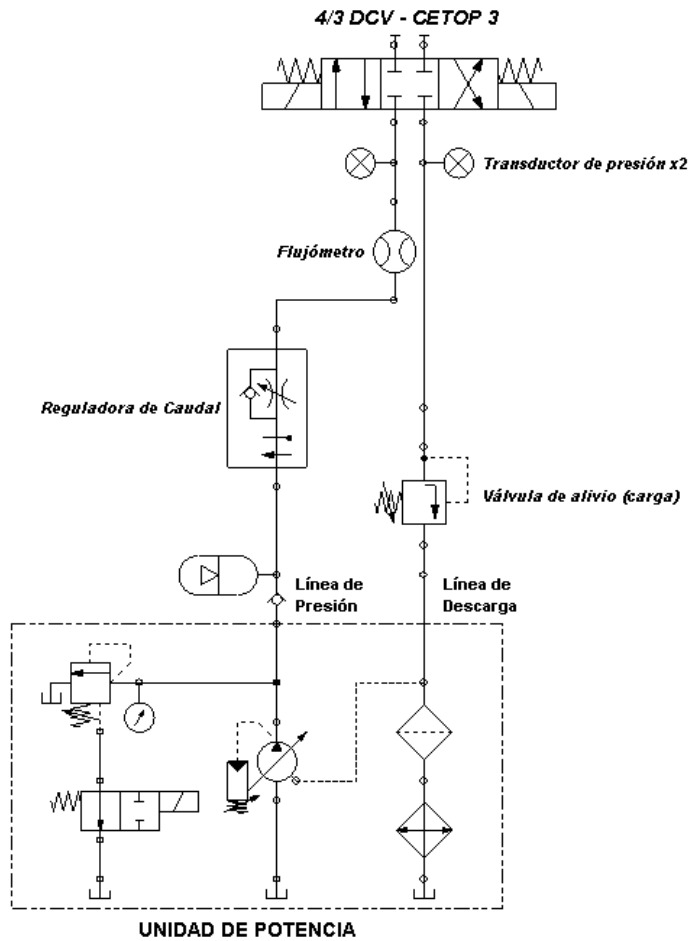
Figura 41. Circuito para la medición de fugas mediante un flujómetro de alta resolución (alternativa 1).



- **Segunda alternativa:** Otra alternativa implica realizar esta medición mediante un sistema hidrostático, en donde se cuantifica la caída de presión en la línea e indirectamente el flujo de fugas según el factor de compresibilidad del fluido o módulo de Bulk. Este sistema permite un ahorro energético del circuito, debido a que, de esta forma se evita que el flujo tenga que descargarse a tanque a través de la válvula de seguridad, implementando un sistema que emplea un acumulador

para mantener la presión sobre la línea de trabajo y evitar el gasto energético de la bomba.

Figura 42. Circuito para la medición de fugas mediante un sistema hidrostático (alternativa 2).



Sin embargo, esta alternativa implica un sobrecosto de este proyecto y de esta forma se descarta su aplicación, no obstante, hay que tener en cuenta que mediante esta alternativa se reducen los efectos viscosos en la cuantificación de fugas debido a los cambios térmicos del aceite producidos por la válvula de seguridad y de la misma forma se permite una medición más estable del flujo, ver *Figura 42*.

- **Tercera alternativa:** Las fugas se pueden también medir mediante una prueba de goteo en una probeta calibrada. De esta forma se puede obtener un estimado del valor de las fugas en el tiempo, no obstante, debido a la ausencia de instrumentos de alta precisión se reduce exactitud en la medición y de la misma forma se incrementa el error. Esta alternativa permite que la prueba pueda realizarse mediante el mismo circuito hidráulico empleado para la cuantificación de las pérdidas de presión, sin embargo, solo permite hacer una valoración del nivel de fugas más no una cuantificación debido a la falta de precisión de la medida ver *Figura 39*.

Teniendo en cuenta las alternativas que se determinaron, se decidió realizar la prueba de fugas en válvulas de control direccional, mediante la prueba de goteo en una probeta calibrada, debido a razones económicas.

4.2. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Una vez determinado el circuito hidráulico que se va a implementar y sus condiciones de operación, se procede a hacer el respectivo diseño de sus componentes hidráulicos de acuerdo a la disponibilidad en el mercado y los costos. Los parámetros funcionales del banco se definieron de acuerdo a la capacidad volumétrica de la bomba de pistones axiales, a la presión máxima de la válvula de alivio y la velocidad del motor eléctrico⁹:

- **Capacidad volumétrica:** 10 c.c. /Rev. @ 1800 RPM
- **Presión de alivio:** 1500 psi.

El diseño del sistema hidráulico incluye por tanto, la selección adecuada de: las válvulas reguladoras de caudal y presión con sus respectivos manifolds, sensores (transductores – flujómetro), accesorios (mangueras, racores,

⁹ Banco de pruebas para la evaluación técnica de bombas oleohidráulicas, diseño y construcción.

acoples, etc.), subplaca para la DCV; y diseño de los bloques manifold de presión, descarga y de la DCV.

4.2.1. Selección de válvulas del banco

Se seleccionaron para el desarrollo del banco válvulas tipo cartucho insertable con sus respectivos bloques manifold, debido a que presentan grandes ventajas, como sus reducidos costos y su compacto montaje, comparadas con las válvulas tradicionales que por lo general implican altos precios y una gran robustez para las mismas condiciones de caudal.

Las necesidades funcionales del banco implican válvulas que no son de fácil disponibilidad en el mercado nacional, por lo tanto, se recurrió a la corporación Sun Hydraulics¹⁰, que ofrecen una gran variedad de válvulas de cartucho con precios asequibles.

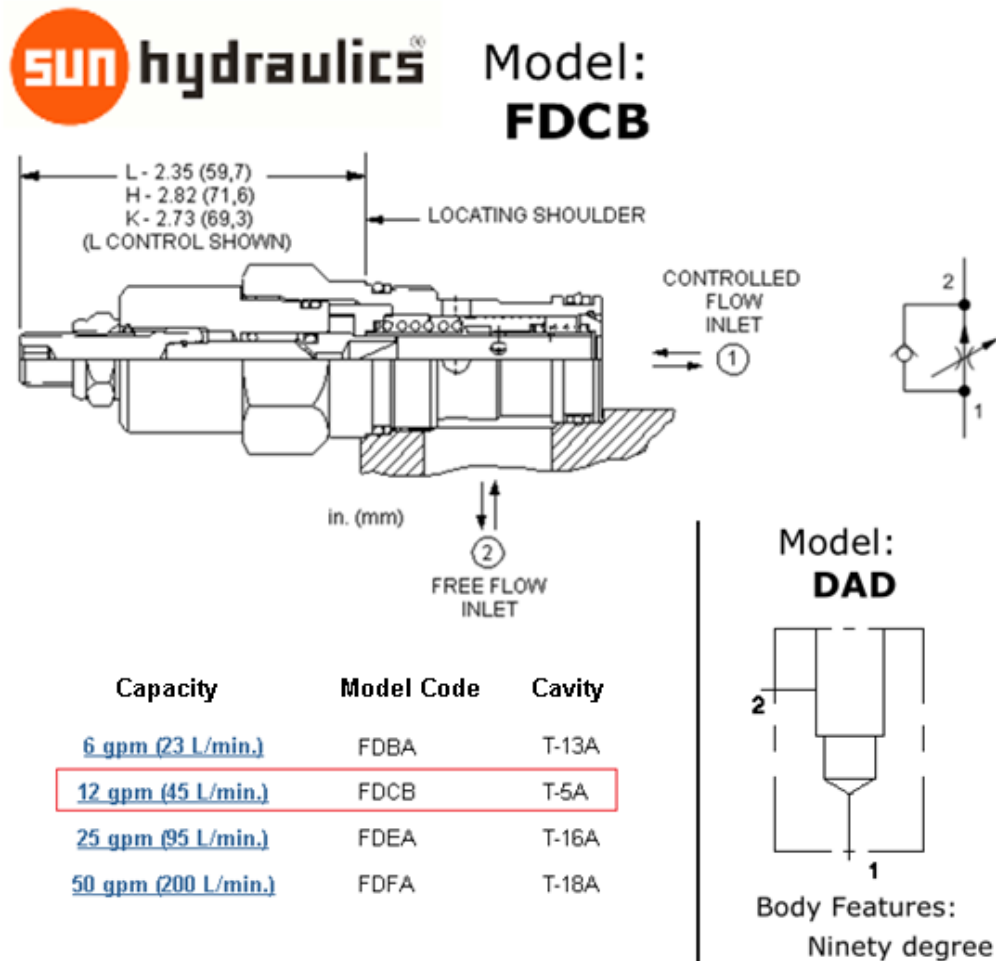
4.2.1.1. Válvula reguladora de caudal

Según las condiciones de la bomba de pistones axiales Vickers PVQ 10 A2R SE 1S 20, se requiere una válvula reguladora de caudal compensada que tenga una capacidad superior al flujo máximo entregado por la unidad de potencia que es 5,4 gpm, sin embargo, las válvulas tipo CETOP 3 manejan caudales nominales de aproximadamente 40 lpm o 10,5 gpm, por tal motivo, y de acuerdo al propósito de este proyecto de realizar pruebas sobre DCV tipo CETOP 3 en sus condiciones límites, se optó por seleccionar una válvula reguladora de caudal ajustable, con compensación de presión, con una capacidad de 45 lpm ó 12 gpm, y una presión máxima de trabajo de 5000 PSI. Una válvula antirretorno integrada provee el paso del flujo del puerto 2 al puerto 1. De acuerdo con las especificaciones del modelo, se determina el

¹⁰ Sun Hydraulics Corporation – www.sunhydraulics.com

tipo de cavidad para el cartucho y posteriormente la selección del manifold respectivo. Como se observa en la *Figura 43* para el modelo FDCB-LAN se tiene una cavidad tipo T-5A, con lo cual se seleccionó el bloque manifold hecho en aluminio de referencia DAD, correspondiente a un bloque de conexión ortogonal con roscas en los puertos 3/4 NPTF.

Figura 43. Válvula reguladora de caudal compensada FDCB y manifold DAD.



Fuente: Sun Hydraulics FDCB fully adjustable pressure compensated flow control valve with reverse flow check catalogue 2009 – 2010.

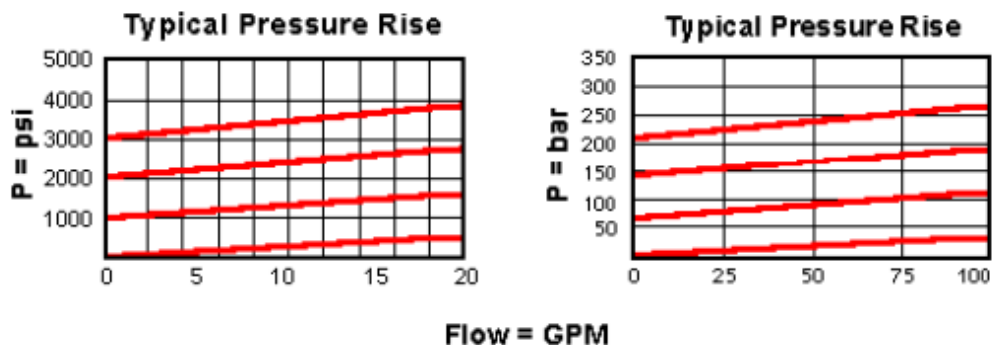
Esta válvula reguladora de caudal compensada, permite una precisa regulación para aplicaciones meter-in o meter-out, donde pueden existir altas

regulaciones de la presión. En adición, la válvula presenta orificios con aristas vivas de tal forma que se reducen las variaciones del flujo debidas a efectos viscosos, característica muy importante debido al calentamiento del flujo generado por su paso a través de las válvulas de alivio. Otras especificaciones técnicas de este cartucho se pueden observar en el anexo B.

4.2.1.2. Válvula de alivio

El propósito de esta válvula es simular una carga al circuito, de tal forma que se genere una contrapresión sobre la válvula de control direccional y de esta forma obtener una medida de presión más estable por parte de los instrumentos de medición. Una vez determinado el caudal de circulación en el circuito se determinó una válvula de alivio tipo cartucho de pistón balanceado Sun Hydraulics modelo RPCC-LAN, que permite un control preciso con baja fluctuación de la presión debido a los cambios del caudal y con un desempeño silencioso, suave y moderadamente rápido, ver *Figura 44*.

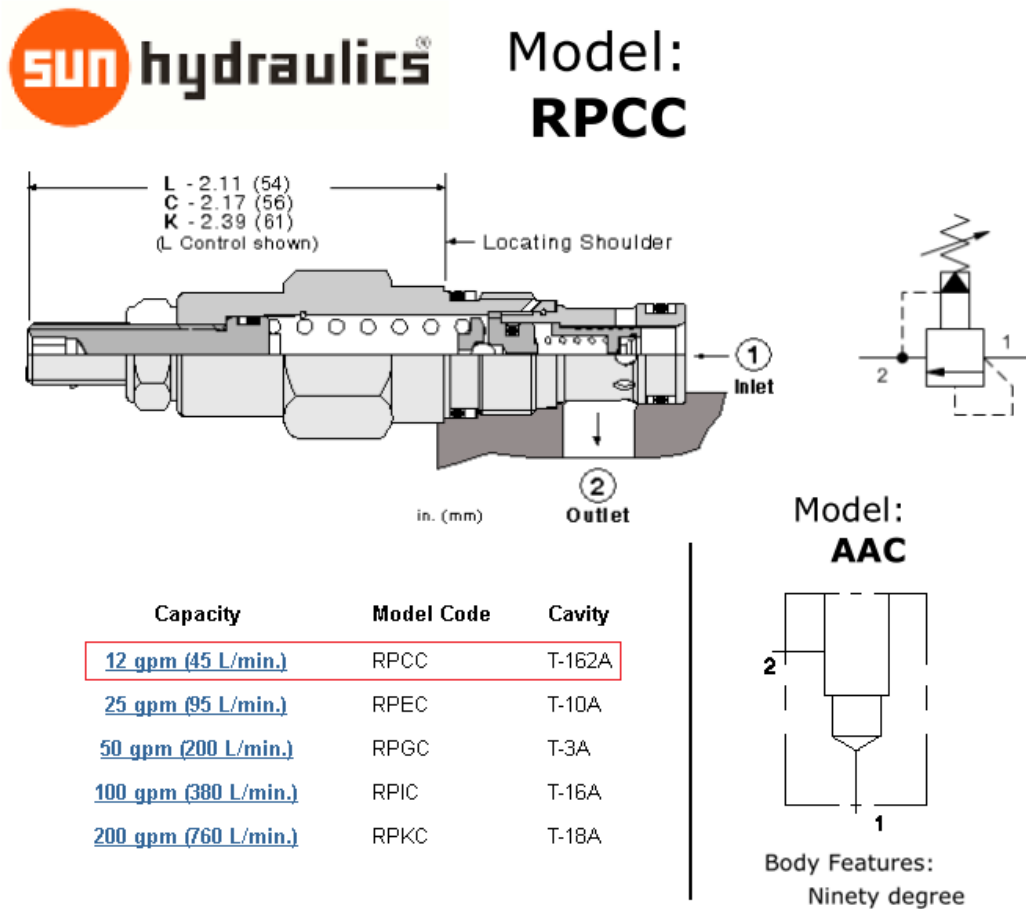
Figura 44. Fluctuación de la presión debido al cambio del caudal en válvulas RPCC.



Fuente: Sun Hydraulics RPCC pilot operated, piston balanced relief valve catalogue 2009 – 2010.

Se seleccionó su cuerpo manifold respectivo según las especificaciones de la válvula y su tipo de cavidad, con lo cual se determinó un manifold modelo AAC en aluminio, de conexión ortogonal entre sus puertos y con roscas de 1/2 NPTF, ver *Figura 45*.

Figura 45. Válvula de alivio con pistón balanceado RPCC y manifold AAC.



Fuente: Sun Hydraulics RPCC pilot operated, piston balanced relief valve catalogue 2009 – 2010.

4.2.2. Diseño de los manifold de presión y tanque

El diseño de los manifold busca facilitar el trabajo de montaje y medición durante el desarrollo de las pruebas. De esta forma su diseño está sustentado en dos parámetros fundamentales: la sencillez del diseño (debido a que su complejidad aumenta directamente los costos de manufactura) y el material (resistencia mecánica).

Para el desarrollo del banco de pruebas se desea que existan múltiples puertos de suministro de presión e igualmente puertos para la descarga, que hagan la función de suministrar fluido presurizado al circuito y conducir a tanque el fluido de retorno, permitiendo una alta versatilidad y facilidad del montaje. Asimismo, sus puertos adicionales permiten que se puedan alimentar otros circuitos alternos para el desarrollo de próximos proyectos.

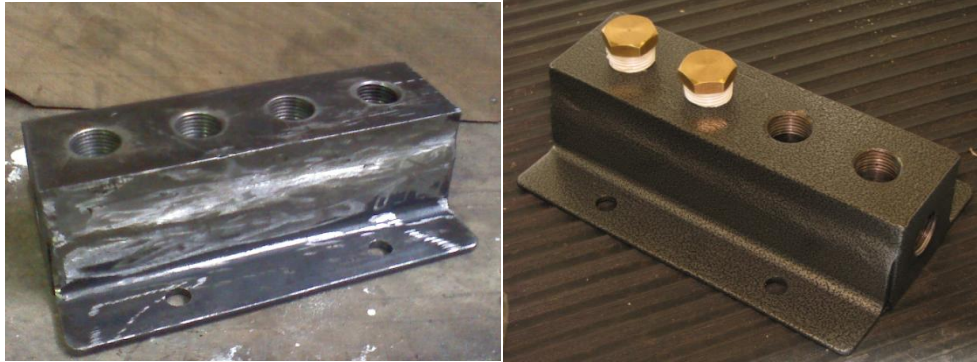
Su diseño debe ser óptimo desde un punto de vista hidráulico donde se deben manifestar pérdidas de presión bajas y en donde se asegure un régimen de flujo laminar; igualmente óptimo desde el punto de vista mecánico donde el material correspondiente debe resistir los esfuerzos producidos por la presión del fluido.

4.2.2.1. Selección del material

Los materiales más frecuentemente usados en la fabricación de estos bloques son el acero inoxidable y el duraluminio, que soportan respectivamente sistemas a una presión de 5000 PSI y 3000 psi. Sin embargo para estos manifold se determinó, un bloque de acero estructural A-36 debido a su bajo costo y su alta resistencia mecánica, sin embargo, hay que tener cuenta que tienen importantes desventajas como su baja resistencia a la corrosión. Para esto, se optó por realizar un diseño simple

que no implique un alto trabajo de manufactura, y un recubrimiento para impedir la corrosión mediante pintura electrostática, ver *Figura 46*.

Figura 46. Manifolds de presión y descarga fabricados (a) en acero ASTM A36, y revestidos con pintura electrostática (b).



El acero A-36, es laminado en caliente y tiene un bajo contenido de carbono que varía desde 25 – 29% dependiendo del espesor. En la *Tabla 1* se pueden observar los valores medios de la composición química y de las propiedades mecánicas del acero A-36 según la norma ASTM¹¹ independiente de la geometría del material (barras, perfiles, tubos, etc.):

Tabla 1. Composición química y propiedades del acero ASTM A-36.

Composición Química y propiedades mecánicas						
Carbon o	Manganes o	Silicio	Azufre (máx.)	Fósforo (máx.)	Resistencia a última S _u	Límite de Fluencia S _y
0.29 máx.	0.8-1.2	0.2	0.05	0.05	400 – 500 MPa	250 MPa

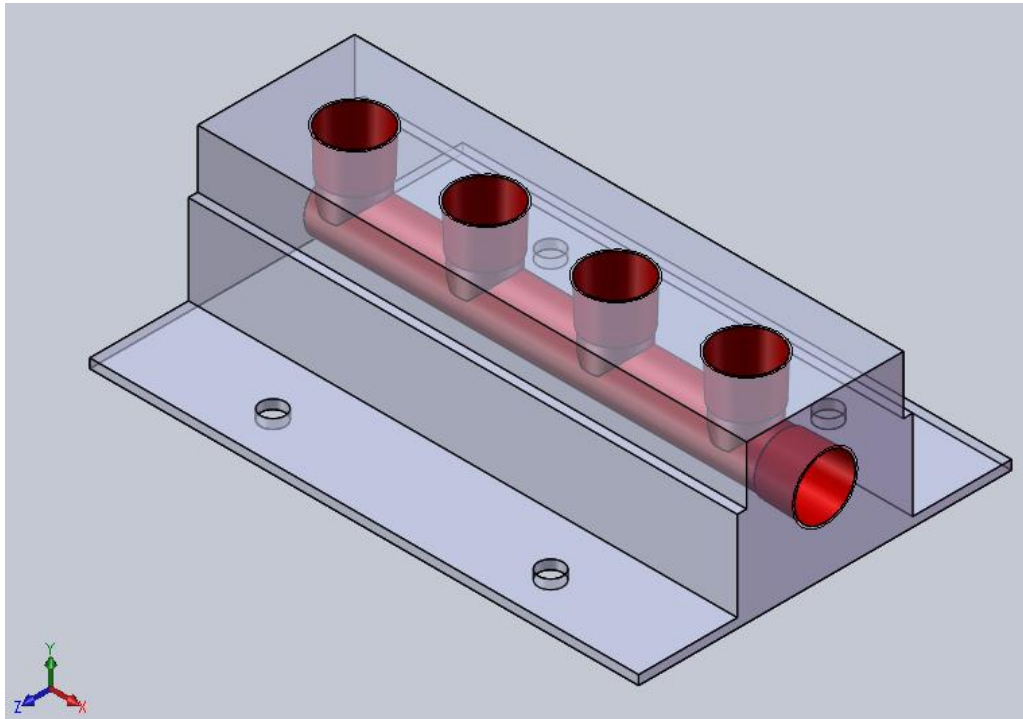
Fuente: Catálogo de la Compañía General de Aceros S.A.

¹¹ ASTM – American Society of Testing Materials.

4.2.2.2. Evaluación de esfuerzos estructurales debido a la presión en el bloque manifold

El diseño de los manifold se realizó siguiendo las teorías expuestas por la resistencia de materiales y se validaron mediante las herramientas de diseño e ingeniería asistida por computador, SolidWorks y Ansys Workbench.

Figura 47. Modelo CAD del manifold de presión y descarga.



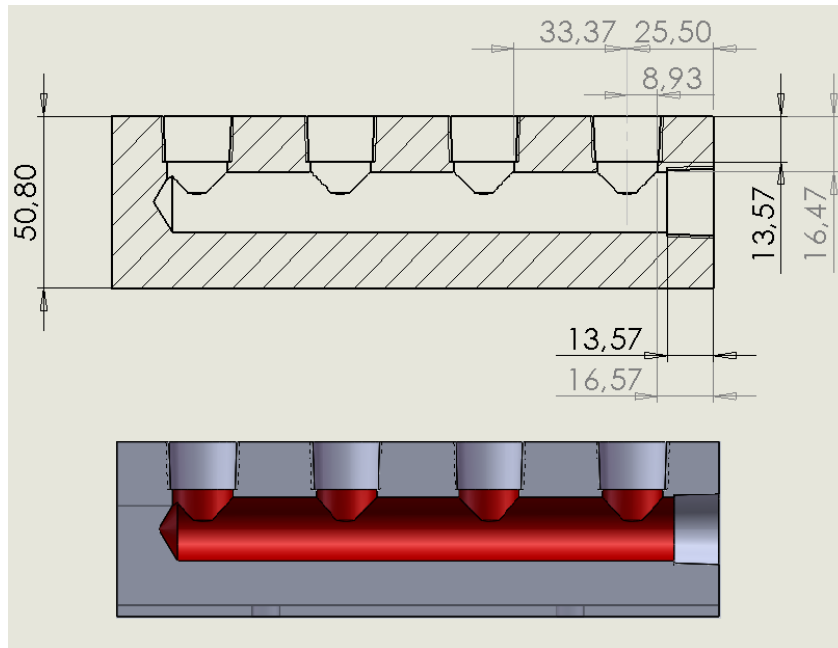
Una vez realizado el diseño ver *Figura 47*Figura 47, se hace un análisis de las diferentes circunstancias a las que va a estar sometido el manifold. De esta forma, se busca determinar los factores de seguridad en los puntos críticos, a fin de garantizar que estos no presenten alguna falla de tipo estructural. El modelo de resistencia de materiales para recipientes cilíndricos bajo presión interna¹² aplica satisfactoriamente, debido a que los pasajes internos de los bloques pueden asimilarse como recipientes

¹² V. I. Feodosiev – Resistencia de Materiales, Editorial MIR Moscú, 1980 – Capítulo IX. Tubos de paredes gruesas y discos a gran velocidad.

cilíndricos por los cuales circula un fluido a presión, manifestando esfuerzos radiales y tangenciales. Para esto, es necesario conocer los diámetros internos y externos, sin embargo, los diámetros externos se consideran como las distancias más cortas a la superficie exterior o a otro conducto, ver *Figura 48*.

Puesto que el manifold va a proveer la misma presión en todos los puertos, se tiene por tanto una sola condición de trabajo, a la presión máxima de suministro del sistema, equivalente a $P_{\text{máx}} = 1500$ psi y se selecciona como punto crítico el de menor distancia con su exterior. Sin embargo para efectos de posteriores análisis, se hace su evaluación de esfuerzos para las condiciones máximas de presión de las válvulas seleccionadas, es decir, para una presión de $P = 5000$ psi equivalente a un factor de seguridad de $N = 3,33$.

Figura 48. Dimensiones del punto crítico del manifold de presión y descarga.



Los datos para evaluar el bloque se deducen de las dimensiones, ver *Figura 47* y de las propiedades del material, ver *Tabla 1*:

- *Radio Interno* (r_i) = 8.93 mm
- *Radio Externo* (r_o) = 25.5 mm
- *Presión de prueba* (P) = 1500 psi
- *Factor de seguridad* (N) = 3.33
- *Presión Interna* (P_i) = $N * P = 1500 * 3.33 \cong 5000$ psi
- *Presión Externa* (P_o) = $P_{atm} = 0$ psi
- *Límite de fluencia* (S_y) = 250 MPa = 36.26 Ksi

El modelo de resistencia de materiales para recipientes cilíndricos bajo presión interna (despreciando los esfuerzos de tipo axial) indica que:

$$\sigma_{t,r} = \frac{r_i^2 * p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 \pm \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) \quad Ec (4.1)$$

Donde:

- σ_t = *esfuerzo tangencial o circunferencial* [psi]
- σ_r = *esfuerzo radial* [psi]

Reemplazando los valores del diseño se obtiene:

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

$$\sigma_t = \frac{8.91^2 * 5000}{25.5^2 - 8.91^2} \left(1 + \frac{25.5^2}{8.91^2} \right)$$

$$\sigma_t = 6390.67 \text{ psi}$$

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

$$\sigma_r = \frac{8.91^2 * 5000}{25.5^2 - 8.91^2} \left(1 - \frac{25.5^2}{8.91^2} \right)$$

$$\sigma_r = -5000 \text{ psi}$$

Una vez determinados los esfuerzos (valores negativos indican esfuerzos a compresión y valores positivos esfuerzos a tensión) se obtiene el esfuerzo total sobre el bloque:

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

$$S_t = \sqrt{6390.67^2 + (-5000)^2}$$

$$S_t = 8114.22 \text{ psi}$$

Se evalúa el factor de seguridad correspondiente:

$$N = \frac{S_y}{S_t}$$

$$N = \frac{36.26}{8.11422} = 4.468$$

De esta forma se evidencia que el diseño y el material son óptimos para la fabricación de los bloques manifold de presión y descarga.

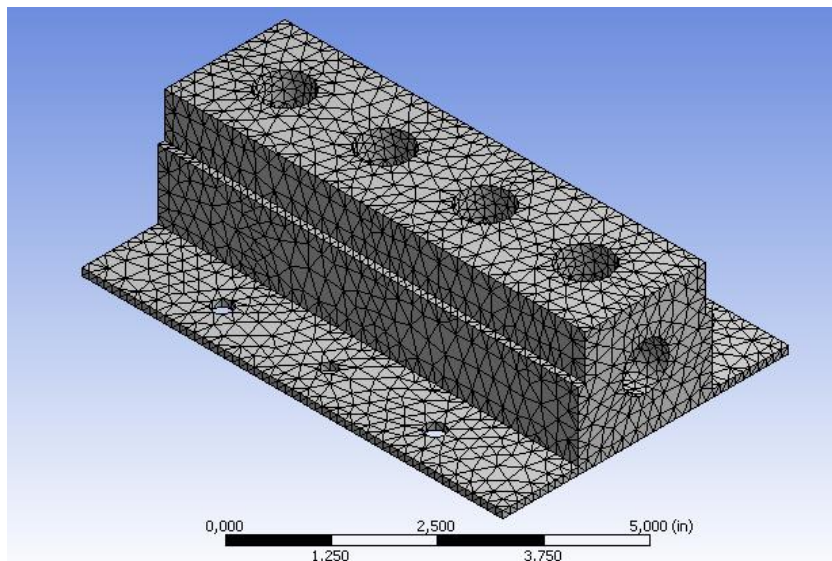
4.2.2.3. Evaluación de esfuerzos CAE del manifold debido a la presión interna

Como se expresó con anterioridad los valores teóricos de la resistencia de materiales se corroboran mediante la simulación CAE¹³ del manifold bajo las condiciones de trabajo a las cuales va a estar sometido. Esto permite detectar problemas previos, que se pueden presentar durante su servicio, reduciendo de esta forma, sobrecostos e imprevistos. Por tanto sirve como una herramienta soporte al diseño y construcción.

¹³ CAE - Computer Aided Engineering

Una vez determinadas las dimensiones del manifold y su aspecto físico mediante el software CAD SolidWorks 2009, se exporta hacia el software CAE Ansys Workbench donde se evaluará su comportamiento mecánico (esfuerzos y deformaciones). En primer lugar es necesario establecer el tipo de mallado y su calidad, de tal forma que sus resultados se aproximen apropiadamente a la realidad. Para este análisis se hizo un mallado con 40936 nodos de malla tetraédrica, ver *Figura 49*.

Figura 49. Mallado del bloque manifold.



A continuación, se establecen los parámetros de presión de trabajo sobre el área a evaluar (5000 psi) e igualmente la fijación del bloque, bajo las mismas condiciones con las que se hicieron los cálculos teóricos, ver *Figura 50*. En seguida, se evalúa el bloque obteniendo los valores correspondientes a los esfuerzos equivalentes máximos, las deformaciones y los factores de seguridad.

La *Figura 52* expone los esfuerzos sobre el bloque manifestando un valor máximo de 8425,5 psi, con un factor de seguridad mínimo de 4,30, ver *Figura 53*. De esta forma se confirman los valores teóricos obtenidos y se aprueba de esta forma la confiabilidad de los resultados (que presentan un error de

8,5%, posiblemente debido a concentradores de esfuerzos en las aristas) del software ANSYS Workbench.

Figura 50. Condiciones de simulación del manifold.

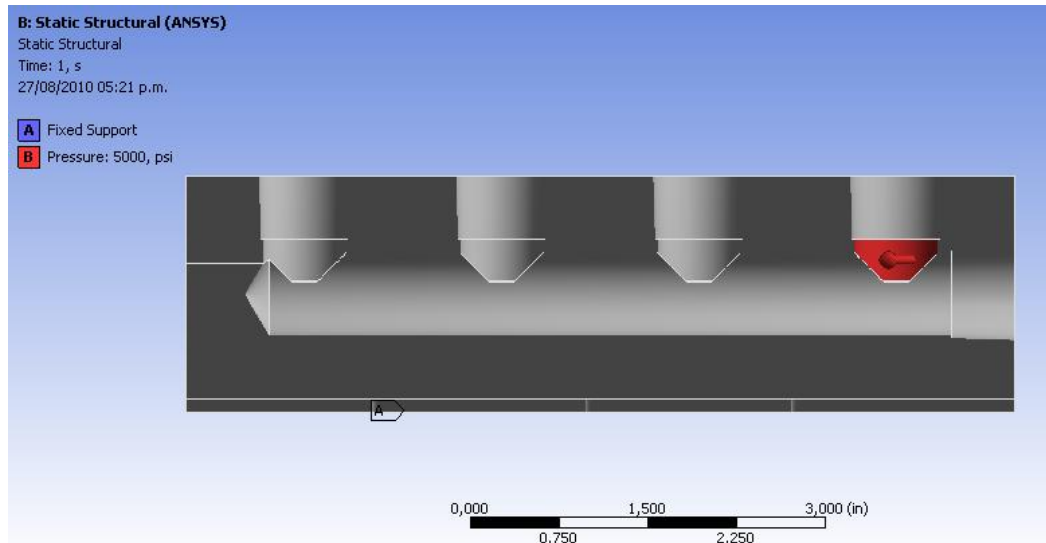


Figura 51. Deformaciones máximas del bloque.

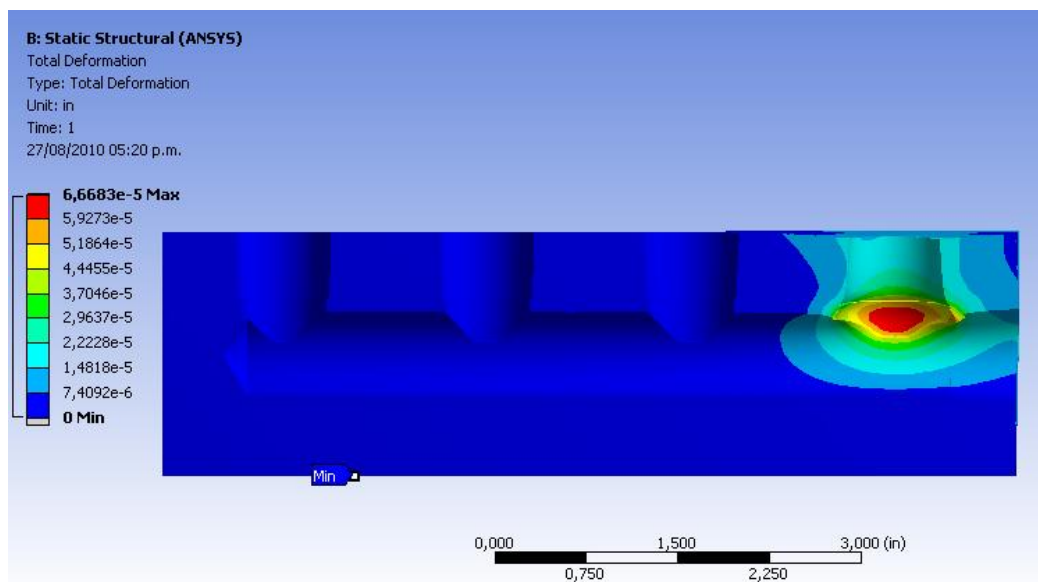


Figura 52. Análisis de esfuerzos equivalentes.

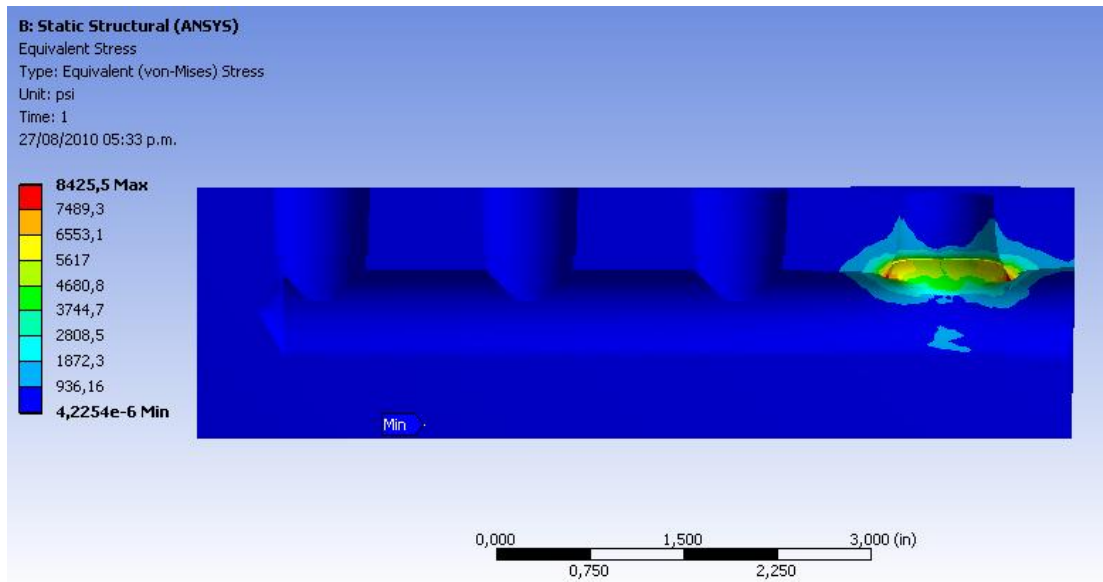
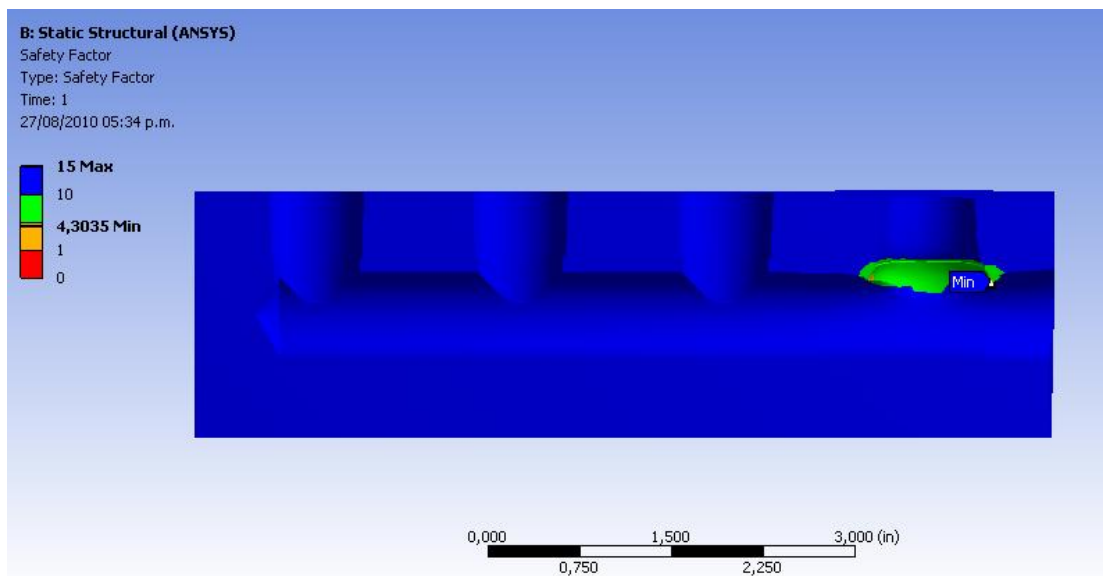


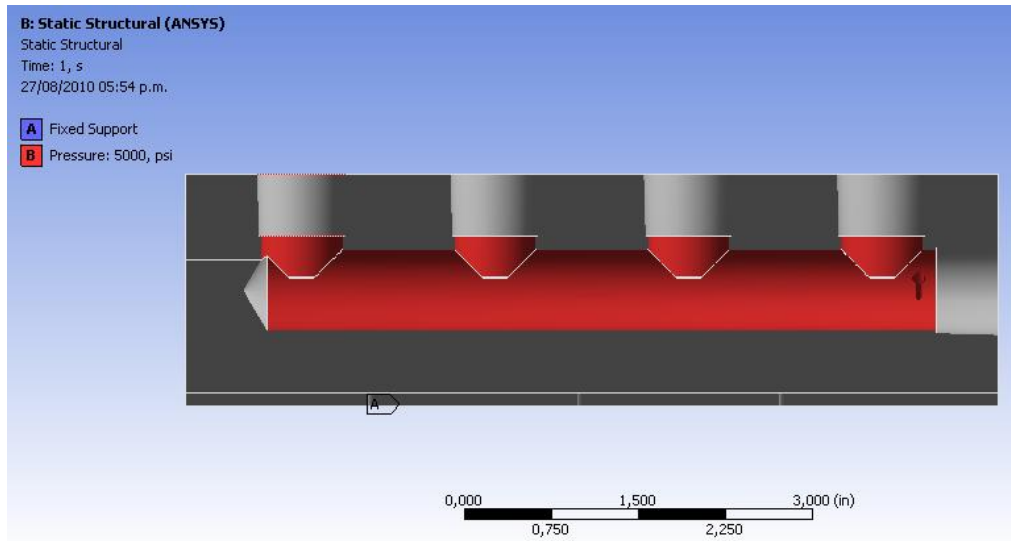
Figura 53. Factor de seguridad del bloque.



