

REINGENIERIA APLICADA A LA MÁQUINA DE ENSAYOS INSTRON
SERIE 1323 DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA PARA AMPLIAR SU
CAPACIDAD DE SERVICIO

CRISTIAN REINA GARZON
SAMIR ARLEY ARIZA MEDINA

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

2012

REINGENIERIA APLICADA A LA MÁQUINA DE ENSAYOS INSTRON
SERIE 1323 DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA PARA AMPLIAR SU
CAPACIDAD DE SERVICIO

CRISTIAN REINA GARZON

SAMIR ARLEY ARIZA MEDINA

Trabajo de grado para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director

ABEL ANTONIO PARADA CORRALES

Ingeniero Mecánico

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

2012

A **Dios** por haberme permitido culminar satisfactoriamente esta etapa tan importante en mi vida y mostrarme el camino correcto durante este proceso, con su infinita bondad y amor.

A mi padre **Cristóbal**, por su entrega incondicional y contribución a mi formación personal y profesional; por ser un hombre ejemplar mostrándome un modelo a seguir.

A mi madre **Edelmira**, por su paciencia, dedicación, esfuerzo y ser la motivación que me permitió ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi Tía **Claudia** por ser mi gran apoyo, forjando siempre mi progreso y Bienestar por estar a mi lado y llenar de momentos felices mi vida.

A mi Padrino **Juan Bautista** por creer en mí, y brindarme una mano a lo largo del camino y a quien debo parte de este logro.

A la memoria de mis Abuelos **Buenaventura, Seferino, Carlina** y **Alicia** que espero se sientan orgullosos por mis logros alcanzados.

A mis hermanos **Liliana** y **Alexander** que sigan mi ejemplo a alcancen sus metas.

A mi familia y amigos por su compañía que llenaron de buenas experiencias mi vida.

Dios los bendiga.

Cristian Reina Garzón

A mi Dios por darme la salud para realizar esta logro, a mis padres por su amor y apoyo incondicional, a mis hermanos por su ayuda y consejos.

Samir Arley Ariza Medina

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	21
1. DESCRIPCION GENERAL DE LA MAQUINA	23
1.1 DESCRIPCIÓN DEL MARCO DE CARGA	23
1.2 DESCRIPCIÓN DEL PAQUETE DE POTENCIA OLEOHIDRÁULICA	25
1.3 PAQUETE AUXILIAR DE CONTROL DE POTENCIA	26
1.4 SISTEMA DE CONTROL	27
1.4.1 Unidad de control: controlador	28
1.4.2 Accionamientos	28
1.4.3 Sensores	29
1.4.4 Manifold de Control	31
2. SERVOMECANISMOS ELECTROHIDRAULICOS	33
2.1 SERVOMECANISMO CONTROL DE POSICIÓN	34
2.2 CONTROL DE POSICIÓN EN LAZO CERRADO	34
2.3 SERVOMECANISMO DE CONTROL DE FUERZA	36
3. SOFTWARE IMPLEMENTADO PARA EL CONTROL	39
3.1 CODIGO GRAFICO DISEÑADO E IMPLEMENTADO	39
3.1.1 Código servo de posición.	39
3.1.2 Código servo de fuerza.	44
3.1.3 Código aplicación de los servos.	49
3.2 INTERFAZ GRAFICA	54
3.3 INTERFAZ DE ENCENDIDO DEL SISTEMA DE POTENCIA HIDRAULICO	55

4. CONTROL IMPLEMENTADO A LA MAQUINA INSTRON	58
4.1 UNIDAD DE CONTROL	59
4.2 TRANSDUCTORES DE PRESIÓN	67
4.3 TRANSDUCTOR DE POSICIÓN	70
4.4 SERVOVALVULAMOOG SERIE 73	72
5. DESCRIPCION DEL PAQUETE AUXILIAR DE CONTROL DE POTENCIA	74
5.1 PLANO ELECTRICO	77
5.2 PLANOS ELECTRONICOS	78
5.3 PLANO HIDRAULICO	80
6. PRUEBAS Y RESULTADOS	81
6.1 PRUEBAS DE TENSIÓN	81
6.2 PRUEBA EN RESORTES	89
6.3 PRUEBAS EN COLUMNAS	96
6.3.1 Análisis de las pruebas realizadas a las dos columnas.	100
6.4 PRUEBA DE FLEXIÓN Y FATIGA LENTA EN VIGAS	102
7. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES	108
8. RECOMENDACIONES	109
BIBLIOGRAFIA	110

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Máquina de ensayos universal INSTRON 1323	23
Figura 2. Esquema hidráulico de las mordazas de agarre	24
Figura 3. Paquete de Potencia	25
Figura 4. Bomba- Motor	25
Figura 5. Torre de Enfriamiento	26
Figura 6. Paquete Auxiliar de Control de Potencia	27
Figura 7. Sistema Básico de Control aplicado a la Instron	27
Figura 8. Circuitos Electrónicos	28
Figura 9. Servoválvula MOOG serie 73	29
Figura 10. Transductor de Posición	30
Figura 11. Transductores de Presión	31
Figura 12. Manifold de Control	32
Figura 13. Servo de Posición Típico	35
Figura 14. Transductor potenciómetro lineal	36
Figura 15. Servo de Fuerza Típico	37
Figura 16. Código Servo de posición	40
Figura 17. Adquisición de datos	41
Figura 18. Opciones de control del usuario en servo de posición	42
Figura 19. Control PID del servo de posición	43
Figura 20. Código de encendido digital	43
Figura 21. Código del servo de fuerza.	44
Figura 22. Código para indicar el valor de la fuerza aplicada por el servo	45
Figura 23. Indicador de la presión	46
Figura 24. Opciones de control en el servo de fuerza	46
Figura 25. Rampa	47
Figura 26. Código servo de posición para ensayos de tracción	48

Figura 27. Código servo de fuerza para ensayos de tracción	49
Figura 28. Códigobloque servo de posición	50
Figura 29. Visualización Servo de posición	51
Figura 30. Código bloque servo de fuerza	51
Figura 31. Visualizaciónservo de fuerza	52
Figura 32. Código para Fatiga lenta	53
Figura 33. Visualización ensayo de Fatiga lenta	53
Figura 34. Visualización servo de posición	54
Figura 35. Visualización servo de fuerza	55
Figura 36. Panel de control manual	56
Figura 37. Botones de encendido automático del sistema	57
Figura 38. Sistema de control de la máquina de ensayos universal INSTRON	58
Figura 39. Unidad de control	59
Figura 40. Tarjeta DAQ de la National Instruments	60
Figura 41. Panel frontal de la DAQ	61
Figura 42. Diagrama de conexión de entradas y salidas de la tarjeta DAQ	63
Figura 43. Fuente de alimentación de 24v	64
Figura 44. Transistor	64
Figura 45. Tarjeta electrónica de relevos	65
Figura 46. Diagrama de conexión salidas digitales de encendido	66
Figura 47. Tablero de control manual	67
Figura 48. Conexión de los transductores de presión	68
Figura 49. Transductor de presión	69
Figura 50. Curva de Caracterización de los Sensores de Presión	70
Figura 51. Transductor de posición	71
Figura 52. Conexión transductor de posición	71
Figura 53. Curva de Caracterización del Sensor de Posición	72
Figura 54. Conexión de la servoválvula	73
Figura 55. Compartimientos paquete auxiliar de control	74

Figura 56. Componentes incorporados en los compartimientos del paquete auxiliar de control de potencia	75
Figura 57. Partes del paquete auxiliar de control	76
Figura 58. Panel de control manual	76
Figura 59. Diagrama eléctrico	77
Figura 60. Diagrama de control encendido digital	78
Figura 61. Diagrama de conexión entradas análogas	79
Figura 62. Diagrama de conexiónHidráulica	80
Figura 63. Mordazas hidráulicas	82
Figura 64. Accionadores de las mordazas hidráulicas	82
Figura 65. Probeta montada en las mordazas	83
Figura 66. Respuesta del sistema y grafica Esfuerzo vs Deformación	84
Figura 67. Respuesta del sistema y grafica Esfuerzo vs Deformación	85
Figura 68. Diagrama Esfuerzo vs Deformación Acero AISI 1045	86
Figura 69. Grafica Esfuerzo vs Deformación (Mordazas a 2300psi)	87
Figura 70. Esfuerzo de Fluencia Probeta metálica a 2300 psi	88
Figura 71. Falla de la probeta	88
Figura 72. Platos de soporte para las pruebas en resortes	89
Figura 73. Visualizacióngráfica del servo de fuerza aplicando compresión al resorte	90
Figura 74. Resorte utilizado	91
Figura 75. Curva de la constante de elasticidad del resorte puesto a prueba	93
Figura 76. Resorte en estado Solido	94
Figura 77. Curva Carga-Deformación de Columna corta, intermedia y larga	97
Figura 78. Prueba en columnas	98
Figura 79. Visualización grafica para Pruebas en Columnas	99
Figura 80. Columnas de Aluminio y Acero	99
Figura 81. Curva Carga-Deformación Columna de Aluminio	100
Figura 82. Falla de la columna de Aluminio	101
Figura 83. Curva Carga-Deformación columna Acero	101

Figura 84. Falla de la Columna de Acero	102
Figura 85. Ensayo de flexión y fatiga lenta en vigas	103
Figura 86. Piezas para el ensayo de flexión	105
Figura 87. Ensayo de Fatiga lenta	106
Figura 88. Comportamiento del ensayo de fatiga lenta	107
Figura 89. Curva del Ensayo de fatiga lenta	107
Figura 90. Diagrama de bloques	113
Figura 91. Componentes de un sistema de control	113
Figura 92. Curva de un sistema estable	117
Figura 93. Tipos de respuesta de un sistema de control	118
Figura 94. Diagrama de bloques del sistema de control en lazo abierto	119
Figura 95. Diagrama de bloques del sistema de control en lazo cerrado	120
Figura 96. Válvula de control direccional de 4 vías y 3 posiciones	121
Figura 97. Válvula proporcional	122
Figura 98. Servoválvula tipo lengüeta--boquilla	122
Figura 99. Partes del motor par	123
Figura 100. Lengüeta- boquilla	123
Figura 101. Sistema de tobera- lengüeta	124
Figura 102. Tipos de centro de las válvulas	125
Figura 103. Ganancia en caudal	125
Figura 104. Ganancia en presión	126
Figura 105. Histéresis	127
Figura 106. Umbral	127
Figura 107. Curva Linealidad y simetría	128
Figura 108. Control de una válvula proporcional	129
Figura 109. Respuesta a entrada en escalón	129
Figura 110. Respuesta a bajas frecuencias	130
Figura 111. Respuesta a frecuencias altas	131
Figura 112. Señales de salida y entrada del controlador	132
Figura 113. Modulo de rampa	132

Figura 114. Salidas de los transductores analógicos y digitales	134
Figura 115. Diagrama de bloques control on-off	136
Figura 116. Señales de un control on-off	136
Figura 117. Diagrama de bloques control on-off con zona muerta	137
Figura 118. Diagrama de bloques de control proporcional	138
Figura 119. Acción proporcional en un controlador	139
Figura 120. Diagrama de bloques de un control integral	140
Figura 121. Acción integral en un controlador	141
Figura 122. Diagrama de bloques de un control proporcional-integral	142
Figura 123. Acciones de control proporcional (P) y proporcional-integral (PI)	142
Figura 124. Acción proporcional-integral (PI)	143
Figura 125. Diagrama de bloques de un control proporcional-derivativo	144
Figura 126. Acciones de control P, PI y PD	145
Figura 127. Diagrama de bloques control proporcional-integral-derivativo	146
Figura 128. Acción de control PID	147
Figura 129. Usos del control de posición	150
Figura 130. Tipos de válvulas	150
Figura 131. Válvula de corredera deslizante de tres posiciones	151
Figura 132. Curva característica del caudal	152
Figura 133. Zona muerta de una válvula de corredera	152
Figura 134. Amplificador proporcional	154
Figura 135. Respuesta a una entrada en escalón	155
Figura 136. Transductor potenciómetro lineal	156
Figura 137. Transductor LVDT	156
Figura 138. Partes de un transductor LVDT	157
Figura 139. Transductor RVDT	158
Figura 140. Partes de un encoder incremental	158
Figura 141. Tipos de válvula para el control de presión	159
Figura 142. Ejemplo sistema de control de fuerza en lazo cerrado	160
Figura 143. Sistema de control de posición y fuerza	162

Figura 144. Transductor de presión	162
Figura 145. Galga extensiométrica	163
Figura 146. Celda de carga	164

LISTA DE CUADROS

	pág.
Tabla 1. Asignación de las variables análogas de entradas y salidas	62
Tabla 2. Asignación de las variables digitales de salida	65

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Definición y Conceptos básicos de Control Automático	112
Anexo B. Servomecanismos Electrohidráulicos	149
Anexo C. Catálogo Servo válvula MOOG Serie 73	165
Anexo D. Catálogo Trasnductor de Posición	173
Anexo E. Catálogo Transductor de Presión	175
Anexo F. Datasheet Tarjeta DAQ	177
Anexo G. Plano Probeta Estándar	181
Anexo H. Plano Eléctrico	182
Anexo I . Planos Electronicos	183
Anexo J. Planos Hidráulicos	185

RESUMEN

TITULO:

REINGENIERIA APLICADA A LA MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS INSTRON SERIE 1323 DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA PARA AMPLIAR SU CAPACIDAD DE SERVICIO*

AUTORES:

GARZON, Cristian Reina
ARIZA MEDINA, Samir Arley**

PALABRAS CLAVE:

Control PID, Servomecanismos, Automatización, Ensayos

DESCRIPCIÓN:

La escuela de ingeniería mecánica posee en el laboratorio de potencia fluida una máquina universal de ensayos INSTRON la cual solo se encontraba en capacidad de realizar ensayos de tracción a probetas estándar y pruebas de control de servos de fuerza y posición análogamente por medio de tarjetas electrónicas. Es por esta razón que se tomó la decisión de realizar un control digital con una tarjeta de adquisición de datos USB 6211 de la National Instruments la cual proporciona grandes ventajas en el control y monitoreo de los ensayos; y está interactúa a su vez con la representación gráfica del software LabVIEW. Además con las obras de restructuración que adelanta la escuela en su edificación, el laboratorio donde se encuentra ubicada la máquina será reubicado y ésta no estaba en condiciones de retirarse ya que la parte de control estaba fija, las conexiones eran aleatorias y no se poseía los planos que sirvieran de soporte en la desinstalación y posterior instalación de la máquina. Debido a esto se construyó el paquete auxiliar de control de potencia, asegurando que las conexiones tengan una estructura adecuada, donde se ubicó la unidad de control y parte del sistema hidráulico con sus respectivos planos para la realización de su mantenimiento y traslado de la misma. También la máquina quedó con la capacidad de realizar pruebas en resortes, columnas y vigas controlándolas mediante los servos de fuerza y posición implementados en LabVIEW.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Abel Parada

ABSTRACT

TITTLE:

APPLIED TO RE-ENGINEERING UNIVERSAL TESTING MACHINE INSTRON 1323 SERIES OF MECHANICAL ENGINEERING SCHOOL YOUR ABILITY TO EXPAND SERVICE*

AUTHORS:

GARZON, Cristian Reina
ARIZA MEDINA, Samir Arley **

KEYWORDS:

Control PID, Servomechanism, Automation, Trials

DESCRIPTION:

The school has mechanical engineering in the laboratory of fluid power an INSTRON universal testing machine which was only able to perform tensile tests on standard samples and tests of strength and position servo analogously through electronic cards. It is for this reason that the decision was made to perform a digital control card with a USB data acquisition from National Instruments 6211 which provides great advantages in the control and monitoring of trials. And it interacts in turn with the graphical representation of the LabVIEW software. In addition to the restructuring work being conducted by the school in its building, the laboratory where the machine is located will be relocated and it was unable to retire because the control was fixed, the connections were random and not possessed the planes that serve as support uninstalling and then installing the machine. Because of this the package is built auxiliary power control, ensuring that the connections have an appropriate structure, where they set the control unit and part of the hydraulic system with their respective planes for carrying out maintenance and removal thereof. Also the machine left with the ability to perform tests on springs, columns and beams controlling them by the force and position servos implemented in LabVIEW.

* Undergraduate Thesis

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. Mechanical Engineering School. Director: Abel Parada

INTRODUCCIÓN

La escuela de Ingeniería Mecánica adquirió desde hace algunos años una máquina universal de ensayos INSTRON con el fin de realizar pruebas de tracción y compresión a diferentes materiales, para observar y conocer las propiedades mecánicas y físicas de estos.

Esta máquina cuenta con una capacidad de trabajo de 40 toneladas a una presión de 2000psi y se compone esencialmente de tres partes principales: paquete de potencia oleohidráulica, el marco de carga, y el paquete auxiliar de control de potencia.

El paquete auxiliar de control de potencia de la máquina está basado en una tarjeta de adquisición de datos DAQ de la National Instruments, que permite el procesamiento de datos de las pruebas y el registro de estos, en conjunto con la interfaz gráfica LabVIEW, la cual ayuda al manejo de los datos y operación de la máquina. A parte de la tarjeta de adquisición de datos se desarrollan prácticas en el área de control automático por medio de tarjetas electrónicas para la realización de pruebas de servos de posición y fuerza. Sin embargo con el fin de seguir las tendencias tecnológicas de la universidad industrial de Santander se planteó realizar estas prácticas de control por medio de software LabVIEW como se realiza en las pruebas de tracción y compresión.

Con el desarrollo de este trabajo de grado se consiguió realizar una adecuación al sistema de control de la máquina, buscando así cumplir uno de los objetivos primordiales de la escuela de Ingeniería Mecánica, que es brindar a sus estudiantes las herramientas para poner en práctica los conocimientos teóricos adquiridos en la asignatura de control automático. También en vista de la reestructuración a las instalaciones de la escuela de ingeniería mecánica, el laboratorio donde se encuentra ubicada esta máquina será trasladado y con ello

también se movilizará la máquina, la cual no estaba en condiciones de retirarse ya que la parte de control estaba fija, las conexiones eran aleatorias y no poseían los planos que sirvieran de soporte en la desinstalación de está.

A través de este libro se presenta la recopilación de los procedimientos llevados a cabo en el desarrollo del trabajo de grado. Empezando el capítulo uno, se hace una descripción general de la máquina. Seguidamente en el capítulo dos se encuentra la información acerca de los servos de posición y servos de fuerza, posteriormente en el capítulo tres se presenta el diseño y programación del software y la interfaz implementada para el desarrollo de la automatización; en el capítulo cuatro se presenta una descripción del control que se implementa a la máquina, en el capítulo cinco descripción del paquete auxiliar de control de potencia, con los respectivos planos eléctricos, electrónicos e hidráulicos para el mantenimiento de la máquina. En el capítulo seis se presentan las pruebas y análisis de los resultados obtenidos en el desarrollo de los ensayos realizados por los autores de este libro; finalmente se muestran algunas conclusiones y recomendaciones tomadas en el desarrollo del proyecto.

1. DESCRIPCION GENERAL DE LA MAQUINA

La máquina INSTRON consta de tres partes principales:

- Marco de carga
- Paquete de potencia oleohidráulica
- Paquete auxiliar de control de potencia

1.1 DESCRIPCIÓN DEL MARCO DE CARGA

La máquina de ensayos universal Instron serie 1323, es una máquina hidráulica con una capacidad de 40 ton a 2000 psi. Esta máquina se muestra en la figura 1 y tiene la capacidad de realizar pruebas de ensayos de tracción, compresión y fatiga a baja frecuencia (2Hz).

Figura 1. Máquina de ensayos universal INSTRON 1323

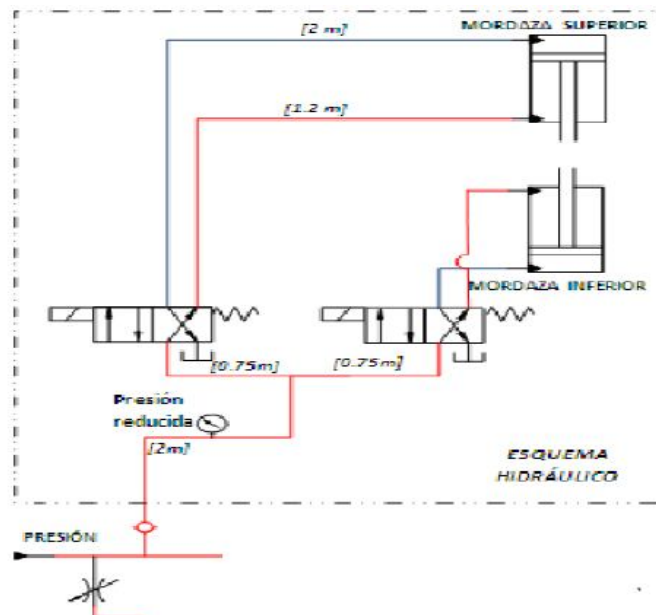


Fuente. Los Autores

La máquina cuenta con un cilindro principal de doble acción y vástago pasante, este alcanza una carrera de 150mm y tiene un área efectiva de 40.5 in², el cual es accionado por la servoválvula MOOG serie 73; también posee dos cilindros auxiliares los cuales son accionados mediante dos llaves que abren o cierran el paso del aceite proveniente del manifold de control.

Así mismo cuenta con dos mordazas accionadas electrohidráulicamente, utilizadas para realizar los ensayos de tracción; el respectivo agarre de la probeta se realiza por medio de este par de mordazas, superior e inferior, en las que se produce el cierre hidráulico al accionar su respectiva válvula direccional de 4 vías 2 posiciones, permitiendo pasar el flujo desde el puerto de presión piloto ubicado en el manifold de control, hacia las mordazas, para producir el agarre. El sistema de mordazas está diseñado para soportar pruebas para materiales con probetas estándar de 12.5mm. En la figura 2 se puede observar el esquema hidráulico de las mordazas.

Figura 2. Esquema hidráulico de las mordazas de agarre



Fuente. Tesis rediseño y construcción del sistema de mordazas hidráulicas para la máquina de pruebas universal Instron

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PAQUETE DE POTENCIA OLEOHIDRÁULICA

Este paquete de potencia (ver figura 3) utiliza un sistema electrohidráulico, el cual ofrece un alto grado de versatilidad y funcionalidad para su operación.

Figura 3. Paquete de Potencia



Fuente. Los Autores

Bomba-Motor. Esta bomba posee una capacidad de 10gpm a 3000 psi con alimentación por gravedad para máxima eficiencia, la cual es accionada por un motor de 20 hp de 3 fases, y gira a 1200 rpm. El motor es activado directamente desde el paquete auxiliar de control de potencia(ver figura 4).

Figura 4. Bomba- Motor



Fuente. Los Autores

Sistema de Enfriamiento.El sistema de enfriamiento del aceite consta de un intercambiador de calor conectado en la línea de retorno del aceite hidráulico, el cual retira el calor de éste, por medio de agua de enfriamiento y la dirige a una torre de enfriamiento que consta de un ventilador y una bomba que se encarga de impulsar el fluido por el circuito de refrigeración (ver figura 5).

Figura 5. Torre de Enfriamiento



Fuente. Los Autores

1.3 PAQUETE AUXILIAR DE CONTROL DE POTENCIA

El paquete auxiliar de control de potencia está formado por una estructura de acero, (ver figura 6) donde se encuentra ubicado el Manifold de control, un computador, la unidad de control (donde está la tarjeta de adquisición de datos DAQ de la National Instruments).

Figura 6. Paquete Auxiliar de Control de Potencia

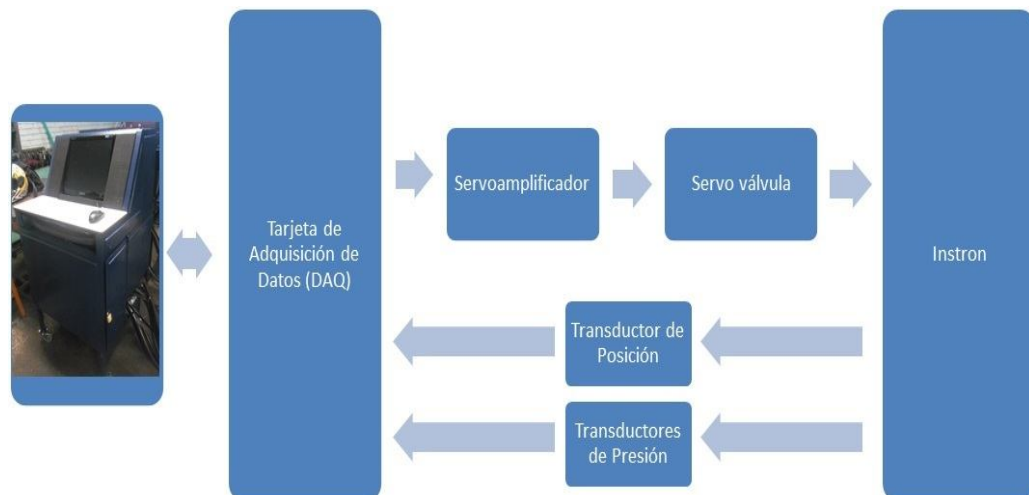


Fuente. Los Autores

1.4 SISTEMA DE CONTROL

Consiste en un sistema de control con estructura de lazo cerrado, como se muestra en la figura 7.

Figura 7. Sistema Básico de Control aplicado a la Instron



Fuente. Los Autores

El sistema de control se divide en los siguientes bloques:

1.4.1 Unidad de control: controlador. El circuito electrónico que se muestra en la figura 8, es el encargado de comunicar el software y la máquina para realizar el control.

Figura 8. Circuitos Electrónicos

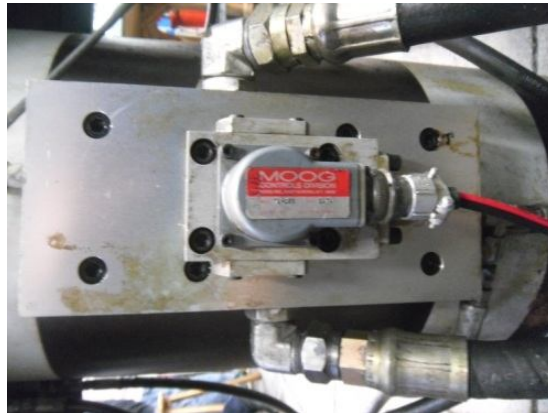


Fuente. Los Autores

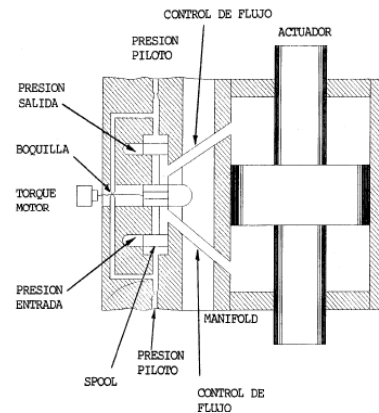
1.4.2 Accionamientos. El accionamiento del control se realiza mediante la **Servoválvula MOOG serie 73**. La cual se constituye en el elemento final de control y es la encargada de regular el flujo de aceite al actuador (cilindro principal), en proporción a la señal de comando que envía el controlador.

Tiene la capacidad de permanecer en cierre total, o de llevar flujo de aceite dentro y fuera de los dos lados del actuador. (Ver figura 9)

Figura 9. Servoválvula MOOG serie 73



Fuente. Los Autores



1.4.3 Sensores. Los sensores o transductores son dispositivos capaces de convertir el valor de una magnitud física en una señal eléctrica codificada. El sistema cuenta con tres transductores:

- 1 Transductor de posición lineal
- 2 Transductores de presión

Transductor de posición lineal. El tipo de transductor de posición lineal utilizado es el potenciómetro lineal. Normalmente está formado por una regleta o guía de carbón o de plástico conductor, soportado dentro de un cuerpo. A ambos lados de la guía, se aplica una tensión de suministro y un cursor puede desplazarse a lo largo de ella mediante una varilla de mando (ver figura 10).

Los potenciómetros dan una buena linealidad, y la utilización de una guía conductora significa que la resolución es virtualmente infinita.

Figura 10. Transductor de Posición



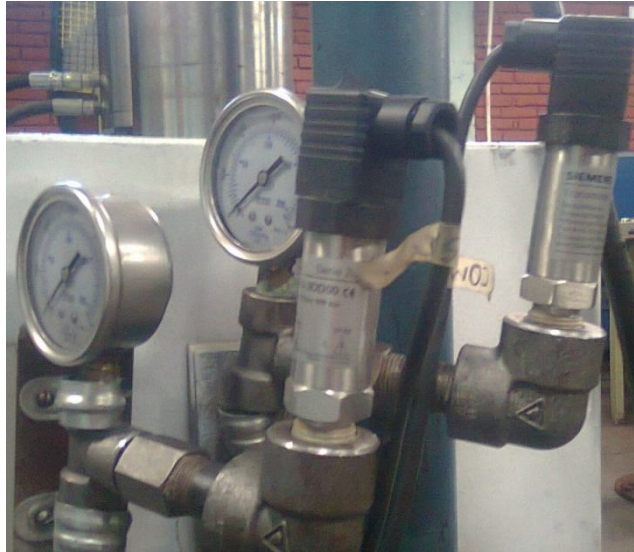
Fuente. Los Autores

Transductor de Presión. El objetivo del transductor de presión es llevar a cabo la medición de la variable física (presión) en el sistema y transformarla a una señal eléctrica directamente proporcional a la presión, la cual será utilizada en el servomecanismo de control de presión para realizar la realimentación del sistema.

Para el sistema se requieren dos transductores de presión, debido a que la servoválvula genera restricción de caudal y por ende se presuriza los dos lados del cilindro principal; donde cada transductor censa la presión por cada lado del cilindro y las dos señales se restan determinando la diferencia de presiones en el actuador.

Los dos transductores de presión piezo-resistivos son fabricados por SIEMENS SISTRANS Pserie Z, tipo 7MF1563 (ver figura 11) cuya ficha técnica se encuentra en los anexos del presente libro.

Figura 11. Transductores de Presión



Fuente. Los Autores

Las características principales de estos transductores son las siguientes:

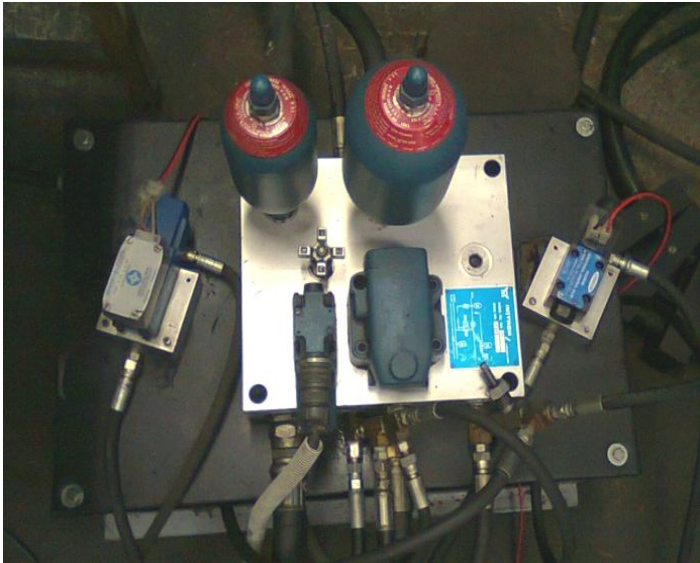
- Señal de salida 4- 20 mA (DC)
- Tensión de alimentación: 15 V (DC)
- Error global menor a 0.4%
- Tiempo de respuesta: menor de 0.1 ms

1.4.4 Manifold de Control. En esta unidad se encuentra localizado internamente una válvula antiretorno, y externamente posee puertos de presión y de retorno a tanque con diferentes tamaños de conexiones con el fin de evitar una mala conexión (ver figura 12), también cuenta con dos acumuladores los cuales cumplen la función de amortiguar las pulsaciones de la bomba.

El manifold de control tiene como función controlar el paso de fluido desde el paquete de potencia hacia el actuador hidráulico que se encuentra ubicado en el

marco de carga, mediante la servoválvula que se activa desde el paquete auxiliar de control de potencia.

Figura 12. Manifold de Control



Fuente. Los Autores

2. SERVOMECANISMOS ELECTROHIDRAULICOS

Los servomecanismos son dispositivos que permiten realizar control a un mecanismo. Pueden ser mecánicos, eléctricos, hidráulicos y ópticos. Su característica principal es que se activa por la llamada señal de error, que viene determinada por la diferencia entre la señal de salida para una determinada señal de referencia o setpoint y la señal de salida real. Esta señal de error se envía al controlador para compensar ese error, de forma que el mecanismo se autorregula. Esta técnica se llama realimentación de la cual ya se habló anteriormente.

Para el caso de los servomecanismos electrohidráulicos se busca controlar variables de posición (ángulo, desplazamiento); variables de velocidad (caudales) y variables de fuerza (presión), por medio de actuadores hidráulicos.

Los actuadores hidráulicos pueden ser lineales o rotativos con grandes intervalos de velocidad y ciclos continuos de trabajo. Presentan una rigidez, tiempo de respuesta, aceleración y transferencia de energía o de potencia elevados.

Los elementos necesarios en un servomecanismo hidráulico son los siguientes:

- **Actuador.** A este grupo pertenecen las servoválvulas y las válvulas de solenoide proporcional. En nuestro caso se utilizó la servoválvula MOOG serie 73.
- **Controlador.** En éste se llevan a cabo las operaciones de adición de señales (referencia y retroalimentación), control de ganancia, etc.
- **Transductores.** Cumplen con la función de monitorear la variable a la cual se le está haciendo el control y al mismo tiempo retroalimentan al controlador para

realizar el control en lazo cerrado. Para cumplir con nuestro objetivo se utilizó dos transductores de presión, para el servo de fuerza y un transductor de posición para el servo de posición.

2.1 SERVOMECANISMO CONTROL DE POSICIÓN

La finalidad de estos sistemas es controlar con precisión la posición de una cierta carga que puede ser lineal (pistón) como en nuestro caso, o rotatoria (motor); haciéndolo mover hasta una cierta posición o serie de posiciones.

El control de la posición se realiza mediante **servoválvulas**, las cuales tienen la ventaja que coinciden con precisión los recubrimientos de la corredera con los orificios de la válvula proporcionando un excelente control de la posición del actuador, siendo el adecuado para realizar el control en sistemas de lazo cerrado. Esta selección ofrece las siguientes ventajas:

- Dan tiempos rápidos de respuesta
- Buena linealidad (relación entre la señal de entrada y el caudal)
- Presenta una histéresis baja

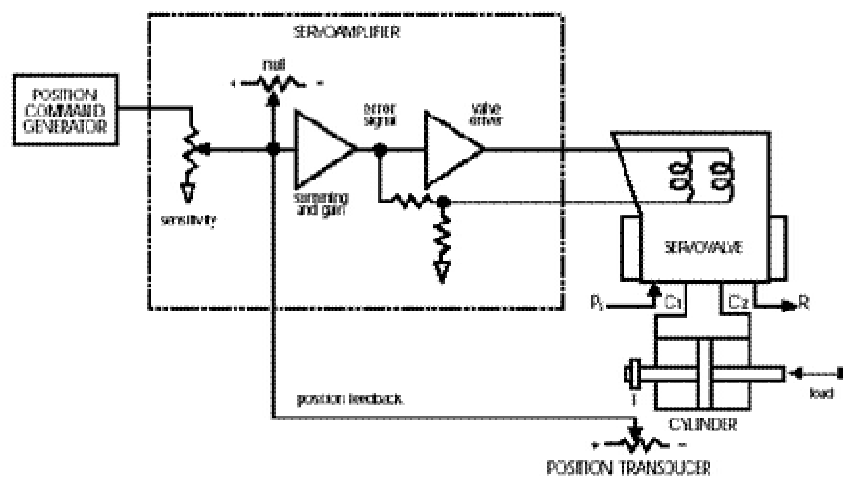
Las servoválvulas funcionan mediante un sistema de control de lazo cerrado lo que permite que la corredera se auto posicione para compensar los requerimientos del sistema. Para la servoválvula la señal de realimentación es dada a través del transductor de posición, la cual realimenta el controlador para realizar el control de la posición de la corredera principal.

2.2 CONTROL DE POSICIÓN EN LAZO CERRADO

En un sistema de control de posición en lazo cerrado es necesaria una señal de comando (en voltios) que corresponda a la posición deseada, por lo que la posición real del cilindro es medida y realimentada como voltaje. El transductor se encarga de medir la variable física a controlar (posición) y suministra una señal de

retroalimentación que será comparada de manera continua con la señal de comando. Al resultado de esta comparación se le conoce como el error o desviación, la cual será manejada por el controlador el cual envía una señal de control al actuador (servoválvula) permitiendo mover la corredera principal para dar paso al caudal y dar movimiento al cilindro principal y así cerrar el ciclo cerrado de control (ver figura 13).

Figura 13. Servo de Posición Típico



Fuente. <http://www.servovalve.com/technical.htm>

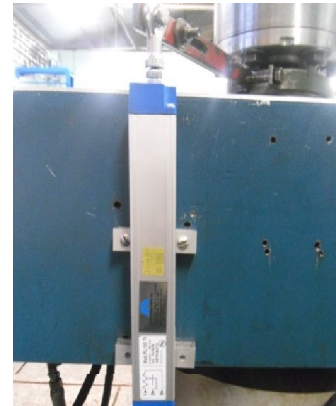
En un sistema de control de posición, el tiempo durante el cual el actuador se mueve puede ser relativamente pequeño, debido a que al actuador se le ordena moverse hasta una cierta posición y después pararse, por lo que para un porcentaje elevado de tiempo la válvula de control estará cerrada, manteniendo el actuador en posición.

El control de la posición del cilindro principal se hace posible al controlar la posición de la corredera principal que se encuentra dentro del cuerpo de la válvula, haciendo variar la corriente, lo que suministra un control eléctrico del caudal que atraviesa la válvula.

En estos sistemas se puede contar con una amplia gama de transductores de posición tales como, los lineales, los RVDT, los encoders. A continuación se explica el transductor utilizado en la tesis de grado. En el anexo B del presente libro se encuentra más información acerca de los otros transductores.

El sensor utilizado es un Transductor lineal el cual no es mas que un potencímetro lineal. Está formado por una regleta o guía de carbón o de plástico conductor, soportado dentro de un cuerpo. A ambos lados de la guía, se aplica una tensión de suministro, y un cursor puede desplazarse a lo largo de ella mediante una varilla de mando, como se muestra en la figura 14

Figura 14. Transductor potenciómetro lineal



Fuente. Los Autores

Estos dan una buena linealidad, y la utilización de una guía conductora conlleva a que la resolución sea virtualmente infinita.

2.3 SERVOMECANISMO DE CONTROL DE FUERZA

El control de la fuerza de salida de un actuador se consigue básicamente controlando la presión en éste. El control de la presión en lazo abierto se logra

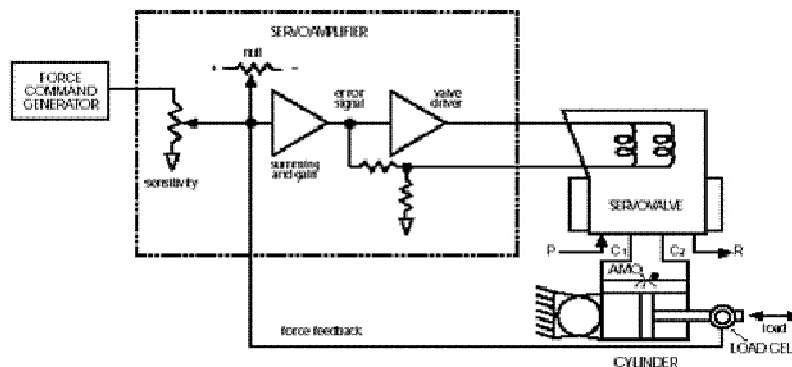
utilizando una válvula de seguridad o una válvula reductora que pueden dar un control adecuado en muchas aplicaciones.

El Control de fuerza en lazo cerrado sirve para conseguir niveles elevados de precisión se utiliza sistemas de lazo cerrado utilizando un transductor de presión para obtener una señal de realimentación.

La precisión viene limitada por la capacidad de las válvulas utilizadas para mantener una presión constante bajo condiciones variables. Los factores que pueden influir negativamente en la precisión de estos sistemas son las variaciones de caudal a través de la válvula, afectando la presión controlada, y los cambios en la viscosidad del fluido; por lo que es necesario realizar el control de la fuerza en lazo cerrado.

Las servoválvulas pueden ser utilizadas para el control de la presión del actuador. En la figura 15 se observa una disposición común para un sistema de control de la fuerza en lazo cerrado.

Figura 15. Servo de Fuerza Típico



Fuente. <http://www.servovalve.com/technical.htm>

Este sistema de lazo cerrado está compuesto básicamente por un transductor de presión diferencial que se encarga de medir las presiones a cada lado del cilindro de vástago pasante y compararlas, determinando así una señal de realimentación.

Para crear la señal de realimentación, la salida del sistema puede detectarse ya sea por un transductor de fuerza o con una celda de carga (load cell) (Véase el Anexo B), o indirectamente detectando una presión. En muchas ocasiones puede ser más conveniente detectar una presión que una fuerza, si se mide la presión, debe tenerse en cuenta el efecto de la contrapresión en el orificio de salida del actuador, debido a que esta presión tiende a restarse de la fuerza de salida.

Un transductor diferencial de presión compensa automáticamente la contrapresión, si se tiene un actuador de áreas iguales. Para un cilindro diferencial hacen falta dos transductores de presión, con uno de ellos tarado adecuadamente teniendo en cuenta la diferencia de áreas.

En nuestro caso se utilizaron dos Transductores de presión para realimentar el sistema y poder realizar el respectivo control. Cabe resaltar que estos no son los únicos elementos utilizados en servos de fuerza; también existen las celdas de carga, de las cuales se encuentra más información en el anexo B del presente libro.

3. SOFTWARE IMPLEMENTADO PARA EL CONTROL

Para realizar un efectivo control (Véase el Anexo A) de la máquina se utilizó el sistema de desarrollo de programación grafica LabVIEW, este software permite el control de sistemas mediante un lenguaje G es decir mediante un ambiente gráfico. LabVIEW es de alto rendimiento, orientado a desarrollar aplicaciones para instrumentación, que integra una serie de librerías para comunicación con instrumentos electrónicos y sistemas para adquisición de datos, como en nuestro caso con la tarjeta DAQ de la National Instruments.