Sin embargo, el modelo de resistencia de materiales aplicado sólo tiene en cuenta recipientes bajo presión interna, por lo cual, se requiere evaluar el

manifold en todas las superficies bajo presión en la condición de trabajo real, ver *Figura 54*.

Figura 54. Condiciones reales del manifold.



Aplicando el análisis CAE se obtienen los esfuerzos estructurales resultantes, deformaciones máximas y el factor de seguridad mínimo.

Figura 55. Deformaciones máximas del bloque bajo las condiciones de servicio reales.

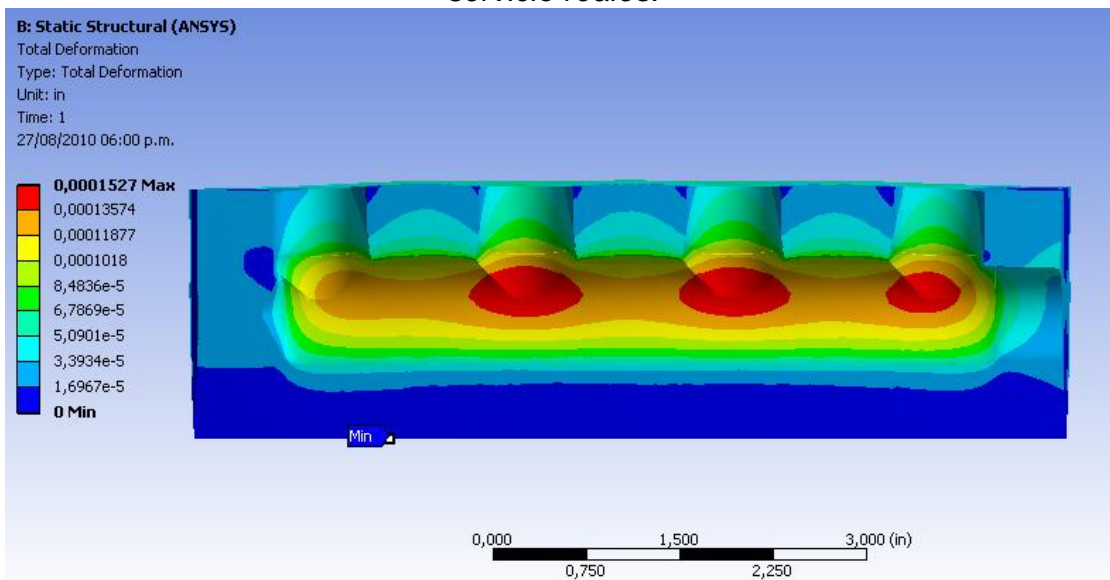


Figura 56. Análisis de esfuerzos resultantes bajo condiciones de servicio reales.

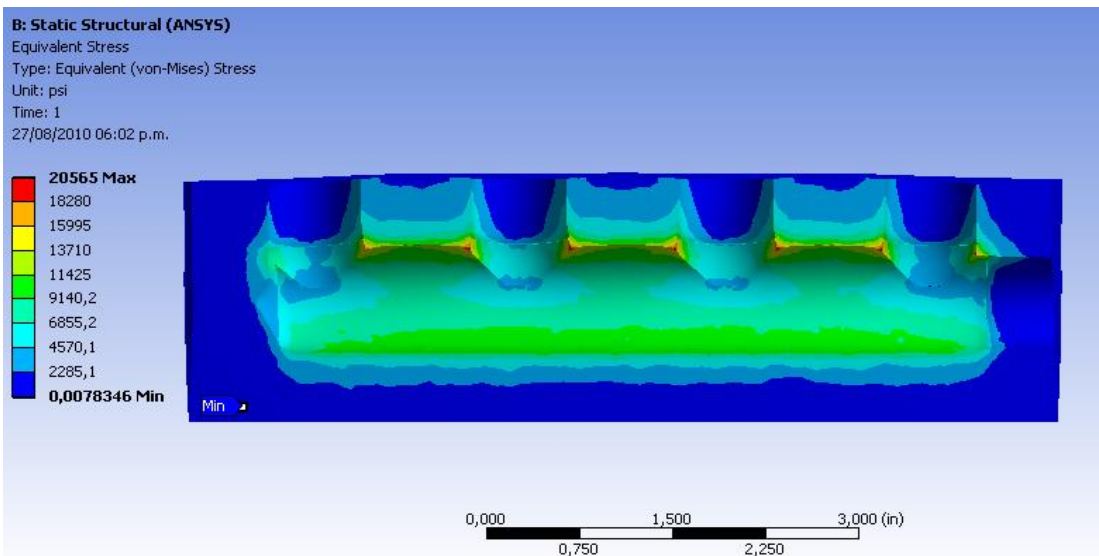
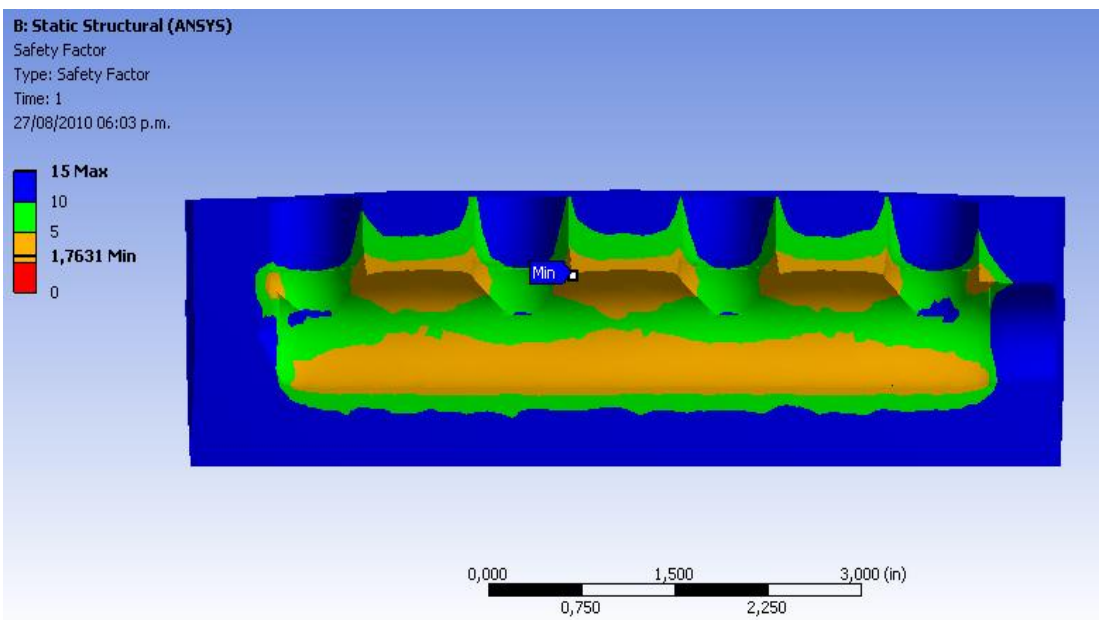


Figura 57. Factor de seguridad mínimo bajo condiciones reales de servicio.



Los resultados exponen un esfuerzo resultante máximo de 20565 psi y un factor de seguridad de 1,7631. Es decir, que el bloque manifold resiste las condiciones críticas de servicio a 5000 psi.

Debido a que las condiciones durante la prueba son de 1500 psi, se obtiene por tanto un factor de seguridad total del diseño del bloque de $N = 3,33 * 1.7631 = 5,87$, el cual lo corrobora satisfactoriamente.

4.2.2.4. Régimen de flujo

Para caracterizar el comportamiento de un fluido es necesario calcular el número de Reynolds, que depende de las propiedades del líquido y de las dimensiones del flujo. A medida que aumenta el flujo másico aumentan las fuerzas inerciales (que son función de la densidad y velocidad del flujo y del diámetro de la tubería), las cuales son compensadas por las fuerzas viscosas que ocurren en el interior del líquido (que son función de la viscosidad) y que establecen el régimen del flujo.

$$Re = \frac{\text{fuerzas inerciales}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{\rho DV}{\mu} = \frac{DV}{\nu} \quad Ec (4.2)$$

Donde:

- $V = \text{Velocidad del flujo [m/s]}$
- $\rho = \text{Densidad del fluido [Kg/m}^3\text{]}$
- $D = \text{Diámetro de la tubería [m]}$
- $\mu = \text{Viscosidad dinámica [kg/m * s]}$
- $\nu = \text{Viscosidad cinemática [m}^2\text{/s]}$

El banco de pruebas es alimentado por una bomba de 5 gpm que emplea un aceite Lubrigras ISO 46, correspondiente a una viscosidad cinemática $\nu = 46 [cst] = 46 * 10^{-6} [^2/] @ 40^\circ\text{C}$. Igualmente se toma el mayor diámetro dentro del manifold.

$$\begin{aligned}
&= 17,86 \text{ []} = 0.01786 \text{ []} \\
&= 5 \text{ []} = 3.15 * 10^{-4} \text{ [}^3\text{/]} \\
&= = \frac{3.15 * 10^{-4}}{4 * (0.01786)^2} = \frac{3.15 * 10^{-4}}{2.505 * 10^{-4}} = 1.2574 \text{ [}/] \\
&= 46 \text{ []} = 46 * 10^{-6} \text{ [}^2\text{/]}
\end{aligned}$$

Según los valores de este número adimensional se determina si corresponde a un flujo lineal o laminar ($Re < 2000$) o a un flujo errático o turbulento ($Re > 4000$).

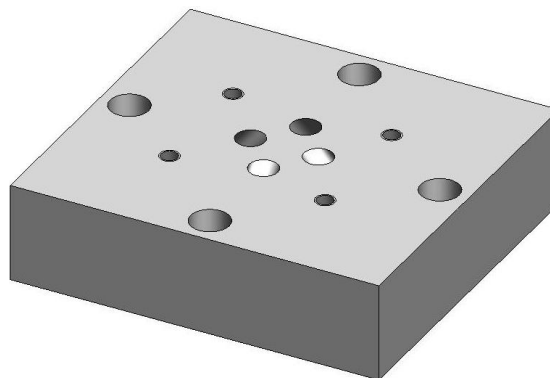
$$= = \frac{0.01786 \text{ []} * 1.2574 \text{ [}/]}{46 * 10^{-6} \text{ [}^2\text{/]}} = 488.19 < 2000$$

De esta forma se asegura un flujo laminar a través del manifold.

4.2.3. Diseño de la placa base

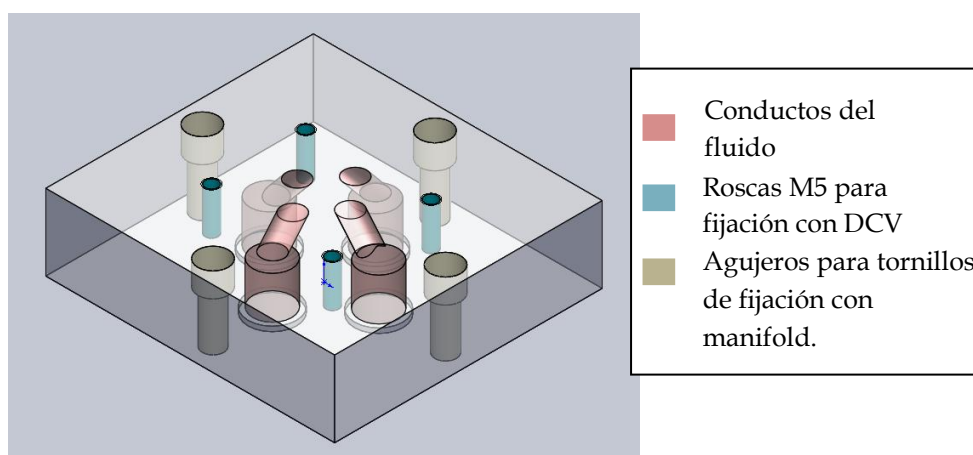
La placa base o subplaca, tiene como fin permitir el montaje de la válvula de control direccional siguiendo la norma CETOP RP 121H, que determina las distribución estándar de los agujeros de la superficie entre la válvula de control direccional CETOP 3 y la placa base.

Figura 58. Placa base diseñada.



La *Figura 59* muestra el diseño preliminar que se realizó, teniendo como modelo las dimensiones expuestas por la placa base Rexroth G341, ver anexo B. Sin embargo, se presentan algunas modificaciones para permitir un buen funcionamiento de la misma en esta aplicación, de tal forma que se garantice un sello estático entre la superficie de la placa base y el manifold de adaptación.

Figura 59. Diseño preliminar de placa base.



4.2.3.1. Selección del material

Para la construcción del manifold se usó un bloque de acero SAE 1045, de aplicación universal en ingeniería que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad, a un bajo costo con respecto a los aceros aleados.

Tabla 2. Propiedades físicas y mecánicas del acero SAE 1045.

Composición Química y propiedades mecánicas						
Carbono	Manganes o	Silicio	Azufre	Fósforo	S _u	S _y
0.50 Max	0.6-0.9	0.3	0.05	0.04	630 MPa	413 MPa

Fuente: Catálogo de la Compañía General de Aceros S.A.

4.2.3.2. Evaluación de esfuerzos estructurales de la placa base debido a la presión interna

Su evaluación se hizo a través del software ANSYS Workbench, para una presión máxima de trabajo de 5000 psi, teniendo en cuenta que esto equivale a un factor de seguridad de 3.33 con respecto a la presión de pruebas ($P = 1500$ psi). En este caso, debido a que el espesor del conducto más crítico es variable, no aplica la teoría de resistencia de materiales. Por tal motivo, se simula directamente a través del software CAE.

En primer lugar se realizó el mallado fino del modelo, con refinamiento en las caras críticas bajo presión interna obteniendo como resultado una malla con 274024 nodos, ver *Figura 60*. Posteriormente se incluyen las cargas, según la condición crítica a evaluar, en este caso, corresponde a una presión de 5000 PSI en todos los conductos, que simula el sistema con todos los puertos cerrados, y que están a presión hidrostática.

Figura 60. Mallado de la placa base.

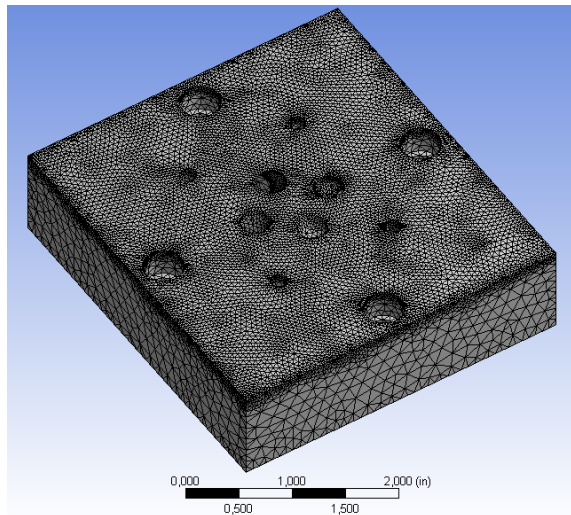


Figura 61. Análisis de esfuerzos equivalentes en la placa base.

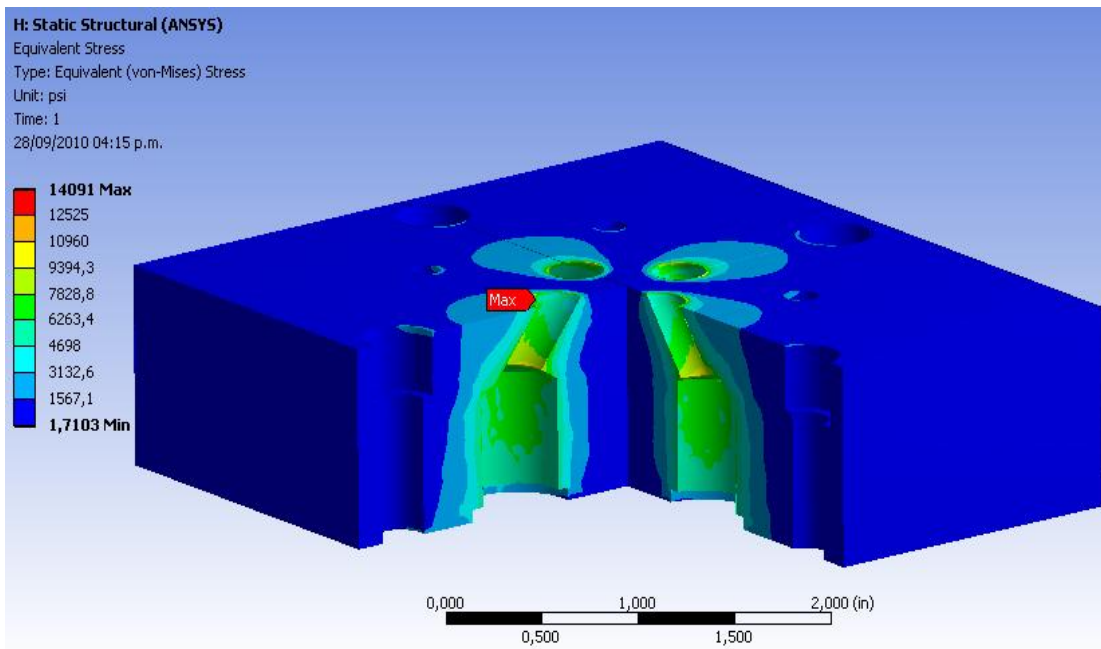
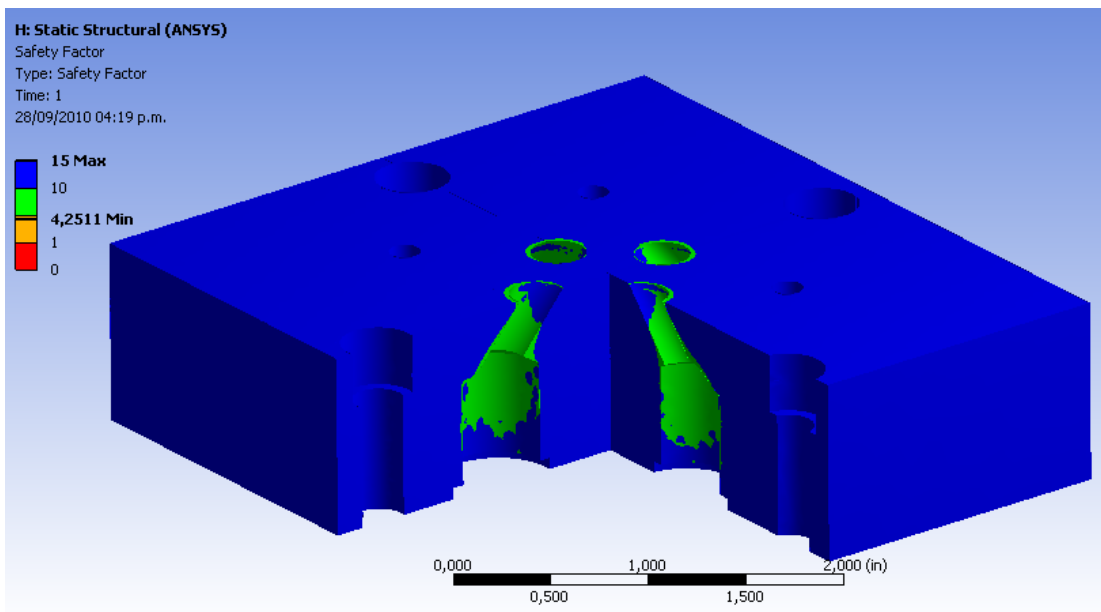


Figura 62. Factor de seguridad de la placa base.



La *Figura 61* y *Figura 62* presentan los resultados de los esfuerzos máximos y el factor de seguridad mínimo en la placa base, equivalentes a 14091 psi y 4.3511 y validan su diseño para una presión máxima de 5000 psi.

Sin embargo, para las condiciones de prueba, es decir, 1500 psi se obtiene por tanto un factor de seguridad correspondiente a $N = 3.33 * 4.3511 = 14.48$

4.2.4. Manifold de adaptación de la DCV

Con el fin de facilitar las conexiones entre los puertos de la válvula de control direccional (A, B, T y P) se diseñó un manifold que permitirá el montaje con la placa base anteriormente descrita. Este manifold debe, además de facilitar las conexiones entre los puertos, comunicar el fluido hidráulico con los transductores de presión y proporcionar conductos para poder evaluar el caudal de fugas a través de los pasajes internos de la válvula.

Teniendo claro los requerimientos para este elemento del circuito hidráulico, se procedió entonces a diseñarlo de tal forma que sea compacto y de fácil montaje, razón por la cual los conductos para la conexión de los transductores de presión (de rosca tipo 1/4" NPT) serán utilizados asimismo para evaluar el caudal de fugas.

De esta manera, el diseño resultante es el mostrado en la *Figura 63*, en donde se especifica, la función que cumple cada uno de los conductos del bloque y cuyo montaje con la DCV se especifica en la *Figura 64*.

Figura 63. Diseño del manifold para el montaje de la DCV.

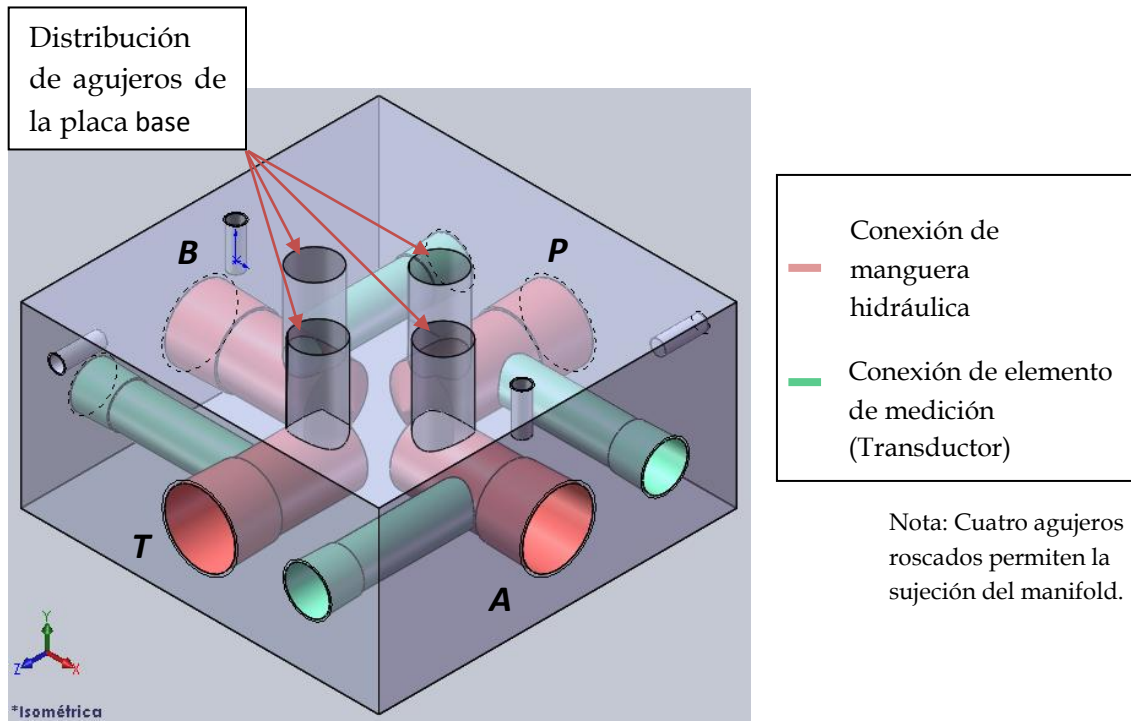
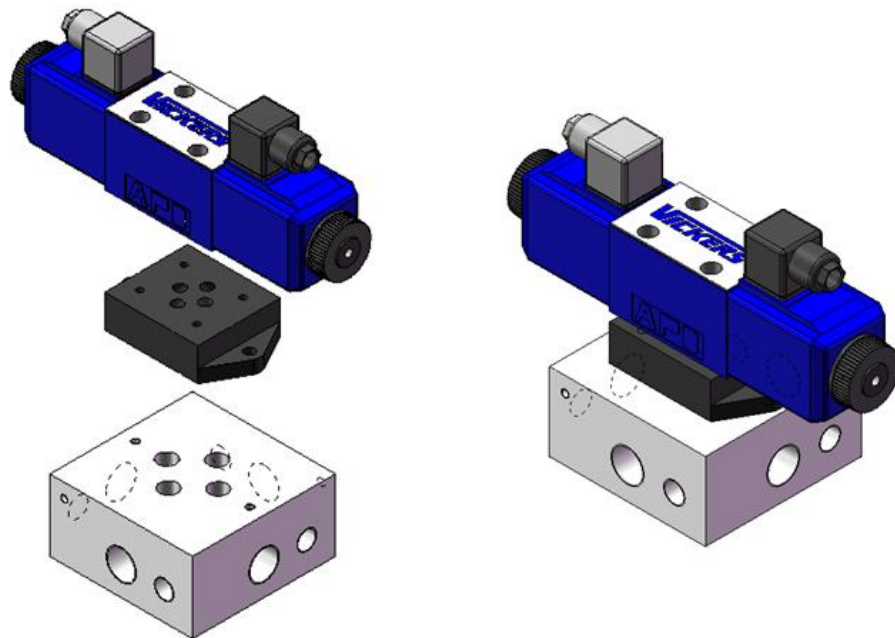


Figura 64. Ensamble del manifold, placa base y DCV.



4.2.4.1. Selección del material

De acuerdo con las necesidades del banco de pruebas se determina que el material más adecuado es una aleación de aluminio, debido a que presentan una alta resistencia mecánica muy superior al aluminio puro, comparable con aceros de bajo carbono, además, posee una muy buena resistencia a la corrosión, baja densidad, alta conductividad térmica, excelente maquinabilidad y buena apariencia. Por tal motivo, las aleaciones de aluminio tiene una gran aplicabilidad en ingeniería, haciéndolo muy atractivo para esta aplicación.

Para este caso, se seleccionó el Duraluminio Alumold 500 T6-51, de alta resistencia aleado al zinc. Este material presenta una alta maquinabilidad, un bajo peso, y buenas propiedades mecánicas, que permite reemplazar al acero adecuadamente. En adición, tiene una alta resistencia a la corrosión y un alto brillo que favorecen su presentación.

Tabla 3. *Propiedades físicas y mecánicas del Alumold 500 T6-51.*

Propiedades Físicas y Mecánicas	
Resistencia a la tracción	550 Mpa
Límite de fluencia	500 Mpa
HBS	190
Densidad	2.83 kg/dm ³
Módulo de elasticidad	72000 Mpa
Módulo de compresión	73000 Mpa
Coefficiente de Poisson	0.33

Fuente: *Catálogo Compañía General de Aceros S.A.*

Tabla 4. Composición química del duraluminio.

Composición Química				
Análisis	Zn	Mg	Cu	Al
típico en %	6.0	2.4	1.6	balance

Fuente: Catálogo Compañía General de Aceros S.A.

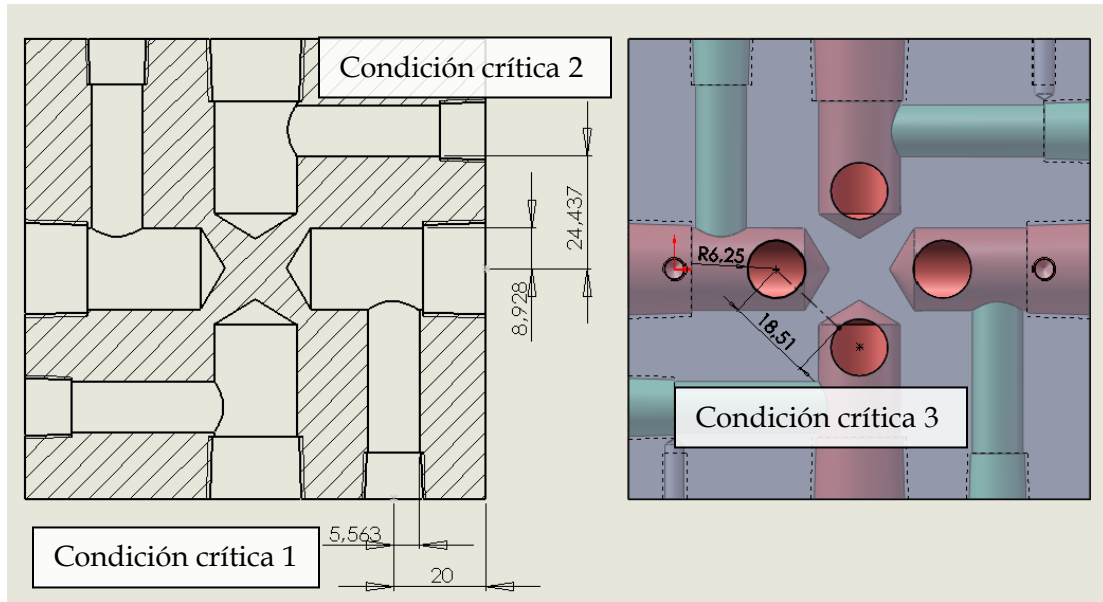
4.2.4.2. Evaluación de esfuerzos estructurales del bloque manifold debido a la presión interna

Siguiendo el mismo procedimiento aplicado para los manifold de presión y descarga, se procederá a contrastar los resultados obtenidos por las teorías convencionales de resistencia de materiales con los entregados por las simulaciones del software Ansys Workbench, para de esta forma, ratificar su diseño. Luego de tener dimensionado el manifold con la ayuda del software SolidWorks, ver *Figura 63* y determinadas las diferentes condiciones críticas de trabajo, se procede a evaluarlo estructuralmente.

Para estos cálculos se aplica de nuevo el modelo de esfuerzos en recipientes cilíndricos, el cual se adapta al diseño del manifold ya que a través de estos conductos cilíndricos circula fluido a alta presión presentando esfuerzos de tipo radial y tangencial. Para la aplicación de este modelo es necesario conocer la totalidad de la geometría del conducto, indicando el diámetro interno y externo. Este último, se determina como el menor espesor entre el diámetro interno y el exterior o conducto más cercano.

Las condiciones máximas de la prueba se realizarán a una presión de Máx. = 1500 psi, sin embargo, el diseño del manifold se efectúa para los valores máximos de trabajo de las válvulas seleccionadas $P = 5000$ psi, equivalente a un factor de seguridad $N = 3.33$. De esta forma, se determinan tres condiciones críticas que se evaluará a continuación.

Figura 65. Dimensiones de puntos críticos del manifold.



Para aplicar el modelo de evaluación de esfuerzos en recipientes cilíndricos Ec. (4.1) Es necesario conocer de antemano los siguientes datos:

- *Radio Interno (r_i)*
- *Radio Externo (r_o)*
- *Presión de prueba (P) = 1500 psi*
- *Factor de seguridad (N) = 3.33*
- *Presión Interna (P_i) = $N * P = 1500 * 3.33 \cong 5000$ psi*
- *Presión Externa (P_o) = $P_{atm} = 0$ psi*
- *Límite de fluencia (S_y) = 520 MPa = 75.42 Ksi*
- **Condición Crítica 1**

En primer lugar se determinan los esfuerzos radiales y tangenciales:

$$\sigma_t = 5837.57 \text{ psi}$$

$$\sigma_r = - 5000 \text{ psi}$$

Una vez calculados, se determina el esfuerzo equivalente y el factor de seguridad correspondiente:

$$S_t = 7686.17 \text{ psi}$$

$$N = 9.431$$

- **Condición Crítica 2**

Cálculo de esfuerzos sobre los conductos:

$$\sigma_t = 6540.75 \text{ psi}$$

$$\sigma_r = -5000 \text{ psi}$$

Cálculo del esfuerzo equivalente y su respectivo factor de seguridad:

$$S_t = 8232.95 \text{ psi}$$

$$N = 8.8$$

- **Condición Crítica 3**

Cálculo de esfuerzos radiales y tangenciales:

$$\sigma_t = 6286.82 \text{ psi}$$

$$\sigma_r = -5000 \text{ psi}$$

Cálculo del esfuerzo equivalente y el factor de seguridad del conducto:

$$S_t = 8032.69 \text{ psi}$$

$$N = 9.024$$

De esta forma se considera como el punto más crítico el correspondiente a la condición dos, con un factor de seguridad $N = 8.8$.

4.2.4.3. Evaluación de esfuerzos CAE del manifold debido a la presión interna

La simulación CAE del manifold, se realiza sobre la condición crítica dos para corroborar su resultado. Para esto se realizó un mallado del modelo CAD con 72932 nodos, ver *Figura 66*.

En seguida, son establecidas las condiciones de simulación, para este caso, se agregó un soporte fijo en la superficie inferior y una presión interna de $P = 5000$ psi en el conducto de $\frac{1}{2}$ "NPT. Los resultados expuestos en la *Figura 677* y *Figura 68* presentan un esfuerzo equivalente máximo de 9513.6 psi y un factor de seguridad mínimo de 7.927 que se aproximan en forma adecuada a los valores calculados mediante el modelo de resistencia de materiales. Sin embargo, estos presentan esfuerzos más elevados que se producen debido a concentradores de esfuerzos en las aristas o intersecciones entre los conductos que no se tuvieron en cuenta en el análisis teórico y que equivalen a un error del 11%.

Figura 66. Mallado del manifold de adaptación de la DCV.

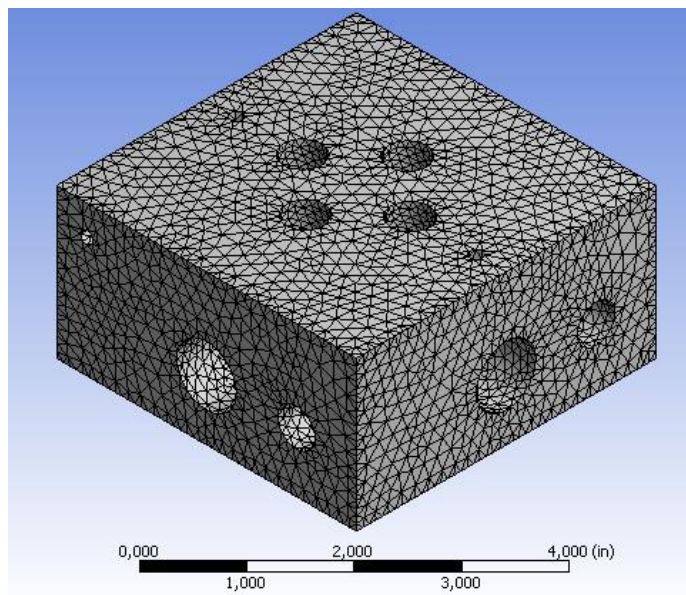


Figura 67. Análisis de esfuerzos equivalentes del manifold de adaptación de la DCV.