3.1 CODIGO GRAFICO DISEÑADO E IMPLEMENTADO

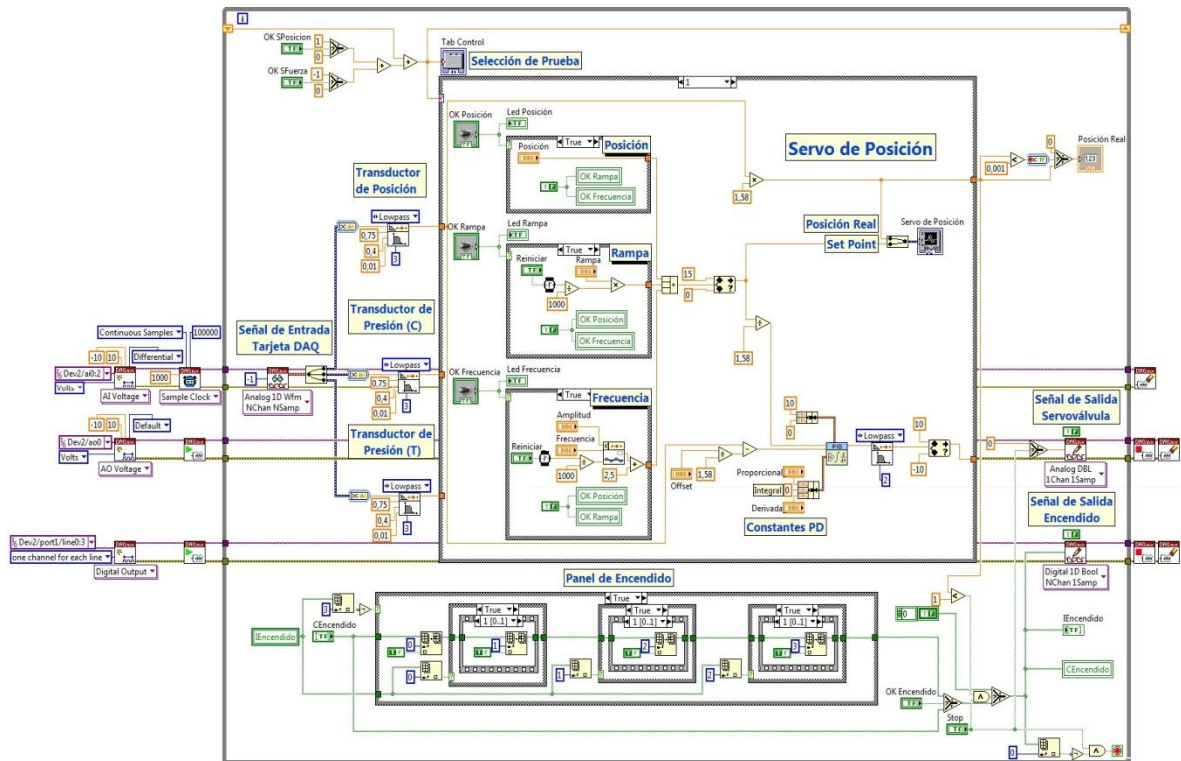
La interfaz creada para las diferentes aplicaciones que se pueden realizar con los servos de posición y fuerza conlleva a la creación de códigos para la adquisición, control y generación datos, los cuales se describen a continuación.

Como ya se sabe el lenguaje utilizado fue LabVIEW (Laboraty Virtual Instruments Enginnering) en el cual los programas realizados reciben el nombre de VI o instrumentos virtuales ya que poseen un panel Frontal que simulan los instrumentos reales.

Los VI usan una estructura hereditaria y modular que permite realizar programas por niveles o hacer programas con otros programas o subprogramas. Un VI contenido en otro VI es denominado subVI. Todo VI se puede convertir en subVI sin ningún tipo de cambio en su estructura.

3.1.1 Código servo de posición. Para la realización del servo de posición se usa una de las acciones básicas de control análogo, conocido como PID, para esta aplicación se llevó a cabo un algoritmo PD que se programó en un VI.

Figura 16. Código Servo de posición

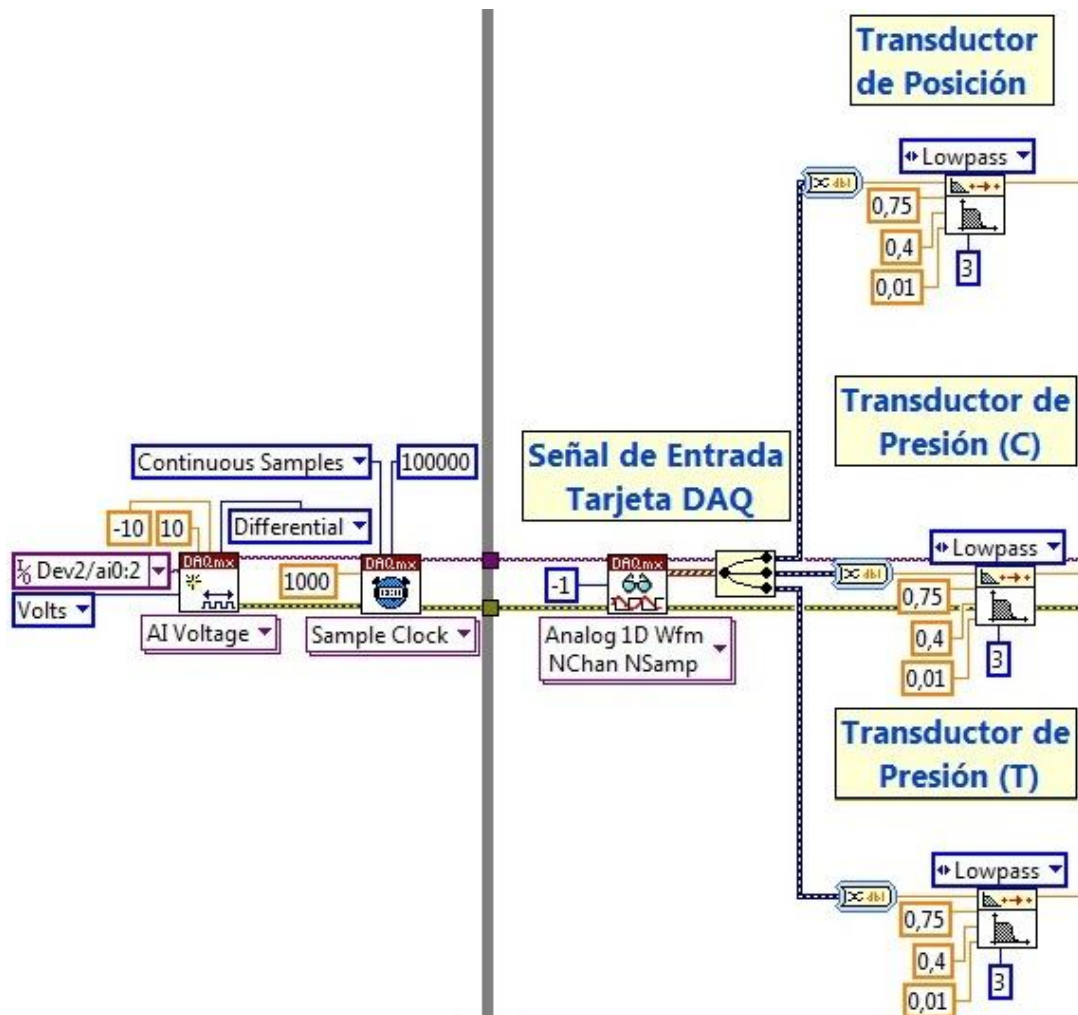


Fuente. Impr pant code LabVIEW

En cuanto a la adquisición de datos, la señal que proviene del transductor pasa por una serie de condiciones antes de que llegue a la tarjeta DAQ, como son:

- Tipo de muestreo
- Límite de muestreo
- Selección del tipo de señal
- selección de los puertos de entrada a la tarjeta DAQ (ver figura 17)

Figura 17. Adquisición de datos

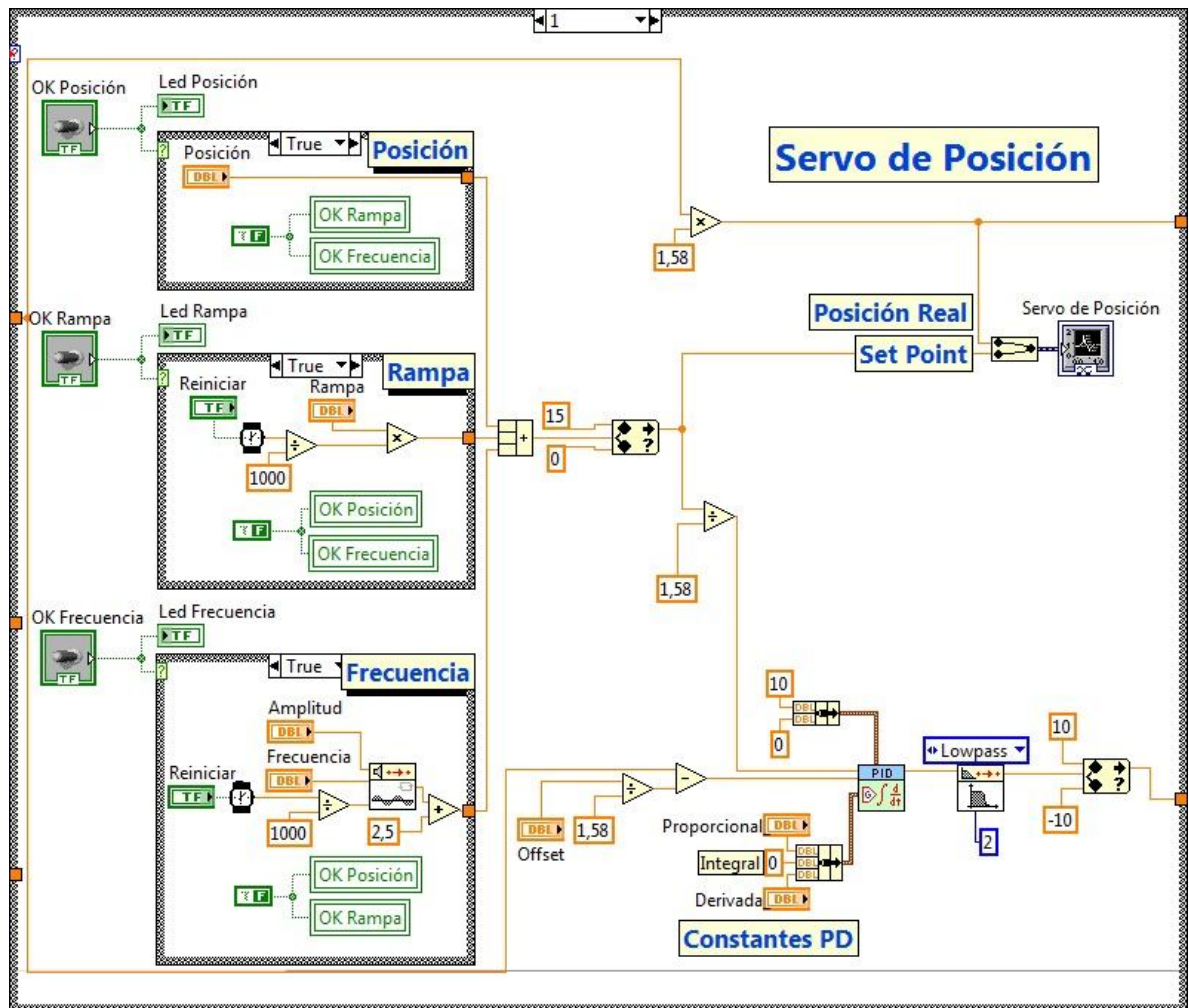


Fuente. Impr pant code LabVIEW

De la tarjeta sale la señal condicionada y pasa por un filtro de pasabajos que evita las oscilaciones de está (ver figura 17). Después de el paso por el filtro, esta señal se divide por dos líneas, en la primera la señal se multiplica por una constante de transformación de voltios a centímetros, en este caso de 1.58, y pasa a un indicador que dice la posición actual del cilindro principal; también se realiza una gráfica de comparación entre ésta señal y la señal de referencia, dada por el usuario, de tal forma que se pueda tener una visualización de la acción de control

caracterizada por una curva suavizada que se aproxima al valor de referencia. En la segunda línea se dirige al PID para la realimentación. Al PID también llega la señal de referencia que puede pasar por tres opciones de control de acuerdo a la orden que del usuario, las cuales pueden ser posición, rampa o frecuencia. (Ver figura 18).

Figura 18. Opciones de control del usuario en servo de posición

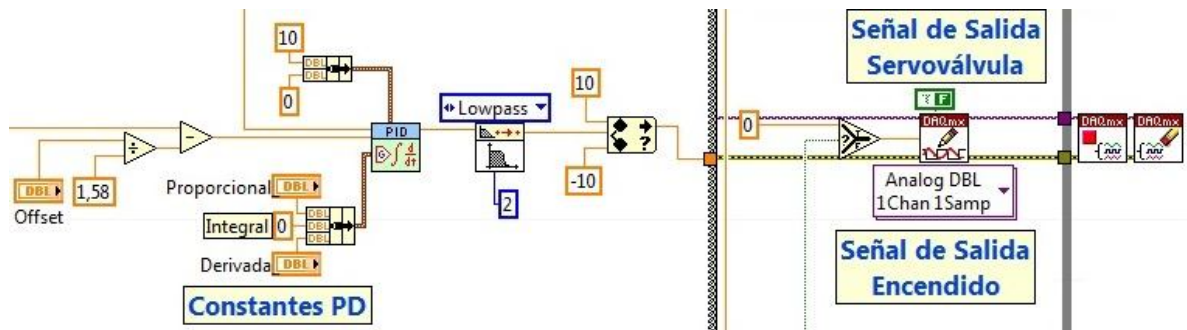


Fuente. Impr pant code LabVIEW

En el PID se encuentran las ganancias proporcional, integral y derivativa, y posee un límite para las señales de entrada de 0 a 10 voltios, allí llegan las dos señales

mencionadas anteriormente (señal de referencia y señal de realimentación) donde se procesan y sale la señal de control respectiva a la servoválvula pasando por un filtro pasabajos para reducir las oscilaciones de esta señal. (Ver figura 19)

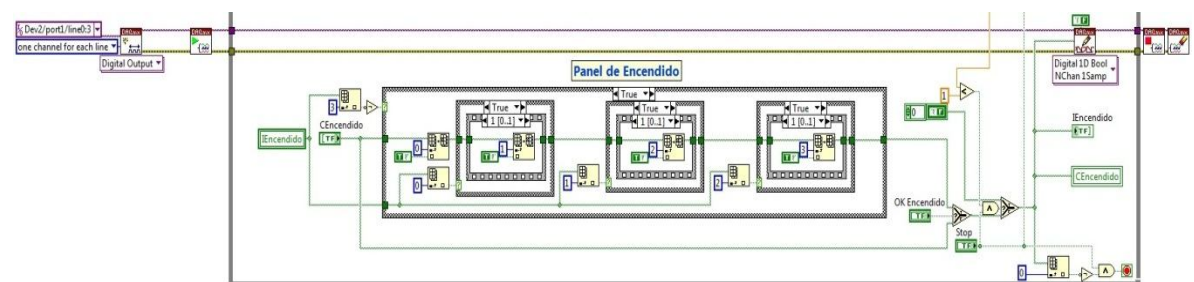
Figura 19. Control PID del servo de posición



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Directamente desde la visualización del servo de posición se puede realizar el encendido digital de todos los componentes de la máquina, ya que cuenta con un código(figura20) con intervalos de 1.5 segundos, lo que quiere decir que primero prende la torre y 1,5 segundos después prende el motor principal ubicado en el paquete de potencia, y así sucesivamente con el mismo intervalo tiempo hasta prender la válvula de seguridad y por último el manifold. Este código también cuenta con la opción de apagar la máquina en cualquier instante.

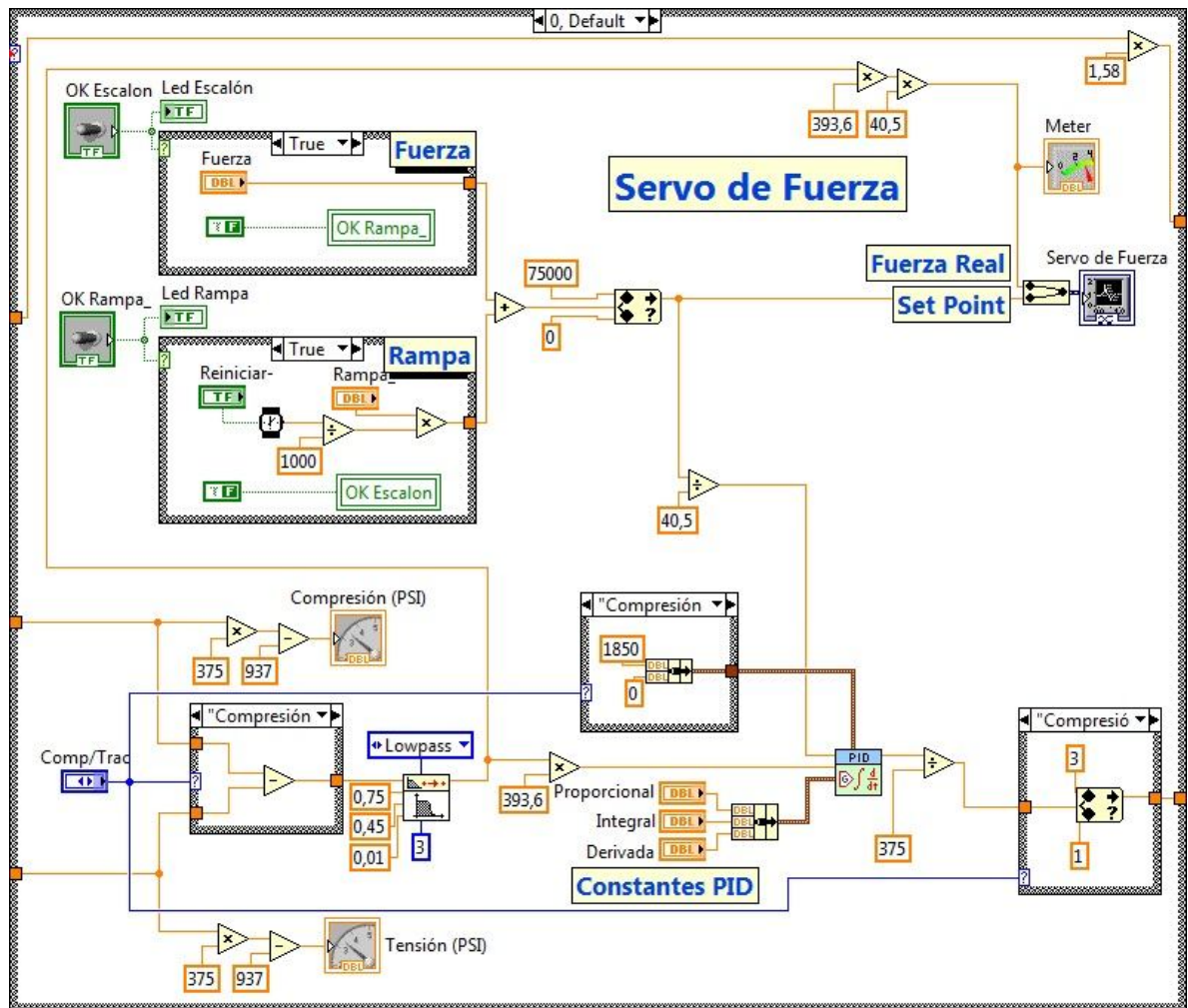
Figura 20. Código de encendido digital



Fuente. Impr pant code LabVIEW

3.1.2 Código servo de fuerza. El actuador de la Instron es de doble acción por lo tanto se tiene la necesidad de tomar el valor de la presión a cada lado del pistón, para luego realizar la diferencia entre los dos y de esta manera tener un valor de presión neto sobre el actuador. Esta presión se convierte en una fuerza al ser multiplicada por el área neta de trabajo la cual es de $40,5 \text{ in}^2$.

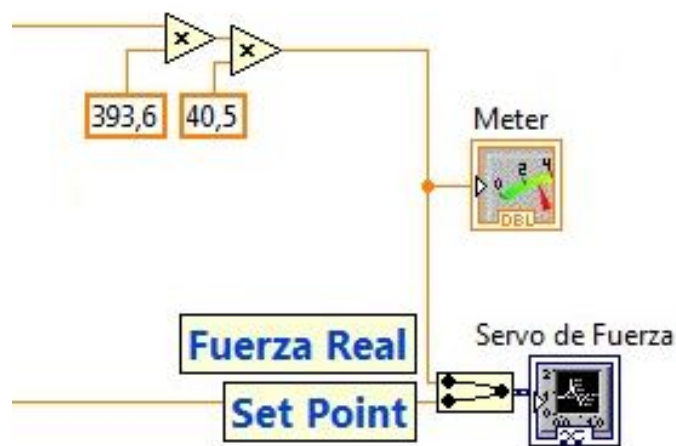
Figura 21. Código del servo de fuerza.



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Para el servo de fuerza se adquieren las señales de los dos transductores de presión, las cuales llegan a la tarjeta DAQ y cuando salen de ésta se dividen; por un lado pasan por un comparador el cual selecciona el tipo de fuerza que se esté realizando, si es a tracción o a compresión; y por el otro lado se multiplican por dos constantes para transformar el valor de voltaje en libras y pasa a un indicador (figura 22) que dice el valor de la fuerza actual que está aplicando el cilindro principal. También se realiza una gráfica de comparación entre ésta señal y la señal de referencia, dada por el usuario, de tal forma que se pueda tener una visualización de la acción de control caracterizada por una curva suavizada que se aproxima al valor de referencia.

Figura 22. Código para indicar el valor de la fuerza aplicada por el servo



Fuente. Imprimant code LabView

Para el servo de fuerza se hace necesario observar el comportamiento de los manómetros para determinar que presión se está aplicando al cilindro, por ello en el código, se toma la señal y se multiplica por una constante que transforma el valor de voltaje en PSI ($PSI = 375 \cdot Volt - 937$) para pasar luego a un indicador que se encuentra en la interfaz de visualización (ver figura 23).

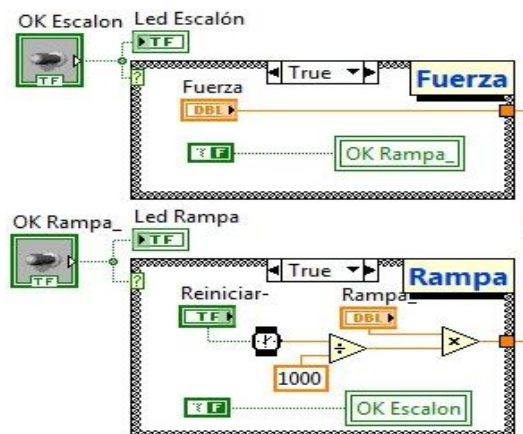
Figura 23. Indicador de la presión



Fuente. Impr pant code LabVIEW

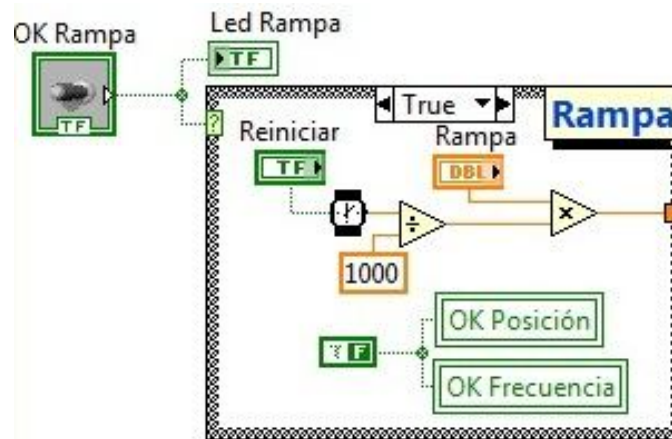
Después de pasar la señal por el comparador atraviesa por un filtro pasabajos para reducir la oscilación de esta, posteriormente esta señal vuelve y se multiplica por la constante para pasarla a voltios, y esta va a ser la señal de realimentación que llega al PID, donde también llega la señal de referencia o setpoint. La señal de referencia puede pasar por dos opciones de control, como es el caso de una forma proporcional o rampa (figura 24). La rampa (figura 25) consiste en ir aumentando la fuerza a una velocidad proporcional hasta llegar a la fuerza máxima de 75000 PSI.

Figura 24. Opciones de control en el servo de fuerza



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Figura 25. Rampa



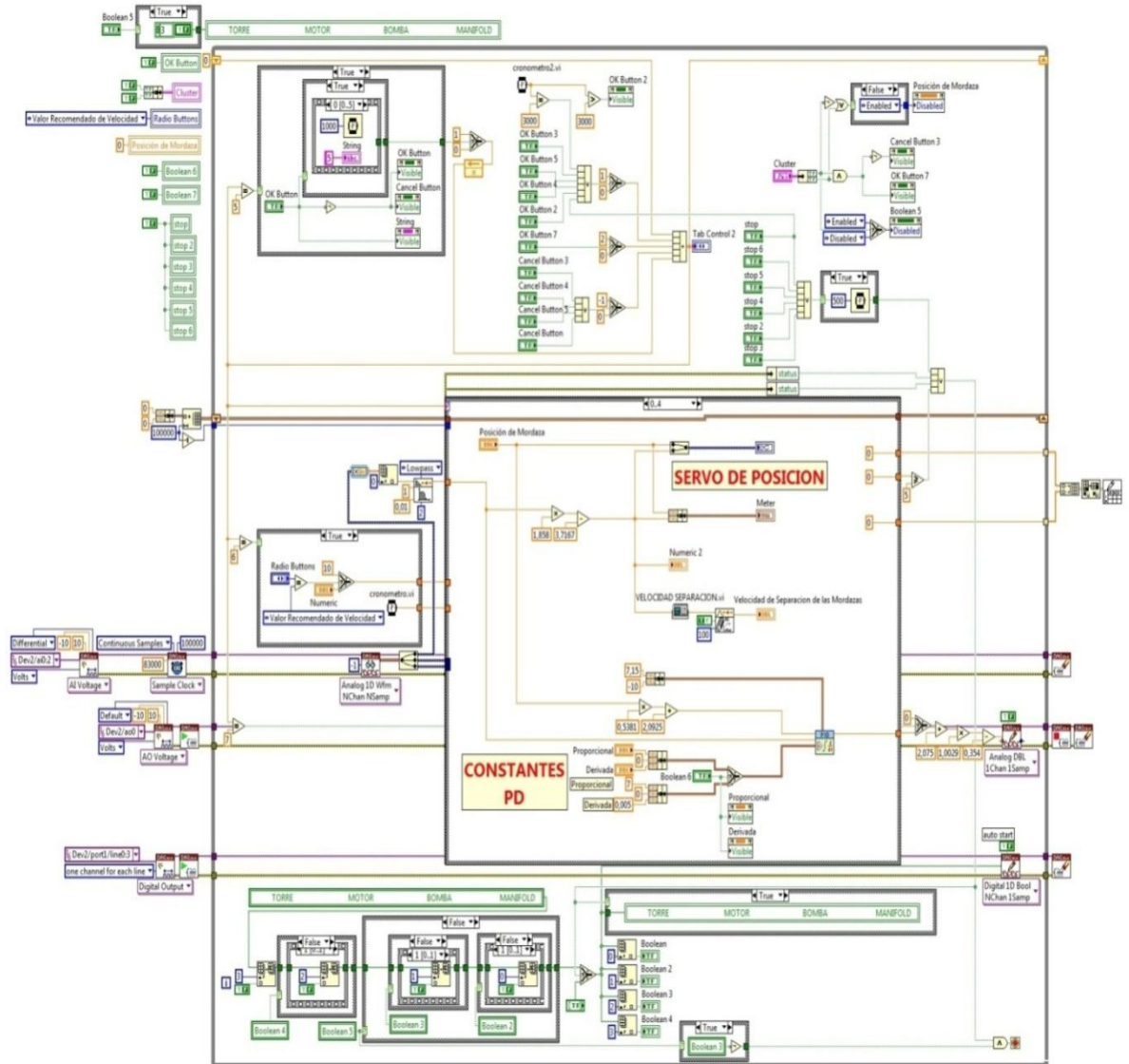
Fuente. Impr pant code LabVIEW

Al PID llega la señal de realimentación y la señal de referencia mencionadas anteriormente, donde se procesan y sale la señal de control respectiva a la servoválvula pasando por un filtro pasabajos para reducir las oscilaciones de esta señal.

Cabe resaltar que el código implementado anteriormente es solo para realizar pruebas de fuerza a compresión, para el caso contrario, en donde se esté realizando fuerza a tensión, se realizó una corrección del código creado por los estudiantes que realizaron la tesis de grado "sistema de control basado en tarjeta de adquisición de datos (DAQ) para la maquina universal de ensayos Instron 1323" ya que presentaba una serie de errores, como la elección de las constantes en el PID, las constantes para la transformación del voltaje, que hacían que el control que se realizaba a la máquina fuera inexacto.

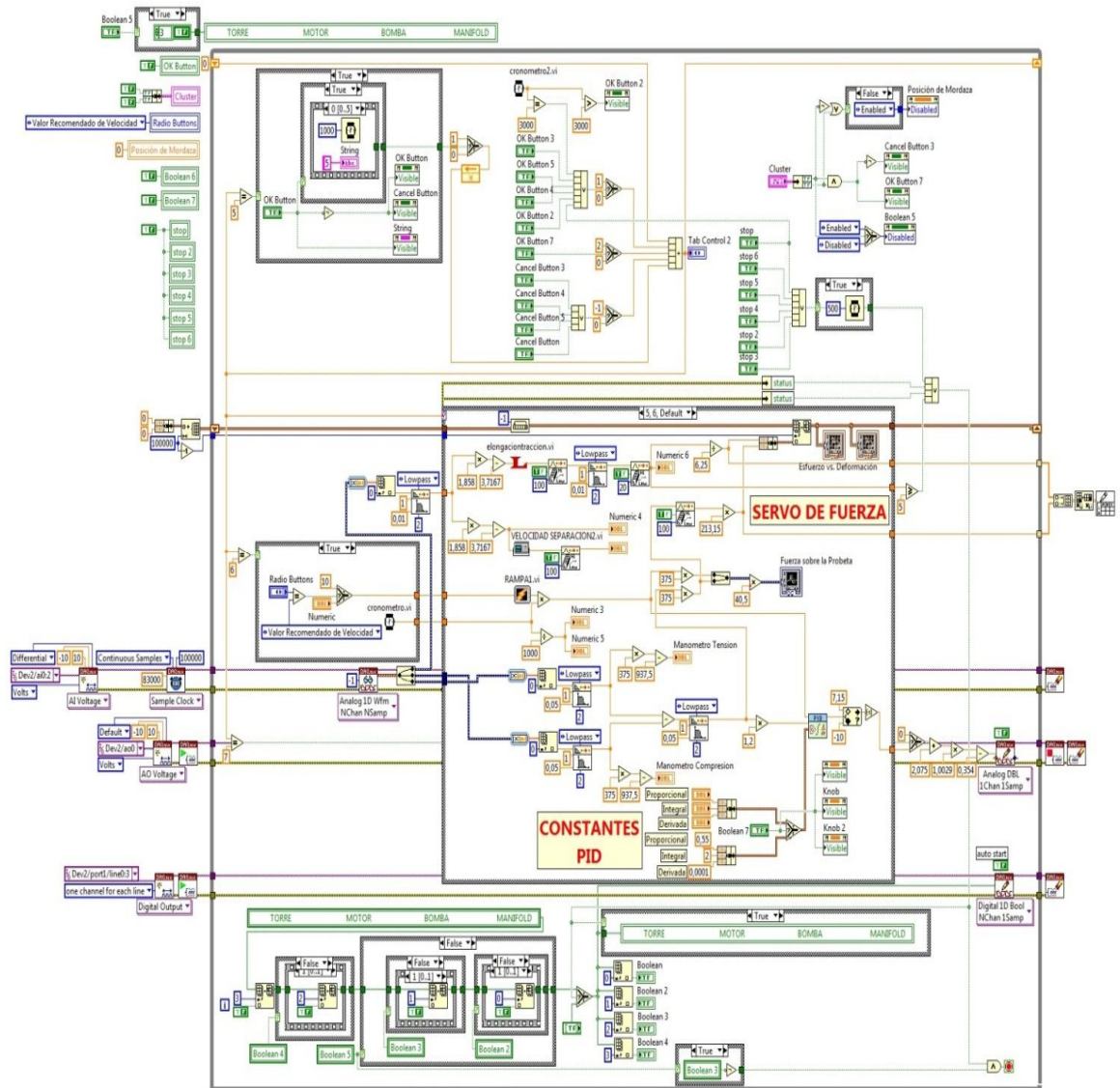
A continuación se presenta el código de posición y fuerza (ver figura 26) corregido para realizar estas pruebas.

Figura 26. Código servo de posición para ensayos de tracción



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Figura 27. Código servo de fuerza para ensayos de tracción

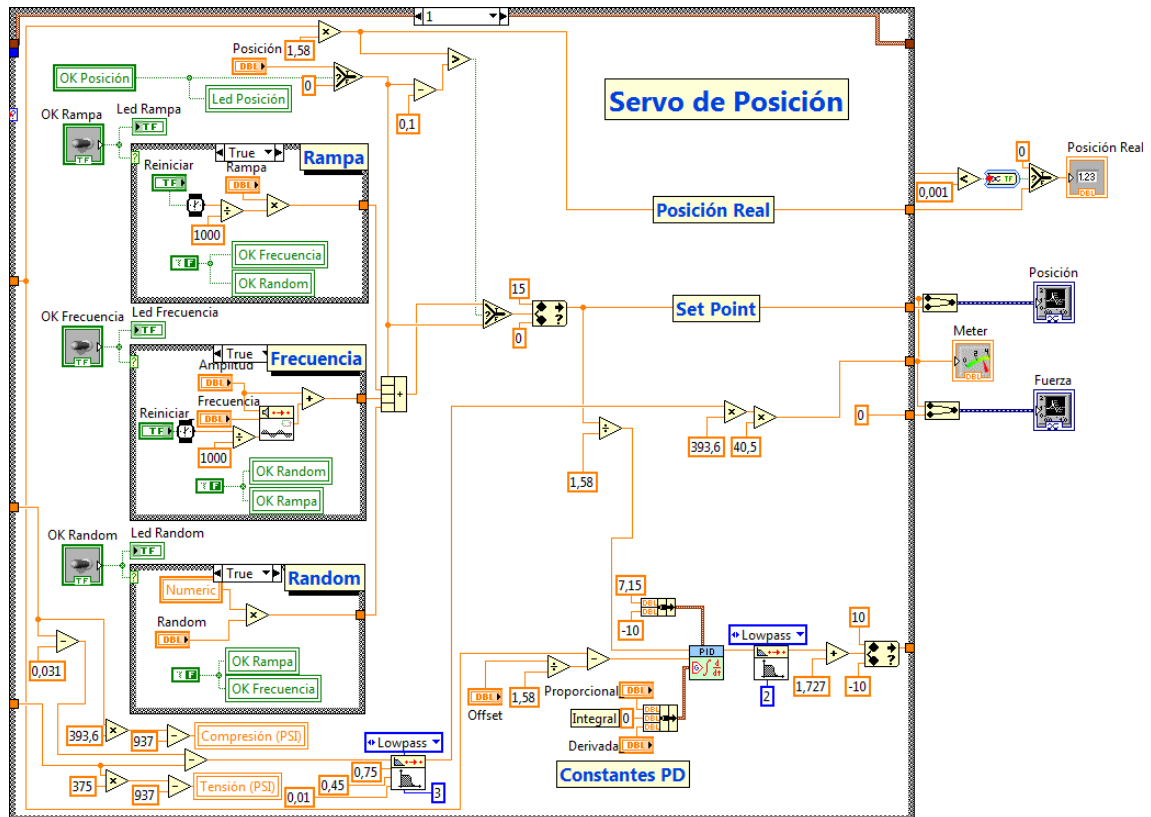


Fuente. Impr pant code LabVIEW

3.1.3 Código aplicación de los servos. Teniendo en cuenta la ampliación de la capacidad de servicio de la máquina INSTRON, se realizó también tres códigos para hacer pruebas en resortes, en columnas y en vigas.

Código servo de posición. Con este código se puede controlar la posición del elemento puesto a prueba y cuenta con tres opciones de ensayo, las cuales son rampa, senoidal y random¹. (Ver figura28).

Figura 28. Códigobloque servo de posición

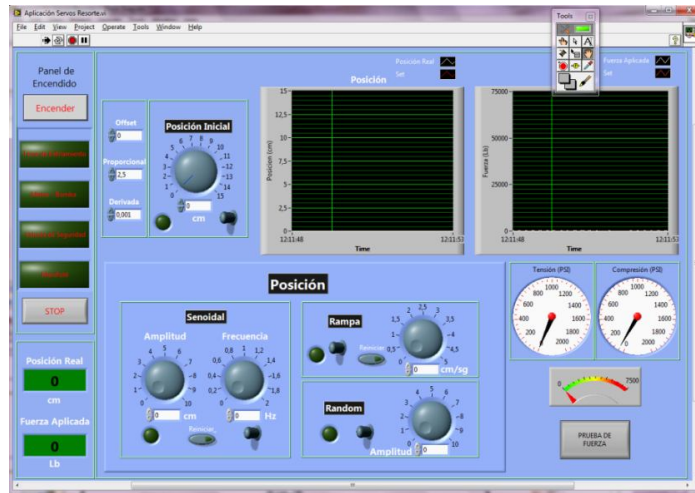


Fuente. Impr pant code LabVIEW

Desde la visualización gráfica del código se puede realizar el encendido digital de la máquina, la selección del tipo de ensayo a realizar; ésta también posee un indicador de la posición actual, así como también indicadores de la presión ejercida (ver figura 29)

¹ Se asocia en general a una función que genera números aleatorios en base a algoritmos

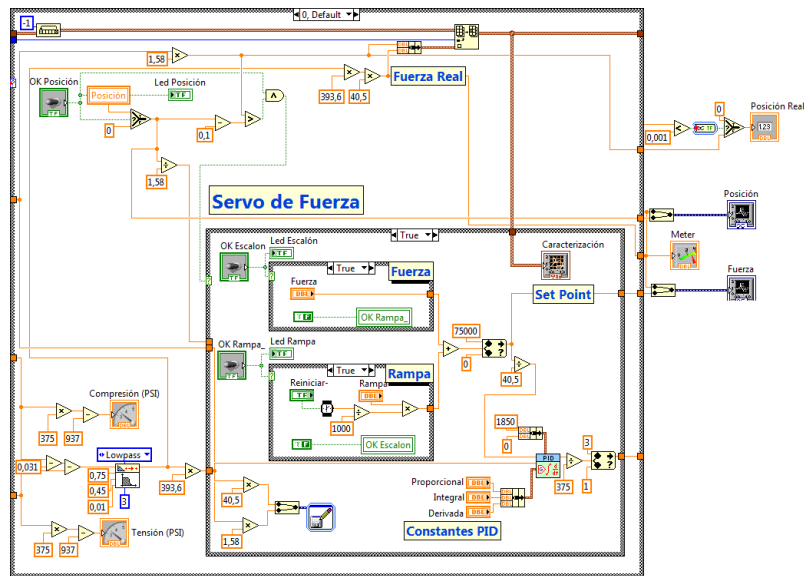
Figura 29. Visualización Servo de posición



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Código servo de fuerza. Este código se utiliza para realizar pruebas destructivas en columnas y en vigas, así como también en el caso de los resortes aplicar una rampa de fuerza para caracterizarlo y llevarlo a estado sólido, la cual muestra la deformación de éste a medida de que se aplica la carga. A continuación se observa el código de programación.

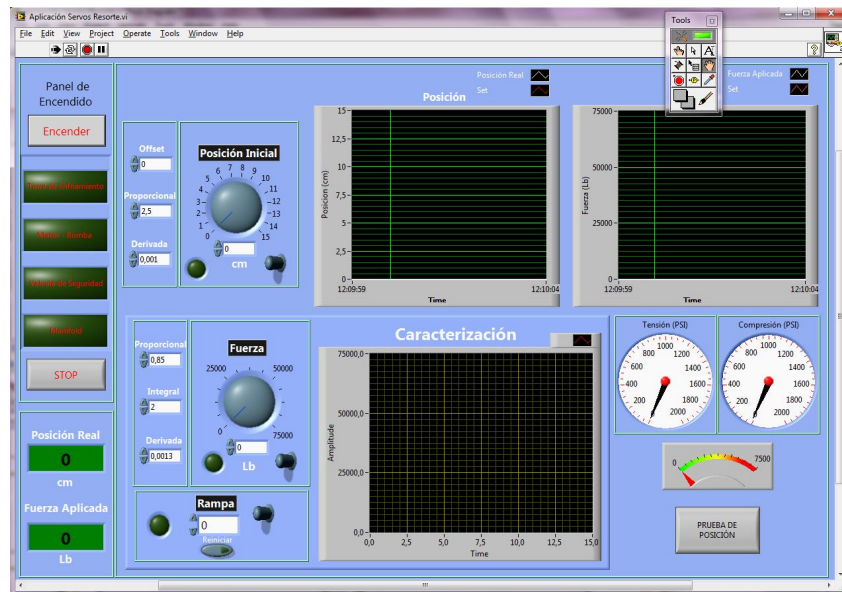
Figura 30. Código bloque servo de fuerza



Fuente. Impr pant code LabVIEW

La visualización de este bloque de programación es un factor importante a la hora de que el usuario este realizando las pruebas destructivas de los elementos, ya que muestra la curva de la fuerza aplicada contra la deformación (ver figura 31), obteniendo así el valor máximo que soporta el elemento antes de la falla. Estas pruebas del servo de fuerza sirven para obtener la caracterización del elemento, para posterior realizar otro tipo de pruebas, por citar un ejemplo, una prueba de fatiga lenta en una viga.

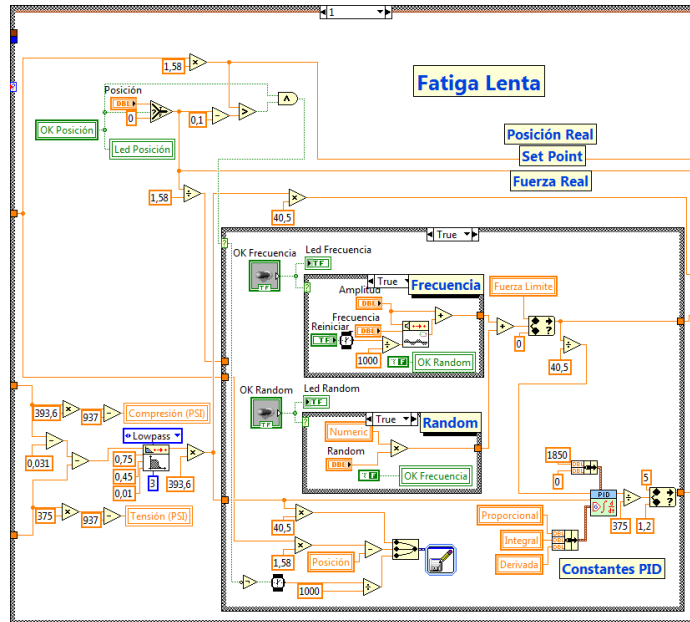
Figura 31. Visualización servo de fuerza



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Código ensayo de fatiga lenta. Este código es una aplicación para realizar pruebas de fatiga lenta en elementos tales como vigas, columnas y resortes. El análisis de fatiga es una herramienta para evaluar la durabilidad de un elemento bajo condiciones de carga de servicios. Este código posee dos opciones de ensayo, uno de frecuencia y el otro de random (Ver figura 32).

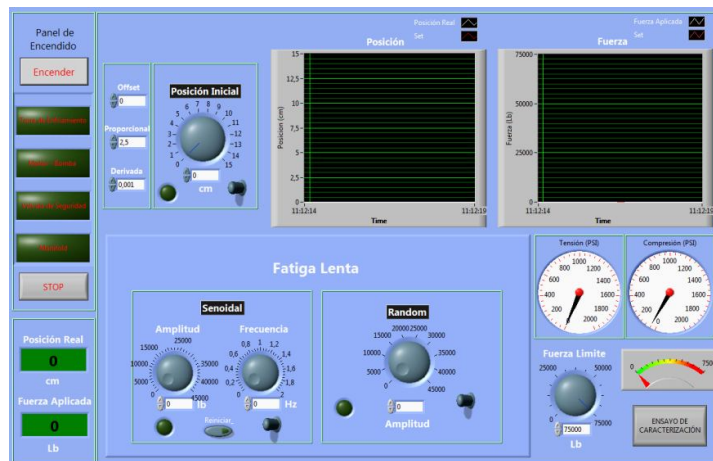
Figura 32. Código para Fatiga lenta



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Este código al igual que los otros posee una visualización grafica vista por el usuario a la hora de realizar el ensayo sobre los elementos, tiene un panel para el encendido digital de la máquina, un indicador de la posición, además de un indicador de la fuerza limite y la curva del comportamiento del ensayo, de acuerdo a la prueba que se esté realizando (ver figura 33).

Figura 33. Visualización ensayo de Fatiga lenta



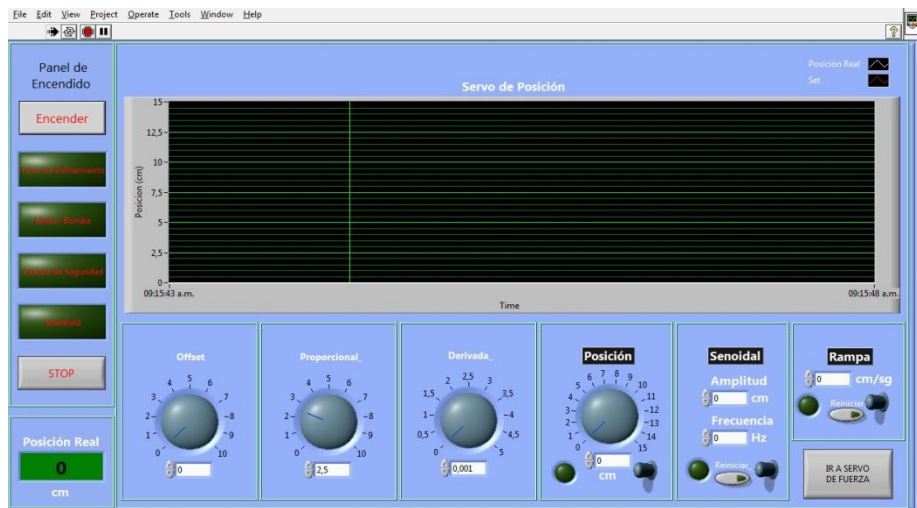
Fuente. Impr pant code LabVIEW

3.2 INTERFAZ GRAFICA

Para el servo de posición y el servo de fuerza se diseñó dos entornos de visualización, cada uno con las respectivas características para cada servo. A continuación se presenta el entorno de cada uno.

Entorno de visualización servo de posición. Esta visualización posee en su parte izquierda botones para el encendido de cada uno de los componentes de la máquina, posee dos selectores para las ganancias proporcional y derivada, cuenta con tres selectores para el movimiento del actuador, de tipo senoidal, rampa y posición. En el caso de rampa se utiliza para pasar de una posición fija a otra a una velocidad determinada. En la parte inferior derecha cuenta con un botón, el cual se utiliza para pasar al entorno de visualización del servo de fuerza. También posee un indicador de posición el cual da el valor de la posición actual del actuador, y por último cuenta con un selector para el offset o error de estado estacionario el cual corrige la diferencia entre el valor deseado y el valor medido. (Ver figura 34).

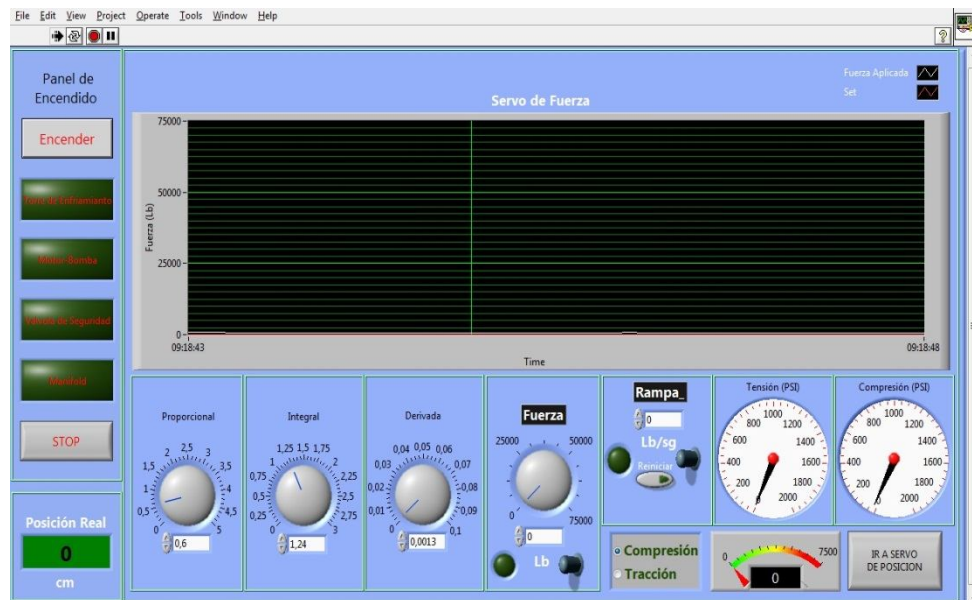
Figura 34. Visualización servo de posición



Fuente. Impr pant code LabVIEW

Entorno de visualización servo de fuerza. Esta visualización es similar a la del servo de posición, con algunos cambios como es el caso de la inclusión de dos indicadores para ver la presión que marcan los dos manómetros, tres indicadores para las ganancias proporcional, integral y derivativa, un recuadro para seleccionar que tipo de prueba se realiza, si es a tracción o compresión y por ultimo un indicador que muestra la fuerza que se está realizando sobre la probeta, (ver figura 35).

Figura 35. Visualización servo de fuerza

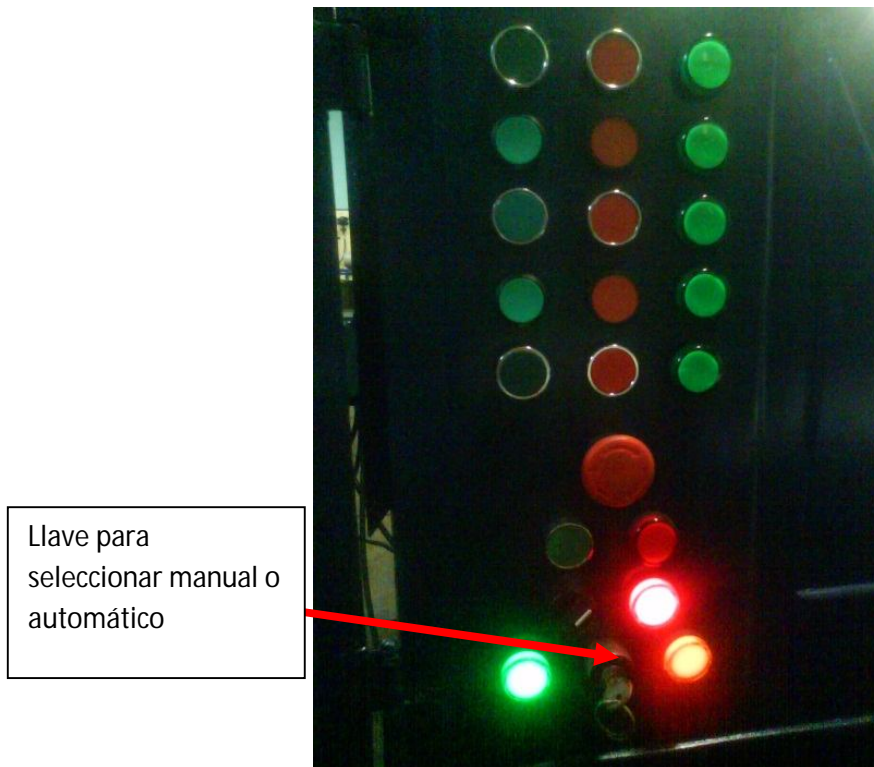


Fuente. Impr pant code LabVIEW

3.3 INTERFAZ DE ENCENDIDO DEL SISTEMA DE POTENCIA HIDRAULICO

Como ya se habló anteriormente el sistema tiene la posibilidad de ser encendida de forma manual y automático. Al seleccionar una forma de encendido se deshabilita la otra, esto se realiza por una llave que se encuentra en el panel de control manual del paquete auxiliar de control de potencia. (Ver figura 36)

Figura 36. Panel de control manual



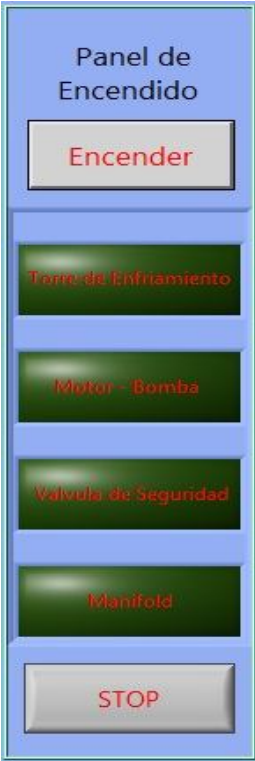
Llave para
seleccionar manual o
automático

Fuente. Los Autores

Si la llave se gira hacia la derecha queda seleccionado el modo automático y enciende el botón que se encuentra ubicado en la parte derecha de él, y si la llave se posiciona en el centro se encuentra en modo manual y el botón se apaga. En la figura 36 se observa que se encuentra en modo automático.

El encendido automático se puede realizar directamente desde el entorno de visualización del servo de fuerza o desde el de posición. Este posee cuatro botones de encendido, el primero activa la bomba de agua y el ventilador de la torre de enfriamiento, el segundo activa el motor de la bomba de aceite del paquete de potencia, el tercero activa la válvula de seguridad del sistema que se encuentra tarada a 1800psi, y por último el cuarto activa el cierre de una válvula de alivio que se encuentra en el manifold principal. (Ver figura 37)

Figura 37. Botones de encendido automático del sistema

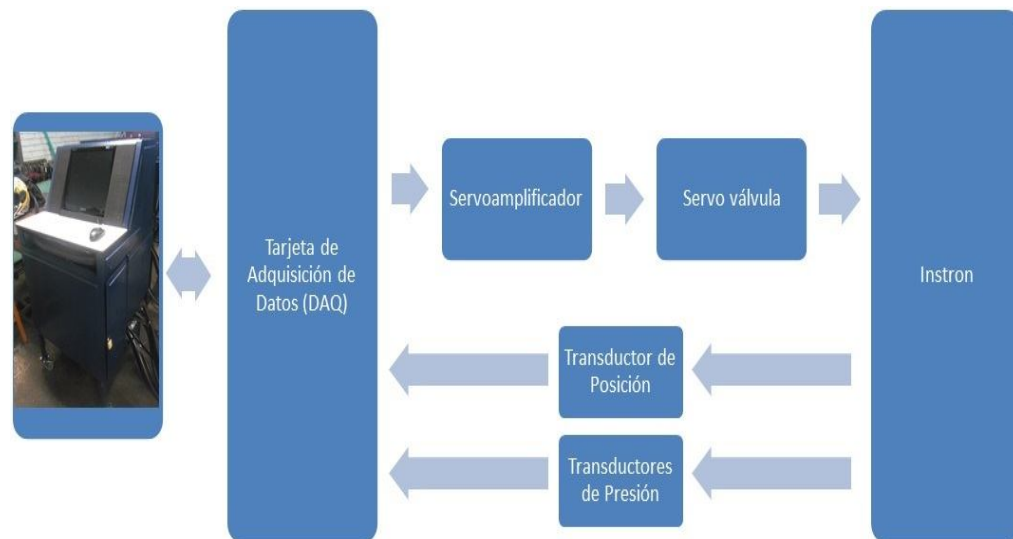


Fuente. Impr pant code LabVIEW

4. CONTROL IMPLEMENTADO A LA MAQUINA INSTRON

El sistema de control implementado está basado en una tarjeta de adquisición de datos (DAQ) de la National Instruments, que se encarga de recibir las señales que envían los transductores (miden las variables físicas de presión ambos lados del cilindro actuador y posición del mismo), y se comunica con el computador en donde por medio de la interfaz LabVIEW se realiza la función de control, enviando una señal de salida por medio nuevamente de la tarjeta DAQ, que es dirigida al servoamplificador el cual cumple con la función de amplificar esta señal para posteriormente pasar a la servoválvula la cual realiza la acción de control final, regulando el flujo del aceite al cilindro actuador de la máquina. Este sistema de control se realiza en lazo cerrado, como se muestra en la figura 38.

Figura 38. Sistema de control de la máquina de ensayos universal INSTRON



Fuente. Los Autores

Los componentes utilizados para poder realizar el control mostrado en el diagrama anterior son los siguientes:

4.1 UNIDAD DE CONTROL

En esta unidad se encuentra el circuito electrónico encargado de comunicar el software y la máquina para realizar el control. En ella se ubica la tarjeta DAQ.

Figura 39. Unidad de control



Fuente. Los Autores

Fuente. Es la encargada de la alimentación del sistema, esta es de 24 voltios.

Tacos de seguridad. Estos protegen al sistema de una posible sobrecarga, cuidando cada uno de los componentes del sistema.

Transistores. Son los encargados de regular el voltaje proveniente de la fuente hacia los transductores.

Relés. Permiten el encendido de la máquina

Tarjeta electrónica. La tarjeta electrónica comunica la tarjeta de adquisición de datos DAQ con los relés para poder encender la máquina.

Tarjeta de adquisición de datos DAQ. La tarjeta DAQ utilizada es fabricada por la National Instruments, de referencia DAQ NI-USB 6211 de la serie M, de 16 bits, se encuentra ubicada en la unidad de control y presenta un diseño para alto rendimiento, ofrece capacidades de entradas y salidas tanto analógicas como digitales así como también una alta precisión de medidas, con una alta velocidad de muestreo de datos que proporciona soluciones de control, tiene la ventaja que se puede conectar a un PC por medio USB (conexión plug and play) y posee gran flexibilidad de software en múltiples entornos de programación. (ver Figura 40).

Figura 40. Tarjeta DAQ de la National Instruments



Fuente. Los Autores

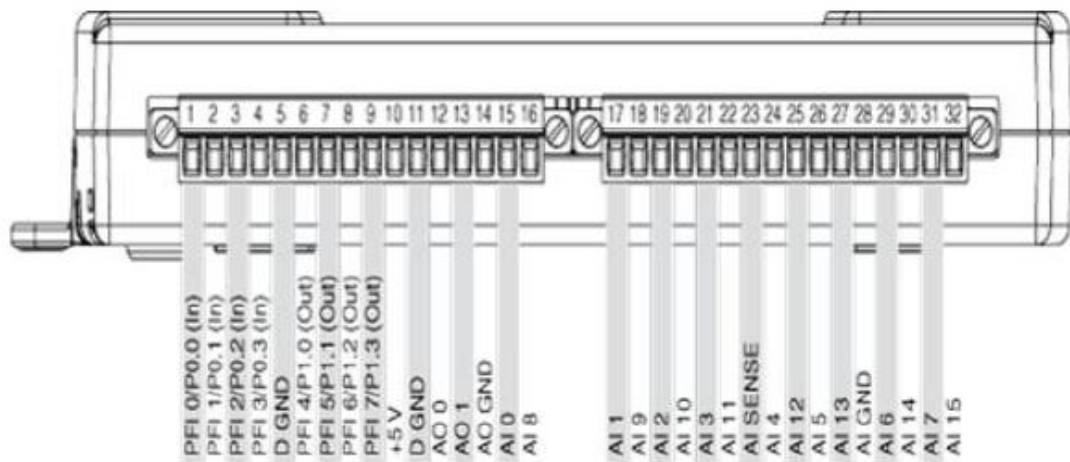
Las características de esta tarjeta son las siguientes:

- 16 entradas analógicas (16 bits a 250kS/s)
- 2 salidas analógicas (16 bits a 250kS/s)
- 4 entradas digitales
- 4 salidas digitales
- Contadores de 32 bits
- Energizado por bus USB para una mayor movilidad, conectividad de señal integrada

- Rango de voltaje de -10 a +10 voltios
- Tipos de medida: voltaje
- Sistema operativo: Windows

En la Figura 41 se muestra el bloque de conexión del panel frontal de la tarjeta, donde se encuentran distribuidos 32 pines de conexión.

Figura 41. Panel frontal de la DAQ



Fuente. National Instruments, Data Sheet USB 6211

Conexión de entradas y salidas analógicas de la tarjeta DAQ. Para la conexión de las entradas y salidas analógicas se seleccionan como tipo diferencial, por lo que consta de dos pines, uno de ellos se encuentra referenciado a tierra, y el otro va a depender del desplazamiento del cilindro principal, por ejemplo si el cilindro se desplaza hacia arriba se tiene un diferencial de voltaje positivo, y por el contrario, si el cilindro se desplaza hacia abajo el diferencial de voltaje será negativo.

En la tabla 1 se encuentra la asignación de las señales análogas del sistema a los puertos de entradas y salidas en la tarjeta DAQ.

Tabla 1. Asignación de las variables análogas de entradas y salidas

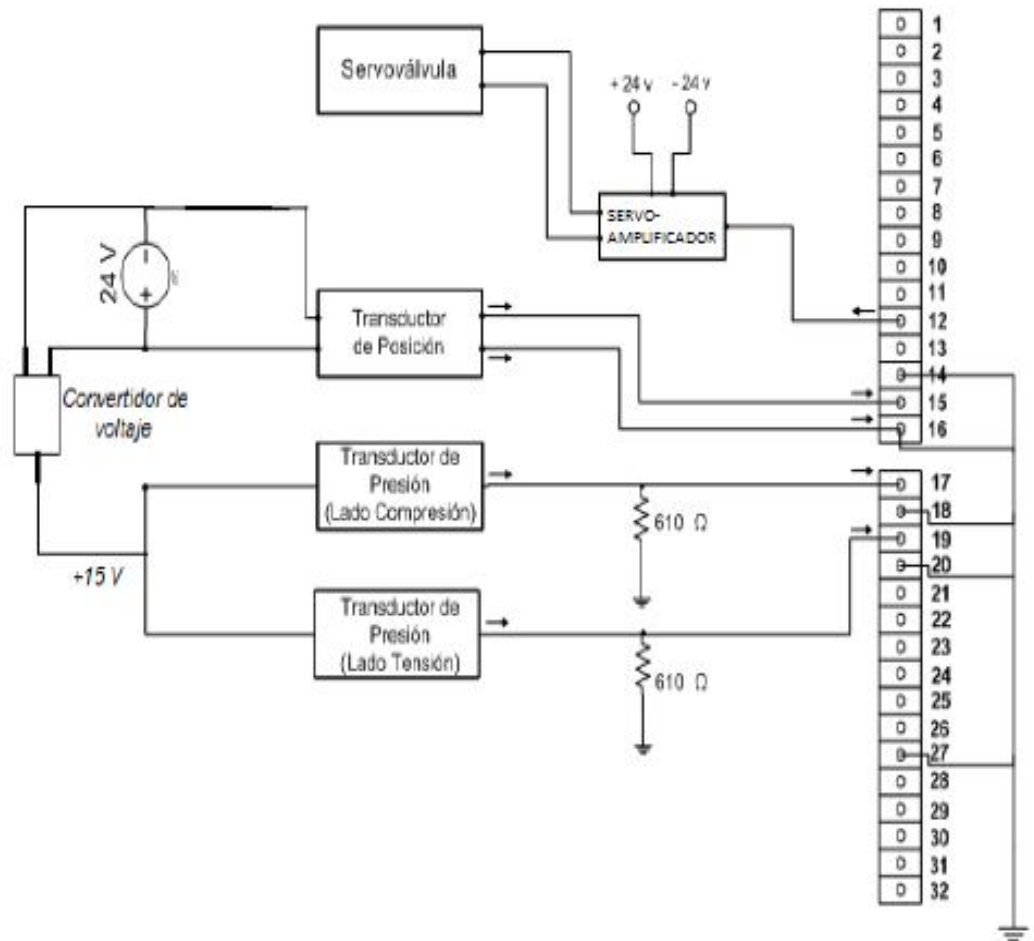
ENTRADA/SALIDA	ASIGNACION
AI 0	Entrada analoga transductor de posicion
AI 8	entrada analogo transductor de posicion referenciada a tierra
AI 1	entrada analoga transductor de presion (lado compresion)
A1 9	entrada analoga transductor de presion (lado compresion),referenciado a tierra
AI 2	entrada analogica transductor de presion (lado tension)
AI 10	entrada analogica transductor de presion (lado tension), referenciado a tierra
AI GND	tierra para entrada analoga
AO 0	salida analoga para la servovalvula
AO GND	tierra para la salida analoga

Fuente. Los Autores

Para la conexión de estas entradas y salidas análogas a los puertos de conexión de la tarjeta DAQ se designó de la siguiente manera (ver figura 42):

- La señal del transductor de posición se encuentra conectada en los puertos 15 y 16.
- La señal del transductor de presión para compresión se encuentra conectado en los puertos 17 y 18.
- La señal del transductor de presión para tensión se encuentra conectado en los puertos 19 y 20.
- Los puertos de referencia 14, 16, 18 y 20 para las diferentes entradas y salidas análogas se encuentran conectados a tierra.

Figura 42. Diagrama de conexión de entradas y salidas de la tarjeta DAQ



Fuente. Los Autores

En el caso de los transductores de presión donde la señal que envían es de corriente, se utiliza una resistencia shunt la cual deriva la corriente y permite que solo llegue voltaje al puerto de conexión de la tarjeta (más adelante en la figura 48 se puede apreciar esta conexión).

Los diferentes transductores están alimentados por medio de una fuente (ver figura 43) de 24 voltios, para el caso de los transductores de presión se hace una reducción de voltaje por medio de un transistor (ver figura 44), para que solo les

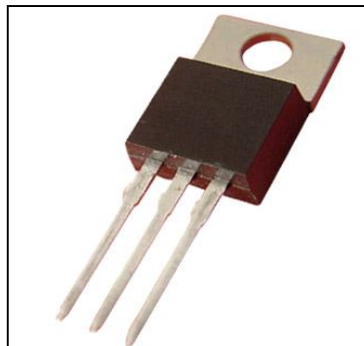
llegue 15 voltios que necesitan para trabajar; en el transductor de posición se realiza también una reducción de voltaje a través de otro transistor con el fin de que solo le lleguen 10 voltios para operar.

Figura 43. Fuente de alimentación de 24v



Fuente. Los Autores

Figura 44. Transistor



Fuente. Los Autores

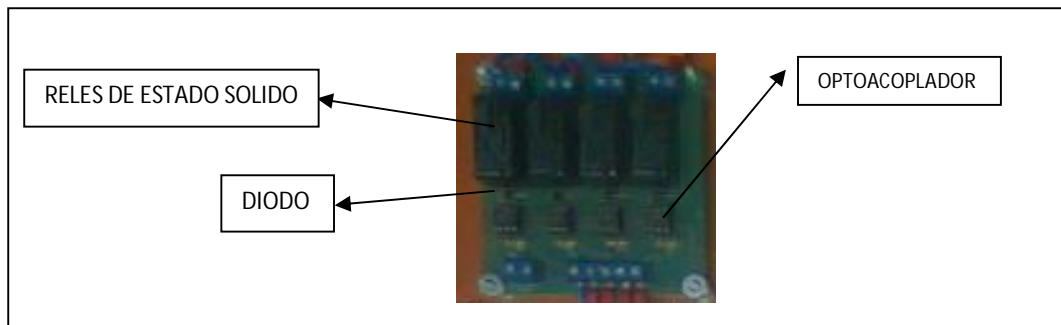
Conexion de salidas digitales de la DAQ para encendido de la maquina. La tarjeta DAQ cuenta con cuatro puertos de salida distribuidos para ejercer la función de encendido automático de la máquina universal Instron, empezando por el encendido de la bomba y el ventilador, encendido del motor de la bomba

principal, encendido de la válvula de seguridad del sistema y por último el encendido del manifold.

Las señales que provienen de la tarjeta DAQ llegan a una tarjeta electrónica de relevos (ver figura 45) (que cuenta con cuatro optoacopladores, cuatro diodos, cuatro relés de estado sólido).

Los diodos se hacen necesarios por motivos de seguridad ya que aísla la tarjeta del sistema.

Figura 45. Tarjeta electrónica de relevos



Fuente. Los Autores

La asignación de las variables digitales de salida de la tarjeta se muestran en la tabla 2.

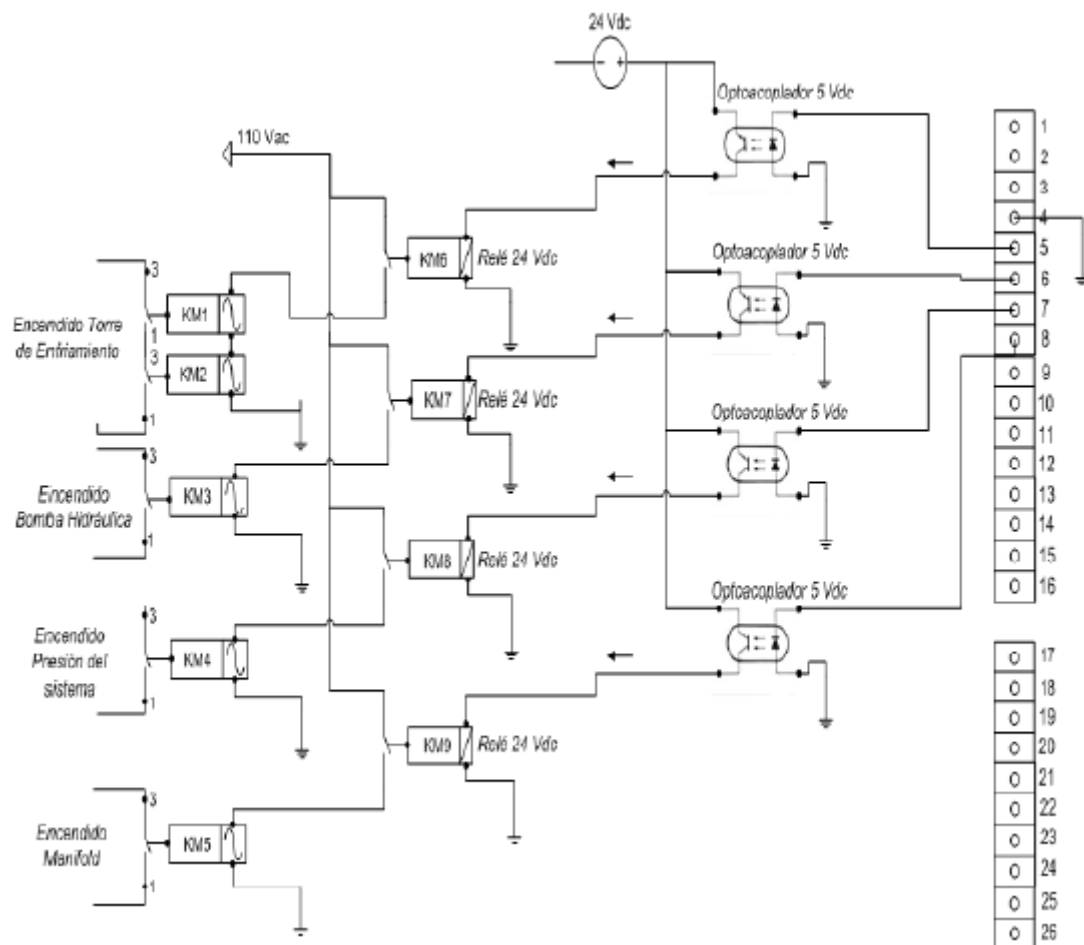
Tabla 2. Asignación de las variables digitales de salida

ENTRADA/SALIDA	ASIGNACION
PFI4/ P10	Encendido de la boma y ventilador de la torre
PFI5/P11	encendido de la bomba principal
PFI6/P12	encendido de la valvula de seguridad
PFI7/P13	encendido del manifold
DGND	tierra para salida digital

Fuente. Los Autores

Los optoacopladores se activan cuando llegan las señales de 5 voltios de la tarjeta DAQ y permiten el paso de la señal de alimentación de la fuente de 24 voltios, para activar la bobina de los relés de estado sólido (KM6, KM7, KM8 Y KM9) y estos a su vez conmutan los puertos de 110 V AC que activan los relés principales (KM1, KM2, KM3 Y KM4) que son los que permiten el encendido de la maquina (ver figura 46).

Figura 46. Diagrama de conexión salidas digitales de encendido



Fuente. Los Autores

El encendido de la maquina se puede realizar en carácter digital con la interfaz LabVIEW o manualmente pormedio del tablero de control que se encuentra a un costado del paquete auxiliar de control de potencia (ver figura 47).

Figura 47. Tablero de control manual



Fuente. Los Autores

Para seleccionar el modo de operación de la maquina se cuenta con un switch de dos posiciones ubicado en el tablero, que alimenta el control manual o el control digital, teniendo en cuenta que no se pueden operar simultáneamente. En el siguiente capítulo se muestra el diagrama de funcionamiento eléctrico de la lógica cableada del encendido manual, con el que cuenta la maquina en el tablero de control manual del paquete auxiliar de potencia.

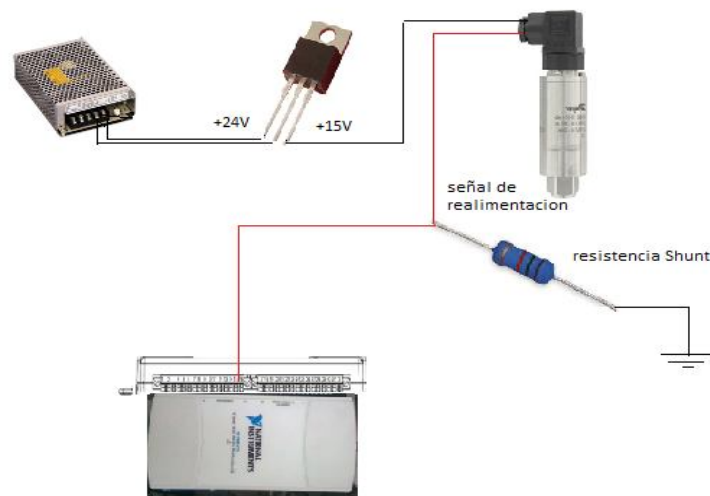
4.2 TRANSDUCTORES DE PRESIÓN

La máquina INSTRON para el caso del servomecanismo de fuerza cuenta con dos transductores de precisión piezo-resistivos marca SIEMENS SISTRANS P serie Z, tipo 7MF1563 cuya ficha técnica se añade en los anexos.

Estos transductores como ya se explicó anteriormente son los encargados de medir la variable física (presión) y transformarla en una señal eléctrica directamente proporcional a la presión, que va a realimentar el sistema y poder así realizar la comparación con la señal de referencia y de acuerdo al error que se genere entre estas dos señales, realizar el control respectivo.

Conexión de los transductores de presión. La fuente de alimentación envía 24 voltios al transistor el cual hace la reducción a 15 voltios, y los envía a los transductores para su operación, estos captan la medida física y envían la señal de realimentación que pasa por una resistencia Shunt, la cual deriva la corriente y solo permite el paso de la señal de voltaje a la tarjeta DAQ. Esta conexión se observa en la figura 48.

Figura 48. Conexión de los transductores de presión



Fuente. Los Autores

Los transductores realizan una medición indirecta de la fuerza en comparación con las celdas de carga, que lo hacen de manera directa. Es por esto que las celdas son más utilizadas en estos sistemas, ya que los transductores al ser de medida indirecta conllevan a tener en cuenta otras variables a la hora de hallar el

valor de la fuerza, como es el caso del área, lo que acarrea poca exactitud en el valor hallado. Cabe resaltar que no se escogieron estas celdas de carga en nuestro proyecto debido a su elevado costo, el cual se salía de nuestro presupuesto.

Figura 49. Transductor de presión



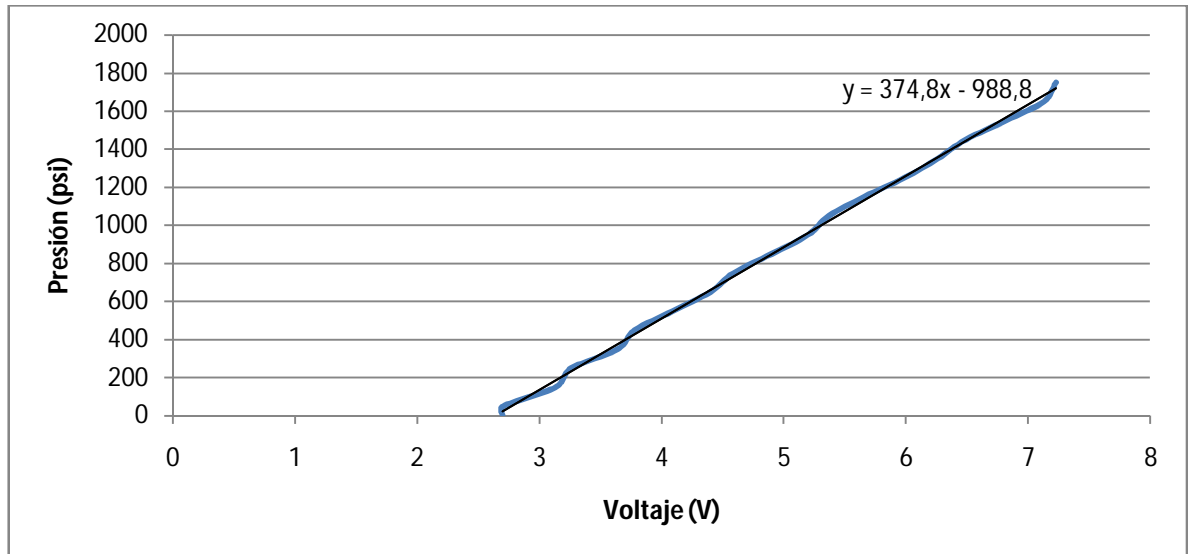
Fuente. Los Autores

Las características de los transductores de presión utilizados son las siguientes:

- Señal de salida: 4 a 20mA (DC)
- Tensión de alimentación: 8.35V(DC)
- Error global (linealidad, histéresis y repetitividad) menor a 0.4%
- Tiempo de respuesta: menor a 0.1ms

En los anexos se encuentra la datasheet de este transductor, en donde se encuentran más especificaciones acerca de éste; para caracterizar este transductor se observó el manómetro tipo Bourdon y se varió la presión del sistema con el fin de registrar el voltaje enviado por el sensor, para obtener la curva mostrada en la figura 50.

Figura 50. Curva de Caracterización de los Sensores de Presión



Fuente. Los Autores

Con esta caracterización realizada al sensor se logra hallar la pendiente de la recta, la cual es usada en el software LabVIEW para el servo de Fuerza y obtener datos parejos entre los reales y los registrados en el programa; Luego de adquirir el valor real de presión de cada sensor se encuentra la diferencia de presión en el cilindro y por medio la ecuación de $F = P * A$ se calcula la Fuerza real aplicada en el proceso, esto con el fin de compararlo con el valor arrojado en el software.

4.3 TRANSDUCTOR DE POSICIÓN

El transductor de posición utilizado es el potenciómetro lineal modelo PL150 T6 fabricado por la compañía INSTRUMATIC, (ver figura 51) cuyo funcionamiento es básicamente censar el desplazamiento del cilindro actuador, con el fin de llevar a cabo la realimentación o feedback en el sistema de control.

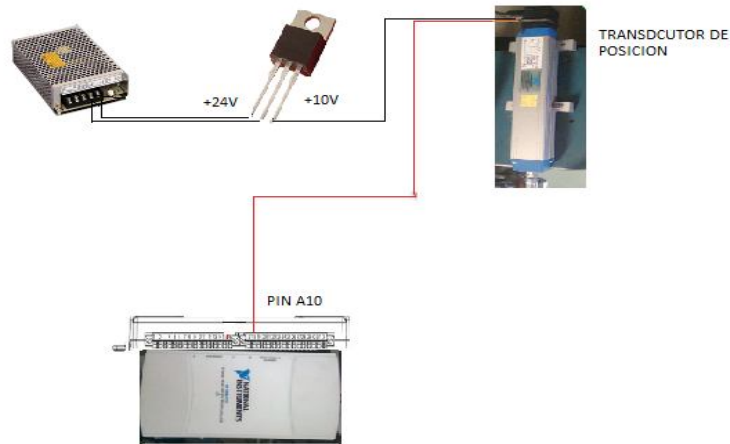
Figura 51. Transductor de posición



Fuente. Los Autores

Conexión del transductor de posición. La fuente de alimentación envía 24 voltios al transistor el cual hace la reducción a 10 voltios y los envía al transductor para su operación, este capta la medida de la posición del cilindro y envía la señal de realimentación a la tarjeta DAQ. Esta conexión se observa en la figura 52.

Figura 52. Conexión transductor de posición



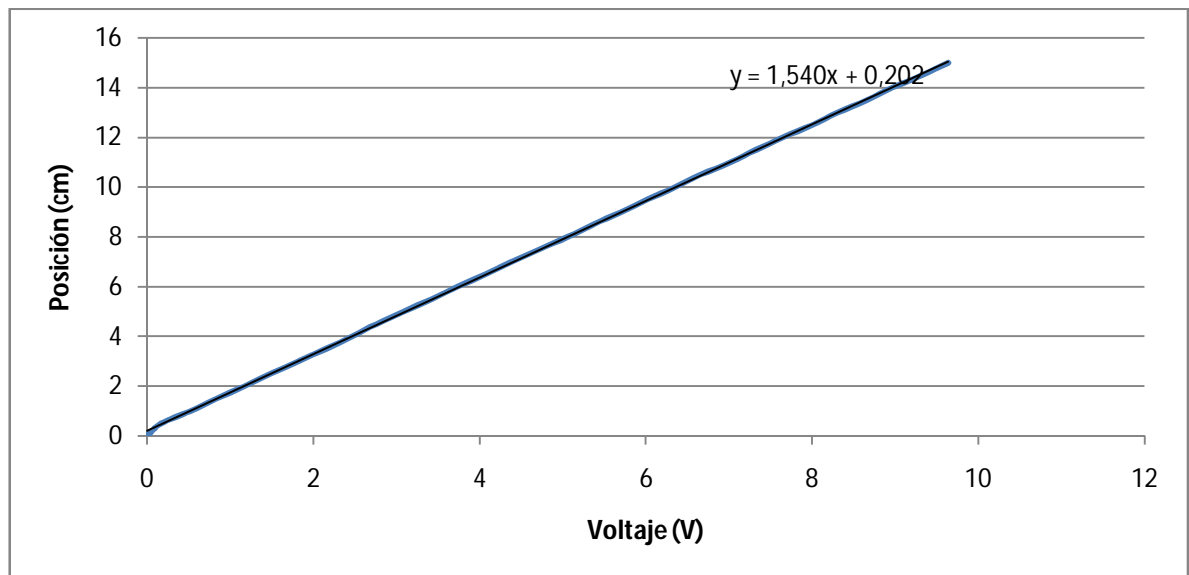
Fuente. Los Autores

Este tipo de transductor utilizado presenta las siguientes características:

- Elevada precisión
- Elevada resolución (0.01mm)
- Velocidad de operación: <10m/s

En los anexos se encuentra la datasheet de este transductor, en donde se encuentran más especificaciones acerca de éste; para caracterizar este transductor se midió con calibrador el desplazamiento del núcleo y su equivalente en Voltios con un multímetro, obteniendo así la curva de la figura 53.