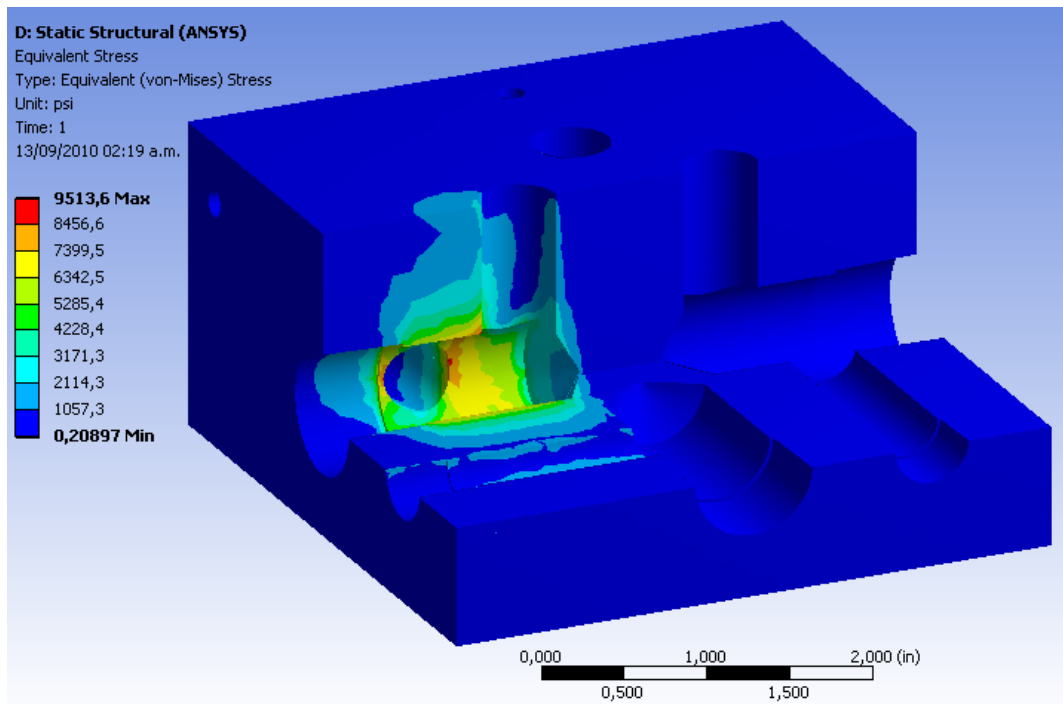
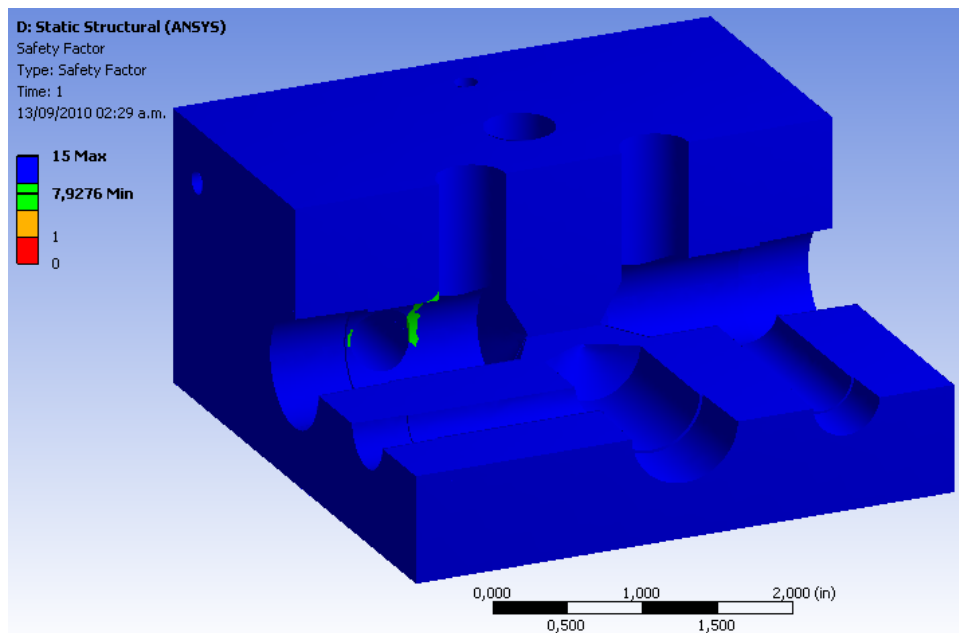


Figura 68. Factor de seguridad del manifold de adaptación de la DCV.



No obstante, los resultados obtenidos para la condición crítica dos, solo tiene en cuenta un conducto del bloque bajo presión, razón por la cual se procede a evaluar el bloque para las condiciones reales de servicio. Para esto, se considera que el bloque va a estar sometido a la misma presión en todos sus conductos.

Una vez determinadas las cargas sobre el bloque se procede a realizar su simulación obteniendo así, los valores reales de deformaciones, esfuerzos equivalentes máximos y el factor de seguridad mínimo.

Figura 69. Deformaciones máximas del manifold de DCV bajo condiciones reales.

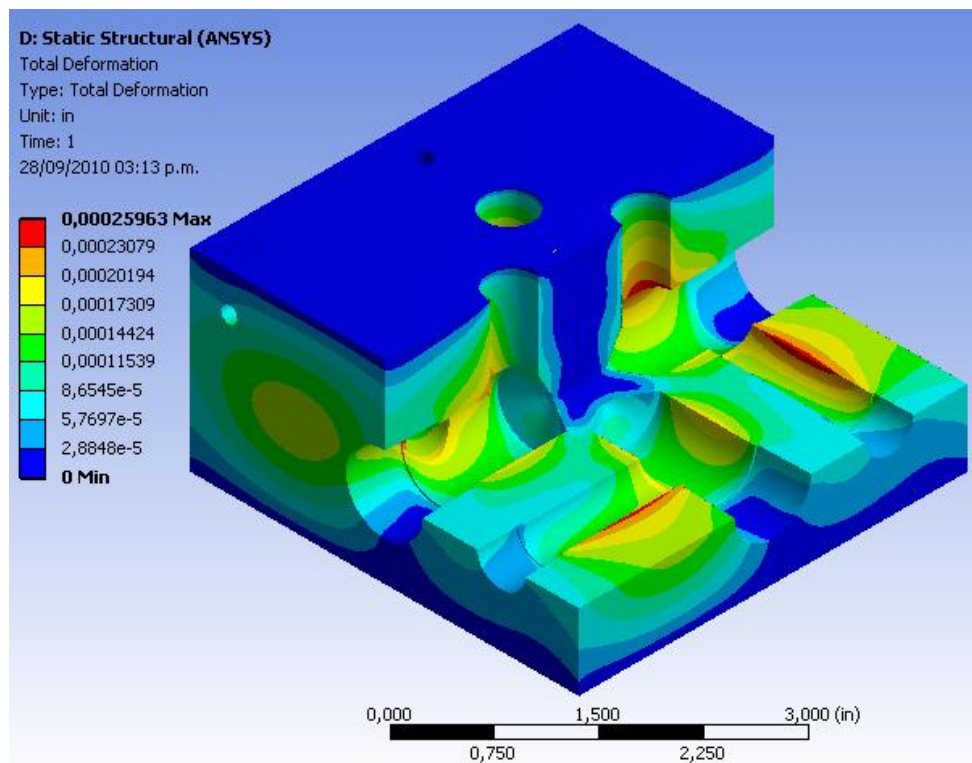


Figura 70. Evaluación de esfuerzos del manifold de adaptación de la DCV bajo condiciones críticas de servicio.

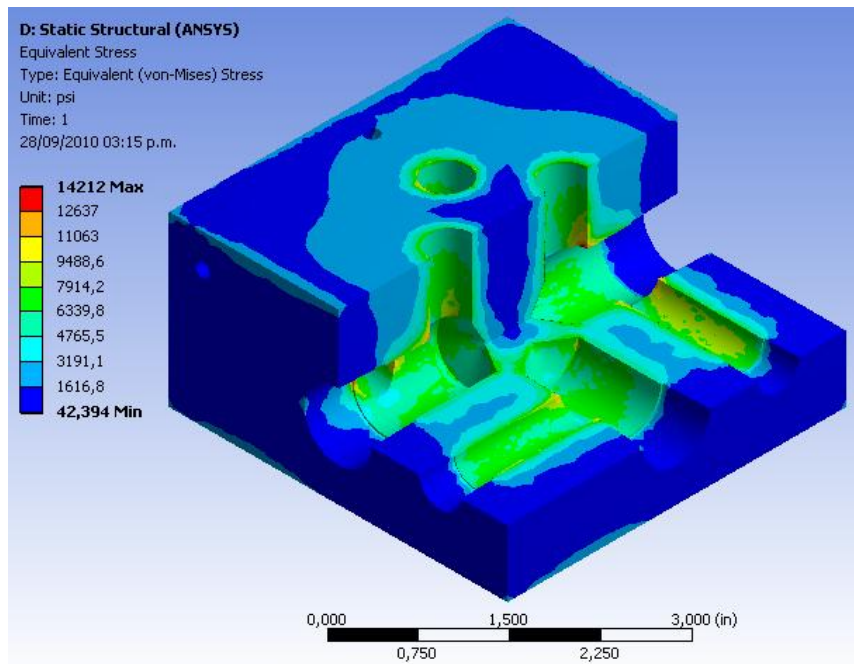
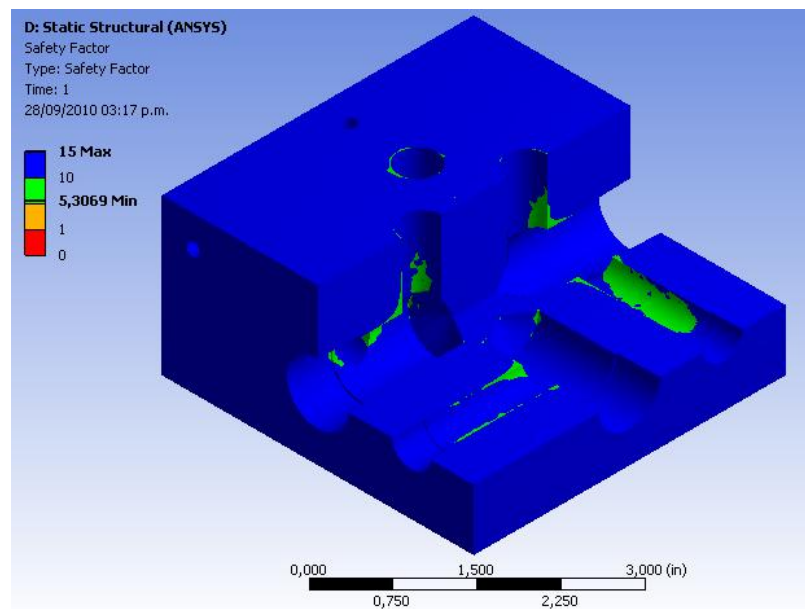


Figura 71. Factor de seguridad del manifold de adaptación de la DCV bajo condiciones críticas de servicio.



La *Figura 70* y *Figura 71* exponen respectivamente los valores de esfuerzos equivalentes máximos de servicio iguales 14212 psi y el factor de seguridad

mínimo de 5.3069. Así se confirma de forma satisfactoria el diseño estructural del manifold que tiene un factor de seguridad total (para una presión de pruebas de 1500 psi) de $N = 5.3069 * 3.33 = 17.687$

4.2.4.4. Régimen del flujo

Se calcula el número de Reynolds para los diferentes conductos del manifold, con el objetivo de determinar si su comportamiento es laminar o turbulento. Aplicando la ecuación (4.2)

Teniendo en cuenta que:

$$Q = 5 [gpm] = 3.15 * 10^{-4} [m^3/s]$$

$$v = 46 [cst] = 46 * 10^{-6} [m^2/s]$$

Es necesario determinar los valores del diámetro y de la velocidad. En este caso se evalúan los conductos que conectan el manifold con la placa base y con las conexiones hidráulicas (mangueras – puertos de ½”NPT), es decir, para dos diferentes condiciones.

- **Primera condición**

Los conductos que acoplan el manifold con la placa base tienen los siguientes parámetros:

$$D = 12.5 [mm] = 0.0125 [m]$$

$$V = 2.566 [m/s]$$

Para lo cual se obtiene un número de Reynolds de:

$$Re = 697.51 < 2000$$

- Segunda condición

Los conductos que permiten las conexiones hidráulicas entre el sistema y el manifold, tienen las siguientes características:

$$D = 17.86 [mm] = 0.01786 [m]$$

$$V = 1.2574 [m/s]$$

$$Re = 488.19 < 2000$$

De esta forma se evidencia que el régimen del flujo a través del manifold de adaptación de la válvula de control direccional es laminar, lo cual garantiza un mejor comportamiento de los elementos de medición.

4.3. DISEÑO ESTRUCTURAL DEL BANCO

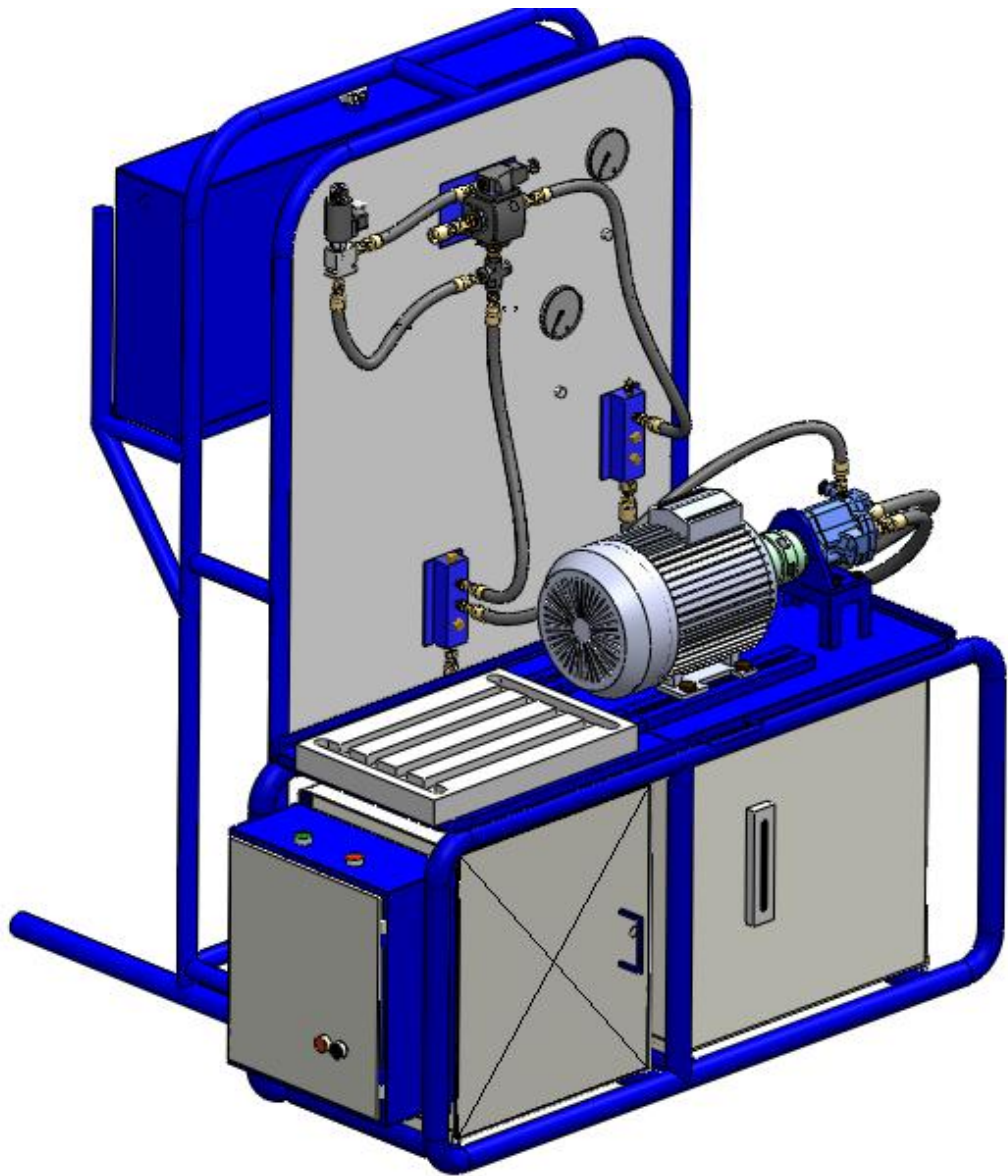
El diseño del circuito hidráulico, implica el diseño de una estructura o de un área apropiada para su operación y montaje. Esta se determinó después de valorar las diferentes alternativas de diseño y establecer cuales ventajas y desventajas presentan, teniendo en cuenta que dentro de los objetivos se planteó la construcción de un banco de pruebas de carácter modular de tal forma que sea versátil para múltiples aplicaciones, compacto, de fácil montaje y operación.

Al finalizar la selección y evaluación de la alternativa a implementar, se procede a diseñar cada uno de sus componentes estructurales.

4.3.1. Análisis de las alternativas

El estudio de las alternativas se enfocó hacia dos posibilidades fundamentales, cada una con diferentes modificaciones que dieron como resultado la estructura final, y que se analizarán a continuación:

- **Primera Alternativa:** La primera propuesta se orienta hacia el desarrollo de una plataforma compacta integrada al banco de evaluación técnica de bombas hidráulicas, aprovechando de esta forma el espacio libre que este presenta y la economía de su construcción.
- **Figura 72.** Primera alternativa de solución de la estructura de trabajo.



Sin embargo, esta propuesta presenta algunos inconvenientes como:

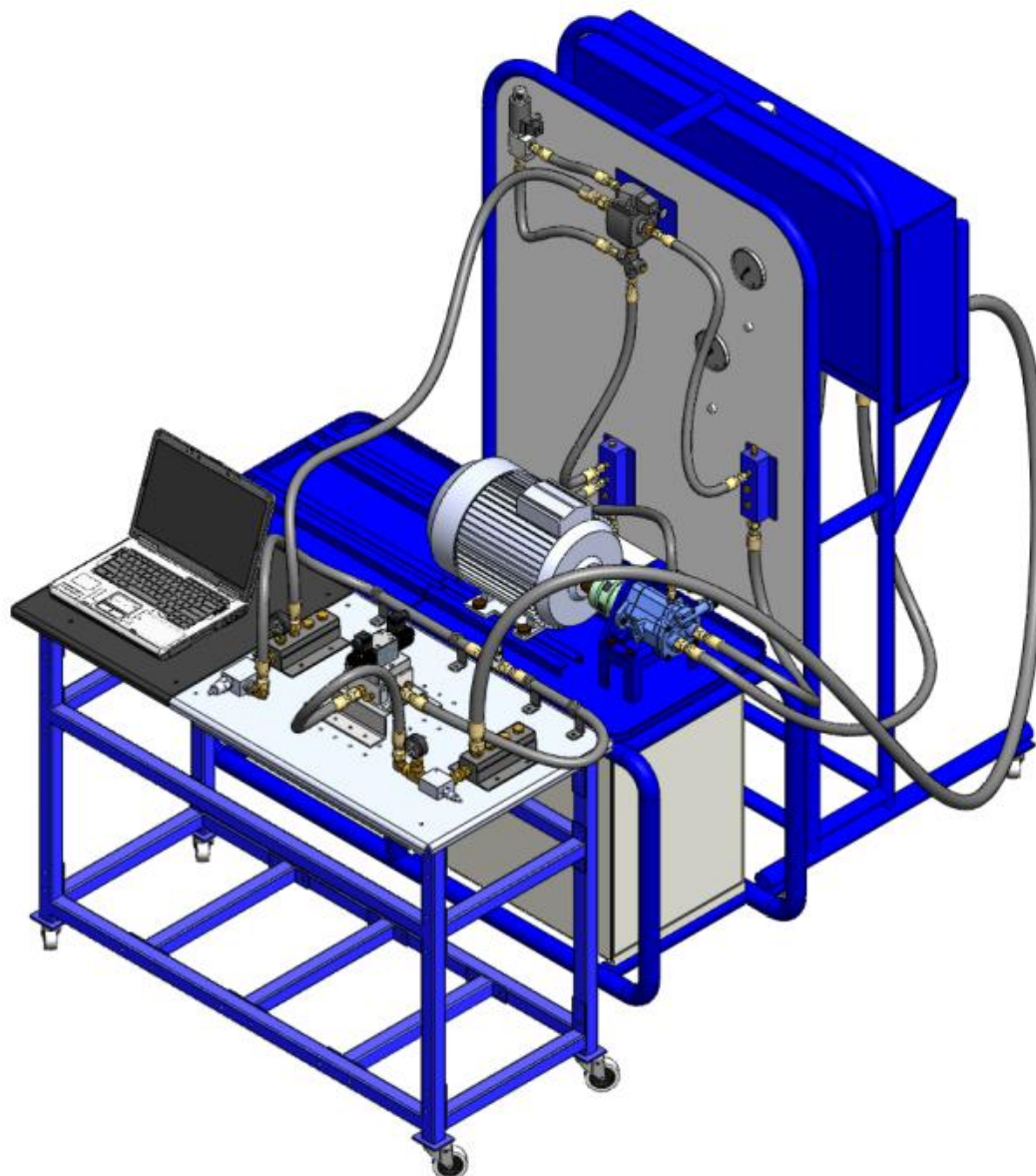
- Altas vibraciones producidas por la unidad de potencia que pueden generar alteraciones en la medida por parte de los sensores.
- Falta de espacio para los equipos de adquisición de datos.
- Baja versatilidad para múltiples aplicaciones.
- Incomodidad para el montaje debido a la saturación de equipos.

Debido a estas desventajas presentadas, se descarta la posibilidad de este tipo de diseño.

- **Segunda Alternativa:** Esta busca eliminar los problemas presentados en la propuesta anterior.

En primer lugar ya no se considera como un sistema integrado sino como una estructura externa modular, de tal forma que se evitan los efectos vibratorios producidos por la unidad de potencia en la medición de los sensores. En adición, mediante la construcción de esta estructura se amplía el espacio de trabajo, facilitando el montaje del circuito hidráulico y asimismo permitiendo un área para la ubicación de los elementos de adquisición de datos durante el desarrollo de las pruebas (computador, tarjeta de adquisición de datos, acondicionador de señal, amplificadores, fuente de voltaje, entre otros). El tamaño, robustez y la facilidad de montaje (uniones apernadas) de la estructura busca además facilitar el desarrollo de posteriores proyectos, de forma, que puedan adaptarse fácilmente a esta sin realizar grandes modificaciones. Sin embargo, la construcción de esta alternativa implica una mayor inversión económica y la disponibilidad de un área en el laboratorio para su ubicación durante las pruebas.

Figura 73. Segunda alternativa de solución del espacio de trabajo.



4.3.2. Descripción detallada de la alternativa seleccionada

Una vez establecida la alternativa de construir una estructura externa que permita acoplarse al banco de evaluación técnica de bombas hidráulicas, se prosigue a describir y determinar cada uno de sus componentes estructurales que la conforman.

4.3.2.1. Estructura principal

Esta es la más importante dentro del diseño estructural, debido a que su función principal es soportar el peso de todos los componentes que conforman el banco de pruebas. El diseño y selección del perfil estructural al igual que su construcción debe garantizar además, una buena estabilidad y rigidez durante el desarrollo de la prueba, pero también una alta movilidad de tal forma que al momento de finalizar la prueba permita un fácil transporte.

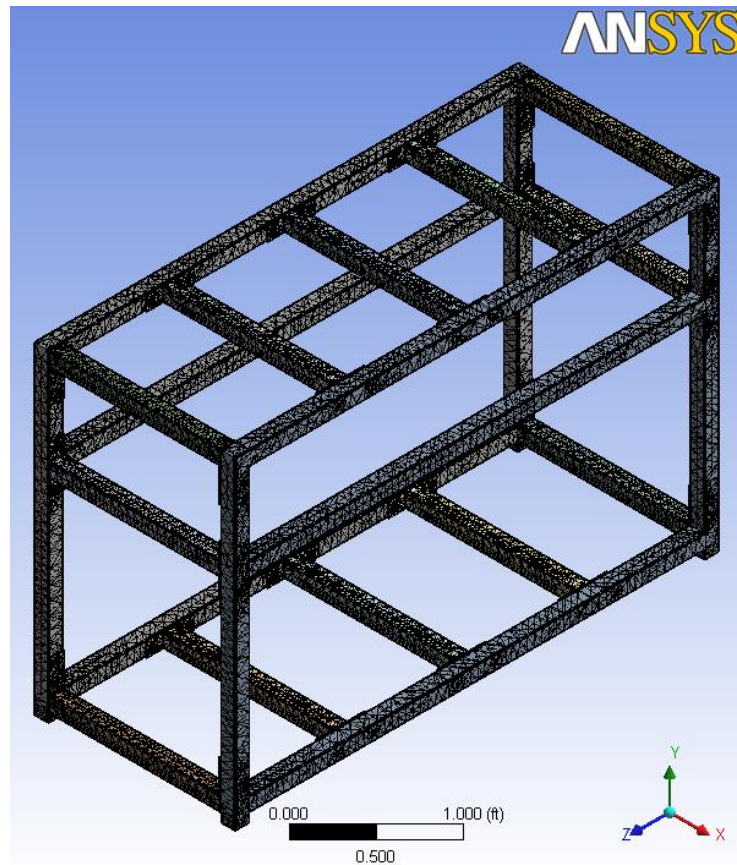
Esto se logra mediante uniones apernadas entre los perfiles que conforman la estructura garantizando así que el banco sea modular y de buena rigidez, es decir, que permita un fácil montaje y desmontaje permitiendo de esta forma una alta facilidad de transporte y almacenaje. En adición, cuatro ruedas permiten su fácil movilidad.

La validación de la estructura principal se realizó mediante el software ANSYS Workbench, con el fin de determinar su respuesta frente a las cargas a las que se ve sometida.

Las cargas sobre la estructura se han supuesto como 100 Kg en el espacio de trabajo y 10 Kg en la sección de adquisición de datos. Estos valores son superiores a los que realmente descansan sobre la estructura, pero serán tomados de esta manera para incluir un factor de seguridad.

El enmallado de la estructura consta de 298364 nodos y 147954 elementos.

Figura 74. Mallado de la estructura principal del banco de pruebas.



La respuesta ante las cargas aplicadas se muestra en las *Figura 75* y *Figura 76* donde el máximo esfuerzo principal es de 2029.2 psi, un valor bastante conservativo en comparación al límite de fluencia del material de la estructura.

El factor de seguridad correspondiente a estos valores máximos de esfuerzos teniendo en cuenta que la estructura fue construida con perfil de acero estructural es suficientemente alto para los requerimientos de la misma.

Figura 75. Análisis de esfuerzos máximos sobre la estructura principal.

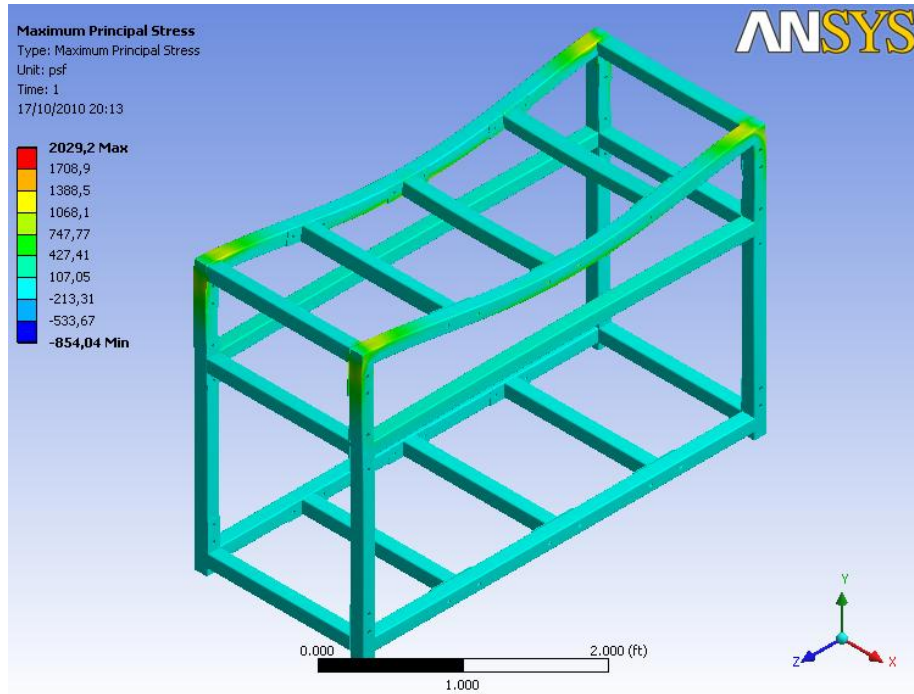
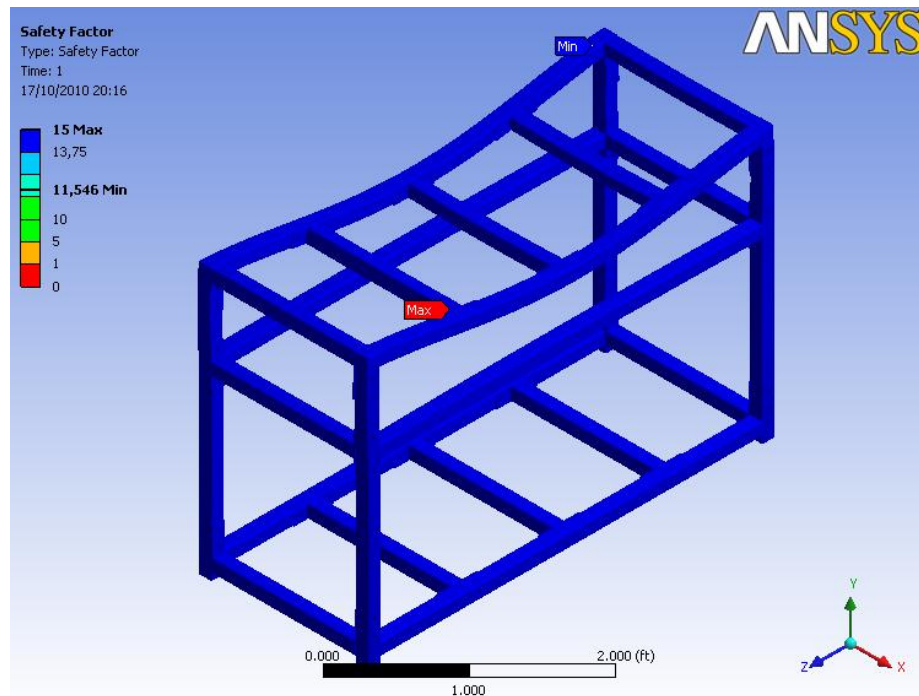
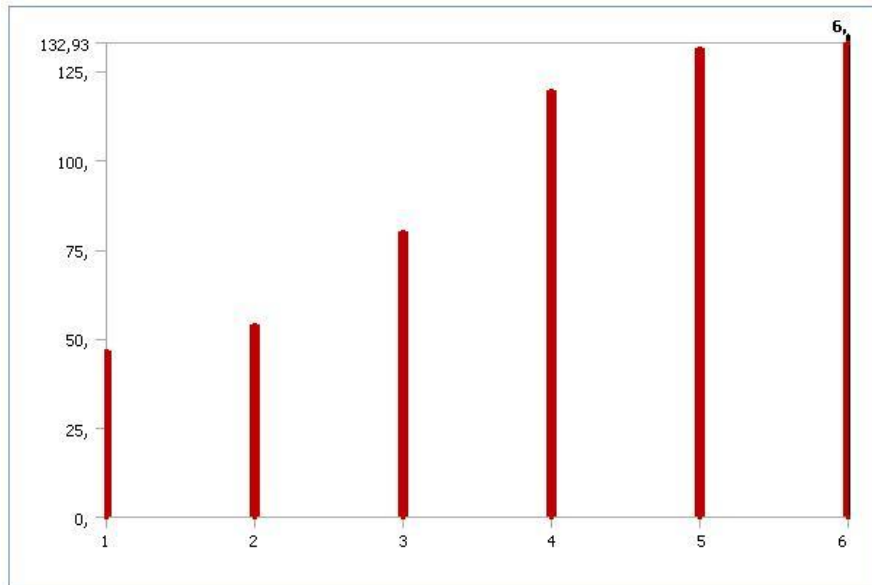


Figura 76. Análisis del factor de seguridad mínimo de la estructura principal.



En adición, mediante un análisis modal CAE se determinaron los primeros seis modos de vibración de la estructura.

Figura 77. Modos de vibración de la estructura.

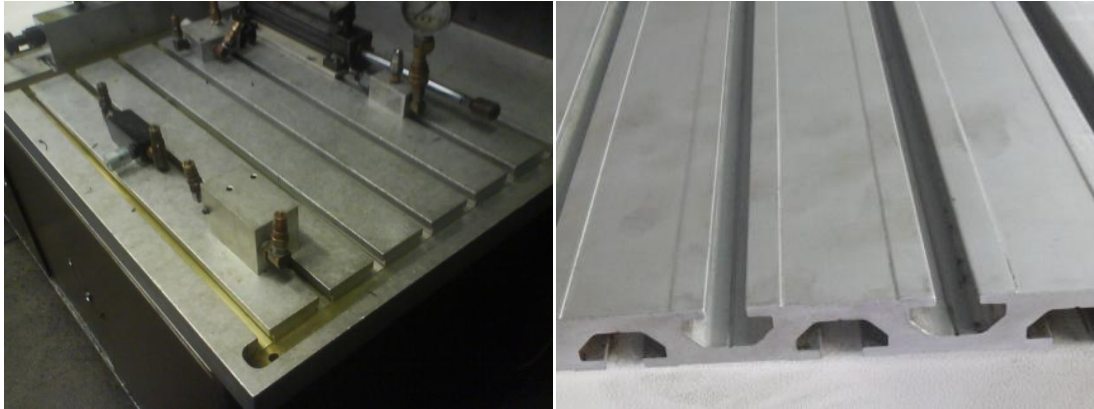


Mode	Frequency [Hz]
1,	46,595
2,	53,856
3,	80,02
4,	119,48
5,	131,1
6,	132,93

4.3.2.2. Espacio de trabajo

Para el diseño del espacio de trabajo existen varias alternativas, ya sea mediante un bloque de aluminio ranurado, a través de perfiles extruidos o mediante una lámina con una matriz de perforaciones ver *Figura 78*.

Figura 78. Alternativas de espacios de trabajo (a) bloque mecanizado y (b) perfiles extruidos.



Todas estas posibilidades satisfacen las necesidades del banco de pruebas, sin embargo la opción más económica es mediante una lámina perforada razón por la cual se selecciona para la construcción del banco. Esta matriz de perforaciones permite en primer lugar la fijación de todos los componentes hidráulicos y además sirve de conductos de drenaje para la posterior recolección del aceite.

4.3.2.3. Otros componentes

Entre otros componentes importantes del diseño estructural del banco de pruebas se destacan: una bandeja de recolección de drenaje de conexión apernada a la estructura principal, un cajón para almacenar los componentes, una lámina para soportar el sistema de adquisición de datos y una separación entre el circuito hidráulico y el sistema de adquisición de datos.

4.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Teniendo en cuenta que se va a implementar un sistema de monitoreo de variables, es necesario identificar y especificar qué tipo de instrumentación

se dispuso para esto. Una vez determinado el hardware que se implementó para el proyecto se procede a evaluar si es necesario realizar un acondicionamiento de las señales y por último a diseñar el programa que permitirá la interacción entre el banco de pruebas y el usuario.

4.4.1. Hardware y conexiones

De acuerdo a las necesidades de medición y a la disponibilidad de equipos, se determinó usar una tarjeta de adquisición DAQ National Instruments USB NI-6009 que permite una fácil comunicación con un ordenador (a través de puertos USB) y que presenta las siguientes especificaciones (Ver Anexo B para más información).

Figura 79. Tarjeta de adquisición de datos USB NI 6009 y sus terminales.



Fuente: National Instruments USB-6009 DataSheet

- Resolución: 14 bits.
- Canales análogos: 4 diferenciales.
- Rango de entrada diferencial: $\pm 10V$, $\pm 5V$, $\pm 2V$, $\pm 1V$.
- Entradas y salidas digitales: 12 total.

Adicionalmente se usaron tres diferentes sensores, para capturar los valores de presión, caudal y temperatura. Para obtener los valores del caudal se implementó un flujómetro de turbina marca HOFFER FLOW CONTROLS, y que permite realizar una captura en modo analógico y en modo digital a través de un acondicionador de señal HOFFER FLOW CONTROLS ACC-22B. Los valores del diferencial de presión se registraron a través de un transductor de presión diferencial tipo diafragma, marca PAINE referencia 210-06-090, que permite un rango de presión diferencial bidireccional de 0 – 3000 PSI y tiene una alta repetitividad equivalente a 0.10% del rango, sin embargo, debido a sus débiles valores de la señal (del orden de 40 mV) se decidió implementar una tarjeta de acondicionamiento de señal que tiene amplificadores de precisión para instrumentación ANALOG DEVICES AD524 y que permiten usar ganancias de 10, 100 y 1000. Por último, para tener una referencia del valor de temperatura del aceite se usó una termocupla tipo J que permite un rango de temperatura de -100 a 800 grados centígrados, no obstante, al igual que el transductor de presión diferencial, esta entrega valores de voltaje muy pequeños, razón por la cual es necesario amplificar su señal de salida. Para esto se usó un modulo ANALOG DEVICES 5B37-T-03.

Finalmente para poder realizar las capturas de las señales es necesario proveer a los sensores diferentes valores de voltaje de alimentación. Para esto se uso una fuente de computador que permite suministrar +5V,+12V y -12V.

4.4.2. Diseño del sistema de adquisición de datos mediante el software LabVIEW

La disponibilidad del software LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Workbench) permite crear ambientes virtuales basados en programación gráfica (Lenguaje G). Estos ambientes virtuales son denominados VI's y se componen de: un diagrama de bloques donde se realiza la programación y de un panel frontal que es el que permite la interacción entre el banco de pruebas y el usuario, a través de gráficas, controles e indicadores.

Teniendo en cuenta estos aspectos, se diseñó un panel de control que fuese amigable con el usuario, y de esta forma permitir un desarrollo fácil, claro y conciso de las pruebas. Así, se llegó a la conclusión de hacer un panel de control que funciona mediante un tabulador con cinco páginas, en donde cada una tiene un valor determinante en el desarrollo de las pruebas.

La *figura 82* muestra la página del tabulador que se ejecuta por defecto en el momento de inicializar el programa. En esta se tiene una imagen clara del banco de pruebas, en donde se pueden identificar sus componentes (flujómetro, transductor de presión diferencial, manifold de descarga y de presión, VCD, entre otros) e igualmente indicadores gráficos que permiten monitorear las variables correspondientes a la temperatura, caída de presión y el flujo que circula a través del banco.

En la segunda página *figura 83*, el usuario determina todos los parámetros de la prueba, es decir, se permite que seleccione los sensores a operar, encienda el sistema (para que se inicie la captura de datos por parte del sistema de adquisición y de esta forma las gráficas del programa empiezan a graficar en tiempo real), determine el número de pruebas a realizar y de muestras por prueba, seleccione la prueba a realizar, y finalmente los botones de start y stop permiten iniciar y detener las pruebas.