Figura 53. Curva de Caracterización del Sensor de Posición



Fuente. Los Autores

Con esta caracterización realizada al sensor se logra hallar la pendiente de la recta, la cual es usada en el software LabVIEW para el servo de posición y obtener datos parejos entre los reales y los registrados en el programa.

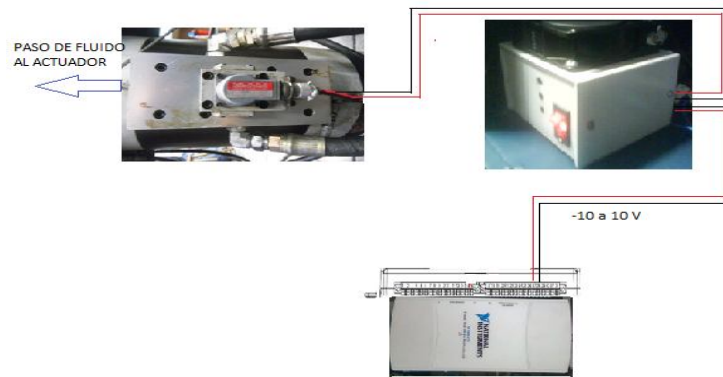
4.4 SERVOVALVULAMOOG SERIE 73

Otro elemento importante del sistema de control es la servoválvula que es la encargada de regular el flujo del aceite al actuador. Tiene la capacidad de

permanecer en cierre total, o de llevar flujo de aceite dentro y fuera de los dos lados del actuador (cilindro principal).

Conexión de la servovalvula. De la tarjeta DAQ sale la señal de control, la cual se encuentra en el rango de (-10 a 10 V), y se dirige al servoamplificador el cual, como su nombre lo indica amplifica la señal para poder accionar la servoválvula y dar paso al fluido para hacer mover el actuador (cilindro principal) a la posición deseada (ver figura 54)

Figura 54. Conexión de la servoválvula



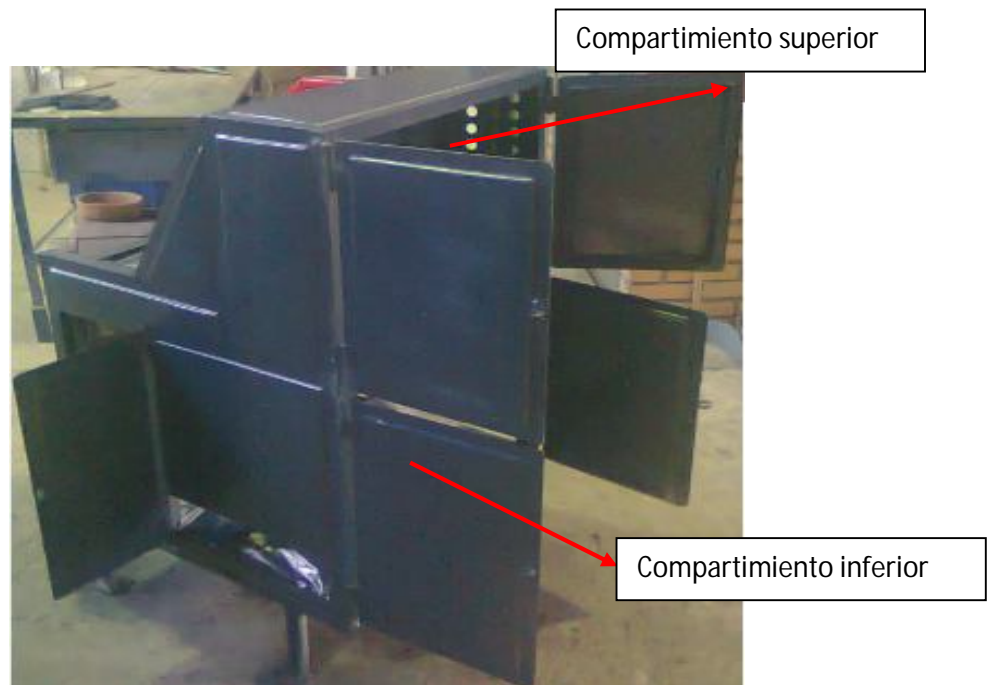
Fuente. Los Autores

5. DESCRIPCION DEL PAQUETE AUXILIAR DE CONTROL DE POTENCIA

Teniendo en cuenta la reestructuración de la escuela de ingeniería mecánica a sus instalaciones, y el traslado del laboratorio donde se encuentra actualmente la maquina universal de ensayos Instron, se implementó el paquete auxiliar de control de potencia, con el objetivo de organizar parte de los componentes de la máquina, y hacer fácil su traslado de un lugar a otro.

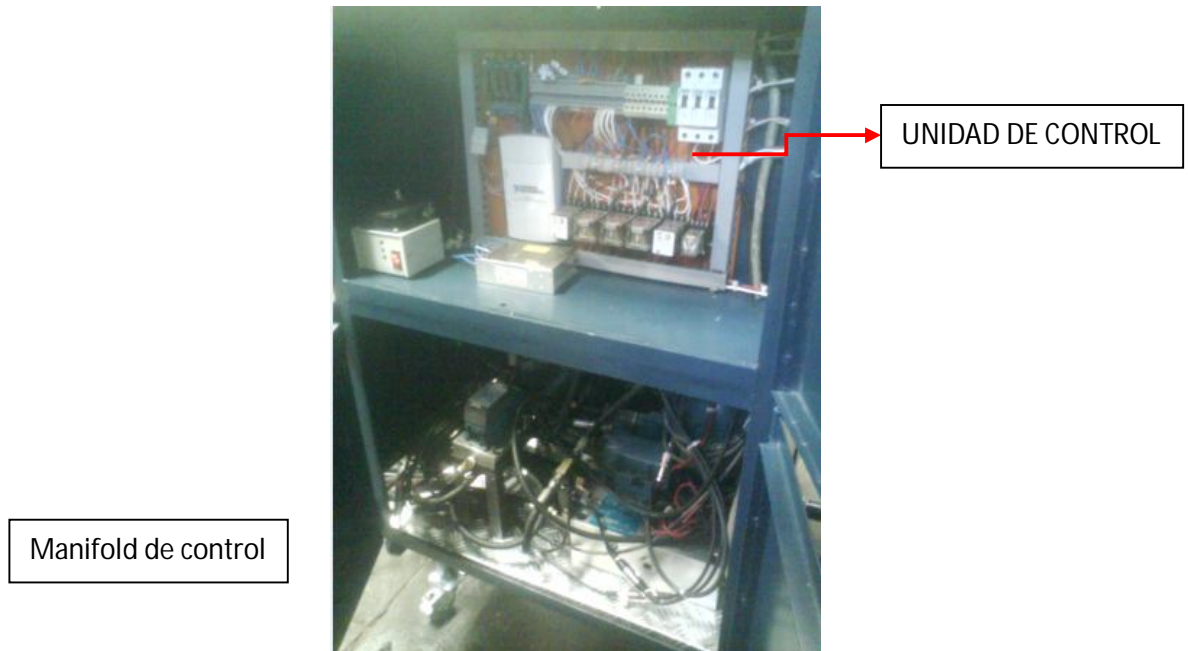
Este está compuesto en su parte posterior por dos compartimientos, uno superior y uno inferior (ver figura 55); en el primero se encuentra ubicada la unidad de control (con todos sus componentes) (ver figura 56) y en el segundo se encuentra compartido entre el manifold de control, las válvulas direcciones para accionar las mordazas y la unidad central de procesamiento (CPU) del computador.

Figura 55. Compartimientos paquete auxiliar de control



Fuente. Los Autores

Figura 56. Componentes incorporados en los compartimientos del paquete auxiliar de control de potencia

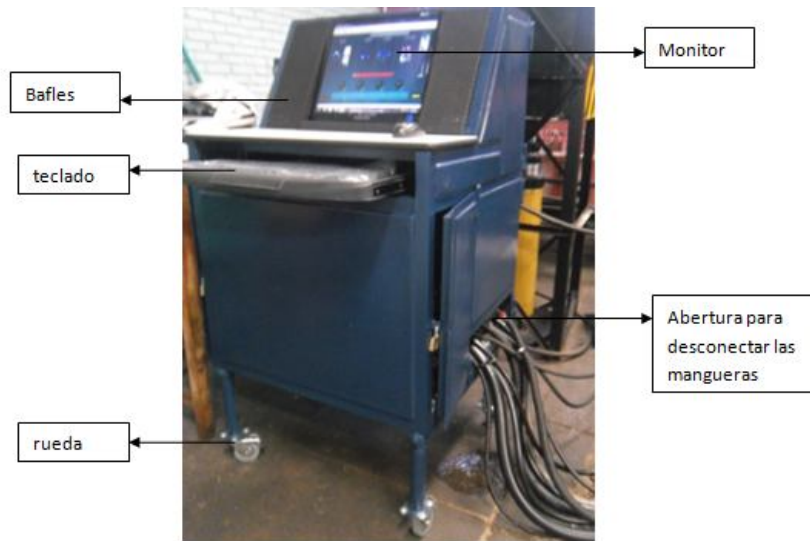


Fuente. Los Autores

Por el frente de éste se encuentra el monitor del computador, el teclado y los bafles de audio, además por los costados lleva dos aberturas para poder desconectar las mangueras que llegan al manifold y a las válvulas direccionales, y también desconectar las conexiones eléctricas que llegan a la unidad de control. Posee ruedas para cuando se requiera transportar de un lugar a otro (ver Figura 57).

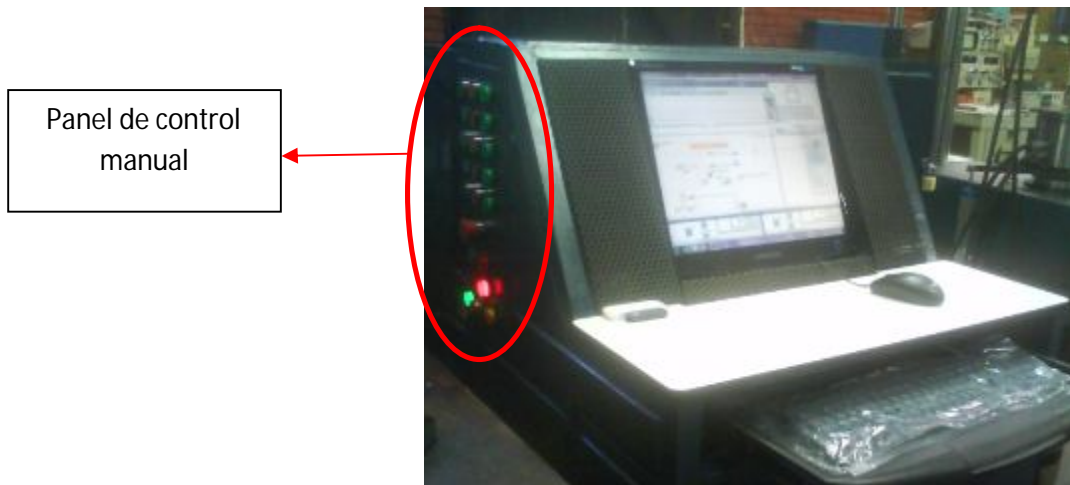
Asimismo lleva en su parte derecha el panel para el control manual de la máquina, con sus respectivos botones para el encendido de cada una de las partes que componen el sistema. (Ver Figura 58)

Figura 57. Partes del paquete auxiliar de control



Fuente. Los Autores

Figura 58. Panel de control manual



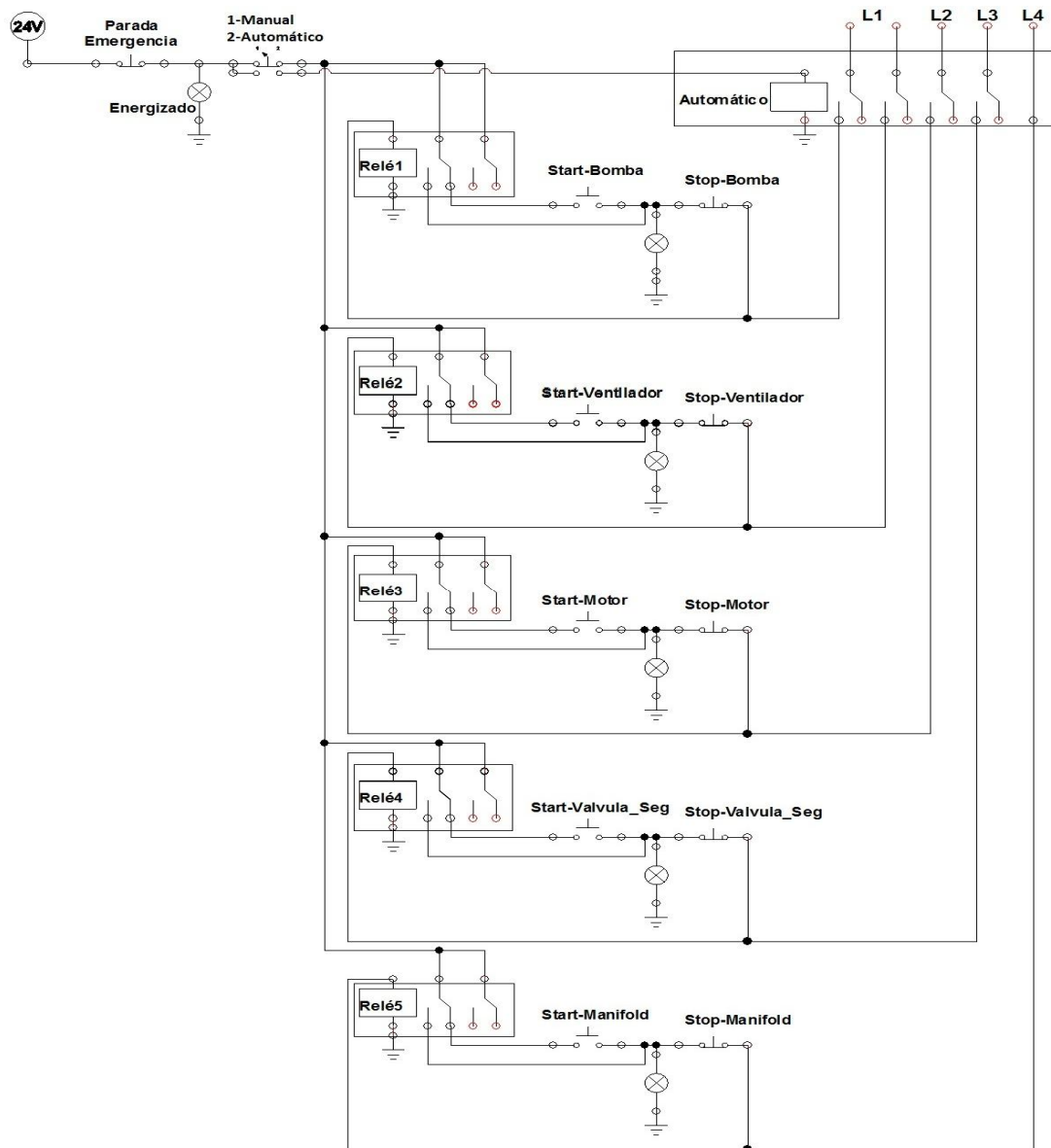
Fuente. Los Autores

Teniendo en cuenta esta serie de modificaciones para mejor uso y traslado de la maquina universal de ensayos Instron, a continuación se presentan los respectivos planos eléctricos, electrónicos e hidráulicos para el mantenimiento de la máquina, como también para su traslado cuando sea requerido.

5.1 PLANO ELECTRICO

En la figura 59 se presenta el plano eléctrico, tenido en cuenta para el encendido de la máquina, tanto manual como automática.

Figura 59. Diagrama eléctrico

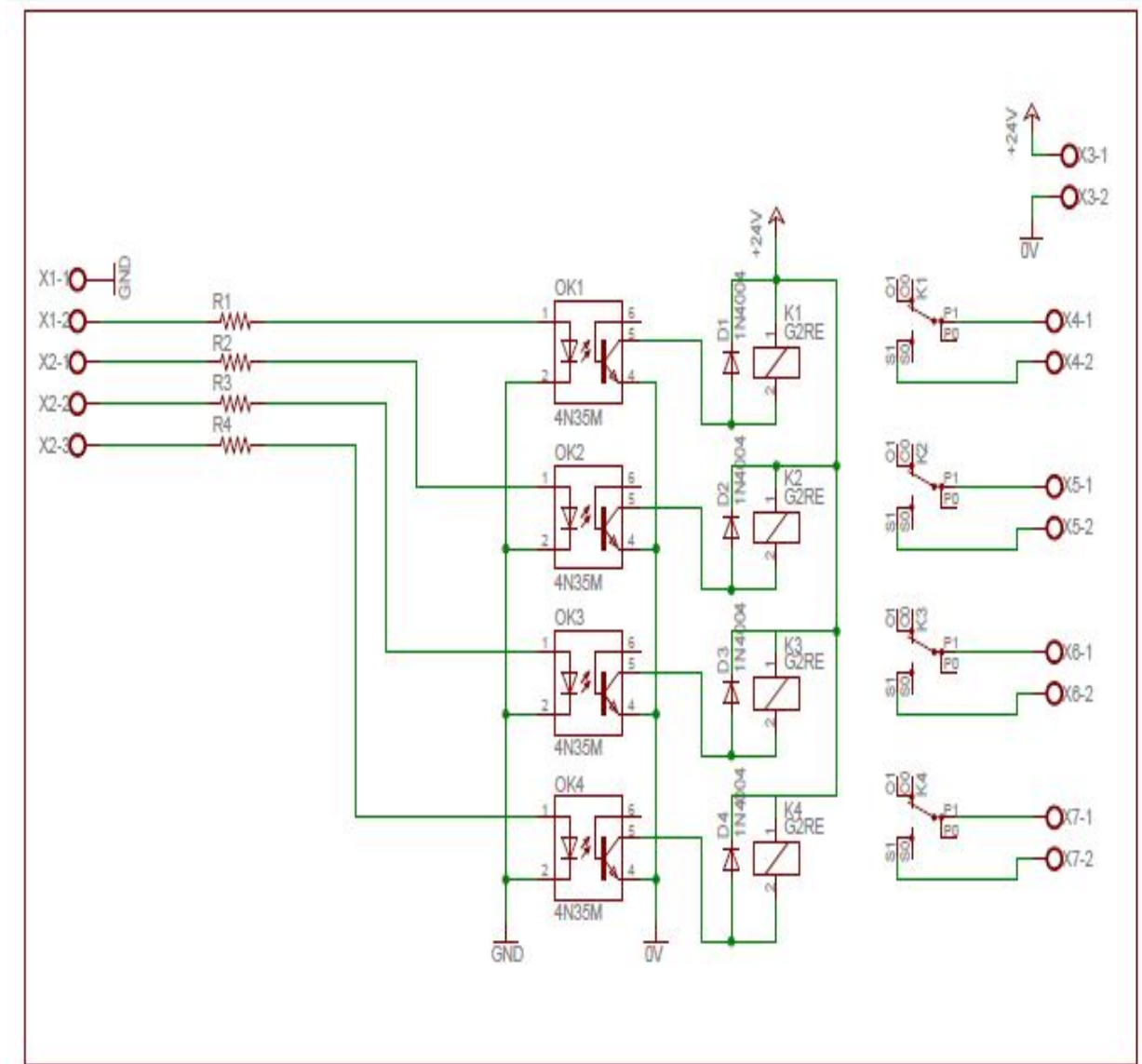


Fuente. Los Autores

5.2 PLANOS ELECTRONICOS

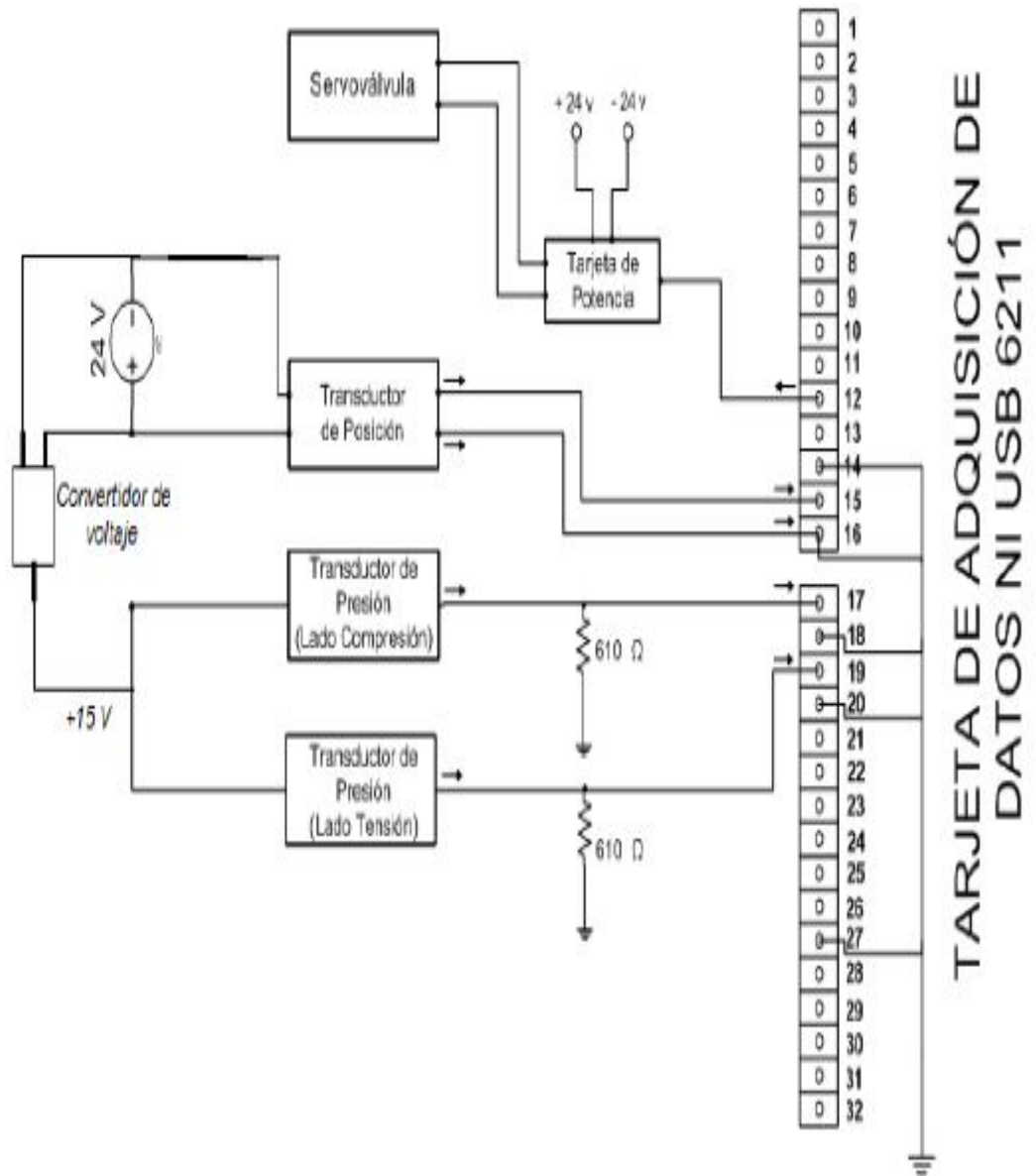
En la figura 60 se presenta el diagrama de control de encendido digital, y en la figura 61 se encuentra el diagrama de conexión de entradas analógicas.

Figura 60. Diagrama de control encendido digital



Fuente. Los Autores

Figura 61. Diagrama de conexión entradas análogas

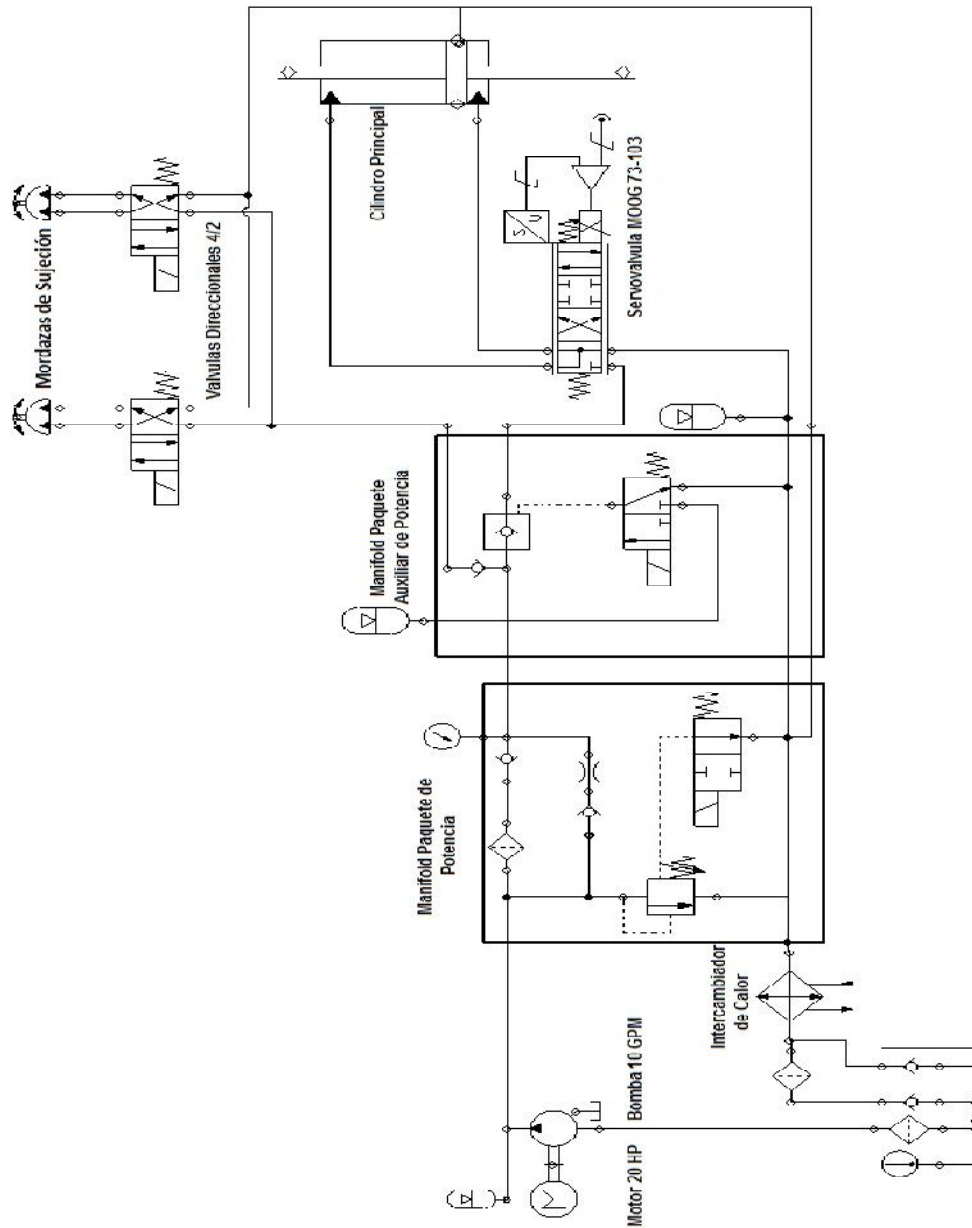


Fuente. Los Autores

5.3 PLANO HIDRAULICO

En la figura 62 se presenta la conexión hidráulica de todo el sistema, empezando desde el paquete de potencia, hasta las mordazas de sujeción.

Figura 62. Diagrama de conexión Hidráulica



Fuente. Los Autores

6. PRUEBAS Y RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en las pruebas realizadas para el ensayo de tensión en probetas metálicas, las pruebas de compresión en resortes, así como también las pruebas de flexión y fatiga lenta en vigas, y pruebas de pandeo en columnas.

En el caso de las pruebas de tensión se utilizaron probetas de medidas estándar (ver anexos), las cuales son recomendadas para las mordazas hidráulicas con las que cuenta la maquina INSTRON.

6.1 PRUEBAS DE TENSIÓN

Las pruebas de tensión se utilizan para definir la resistencia de los metales y aleaciones, esta prueba trata de conseguir que la probeta se rompa en un periodo relativamente corto. El ensayo de tensión se lleva a cabo mediante la aplicación gradual de una fuerza tensora a la probeta hasta llegar a la fractura de ésta.

Procedimiento. Las pruebas son realizadas por medio de la interfaz gráfica, siguiendo la corrección a la cual fue sometido el código implementado por los estudiantes que realizaron la tesis de grado “sistema de control basado en tarjeta de adquisición de datos (DAQ) para la maquina universal de ensayos Instron 1323”, como se mencionó anteriormente.

Encendido de la máquina. El encendido de la máquina se realiza digitalmente directamente desde el programa; se debe verificar que todos los componentes estén encendiendo como es el caso de la bomba y ventilador de la torre de enfriamiento, encendido del motor y la bomba hidráulica, la puesta en funcionamiento de la presión de trabajo (sistema en no venteo) y por último el manifold.

Selección de la velocidad de la prueba. Para el ensayo de tracción se debe seleccionar una velocidad de aplicación de la fuerza, la cual depende del módulo de elasticidad de Young del material de la probeta utilizada. Se puede seleccionar la velocidad recomendada de $10 \left(\frac{N}{mm^2} \right) * s^{-1}$ ó cualquier otra velocidad.

Agarre de la probeta. El agarre de la probeta se lleva a cabo por medio de las mordazas hidráulicas (ver figura63), las cuales se accionan por medio de dos switch (ver figura64), en donde el SWICH 1 acciona la mordaza superior y el SWICH 2 acciona la mordaza inferior.

Figura 63. Mordazas hidráulicas



Fuente. Los Autores

Figura 64. Accionadores de las mordazas hidráulicas

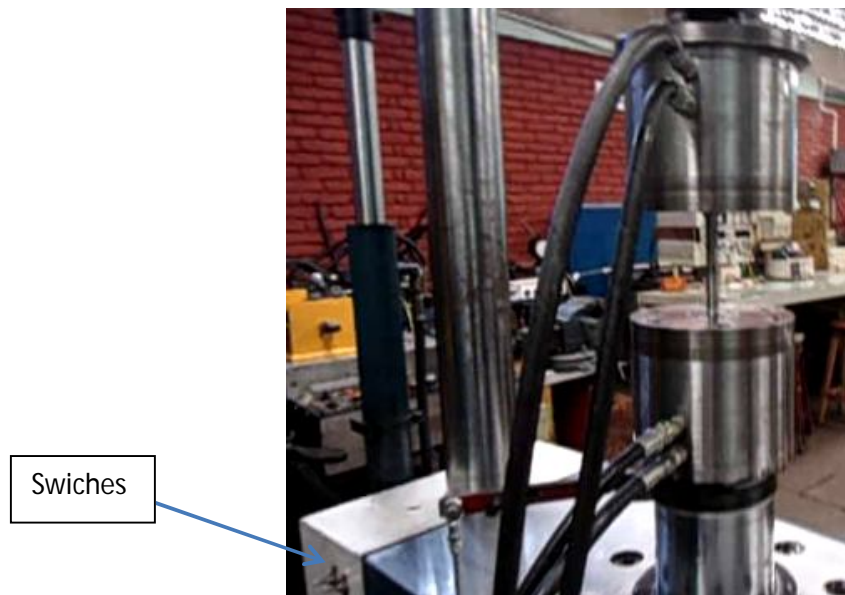


Fuente. Los Autores

El sistema de mordazas hidráulicas se encuentra diseñado para soportar pruebas con materiales de 12.5 mm de sección y resistencias máximas a la tracción de 110 kg/mm^2 (152000 psi).

Primero se realiza el agarre de la probeta a la mordaza superior, se introduce la probeta y cuando este en posición se acciona el swich 1 para que cierre la mordaza, luego se hace subir el cilindro hasta el otro extremo de la probeta y se acciona el swich 2 (ver figura 65); ya teniendo la probeta asegurada a las dos mordazas se da click en iniciar ensayo.

Figura 65. Probeta montada en las mordazas



Fuente. Los Autores

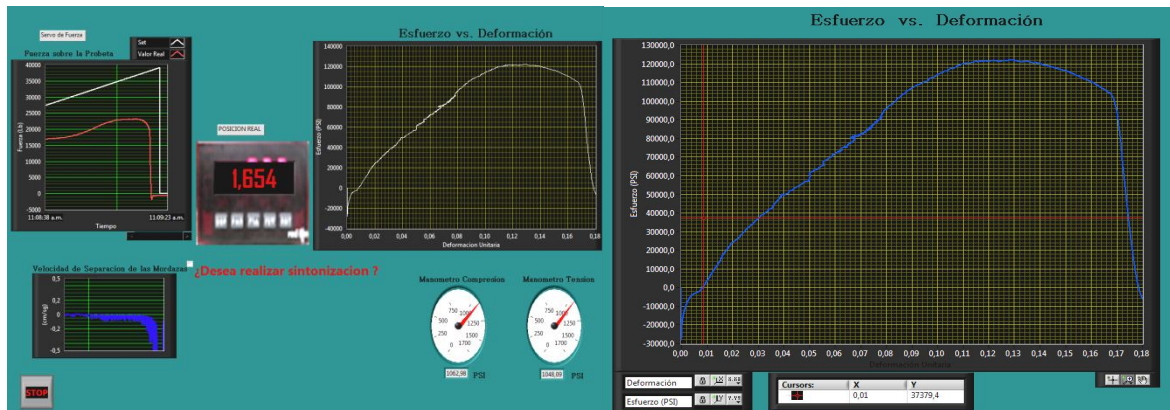
Después de que se inicia el ensayo, el programa empieza a aplicar carga gradualmente hasta llevar a cabo la rotura y falla de la probeta. Posterior a la falla se retira la probeta, abriendo las mordazas superior e inferior mediante los swich, para luego proceder con el análisis e interpretación de los datos obtenidos.

Análisis de la prueba realizada sobre material dúctil. Se realizó pruebas de tensión para material dúctil con probeta estándar mecanizada de diámetro de 12.5 mm en acero AISI-SAE 1045. Este material presenta un módulo de elasticidad de Young de 210 Gpa y para este material según la norma NTC 2, debe estar en el rango de 6 a 30 N/mm^2 por segundo, por lo que se realizó la prueba a la velocidad recomendada de aplicación de esfuerzos de 10 N/mm^2 por segundo.

Las pruebas se realizaron exitosamente, presentando roturas en todas las probetas utilizadas con las características físicas típicas de rotura de este tipo de material. En las Figuras 66 y 67 se observan las curvas de esfuerzo vs deformación que arrojó el programa en pruebas realizadas a dos probetas, en la parte izquierda de las figuras se visualiza la respuesta del sistema, en donde la línea blanca representa la señal de referencia en la opción de rampa y la línea roja corresponde al valor real de la fuerza ejercida sobre la probeta.

Prueba 1.

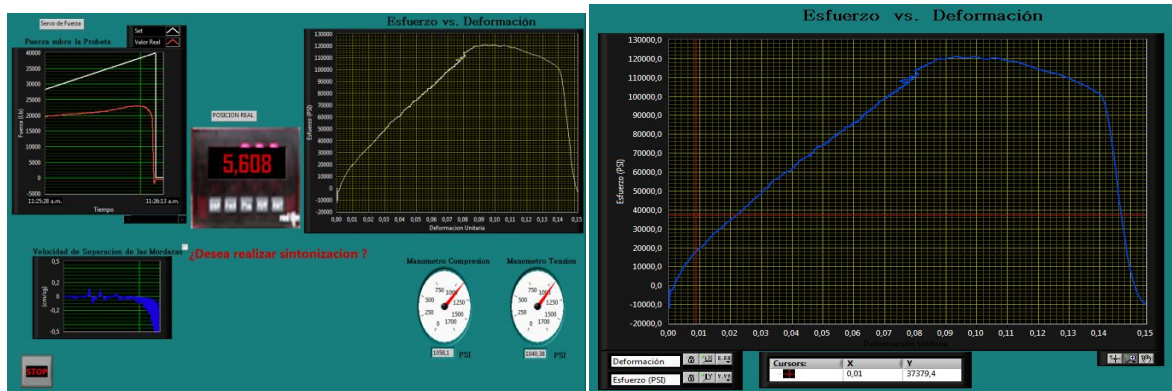
Figura 66. Respuesta del sistema y grafica Esfuerzo vs Deformación (Mordazas a 1800psi)



Fuente. Los Autores

Prueba 2.

Figura 67. Respuesta del sistema y grafica Esfuerzo vs Deformación (Mordazas a 1800psi)

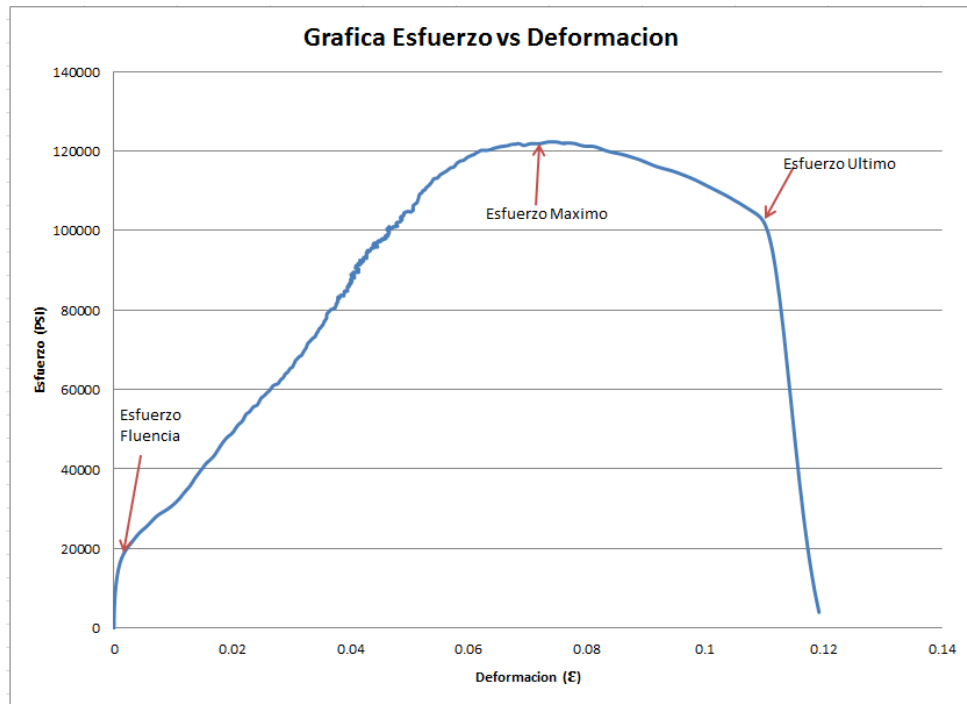


Fuente. Los Autores

Los datos obtenidos en las pruebas, se tabularon en Excel para obtener la gráfica de esfuerzo vs deformación (figura 68).

En el inicio de la prueba presentó una deformación directamente proporcional al esfuerzo aplicado hasta el esfuerzo de fluencia, en donde empieza a ocurrir fluctuación de la carga con una relativa deformación; al salir de la zona de fluencia empieza a aumentar el esfuerzo del material debido al endurecimiento por deformación, hasta llegar al esfuerzo máximo; ocurrido esto disminuye el esfuerzo debido a la reducción de área localizada, llevando a la falla inminente de la probeta, hasta el esfuerzo último.

Figura 68. Diagrama Esfuerzo vs Deformación Acero AISI 1045



Fuente. Los Autores

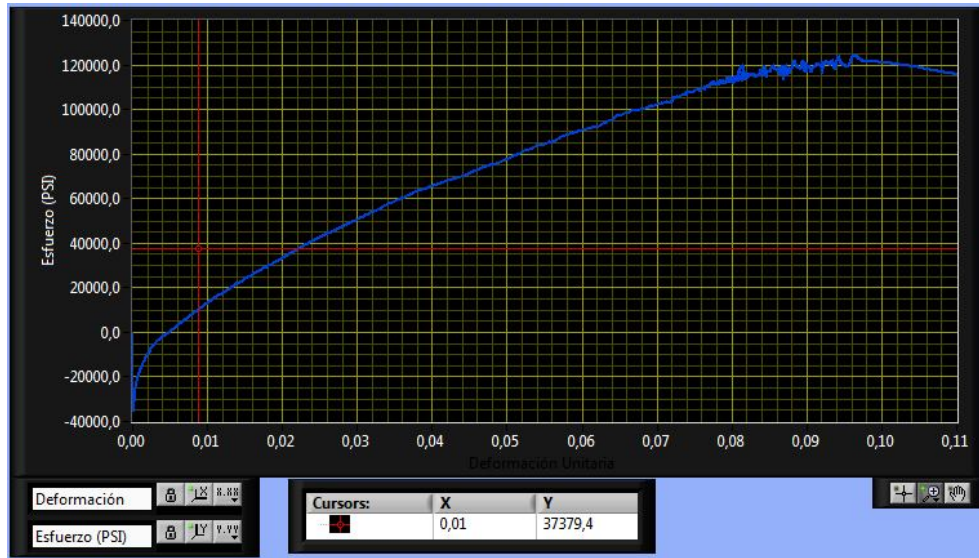
Los resultados obtenidos en la prueba 1 fueron los siguientes:

- Esfuerzo de Fluencia: $\sigma_Y = 17299 \text{ psi}$
- Esfuerzo máximo: $\sigma_m = 121835 \text{ psi}$
- Esfuerzo Ultimo: $\sigma_B = 103928 \text{ psi}$

Se observó que la curva arrojada por el programa no es la esperada en este tipo de ensayos debido a que se está presentando corrimiento en la sujeción de la probeta. Con el fin de contrarrestar este corrimiento se incrementó la presión generada por el paquete de potencia, pasando de 1800psi a 2300psi para obtener mejor agarre de las mordazas la cual corresponde a la figura 69.

Prueba 3.