Figura 82. Página inicial del panel frontal del programa de adquisición de datos.

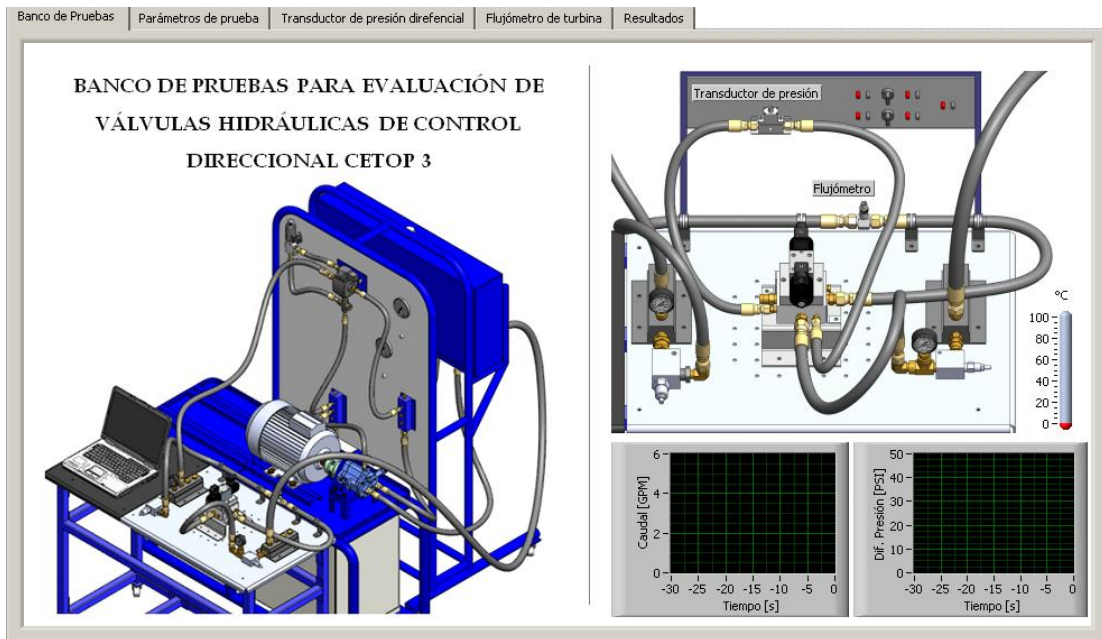


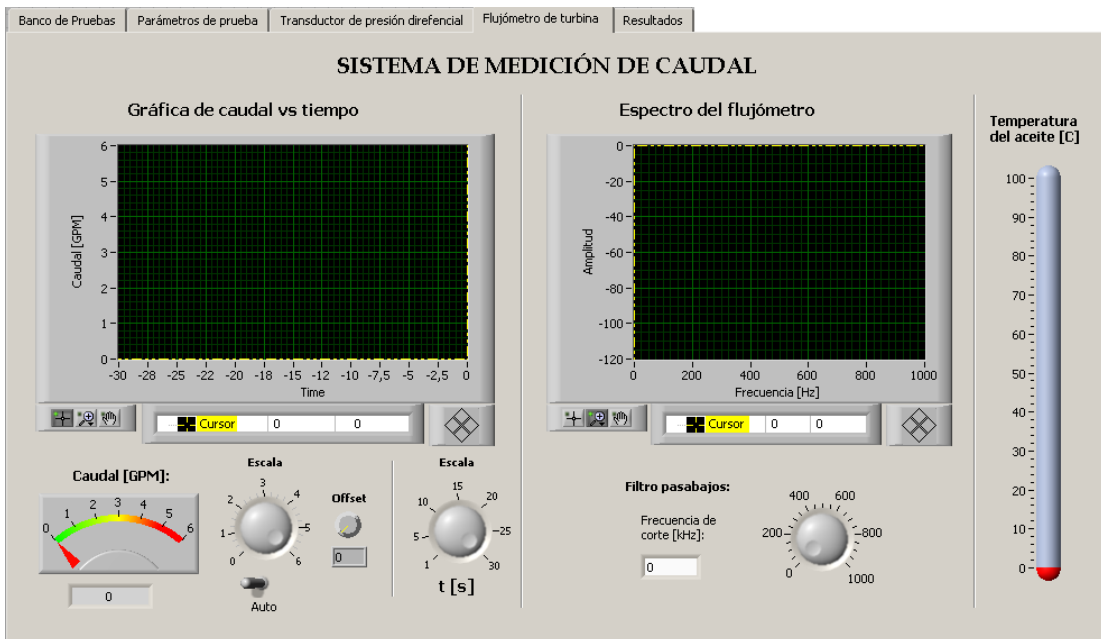
Figura 83. Determinación de los parámetros de prueba en el panel frontal.



Figura 84. Sistema de medición de presión diferencial del panel de control.



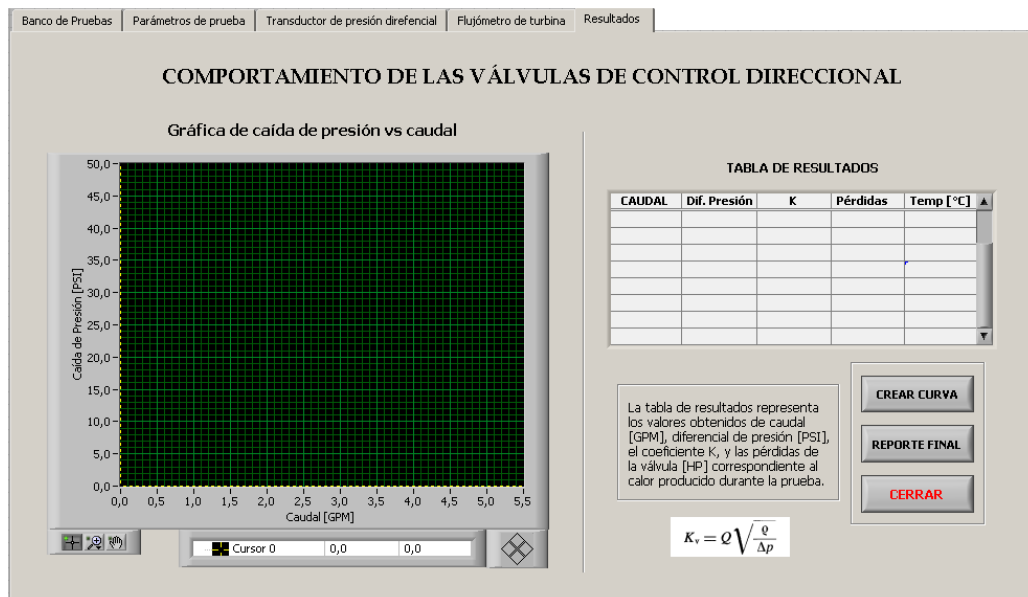
Figura 85. Sistema de medición de caudal del panel de control.



Las páginas 2 y 3 del tabulador permiten ver detalladamente las gráficas correspondientes al flujo y a la caída de presión, en donde se permite modificar la escala del tiempo de 1 – 30 segundos, alterar la escala de la amplitud, determinar el valor del offset y activar la opción de autoescala (simulando el funcionamiento de los osciloscopios), ver *figura 85* y *figura 86*. En estas páginas siempre se tiene una referencia de la temperatura para verificar que esta no sobrepase los valores máximos establecidos para las pruebas.

Finalmente se tiene la página correspondiente a los resultados, en donde se reúnen los valores de caudal, caída de presión, coeficiente de flujo, pérdidas de potencia y temperatura, por cada prueba en una tabla y posteriormente con el botón crear curva, se realiza una interpolación cuadrática y se grafica la curva característica de la válvula. El botón reporte final permite guardar los valores de la tabla en un archivo formato *.csv que se puede importar desde Microsoft Excel.

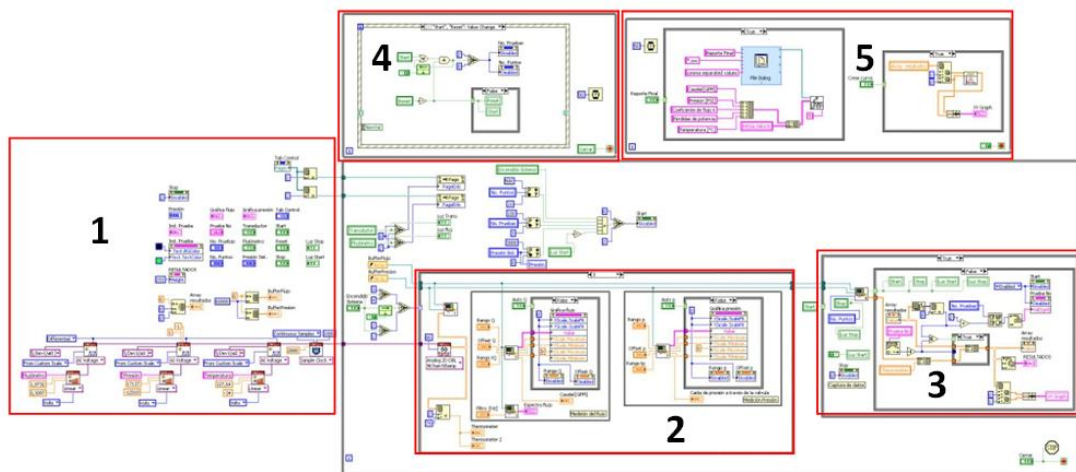
Figura 86. Página de resultados del panel frontal del programa de adquisición.



Como se expuso con anterioridad, cada VI se compone de un panel frontal y de un diagrama de bloques. A continuación se realizará una breve descripción de la programación.

La *figura 87* expone el diagrama de bloques correspondiente a la VI principal del sistema de adquisición de datos. Debido a su extensión se hace necesario dividirlo y explicarlo por secciones.

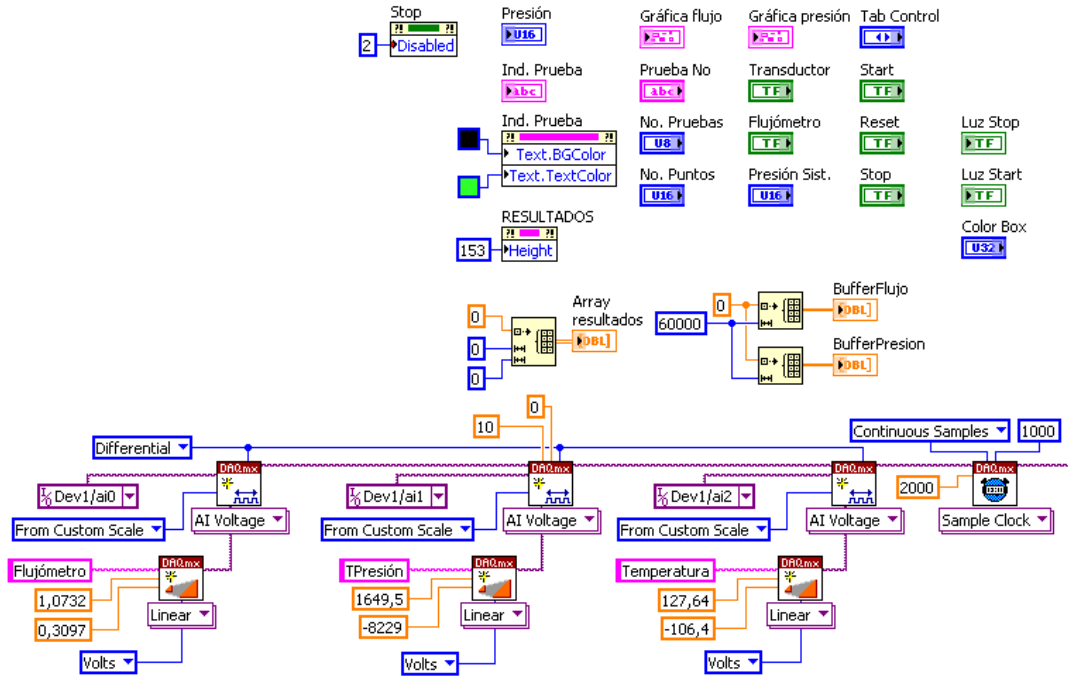
Figura 87. Diagrama de bloques de la VI principal.



En la primera sección, se realiza la configuración de los puertos de la tarjeta de adquisición (tres en total), a través de diferentes Task, que adquieren señales analógicas de voltaje y las envían al un reloj de muestreo en donde se especifica la velocidad de muestreo. Cada uno de estos Task tiene programadas las equivalencias del voltaje con cada una de las variables a medir (curvas de calibración ver Anexo A).

Por otra parte se inicializan las variable que se van a ejecutar en el resto del programa, y se crea un arrays correspondiente a los buffers de presión y flujo, y otro para la tabla de resultados, ver *Figura 88*.

Figura 88. Primera sección del diagrama de bloques de la VI principal.



Una vez se inicializa el programa, los datos capturados por los canales son enviados a una estructura while que genera una cantidad infinita de iteraciones. Dentro de esta estructura los datos pasan a una estructura case que activa diferentes situaciones de acuerdo a una tabla de verdad que representa las siguientes cuatro condiciones: apagado, encendido, captura y parada. Cada una situaciones tiene un task determinado, sin embargo, en la *Figura 89* se observa el task de captura que toma los datos provenientes de los diferentes canales y genera los buffer de presión y de flujo.

En seguida estos buffers se convierten en entradas de las SubVI's (o VI's que están dentro de otras VI's y facilitan la programación) que generan las gráficas del flujo y de la presión, ver *Figura 90*.

Figura 89. Segunda sección del diagrama de bloques de la VI principal.

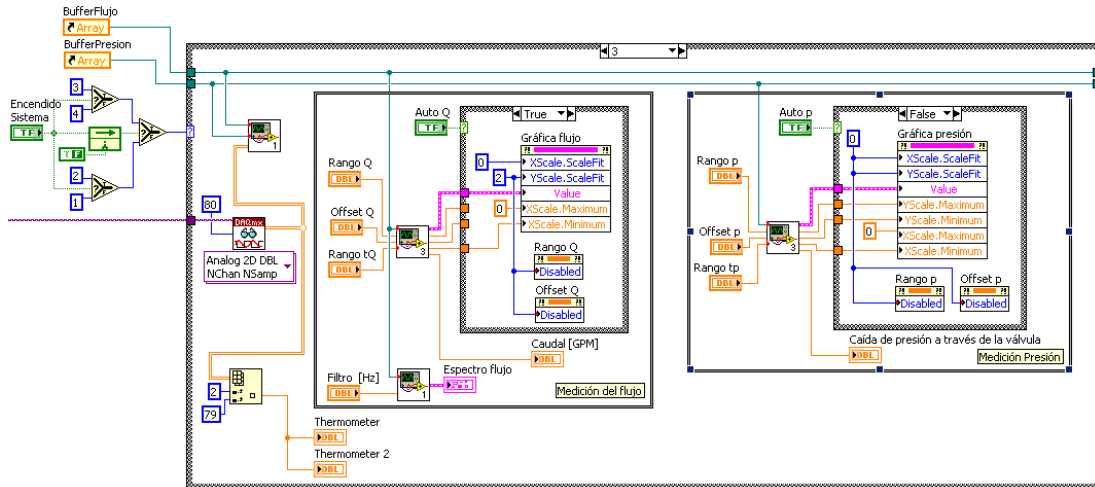
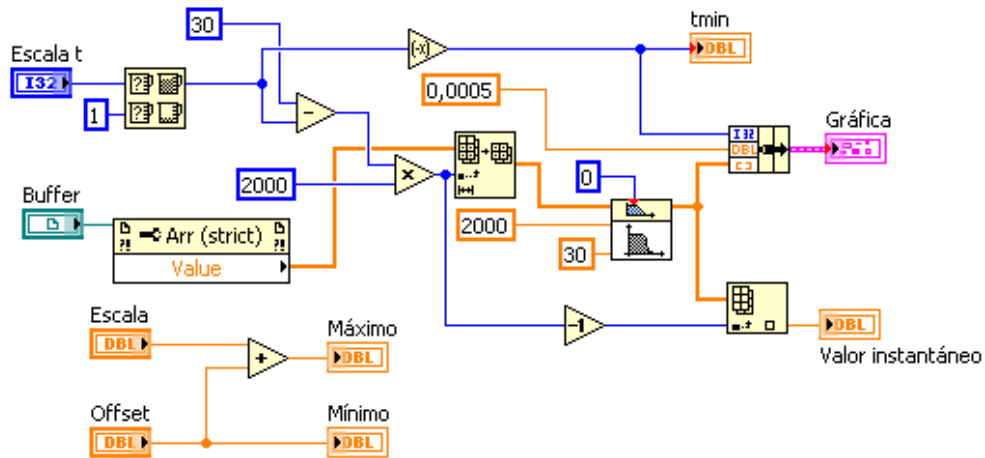


Figura 90. SubVI de generación de gráficas.



La tercera sección del diagrama de bloques permite realizar las pruebas y crear la tabla de resultados, con los valores de caída de presión, caudal, temperatura, coeficiente de flujo y pérdidas de potencia. Esta consiste en una estructura case que se activa con el controlador booleano Start y que tiene como entradas los buffers, dando inicio a las diferentes pruebas, ver *Figura 91*.

Figura 91. Tercera sección del diagrama de bloques de la VI principal.

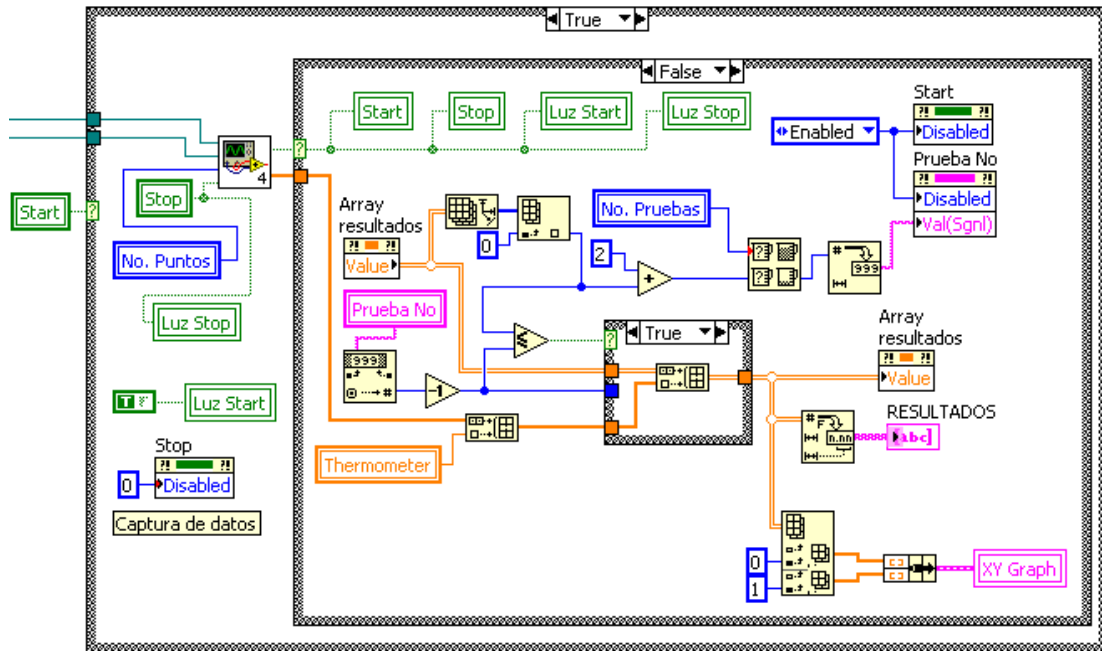
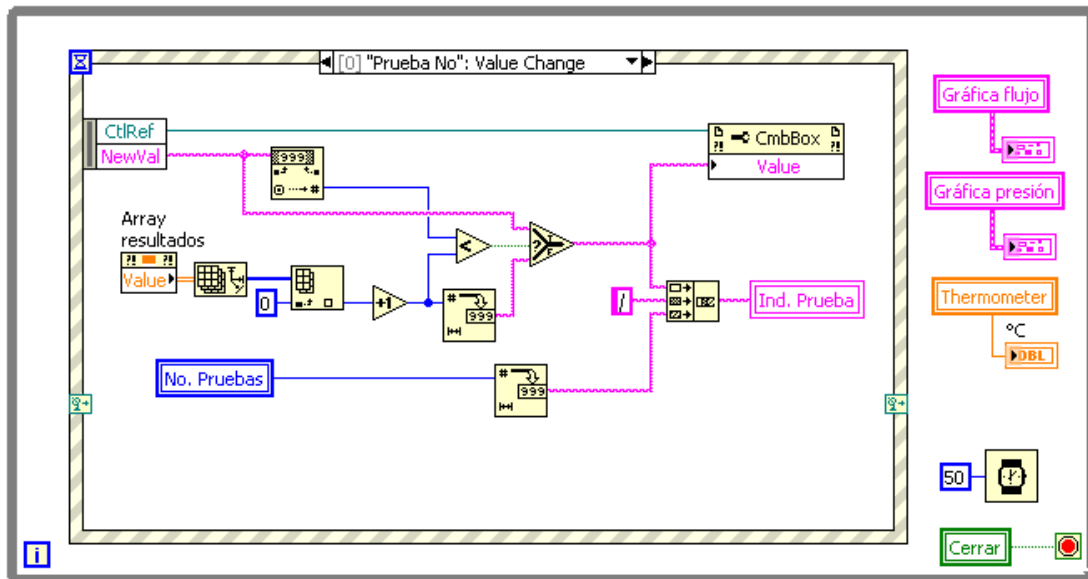


Figura 92. Cuarta sección del diagrama de bloques de la VI principal.

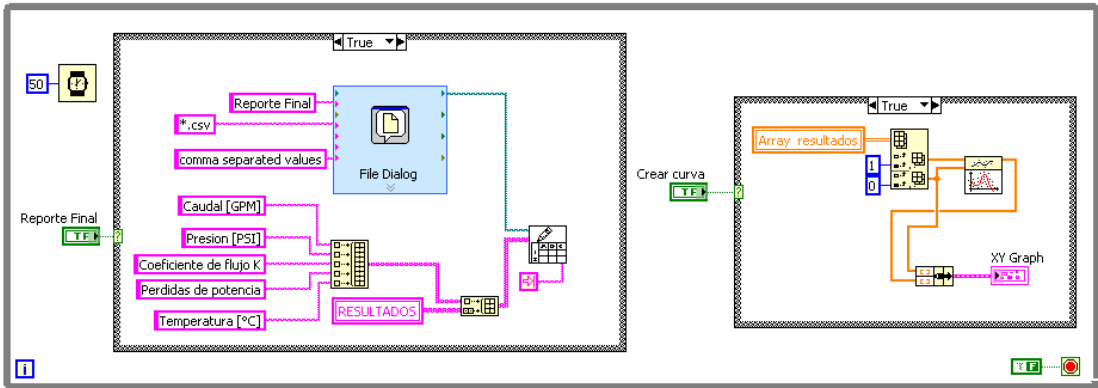


La cuarta sección del diagrama de bloques, ver *Figura 92*, es una estructura de eventos que permite actualizar el valor del combo box, correspondiente a

la selección de la prueba y activar las páginas 2 y 3 del tabulador cuando se activan los sensores en la página de parámetros.

Finalmente la quinta sección del diagrama de bloques, permite crear el documento o reporte de la prueba, a un archivo *.csv mediante un array de datos y de la misma forma en este while se permite la creación de la curva, mediante una interpolación polinomial de segundo orden, ver *Figura 93*.

Figura 93. Quinta sección del diagrama de bloques de la VI principal.



5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

5.1. CONSTRUCCIÓN

El proceso de construcción se llevó a cabo una vez diseñados todos los componentes, e incluye todo el proceso de manufactura para su posterior montaje. Para esto se usaron en su mayoría, los equipos del taller de metalmecánica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, a excepción de algunos elementos que fueron mecanizados en talleres externos. Estos equipos permitieron realizar operaciones básicas como taladrado, fresado (planeado), soldadura, corte, doblado, entre otros.

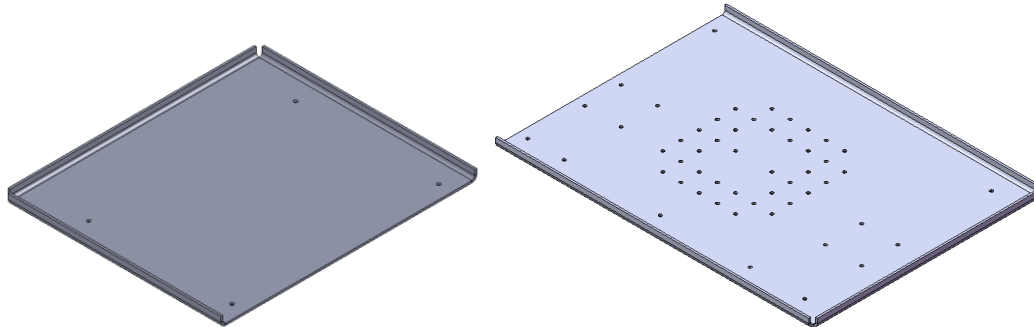
5.1.1. Espacio de trabajo

Para el espacio de trabajo se utilizó una lámina de acero inoxidable S-304, calibre 16, de dimensiones en milímetros 600 x 800 y con pliegues de 1" en tres de sus cuatro lados. Mediante el uso del taladro de árbol WMW Heckert, se realizó la matriz de agujeros con brocas de diámetro 3/8" que permitirán el montaje y fijación de los elementos hidráulicos y el drenaje del aceite hidráulico. La lámina esta ensamblada a la estructura principal mediante siete tornillos 5/16" x 2 1/2" que permiten la fijación de la lámina. Finalmente se pulió para mejorar su presentación.

Para soportar el sistema de adquisición de datos se utilizó una lámina de acero Hot Rolled calibre 3/16" de dimensiones en milímetros 600 x 500 con pliegues de 1" en tres de sus cuatro lados. Cuatro tornillos de fijación 5/16" x 2 1/2" permiten su unión a la estructura principal.

Para evitar la corrosión de la lámina soporte se recubrió con pintura electrostática, que en adición, mejora su presentación.

Figura 94. Soporte para el sistema de adquisición de datos y superficie de trabajo.



5.1.2. Estructura principal

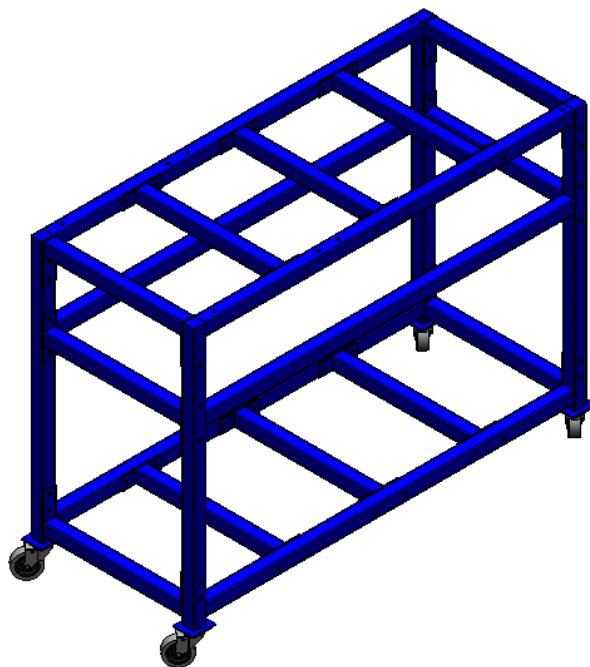
Como se estableció en su diseño, esta estructura es carácter modular, de tal forma, que se puede montar y desmontar debido al tipo de sus uniones (apernadas). De igual forma la estructura debe permitir una alta rigidez y soportar el peso de todos los componentes del banco, para lo cual se seleccionó un perfil estructural cuadrado de 1 ½" x 1 ½" calibre 14.

Esta consta de dos estructuras laterales soldadas (West Arco 6013) que están unidas mediante tornillos de diámetros 5/16" a doce tramos horizontales de igual longitud, que tienen platinas soldadas en sus extremos para permitir la sujeción.

El banco está soportado sobre las ruedas que están instaladas sobre cuatro platinas perforadas para su fijación apernada, las cuales facilitan su movilidad.

De igual forma para evitar efectos corrosivos sobre la estructura y mejorar su presentación se le recubrió con pintura electrostática.

Figura 95. Estructura principal



5.1.3. Manifolds

El desarrollo de los manifold se realizó en talleres externos, e incluyen operaciones de manufactura como fresado, torneado, taladrado, entre otros.

Para los manifold de presión y descarga, se compraron dos bloques sólidos de acero estructural A36 de dimensiones 2"x 2"x 7". Su mecanizado incluye un acabado de las seis caras, cinco operaciones de taladrado y finalmente el roscado de sus agujeros mediante un macho de tipo de rosca 1/2" NPT. Para evitar efectos corrosivos se le aplicó un recubrimiento de pintura electrostática.

Finalmente se les soldaron dos ángulos de 1 1/2"x 1 1/2" para facilitar su fijación a la mesa de trabajo.

Para el manifold del montaje de la válvula de control direccional, se compró un bloque de Duraluminio de dimensiones milimétricas 50 x 100 x 100, al

cual se le realizaron: cuatro operaciones de taladrado y roscado tipo ¼” NPT para realizar la medición de presión por medio del transductor de presión diferencial entre los diferentes puertos, cuatro operaciones de taladrado y roscado tipo ½” NPT para las conexiones de las mangueras hidráulicas, cuatro operaciones de taladrado y roscado tipo métrica 5 para la sujeción del manifold (dos para la fijación con la lámina de trabajo y dos para la fijación de la placa base), cuatro operaciones de taladrado de diámetro ½” correspondiente a la distribución de agujeros de la placa base y finalmente un acabado de la superficie de montaje con la placa base de la DCV.

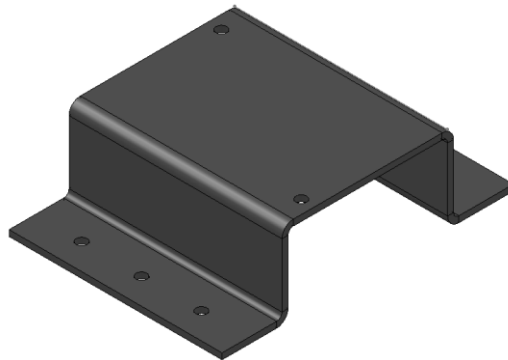
5.1.4. Placa base

Para comunicar el manifold del montaje de la válvula con la válvula de control direccional se diseñó y construyó la placa base. Para esto se compró un bloque de acero SAE 1045 al cual se le realizaron operaciones de refrentado en todas sus caras, se perforaron cuatro agujeros de diámetro ½” para su comunicación con el manifold del montaje de la válvula, y a su vez, agujeros de acuerdo a la norma CETOP RP121H, DIN 24340, ISO 4401 para la comunicación del fluido y sujeción con la válvula de control direccional CETOP 3. De la misma manera, para la sujeción de la placa base con el manifold del montaje de la válvula se realizaron cuatro operaciones de taladrado y roscado tipo M5.

5.1.5. Soporte del manifold de la DCV

Para facilitar el montaje del manifold de la DCV, se elaboró un soporte de lámina HR calibre 3/16” plegada que provee una mayor elevación del manifold y permite una mayor facilidad de las conexiones hidráulicas. Su fijación a la lámina de acero inoxidable se realiza mediante cuatro tornillos de diámetro 5/16”. Para evitar efectos corrosivos se le realiza un recubrimiento con pintura electrostática.

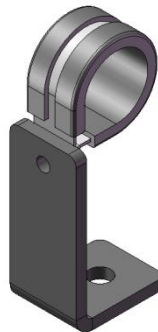
Figura 96. Soporte del manifold de la DCV.



5.1.6. Soportes del flujómetro de turbina

Para la fijación del flujómetro de turbina se emplearon cuatro soportes con sus respectivas abrazaderas, que posibilitan el montaje recto de las mangueras en la entrada y salida del flujómetro para asegurar el estado laminar del flujo. En adición estos soportes permiten una elevación que facilitan las conexiones hidráulicas.

Figura 97. Soportes del flujómetro de turbina

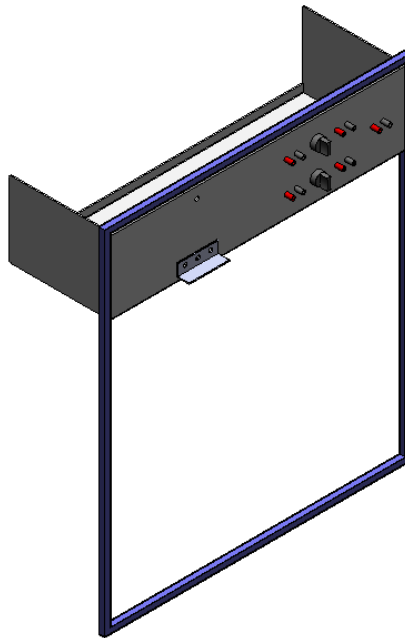


5.1.7. Estructura panel de control

Para facilitar la interacción del operario con el banco de pruebas y a su vez, para garantizar alojamiento de la fuente de poder, transductor de presión diferencial, amplificador, acondicionador de señal del flujómetro de turbina y

de la termocupla, se construyó un panel de control con perfiles cuadrados de 1" calibre 16 soldados y una lámina de acero cold rolled de calibre 18 doblada en forma de caja como se muestra en la figura. Esta estructura está sujeta a la estructura principal mediante conectores tipo "pie de amigo". Con el fin ampliar el rango de válvulas a evaluar, se instalaron dos alimentaciones de voltaje (12 VDC – 110 VAC) correspondientes a los comúnmente usados por estas. El control de conmutación de los solenoides, se realizó mediante muletilas de tres posiciones, con fusibles de protección de acuerdo al nivel de voltaje.

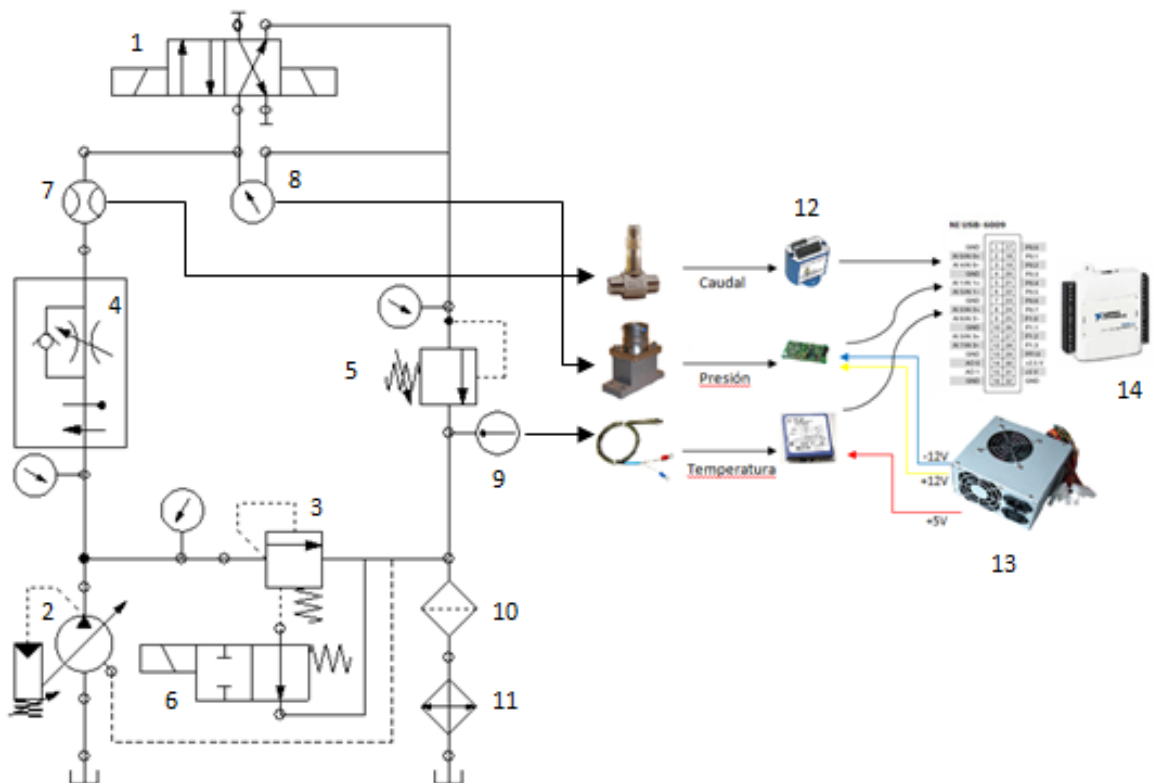
Figura 98. Estructura panel de control



6. PRUEBAS Y RESULTADOS

El desarrollo de las pruebas se realiza en conjunto con el banco para la evaluación técnica de bombas hidráulicas del laboratorio de potencia fluida, el cual suministra la unidad de potencia al circuito alterno diseñado para realizar la evaluación de las válvulas de control direccional CETOP 3. En la *figura 99* se permite identificar los componentes más importantes durante el desarrollo de las pruebas, el cual comprende el circuito hidráulico y el sistema de adquisición de datos.

Figura 99. Circuito general del montaje del banco de pruebas.



Puesto que el diseño de la superficie de montaje de las válvulas de control direccional es estándar, se permite realizar el montaje de cualquier válvula CETOP 3.

Tabla 5. Tabla de componentes del banco de pruebas.

1	Válvula direccional CETOP 3	8	Transductor de presión dif.
2	Bomba hidráulica	9	Termocupla
3	Válvula de alivio	10	Filtro
4	Válvula reguladora de caudal	11	Intercambiador de calor
5	Válvula de simulación de carga	12	Acondicionadores de señal
6	Venteo	13	Fuente de alimentación
7	Flujómetro	14	Tarjeta de adquisición NI -USB

La ubicación de los sensores en el circuito permite monitorear adecuadamente las variables determinantes en el desarrollo de las pruebas. La ubicación del flujómetro entre la reguladora de caudal compensada y el manifold de la DCV, permite adquirir el valor del flujo que atraviesa la válvula de control direccional, igualmente la medida del transductor de presión diferencial tomada directamente sobre el manifold garantiza una medida más precisa de la caída de presión sobre la válvula y por último la ubicación de la termocupla en el manifold de descarga permite monitorear la temperatura en el punto de mayor calentamiento. Una vez instalado el sistema de adquisición de datos, se prosiguió a realizar las siguientes pruebas:

- Determinación del coeficiente de flujo de las DCV CETOP 3.
- Valoración del caudal las fugas internas.