Figura 69. Grafica Esfuerzo vs Deformación (Mordazas a 2300psi)



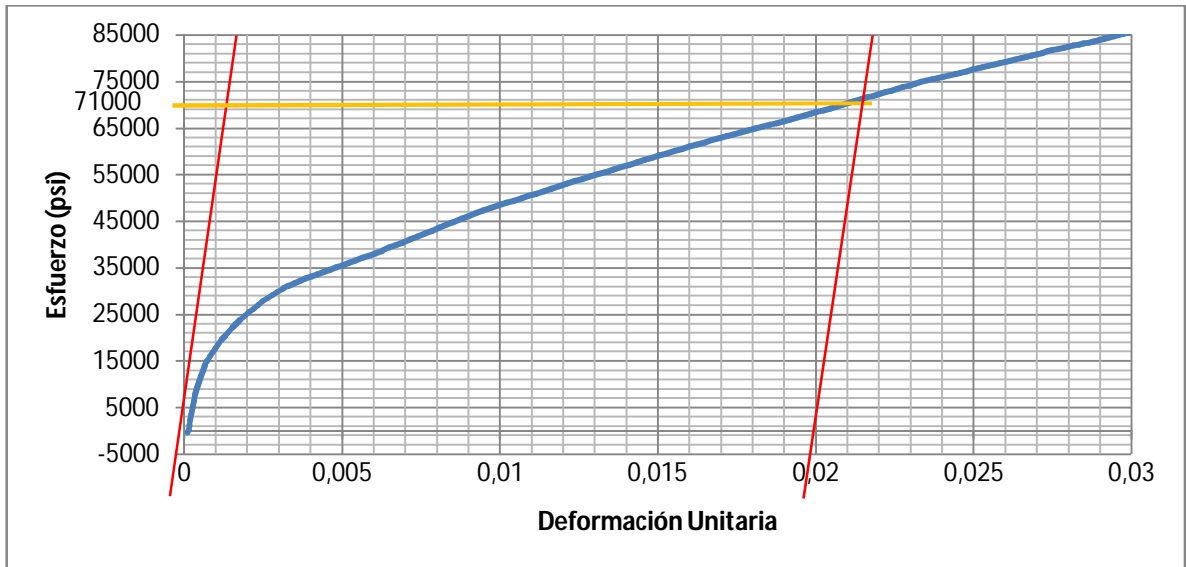
Fuente. Los Autores

Con el aumento de la presión para el agarre de las probetas por medio de las mordazas presentó un mejor comportamiento pero continuó presentando corrimiento. La curva obtenida no muestra de forma clara el esfuerzo de fluencia y se realiza el análisis por el método de deformación del 2% como se muestra en la figura 70 y se obtuvo un esfuerzo de 71000 psi el cual al ser comparado con el valor real para este tipo de material, se presenta un error del 57%.

Error en el esfuerzo de fluencia $e = \frac{71000-45000}{45000} * 100 = 57,7\%$

Error en el esfuerzo máximo $e = \frac{120000-81900}{81900} * 100 = 46,5\%$

Figura 70. Esfuerzo de Fluencia Probeta metálica a 2300 psi



Fuente. Los Autores

En la Figura 71 se presenta las imágenes de rotura de las probetas utilizadas en los ensayos de tensión, donde presentaron una falla típica debido a un esfuerzo cortante.

Figura 71. Falla de la probeta



Fuente. Los Autores

6.2 PRUEBA EN RESORTES

Los resortes mecánicos cumplen en las máquinas la misión de elementos flexibles, logrando sufrir grandes deformaciones por efecto de cargas externas sin llegar a transformarse en permanentes es decir, pueden trabajar con un alto grado de resiliencia². El tipo de resortes recomendados para el tipo de pruebas de compresión a realizar en la máquina universal de ensayos INSTRON son los helicoidales con extremos escuadrados y rectificados ya que proporcionan fuerza de empuje y realizan deflexiones grandes, además de ser la configuración de resortes más común.

Procedimiento. En primer paso hay que desmontar las mordazas hidráulicas utilizadas en las pruebas de tensión, y colocar los platos de soporte para el resorte (ver figura 72). Posterior a esto desde el computador ubicado en paquete auxiliar de control de potencia se abre el programa implementado para las pruebas en los resortes.

Figura 72. Platos de soporte para las pruebas en resortes



Fuente. Los Autores

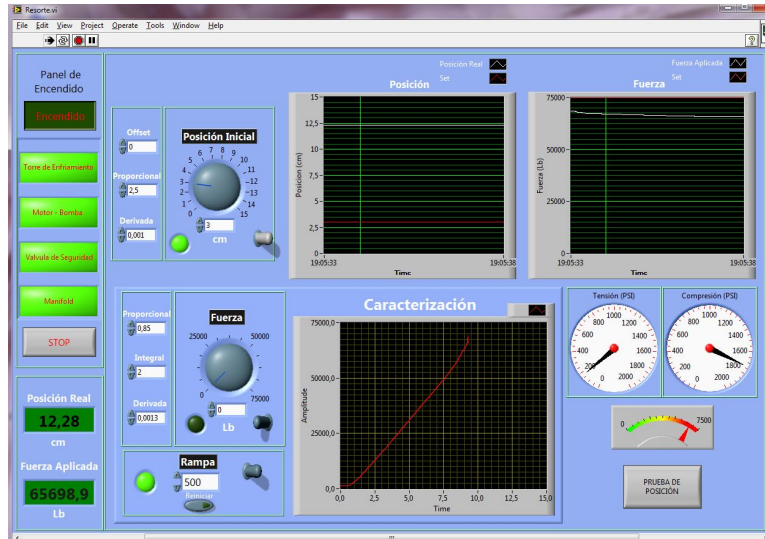
² Capacidad de un material para absorber energía en la zona elástica

Encendido de la máquina. El encendido de la máquina es de carácter digital y se realiza directamente desde el programa, igual que en la pruebas de tensión hay que revisar que todos los componentes de la máquina enciendan correctamente.

Tipo de Prueba del resorte. Después de que se verifique que todo esté funcionando correctamente, se selecciona el tipo de prueba que se quiera realizar al resorte, en esta prueba se escogió una rampa de fuerza mediante la visualización grafica (figura 73). En donde se puede observar la posición del cilindro principal y la fuerza que se está aplicando al resorte, además de la gráfica de la fuerza aplicada contra el desplazamiento del resorte.

La rampa de fuerza seleccionada, en donde se incrementa ésta a una velocidad proporcional fue de 500 lb por segundo.

Figura 73. Visualización gráfica del servo de fuerza aplicando compresión al resorte



Fuente. Los Autores

Características del resorte utilizado. El resorte escogido para las diferentes pruebas es de uso industrial, utilizado en el tensor de la oruga de una

retroexcavadora, donado por la empresa GECOLSA de la ciudad de Bucaramanga. Éste presenta las siguientes características:

Figura 74. Resorte utilizado



Fuente. Los Autores

- Diámetro del alambre: 5cm = 1.97in
- Longitud libre: 32.5 cm= 12.8 in
- Paso: 3cm= 1.18 in
- Diámetro exterior: 22cm= 8.66 in
- Numero de espiras= 3
- Diámetro medio = $D_m = \text{diámetro exterior} - \text{Diámetro del alambre}$

$$D_m = 22\text{cm} - 5\text{cm} = 17\text{cm}$$

- Constante de elasticidad del resorte (K): esta es la relación entre la fuerza que ejerce el resorte y su deformación. Esta se calculó mediante la curva que arrojó el programa y también por medio de la siguiente formula, de acuerdo a los datos arrojados en la prueba.

$$k = \frac{F_0 - F_i}{L_i - L_0}$$

En donde:

F_0 = Es la fuerza en la longitud de operación L_0 ; la cual es la fuerzamáxima que siente el resorte en su operación normal, que en esta prueba dio el valor de 50000 lb, con una longitud de operación de 7.98 in.

F_i = Es la fuerza aplicada en alguna otra longitud, en esta prueba se tomó según los datos arrojados en el programa 20000 lb y la longitud instalada a esa fuerza aplicada dio un valor de L_i = 9.59 in.

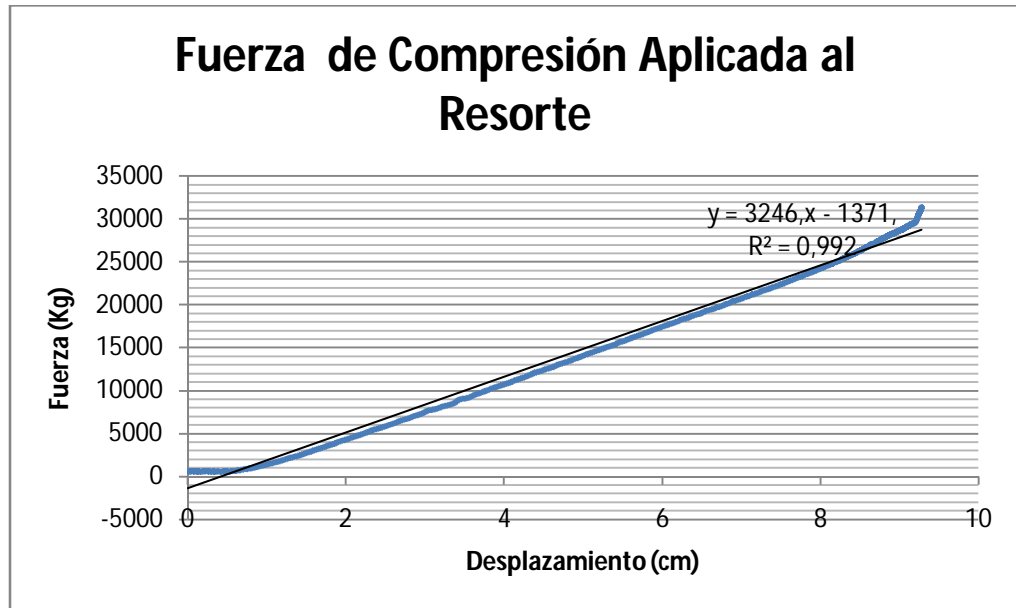
Con estos datos obtenidos el valor de la constante de elasticidad del resorte fue el siguiente:

$$k = \frac{50000 - 20000}{9.59 - 7.98}$$

$$k = 18633.54 \frac{lb}{pulg} = 3334,56 \frac{kg}{cm}$$

De igual manera esta constante se determinó gráficamente mediante los datos obtenidos en el transcurso de la prueba, los cuales fueron llevados a Excel, donde arrojó el valor de esta constante de elasticidad. (Ver figura75).

Figura 75. Curva de la constante de elasticidad del resorte puesto a prueba



Fuente. Los Autores

Se comparó la constante arrojada por el programa con la ecuación para la tasa o constante del resorte establecida en elementos mecánicos para el diseño de resortes, con un material estándar de acero, expresado por:

$$k = \frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} = \frac{1,96^4 * 11,5 * 10^6}{8 * 6,69^3 * 3} = \frac{169715741}{7186} = 23617,55 \frac{lb}{pulg} = 4226,47 \frac{kg}{cm}$$

Calculando el error entre el valor por diseño y el experimental se obtuvo:

$$e = \frac{4226,47 - 3247}{4226,47} * 100 = 23\%$$

Cabe resaltar que el resorte utilizado en el ensayo fue donado por Gecolsa después de haber presentado falla en uno de sus extremos, por lo que fue modificado en su estructura para conseguir que los extremos quedaran planos, para esto se tuvo que calentar a altas temperaturas, lo que originó un cambio en su tratamiento térmico.

La fuerza máxima que alcanzó a recibir el resorte hasta llegar a su estado sólido(punto en que todas sus espiras se tocan, ver figura 76) arrojó un valor de 31365,9kg.

Figura 76. Resorte en estado Solido



Fuente. Los Autores

- **Esfuerzos y deflexiones en el resorte**

Esfuerzo cortante. Al comprimir un resorte de compresión mediante una carga axial, se debe tener en cuenta la curvatura del alambre del resorte y el esfuerzo cortante directo que se crea cuando las espiras resisten la carga vertical. Este esfuerzo cortante conviene expresarlo en función de las variables de diseño manejadas con los resortes. La ecuación que resulta para hallar el esfuerzo cortante del resorte es la siguiente:

$$\tau = \frac{8KFC}{\pi D_w^2}$$

Dónde:

- Índice del resorte $C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{\text{diametro medio}}{\text{diametro del alambre}}$

- K = factor de wahl, es un factor para corregir la tensión en efectos de curvatura o de corte directo en resortes helicoidales.

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

- F es cualquier fuerza aplicada al resorte.

El máximo esfuerzo cortante en el resorte, se obtuvo cuando el resorte alcanzó su estado sólido y su valor fue el siguiente:

- $C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{17}{5} = 3.4$; $F = 69004,98lb$

- $K = \frac{4(3.4)-1}{4(3.4)-4} + \frac{0.615}{3.4} = 1.493$; $D_w = 1.97 in$

$$\tau = \frac{8KFC}{\pi D_w^2}$$

$$\tau = \frac{8 * 1.493 * 69004,98 * 3.4}{\pi 1.97^2}$$

$$\tau = 229840.6psi = 229.84ksi$$

Deflexión del resorte. Para el caso del cálculo de la deflexión lineal del resorte f , se tienen en cuenta las variables típicas de diseño del resorte. La ecuación se define como:

$$f = \frac{8FC^3N_a}{GD_w}$$

G es el módulo de elasticidad en cortante, es dependiente del material del resorte, en nuestro caso el material del resorte utilizado es acero estirado en frío A227 el cual posee un módulo de elasticidad en cortante de $11.5 \times 10^6 \text{psi}$, N_a es el número de espiras activas del resorte, y nuevamente aparece el diámetro del alambre D_w el cual tiene un gran efecto sobre el funcionamiento del resorte.

La deflexión lineal del resorte puesto a prueba es la siguiente:

$$f = \frac{8 * 69004,98 * 3.4^3 * 3}{11.5 \times 10^6 * 1.97}$$

$$f = 3in$$

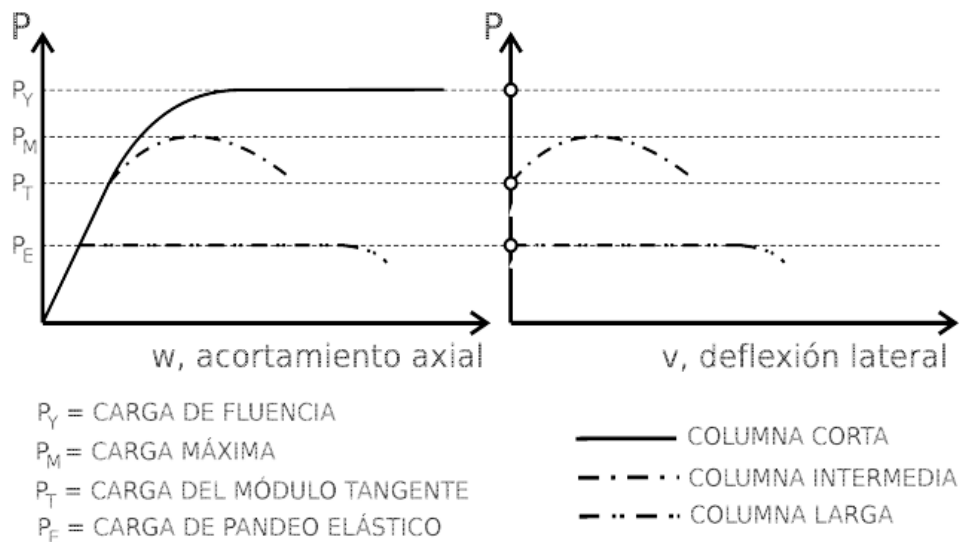
6.3 PRUEBAS EN COLUMNAS

Denominamos columna a los elementos que trabajan bajo compresión. Generalmente las columnas fallan a cargas menores a las que producirán falla por fluencia o fractura del material, la falla de las columnas es denominada “Pandeo” y es una falla por pérdida de función de la columna. Por lo tanto, en el diseño de elementos que se encuentren a compresión es necesario hacer un análisis de pandeo.

El pandeo es una deflexión lateral del material debido a las fuerzas de compresión axiales que están sometidas las columnas. En un modelo ideal de columna el pandeo no existiría, sin embargo en la realidad hay algunas causas que determinan el pandeo como son irregularidades en la forma, en la estructura, excentricidad de la carga respecto al centro geométrico y pequeña flexión del eje.

Existen dos parámetros que sirven para describir el comportamiento de una columna; el acortamiento axial w y la deflexión lateral (pandeo) v . con estos parámetros se puede definir el tipo de columna como: columna corta, columna de longitud intermedia y columna larga. En la figura 77 se muestra típicamente el comportamiento de estos tres tipos de columnas.

Figura 77. Curva Carga-Deformación de Columna corta, intermedia y larga



Fuente. http://www.cessarer.com/ICSDESCRA/EDU/EE/APUNTES/APUNTES_04_UL.pdf

En la curva para columna corta, se puede apreciar que generalmente tiene un acortamiento y no presenta deformación lateral, por lo que el comportamiento de la sección transversal define su comportamiento. Las columnas de longitud intermedia desarrollan deflexión lateral o pandeo y las columnas largas sufren pandeo en el rango elástico.

Procedimiento. Igual que en las pruebas de los resortes, hay que montar sobre la máquina los platos de soporte (ver figura 78). Posterior a esto desde el computador ubicado en el paquete auxiliar de control de potencia se abre el programa para las pruebas en columnas.

Figura 78. Prueba en columnas

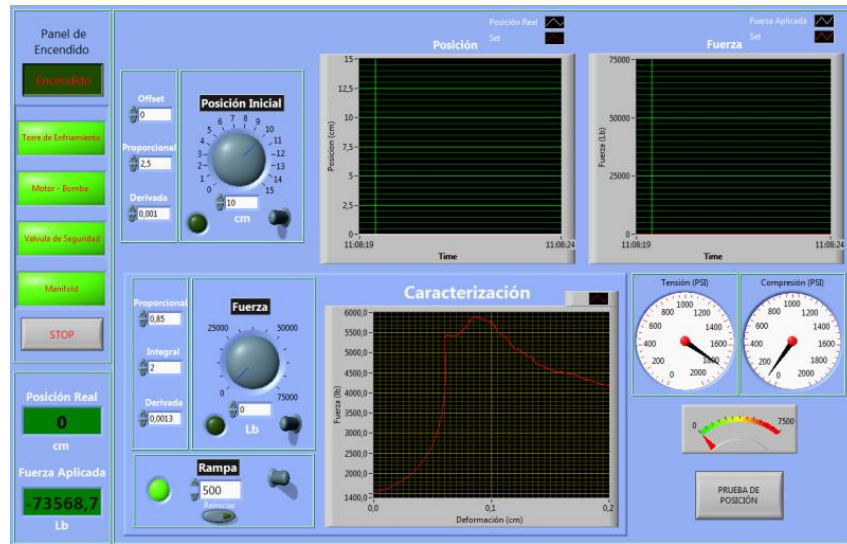


Fuente. Los Autores

Encendido de la máquina. El encendido de la maquina es de carácter digital y se realiza directamente desde el programa, igual que en todas las pruebas hay que revisar que todos los componentes de la máquina enciendan correctamente.

- **Tipo de Prueba de la columna.** Después de que se verifique que todo esté funcionando correctamente, se selecciona el tipo de prueba que se quiera realizar a la columna, que puede ser una rampa de fuerza o si se quiere una prueba de fatiga lenta abriendo el código implementado para este tipo de ensayo. Esta prueba fue destructiva utilizando una rampa de fuerza mediante la visualización grafica (figura79). En donde se puede observar la posición del cilindro principal y la fuerza que se está aplicando a la columna, además de la gráfica de la fuerza aplicada contra la deformación de la columna.

Figura 79. Visualización grafica para Pruebas en Columnas



Fuente. Los Autores

La rampa de fuerza seleccionada (en donde se incrementa ésta a una velocidad proporcional) fue de 500 lb por segundo. Esta prueba fue realizada a dos columnas de material distinto, una de aluminio y la otra de acero (ver figura 80).

Figura 80. Columnas de Aluminio y Acero

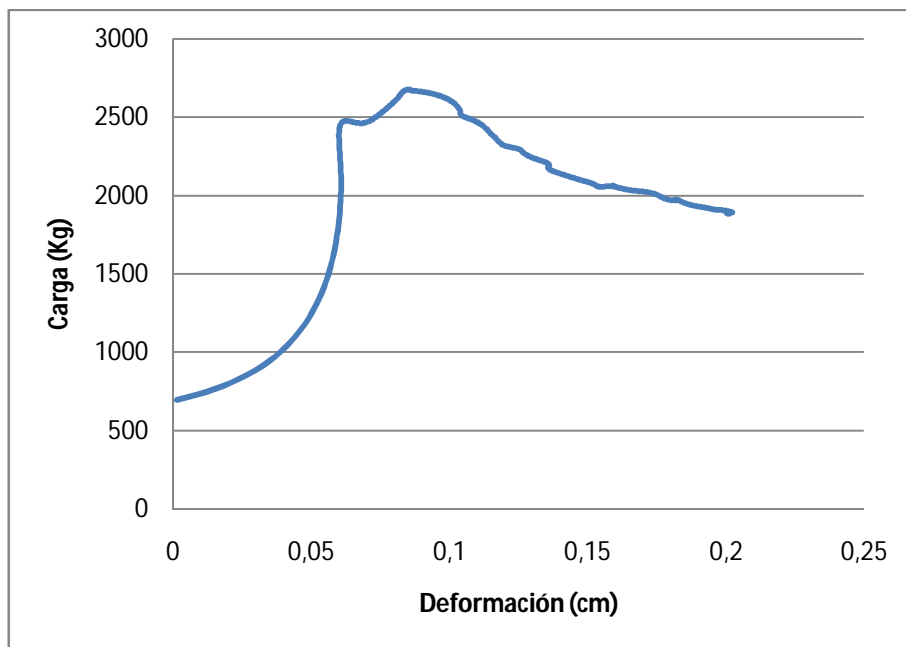


Fuente. Los Autores

6.3.1 Análisis de las pruebas realizadas a las dos columnas.

Columna de aluminio. El aluminio por ser un material dúctil, se deforma continuamente hasta la suspensión de la carga, debido a esto al realizar el ensayo y analizar la gráfica de carga contra deformación del material se comprobó que es una columna corta, ya que se pudo apreciar un acortamiento y no presentó deformación lateral o pandeo. La máxima carga que recibió la columna antes de la falla fue de 2676,4 kg. A continuación se presenta la curva que arrojó el programa durante el ensayo.

Figura 81. Curva Carga-Deformación Columna de Aluminio



Fuente. Los Autores

En la Figura 82 se presenta la imagen de la falla de la columna de aluminio, donde se observa el acortamiento de la misma.

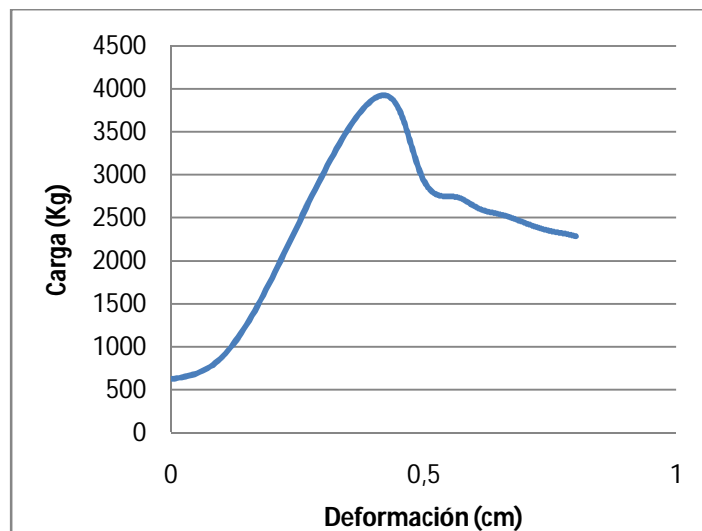
Figura 82. Falla de la columna de Aluminio



Fuente. Los Autores

Columna de Acero. A diferencia del aluminio el acero tiene más resistencia por lo que aguantan más esfuerzos de compresión como es el caso de este ensayo, donde alcanzó a recibir una carga de 3932,3 Kg antes de presentar la falla; pero al igual que la columna de aluminio presento un acortamiento y no deformación lateral. En la figura 83 se presenta la curva Carga-Deformación de la columna de acero que arrojó el programa durante el transcurso del ensayo.

Figura 83. Curva Carga-Deformación columna Acero



Fuente. Los Autores

En la figura 84 se presenta la imagen de la falla de la columna de Acero, donde se observa el acortamiento de la misma.

Figura 84. Falla de la Columna de Acero



Fuente. Los Autores

6.4 PRUEBA DE FLEXIÓN Y FATIGA LENTA EN VIGAS

El ensayo de flexión se usa para determinar las propiedades de los materiales frágiles en tensión. Se basa en la aplicación de una fuerza al centro de una viga soportada en cada extremo, para determinar la resistencia del material al aplicar la carga lentamente. Normalmente se usa para materiales frágiles.

Si la fuerza actúa sobre una viga de tal manera que tienda a inducir esfuerzo compresivo sobre una parte de una sección transversal de la viga y los esfuerzos tensivos sobre la parte restante, se dice que la viga está en flexión.

En el caso del ensayo de fatiga en vigas, se define como el fallo debido a cargas repetitivas que incluye la iniciación y propagación de una grieta o conjunto de grietas hasta el fallo final por fractura.

Figura 85. Ensayo de flexión y fatiga lenta en vigas



Fuente. Los Autores

Tipos de fallas por Flexión. La falla puede ocurrir en las vigas de varias formas. A continuación se explican algunas de ellas:

- la viga puede fallar por cedencia de las fibras extremas. Cuando el punto de cedencia es alcanzado en las fibras extremas, la deflexión de la viga aumenta más rápidamente con respecto a un incremento de carga; y si la viga tiene una sección gruesa y fuerte, la falla se verifica con un pandeo gradual que finalmente se torna tan grande que la utilidad de la viga como miembro sustentante queda destruida.
- En una viga larga, las fibras en compresión actúan de manera similar a aquellas en compresión de una columna, y la falla puede tener lugar por flambeo³.

³ El Flambeo generalmente ocurre en dirección lateral. En una viga en que el esfuerzo flexionante sea excesivo y cause primariamente la falla de la viga

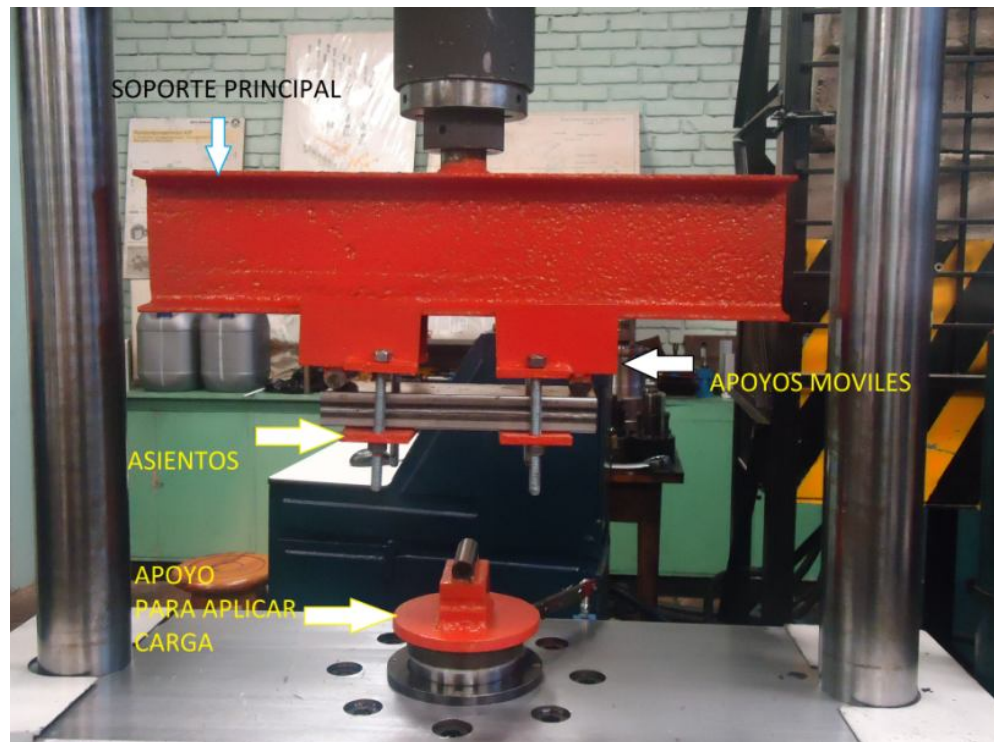
- En las partes adyacentes de los apoyos pueden establecerse esfuerzos compresivos altos, y en las vigas de apoyo puede tornarse excesivo, este esfuerzo puede provocar la falla de la viga.
- La falla de la viga de material frágil se da en las fibras tensadas porque la resistencia de tensión en estos materiales es una fracción de la resistencia a la compresión.

Tipos de falla por fatiga. Las fallas por fatiga generalmente ocurren en tres fases:

- Primera fase: se inicia una o más grietas en la superficie del material.
- Segunda fase: la fisura se propaga por efecto de las cargas.
- Tercera fase: se produce la falla por fatiga.

Procedimiento. Para las pruebas en vigas, se construyó la herramienta necesaria para este ensayo, como es el caso de un soporte principal donde van ubicadas todas las piezas, los apoyos de cada extremo de la viga, los cuales pueden moverse sobre una guía dependiendo de la longitud de la viga a la que se le esté realizando el ensayo, también los asientos donde descansa la viga, esto con el fin de que el usuario no tenga que estar teniendo la viga, y por último la pieza con la cual se le va a aplicar la carga en el centro de la viga. (ver figura 86)

Figura 86. Piezas para el ensayo de flexión



Fuente. Los Autores

- **Encendido de la máquina.** El encendido de la máquina es de carácter digital y se realiza directamente desde el programa implementado para el ensayo de flexión; igual que en todas las pruebas hay que revisar que todos los componentes de la máquina enciendan correctamente.
- **Tipo de prueba de la viga.** Se le realizó una prueba de fatiga lenta a la viga por medio del programa implementado con la opción senoidal, para observar su comportamiento hasta que se presente los indicios de la falla. La viga utilizada es de acero 1020 de sección cuadrada de $1\frac{1}{4}$ de pulgada, con una longitud de 13.77 pulgadas.

Figura 87. Ensayo de Fatiga lenta

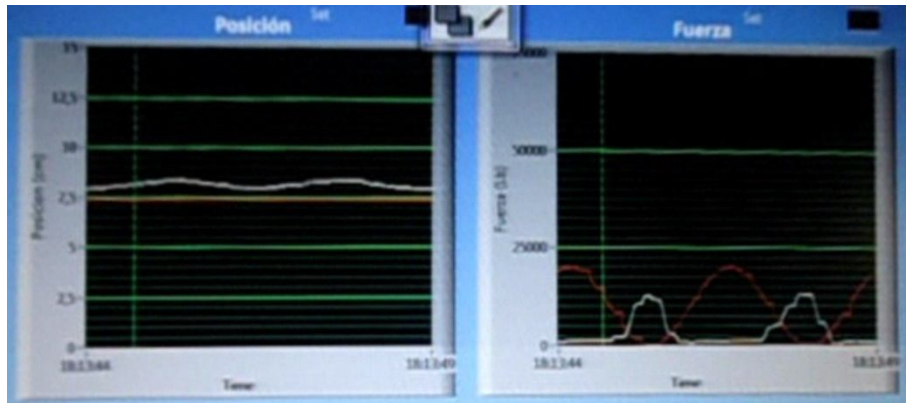


Fuente. Autores

- Análisis de la prueba realizada

A continuación se presenta el comportamiento de la curva que arrojó el programa y que se pudo observar mediante la visualización grafica para el ensayo de fatiga lenta, donde arrojó la curva esperada en una prueba senoidal. Esta se le asignó una amplitud de 20000lbs a una frecuencia de 0.5 Hz.

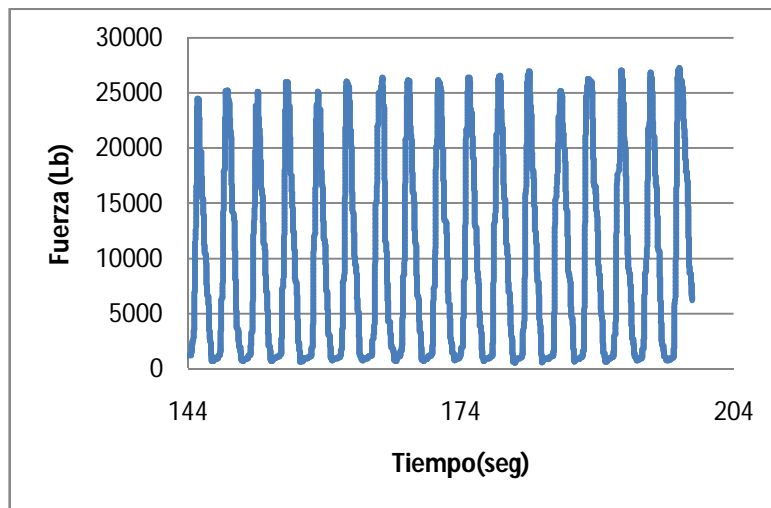
Figura 88. Comportamiento del ensayo de fatiga lenta



Fuente. Los Autores

Los datos que arrojo el programa fueron llevados a Excel donde se graficó para observar la curva generada durante el ensayo, cabe resaltar que en la práctica hecha no se llevó la viga a la falla y la curva que se muestra es por un periodo corto de tiempo.

Figura 89. Curva del Ensayo de fatiga lenta



Fuente. Los Autores

7. CONCLUSIONES Y OBSERVACIONES

La máquina quedó en capacidad de realizar pruebas de compresión en resortes y columnas, de flexión en vigas, así como también ensayos de tracción en probetas estándar mediante control de servos de fuerza y posición, con la característica de que se obtiene las distintas curvas, de acuerdo a cada prueba con los datos arrojados durante los ensayos.

El sistema del cilindro y servoválvula del que consta la máquina es no lineal de segundo orden, por lo tanto es muy difícil establecer una función de transferencia por métodos analíticos, y por lo tanto se realizó la sintonización de los servos de posición y fuerza por el método de prueba y error.

En las pruebas de rampa de fuerza aplicada a los resortes se obtuvo satisfactoriamente la curva de fuerza aplicada vs desplazamiento, con la facilidad de obtener la constante de elasticidad de los resortes puestos a prueba.

8. RECOMENDACIONES

Para mejorar el control de la fuerza en la máquina se recomienda adquirir una celda de carga para obtener mayor estabilidad de la que se logra con los transductores de presión.

Para evitar el problema de corrimiento se recomienda rediseñar las mordazas hidráulicas, logrando un mejor agarre en las probetas.

BIBLIOGRAFIA

Norma UNE-EN ISO 2162-2:1993 Documentación técnica de productos. Resortes.

Catalogo Perfiles Estructurales, AHMSA

NATIONAL INSTRUMENTS, Manual del usuario NI USB 6211, 2009

VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial. España: Blume, 1981

_____. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada. España: Blume, 1981

ANEXOS

Anexo A. Definición y Conceptos básicos de Control Automático

El control automático ha desempeñado una función vital en el avance de la ingeniería, se ha vuelto una parte importante e integral de los procesos modernos industriales como el control de presión, temperatura, humedad, viscosidad y flujo en las industrias de procesos.

Los avances en la teoría y la práctica de control automático aportan los medios para obtener un desempeño óptimo de los sistemas dinámicos, mejoran la productividad y aligeran operaciones manuales repetitivas y rutinarias. Se puede definir el control como la manipulación indirecta de las magnitudes de un sistema denominado planta a través de otro sistema llamado sistema de control.

Sistema de control

Un sistema de control automático es un conjunto de componentes físicos conectados o relacionados entre sí, de manera que regulen o dirijan su actuación por sí mismos, es decir sin intervención de agentes exteriores (incluido el factor humano), corrigiendo además los posibles errores que se presenten en su funcionamiento.

Un ejemplo sencillo de sistema automático lo constituye el control de temperatura de una habitación por medio de un termostato, en el que se programa una temperatura de referencia que se considera idónea. Si en un instante determinado la temperatura del recinto es inferior a la deseada, se producirá calor, lo que incrementará la temperatura hasta el valor programado, momento en que la calefacción se desconecta de manera automática.

Representación de un sistema de control. Los sistemas de control se pueden representar en forma de diagramas de bloques, en los que se ofrece una

expresión visual y simplificada de las relaciones entre la entrada y la salida de un sistema físico. A cada componente del sistema de control se le denomina elemento, y se representa por medio de un rectángulo. El diagrama de bloques más sencillo es el bloque simple, que consta de una sola entrada y de una sola salida.

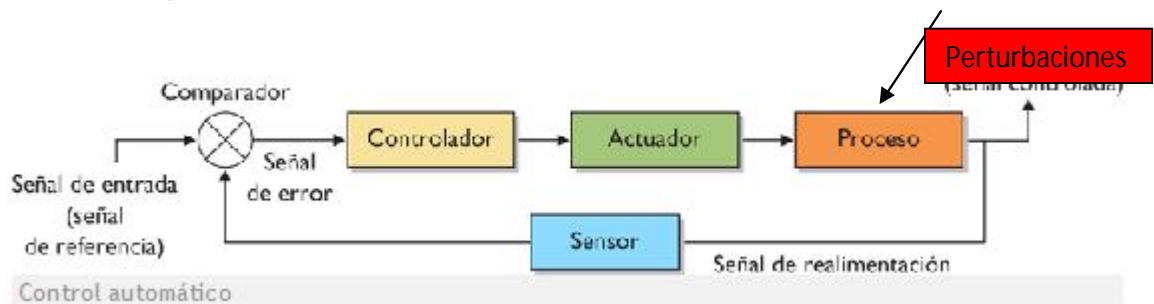
Figura 90. Diagrama de bloques



Fuente. Los Autores

Componentes de un sistema de control. Cuando uno habla de sistemas de control automático se construye un lazo de control automático, este se lo puede dibujar como un conjunto de cuatro bloques y un pequeño elemento adicional. Estos cuatro bloques son los que simbolizan las distintas versiones y aspectos físicos, que tiene el control automático.

Figura 91. Componentes de un sistema de control



Fuente. Autores

- **Controlador.** El controlador es el elemento que se encarga de comparar el valor real de salida de un proceso con la entrada de referencia o setpoint, determina la desviación y produce una señal de error que tiende a reducir la

desviación a cero. Puede tratarse de un PC o un PLC que realicen las funciones de comparación y computación.

- **Actuador (elemento final de control).** El actuador utiliza la señal de control para manipular la variable controlada, este recibe y ejecuta las órdenes para llevar el proceso al funcionamiento adecuado. En nuestro caso, es la servoválvula, a la cual le llega una señal de control que hará mover la corredera permitiendo un paso de caudal que sería la variable controlada.
- **Planta o Proceso.** Se designa planta a cualquier objeto físico que pueda ser controlado, cuyo objetivo es realizar una operación determinada. Está realiza las acciones que sean necesarias para obtener una salida esperada. Para nuestro caso un cilindro principal (actuador) en donde el flujo que entra a éste es la variable de control que desplaza al cilindro y se transforma en la variable física a medir que es la posición o variable controlada.
- **Sensor.** Son aquellos elementos que tienen por misión transformar una señal de cualquier naturaleza física (velocidad, aceleración, temperatura, presión, fuerzaetc.), en una señal equivalente eléctrica, apta para ser procesada por el sistema de control. En nuestro caso se utilizó un transductor de posición y dos transductores de presión.

Asociados al sistema de control se tienen diferentes tipos de señales como es el caso de la variable física controlada, a la cual se está buscando llevar un control, con relación a esto existe la señal de entrada o setpoint que es el valor al cual se desea que se encuentre la variable física controlada; estas dos señales se comparan continuamente determinando así una señal de error, que se dirige directamente al controlador donde se produce la señal de control dirigida al actuador, que produce la variable de control y por último se dirige a la planta del

sistema para manipular la variable física controlada y cerrar así el lazo del sistema.

- **Perturbación.** Son aquellas acciones que no dependen del sistema de control ni del operario, pero intervienen positiva o negativamente en el proceso, por ejemplo si se desea mantener una temperatura constante en un tanque, la temperatura ambiente actuara e interferirá con el calor del tanque.

CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS DE CONTROL

Los sistemas de control pueden ser clasificados, basándose en varios criterios, así pues, se tienen las siguientes clasificaciones:

Según su dimensión

- Sistemas de parámetros concentrados: son aquellos que pueden ser descritos por ecuaciones diferenciales ordinarias. También son conocidos como sistemas de dimensión finitas.
- Sistemas de parámetros distribuidos: son aquellos que requieren ecuaciones en diferencia. También son conocidos como sistemas de dimensión infinita.

Según el carácter de transmisión en el tiempo

- Sistemas continuos: son aquellos descritos mediante ecuaciones diferenciales, donde las variables poseen un valor para todo tiempo posible dentro de un intervalo de tiempo finito. Esta referido a las señales analógicas.
- Sistemas discretos: son aquellos cuyo comportamiento está definido por medio de ecuaciones lineales, es decir, los coeficientes son constantes de la variable independiente. Deben cumplir con el principio de superposición. Por ejemplo un amplificador de señales.

Según el comportamiento en el tiempo

- Sistemas invariantes en el tiempo: ocurre cuando todos los parámetros son constantes, y por tanto se mantienen en un estado estacionario permanente.
- Sistemas variantes en el tiempo: ocurre cuando uno o más de sus parámetros varían en el tiempo, y por tanto no se mantiene en estado estacionario.

Según sus aplicaciones

- Sistemas servomecanismos: son aquellos en donde la variable controlada es la posición o el incremento de la posición con respecto al tiempo. Por ejemplo un mecanismo de control de velocidad.
- Sistemas secuenciales: son aquellos en donde un conjunto de operaciones preestablecidas es ejecutado en un orden dado. Por ejemplo el arranque y parada de un motor.