6.1. CONDICIONES Y DESARROLLO DE LAS PRUEBAS

Con el objetivo de lograr resultados acertados del comportamiento de las válvulas de control direccional, se establecieron las siguientes condiciones y procedimientos de operación, (ver anexo D):

- Calibración de los equipos de medición, ver Anexo A.
- Se manejó un caudal de 0 – 5,5 gpm (Máximo caudal proporcionado por la bomba hidráulica).
- La temperatura del aceite no debe superar los 45°C.
- Se evaluó el comportamiento de las DCV CETOP 3, a diferentes niveles de presión establecidos en la carga simulada, correspondientes a 500, 800 y 1000 psi.

NOTA: Ver anexo D, MANUAL DE PROCEDIMIENTO DE PRUEBAS, para información más detallada acerca de las condiciones de prueba.

6.2. RESULTADOS

Se evaluaron tres válvulas de control direccional, con el fin de determinar su condición a través de la medición de la caída de presión y valoración de fugas internas.

6.2.1. Válvula VICKERS DG4V – 3S – 8C – VM – FTWL – B5 – 61

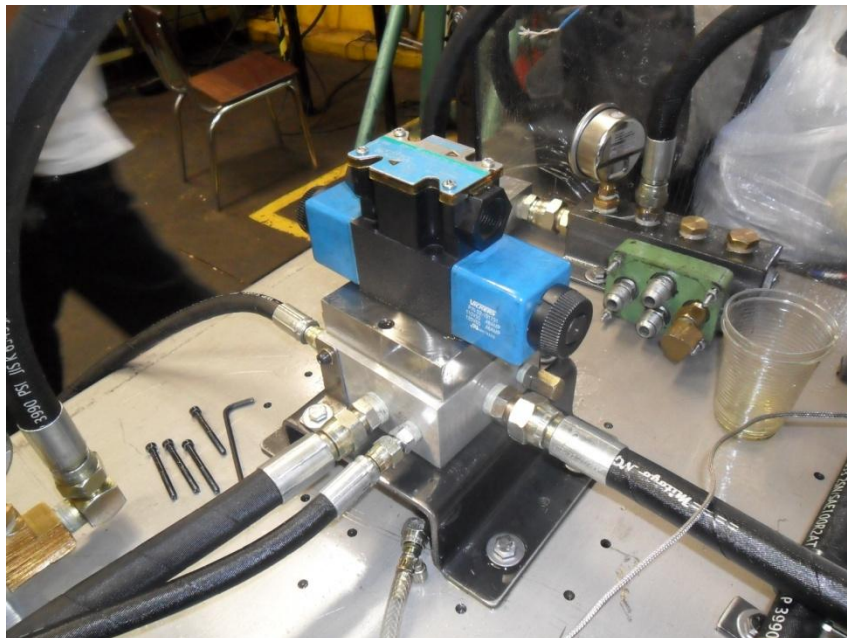
6.2.1.1. Determinación del coeficiente de flujo K_v

En primera instancia se realizaron pruebas sobre una válvula VICKERS nueva de cuatro vías y tres posiciones, con centro tándem centrada por muelles, de referencia DG4V – 3S – 8C – VM – FTWL – B5 – 61, ver figura 100.

Figura 100. Válvula VICKERS 4/3 centro tándem.



Figura 101. Montaje de la válvula VICKERS 4/3 centro tándem.



De acuerdo a las condiciones establecidas se realizaron las pruebas a 500, 800 y 1000 psi para las diferentes conexiones entre los puertos de la válvula, iniciando con su posición central en donde el puerto de presión se comunica con tanque, y para la cual se obtuvieron las siguientes curvas características.

Figura 102. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – T a 500 psi

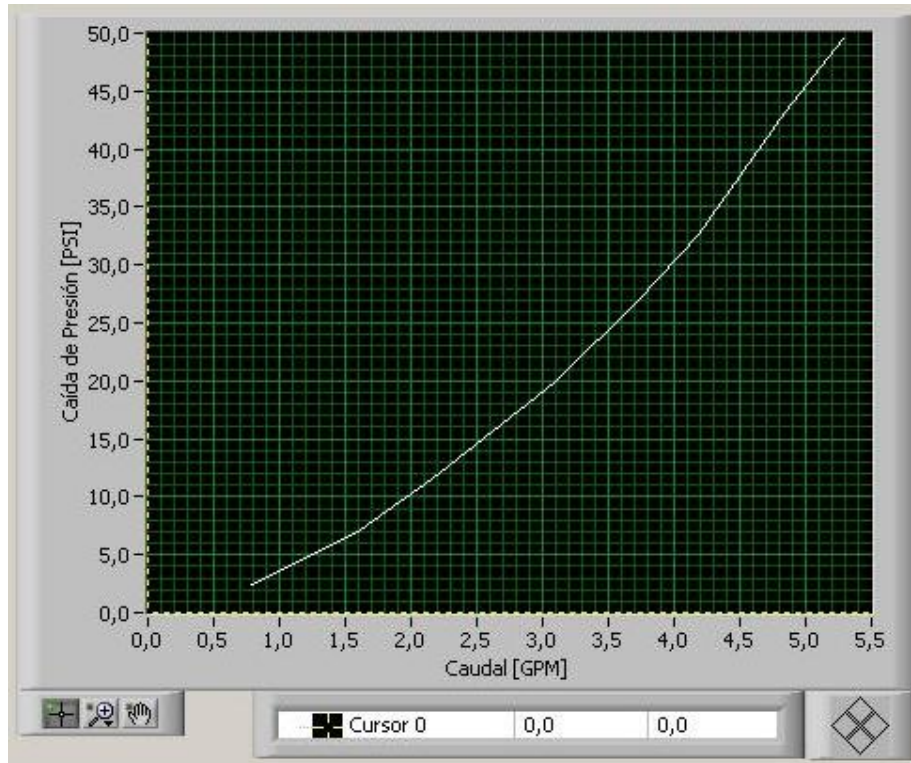


Tabla 6. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – T a 500 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [-C]
0,786443	2,397234	0,50794	28,1
1,14871	4,429205	0,545817	29,1
1,611888	7,137799	0,603327	29,5
2,156762	11,452848	0,637302	30,2
2,892695	17,943808	0,682881	30,8
3,095986	19,934804	0,693415	31,3
3,725919	26,929029	0,717998	31,7
4,180872	32,655111	0,73163	32,4
4,837925	43,199507	0,736071	32,9
5,291874	49,528666	0,751937	33,8

Figura 103. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – T a 800 psi.

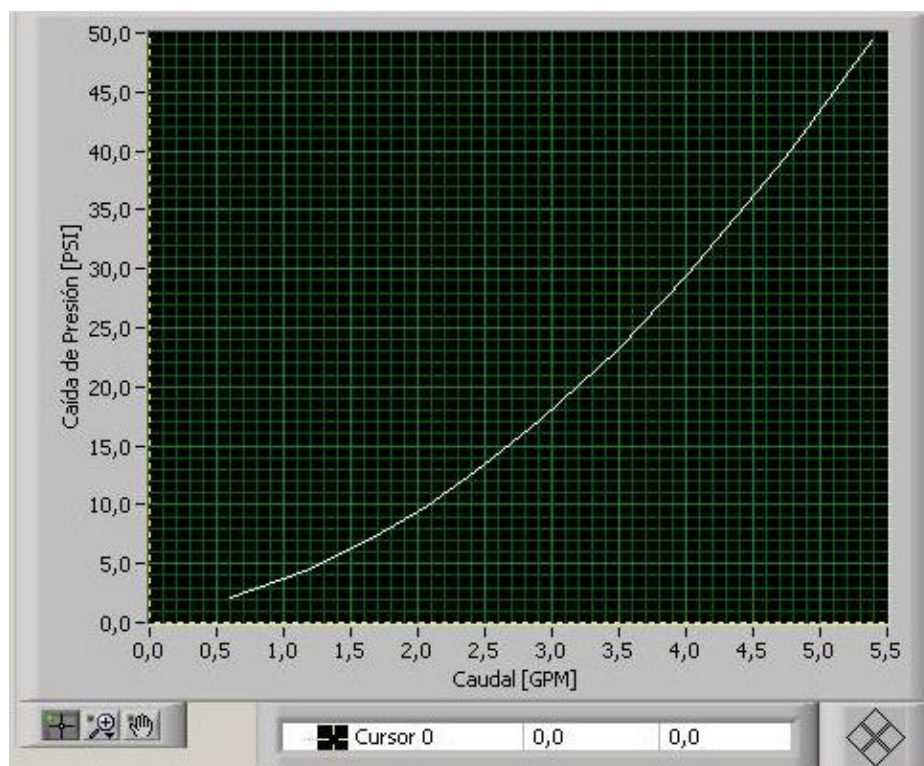


Tabla 7. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – T a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [-C]
0,605373	1,920496	0,436834	31,1
1,159155	4,681623	0,535727	31,3
1,66136	7,499486	0,606664	32,5
2,06667	9,7605	0,661508	33,2
2,482471	12,942941	0,690029	33,8
2,909615	17,576339	0,694019	34,3
3,495103	23,194203	0,725722	35,2
4,003707	28,803662	0,745999	35,4
4,74563	39,992111	0,750424	35,9
5,38082	49,280971	0,766494	35,8

Figura 104. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – T a 1000 psi.

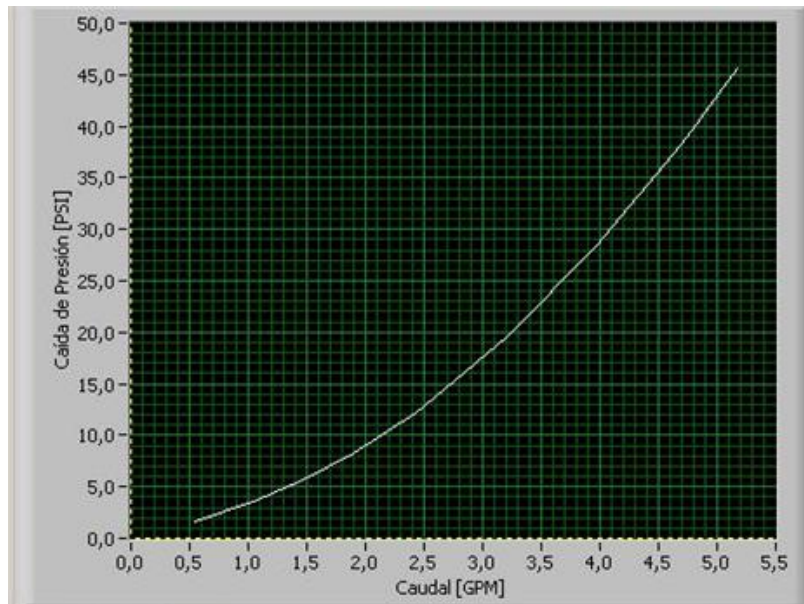


Tabla 8. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – T a 1000 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [-C]
0,53805	1,914566	0,388855	34,1
1,047658	3,417006	0,566757	34,3
1,465479	5,328151	0,63488	35,3
1,893856	8,119747	0,664623	35,5
2,421614	12,389618	0,68798	35,8
2,670504	14,816636	0,693775	36,3
3,209163	19,910223	0,719207	36,7
3,954606	27,561108	0,753277	37,4
4,697985	38,682315	0,755362	38,9
5,169859	45,567272	0,765865	38,8

De acuerdo con los resultados obtenidos en las tablas 6, 7 y 8 se obtienen valores de K promedio de 0.694, 0.705 y 0.709 para valores de simulación de carga de 500, 800 y 1000 PSI respectivamente. Con lo cual se puede concluir que la caída de presión en una válvula de control direccional no

depende de la presión del sistema sino de la cantidad de caudal que circula a través de esta. Así, para abreviar los resultados a continuación, se documenta sólo la curva correspondiente al nivel de presión medio, es decir, a 800 psi.

Figura 105. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – A a 800 psi.

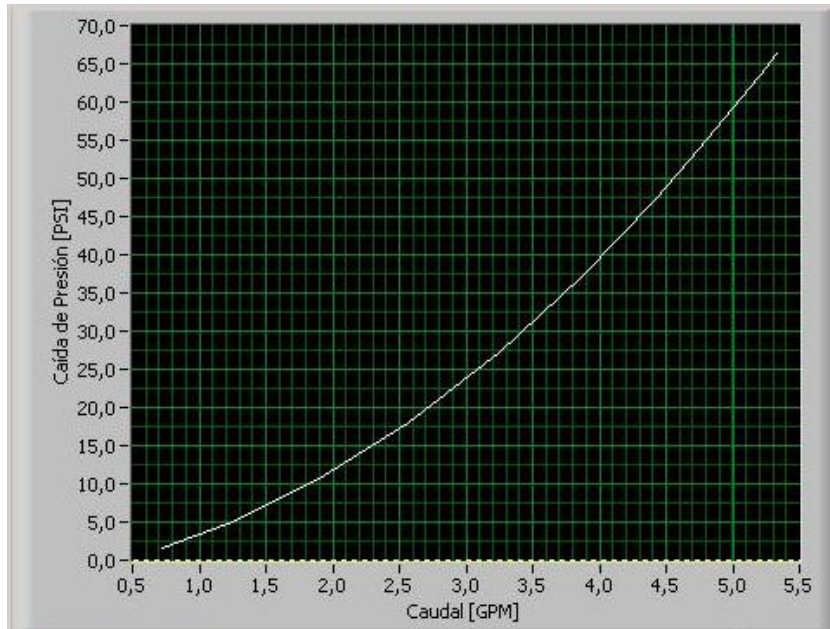


Tabla 9. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – A a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [-C]
0,720226	1,815508	0,534527	31.2
1,208742	4,452658	0,572828	31.8
1,878979	10,41934	0,582106	31.7
2,566637	17,894766	0,606738	32.8
3,25483	27,50828	0,620578	33.2
3,861398	37,415977	0,631271	33.1
4,417224	46,937033	0,64475	33.6
4,74777	53,454259	0,649379	34.2
5,201026	63,33464	0,653534	35.3
5,33361	66,742972	0,652858	35.6

Figura 106. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión P – B a 800 psi.

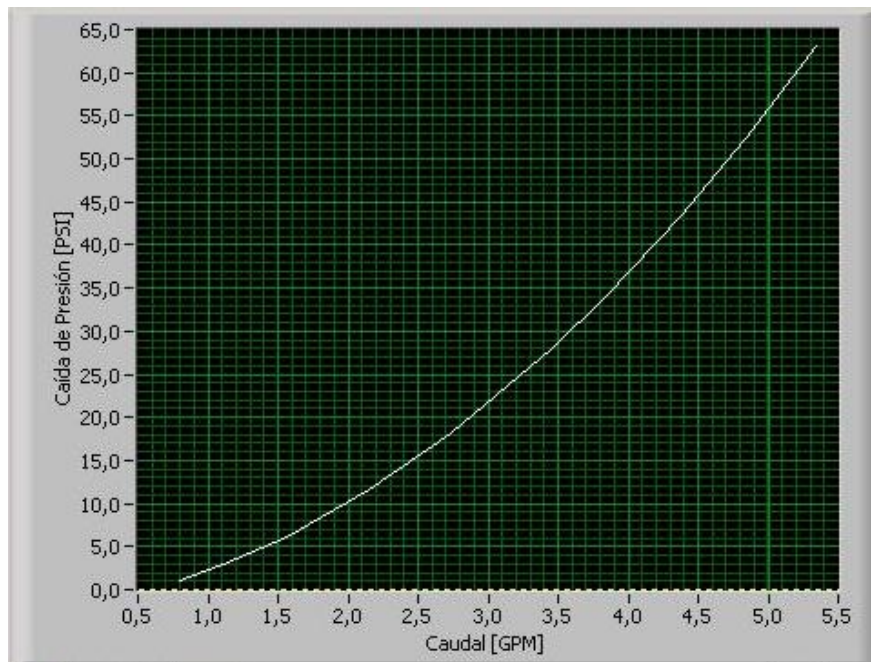


Tabla 10. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión P – B a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [-C]
0,796022	1,176483	0,733893	29,9
1,113125	3,246277	0,617805	30,4
1,560393	6,029468	0,635469	31,5
2,150368	11,256488	0,640931	31,7
2,738298	17,982796	0,645732	32
3,455677	27,898898	0,654244	32,7
3,836391	34,151359	0,656476	33,1
4,38046	43,844723	0,661548	33,4
4,831676	52,692307	0,665617	34,5
5,346472	62,695615	0,675225	34,8

Los resultados obtenidos para las conexiones P – A y P – B reflejan una disminución del coeficiente K, teniendo como resultado valores promedio de K equivalentes a 0.623 y 0.65 respectivamente. Por tanto existen mayores

caídas de presión a los mismos valores de flujo circulante a través de la válvula. Los resultados de la misma forma demuestran que estos valores de los coeficiente K tan similares son un indicativo de la simetría que existe en el spool.

Figura 107. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión A – T a 800 psi.

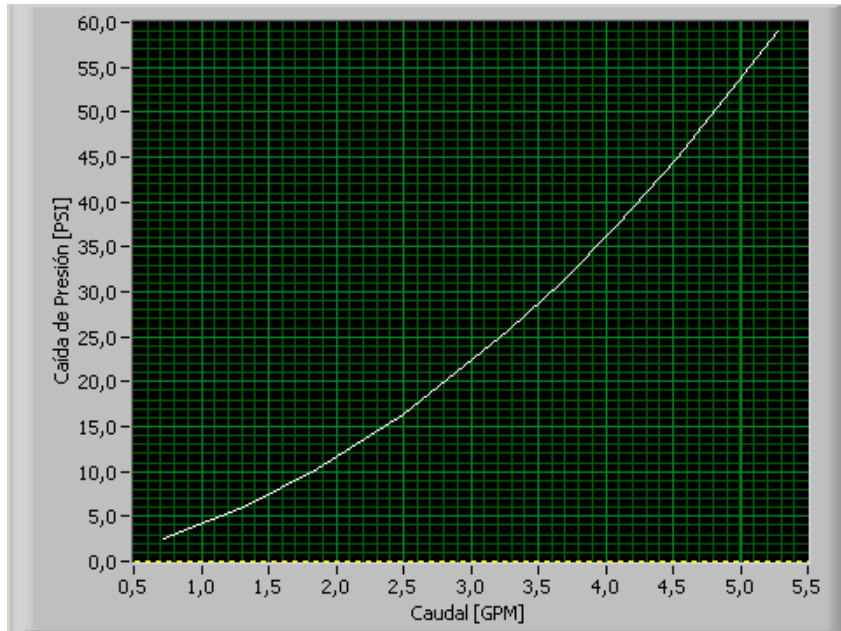


Tabla 11. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión A – T a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [-C]
0,720529	2,708567	0,437806	30,9
1,348824	6,400576	0,533146	31,3
1,867906	10,260691	0,583132	31,8
2,503623	15,959455	0,6267	32,7
3,276761	24,90265	0,656632	33,1
3,663533	31,371546	0,654082	33,3
4,084544	38,152488	0,661275	34,5
4,521632	45,057407	0,673616	34,7
4,83022	50,691031	0,678424	35,2
5,275647	58,340866	0,6907	35,8

Figura 108. Curva característica de la válvula VICKERS 4/3 en la conexión B – T a 800 psi.

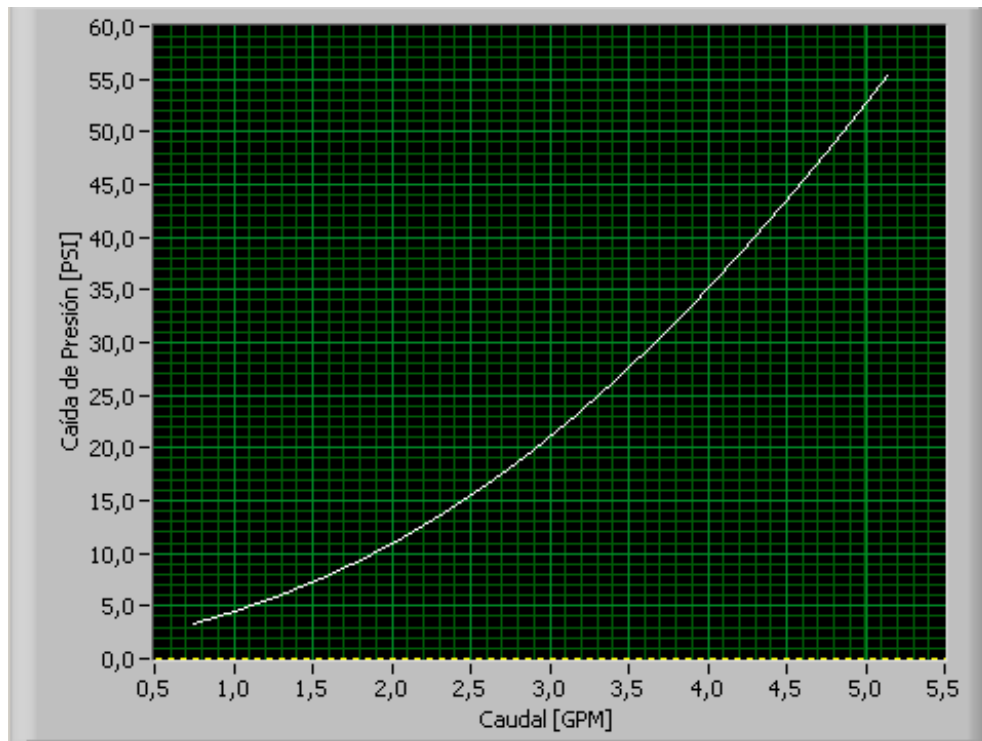


Tabla 12. Resultados de la válvula VICKERS 4/3 conexión B – T a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [-C]
0,754312	3,100367	0,428395	31,9
1,136578	5,013486	0,507579	31,3
1,985916	11,015713	0,598349	31,8
2,580184	16,67854	0,631788	32,7
3,160361	22,992153	0,659093	33,1
3,783193	31,577346	0,673241	33,3
4,284044	40,01478	0,677241	34,5
4,725539	47,760073	0,683783	34,7
4,98252	52,693701	0,686387	35,2
5,13173	55,58606	0,688304	35,8

Se determinó el valor promedio del coeficiente de la válvula con la cual se puede caracterizar y definir un solo valor del comportamiento del flujo y la

caída de presión a través de la válvula de control direccional, con lo cual se obtuvo un valor de $K = 0,652$.

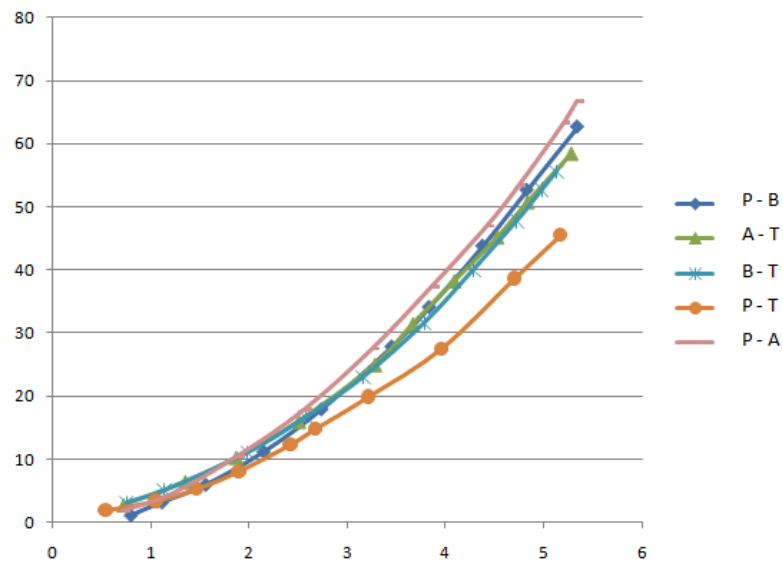
Tabla 13. Valores de los coeficientes característicos de la válvula Vickers centro tándem (DG4V-3S-8C-VM-FTWL-B5-61).

Conexión	P - T	P - A	P - B	A - T	B - T
Coeficiente	0,705	0,623	0,65	0,639	0,645
Valor Prom.	0,652				

Para finalizar, las curvas características y los coeficientes K_v de las conexiones entre A - T y B - T permiten observar una similitud en sus resultados de tal forma que se obtuvo valores promedios de K equivalentes a 0,639 y 0,645.

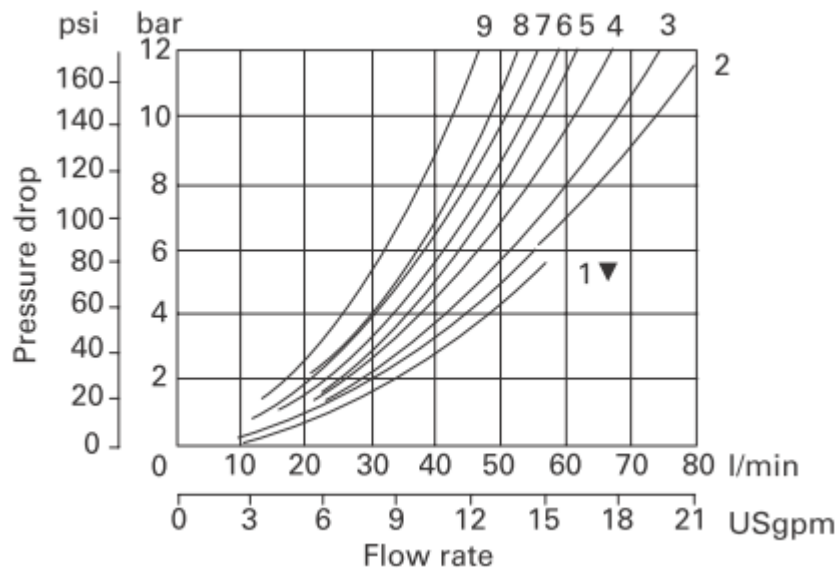
Hay que notar que a medida que se aumenta la presión del sistema se obtuvo un mayor calentamiento del aceite, llegando a un valor máximo de 41°C. Sin embargo, este valor está por debajo del valor máximo determinado en los catálogos.

Figura 109. Figura de las curvas características de la DCV en todas sus conexiones.



Viendo la *Figura 109* se puede concluir que la posición por defecto o central de la válvula proporciona una pérdida considerablemente menor con respecto a las demás que tienen comportamientos muy similares, sin embargo las conexiones P – A y P – B presentan las pérdidas de presión ligeramente mayores a las conexiones A – T y B – T. De acuerdo con el catálogo VICKERS para las válvulas CETOP 3, como se muestra en la *Figura 110*, se observa el mismo patrón de los resultados obtenidos. En este la curva característica para P – A y P – B correspondiente a la curva 9 representa la mayor caída de presión contra el flujo y de la misma forma para su condición central se obtiene la menor pérdida de presión correspondiente a la curva 3. Las curvas características de A – T y B – T equivalen a las curvas 5.

Figura 110. Curvas características de la caída de presión de la válvula.



Fuente: Catálogo Vickers ATEX-Rated Solenoid Operated Directional Valves DG4V-3S-X*.

De la *Figura 110*, si tomamos la curva de P – A (curva 9), mediante una regresión cuadrática se puede obtener K_v según el fabricante, para de esta

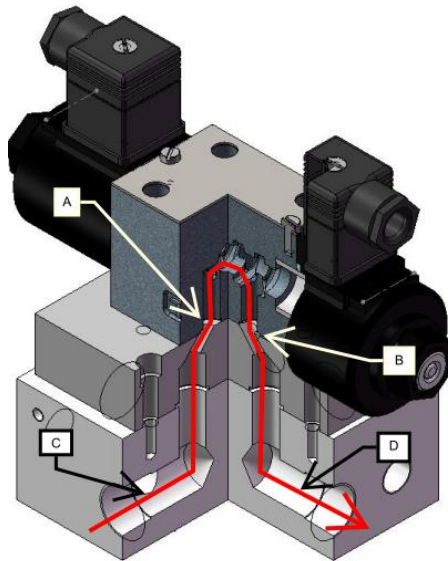
manera tener un referente con el cual confrontar los resultados obtenidos experimentalmente.

De esta forma, $K_v = 0.8614$ (según el fabricante) mientras que el valor obtenido experimentalmente fue $K_v = 0.623$.

$$\%error = \frac{|V_{teórico} - V_{experimental}|}{V_{teórico}} * 100 = \frac{|0.8614 - 0.623|}{0.8614} * 100 = 27.67\%$$

El porcentaje de error es considerable, pero hay que aclarar que en el catálogo no se tiene en cuenta la pérdida de presión por parte de la placa base, ni el manifold de montaje. Por tanto el caudal debe seguir la línea de flujo vista en la *Figura 111*, donde se presentan cambios de sección que representan igualmente pérdidas de presión.

Figura 111. Línea de flujo y montaje de la válvula de control direccional.



La caída de presión referenciada en los catálogos es medida justo a la entrada y salida de la DCV (puntos A y B), mientras que en esta prueba la presión fue medida a la entrada y salida del manifold (puntos C y D), razón por la cual la caída de presión es un poco mayor y por tanto el valor de K_v es menor.

6.2.1.2. Valoración del caudal de fugas internas

Por otra parte se evaluaron los caudales de fugas internas de la válvula mediante una prueba de goteo, siguiendo el procedimiento especificado en el manual de pruebas (Anexo D). En donde se establece una presión del sistema de 1000 psi y una viscosidad de 46 cSt a 46°C.

Las fugas en esta válvula fueron mínimas (a razón de gotas por minuto), por lo tanto estas se valoraron cuantificando el tiempo que demoraba en emerger una gota de otra. De esta forma se pudo valorar el caudal de fugas en gotas por minuto.

Tabla 14. Valoración de fugas entre los pasajes internos de la DCV VICKERS 4/3 centro tándem (DG4V-3S-8C-VM-FTWL-B5-61).

P - T @ 1000 psi		P - A @ 1000 psi		P - B @ 1000 psi	
Puerto	Gotas/min	Puerto	Gotas/min	Puerto	Gotas/min
A	1.25	B	1.58	A	1.62
B	1.33	T	1.71	T	1.82

Como puede observarse en la tabla 14, el caudal de fugas que exhibe esta válvula es realmente pequeño, por lo cual se concluye que esta válvula ha tenido ningún (o muy poco) uso y por tanto sus componentes internos han sufrido un desgaste despreciable.

6.2.2. Válvula REXROTH 4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62

6.2.2.1. Determinación del coeficiente de flujo

Siguiendo el mismo procedimiento se realizaron las pruebas sobre esta válvula de cuatro vías, dos posiciones activada por solenoide y con enclavamiento mecánico, ver *Figura 112*.

Figura 112. Válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento mecánico.



Con lo cual se obtuvieron las siguientes gráficas, bajo una presión de carga simulada de 800 psi. Se puede observar en las Figuras 113 y 114 el comportamiento característico de la válvula para las conexiones P – A y P – B, obteniendo datos promedio de las K de 0,758 y 0,771 respectivamente.

Figura 113. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión P-A a 800 psi

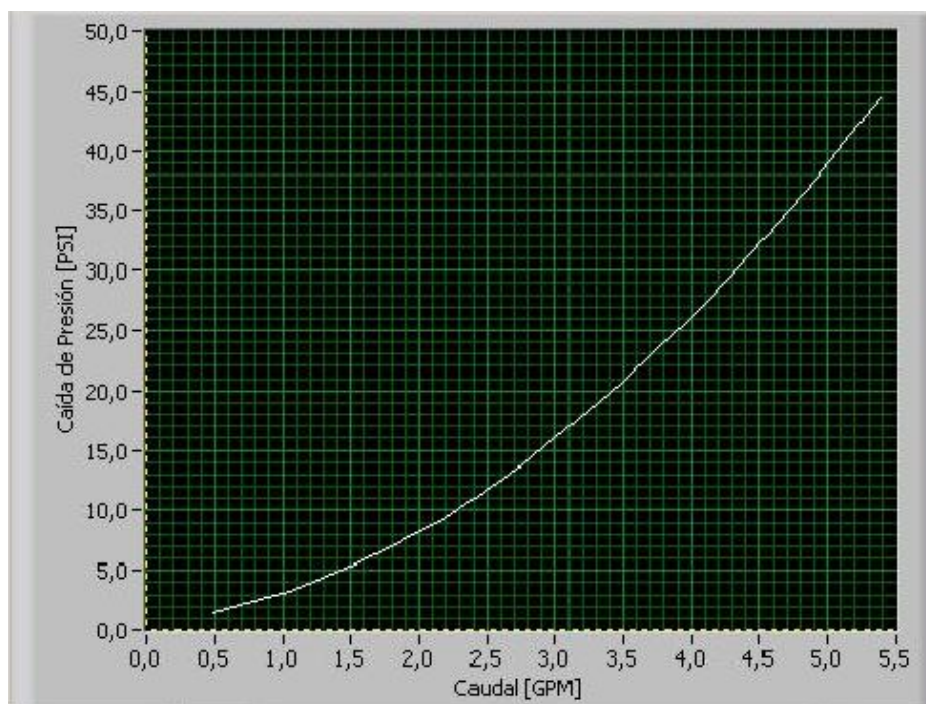


Tabla 15. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 conexión P – A a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [°C]
0,485773	1,136593	0,45565	31,1
1,045922	3,632954	0,548743	31,7
1,57053	5,510479	0,669039	31,8
2,19411	9,683689	0,705079	32,1
2,754758	13,719264	0,743735	32,3
3,486294	20,121969	0,777193	32,3
4,0358	26,711691	0,78087	32,6
4,337668	30,410004	0,786589	32,8
4,912169	37,727832	0,799728	33,5
5,379272	44,460443	0,806746	33,4

Figura 114. Curva característica de la Válvula 4/2 en la conexión P – B a 800 psi.

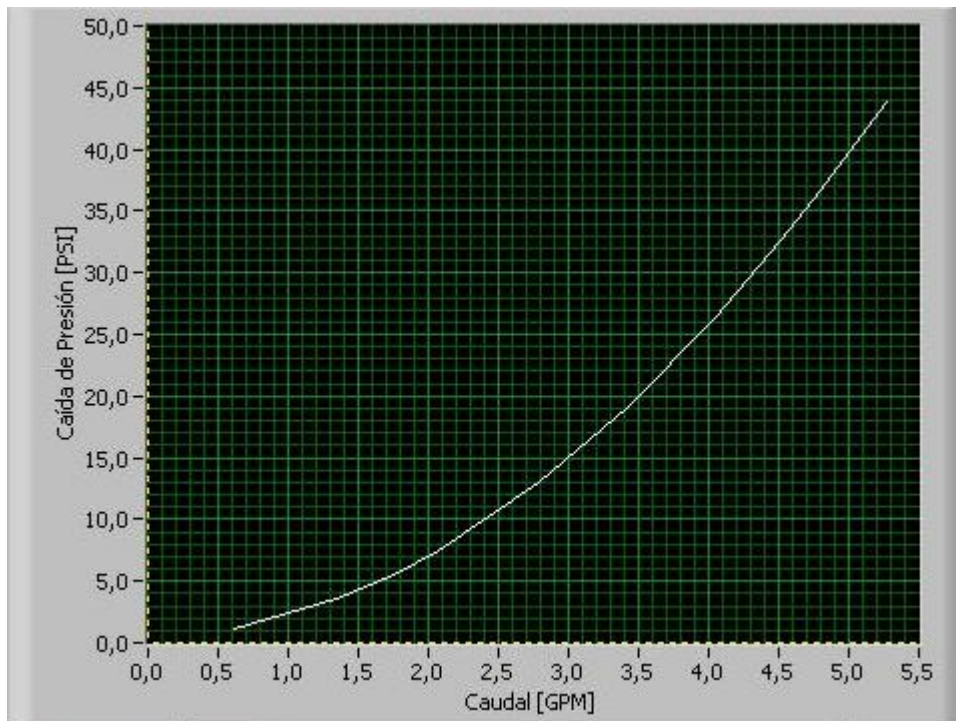


Tabla 16. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión P – B a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [°C]
0,619201	1,100871	0,590151	30,7
1,348264	3,414418	0,729653	31
1,752505	5,646014	0,737545	31,8
2,076903	7,664326	0,750204	32,6
2,778756	13,123541	0,767052	32,3
3,428359	19,172175	0,78298	33,1
4,041646	25,780809	0,795994	33,5
4,51672	32,662613	0,79031	34,2
4,803708	36,981865	0,789918	34,7
5,267831	43,868923	0,795341	34,9

De la misma forma, para las conexiones correspondientes a A – T y B – T, se registraron los valores de 0,814 y 0,821, como se puede observar en las Figuras 115 y 116.

Figura 115. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión A – T a 800 psi.

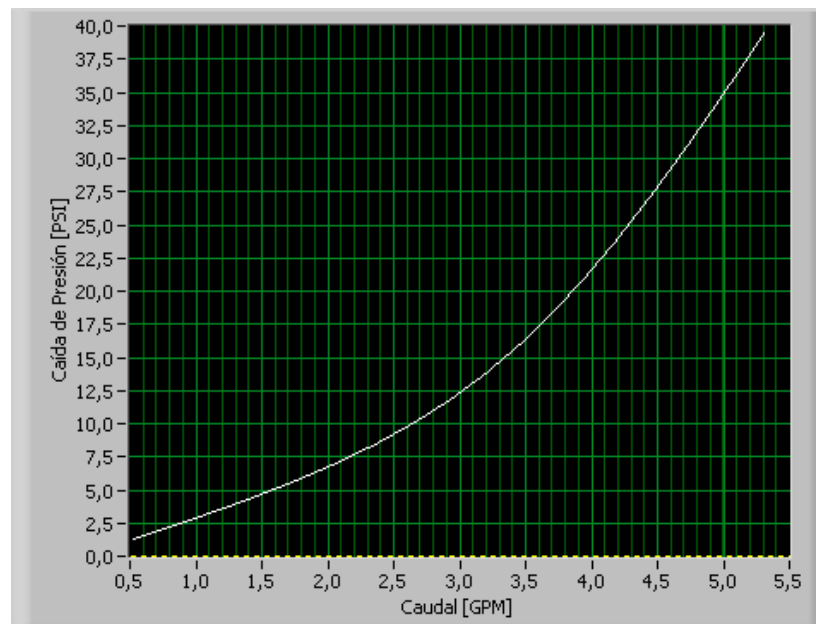


Tabla 17. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión A – T a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [°C]
0,523201	1,253871	0,46724	30,7
1,357484	3,754418	0,700585	31
1,752505	5,432014	0,751933	31,8
2,184903	7,509226	0,797321	32,6
2,803876	11,255441	0,83575	32,3
3,518309	16,338901	0,870412	33,1
4,001646	21,996809	0,853214	33,5
4,42172	27,242613	0,847163	34,2
4,913708	33,150865	0,853424	34,7
5,302131	39,348923	0,845254	34,9

Figura 116. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 en la conexión B – T a 800 psi.

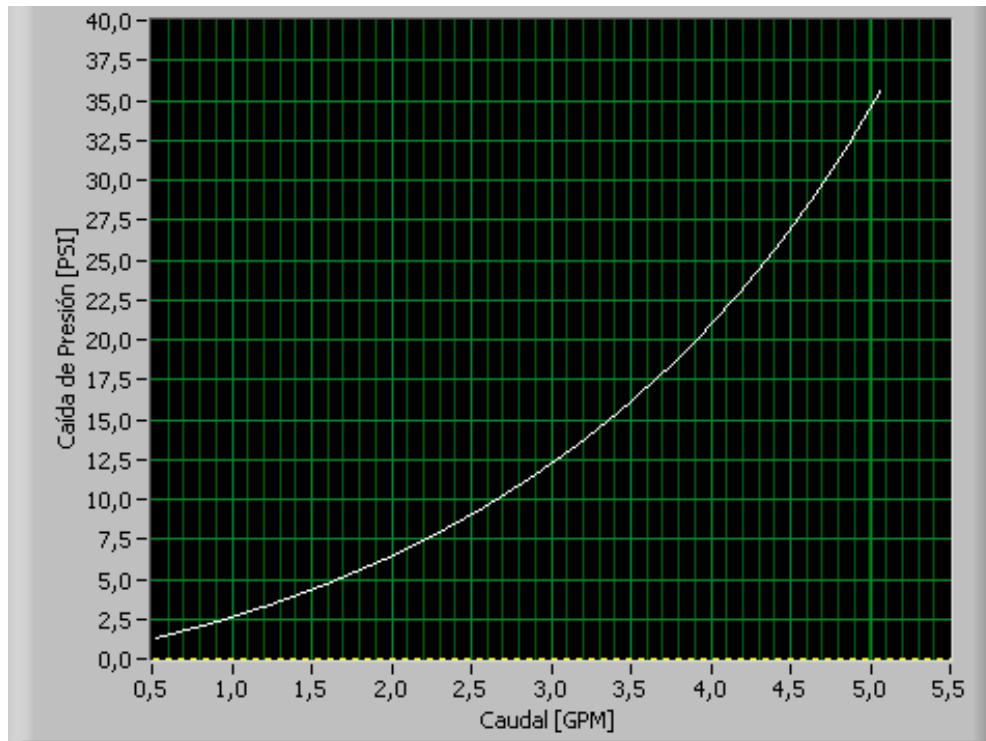


Tabla 18. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 conexión B – T a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp. [°C]
0,523201	1,309822	0,45715	29,2
1,033221	2,543871	0,647176	29,7
1,569832	4,687365	0,725098	30,2
2,126432	6,42353	0,839011	30,5
2,874321	11,56439	0,84523	30,8
3,35643	14,99878	0,866664	31,7
3,854646	18,744807	0,890312	32,1
4,623457	28,075613	0,872577	32,6
4,913708	32,84365	0,857401	33,3
5,056391	35,288931	0,851182	34

Se determinó el valor promedio del coeficiente de la válvula con la cual se puede caracterizar y definir un solo valor del comportamiento del flujo y la caída de presión a través de la válvula de control direccional, con lo cual se obtuvo un valor de $K_v = 0.7569$.

Tabla 19. Valores de los coeficientes característicos de la válvula REXROTH 4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62.

Conexión	P - A	P - B	A – T	B - T
Coeficiente	0.7073	0.7529	0.7822	0.7851
Valor Prom.	0.7569			

Se puede observar de nuevo en la *Figura 117*, un valor de los coeficientes característicos, en las conexiones correspondientes a P – A y P – B mayores que las conexiones entra A – T y B – T, siguiendo así, el mismo comportamiento planteado por el catálogo de válvulas de control direccional REXROTH, ver *Figura 118*. La curva 5 corresponde a las conexiones P – A y P – B y la curva 3 a las conexiones A – T y B – T.

Figura 117. Curvas características medidas de las diferentes conexiones de la DCV.

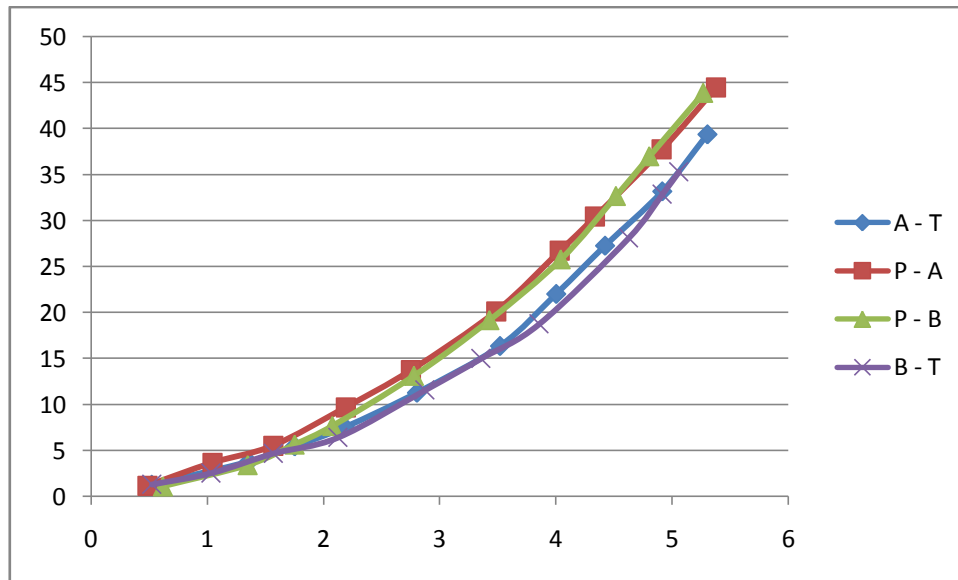
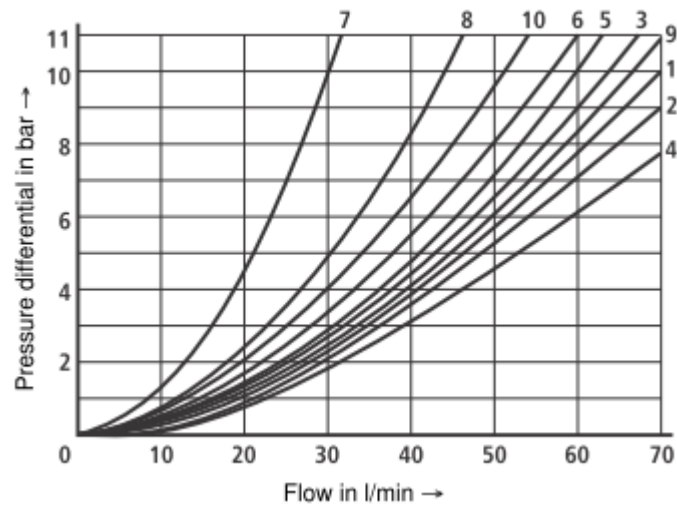


Figura 118. Curvas características reales de la válvula de control direccional REXROTH 4/2.



Fuente: Catálogo REXROTH Bosch Group RE 23178-XN-B2/04.10

Al igual que con la válvula anterior, mediante una regresión cuadrática sobre la curva 5 (P - A), se consigue conocer el valor de K_v según el fabricante, el cual resulta ser $K_v = 1.1873$. Mientras que el valor de K_v experimental es de

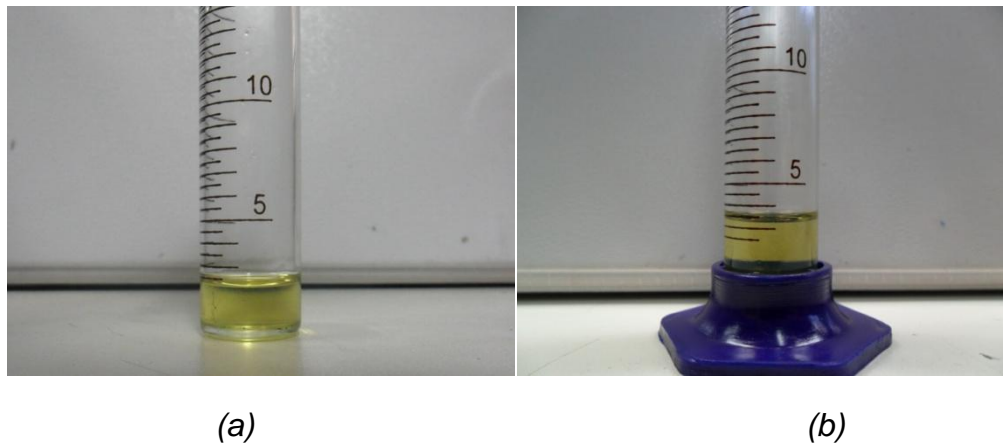
0.7073. Esta discordancia en el valor de K_v es debida a los puntos donde se midió la presión en montaje de la válvula, como se expuso anteriormente. (Figura 111)

$$\%error = \frac{|V_{teórico} - V_{experimental}|}{V_{teórico}} * 100 = \frac{|1.1873 - 0.7073|}{1.1873} * 100 = 38.13\%$$

6.2.2.2. Valoración del caudal de fugas internas

El aceite desalojado hacia el puerto de interés (A o B según el caso), fue recolectado en una probeta con capacidad para 25 cm³, de los cuales fueron acumuladas las cantidades mostradas en la Figura 119.

Figura 119. Cantidad de aceite drenado hacia el puerto A (a) y B (b) durante un minuto.



La tabla 14 Muestra los resultados anteriormente descritos para los valores de los flujos de fugas en la válvula REXROTH (4WE6D61/OFEG12N9DA/62).

Tabla 14. Valoración de fugas entre los pasajes internos de la DCV REXROTH 4/2 (4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62)

P - A @ 1000 psi		P - B @ 1000 psi	
Puerto	cm ³ /min	Puerto	cm ³ /min
B	3.5	A	2.5

La cantidad de fugas a través de esta válvula se consideran bajas si se comparan con las registradas por los fabricantes, las cuales se especifican de $4.9 \text{ cm}^3/\text{min}$ ¹⁴ como valores nominales, lo cual hace concluir que la válvula está en muy buenas condiciones de operación.

6.2.3. Válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento

Finalmente, la última válvula en ser probada fue la mostrada en la *Figura 120*, de la cual no se conoce referencia. Sin embargo, al examinar su spool, se deduce que es una válvula de 4 vías y dos posiciones de tipo enclavamiento. (Ver *Figura 121*.)

Figura 120. DCV 4/2

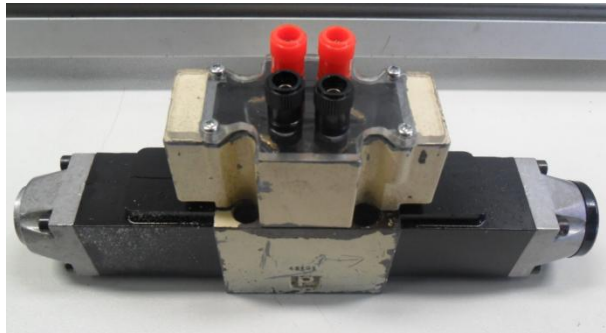
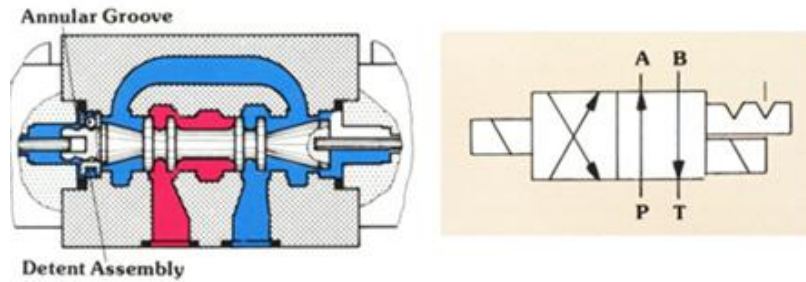


Figura 121. Spool de la DCV.



¹⁴ Catálogo HY14 - 1600/US

Figura 122. Válvula de cuatro vías y dos posiciones con retención mecánica



Fuente: Rexroth. Manual de oleohidráulica industrial.

Para esta válvula se obtuvieron las curvas de comportamiento de la presión con respecto al caudal en las conexiones P – A (figura 123) y P - B (figura 124). Obteniéndose valores promedio de K_v de 0.6491 en la conexión P – A y 0.6510 en la conexión P – B. Al igual que la válvula anterior para las conexiones A – T y B – T se tiene un aumento del valor del coeficiente característico, equivalentes a 0,785 y 0,779 respectivamente, con lo cual se concluye que las pérdidas para estas conexiones son menores al mismo valor del flujo, ver Figura 123.

Figura 123. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión P – A a 800 psi.

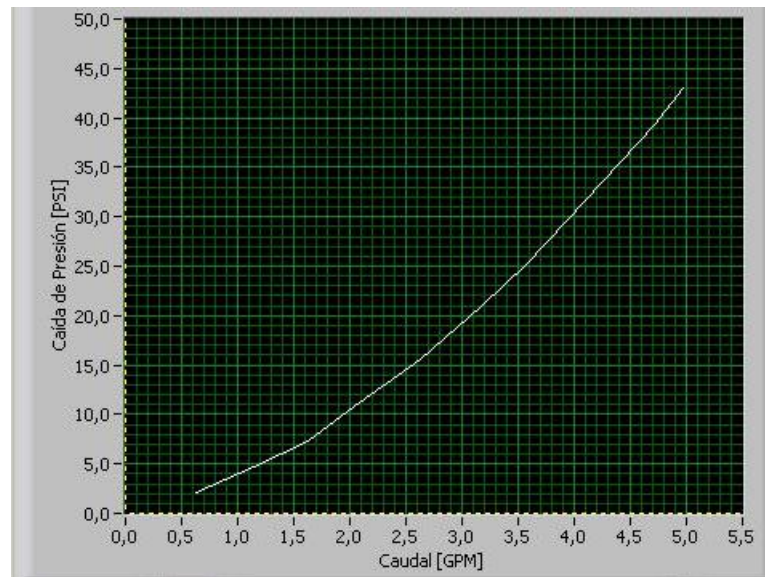


Tabla 19. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión P - A a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp.[°C]
0,625142	2,041434	0,437533	29,4
1,147322	4,733218	0,52736	30,2
1,629798	7,35776	0,600843	30,7
1,990241	10,389957	0,617446	31,2
2,622944	15,545532	0,665252	31,5
3,168836	20,928049	0,692684	31,9
3,577931	25,141184	0,713574	32,3
3,948021	29,716796	0,724233	33,8
4,717916	39,224193	0,753309	34
4,975108	42,97609	0,758908	34,1

Figura 124. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión P – B a 800 psi.

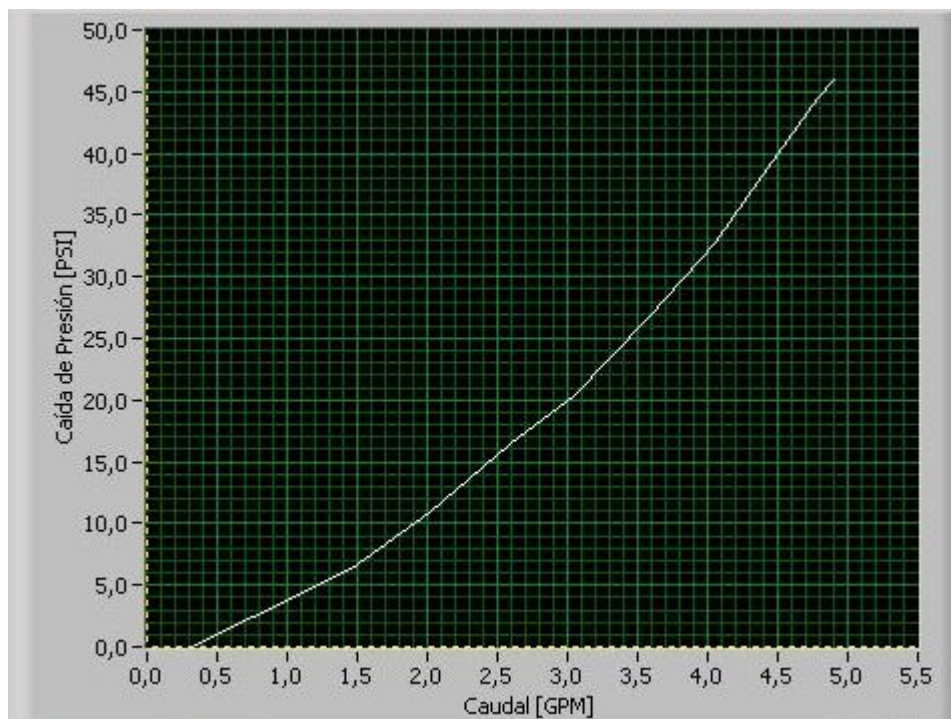


Tabla 20. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión P - B a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp.[°C]
0.756593	2.745001	0,456658	28,2
1.459775	6.399187	0,577064	28,5
2.007563	10.902304	0,608009	29,4
2.58426	16.397241	0,638191	30,1
3.043774	20.214279	0,676992	30,8
3.580574	26.712594	0,692779	31,2
4.052727	32.716049	0,708544	31,4
4.357032	37.596352	0,710588	31,6
4.786493	44.46765	0,717787	32,8
4.897892	45.866075	0,723208	33,3

Figura 125. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión A - T a 800 psi.

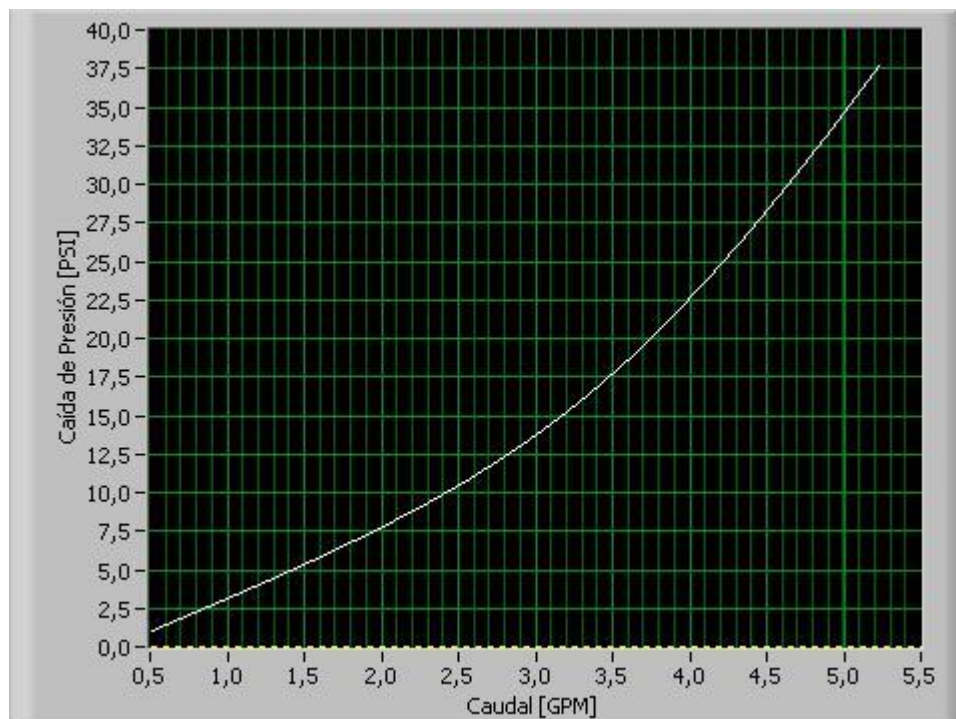


Tabla 20. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión A - T a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp.[°C]
0,516728	1,210043	0.492771	28,6
1,124784	3,628342	0,590364	28,9
1,812354	6,982734	0,685893	29,1
2,471295	10,38473	0,766943	29,7
3,043754	13,84364	0,818125	30,2
3,380496	16,88437	0,824623	31,0
4,013647	22,74364	0,841654	31,7
4,225963	25,45534	0,837652	32,4
4,524727	28,12457	0,853201	32,9
5,218402	37,63224	0,850662	33,6

Figura 126. Curva característica de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión B - T a 800 psi.

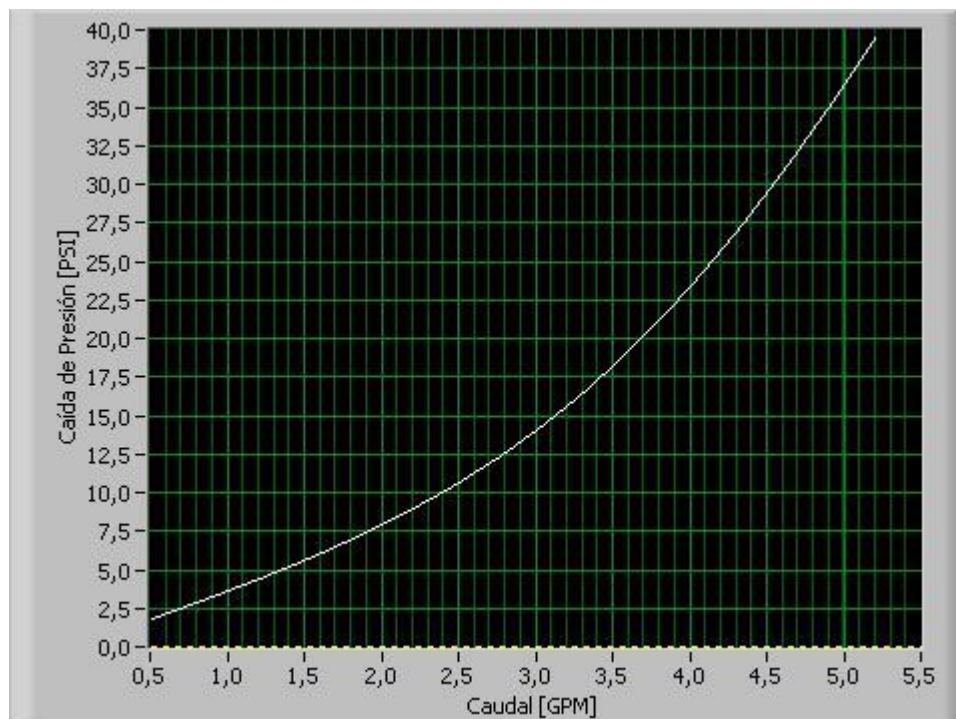
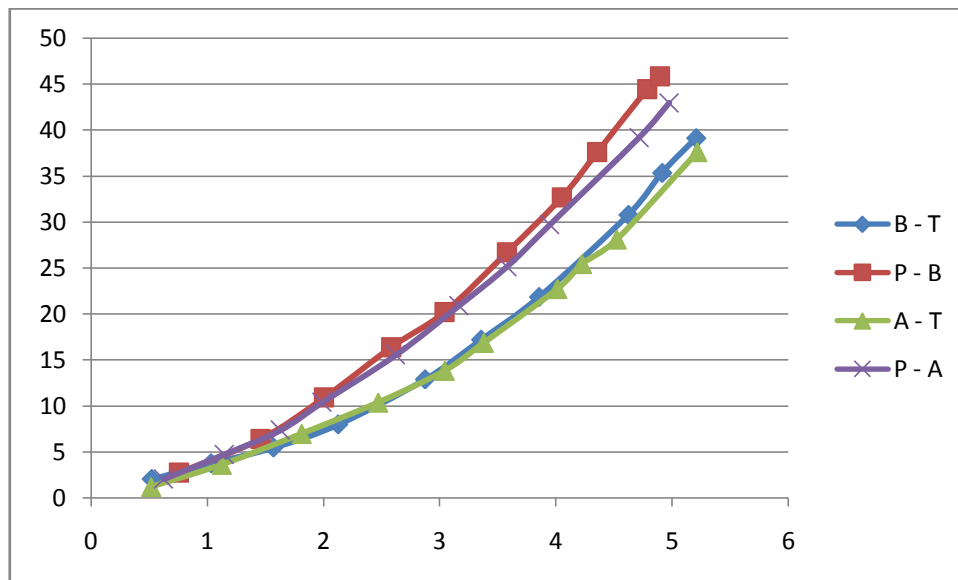


Tabla 21. Resultados de la válvula REXROTH 4/2 con enclavamiento en la conexión B - T a 800 psi.

Caudal [GPM]	Presión [PSI]	K	Temp.[°C]
0,523201	2,043822	0.366313	30,7
1,033221	3,752345	0.533314	31
1,569832	5,467334	0,684108	31,8
2,126432	7,982364	0,784492	32,6
2,874321	12,88456	0,800724	32,3
3,35643	17,19878	0,809328	33,1
3,854646	21,84407	0,824717	33,5
4,623457	30,77563	0,833419	34,2
4,913708	35,34365	0,82652	34,7
5,206391	39,12931	0,832331	34,9

Figura 127. Curvas características de la válvula 4/2 con enclavamiento usada.



Finalmente se realizó la valoración de fugas para la válvula 4 vías 2 posiciones de tipo enclavamiento. Los valores de las fugas para esta válvula están consignados en la tabla 21.

Tabla 21. Valoración de fugas entre los pasajes internos de la DCV REXROTH 4/2 con enclavamiento.

P - A @ 1000 psi		P - B @ 1000 psi	
Puerto	cm ³ /min	Puerto	cm ³ /min
B	353	A	334

Los flujos de aceite a través de los pasajes internos de esta válvula son realmente altos comparados con los obtenidos para las válvulas anteriormente probadas. En relación a los resultados obtenidos, se puede concluir que la válvula está en mal estado debido al desgaste severo entre sus elementos internos.

6.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En la tabla 22 se resumen los resultados obtenidos de la prueba de determinación del coeficiente de flujo Kv de las DCV.

Tabla 22. Resumen de los resultados de la prueba de determinación de Kv

VÁLVULA	Kv				
	P - T	P - A	P - B	A - T	B - T
VICKERS DG4V – 3S – 8C – VM – FTWL – B5 – 61	0.705	0.623	0.65	0.639	0.645
REXROTH 4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62	N/A	0.707	0.753	0.782	0.785
REXROTH 4/2 tipo enclavamiento	N/A	0.672	0.672	0.785	0,779

De la tabla 22, se puede evidenciar que para un mismo tipo de válvula (REXROTH de cuatro vías dos posiciones con enclavamiento), la condición dinámica varía de acuerdo al estado y el uso de la válvula, es decir, que para

la válvula nueva se obtienen valores del coeficiente característico mayores que para la misma válvula con un mayor tiempo de trabajo. Esta tendencia indica que las pérdidas de presión aumentan directamente con el tiempo de vida de la válvula, y por tanto, la disminución del valor del coeficiente característico de la válvula es indicativo del detrimento de su condición.

En la tabla 23 se resumen los resultados obtenidos en la valoración de las fugas a través de los pasajes internos de las DCV, mientras que en la tabla 24 se hace un juicio con respecto al estado de las válvulas de control direccional basados en los resultados obtenidos en la valoración de las fugas.

Tabla 23. Resumen de los resultados de la prueba de valoración de fugas entre los pasajes internos de las DCV.

VALVULA	FLUJO DE FUGAS					
	P - T @ 1000 psi		P - A @ 1000 psi		P - B @ 1000 psi	
VICKERS DG4V – 3S – 8C – VM – FTWL – B5 – 61	Puerto	Gotas/min	Puerto	Gotas/min	Puerto	Gotas/min
	A	1.25	B	1.58	A	1.62
	B	1.33	T	1.71	T	1.82
	P - A @ 1000 psi			P - B @ 1000 psi		
REXROTH 4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62	Puerto	cm ³ /min	Puerto	cm ³ /min		
	B	3.5	A	2.5		
	P - A @ 1000 psi			P - B @ 1000 psi		
REXROTH 4/2 tipo enclavamiento	Puerto	cm ³ /min	Puerto	cm ³ /min		
	B	353	A	334		

Tabla 22. Estado de las DCV según los resultados de fugas internas.

VALVULA	ESTADO
VICKERS DG4V – 3S – 8C – VM – FTWL – B5 – 61	El caudal de fugas que exhibe esta válvula es realmente bajo, por lo cual se concluye que esta válvula esta en excelente estado debido a su poco uso y por tanto sus componentes internos han sufrido un desgaste despreciable.
REXROTH 4WE6D61 / OFEG12N9DA / 62	La cantidad de fugas a través de esta válvula se consideran bajas si se comparan con las registradas por los fabricantes, las cuales se especifican de 4.9 cm ³ /min como valores nominales, lo cual hace concluir que la válvula está en muy buenas condiciones de operación.
REXROTH 4/2 tipo enclavamiento	Los flujos de aceite a través de los pasajes internos de esta válvula son realmente altos comparados con los obtenidos para las válvulas anteriormente probadas. En relación a los resultados obtenidos, se puede concluir que la válvula está en mal estado debido al desgaste severo entre sus elementos internos

7. CONCLUSIONES

Se aportó a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, una herramienta de carácter pedagógico en la línea de caracterización dinámica para analizar y comprender el estado de las válvulas de control direccional tipo CETOP 3 enfocada hacia el mantenimiento predictivo, de tal forma que se puede monitorear su comportamiento mediante un análisis de las señales obtenidas del flujo y de la presión diferencial de estos componentes hidráulicos.

En adición a la función primaria de carácter académico que brinda este dispositivo, está en capacidad para prestar un servicio a la comunidad ó industria local a través del diagnóstico de válvulas direccionales tipo CETOP 3 para el respectivo mantenimiento.

Se pudo comprobar que la caída de presión a través de válvulas de control direccional tiene un comportamiento que puede ser descrito mediante la relación $Q = Kv * \sqrt{\Delta p}$, registrándose errores $\approx 30\%$ debidos a los accesorios utilizados para el montaje de las válvulas, teniendo en cuenta que los fabricantes realizan las curvas características directamente sobre los puertos de la válvula.

El desarrollo de las pruebas demuestra que para valores de flujo altos, el crecimiento cuadrático de las pérdidas de presión, reduce significativamente la eficiencia de un circuito hidráulico, por lo que hace necesario realizar el cambio de válvula a una de mayor capacidad de flujo nominal.

Se comprendió de manera práctica el fenómeno de los flujos a través de un orificio aplicados a la industria oleohidráulica, permitiendo a su vez realizar un análisis de estado o condición para el mantenimiento de las DCV CETOP 3.

Mediante una comparación del estado y desempeño de las válvulas se puede evidenciar el deterioro que esta sufre debido al tiempo de trabajo, tanto en la caída de presión como en las fugas internas, en comparación con una válvula sin ningún uso.

Mediante un procedimiento sencillo se puede evidenciar el desgaste sufrido por una válvula de control direccional a través de la valoración del flujo de fugas entre sus pasajes internos.

Se elaboró un programa para la adquisición de datos en el software LabVIEW mediante la programación de una interfaz sencilla y de gran utilidad para el desarrollo de las pruebas.

El diseño estructural del banco de pruebas, permite una alta versatilidad de montajes adicionales gracias al tipo de uniones (apernadas), que facilitan su desarme y movilidad.

8. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

La caída de presión medida en el manifold de la válvula de control direccional es mayor a la referenciada en los catálogos de los fabricantes debido a que estos últimos realizan estas mediciones justo a la entrada y la salida de las válvulas, sin tener en cuenta las pérdidas por accesorios como placas de montaje.

Se recomienda diseñar un manifold más compacto que desempeñe las funciones de placa base de montaje para DCV CETOP 3, de manera que se pueda medir la presión en puntos lo más cercano posible a la entrada y la salida de la DCV.

Las curvas de diferencia de presión versus caudal no pudieron ser determinadas en su totalidad debido a limitantes como el caudal entregado por la bomba, ya que esta tiene un valor máximo ≈ 5 gpm mientras que las válvulas CETOP 3 permiten un flujo de hasta 15 gpm. Por tanto se recomienda adquirir una unidad de potencia que provea al circuito los valores de caudal máximos admitidos por este tipo de válvulas.

BIBLIOGRAFÍA

- **BLACKBURN**, John F. Fluid power control. M.I.T. Press, 1969.
- **CREUS**, Antonio S. Instrumentación Industrial. España: Marcombo, 2005.
- **FEODOSIEV**, V. I.. Resistencia de Materiales, Volumen 2. USSR, 2004.
- **MOTT, R. L.** Diseño de elementos de máquinas. Pearson. México, 2006.
- **NORTON**, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999.
- **REXROTH**. Fundamentos y componentes de oleohidráulica,1999.
- **TOTTEN**, George. E: Handbook of Hydraulic Fluid Technology. Union Carbide Corporation. New York. 2000.
- **VICKERS**. Manual de Oleohidráulica Industrial, 1999

ANEXOS

ANEXO A. CALIBRACIÓN DE EQUIPOS

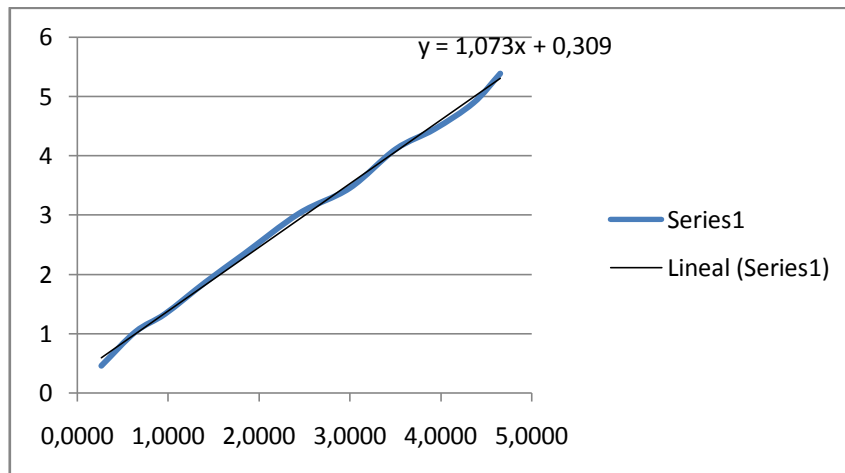
La calibración de los equipos se realizó bajo tres procedimientos diferentes de acuerdo al sensor. En este anexo se ilustra el proceso de calibración que se llevó a cabo en los instrumentos de medición con el fin de determinar las ecuaciones características.

Flujómetro

Para poder determinar el flujo a través de la válvula se implementó un flujómetro de turbina HOFFER FLOW que permite medir flujos entre 0,25 y 4,5 gpm, a través de un acondicionador de señal que permite entregar la señal en forma de pulsos o de voltaje. Para el caso se usaron las salidas de voltaje analógico del acondicionador de señal.