Características de control. Existen formas y métodos a través de los sistemas de control los cuales pueden ser representados mediante funciones matemáticas, esta representación recibe el nombre de modelamiento matemático. Este modelo describirá las características dinámicas del sistema a través de ecuaciones diferenciales. El modelamiento puede ser:

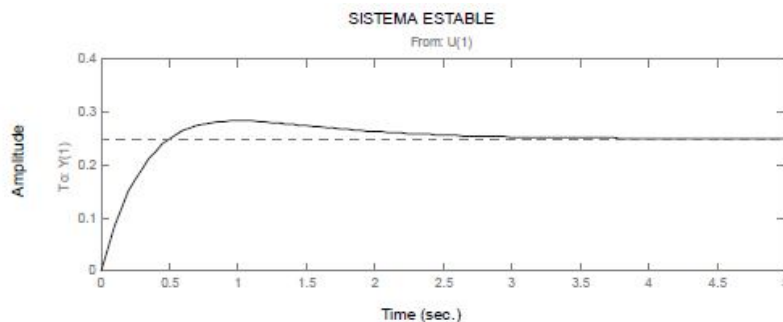
- Analítico
- Experimental

El análisis de un sistema que se desea controlar, significa analizar su comportamiento dinámico en el tiempo, partiendo de sus características matemáticas se puede llegar a conclusiones respecto al funcionamiento del sistema, tanto abierto como dentro de un lazo cerrado, afectado por ruido y

regido por un controlador. Para conocer tal funcionamiento se debe llegar a conclusiones puntuales respecto a las siguientes características.

Estabilidad. Se dice que un sistema es estable cuando después de haber transcurrido un tiempo t su valor de respuesta (salida) permanece constante. A este tiempo se le denomina tiempo de establecimiento, y al valor alcanzado se le denomina “valor en estado estable”, el cual puede ser un valor oscilante dentro de un margen porcentual.

Figura 92. Curva de un sistema estable

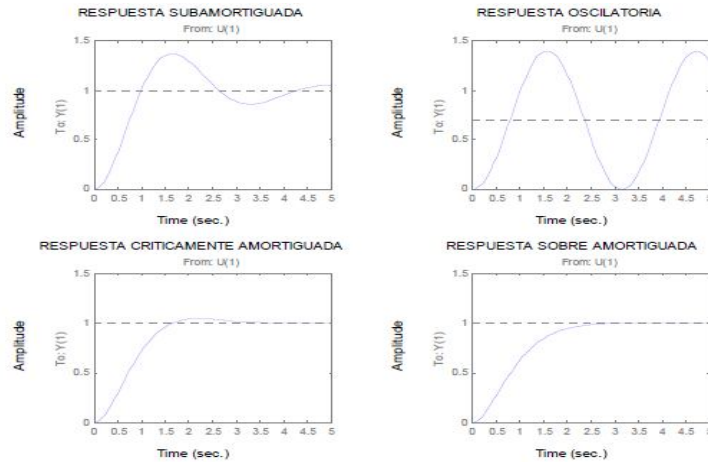


Exactitud. La exactitud del sistema se mide en base a la desviación existente entre el valor del setpoint y el valor obtenido en la salida del sistema, a esta diferencia se le denomina, error en estado estable.

Velocidad de respuesta. Esta característica indica que tan rápidamente es capaz de llegar el sistema, a su valor en estado estable o estacionario.

La figura 93 muestra los diferentes tipos de respuesta que se pueden obtener en función de la velocidad de respuesta.

Figura 93. Tipos de respuesta de un sistema de control



TIPOS DE SISTEMAS DE CONTROL

Teniendo en cuenta la definición de sistema de control: “es un ordenamiento de componentes físicos conectados de tal manera que el mismo pueda comandar, dirigir o regularse a si mismo o a otro sistema”; se pueden distinguir varias clasificaciones, entre las cuales se encuentra los sistemas de control en lazo abierto en los que no existe cadena de realimentación y sistemas de control en lazo cerrado, en los que si existe. En cualquiera de los dos casos estos sistemas se representan como ya se mencionó anteriormente por medio de diagramas de bloques.

Sistema de control en lazo abierto. Son aquellos en la que la acción de control es independiente de la salida del sistema. Estos sistemas suelen ser sistemas temporizados, cuya precisión depende de la calibración, y que tiene el grave inconveniente de que no son capaces de reaccionar ante las perturbaciones externas imprevistas. En otras palabras, en un sistema de control en lazo abierto no se mide la salida ni se realimenta para compararla con la entrada.

En la práctica, el control en lazo abierto solo se usa si se conoce la relación entre la entrada y la salida y si no hay perturbaciones ni internas y externas, lo que es muy difícil de cumplir, y su resultado implica sistemas relativamente costosos.

Figura 94. Diagrama de bloques del sistema de control en lazo abierto



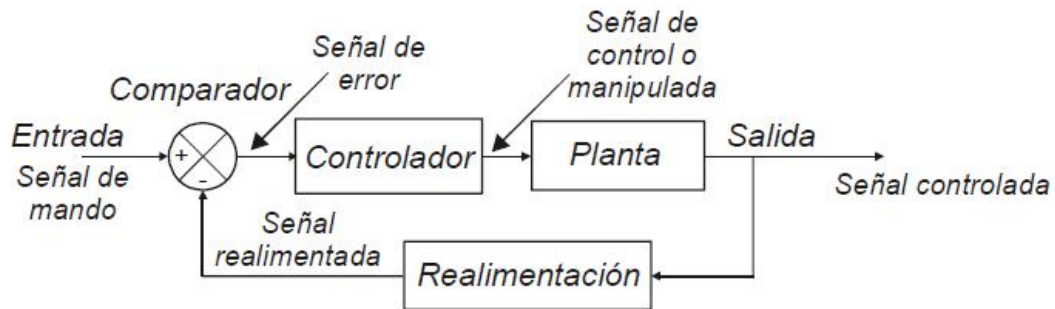
Fuente. Los Autores

Sistema de control en lazo cerrado. También conocido como sistema de control realimentado ya que la señal de salida tiene efecto sobre la señal de control. Al controlador se dirige la señal de error de actuación, que es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de salida, a fin de reducir el error y llevar la salida del sistema a un valor conveniente.

En otras palabras, el sistema de control en lazo cerrado, implica el uso de realimentación para reducir el error del sistema.

La principal ventaja de los sistemas de control en lazo cerrado es que el uso de la realimentación o feedback hace al sistema menos sensible a perturbaciones externas y a las variaciones de los parámetros internos. Es decir, al haber realimentación el sistema continuamente está registrando la salida y corrigiendo cualquier error que se presente en el sistema.

Figura 95. Diagrama de bloques del sistema de control en lazo cerrado



Fuente. Los Autores

Existen dos tipos de realimentación, la forma de como se comparan las dos variables que dan lugar a la misma, permite que se pueda hablar de realimentación positiva o negativa.

Realimentación positiva. Ocurre cuando ambas variables comparadas son de igual signo.

Realimentación negativa. Ocurre cuando ambas variables comparadas son de signo contrario.

En control se usa y aplica la realimentación negativa. Un sistema de este tipo de realimentación modifica las propiedades y características del sistema sin realimentar.

Los rasgos más importantes que la realimentación negativa impone a un sistema son:

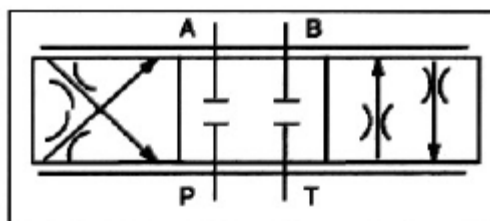
- Aumento de la exactitud
- Se reducen los efectos de no linealidad y distorsión.
- Aumenta el ancho de banda del sistema

Componente de control en lazo cerrado. Los componentes utilizados en un sistema hidráulico controlado en lazo cerrado son los siguientes:

- **Válvulas de control.** Los sistemas de control en lazo cerrado tradicionalmente han utilizado servoválvulas como válvulas de control hidráulico. Recientemente, han llegado a haber disponibles válvulas proporcionales con un funcionamiento parecido al de las servoválvulas, y debido a su menor costo se están haciendo cada vez más populares. La diferencia entre estas dos válvulas es la forma de actuación de la corredera.

Las válvulas proporcionales son actuadas por solenoides de potencia relativamente elevadas comparada con la baja potencia requerida de los motores de fuerza de las servoválvulas. Estas válvulas de corredera deslizante son básicamente válvulas de control de la dirección y del caudal que llevan cuatro orificios principales. La dirección de movimiento de la corredera a partir de la posición central determina la dirección del caudal y la magnitud de este desplazamiento controla el caudal que pasa a través de la válvula.

Figura 96. Válvula de control direccional de 4 vías y 3 posiciones

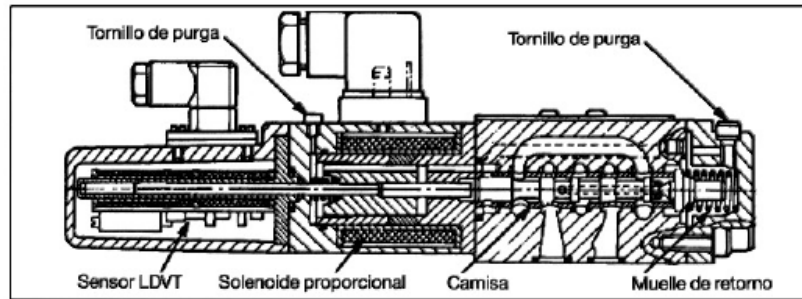


Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Válvulas proporcionales en lazo cerrado.** Esta válvula lleva una corredera deslizante accionada por un muelle y un sensor de posición LVDT. La corredera desliza en el interior de la camisa y se posiciona mediante un solo solenoide proporcional. El LVDT suministra una señal de realimentación de la

posición de la corredera al amplificador de la válvula, y permite que la corredera sea posicionada exactamente.

Figura 97. Válvula proporcional

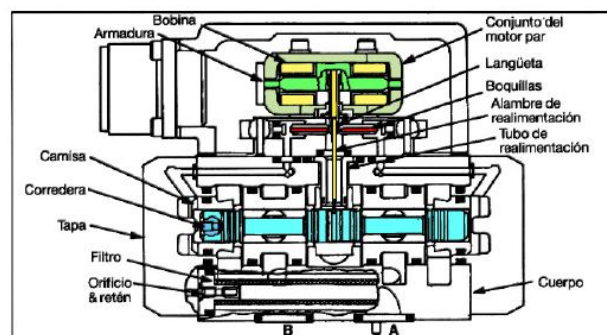


Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

El amplificador suministra una corriente al solenoide para posicionar la corredera de la válvula hasta la posición nula, cuando no hay presencia de señal de entrada.

- **Servoválvulas en lazo cerrado.** La servoválvula más corriente para acción de control es de tipo lengüeta-boquilla. Esta válvula es una versión de dos etapas, en la que un motor acciona la lengüeta de pilotaje. El conjunto lengüeta-boquilla controla la presión en ambos extremos de la corredera principal, haciéndola mover y creando un movimiento de realimentación mecánica de la lengüeta en la etapa de pilotaje.

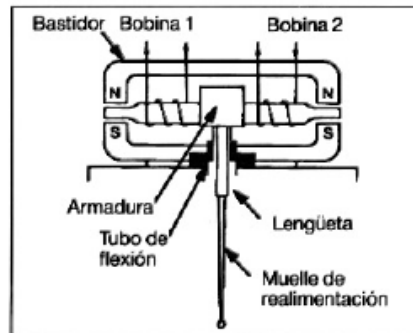
Figura 98. Servoválvula tipo lengüeta--boquilla



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Motor par o solenoide.** Está formado por dos imanes permanentes, rodeado cada uno por un bastidor. Este se encarga de transformar una pequeña señal eléctrica en un movimiento mecánico rotativo.

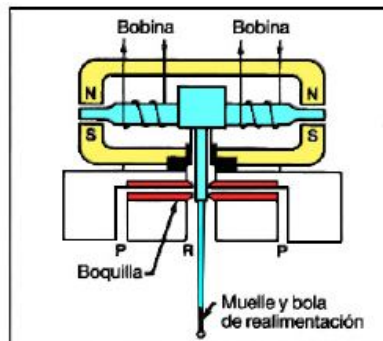
Figura 99. Partes del motor par



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Conjunto lengüeta- boquilla.** Unido al centro de la armadura hay un conjunto lengüeta y muelle que se extiende hacia abajo a través del tubo de flexión, como se observa en la figura 100.

Figura 100. Lengüeta- boquilla



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

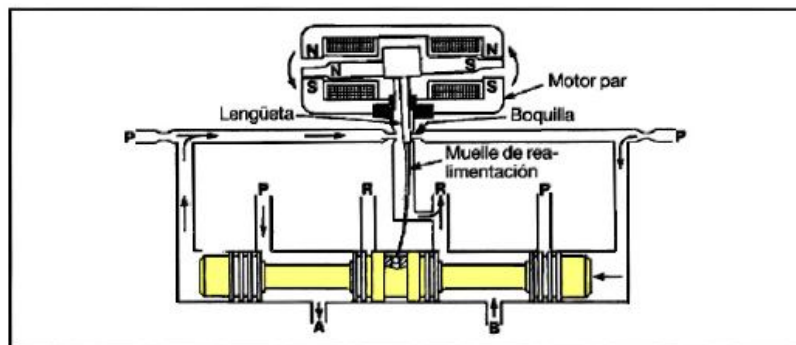
La presión que llega a cada boquilla es proporcionada por el orificio de suministro de presión de la válvula a través de un filtro incorporado y un orificio fijo. El orificio fijo limita el caudal que llega a las boquillas y el filtro es simplemente para impedir

el paso de partículas contaminantes. La presión piloto de alimentación en algunas ocasiones se puede suministrar por una conexión piloto separada o un quinto orificio.

La presión del fluido en cada cámara situada a los extremos de la corredera viene determinada por la restricción de caudal en las boquillas que, a su vez, viene controlada por la posición de la lengüeta.

Con señal cero aplicada al motor, la corredera principal se centra y las presiones a cada lado de la corredera se igualan, sin embargo cuando se aplica una señal al motor, la lengüeta se mueve haciendo cambiar la presión a uno de los lados de la corredera, por lo tanto por la diferencia de presión a los extremos de la corredera está se moverá dentro de la camisa, haciendo que el caudal pueda atravesar la válvula.

Figura 101. Sistema de tobera- lengüeta

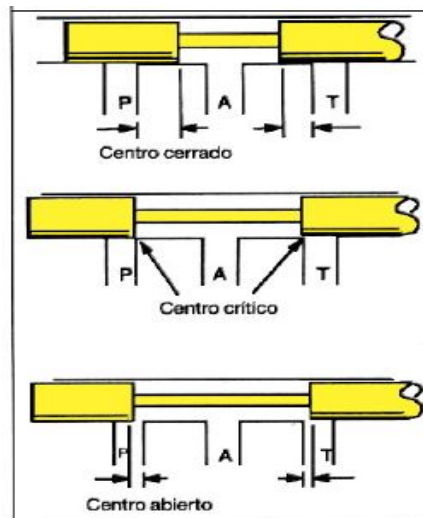


Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Posición central.** Una característica crítica de la válvula es la posición relativa del extremo del resalte de la corredera y del extremo del orificio en la posición nula. Se le conoce como condición en la posición central.

En la figura 102 se puede observar tres tipos de centro para la válvula. Centro cerrado, centro crítico y centro abierto.

Figura 102. Tipos de centro de las válvulas



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Ganancia en caudal.** En cuanto la señal de entrada es lo suficientemente elevada para crear un caudal a través de la válvula, este caudal será proporcional a la señal de entrada. La relación de estas dos se denomina ganancia en caudal de la válvula, que es la variación de caudal para un cambio dado en la señal de entrada a una diferencia de presiones especificada.

Figura 103. Ganancia en caudal

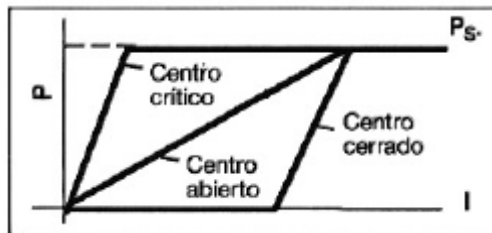


Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Ganancia en presión.** Otra característica importante determinadas por las condiciones en la posición central de la corredera se conoce como la ganancia en presión de la válvula, que es la relación de cambio de la presión de salida en función de la corriente de entrada, suponiendo un caudal nulo y los orificios bloqueados.

El tipo de condición central de la corredera afecta también la forma de la curva característica de ganancia de presión; como se muestra en la figura 104.

Figura 104. Ganancia en presión

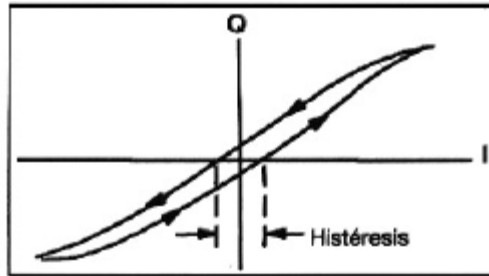


Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

La ganancia en presión de una válvula es importante para las aplicaciones de control de presión en lazo cerrado. Es también fundamental para determinar la precisión permanente de los sistemas de control de la posición.

- **Histéresis.** La fricción y los efectos magnéticos originan la histéresis. Esta se define como un porcentaje de la señal de entrada nominal máxima. El caudal de salida de la válvula, para una señal de entrada dada, difiere según esta señal vaya aumentando o disminuyendo.

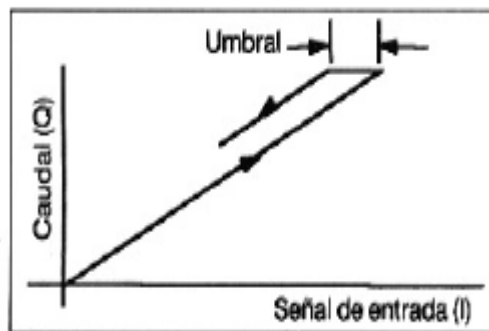
Figura 105. Histéresis



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Umbral.** Una característica similar a la histéresis, llamada umbral de sensibilidad o error de inversión, es la diferencia de corriente de entrada que se requiere para pasar de una condición de caudal creciente a decreciente o viceversa. Esta por lo general se expresa como en el caso anterior.

Figura 106. Umbral

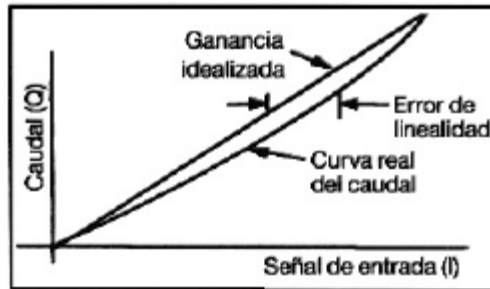


Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Linealidad y simetría.** Existen otras dos características de la servoválvula que relacionan la curva del caudal que la atraviesa en función de la corriente de entrada, con la ganancia en caudal idealizada, que son los errores de linealidad y simetría.

La linealidad es la diferencia máxima entre la curva real del caudal y la línea idealizada de la ganancia, en porcentaje de la corriente nominal.

Figura 107. Curva Linealidad y simetría



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

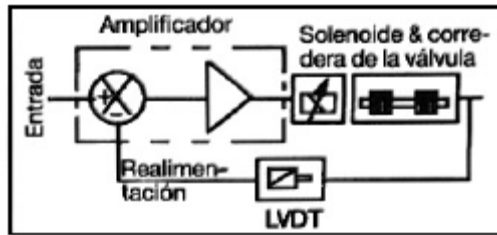
El error de simetría es la diferencia entre las líneas de ganancia en caudal para el desplazamiento de la corredera a ambos lados del centro, lo que se expresa como la diferencia de ganancia en caudal para cada polaridad como un porcentaje mayor.

- **Características dinámicas.**

Para conocer las características dinámicas de las válvulas de control en lazo cerrado hay que tener en cuenta por medio de que se está realizando la acción de control. Puede ser por una servoválvula o por una válvula proporcional.

Para una válvula proporcional, la señal de entrada es enviada al amplificador de la válvula lo que origina una corriente de accionamiento al solenoide de la válvula. Una señal de retroalimentación enviada a través del sensor de posición LVDT se suma a la señal de entrada. Cualquier error en la posición real de la corredera causada por fuerzas de fricción o de caudal, se corrige automáticamente, como se muestra en la figura 108.

Figura 108. Control de una válvula proporcional



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

En el caso de una servoválvula de tipo lengüeta-boquilla la señal de retroalimentación se suministra mecánicamente por acción del movimiento de la corredera que actúa sobre el conjunto lengüeta y muelle.

Con estas especificaciones pueden determinarse las características dinámicas de la válvula examinando su respuesta a una entrada en escalón o a una entrada que varía sinusoidalmente (respuesta en frecuencia).

- **Respuesta a una entrada en escalón.** La respuesta de una válvula de control en lazo cerrado a una entrada en escalón es una curva característica de un sistema de segundo orden, en donde la corredera responde moviéndose hacia la posición requerida, pasando por una serie de oscilaciones amortiguadas hasta estabilizarse en la posición deseada. Esta respuesta de la válvula a una entrada en escalón se muestra en la figura 109.

Figura 109. Respuesta a entrada en escalón



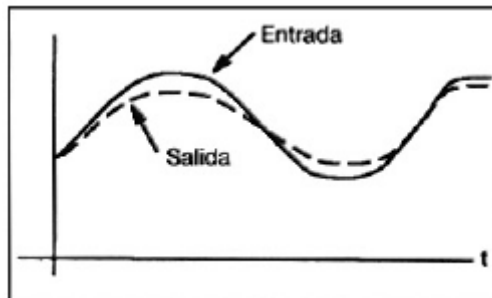
Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

La respuesta al escalón puede ser:

- El tiempo en alcanzar el 100% de la salida requerida, sin tener en cuenta el hecho de que la corredera oscilará.
 - El tiempo para pasar del 10% al 90% del movimiento requerido, que es una medida de la velocidad máxima de la corredera, despreciando algunas irregularidades.
 - El tiempo para alcanzar cierto porcentaje de la posición requerida.
 - El tiempo de estabilización necesario para que las oscilaciones se reduzcan al nivel especificado.
- **Respuesta en frecuencia.** Otro tipo de característica dinámica de una válvula de control en lazo cerrado es examinar la respuesta en frecuencia a una señal de entrada que varía sinusoidalmente.

Cuando esta señal varía a frecuencias muy bajas, la salida de la corredera de la válvula es capaz de seguir la señal de mando, como se observa en la figura 106.

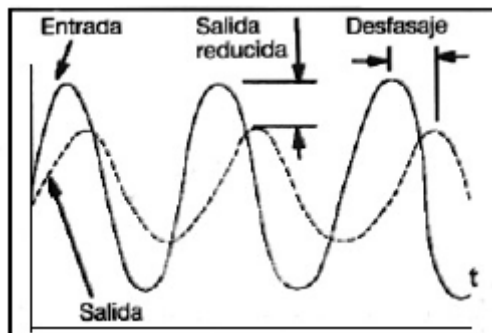
Figura 110. Respuesta a bajas frecuencias



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

En el caso de que la señal de entrada aumente, la salida de la corredera es menos capaz de seguir con precisión a la señal de entrada. La salida empieza a retrasarse con relación a la entrada y también ocurre que no alcanza su valor máximo antes de que la señal de entrada se invierta. En la figura 111 se observa este fenómeno.

Figura 111. Respuesta a frecuencias altas



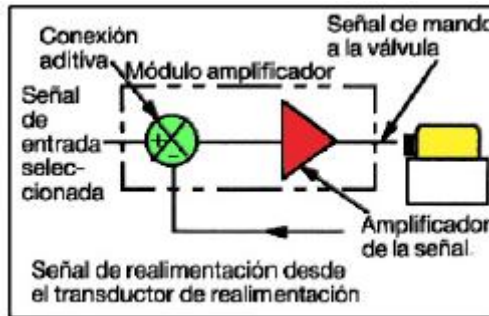
Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Otra característica dinámica que define a una válvula de control es la frecuencia límite que es la frecuencia a la que el retraso de la salida con relación a la entrada es de 90° o de $\frac{1}{4}$ de ciclo. Esta característica es el criterio normalmente utilizado para comparar una válvula con otra o para seleccionar la válvula adecuada para una aplicación determinada. Cabe resaltar que esta frecuencia viene afectada por la presión de suministro y por la amplitud de la señal de entrada.

❖ Controladores o amplificadores

Como ya se mencionó anteriormente la función de los controladores es sumar las señales de mando y de realimentación y dar la señal de accionamiento adecuada para hacer funcionar el motor par o solenoide de la válvula de control. Éste está formado por una conexión sumadora y un amplificador de señal, como se ve a continuación.

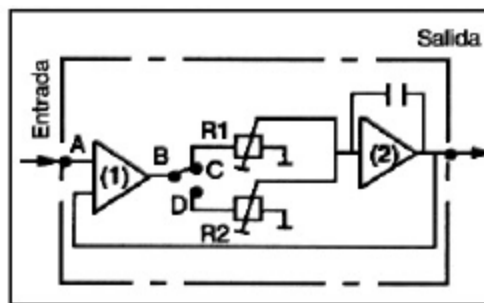
Figura 112. Señales de salida y entrada del controlador



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

- **Módulos de rampa.** Estos se utilizan normalmente adicionándolos al controlador de la servoválvula para facilitar que la salida de un sistema pueda pasar de una condición a otra, a una velocidad determinada. Por ejemplo en un sistema de control de la posición, la velocidad de movimiento de una posición fija a otra, pueda controlarse con el módulo de rampa. En la figura 113 se muestra un módulo de rampas típico que lleva incorporado dos potenciómetros de rampa.

Figura 113. Modulo de rampa



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

❖ Transductores

Una particularidad importante de un sistema de lazo cerrado es la utilización de transductores los cuales son dispositivos que convierten la posición, la velocidad o

fuerza en una señal eléctrica adecuada para realimentar el controlador para realizar la corrección automática del error.

Hay dos etapas para obtener una señal de realimentación. En la primera, el transductor tiene que detectar la variable de salida y en la segunda etapa la señal del transductor debe condicionarse para hacerla compatible con el controlador, el cual manda la señal correctiva hacia la válvula para hacer el respectivo control.

El condicionamiento de esta señal puede ser:

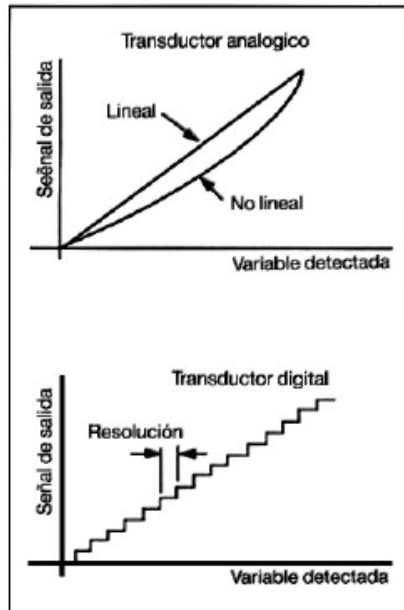
- Amplificación
- Separación
- Demodulación
- Conversión de tensión a corriente
- Conversión de digital a analógica
- Calibración

Existen muchos tipos de transductores diseñados para detectar un amplio intervalo de variables, los cuales se pueden clasificar en dos grupos, analógicos y digitales.

- Los transductores **analógicos** originan una señal continua (tensión o una corriente), que es proporcional a la variable detectada. Idealmente, la relación fundamental entre esta variable y la señal del transductor debería ser lineal en todo el intervalo de tiempo requerido.
- En el caso de los transductores **digitales**, la señal de salida se divide en una serie de escalones o incrementos y la dimensión de cada escalón se denomina resolución.

En la figura 114 las salidas típicas de los transductores analógicos y los transductores digitales.

Figura 114. Salidas de los transductores analógicos y digitales



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Las variables que normalmente requieren ser detectadas en un sistema hidráulico en lazo cerrado son:

- Posición lineal
- Posición giratoria
- Velocidad
- Presión
- Fuerza
- Par

Para cada una de las variables nombradas anteriormente se utilizan diferentes tipos de transductores, en este caso nos enfocaremos en los transductores

utilizados para medir las variables de posición y de fuerza, los cuales se explicaran más adelante cuando se hable del servo de posición y del servo de fuerza.

ACCIONES BASICAS DE CONTROL AUTOMATICO

La forma en el cual el controlador automático produce la señal de control se llama “acción de control”. Los controladores automáticos comparan el valor real de la salida de la planta con el setpoint o entrada de referencia, lo cual determina la desviación con la que el controlador debe producir una señal de control que reduzca la desviación.

Los sistemas clásicos de control automático se pueden clasificar, de acuerdo con sus acciones de control en:

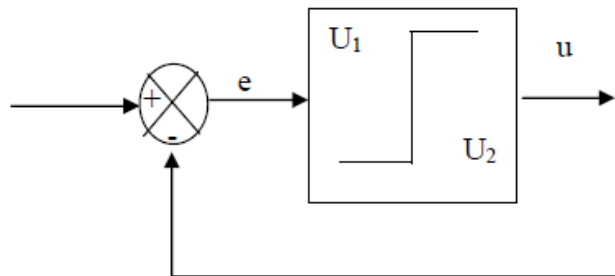
- Acción de control de dos posiciones (on-off)
- Acción de control proporcional (P)
- Acción de control integral (I)
- Acción de control proporcional-integral (PI)
- Acción de control proporcional-derivativo(PD)
- Acción de control proporcional- integral- derivativo (PID)

Acción de control de dos posiciones on-off. Un sistema de control on-off, el elemento de actuación solo tiene dos posiciones fijas que, en muchos casos, son simplemente encendido y apagado. Es ampliamente utilizado en sistemas industriales como domésticos debido a que es relativamente simple y económico.

Si se tiene una señal de salida del controlador $U(t)$, y una señal de error $e(t)$, en el control de dos posiciones, la señal $U(t)$ permanecerá ya sea en un valor máximo o mínimo, dependiendo de si la señal de error es positiva o negativa.

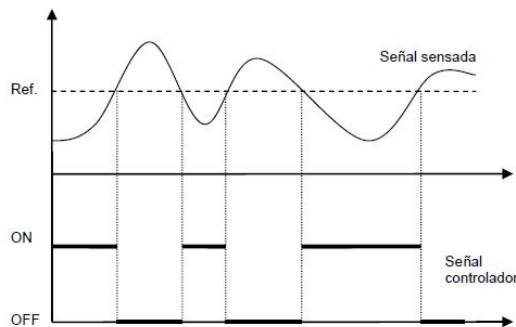
En la figura 115 y 116 se pueden observar el diagrama de bloques del control de dos posiciones on-off y el tipo de señales que envía la acción de control.

Figura 115. Diagrama de bloques control on-off



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Figura 116. Señales de un control on-off



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

También existe la acción de control on-off con banda muerta en donde la banda es el rango que debe moverse la señal de error antes de que ocurra la conmutación. La banda provoca que la salida del controlador $u(t)$ conserve su valor presente hasta que la señal de error se haya desplazado ligeramente más allá del cero.

La banda muerta en la acción de control on-off es usada con frecuencia para evitar una operación demasiado frecuente del mecanismo de encendido y apagado.

Para una acción de control on-off con banda muerta, la relación entre la salida del controlador $U(t)$ y la señal de error $e(t)$ es:

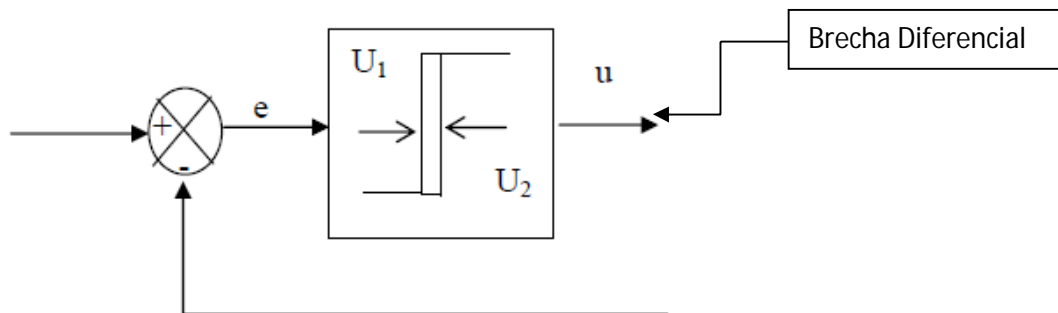
$$U(t) = U_1 \text{ para } e(t) + \frac{B}{2} > 0$$
$$U(t) = U_2 \text{ para } e(t) - \frac{B}{2} < 0$$

Donde B es la brecha diferencial.

La magnitud de la banda muerta debe determinarse a partir de consideraciones tales como la precisión requerida y la vida del componente, ya que la reducción de la banda diferencia aumenta la cantidad de conmutaciones de encendido y apagado por minuto y reduce la vida útil del componente.

En la figura 117 se observa el diagrama de bloques de una acción de control on-off con zona muerta

Figura 117. Diagrama de bloques control on-off con zona muerta



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Acción de control proporcional (P). La acción de control proporcional es en realidad un amplificador con ganancia ajustable. Este control reduce el tiempo de subida, incrementa el sobretiro y reduce el error de estado estable.

Para una acción de control proporcional la relación entre la salida del controlador $U(t)$ y la señal de error es:

$$U(t) = K_p * e(t)$$

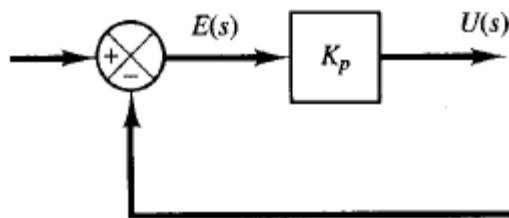
Donde K_p es la ganancia proporcional

Entre los efectos del control proporcional se tienen:

- Elimina la oscilación permanente que siempre acompaña al control on-off
- El control proporcional trabaja bien solamente en sistemas donde los cambios del proceso son muy pequeños y lentos.

En la figura 118 se observa el diagrama de bloques de una acción de control proporcional

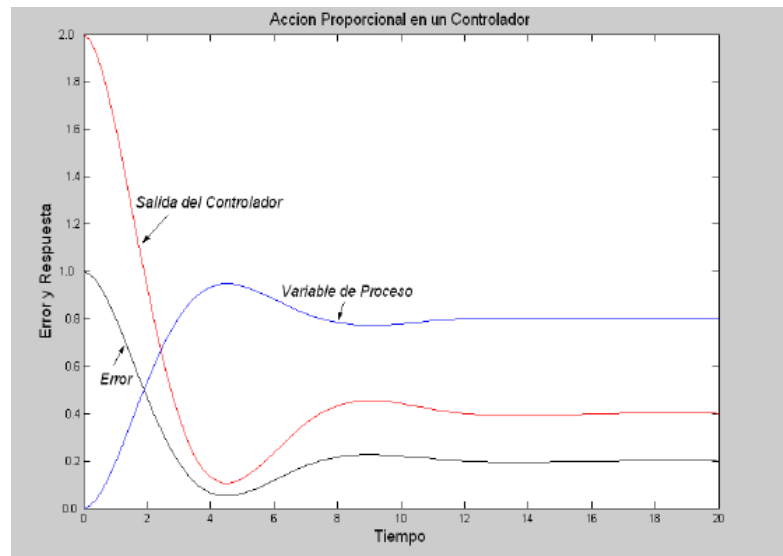
Figura 118. Diagrama de bloques de control proporcional



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

La respuesta en una acción de control proporcional ante un cambio en la variable de entrada se observa en la figura 119. Se muestra la variación del error que se alimenta al controlador proporcional y la amplificación que hace éste de dicha información de acuerdo al valor de la ganancia; y que la variable de proceso se estabiliza con el control proporcional después de un periodo de perturbación.

Figura 119. Acción proporcional en un controlador



Fuente. http://www.galeon.com/machver/CONTROLPROC_I/1BASICASCONTROL.pdf

Lo anterior quiere decir que en la respuesta del control proporcional hay un error en estado estable o desplazamiento (offset) para una entrada con un cambio paso. Este desplazamiento se elimina si se incluye la acción de control integral en el controlador.

Acción de control integral (I). La acción de control integral se denomina control de reajuste (reset) y en algunas ocasiones recibe el nombre de control de reposición. En un controlador con acción de control integral, el valor de la salida del controlador $u(t)$ se cambia a una razón proporcional a la señal de error $e(t)$, es decir:

$$U(t) = K_i \int e(t) * dt$$

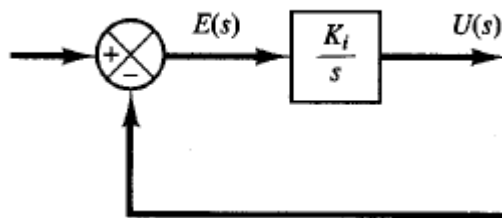
En donde K_i es una constante ajustable.

La corrección se hace proporcional al error, de manera que en un controlador integral continuara corrigiendo hasta que el error sea cero. Esta tendencia a

eliminar el error del sistema en el estado estable es la principal ventaja que se obtiene de este tipo de acción integral; sin embargo posee una desventaja la cual radica en que el control tiende a sobre corregir, produciendo así una respuesta oscilatoria y en algunos casos inestabilidad.

En la figura 120 se observa el diagrama de bloques de una acción de control integral

Figura 120. Diagrama de bloques de un control integral

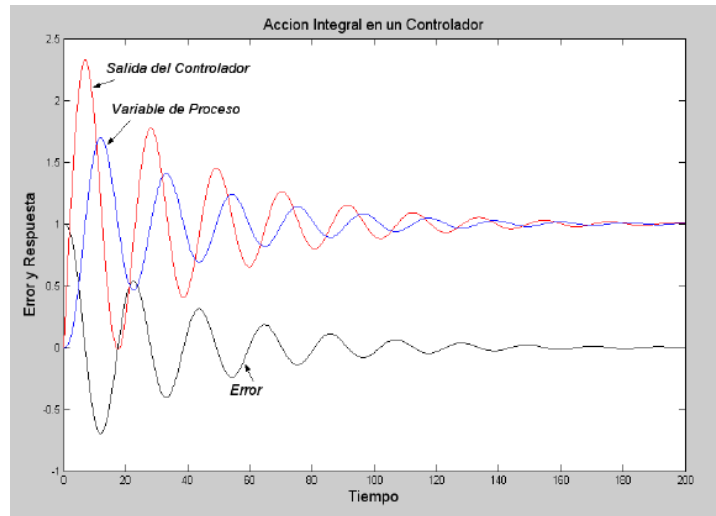


Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

La figura 121 muestra que en una acción de control integral, con parámetros apropiados, el error que se alimenta alcanza un valor de cero y la respuesta correspondiente del controlador se mantiene constante.

El valor de la señal de salida del controlador en un instante cualquiera es el área bajo la curva de error, es decir, la integral o sumatoria de errores hasta el instante en consideración. La variable de proceso se estabiliza en un valor sin diferencia con respecto al valor de la variable deseada del proceso, es decir, sin error en estado estacionario.

Figura 121. Acción integral en un controlador



Fuente. http://www.galeon.com/machver/CONTROLPROC_I/1BASICASCONTROL.pdf

Acción de control proporcional-integral (PI). La mayoría de los procesos no se pueden controlar con una desviación, es decir, se deben controlar en el punto de control, y en estos casos se debe añadir un nuevo modo de control al controlador proporcional, para eliminar la desviación. Este nuevo control es la acción integral o de reajuste y en consecuencia, el controlador se convierte en una acción de control proporcional- integral (PI).

La acción de control proporcional-integral (PI) se define mediante:

$$U(t) = K_p * e(t) + \frac{K_p}{T_i} * \int e(t) * dt$$

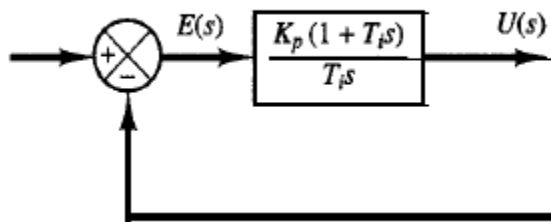
Y la función de transferencia del controlador es:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p * \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right)$$

Donde K_p es la ganancia proporcional y T_i se denomina tiempo integral. Tanto K_p como T_i son ajustables. El tiempo integral ajusta la acción de control integral,

mientras que un cambio en el valor de K_p afecta las partes integral y proporcional de la acción de control. El inverso de tiempo integral se denomina velocidad de reajuste, la cual es la cantidad de veces por minuto que se duplica la parte proporcional de la acción de control. La figura 122 muestra el diagrama de bloques de una acción de control proporcional- integral (PI).

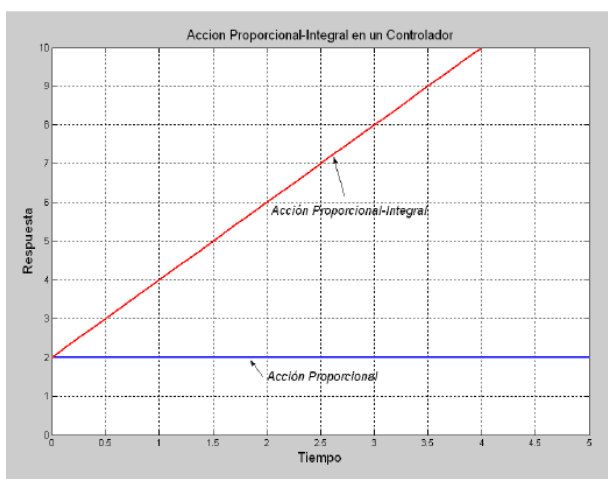
Figura 122. Diagrama de bloques de un control proporcional-integral



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

En la figura 123 se muestran los perfiles de las acciones de control proporcional y proporcional-integral de un controlador para un cambio paso unitario en el error de entrada

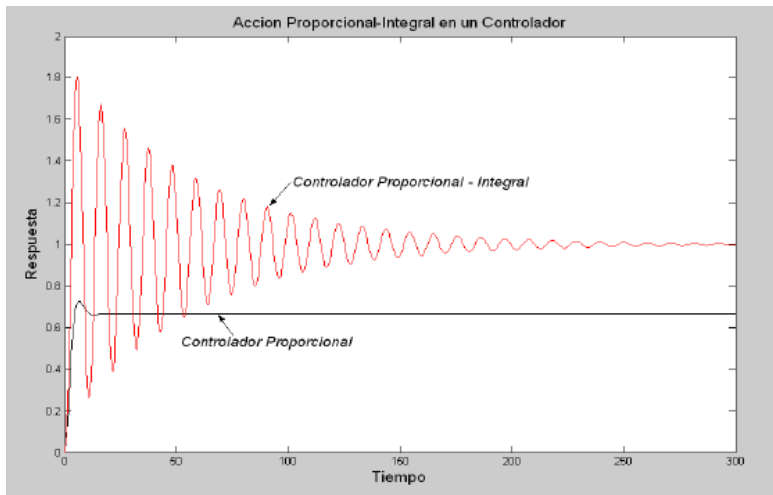
Figura 123. Acciones de control proporcional (P) y proporcional-integral (PI)



Fuente. http://www.galeon.com/machver/CONTROLPROC_I/1BASICASCONTROL.pdf

En la figura 124 se observa el error y respuesta de una acción de control proporcional-integral. Con este tipo de acción de control no hay error en estado estable (offset) y la respuesta del controlador es estable y diferente de cero.