Para su calibración se leyó la señal adquirida en voltaje del acondicionador de señal, y simultáneamente con una probeta de 4 litros se determina el tiempo de llenado y con esto se determina el caudal. Se obtuvieron los siguientes datos:

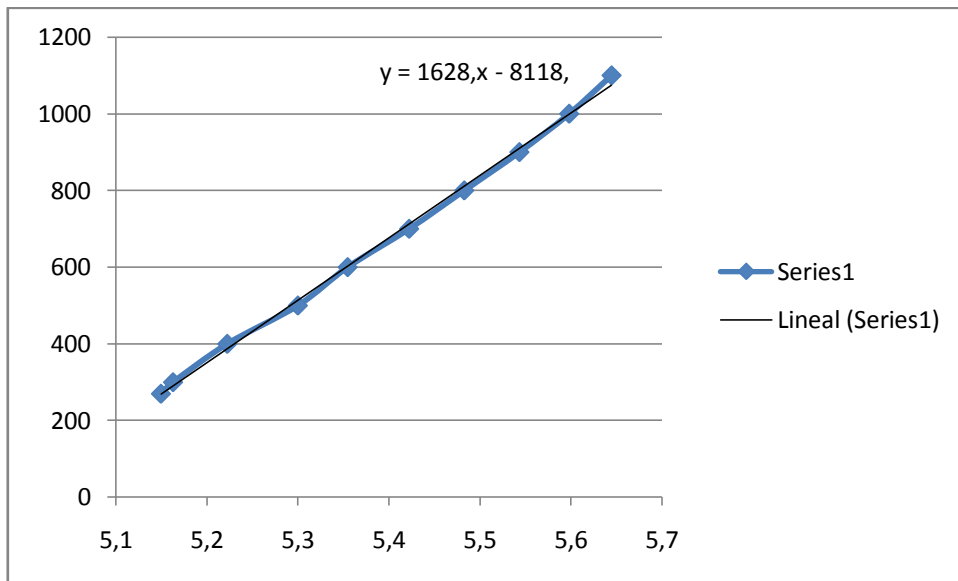
Voltaje	Caudal [gpm]
0,2627	0,4637
0,8387	1,0364
0,9645	1,3374
1,4093	1,8716
1,8376	2,3511
2,4419	3,0310
2,9985	3,4573
3,5034	4,1115
3,9310	4,4496
4,3601	4,8917
4,6551	5,3856



Transductor de Presión diferencial

Para evaluar el valor de la caída de presión a través de la DCV se implemento un transductor de presión diferencial PAYNE cuya calibración se hizo, midiendo el voltaje que entrega (0,5 – 20 mV) contra la presión leída en un manómetro de glicerina conectado al puerto P1 y el puerto P2 a la presión atmosférica, debido a la baja señal entregada por el transductor fue necesario usar una tarjeta de amplificación de señal con una ganancia de 100. Siguiendo este procedimiento se obtuvieron los siguientes resultados y la siguiente curva característica:

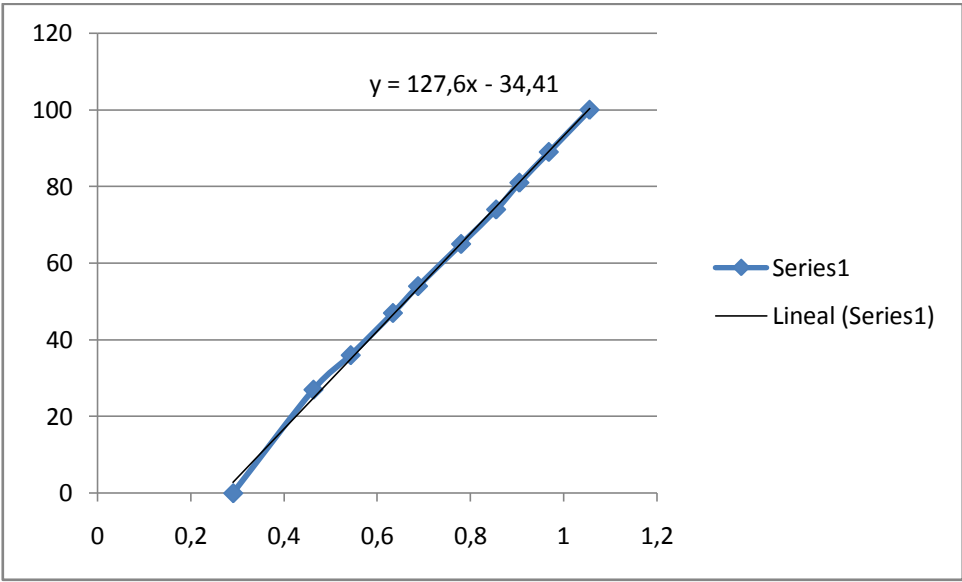
Voltaje	Presión [PSI]
5,1494	270
5,1627	300
5,2223	400
5,2999	500
5,3546	600
5,4222	700
5,4828	800
5,5434	900
5,5981	1000
5,6447	1100



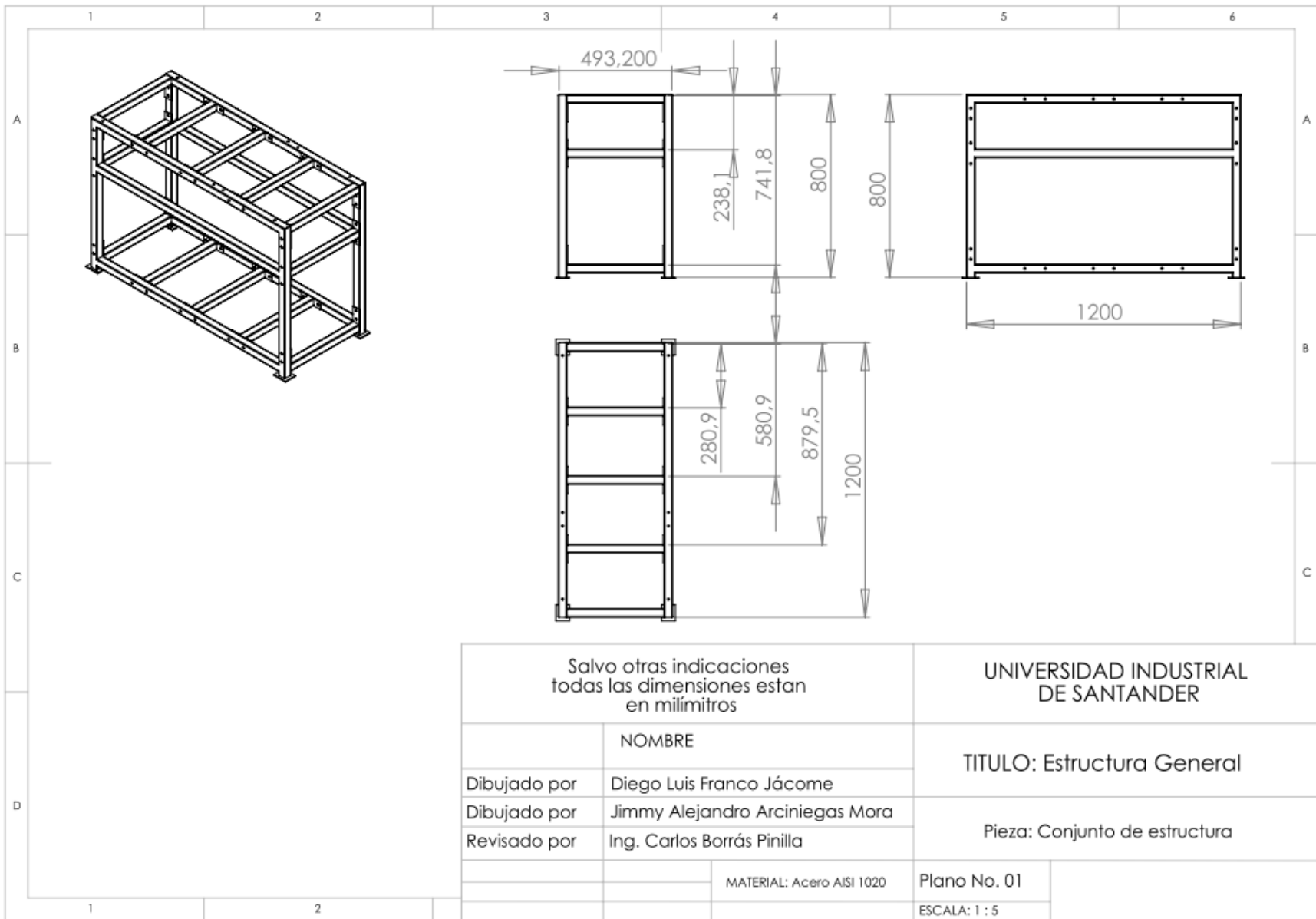
Termocupla

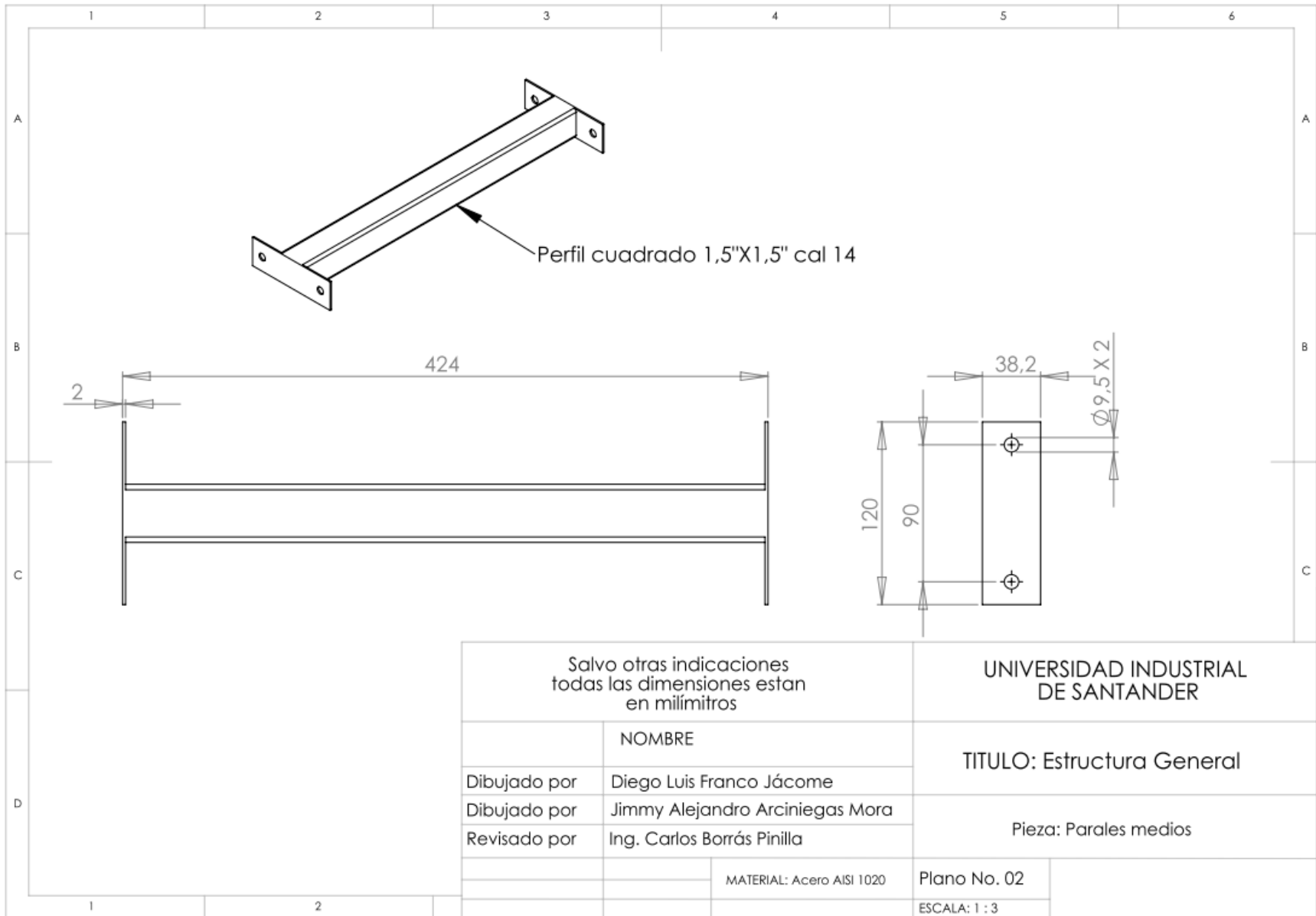
La termocupla se usó para determinar la temperatura del aceite durante las pruebas. Para calibrar la termocupla tipo J, se usó un acondicionador de señal 5B37 Tipo T, el cual entrega una señal en voltaje que se compara con valores de temperatura medidos con un multímetro. Se tiene como patrón hielo cuya temperatura es 0°C y agua hirviendo cuya temperatura es 100°C, con lo cual se obtuvieron los siguientes resultados.

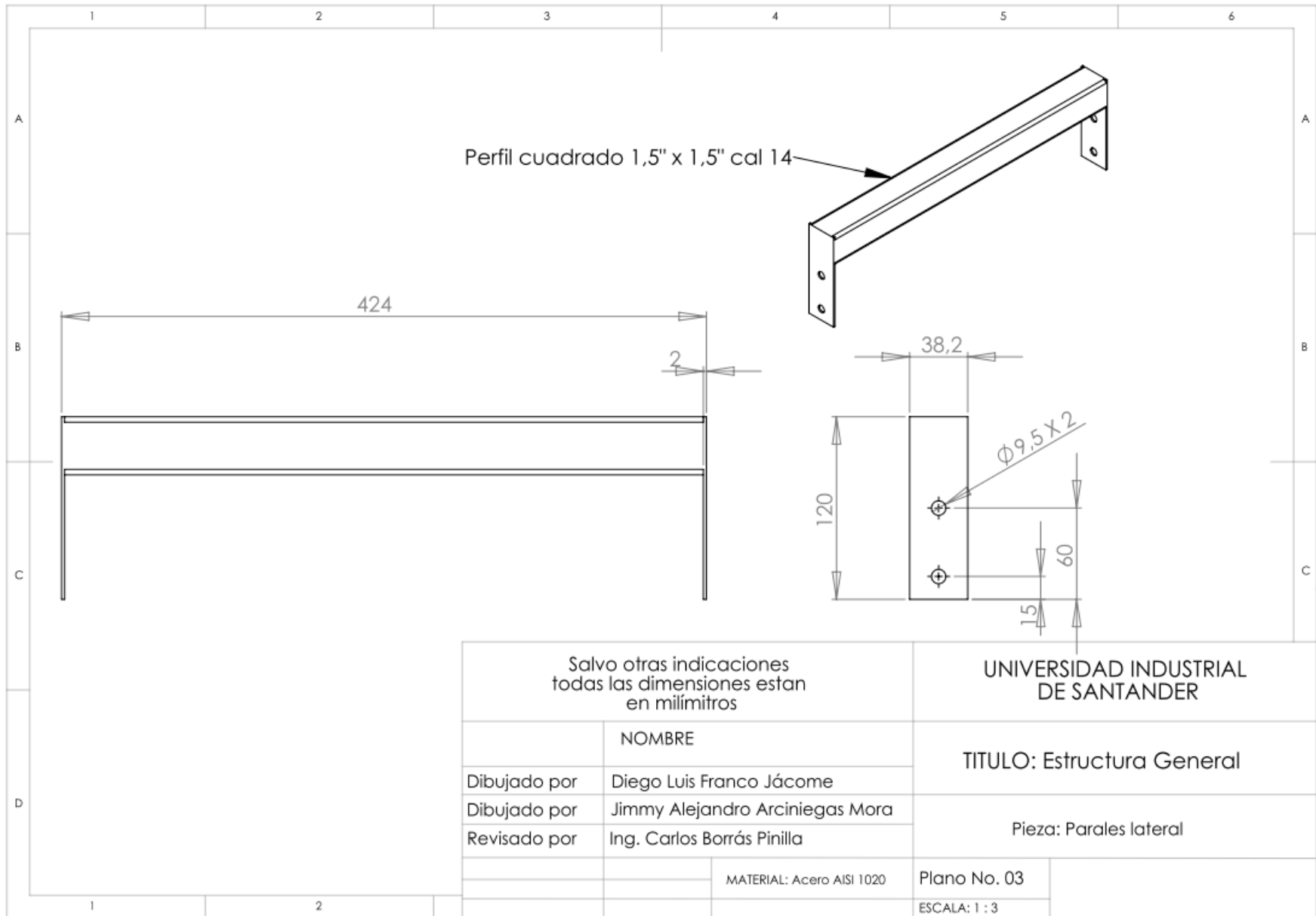
Voltaje	Temp. [°C]
0,291	0
0,4633	27
0,5433	36
0,6339	47
0,6878	54
0,7803	65
0,8555	74
0,9055	81
0,9686	89
1,0561	100

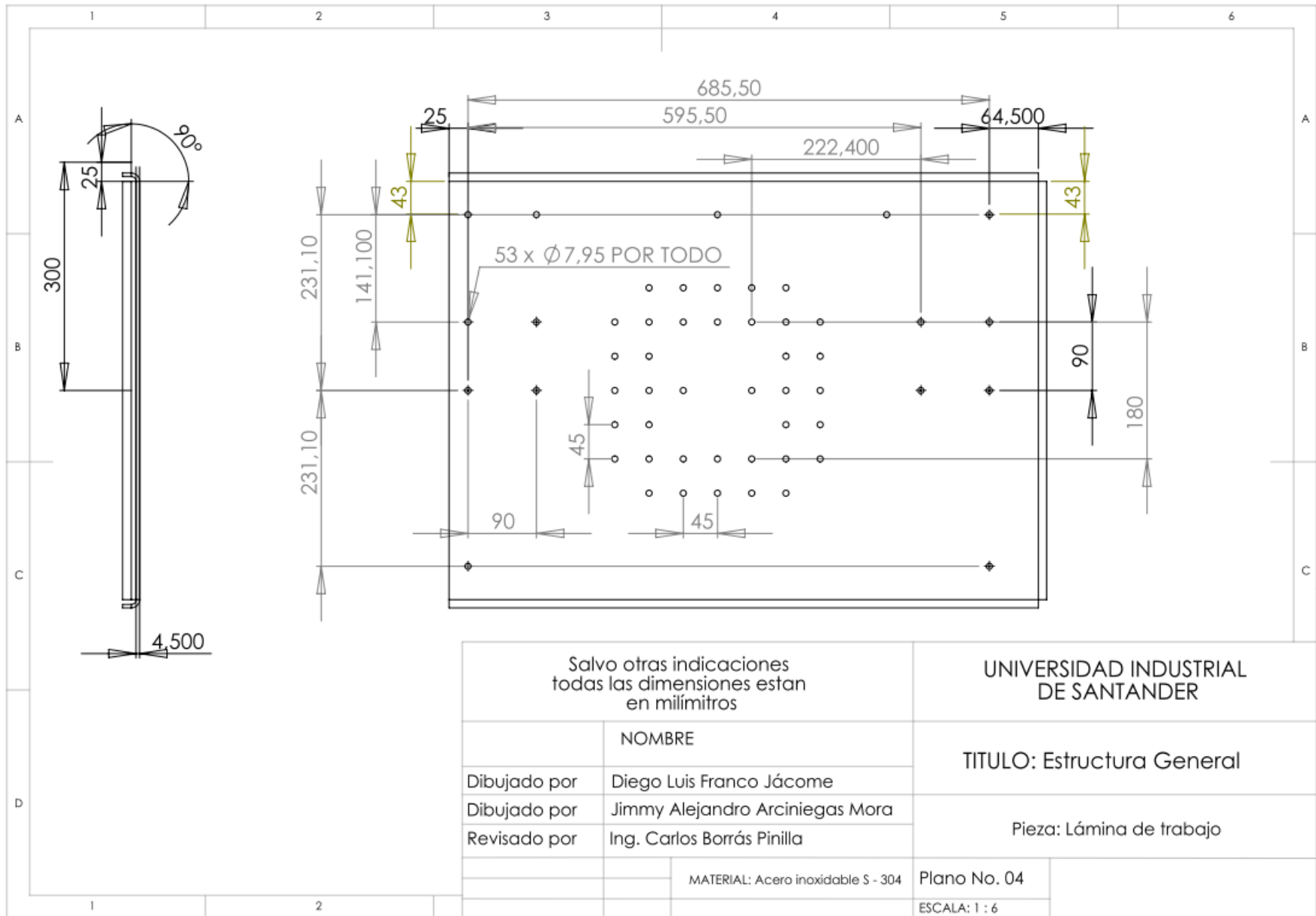


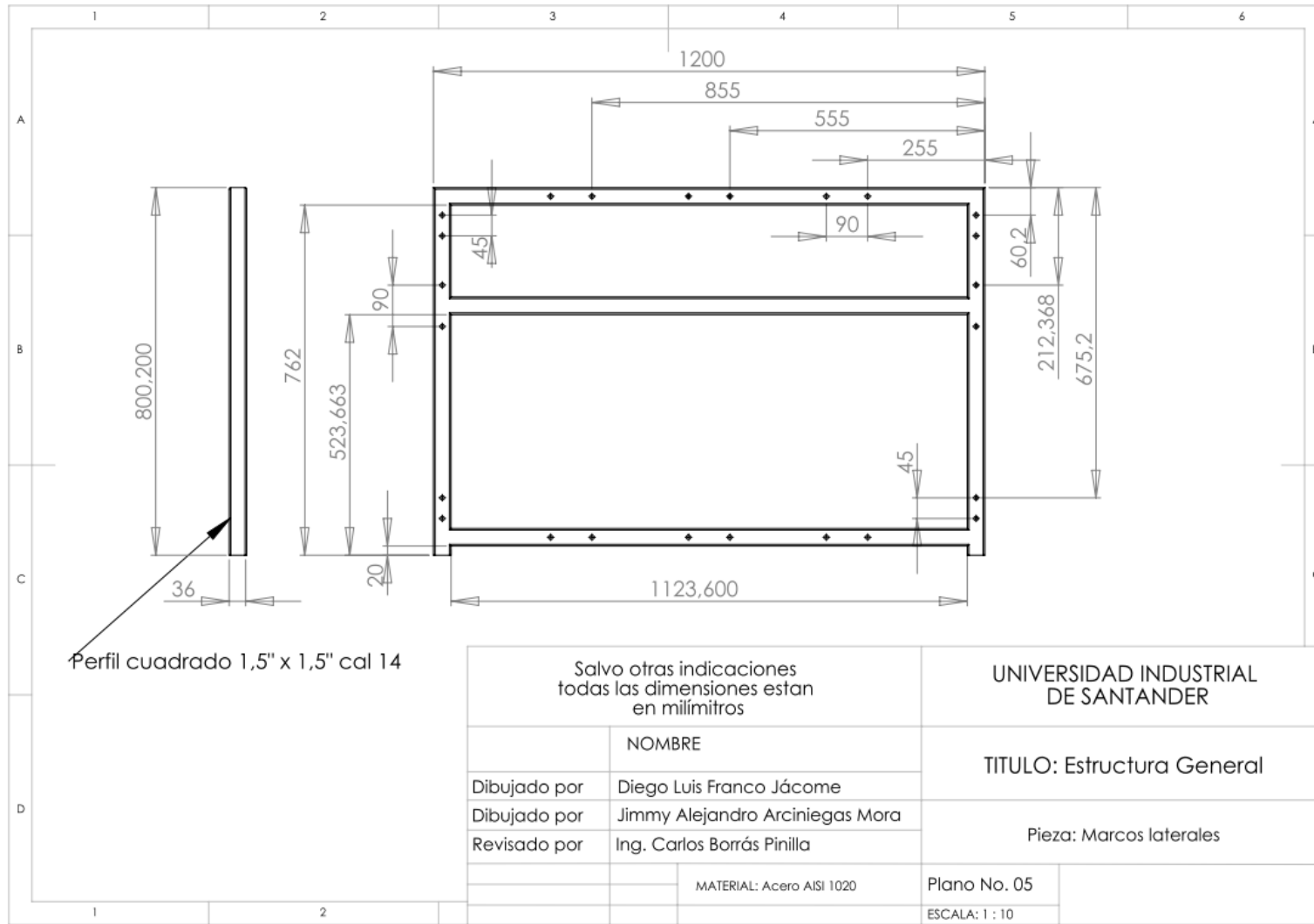
ANEXO B. PLANOS

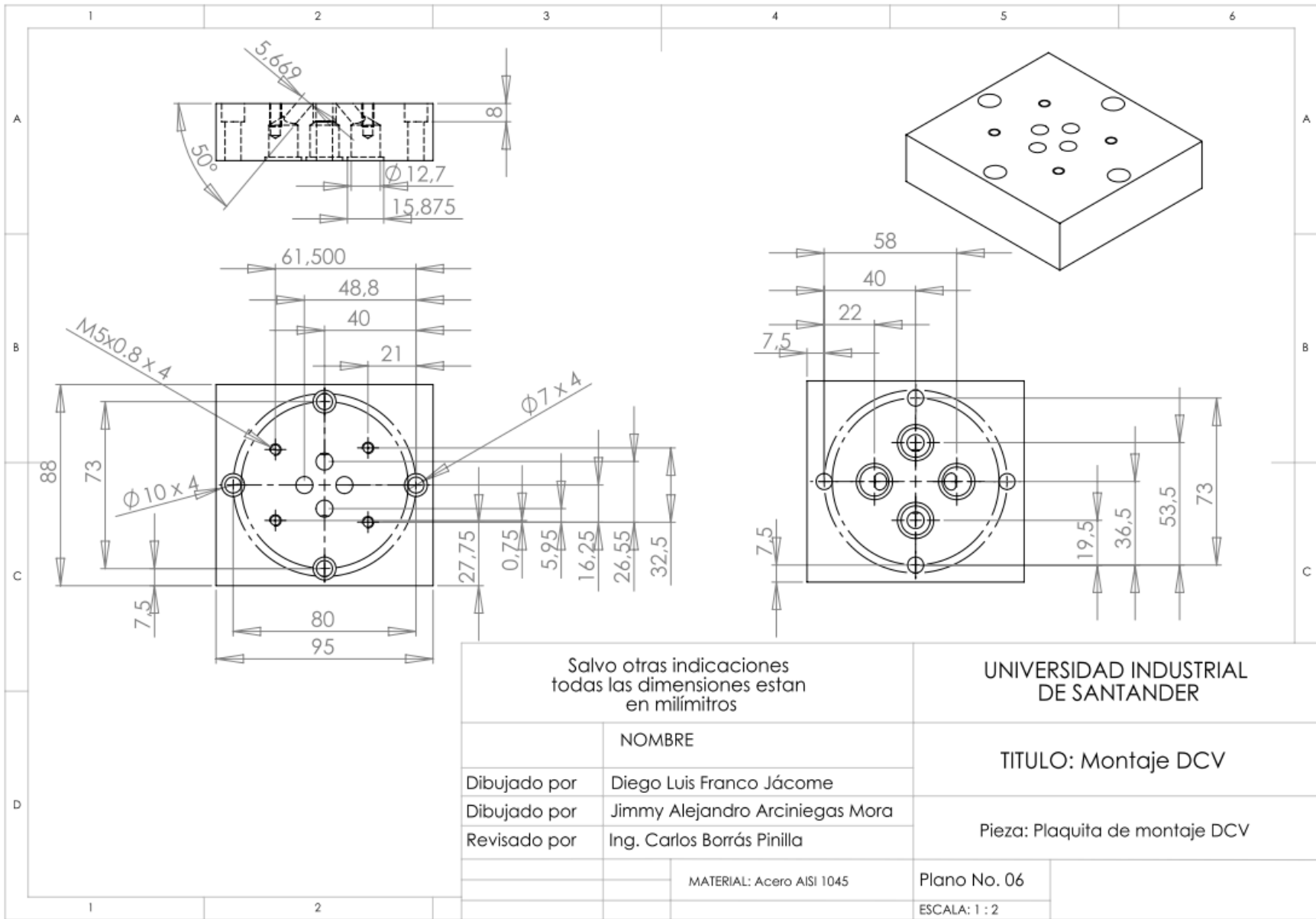


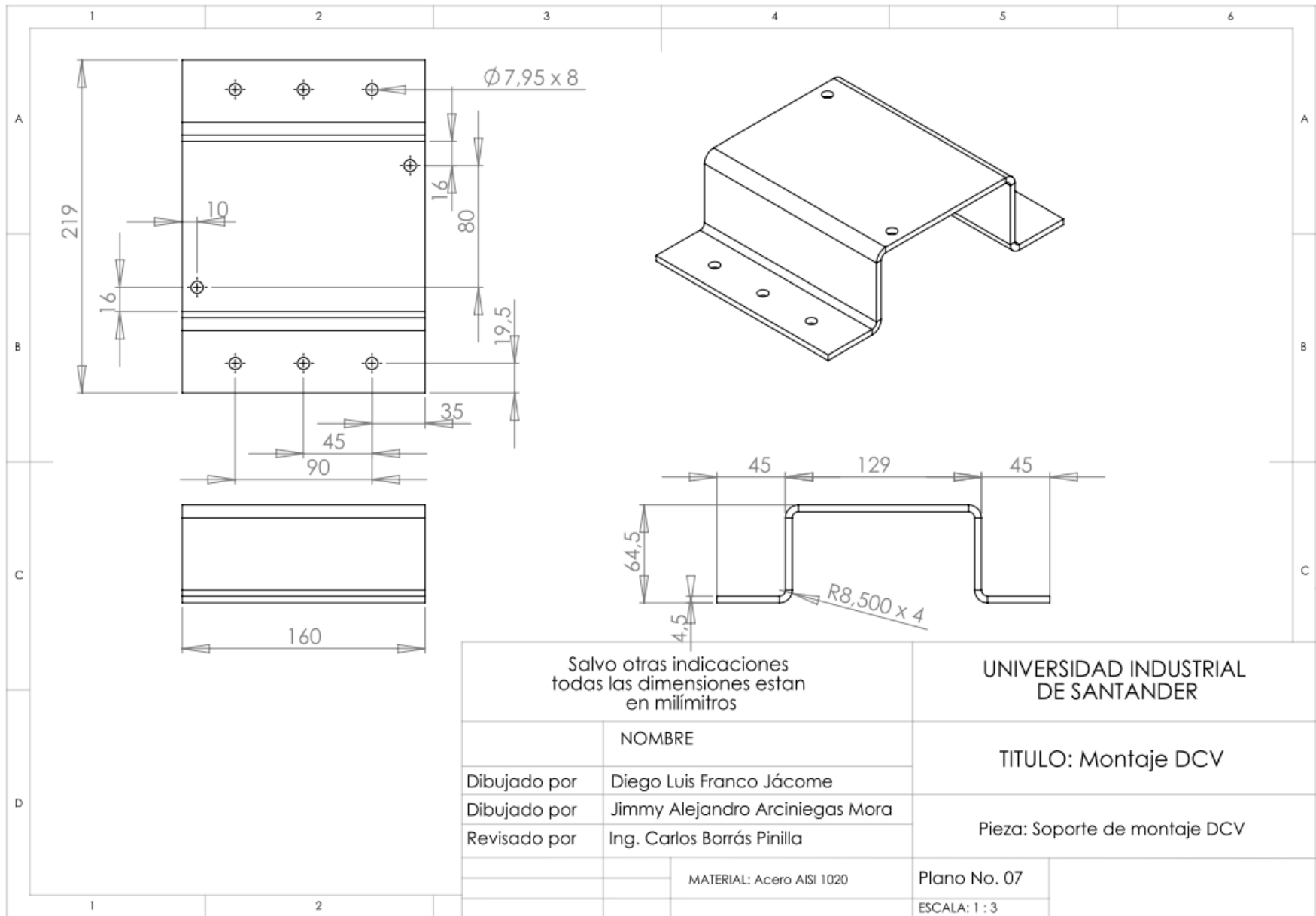


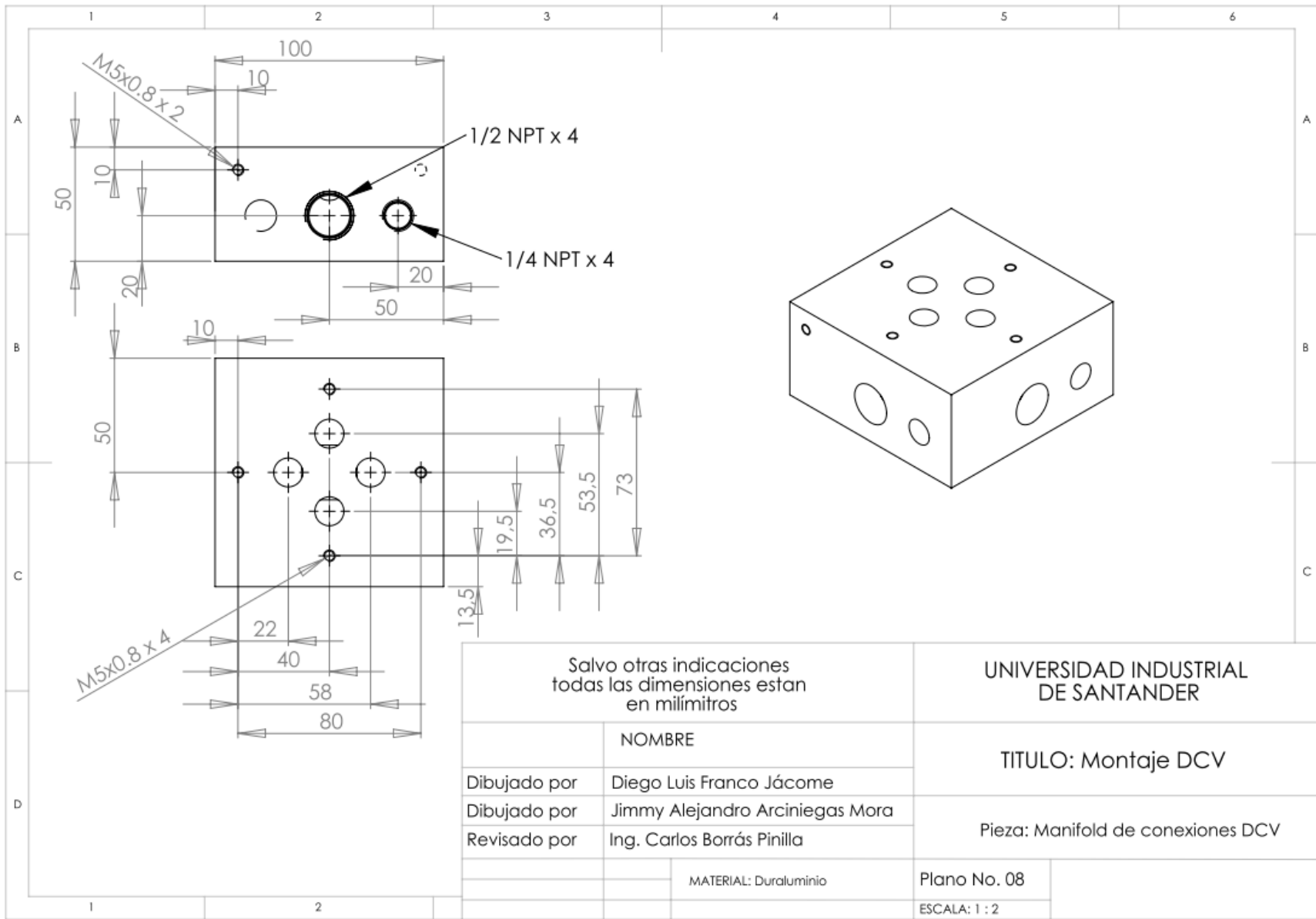


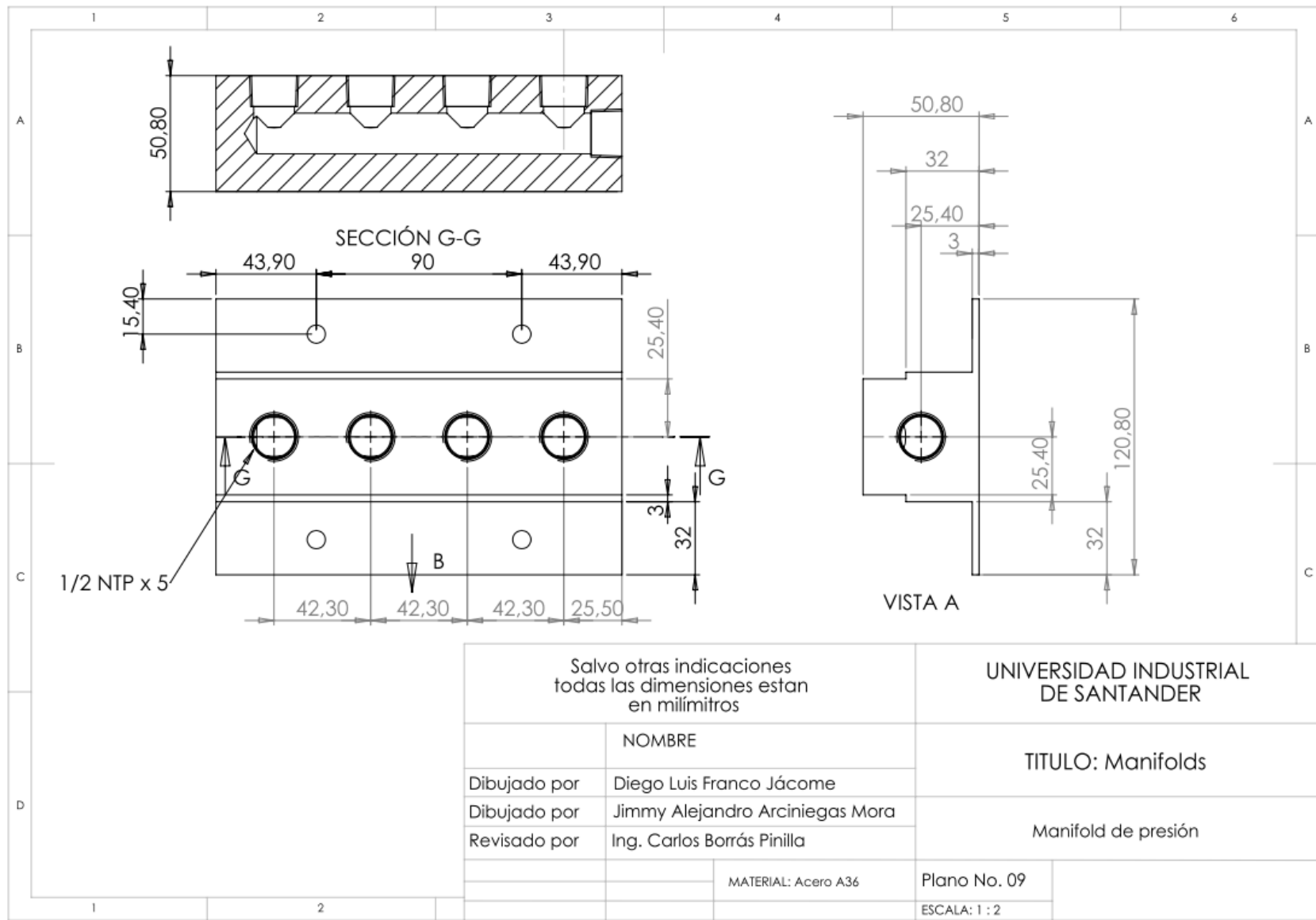












ANEXO C. CATÁLOGOS



"PRESSURE INSTRUMENTATION
FOR THE TOUGHEST APPLICATIONS"

BI-DIRECTIONAL, DIFFERENTIAL COMPENSATED TRANSDUCERS

The **210-60-090** is a high quality, dependable, bi-directional full-line differential pressure transducer suitable for high shock and vibration applications with superior long-term stability, and excellent repeatability and hysteresis.

The **210-60-090** is temperature compensated, operating at temperatures from **-65°F to +250°F** (-53°C to +121°C) in pressure ranges of **0-500 to 0-5000 PSID** and has a very low thermal zero shift of **± 0.01%** of full scale output per °F.

Offered in a small/light weight package for applications where space is limited, the **210-60-090** can be provided with optional mounting adapters, pressure port configurations and/or electrical connections for increased flexibility.

Specifications:

Typical Performance: The following parameters are established from production units.

Calibration Data: Calibration Certificates are supplied with each unit.

Performance: *

Thermal Zero Shift: ± 0.01% of Full Scale Output (F.S.O.) per °F maximum.

Thermal Sensitivity Shift: ± 0.01% of F.S.O. per °F maximum.

Full scale (F.S.) Sensitivity: P1=2.0 mV/V ± 10%, P2=P1 ± 2.0% of P1

Output at Zero Differential Pressure: 0 ± 5.0% F.S.O.

Non-Linearity and Hysteresis Combined: ± 0.25% F.S.O. to ± 0.35% (depending on part option).

Repeatability: Within ± 0.10% of F.S.O.

Operating Temperature Range: -65°F to +250°F (-53°C to +121°C).

Compensated Temperature Range: -25°F to +250°F (-31°C to +121°C).