Figura 124. Acción proporcional-integral (PI)



Fuente. http://www.galeon.com/machver/CONTROLPROC_I/1BASICASCONTROL.pdf

Acción de control proporcional-derivativo (PD). La acción de control proporcional-derivativo reduce el sobre impulso y el tiempo de estabilización, por lo cual tiene el efecto de incrementar la estabilidad del sistema mejorando la respuesta de éste. La relación de un controlador proporcional derivativo entre la salida $U(t)$ y la señal de error $e(t)$ está dada por:

$$U(t) = K_p * e(t) + K_p * T_d * \frac{de(t)}{dt}$$

Y la función de transferencia es:

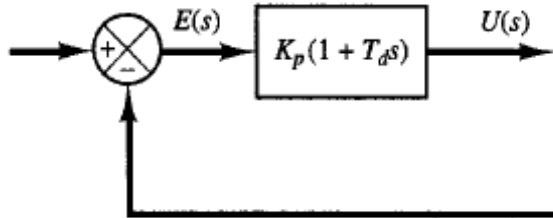
$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p * (1 + T_d * s)$$

En donde K_p es la ganancia proporcional y T_d es una constante denominada tiempo derivativo. Ambas K_p y T_d son ajustables. La acción de control derivativo,

en ocasiones denominada control de velocidad, ocurre donde la magnitud de la salida del controlador es proporcional a la velocidad de cambio de la señal de error. Se dice que el control derivativo tiene un carácter de previsión, debido a que se anticipa al error, porque responde a la rapidez del cambio del error y puede producir una corrección significativa antes de que la magnitud real del error sea grande, sin embargo la acción de control derivativa nunca se usa sola, debido a que solo es eficaz durante periodos de tiempo transitorios y tiene la desventaja de que amplifica las señales de ruido y puede provocar un efecto de saturación en el actuador.

La figura 125 muestra el diagrama de bloques de una acción de control proporcional-derivativa.

Figura 125. Diagrama de bloques de un control proporcional-derivativo



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

La acción de control derivativa, en ocasiones denominada control de velocidad, ocurre donde la magnitud de la salida del controlador es proporcional a la velocidad de cambio de la señal de error. El tiempo derivativo es el intervalo de tiempo durante el cual la acción de la velocidad hace avanzar el efecto de la acción de control proporcional.

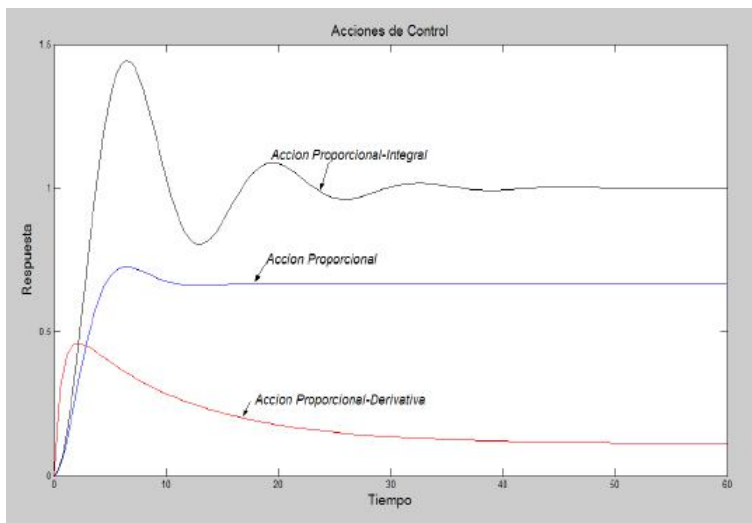
Cuando una acción de control derivativa se agrega a un controlador proporcional, aporta un medio de obtener un control con alta sensibilidad. Una ventaja de usar

una acción de control derivativa es que responde a la velocidad del cambio del error y produce una corrección significativa antes de que la magnitud del error se vuelva demasiado grande. Por tanto, el control derivativo prevé el error, inicia una acción oportuna y tiende a aumentar la estabilidad del sistema.

Aunque el control derivativo no afecta en forma directa el error en estado estable, añade amortiguamiento al sistema y, por tanto, permite el uso de un valor más grande en la ganancia, lo cual provoca una mejora en la precisión en estado estable.

La figura 126 muestra un ejemplo de las respuestas de los controladores proporcional, proporcional-integral y proporcional-derivativo en un proceso.

Figura 126. Acciones de control P, PI y PD



Fuente. http://www.galeon.com/machver/CONTROLPROC_I/1BASICASCONTROL.pdf

Acción de control proporcional-integral-derivativo (PID). La combinación de una acción de control proporcional, una acción de control integral y una acción de control derivativo tiene las ventajas de cada una de las tres acciones de control

individuales. La ecuación de un control con esta acción combinada se obtiene mediante:

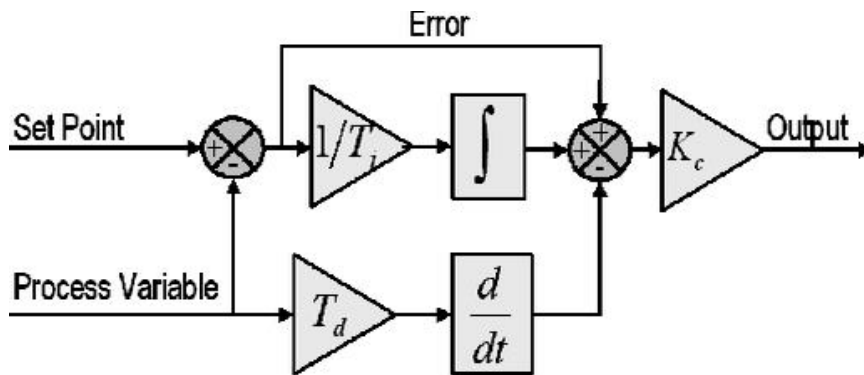
$$U(t) = K_p * e(t) + \frac{K_p}{T_i} * \int e(t)dt + K_p * T_d * \frac{de(t)}{dt}$$

O la función de transferencia es

$$\frac{U(s)}{E(s)} = k_p * \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d * s \right)$$

La figura 127 muestra el diagrama de bloques de un control proporcional-integral-derivativo (PID)

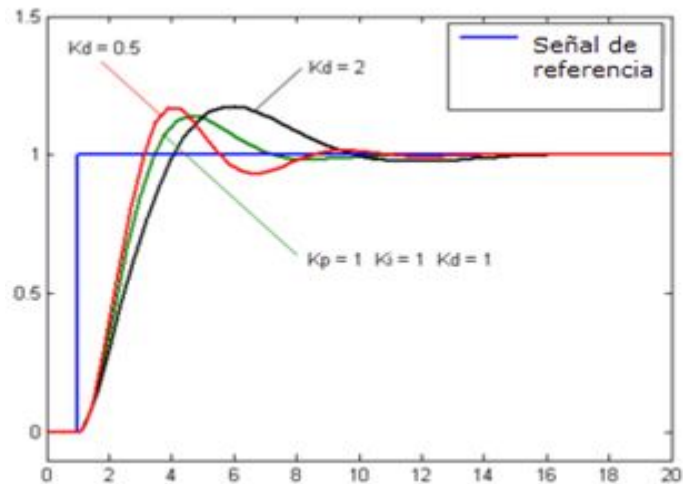
Figura 127. Diagrama de bloques control proporcional-integral-derivativo



Fuente. <http://www.ni.com/white-paper/3782/en#toc2>

Los controladores PID son suficientes para resolver el problema de control de muchas aplicaciones en la industria, particularmente cuando la dinámica del proceso lo permite y los requerimientos de desempeño son modestos.

Figura 128. Acción de control PID



En la utilización de la acción de control PID, la acción correctora es determinada por tres factores:

- La parte proporcional, la cual es la magnitud de la señal del error
- La integral con respecto al tiempo de la señal de error, en otras palabras, la magnitud del error multiplicada por el tiempo que ha permanecido.
- La razón de tiempo de cambio del error. Un cambio rápido en el error produce una acción correctora mayor que un cambio lento en el error.

Los controladores PID son utilizados en procesos en donde las constantes de tiempo son relativamente largas, como por ejemplo en procesos de control de temperatura y control de concentración que presenta inercias altas en el sistema.

A continuación se presenta una tabla con las características de las acciones de control.

Características de los tipos de acciones de control

Tipo de Control	Tiempo de subida	Sobre impulso	Tiempo de estabilización	Error en estado estable
Proporcional	Decrece	Crece	Cambio menor	Decrece
P. Integral	Decrece	Crece	Crece	Se elimina
P. Derivativa	Cambio menor	Decrece	Decrece	Cambio menor

Fuente. http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lep/nunez_e_f/capitulo1.pdf

Cabe resaltar que las correlaciones de la tabla no son muy precisas, porque K_p , T_i , T_d son dependientes entre si, por lo cual esta tabla solo es mostrada como referencia.

Anexo B. Servomecanismos Electrohidráulicos

Los servomecanismos son dispositivos que permiten realizar control a un mecanismo. Pueden ser mecánicos, eléctricos, hidráulicos y ópticos. Su característica principal es que se activa por la llamada señal de error, que viene determinada por la diferencia entre la señal de salida para una determinada señal de referencia o setpoint y la señal de salida real. Esta señal de error se envía al controlador para compensar ese error, de forma que el mecanismo se autorregula. Esta técnica se llama realimentación de la cual ya se habló anteriormente. Para el caso de los servomecanismos electrohidráulicos se busca controlar variables de posición (ángulo, desplazamiento); variables de velocidad (caudales) y variables de fuerza (presión), por medio de actuadores hidráulicos. Los actuadores hidráulicos pueden ser lineales o rotativos con grandes intervalos de velocidad y ciclos continuos de trabajo. Presentan una rigidez, tiempo de respuesta, aceleración y transferencia de energía o de potencia elevados.

Los elementos necesarios en un servomecanismo hidráulico son los siguientes:

Actuador. A este grupo pertenecen las servoválvulas y las válvulas de solenoide proporcional. En nuestro caso se utilizó la servoválvula MOOG serie 73.

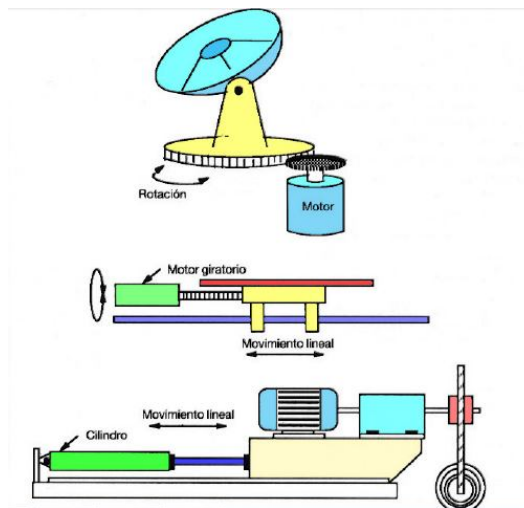
Controlador. En éste se llevan a cabo las operaciones de adición de señales (referencia y retroalimentación), control de ganancia, etc.

Transductores. Cumplen con la función de monitorear la variable a la cual se le está haciendo el control y al mismo tiempo retroalimentan al controlador para realizar el control en lazo cerrado. Para cumplir con nuestro objetivo se utilizó dos transductores de presión, para el servo de fuerza y un transductor de posición para el servo de posición.

SERVOMECANISMO CONTROL DE LA POSICIÓN

La finalidad de estos sistemas es controlar con precisión la posición de una cierta carga que puede ser lineal (pistón) como en nuestro caso, orotatoria (motor); haciéndolo mover hasta una cierta posición o serie de posiciones.

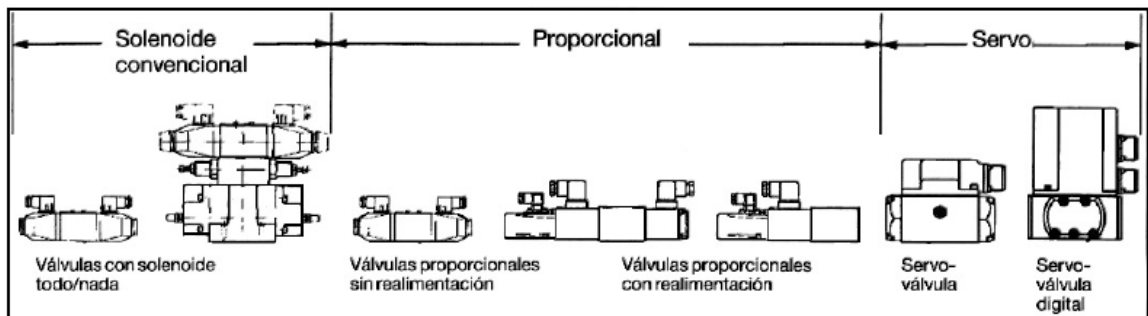
Figura 129. Usos del control de posición



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

En estos sistemas se utilizan válvulas proporcionales, electroválvulas, o servoválvulas.

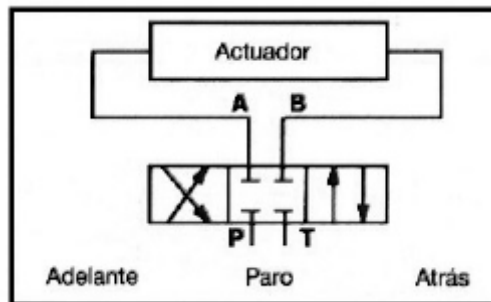
Figura 130. Tipos de válvulas



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

El control del actuador se lleva a cabo por medio de una válvula hidráulica (cualquiera de las nombradas en el párrafo anterior) de corredera deslizante, de tres posiciones, que lo hace avanzar, retroceder y parar; como se muestra en la figura 131.

Figura 131. Válvula de corredera deslizante de tres posiciones



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

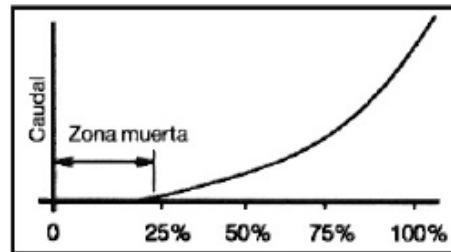
Control de posición mediante válvulas proporcionales. En este sistema de control las válvulas pueden controlar la posición de la corredera dentro de la misma válvula, esto se trasmite en que ya no solo se controla la dirección del caudal sino también su magnitud. Por lo tanto con este tipo de válvulas se puede controlar la velocidad de los actuadores, y el control de la posición se hace mediante finales de carrera instalados en circuitos lógicos, lo que da un movimiento mecánico muy suave.

Inconvenientes de usar válvulas proporcionales para realizar control de posición:

- Tiene una velocidad de respuesta muy baja lo que conlleva a una baja precisión.
- La corredera de estas válvulas en su posición central lleva un resalte bastante grande que bloquea los puertos de paso de caudal, por lo tanto existe un

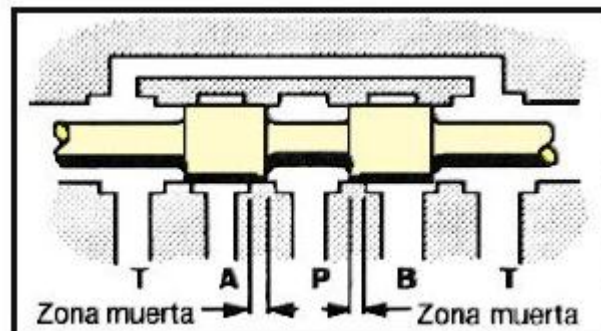
tiempo en el que la corredera se moverá pero el caudal no logra pasar, a esto generalmente se le conoce como zona muerta. (ver figura 132) El efecto de este resalte de la corredera en la curva característica del caudal, se muestra en la figura 133.

Figura 132. Curva característica del caudal



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Figura 133. Zona muerta de una válvula de corredera



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales en cadena cerrada VICKERS

Debido a estos inconvenientes las válvulas proporcionales son más usadas para el control de la velocidad en sistemas de lazo abierto; algunas ocasiones se utilizan para el control de la posición en lazo cerrado cuando no se requiere precisión elevada.

Control de la posición mediante servoválvulas. Las servoválvulas tienen la ventaja que coinciden con precisión los recubrimientos de la corredera con los

orificios de la válvula lo que proporciona un excelente control de la posición del actuador, en especial para realizar el control en sistemas de lazo cerrado.

Las servoválvulas han sido la mejor selección para todos los sistemas de control de la posición en cadena cerrada, debido a los siguientes factores:

- Dan tiempos rápidos de respuesta.
- Buena linealidad (relación entre la señal de entrada y el caudal).
- Presenta una histéresis baja.

Las servoválvulas funcionan mediante un sistema de control de lazo cerrado lo que permite que la corredera se auto posicione para compensar los requerimientos del sistema. Para la servoválvula la señal de realimentación es dada a través del transductor de posición, la cual realimenta el controlador para realizar el control de la posición de la corredera principal.

Control de posición en lazo cerrado. En un sistema de control de posición en lazo cerrado es necesaria una señal de comando (en voltios) que corresponda a la posición deseada, por lo que la posición real del cilindro es medida y realimentada como voltaje. El transductor se encarga de medir la variable física a controlar (posición) y suministra una señal de retroalimentación que será comparada de manera continua con la señal de comando. Al resultado de esta comparación se le conoce como el error o desviación, la cual será manejada por el controlador el cual envía una señal de control al actuador (servoválvula) permitiendo mover la corredera principal para dar paso al caudal y dar movimiento al cilindro principal y así cerrar el ciclo cerrado de control.

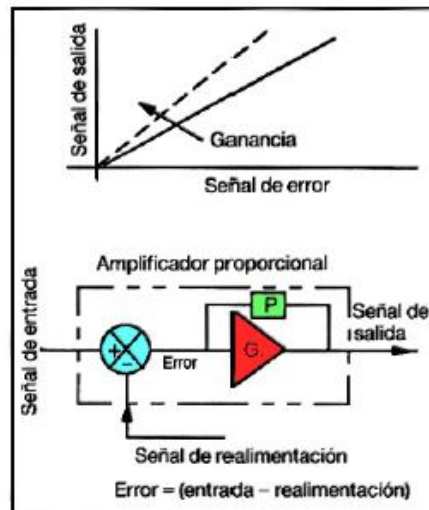
En un sistema de control de posición, el tiempo durante el cual el actuador se mueve puede ser relativamente pequeño, debido a que al actuador se le ordena moverse hasta una cierta posición y después pararse, por lo que para un

porcentaje elevado de tiempo la válvula de control estará cerrada, manteniendo el actuador en posición

El control de la posición del cilindro principal se hace posible al controlar la posición de la corredera principal que se encuentra dentro del cuerpo de la válvula, haciendo variar la corriente, lo que suministra un control eléctrico del caudal que atraviesa la válvula.

La acción de control que se utiliza normalmente en los sistemas de control de posición es proporcional-diferencial PD donde el amplificador que se utiliza se denomina amplificador proporcional, en donde la salida es directamente proporcional a la entrada como se observa en la figura 134.

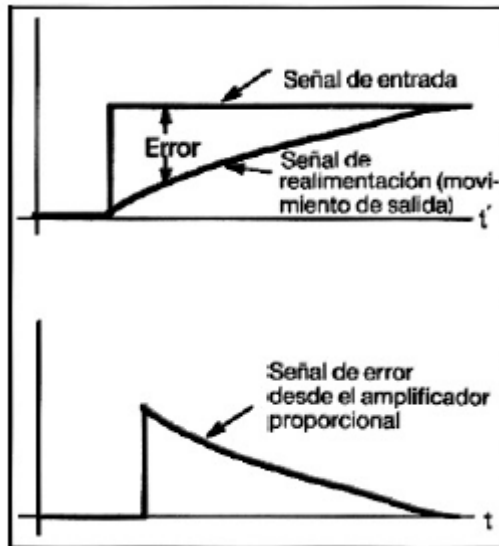
Figura 134. Amplificador proporcional



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

La respuesta de un sistema de control de la posición a una señal de entrada en escalón puede originar el resultado mostrado en la figura 135.

Figura 135. Respuesta a una entrada en escalón



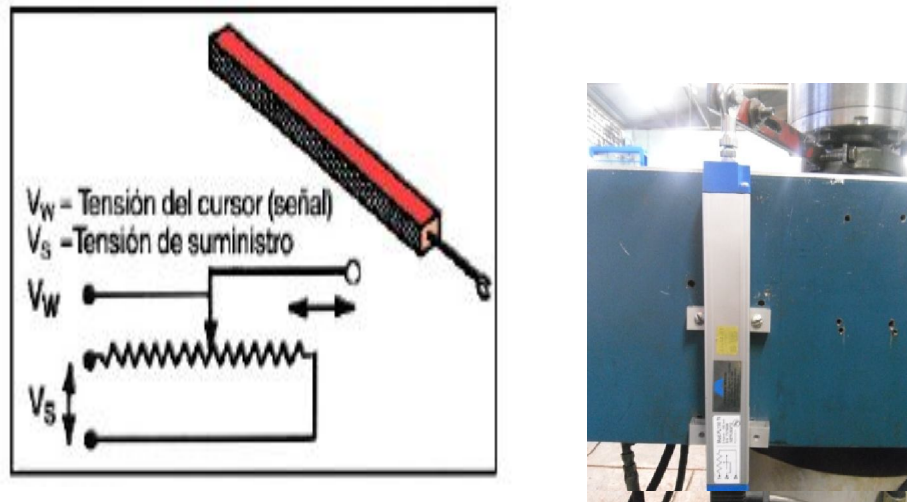
Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Después de un tiempo de la aplicación de la señal de entrada, la señal de error será grande, lo que produce una señal de salida grande del amplificador o controlador. A medida que el actuador se mueve hacia la posición deseada, la señal de error y la de salida del amplificador se reducen; esto sigue ocurriendo hasta que esta posición coincida con la posición real. Por lo que al ocurrir esto la señal de error es nula y por lo tanto la señal del amplificador también lo será.

Transductores utilizados en servos de posición

- **Transductor lineal.** El modelo más sencillo de este tipo de transductores es el potenciómetro lineal. Está formado por una regleta o guía de carbón o de plástico conductor, soportado dentro de un cuerpo. A ambos lados de la guía, se aplica una tensión de suministro, y un cursor puede desplazarse a lo largo de ella mediante una varilla de mando, como se muestra en la figura 136.

Figura 136. Transductor potenciómetro lineal



Fuente. Los Autores

Estos dan una buena linealidad, y la utilización de una guía conductora conlleva a que la resolución sea virtualmente infinita.

- **Transductor LVDT.** También se utilizan normalmente para el control de la posición los transductores de desplazamiento sin contacto como el LVDT (linear variable differential transformer) mostrado en la siguiente figura.

Figura 137. Transductor LVDT

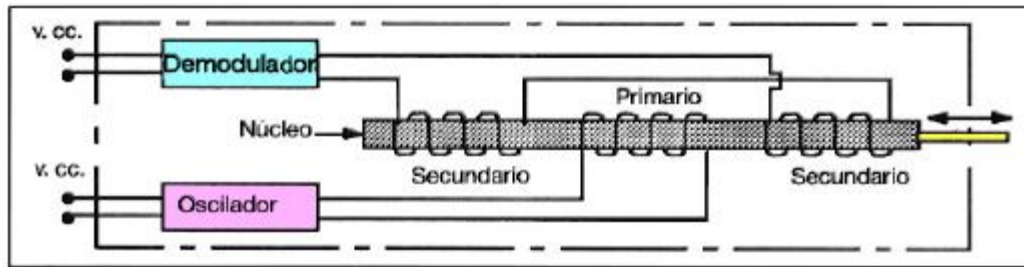


Fuente. <http://www.sensores-de-medida.es>

El LVDT está formado por una bobina primaria y dos secundarias que rodean un núcleo de hierro dulce conectado a la varilla de mando. La bobina primaria se alimenta con una CA de frecuencia elevada que crea un campo magnético

variable en el núcleo. A su vez, este campo magnético induce tensiones en las dos bobinas secundarias por efecto transformador. Si estas dos bobinas están conectadas en oposición, entonces con el núcleo centrado, las tensiones inducidas en cada bobina se cancelan y dan una salida cero.

Figura 138. Partes de un transductor LVDT



Fuente. <http://www.sensores-de-medida.es>

Los LVDT suministran un dispositivo robusto, sin contactos, que evita los problemas de posibles desgastes mecánicos y proporcionan un intervalo elevado de frecuencias. Los errores de linealidad pueden ser mayores que los correspondientes a los potenciómetros.

- **Transductor de posición giratoria RVDT.** Como con los transductores de posición lineal, los potenciómetros pueden utilizarse para señales de posición giratoria pero son susceptibles a desgaste mecánico o deterioro en algunas aplicaciones.

El equivalente giratorio a un LVDT se denomina RVDT (Rotary differential variable transformer) y su funcionamiento se basa en un principio similar, con la excepción que se utiliza una leva especialmente diseñada en lugar de un núcleo de hierro. Éste es un transductor de posición giratoria sin contactos.

Figura 139. Transductor RVDT



Fuente. <http://www.sensores-de-medida.es/>

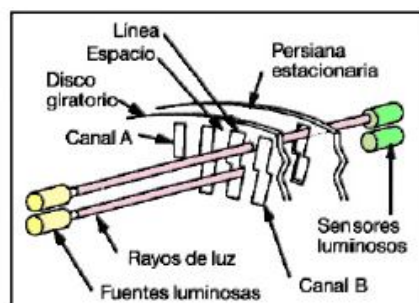
Una segunda clase de transductor sin contactos es el encoder óptico que está disponible en forma lineal o giratoria. Ambos pueden ser de dos tipos:

- Incremental
- Absoluto

Un encoder incremental suministra una señal de posición angular relativa que puede hacer falta referirla a una posición dada en el momento de la puesta en marcha y a intervalos de tiempo.

En este encoder, un disco de vidrio que lleva impresas unas líneas radiales con separaciones iguales en su borde exterior gira entre un LED emisor y un foto transistor receptor; como se muestra en la siguiente imagen.

Figura 140. Partes de un encoder incremental



Fuente. http://www.sensores-de-medida.es

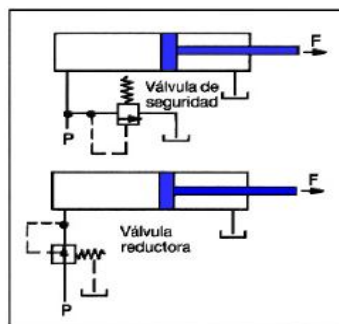
Un disco estacionario instalado cerca del disco giratorio crea un mecanismo tipo persiana. Las líneas y los espacios del elemento giratorio interrumpen o dejan pasar alternativamente el rayo luminoso, lo que origina que el circuito fotoeléctrico genere una serie de impulsos representados cada uno de ellos un cierto grado de rotación. Cuanto mayor sea el número de ranuras y de espacios en el disco, mayor será su resolución.

Los encoder absoluto funcionan prácticamente según el mismo principio de los encoder incrementales, con la excepción de que se incluyen en el disco señales codificadas adicionales para dar información con relación a la posición absoluta del eje, lo que hace innecesaria la puesta a cero del encoder.

SERVOMECANISMO CONTROL DE FUERZA

El control de la fuerza de salida de un actuador se consigue básicamente controlando la presión en éste. El control de la presión en lazo abierto se logra utilizando una válvula de seguridad o una válvula reductora que pueden dar un control adecuado en muchas aplicaciones.

Figura 141. Tipos de válvula para el control de presión



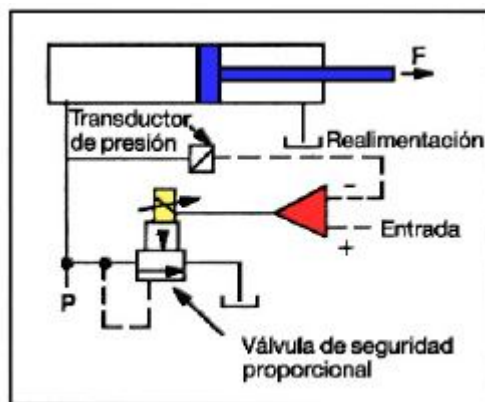
Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Control de fuerza en lazo cerrado. Para conseguir niveles elevados de precisión se utilizan sistemas de lazo cerrado utilizando un transductor de presión para obtener una señal de realimentación.

La precisión viene limitada por la capacidad de las válvulas utilizadas para mantener una presión constante bajo condiciones variables. Los factores que pueden influir negativamente en la precisión de estos sistemas son las variaciones de caudal a través de la válvula, afectando la presión controlada, y los cambios en la viscosidad del fluido; por lo que es necesario realizar el control de la fuerza en lazo cerrado.

Las servoválvulas o válvulas proporcionales de prestaciones elevadas, pueden ser utilizadas para el control de la presión del actuador. En la figura 142 se observa una disposición común para un sistema de control de la fuerza en lazo cerrado.

Figura 142. Ejemplo sistema de control de fuerza en lazo cerrado



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Este sistema de lazo cerrado está compuesto básicamente por un transductor de presión diferencial que se encarga de censar las presiones a cada lado del cilindro de vástago pasante y compararlas, determinando así una señal de realimentación.

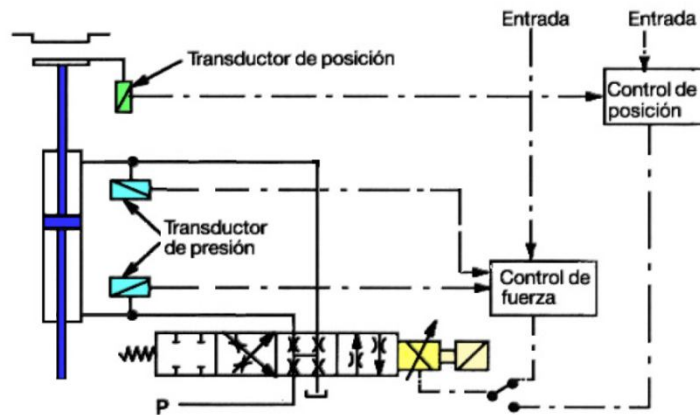
Para crear la señal de realimentación, la salida del sistema puede detectarse ya sea como se explicó anteriormente por un transductor de fuerza o con una celda de carga (load cell), o indirectamente detectando una presión. En muchas ocasiones puede ser más conveniente detectar una presión que una fuerza, si se mide la presión, debe tenerse en cuenta el efecto de la contrapresión en el orificio de salida del actuador, debido a que esta presión tiende a restarse de la fuerza de salida.

Un transductor diferencial de presión compensa automáticamente la contrapresión, si se tiene un actuador de áreas iguales. Para un cilindro diferencial hacen falta dos transductores de presión, con uno de ellos tarado adecuadamente teniendo en cuenta la diferencia de áreas.

También en estos sistemas se utiliza un amplificador o controlador tipo integrador combinado con un amplificador proporcional convencional. Éste se denomina tipo PI (proporcional más integral), la parte proporcional suministra la respuesta rápida y la integrar elimina el error constante.

Una ventaja de utilizar válvulas proporcionales y servoválvulas con este tipo de amplificador PI (proporcional más integral), es que muy frecuente puede controlarse al mismo tiempo la posición y la fuerza del actuador. Por ejemplo, en la aplicación de una prensa, el movimiento inicial y la preformación pueden conseguirse utilizando el control de posición del actuador y después cambiarse al control de la fuerza para el funcionamiento de prensado. En estos casos, puede utilizarse la misma válvula de control para ambas funciones pasando el amplificador de control de proporcional a integral. Este ejemplo se puede observar en la Figura 143.

Figura 143. Sistema de control de posición y fuerza



Fuente. Manual para servoválvulas y válvulas proporcionales Vickers

Transductores utilizados en servos de fuerza

- *Transductores de presión.* Los sensores de presión o transductores de presión son elementos que transforman la magnitud física de presión o fuerza por unidad de superficie en otra magnitud eléctrica directamente proporcional a la presión, que se utiliza en el servomecanismo de control de presión para realizar la realimentación del sistema.

Figura 144. Transductor de presión

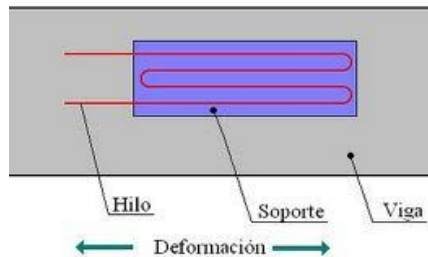


Fuente. <http://www.directindustry.es/prod/dwyer/transductores-de-presion-para-baja-presion-7228-557125.html>

- *Celdas de carga.* Las celdas de carga son dispositivos electromecánicos, que reciben una fuerza determinada, la cual es transmitida por medio de un dispositivo mecánico a una galga extensiométrica, hasta deformarla y ésta manda una señal eléctrica producto de esta deformación.

Las galgas extensiométricas son básicamente resistencias eléctricas. El parámetro variable y sujeto a medida es la resistencia de dicha galga. Esta variación de resistencia depende de la deformación de ésta.

Figura 145. Galga extensiométrica



Fuente. <http://daver-autind.blogspot.com/2007/10/sensores.html>

Esto se debe a que las galgas extensiométricas varían su resistencia eléctrica en dependencia de su forma, de modo que si son estiradas se vuelven más resistentes y al ser comprimidas su resistencia disminuye. Por lo general estas celdas están conformadas por cuatro galgas interconectadas por un puente de wheatstone⁴.

La señal eléctrica enviada por la galga antes de ser medida es amplificada por un amplificador de instrumentación, ya que comúnmente es demasiado débil.

Las celdas de carga presentan diferentes configuraciones geométricas, trabajan

⁴ Se utiliza para medir resistencias desconocidas mediante el equilibrio de los brazos del puente. Están constituidos por cuatro resistencias que forman un circuito cerrado.

en rangos desde pocos gramos hasta cientos de toneladas. La precisión de cada celda varía desde las comerciales hasta las científicas.

Figura 146. Celda de carga



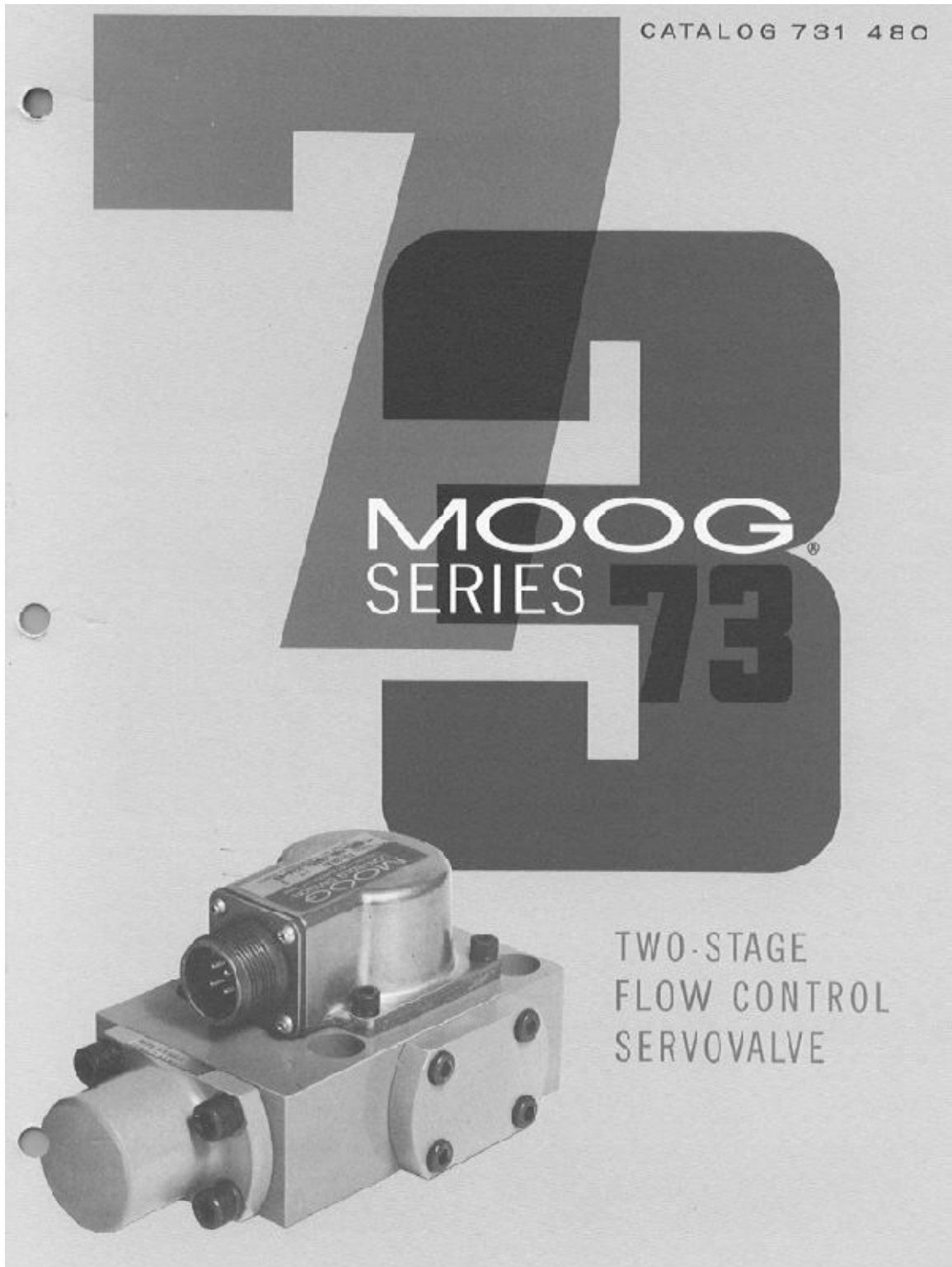
Fuente. <http://www.hellotrade.com/amber-instruments-uk/fatigue-rated-tension-compression-load-cell.html>

Las celdas de carga tienen diferentes denominaciones en dependencia del tipo de medición. Estas son:

Análoga

- Resistiva
- Digital
- Piezoeléctrica
- Wirele

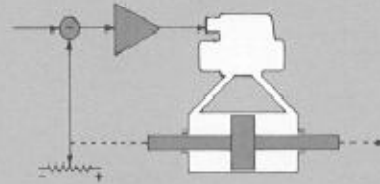
Anexo C. Catalogo Servo válvula MOOG Serie 73



MOOG SERIES 73 SERVOVALVE

The 73 Series is a high performance, two-stage design that covers the range of rated flows from 1 to 15 gpm at 1000 psi. These valves have a large field replaceable filter for first stage flow that insures long, trouble-free operation.

The output stage is a closed center, four-way, sliding spool. The pilot stage is a symmetrical double-nozzle and flapper, driven by a double air gap, dry torque motor. Mechanical feedback of spool position is provided by a simple cantilever spring. The valve design is simple and rugged for dependable, long life operation.



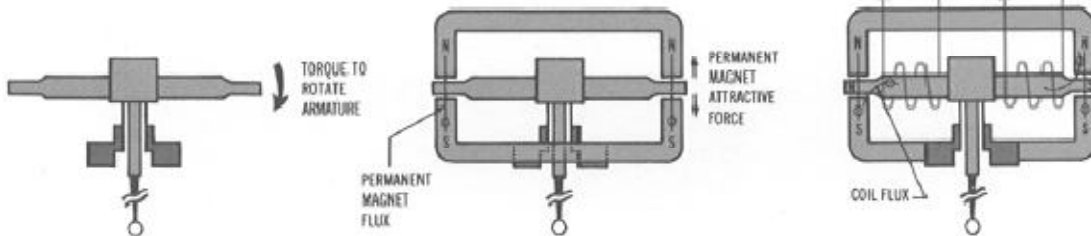
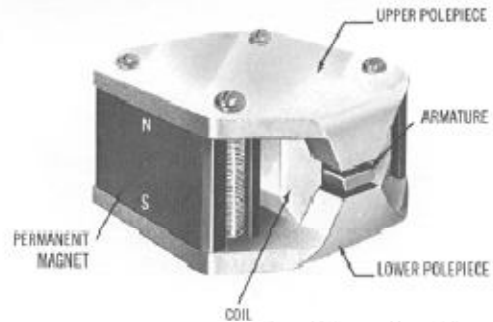
In a conventional closed loop position control system, valve flow is applied to a hydraulic piston which drives the load. Load position is measured electrically and fed back for comparison with a signal representing the desired position. The resulting error signal is amplified, providing current input to the valve to control flow.