Mechanical: *

Pressure Range: 0-500 to 0-5,000 PSID.

Proof Pressure: 175% of rated range (line and differential).

Burst Pressure: 250% of rated range (line and differential).

Pressure Media: Any compatible with 300 series CRES, Buna-N-Rubber, 2024-T351 AL, and 15-5 PH CRES.

Electrical Connections: 4 pin bayonet connector. Mates with MS3116-8-4S.

Pressure Port: Manifold mounting per MIL-P-5514, Type II, Class 2. Recommended O-rings MS28775-008 are supplied with each transducer.

Optional adapters, ports, connections and more are available upon request.

Weight: 1.8 ounces nominal (0.051 kg).

Environmental: Error due to combined effect of shock, vibration, and acceleration shall be less than 0.01% of F.S. per G. **Acceleration:** 20 G's per MIL-STD-810, METHOD 513.1, PROC. I **Vibration:** 20 G's per MIL-STD-810, METHOD 514.1, PROC. V, **Shock:** 30 G's per MIL-STD-810, METHOD 516.1, PROC. IV.

Electrical: *

Excitation: 10 VDC.

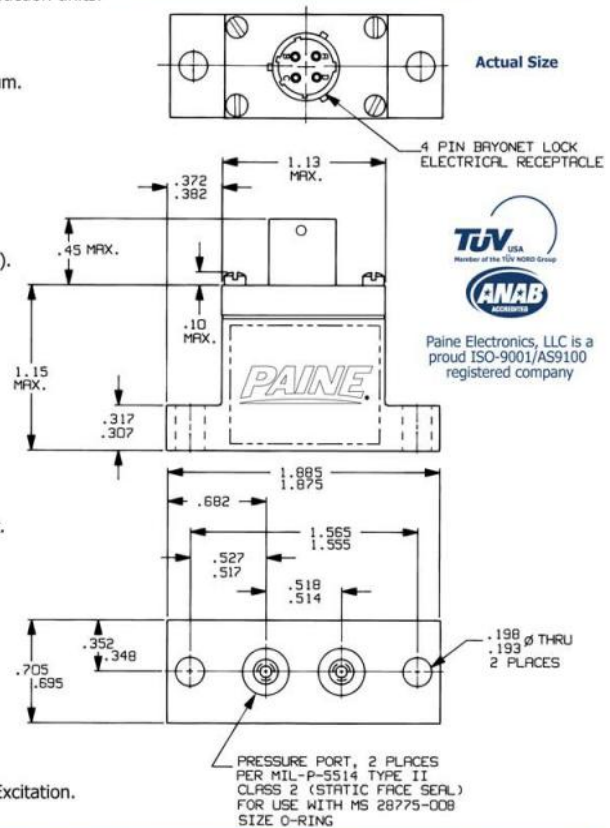
Input Resistance: 350 ± 70 Ω.

Output Resistance: 350 ± 35 Ω.

Electrical Connections: A= + Excitation, B= + Signal, C= - Signal, D= - Excitation.



210-60-090-XX
0-500 to 0-5,000 PSID
MEDIA: 300 Series
CRES, 2024-T351 AL
& 15-5 CRES



Datasheet P/N: 210-60-090-DS_REV-D

* Contact us or your authorized Paine Electronics representative for other standard and/or custom configurations or options.

All specifications are subject to change or modification without notice.
PAINE ® is a registered trademark of Paine Electronics, LLC.
Copyright © Paine Electronics, LLC | All Rights Reserved

Call or email us today for more information!

509-881-2100
moreinfo@paineelectronics.com

Paine Electronics, LLC
5545 Nelpar Drive, East Wenatchee WA 98802
Tel: (509) 881-2100 | Fax: (509) 881-2115

Visit us on the web at:
www.paineelectronics.com

TURBINE FLOWMETERS BY
HOFFER
Perfecting Measurement

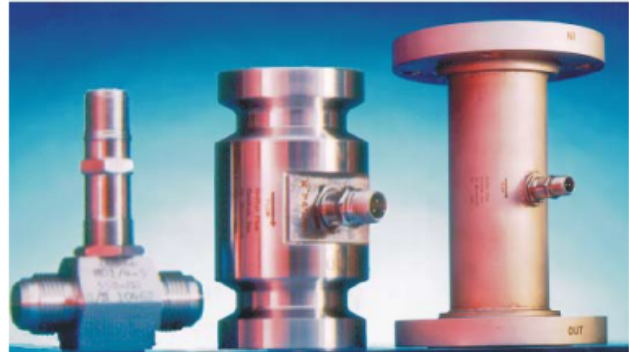


HO SERIES
 Turbine Flowmeters
 for Liquid Service
 Product Bulletin HO-L-110I

TECHNICAL DATA SHEET

OUTSTANDING FEATURES

- Low cost.
- Outstanding accuracy.
- Provides wide flow ranges (10:1 to 100:1 turndown ranges available).
- Wide variety of process connections available.
- Wide selection of construction materials.
- Operate over a wide range of temperatures and pressures.



LIQUID SIZE SELECTOR CHART FOR STANDARD HO SERIES TURBINE FLOWMETERS								
Flowmeter Size	MAGNETIC PICKUP COIL				MODULATED PICKUP COIL			
	Linear Range (US GPM)	Linear Range (LPM)	Repeatable Range (US GPM)	Repeatable Range (LPM)	Linear Range (US GPM)	Linear Range (LPM)	Repeatable Range (US GPM)	Repeatable Range (LPM)
1/4*	.35-3.5	1.3-13.2	.25-4.5	.95-17	.35-3.5	1.3-13.2	.0625-4.5	.24-17
3/8*	.75-7.5	2.8-28.4	.3-9	1.1-34	.75-7.5	2.8-28.4	.075-9	.28-34
1/2	1.25-9.5	4.7-36	.6-12	2.3-45	1.25-9.5	4.7-36	.12-12	.45-45
5/8	1.75-16	6.6-60.6	.9-20	3.4-75.7	1.75-16	6.6-60.6	.2-20	.75-75.7
3/4	2.5-29	9.5-110	1.5-35	5.7-132.5	2.5-29	9.5-110	.35-35	1.3-132.5
1	4-60	15-227	2-75	7.6-284	4-60	15-227	.75-75	2.8-284
1-1/4	6-93	23-352	3-115	11.4-435	6-93	23-352	1.15-115	4.35-435
1-1/2	8-130	30.3-492	5-175	19-662	8-130	30.3-492	1.75-175	6.6-662
2	15-225	56.8-852	11-275	42-1041	15-225	56.8-852	2.75-275	10.4-1041
2-1/2	25-400	95-1514	15-500	56.8-1893	25-400	95-1514	5-500	19-1893
3	40-650	151-2460	20-800	76-3028	40-650	151-2460	8-800	30.3-3028
4	75-1250	284-4731	50-1500	189-5678	MCP not recommended in 4" and larger sizes			
5	140-2000	530-7570	100-2500	379-9463				
6	200-2900	757-10977	125-3600	473-13626				
8	330-5200	1249-19682	270-6400	1022-24224				
10	650-8000	2460-30280	540-9800	2044-37093				
12	1400-12000	5299-45420	800-15000	3028-56775				

NOTE: Performance enhancement techniques are routinely applied to produce larger linear and usable flow ranges. Consult with the applications group at Hoffer with your requirements.
 * The linear flow ranges on 1/4" through 5/8" may be derated depending on bearing selection. Consult applications group for additional information.

SPECIFICATIONS

Overrange: 150% of maximum flow (intermittently).

Linearity: ±0.5% of reading (±0.25% typical) over tabulated linear flow range.

Repeatability: ±0.1% (±0.05% typical) over tabulated repeatable range.

Available Turn Down Range: 10:1 to 100:1.

Available Temperature Range: -450°F to +450°F Standard. High temperature option to +850°F. Refer to various flowmeter configurations for pressure ratings, outline dimensions and available sizes.

Pressure Drop Characteristics: 4 to 5 PSI at maximum linear flow rate at one CSTK.

End Fittings: Available in NPT, MS flared and flanged styles. Other types available on request.

Bearing Styles: Ceramic hybrid ball bearings and sleeve bearings in tungsten carbide and hard carbon composite are available.

Materials: 316/316L dual rated stainless steel standard. Consult with applications group for corrosive applications. Broad material list available.

LIQUID TURBINE FLOWMETER MODEL NUMBERING SYSTEM

MODEL HO (A) X (B) - (C) - (D) - (E) - (F/G/H) - (I) - (J)

A. End Fitting Size

B. Flowmeter Size

C. Minimum Operating Flow

D. Maximum Operating Flow

E. Bearing Type

- (BP) Self-Lubricating, Ceramic Hybrid Ball Bearing 1/4" thru 1".
- (CB) Self-Lubricating, Ceramic Hybrid Ball Bearing 1-1/4" thru 12"
- (T) Tungsten Carbide Sleeve Bearing
- (C) Hard Carbon Composite Sleeve Bearing

F. Pickup Coils

- (1M) One Magnetic Coil
- (2M) Two Magnetic Coils
- (1MC3PA) One RF Coil (Not recommended in 4" and larger)
- (2MC3PA) Two RF Coils
- (1MC2PAHT) One High Temp 6" Pigtail RF coil
- (2MC2PAHT) Two High Temp 6" Pigtail RF coils
- (1HTM) High Temperature Magnetic Coil
- (2HTM) Two High Temperature Magnetic Coils
- (1ISM) Intrinsically Safe Mag Coil
- (2ISM) Two Intrinsically Safe Mag Coils
- _(RP_) Redi-Pulse Coil (See Redi-Pulse Technical Data Sheet RP-XXX)
- _() Intrinsically Safe Redi-Pulse Coil (See I.S. Redi-Pulse Technical Data Sheet IRP-XXX)
- (P) Pigtail or Flying Leads, Add-P and the Length of leads after any coil except the high temperature coils.
- (-ATEX) Add after coil part no. when using ATEX enclosure mounted on meter.

G. Coil Spacing, Mechanical Degrees Apart

- () Factory Assigned. Spacing required when meter has two pickup coils.

H. Explosion-Proof Coil Enclosure (Rated Class I, Groups C & D)

- (X) 1" MNPT riser, welded to body. Required for all types of enclosures.
- (X3/0) 1" riser with enclosure and without signal conditioner.
- (X3H/0) 1" riser with enclosure and dome cover for Style 1 signal conditioner.
- (X3B/0) Same as (X3/0) with BASEEFA, FM and CENELEC-EEExd approvals.
- (X4H/0) 1" riser with dome cover for ACC22 and ACC96.
- (3B/0) 1" riser with dome cover for Style 1 signal conditioners to meet Group B.
- (4/0) 1" riser with flat cover for Style 2 signal conditioners to meet Groups C & D.
- (4B/0) 1" riser with dome cover for Style 2 signal conditioners to meet Group B.
- (X8S) Add 8S after X riser for a 8" long S/S riser for hot and cold media applications.
Note: To be used when temperatures are below -40°F and above +140°F.
- (3B/0-ATEX) 3/4" MNPT riser with ATEX approved EExd II C enclosure.

I. End Fitting Types

- (MS) 37 Deg. Male Flare Per MS33656
- (NPT) Male National Pipe Thread
- (F_) Raised Face Flange per ANSI (* See Chart)
- (DN_/PN_-SS/CS) DN=Metric size, PN=Flange pressure rating (in DIN std.) & select material
- (W_) Wafer Style Body (Use 1, 3, 6, 9, or 15 after "W" to indicate flange weight wafer meter will be used with)
- (TRI) Tri-Clamp process end fittings without 3A approval in sizes 1/4" thru 3". See Sanitary Series for meters with 3A approval.

NOTE: For high pressure applications, please refer to the HHP Series Data Sheet.

J. Special Features

- (CE) CE Mark - Required for Europe
- (PED-CE) PED Mark- Required for Europe
- (SP) Any special features that are not covered in the model number, use -SP and a written description.

***Pressure Rating/Flange Material**
Include "F", number indicating pressure rating, and flange material. (i.e., -F15S-)

Select one:	Select one:
(1) 150# Flanges	(SS) Stainless Steel
(3) 300# Flanges	(CS) Carbon Steel
(6) 600# Flanges	Note: 316/316L SS flanges are standard, add -304 at end of Model# if 304 flanges are required.
(9) 900# Flanges	
(15) 1500# Flanges	

Flow Measuring Systems For:

<ul style="list-style-type: none"> • Water • Petrochemicals • Natural Gas • Gasoline 	<ul style="list-style-type: none"> • Chemicals • Cryogenics • Energy Management • Oil & Gas Processing 	<ul style="list-style-type: none"> • Industrial Gases • Crude Oil <p style="font-size: small; text-align: right;">Request HO-G-110 Technical Data Sheet for complete specifications for HO Series for Gas.</p>
--	--	--

HOFFER FLOW CONTROLS, INC.

107 Kitty Hawk Lane, P. O. Box 2145, Elizabeth City, NC 27906-2145
800-628-4584 252-331-1997 FAX 252-331-2886
www.hofferflow.com email: info@hofferflow.com

The specifications contained herein are subject to change without notice and any user of said specifications should verify from the manufacturer that the specification are currently in effect. Otherwise, the manufacturer assumes no responsibility for the use of specifications which may have been changed and are no longer in effect.

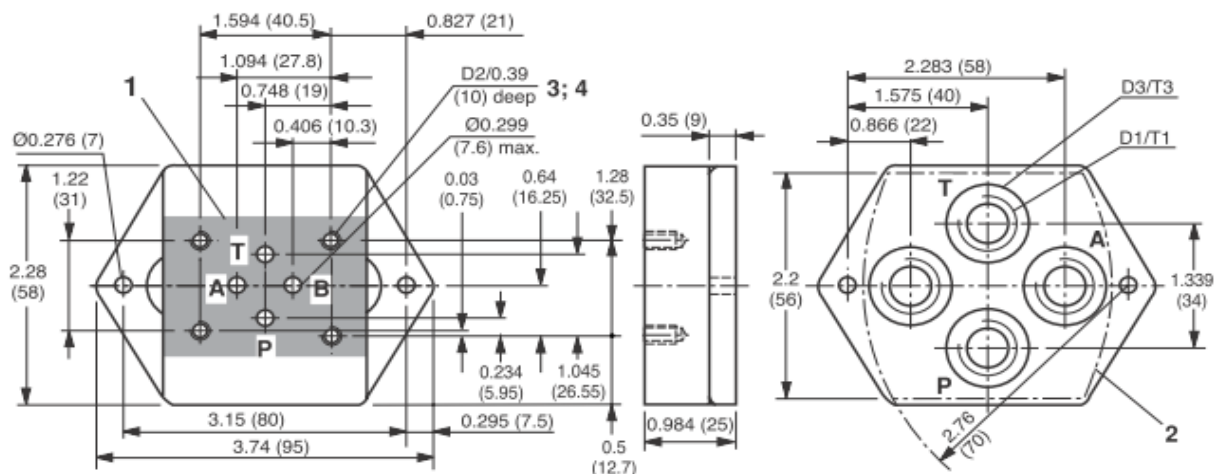
The quality system covering the design, manufacture and testing of our products is certified to International Standard ISO 9001.



Rexroth Bosch Group	Subplates to ISO 4401-3 Size 6, ANSI B 93.7 and NFPA T 3.5.1 M R1, D 03 with SAE, NPT or G (BSP) ports	RA 45 052/06.98 Replaces: 05.94
-------------------------------	---	---

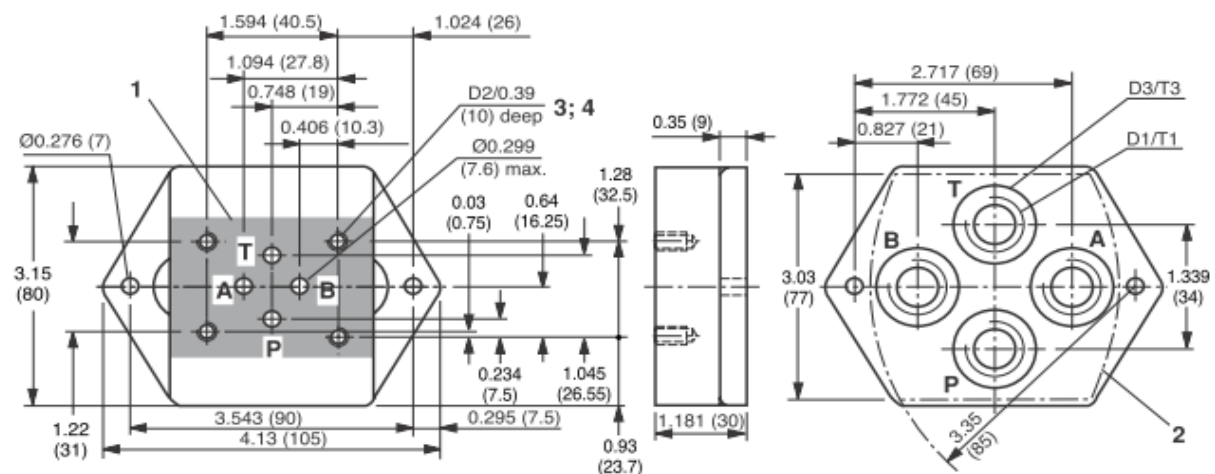
Unit dimensions: dimensions in inches (millimeters)

Model G 341/..¹⁾



Model	Part No.	D1	T1 Minimum	D2	D3	T3	Valve mounting bolts* Socket head cap screw	Weight (approx.) lbs (kg)
G341/12	RR00341065	SAE-6; 9/16-18	0.51 (13)	10-24	0.828 (21)	0.03 (0.8)	4) 10-24 UNC	1.4 (0.6)
G341/05	RR00422656	NPT 1/4"			-	-		
G341/01	RR00424447	G (BSP) 1/4"		M5	0.866 (22)	0.04 (1)	4) M5	

Model G 342/..¹⁾



¹⁾ Preferred models typically stocked, in bold

Model	Part No.	D1	T1 Minimum	D2	D3	T3	Valve mounting bolts* Socket head cap screw	Weight (approx.) lbs (kg)
G342/12	RR00455128	SAE-8; 3/4-16	0.51 (13)	10-24	0.969 (25)	0.03 (0.8)	4) 10-24 UNC	2.4 (1.1)
G342/05	RR00424450	NPT 3/8"			-	-		
G342/01	RR00424448	G (BSP) 3/8"		M5	1.102 (28)	0.04 (1)	4) M5	

Fully adjustable pressure compensated flow control valve with reverse flow check

Capacity:
12 gpm (45 L/min.)

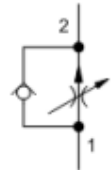
Functional Group:

Products : Cartridges : Flow Control : 2 Port : Fully Adjustable, Pressure Compensated, with Reverse Flow Check

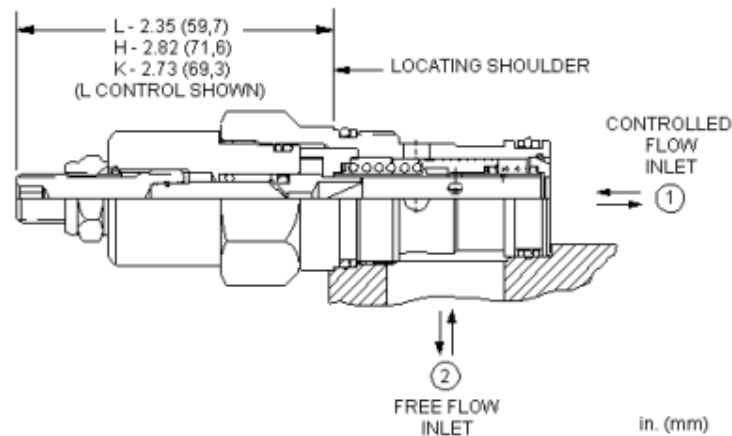
Model:
FDCB

Product Description

Fully adjustable, pressure-compensated flow controls with reverse-flow check provide precise flow regulation for meter-in or meter-out applications where there may be wide pressure fluctuations. They are infinitely adjustable from nearly closed up to the maximum flow. An integral high-capacity check valve provides unrestricted flow from port 2 to port 1.



[Download](#)

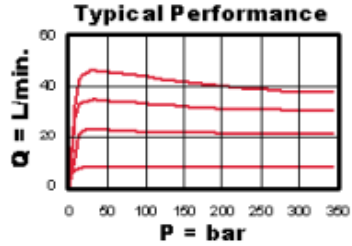
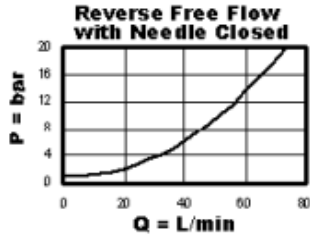
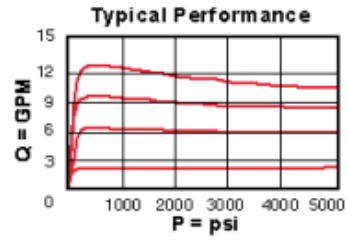
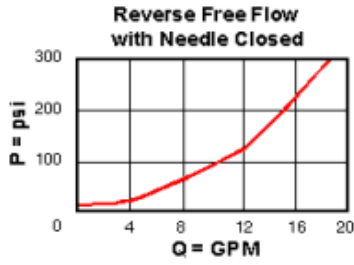


Technical Features

- All 2-port flow control cartridges are physically and functionally interchangeable (i.e. same flow path, same cavity for a given frame size). However, cartridge extension dimensions from the mounting surface may vary.
- A balanced adjustment mechanism allows for easy adjustment even at high pressures.
- The sharp-edged orifice design minimizes flow variations due to viscosity changes.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-5A
Capacity	12 gpm	45 L/min.
Adjustment - Number of Counterclockwise Turns - Fully Closed to Fully Open		5
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Series (from Cavity)		Series 2
U.S. Patent #		4,630,640
Valve Hex Size	1 1/8 in.	28,6 mm
Valve Installation Torque	45 - 50 lbf ft	60 - 70 Nm
Adjustment Screw Internal Hex Size	5/32 in.	4 mm
Adjustment Locknut/Cap Hex Size	9/16 in.	15 mm
Adjustment Nut Torque	80 - 90 lbf in.	9 - 10 Nm
Seal Kits - Cartridge		Buna: 990-203-007
Seal Kits - Cartridge		Viton: 990-203-006



FDCB-LAN

\$84.20

Recommended List Price

Control		Adjustment Range		Seal Material	
Preferred Options		Preferred Options		Preferred Options	
L Standard Screw Adjustment	+0.00	A .1 - 12 gpm (0,4 - 45 L/min.)	+0.00	N Buna-N	+0.00
Standard Options		Standard Options		Standard Options	
H Calibrated Handknob with Detent Lock	+10.00	B .1 - 3 gpm (0,4 - 11 L/min.)	+2.00	V Viton	+3.50
K Handknob	+6.00				

Additional Options ([Click Here](#))

Control		Adjustment Range		Seal Material	
C* Tamper Resistant - Factory Set	+5.00	W .1 - 8 gpm (0,4 - 32 L/min.)	+4.00		
O Handknob with Panel Mount	+7.00				

Stainless material/seal options not available for this model

* Special Setting required, specify at time of order
Customer specified setting stamped on hex \$2.00

Related Documents (opens in new window):

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

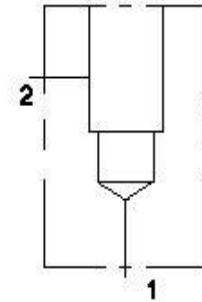
SUN RECOMMENDED QUANTITY DISCOUNTS FOR STANDARD PRODUCTS
Per line item

Functional Group:

Products : Manifolds : Line mount : Flow Control : 2 Port : Ninety degree

Model:

DAD



Port Headings and Sizes

DAD All Ports 3/4" NPTF

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-5A
Body Features		Ninety degree
Body Type		Line mount
Interface		None
Open Cavity Quantity		1
Mounting Hole Diameter	.41 in.	10,4 mm
Mounting Hole Depth		Through
Mounting Hole Quantity		1
Model Weight	0.71 lb.	0.32 kg.

Option Selection

U.S. Dollar ▼

Aluminum Body Pressure Rating: **3000 psi (210 bar)**

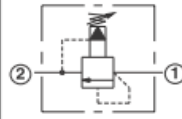
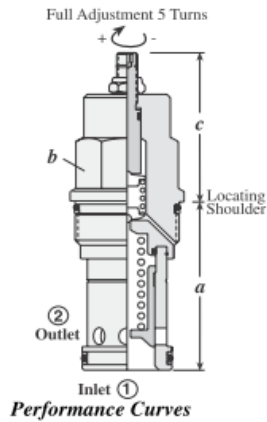
Ductile Iron Body Pressure Rating: **5000 psi (350 bar)**

Recommended List Price

Model Code	Description	Price
DAD	Aluminum, Buna-N, U.S. Units	\$35.10
DAD/S	Ductile Iron, Buna-N, U.S. Units	\$64.50

Relief Valves

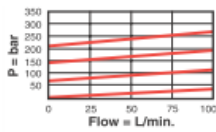
PILOT OPERATED, BALANCED PISTON



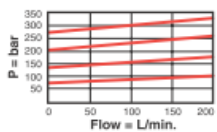
Capacity	Typical Cartridge Model Code	Cavity	Cartridge Dimensions					Installation Torque (Nm)
			a	b	L	C	K	
45 L/min.	RPCC – LAN	T - 162A	31,0	19,1	53,6	55,1	60,7	35 - 40
95 L/min.	RPEC – LAN	T - 10A	39,6	22,2	50,8	54,6	57,2	45 - 50
200 L/min.	RPGC – LAN	T - 3A	47,8	28,6	53,8	55,4	60,5	60 - 70
380 L/min.	RPIC – LAN	T - 16A	62,0	31,8	62,0	62,7	68,3	200 - 215
760 L/min.	RPKC – LAN	T - 18A	79,5	41,3	71,4	74,7	77,7	465 - 500

Performance Curves

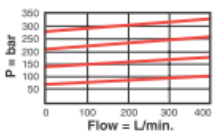
RPCC



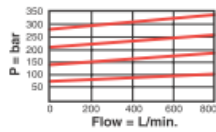
RPEC



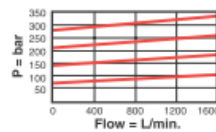
RPGC Typical Pressure Rise



RPIC



RPKC



- Maximum operating pressure = 350 bar.
- Maximum valve leakage at 24 cSt = RPCC, RPEC: 30 cc/min. at 70 bar; RPGC: 50 cc/min. at 70 bar; RPIC: 65,5 cc/min. at 70 bar; RPKC: 80 cc/min. at 70 bar.
- Typical response time 10 ms.
- Factory pressure settings established at 15 L/min.
- Will accept maximum pressure at Port 2.
- Back pressure on the tank port (port 2) is directly additive at a 1:1 ratio to the valve setting.

OPTION ORDERING INFORMATION

RP * C - * * *			
Nominal Capacity	Control**	Adjustment Range	Seal Material
C 45 L/min.	L Standard Screw Adjustment	RPCC only: A 5 - 210 bar Standard set at 70 bar	N Buna-N
E 95 L/min.	C* Tamper Resistant Factory Set	B 5 - 105 bar Standard set at 70 bar	V Viton
G 200 L/min.	K Handknob with Lock Knob	C 5 - 420 bar Standard set at 70 bar	
I 380 L/min.	RPEC, RPGC only: O Handknob with Panel Mount	N 5 - 55 bar Standard set at 30 bar	
K 760 L/min.		Q 5 - 25 bar Standard set at 14 bar	
	<i>* Special setting required. Specify at time of order.</i>	W 5 - 315 bar Standard set at 70 bar	
	<i>** See page 178 for information on Control Options</i>	RPEC, RPGC, RPIC, RPKC only: A 7 - 210 bar Standard set at 70 bar	
	<i>Customer specified special setting stamped on hex.</i>	B 3,5 - 105 bar Standard set at 70 bar	
		C 10,5 - 420 bar Standard set at 70 bar	
		N 4 - 55 bar Standard set at 28 bar	
		Q 4 - 25 bar Standard set at 14 bar	
		W 10,5 - 315 bar Standard set at 70 bar	
			<i>Consult the Sun website for our most recent and complete information on the full Corrosion Resistant line of products.</i>

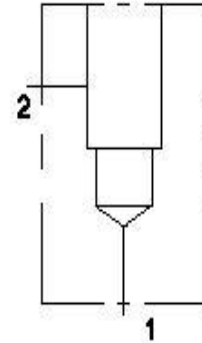
Visit www.sunhydraulics.com for current list pricing and complete technical information on all Sun products.





Functional Group:
Products : Manifolds : Line mount : Relief : 2 Port : Ninety degree

Model:
AAC



Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity		T-162A
Body Features		Ninety degree
Body Type		Line mount
Interface		None
Open Cavity Quantity		1
Mounting Hole Diameter	.28 in.	7,1 mm
Mounting Hole Depth		Through
Mounting Hole Quantity		1
Model Weight	0.44 lb.	0.20 kg.

Option Selection

U.S. Dollar ▼

Aluminum Body Pressure Rating: **3000 psi (210 bar)**
 Ductile Iron Body Pressure Rating: **5000 psi (350 bar)**

Recommended List Price

Model Code	Description	Price
AAC	Aluminum, Buna-N, U.S. Units	\$20.80
AAC/S	Ductile Iron, Buna-N, U.S. Units	\$38.20

ANEXO D.

MANUAL DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO

OBJETIVOS

- Determinar los coeficientes de válvula para válvulas de control direccional CETOP 3.
- Evaluar los flujos de fugas internas a través de una válvula de control direccional CETOP 3

DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE LA VALVULA

Procedimiento:

1. Verifique el montaje indicado en la figura 1. (circuito hidráulico y conexiones de los instrumentos).
2. Conecte el puerto a evaluar (A, B o T) con la válvula de seguridad que simula la carga. (figura 2).
3. Realice la conexión del transductor de presión con el puerto a evaluar.
NOTA: tenga en cuenta que el puerto para la conexión del transductor de presión se encuentra a la izquierda del puerto a evaluar. Ver figura 3.
4. Energice el circuito hidráulico.
5. Ajuste el taraje de la válvula de alivio hasta la presión requerida.
6. Accione la válvula de control direccional de manera que se comunique presión con el puerto de interés.
7. Verifique que la válvula de seguridad se encuentra a un taraje superior a la válvula que simula la carga, con el fin de cerciorarse que todo el caudal entregado por la bomba atraviere la válvula de control direccional.

8. Incremente de manera gradual el caudal del circuito con el fin de obtener lecturas de diferencia de presión a través de la válvula de control direccional para distintos valores de caudal.
9. Ventee la válvula de alivio y desenergice el circuito.
10. Conecte el siguiente puerto a evaluar (A, B o T) con la válvula de seguridad que simula la carga.
11. Repita el procedimiento desde el numeral 3.

Figura 1. Circuito general del montaje del banco de pruebas

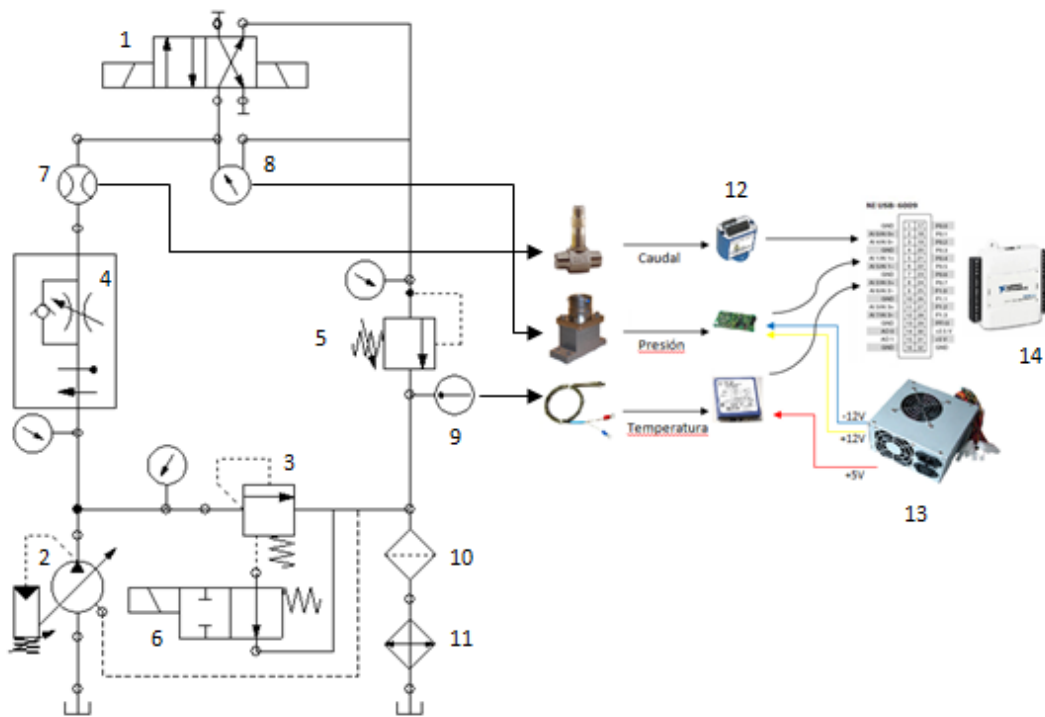


Tabla. Componentes del banco de pruebas

1	Válvula direccional CETOP 3	8	Transductor de presión dif.
2	Bomba hidráulica	9	Termocupla
3	Válvula de alivio	10	Filtro
4	Válvula reguladora de caudal	11	Intercambiador de calor
5	Válvula de simulación de carga	12	Acondicionadores de señal
6	Ventoeo	13	Fuente de alimentación
7	Flujómetro	14	Tarjeta de adquisición NI -USB

Figura 2. Conexión del puerto de interés con la válvula que simula la carga

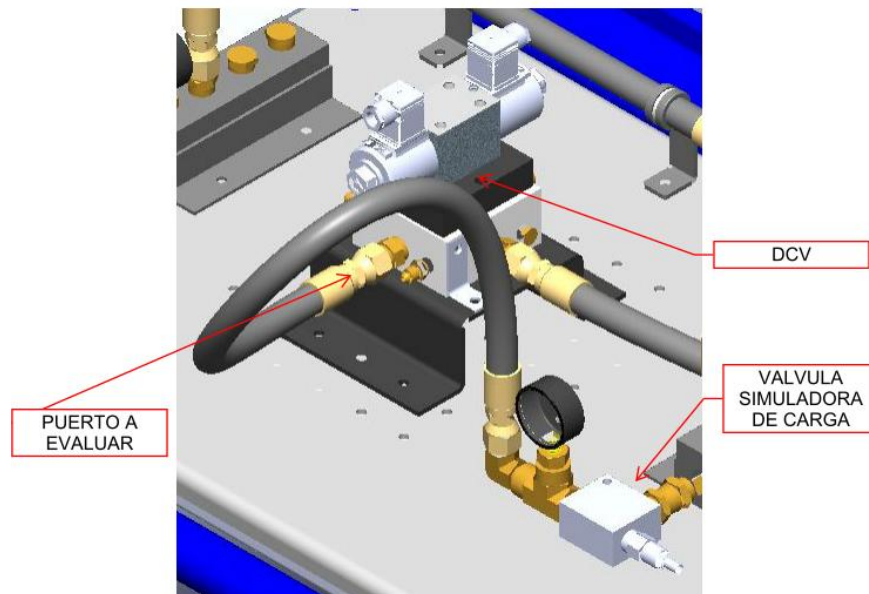
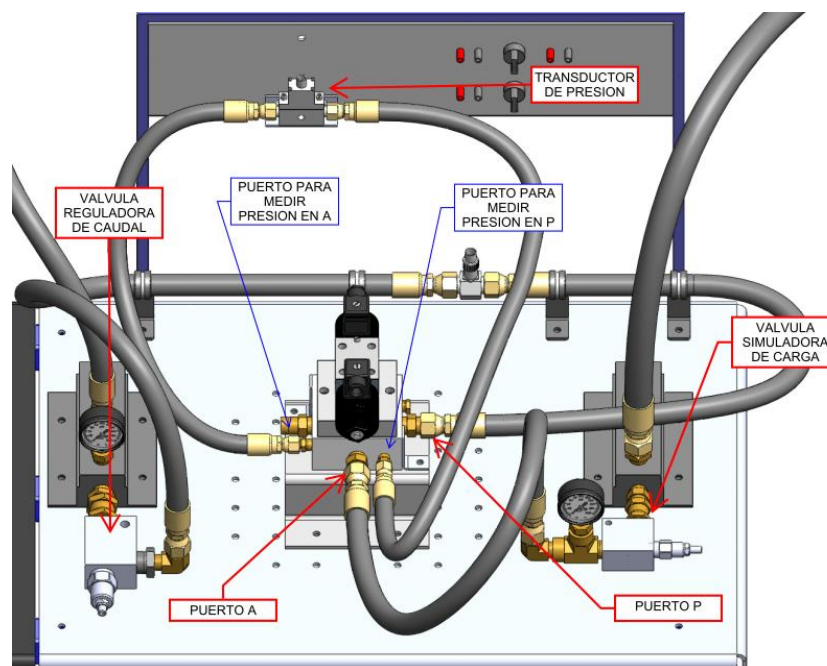


Figura 3. Conexiones del transductor de presión.



EVALUACIÓN DE FUGAS

Procedimiento:

1. Verifique el montaje indicado en la figura (asegúrese que los puertos A, B y T estén desconectados y sellados).
2. Accione la válvula de control direccional de manera que se comunique presión con algún puerto diferente al de interés.
3. Conecte la manguera de evaluación desde el puerto de interés (A, B o T) hasta la probeta.
4. Energice al circuito hidráulico.
5. Ajuste el taraje de la válvula de alivio hasta la presión requerida.
6. Con ayuda del cronómetro, contabilice el tiempo que emplea el goteo de aceite en alcanzar un determinado volumen en la probeta.
7. Ventee la válvula de alivio y desenergice el circuito.

8. Divida el valor del volumen de aceite acumulado en la probeta sobre el tiempo empleado en alcanzar dicho volumen. El resultado obtenido corresponde al caudal de fugas entre el puerto de presión y el puerto de interés en la válvula de control direccional.
9. Elija un nuevo puerto de interés y repita el procedimiento desde el numeral 2.