- frictionless, flexure tube supported armature
- balanced, double coil, double air gap torque motor
- motor coils protected during thermal and vibration extremes by resilient potting
- mechanical feedback with simple cantilever spring
- o-ring floated, center pinned bushing with convenient null adjust
- optional fifth port for separate pilot supply

OPERATION

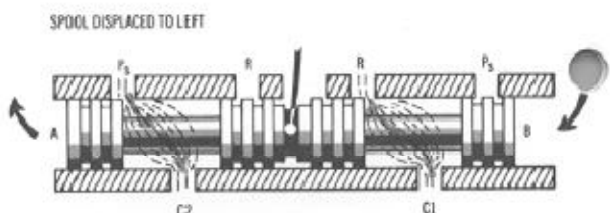
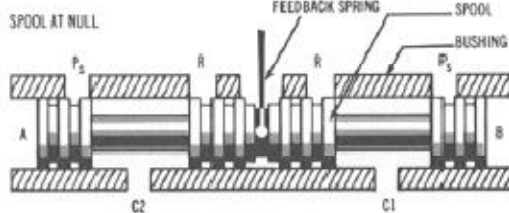
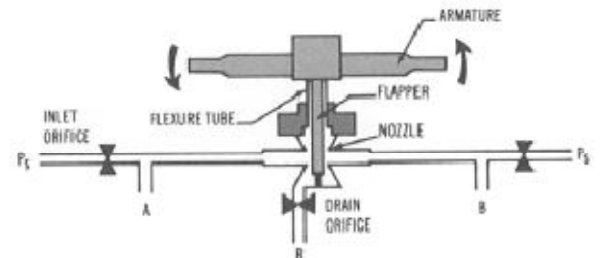
TORQUE MOTOR

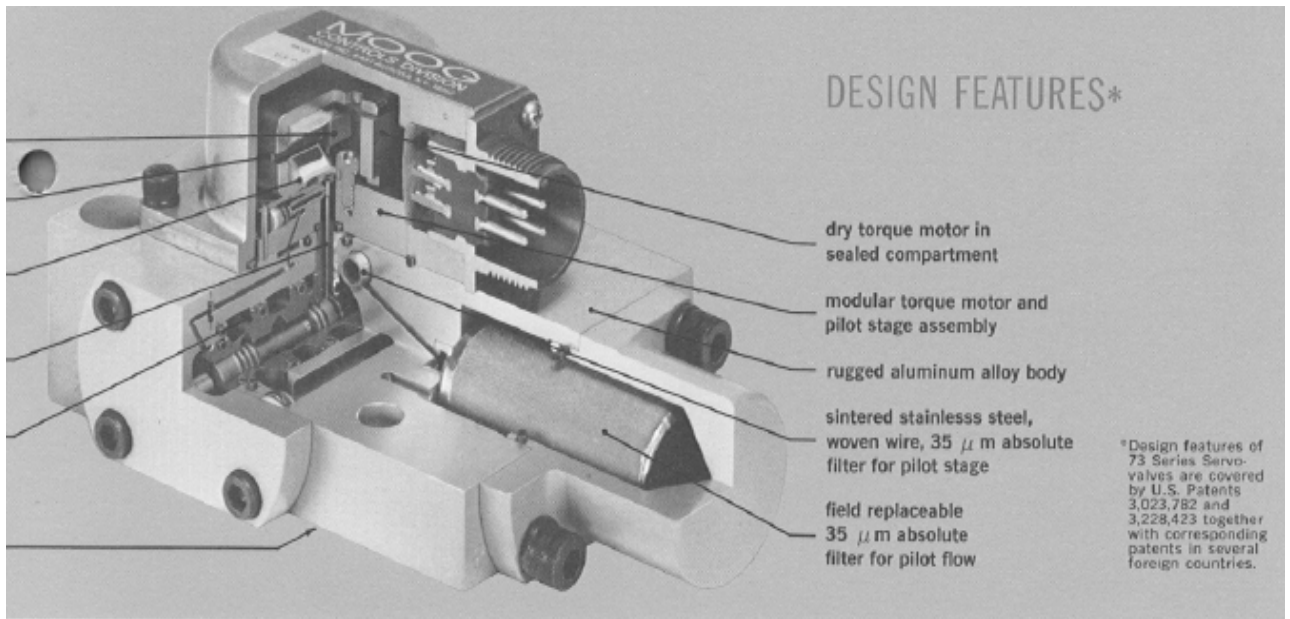
- charged permanent magnets polarize polepieces
- dc current in coils causes increased force in diagonally opposite air gaps
- magnetic charge level sets magnitude of decentering force gradient on armature



HYDRAULIC AMPLIFIER

- armature and flapper rigidly joined and supported by thin-wall flexure tube
- fluid continuously flows from supply pressure P_S , through both inlet orifices, past nozzles into flapper chamber, through drain orifice to return R
- rocking motion of armature/flapper throttles flow through one nozzle or the other
- this diverts flow to A or B (or builds up pressure if A and B are blocked)



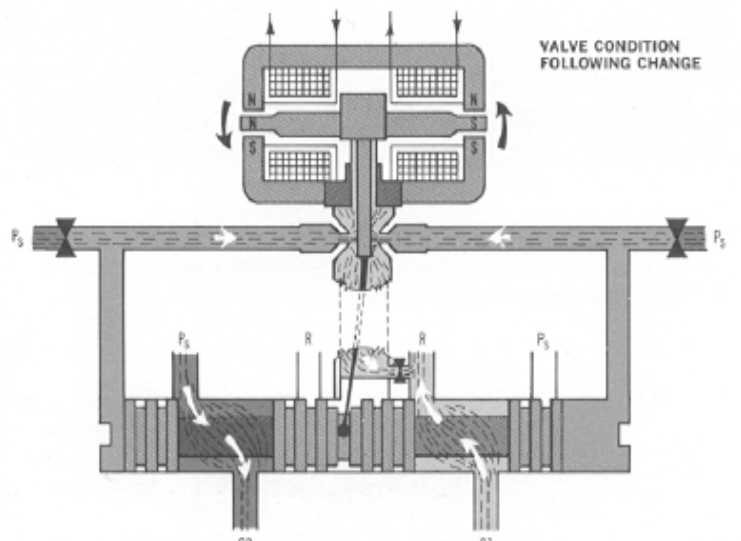
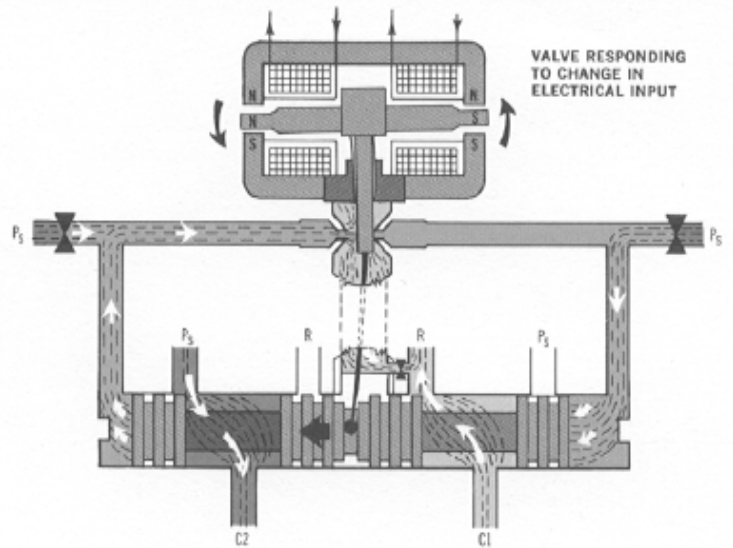


VALVE SPOOL

- 4-way spool slides in bushing (sleeve)
- bushing contains rectangular holes (slots) or annular grooves that connect to supply pressure P_S and return R
- at "null", spool is centered in bushing; spool lobes (lands) just cover P_S and R openings
- spool motion to either side of null allows fluid to flow from P_S to one control port, and from other control port to R

OPERATION

- electrical current in torque motor coils creates magnetic forces on ends of armature
- armature and flapper assembly rotates about flexure tube support
- flapper closes-off one nozzle and diverts flow to that end of spool
- spool moves and opens P_S to one control port; opens other control port to R
- spool pushes ball end of feedback spring, creating restoring torque on armature/flapper
- as feedback torque becomes equal to torque from magnetic forces, armature/flapper moves back to centered position
- spool stops at a position where feedback spring torque equals torque due to input current
- therefore, spool position is proportional to input current
- with constant pressures, flow to load is proportional to spool position



TERMINOLOGY

See Moog Technical Bulletin No. 117 for a complete discussion of servovalve terminology and test techniques.

ELECTRICAL

INPUT CURRENT The electrical current to the valve which commands control flow, expressed in milliamperes (ma).

RATED CURRENT The specified input current of either polarity to produce rated flow, expressed in milliamperes (ma). Rated current is specified for a particular coil connection (differential, series or parallel coils) and does not include null bias current.

QUIESCENT CURRENT A dc current that is present in each valve coil when using a differential coil connection. The polarity of the current in the two coils is reversed so that no signal input exists.

COIL IMPEDANCE The complex ratio of coil voltage to coil current. Coil impedance will vary with signal frequency, amplitude, and other operating conditions, but can be approximated by the dc coil resistance (ohms) and the apparent coil inductance (henrys) measured at a signal frequency.

DITHER An ac signal sometimes superimposed on the servovalve input to improve system resolution. Dither is expressed by the dither frequency (Hz) and the peak-to-peak dither current amplitude (ma).

HYDRAULIC

CONTROL FLOW The flow through the valve control ports to the load expressed in in³/sec (cis), or gal/min (gpm), or lit/min (lpm).

RATED FLOW The specified control flow corresponding to rated current and given supply and load pressure conditions. Rated flow is normally specified as the no-load flow and is expressed in cis, or gpm, or lpm.

FLOW GAIN The nominal relationship of control flow to input current, expressed as cis/ma, or gpm/ma, or lpm/ma.

NO-LOAD FLOW The control flow with zero load pressure drop, expressed in cis, or gpm, or lpm.

INTERNAL LEAKAGE The total internal valve flow from pressure to return with zero control flow (usually measured with control ports blocked), expressed in cis, or gpm, or lpm. Leakage flow will vary with input current, generally being a maximum at the valve null (called NULL LEAKAGE).

LOAD PRESSURE DROP The differential pressure between the control ports (that is, across the load actuator), expressed in lbs/in² (psi), or bar.

VALVE PRESSURE DROP The sum of the differential pressures across the control orifices of the servovalve spool, expressed in psi or bar. Valve pressure drop will equal the supply pressure, minus the return pressure, minus the load pressure drop $[P_V - (P_S - P_R) - P_L]$.

PERFORMANCE

LINEARITY The maximum deviation of control flow from the best straight line of flow gain. Expressed as percent of rated current.

SYMMETRY The degree of equality between the flow gain of one polarity and that of reversed polarity, measured as the difference in flow gain for each polarity and expressed as percent of the greater.

HYSTERESIS The difference in valve input currents required to produce the same valve output as the valve is slowly cycled between plus and minus rated current. Expressed as percent of rated current.

THRESHOLD The increment of input current required to produce a change in valve output. Valve threshold is usually measured as the current increment required to change from an increasing output to a decreasing output. Expressed as percent of rated current.

LAP In a sliding spool valve, the relative axial position relationship between the fixed and movable flow-metering edges with the spool at null. Lap is measured as the total separation at zero flow of straight line extensions of the nearly straight portions of the flow curve, drawn separately for each polarity. Expressed as percent of rated current.

PRESSURE GAIN The change of load pressure drop with input current and zero control flow (control ports blocked). Expressed as the nominal psi/ma or bar/ma throughout the range of load pressure between $\pm 40\%$ supply pressure.

NULL The condition where the valve supplies zero control flow at zero load pressure drop.

NULL BIAS The input current required to bring the valve to null, excluding the effects of valve hysteresis. Expressed as percent of rated current.

NULL SHIFT The change in null bias resulting from changes in operating conditions or environment. Expressed as percent of rated current.

FREQUENCY RESPONSE The relationship of no-load control flow to input current when the current is made to vary sinusoidally at constant amplitude over a range of frequencies. Frequency response is expressed by the amplitude ratio (in decibels, or db), and phase angle (in degrees), over a specific frequency range.

UNITS

Recommended English and Metric (SI) units for expressing servovalve performance include the following:

	English	Metric	Conversion
fluid flow	in ³ /sec (cis) gal/min (gpm)	liter/min (lpm)	0.98 lpm/cis 3.78 lpm/gpm
fluid pressure	lbs/in ² (psi)	bar	0.069 bar/psi
dimensions	inch (in)	millimeters (mm) micrometers (μ m)	25.4 mm/in 25400 μ m/in
mass	pounds (lb)	kilogram	0.454 kg/lb
force	pounds (lb)	Newtons (N)	4.45 N/lb
torque	lb-in	Newton-meters (N-m)	0.113 N-m/lb-in
temperature	degrees Fahrenheit ($^{\circ}$ F)	degrees Celsius ($^{\circ}$ C)	$^{\circ}$ C = 5/9 ($^{\circ}$ F - 32)

HYDRAULIC CHARACTERISTICS

Unless specified otherwise, all performance parameters are given for valve operation on Mobil 67E-24 fluid at 100° F (38°C).

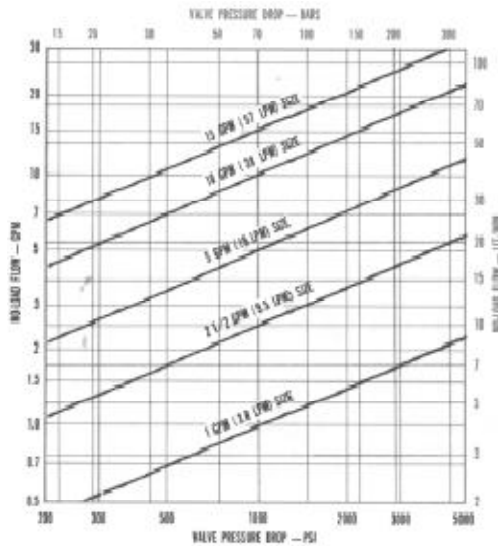


FIGURE 1 CHANGE IN RATED FLOW WITH PRESSURE

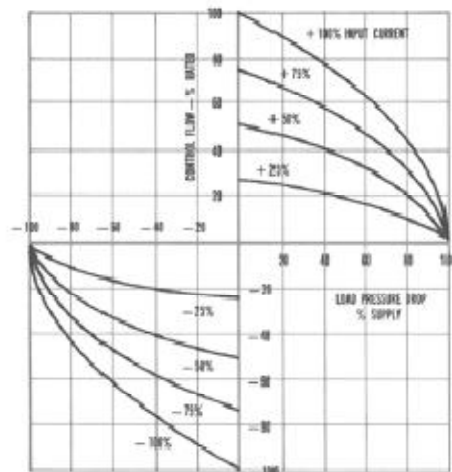


FIGURE 2 — CHANGE IN CONTROL FLOW WITH CURRENT AND LOAD PRESSURE

FLUID SUPPLY Series 73 Servovalves are intended to operate with constant supply pressure.

Supply Pressure

minimum 200 psi (14 bars)
 maximum standard 3000 psi (210 bars)
 maximum special order 5000 psi (350 bars)

Proof Pressure

at pressure port 150% supply
 at return port 100% supply

Fluid

petroleum base hydraulic fluids 60-450 SUS @ 100° F (10-97 cSt @ 38° C)

Buna N seals are standard;
 Viton A available on special order.

Supply filtration required 10µm nominal (25µm absolute) or finer recommended

Operating temperature.

minimum -40° F (-40° C)
 (unless limited by fluid viscosity ≤ 6000 SUS or 1300 cSt)
 (≤ 1300 cSt)
 maximum + 275° F (+ 135° C)
 (unless limited by fluid temperature rating)

RATED FLOW Flow specified below is the full valve control flow with either ±100% electrical input when operating with supply and load pressure conditions that give 1000 psi (70 bars) valve drop. Control flow will saturate in higher flow models due to pressure drop in internal passages.

Five valve models are available from stock:

Valve Model	Flow with 1000 psi (70 bars) Supply			
	Rated Flow		Internal Leakage	
	GPM	Lit/Min	GPM	Lit/Min
73-100	1	3.8	< 0.17	< 0.66
73-101	2.5	9.5	< 0.22	< 0.83
73-102	5	19	< 0.35	< 1.32
73-103	10	38	< 0.35	< 1.32
73-104	15	57	< 0.35	< 1.32

Rated flow for other valve pressure drop conditions is given in Figure 1. Flow with various combinations of supply pressure and load pressure drop can be determined by calculating the valve pressure drop.

$$P_V = (P_S - P_R) - P_L$$

P_V = valve pressure drop
 P_S = supply pressure
 P_R = return pressure
 P_L = load pressure drop

FLOW-LOAD CHARACTERISTICS Control flow to the load will change with load pressure drop and electrical input as shown in Figure 2. These characteristics follow closely the theoretical square-root relationship for sharp-edged orifices, which is

$$Q_L = K i \sqrt{P_V}$$

Q_L = control flow
 K = valve sizing constant
 i = input current
 P_V = valve pressure drop

PERFORMANCE CHARACTERISTICS

Unless specified otherwise, all performance parameters are given for valve operation on Mobil DTE-24 fluid at 100°F (38°C).

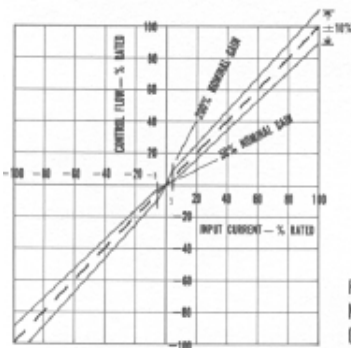


FIGURE 3
NO-LOAD FLOW
GAIN TOLERANCES

FLOW GAIN The no-load flow characteristics of a Series 73 servovalve can be plotted to show flow gain, symmetry, and linearity. Typical limits (excluding hysteresis effects) are shown in Figure 3.

LINEARITY The nonlinearity of control flow to input current will be most severe in the null region due to variations in the spool null cut. With standard production tolerances valve flow gain about null (within $\pm 5\%$ of rated current input) may range from 50 to 200% of the normal flow gain.

- RATED FLOW TOLERANCE** $\pm 10\%$
- SYMMETRY** $< 10\%$
- HYSTERESIS** $< 3\%$
- THRESHOLD** $< \frac{1}{2}\%$

SPOOL DRIVING FORCES

The maximum hydraulic force available to drive the second-stage spool will depend upon the supply pressure, and the hydraulic amplifier pressure gradient. The normal first-stage configuration for a Series 73 Servovalve will produce a spool driving force gradient which exceeds 1 lb/% (0.4 daN/%) input current with a 3000 psi (210 bars) supply. This gradient will be reduced about 30% when operating on a 1000 psi (70 bars) supply. The maximum spool driving force with 3000 psi (210 bars) supply is 150 pounds (67 daN).

PRESSURE GAIN The blocked load differential pressure will change rapidly from one limit to the other as input current causes the valve spool to traverse the null region. Normally the pressure gain at null for Series 73 Servovalves exceeds 30% of supply pressure for 1% of rated current and can be as high as 80%.

NULL externally adjustable

NULL SHIFT

With Temperature	100°F variation (56°C)	$< \pm 2\%$
With Acceleration	to 10 g	$< \pm 2\%$
With Supply Pressure	80% to 110% nominal	$< \pm 2\%$
With Quiescent Current	50% to 100% rated current	$< \pm 2\%$
With Back Pressure	0% to 20% of supply	$< \pm 2\%$

FREQUENCY RESPONSE Typical response characteristics for Series 73 servovalves are shown in Figures 4 and 5. Servovalve frequency response will vary with signal amplitude, supply pressure, temperature, and internal valve design parameters. The variation in response with supply pressure, as expressed by the change in frequency of the 90° phase point, is given in Figure 6.

STEP RESPONSE Typical transient response of 73 Series servovalves is given in Figure 7. The straight-line portion of the response represents saturation flow from the pilot stage which will increase with higher supply pressures.

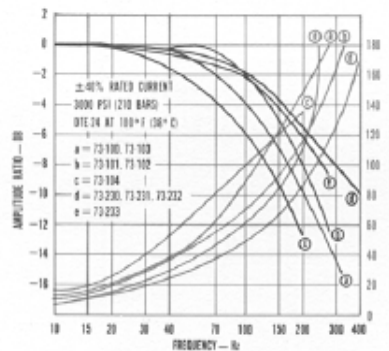


FIGURE 4 REDUCED AMPLITUDE FREQUENCY RESPONSE

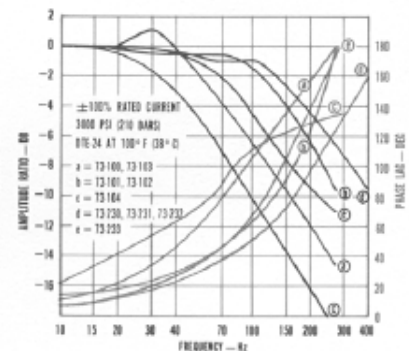


FIGURE 5 FULL AMPLITUDE FREQUENCY RESPONSE

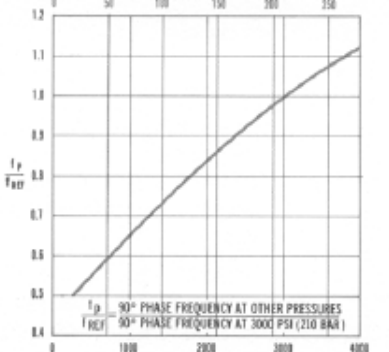


FIGURE 6 RELATIONSHIP BETWEEN PHASE AND SUPPLY PRESSURE

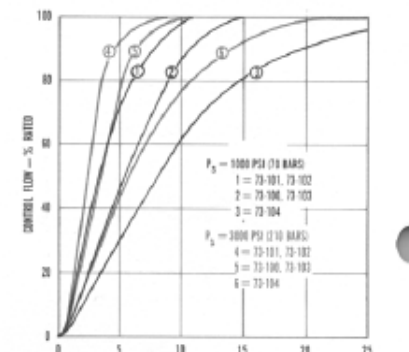


FIGURE 7 STEP RESPONSE

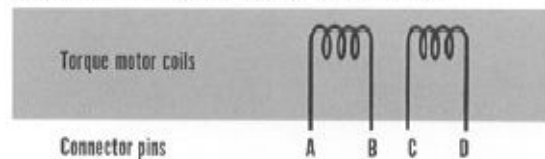
ELECTRICAL CHARACTERISTICS

RATED CURRENT & COIL RESISTANCE

A variety of coils are available for 73 Series Servovalves, so there is a wide choice of rated current. See Table I. It is possible to derate a coil to give a lower rated current than listed, thus rated current may be 8 ma differential for a 1000 ohm/coil valve.

Also, 73 Series valves can be supplied with internal resistors to give higher resistance for a given rated current. Thus 670 ohm resistors with 130 ohm coils will give 30 ma rated differential current with 800 ohm/coil.

STANDARD ELECTRICAL CONFIGURATION



External connections and electrical polarity for flow out C2 are

- single coil: A+, B-; or C+, D-
- series coils: tie B to C; A+, D-
- parallel coils: tie A to C and B to D;
A & C+, B & D-

COIL CONNECTIONS A four-pin electrical connector (that mates with a MS3106-14S-2S) is standard. All four torque motor leads are available at the connector so external connections can be made for series, parallel, or differential operation.

73 Series Servovalves can be supplied on special order with other connectors. Also the coils can be wired internally for 2 or 3-wire operation.

SERVOAMPLIFIER The servovalve responds to input current, so a servoamplifier that has high internal impedance (as obtained with current feedback) should be used. This will reduce the effects of coil inductance and will minimize changes due to coil resistance variations.

DITHER A small amplitude dither signal may be used to improve system performance. If used it is recommended that dither frequency be 200 to 400 Hz and less than 20% rated current amplitude.

COIL IMPEDANCE The resistance and inductance of standard coils are given in the Table below. The two coils in each servovalve are wound for equal turns with a normal production tolerance on coil resistance of $\pm 12\%$. Copper magnet wire is used, so the coil resistance will vary significantly with temperature. The effects of coil resistance changes can be essentially eliminated through use of a current feedback servoamplifier having high output impedance.

Inductance is determined under pressurized operating conditions and is greatly influenced by back emf's of the torque motor. These effects vary with most operating conditions, and vary greatly with signal frequencies above 100 Hz. The apparent coil inductance values given are determined at 50 Hz.

Table I. Available Coils for 73 Series Servovalves

NOMINAL RESISTANCE PER COIL AT 70° F (21° C) OHMS	RECOMMENDED RATED CURRENT — MA		APPROXIMATE COIL INDUCTANCE — HENRYS			
	Differential, Parallel or Single Coil Configuration	Series Coils	Single Coils	Differential* Coils	Series Coils	Parallel Coils
22	200	100	0.07	0.10	0.21	0.06
40	50	25	0.12	0.19	0.36	0.10
**80	40	20	0.22	0.34	0.66	0.18
130	30	15	0.37	0.58	1.1	0.30
200	20	10	0.72	1.1	2.2	0.59
500	15	7.5	1.3	2.1	4.1	1.1
1000	10	5	3.2	5.0	9.7	2.6
1500	8	4	4.1	6.4	12.5	3.4

*Inductance per coil with differential operation (class A push-pull).
**Coil supplied in standard models.

STANDARD MODELS

Moog maintains five different models of the 73 Series servovalve in stock. Characteristics of these stock models are controlled for optimum system performance in usual applications.

These stock valves are made in production quantities, so each user gains the cost and technical advantages of an established production design.

STANDARD DESIGNS ARE AVAILABLE AS INDICATED BELOW

RATED FLOW		MODELS CARRIED IN STOCK		STANDARD DESIGN MODELS					
● 1000 psi (70 bars) Supply		3000 psi (210 bars) Maximum Supply		3000 psi (210 bars) Maximum Supply			5000 psi (350 bars) Maximum Supply		
Gpm	Lit/Min	200 Ω/Coil 15 ma Diff.	80 Ω/Coil 40 ma Diff.	22 Ω/Coil 200 ma Diff.	1000 Ω/Coil 8 ma Diff.	1000 Ω/Coil 10 ma Diff.	High Response 80 Ω/Coil 40 ma Diff.	200 Ω/Coil 15 ma Diff.	80 Ω/Coil 40 ma Diff.
1	3.8	73-100		73-177	73-190		73-230	73-222	
2½	9.5	73-101		73-178	73-191		73-231	73-223	
5	19	73-102		73-161	73-192		73-232	73-224	
10	38	73-103		73-179	73-193		73-233	73-225	
15	57		73-104	73-180		73-194			73-234

ACCESSORIES

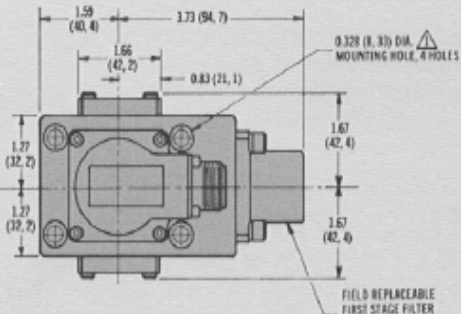
ORDER PART NUMBER

FLUSHING BLOCK..... 100-23718-1

ADAPTER MANIFOLD for ¾-inch tubing,
4 ports (SAE industrial
straight threads).....100-43586-1

REPLACEMENT FILTER CARTRIDGE 071-22050

MATING ELECTRICAL CONNECTOR
MS3106-14S-2S..... 061-49054F14S-2S



INSTALLATION DETAILS

▲ Suggested mounting screws: ¾, 18 x 1½" long, socket head cap screws (M8 x 40).

2. Surface to which valve is mounted requires ½/ finish, (▽▽▽) flat within 0.001 (0,02) TIR.

▲ Ports P, R, 1, and 2: 0.312 (7,92) dia. port "O" rings: 0.070 (1,78) sect. x 0.426 (10,82) I.D.

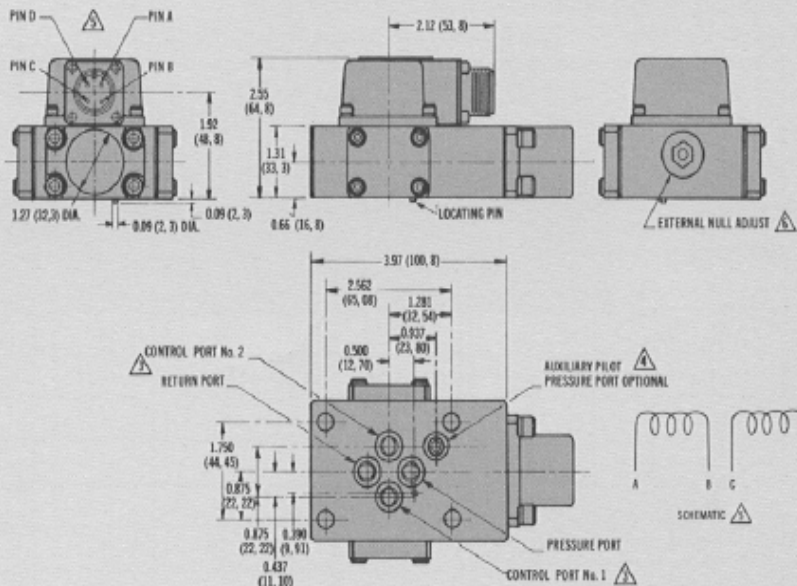
▲ Valves are supplied with provisions for either internal or external pressurization of first stage through aux. pressure port; aux. port dia.: 0.213 (5,41); aux. port "O" ring: 0.070 (1,78) sect. x 0.364 (9,25) I.D.

▲ Electrical connector mates with MS3106-14S-2S, or equivalent.

▲ Null adjust: flow out port 2 is obtained with clockwise rotation of null adjust screw.

7. Compressed oil volume for one piston port: 0.117 in.³ (2,97 cm³)

8. Dimensions in parenthesis are in millimeters.



MOOG

INC., INDUSTRIAL DIVISION,

EAST AURORA, NEW YORK 14052 716/652-2000 TWX-710 264 1442 TELEX 91-9144

Anexo D. Catalogo Transductor de Posición

TRANSDUCTOR LINEAL DE POSICION POSITION LINEAR TRANSDUCER

PL

- CAMPO DE MEDIDA DE 50 mm HASTA 1.000 mm.
- ELEVADA PRECISION
- ELEVADA RESOLUCION (0,01mm).
- EXCELENTE REPETIBILIDAD.
- VIDA EXTREMADAMENTE LARGA.
- BAJO PRECIO.

- ◆ MEASUREMENT RANGE 50 mm TO 1.000 mm.
- ◆ HIGH ACCURACY .
- ◆ HIGH RESOLUTION (0,01 mm).
- ◆ EXCELLENT REPEATABILITY.
- ◆ VERY LONG LIFE.
- ◆ LOW COST.



CARACTERISTICAS PRINCIPALES

Los transductores lineales de posición serie PL son potenciómetros para aplicaciones industriales. Su precisión y su linealidad, juntas con su estructura compacta y robusta, hacen que estén particularmente adaptados para su uso en máquinas de termoplástico, madera, mármol, laminación y todas aplicaciones de medidas de posición. Su montaje es muy fácil y presentan una sencilla intercambiabilidad con modelos de otros fabricantes.

GENERAL SPECIFICATIONS

PL serie position linear transducers are potentiometers for industrial applications. Their characteristics like precision, linearity, compactness and robustness are well suited for plastic, wood, marble, metal sheet machinery and every applications with absolute measurements of position or displacement. Mounting is very easy and they are interchangeable with other manufacturers' models.

CARACTERISTICAS TECNICAS

TECHNICAL SPECIFICATIONS

Type designations	PL 50	PL 100	PL 150	PL 200	PL 250	PL 300	PL 350	PL 400	PL 500	PL 600	PL 750	PL 900	PL 1000			
Electrical Data																
Nominal electrical range (NER)	50	100	150	200	250	300	350	400	500	600	750	900	1000	mm		
Real electrical stroke (RES)	≥ 51	101	151	201	251	301	351	401	501	601	751	901	1001	mm		
Nominal resistance	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	10	10	10	KΩ		
Resistance tolerance (20°C)														± 20	%	
Independent linearity														± 0,1	%	
Repeatability														± 0,01	%	
Maximum power rating (70°C)	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,4	3,0	3,6	4,0	W		
Wiper current														Recommended : < 1 µA - Maximum continuous : 1 mA		
Insulation resistance														≥ 10 MΩ - 500 VDC		
Dielectric strength														≥ 1000 Vrms - 50 Hz		
Mechanical Data																
Body length (BL)	≤ 125	175	225	275	325	375	425	475	575	675	825	975	1075	mm		
Mechanical stroke (MS)	≥ 56	106	156	206	256	306	356	406	506	606	756	906	1006	mm		
Body														Anodized aluminum		
Shaft (free rotation)														Stainless steel		
Operating force														7,5 N typical		
Electrical connections														4 pole socket DIN 43650 (hydraulic type)		
Fixings														By sliding brackets		
Total weight	~ 220	280	340	400	460	520	580	600	720	840	1020	1200	1320	g		
Environmental Data																
Life														100 millions cycles typical		
Temperature range														-50 + +120 °C		
Operating speed (max)	≤														10 m/s	
Operating acceleration (max)	≤														200 (20 g) m/s ²	
Sine vibration (3 axes)														1,5mm peak to peak 0 +10Hz / 15g 10 +2.000Hz		
Mechanical shocks (3 axes)														50 g - 11 ms - half sine		
Protection class														IP 50		

NOTA: cada potenciómetro viene provisto de 2 bridas de fijación y conector de 4 polos DIN 43650.

NOTE: every linear transducer is supplied with two sliding brackets and one four-poles socket DIN 43650.

Anexo E. Catalogo Transductor de Presión

Instrumentos para medida de presión SITRANS P Transmisores de presión relativa y absoluta

Serie Z para presión relativa y absoluta

Sinopsis



Transmisor de presión SITRANS P, serie Z para presión relativa y absoluta (7MF1564-...)

El transmisor SITRANS P de la serie Z (7MF1564 ...) mide la presión relativa y absoluta y el nivel de líquidos y gases.

Beneficios

- Alta precisión de medida
- Caja robusta de acero inoxidable
- Para fluidos corrosivos y no corrosivos
- Para medir la presión de gases, líquidos y vapores
- Célula de medida con compensación de temperatura
- Diseño compacto

Gama de aplicación

El transmisor de la serie Z para presión relativa y absoluta (7MF1564-...) se utiliza en primer lugar en los siguientes sectores industriales:

- Industria química
- Industria farmacéutica
- Industria alimenticia
- Fabricación de maquinaria
- Construcción naval
- Abastecimiento de agua

Construcción

La construcción del transmisor de presión depende del rango de medida.

Rango de medida < 1 bar (< 14.5 psi)

Componentes principales:

- Caja de acero inoxidable con célula de medida de silicio (con membrana de acero inoxidable, con compensación de temperatura) y módulo electrónico
- Conexión al proceso de acero inoxidable en diversas variantes (ver Datos de selección y pedido)
- Conexión eléctrica mediante conectores de enchufe según DIN 43650 con pasacables M16 x 1.5, 1/2-14 NPT o con conectores macho redondos M12.

El transmisor de presión con el rango nominal de medida de < 1 bar (< 14.5 psi) está disponible con y sin protección contra explosiones.

Rango de medida ≥ 1 bar (≥ 14.5 psi)

Componentes principales:

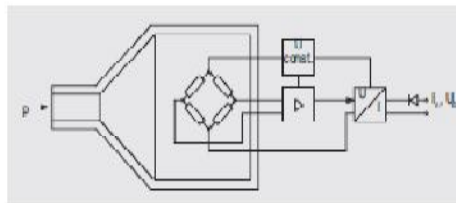
- Caja de acero inoxidable con célula de medida en cerámica y módulo electrónico. La célula de medida en cerámica con compensación de temperatura tiene una galga extensométrica de película fina, la cual está alojada en una membrana cerámica. La membrana cerámica puede utilizarse también con fluidos corrosivos.
- Conexión al proceso de acero inoxidable en diversas variantes (ver Datos de selección y pedido)
- Conexión eléctrica mediante conectores de enchufe según DIN 43650 con pasacables M16 x 1.5, 1/2-14 NPT o con conectores macho redondos M12.

El transmisor de presión con el rango nominal de medida de ≥ 1 bar (≥ 14.5 psi) está disponible con y sin protección contra explosiones.

Funciones

El transmisor de presión mide la presión relativa y absoluta y el nivel en líquidos y gases.

Funcionamiento



Transmisor de presión SITRANS P, serie Z (7MF1564-...), diagrama de función

El funcionamiento del transmisor de presión depende del rango de medida.

Rango de medida < 1 bar (< 14.5 psi)

La célula de medida de silicio del transmisor de presión está dotada de un puente de resistencias piezoeléctricas, al cual la presión de servicio "p" se transmite por aceite de silicona y una membrana de acero inoxidable.

La tensión de salida de la célula de medida se conduce hacia el amplificador y se transforma en una señal de salida tipo corriente de 4 a 20 mA. La corriente de salida es linealmente proporcional a la presión de entrada.

Rango de medida ≥ 1 bar (≥ 14.5 psi)

La célula de medida de película fina dispone de un puente de resistencias de película fina, al cual la presión de servicio "p" se transmite a través de una membrana cerámica.

La tensión de salida de la célula de medida se conduce hacia el amplificador y se transforma en una señal de salida tipo corriente de 4 a 20 mA o en una tensión de salida de 0 a 10 V DC.

La corriente y la tensión de salida son linealmente proporcionales a la presión de entrada.

Instrumentos para medida de presión SITRANS P

Transmisores de presión relativa y absoluta

Serie Z para presión relativa y absoluta

Datos técnicos

Transmisor de presión SITRANS P, serie Z para presión relativa y absoluta y para nivel

Funcionamiento

- Rango de medida < 1 bar (< 14,5 psi) piezoresistivo
- Rango de medida ≥ 1 bar (≥ 14,5 psi) galga extensométrica de película fina

Entrada

- Magnitud de medida: presión relativa y absoluta
- Rango de medida:
- presión relativa
 - métrico: 0 ... 400 bar g (0 ... 5802 psi g)
 - rango de medida para EE.U.U.: 0 ... 6000 psi g
 - presión absoluta
 - métrico: 0 ... 16 bar a 10 ... 232 psi a
 - rango de medida para EE.U.U.: 0 ... 300 psi a

Salida

- Señal de salida:
- Señal de salida de corriente: 4 ... 20 mA
 - Señal de salida de tensión (solo rango de medida ≥ 1 bar (14,5 psi)): 0 ... 10 V DC

Precisión de medida

- según EN 60770-1
- Desviación de medida (a 25 °C ó 77 °F, desviación de característica, histéresis y repetibilidad incluidas): 0,25% del fondo, típico
- Tiempo de ajuste T_{90} : < 0,1 s
- Deriva a largo plazo:
- Inicio de medida: 0,25% del fondo/año
 - Fin de medida: 0,25% del fondo/año
- Influencia de la temperatura ambiente:
- Inicio de medida: 0,25%/10 K del valor de fin de escala
 - Fin de medida: 0,25%/10 K del valor de fin de escala

Condiciones de aplicación

- Temperatura del fluido a medir: -30 °C ... +120 °C (-22 ... +248 °F)
- Temperatura ambiente: -25 °C ... +85 °C (-13 ... +185 °F)
- Temperatura de almacenamiento: -50 °C ... +100 °C (-58 ... +212 °F)
- Grado de protección según EN 60529: IP35

Construcción mecánica

Peso: ≈ 0,25 kg (≈ 0,55 lb)

Material de las partes en contacto con el fluido:

- Célula de medida
 - Rango de medida < 1 bar (< 14,5 psi): Acero inox., N° de mat. 1.4571/316Ti
 - Rango de medida ≥ 1 bar (≥ 14,5 psi): Al₂O₃ - 96 %
- Conexión al proceso: Acero inox., N° de mat. 1.4571/316Ti
- Junta anular: Viton
- Conexión al proceso: ver datos de selección y pedido

Alimentación auxiliar U_A

Tensión en bornes del transmisor

- para salida de corriente: 10 ... 36 V DC
- para salida de tensión (solo rango de medida ≥ 1 bar (14,5 psi)): 15 ... 36 V DC

Certificados y homologaciones

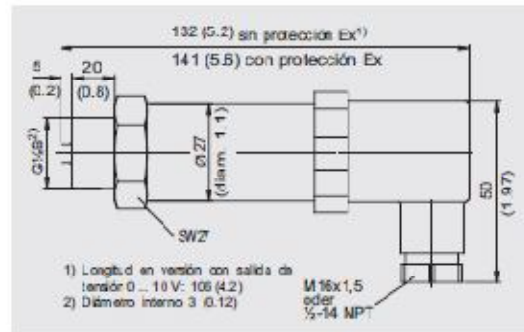
Clasificación según la Directiva de aparatos a presión (97/23/CE): Para gases del Grupo de fluidos 1 y líquidos del Grupo de fluidos 1; cumple los requisitos según artículo 3, sección 3 (prácticas de la buena ingeniería)

Protección contra explosiones

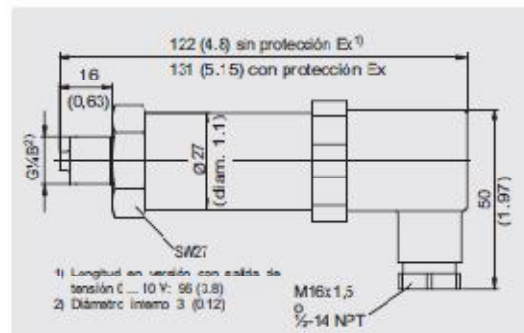
- seguridad intrínseca "i" (solo para salida de corriente): TÜV C2 ATEX 1953X
- identificación: Ex II 1/2G EEx ia IIC T4
- seguridad intrínseca "T.I.I.S." (solo para salida de corriente): solicitada

Lloyd's Register of Shipping: Certificate No. 03/300C3

Croquis acotados



Transmisores 7MF1564... con conexión al proceso G 1/2" exterior, medidas en mm (pulgadas)



Transmisores 7MF1564... con conexión al proceso G 1/4" exterior, medidas en mm (pulgadas)

Anexo F. Datasheet Tarjeta DAQ



Ventas
Colombia
01 800 9133097
orders@ni.com

NI USB-6211

DAQ Multifunción de la Serie M de 16 bits, 250 kS/s, Energizado por Bus

- 16 entradas analógicas (16 bits, 250 kS/s)
- 2 salidas analógicas (16 bits a 250 kS/s), 4 entradas digitales, 4 salidas digitales, contadores de 32 bits
- Energizado por bus USB para una mayor movilidad, conectividad de señal integrada
- NI signal streaming para transferencia de datos bidireccional a alta velocidad en ISR; la versión OEM está disponible
- Compatible con LabVIEW, LabWindows™/CVI y Measurement Studio para Visual Studio .NET
- Software controlador NI-DAQmx y software interactivo NI LabVIEW SignalExpress LE para registro de datos



Información General

El módulo USB-6211 de National Instruments es un módulo de adquisición de datos (DAQ) multifunción de la Serie M energizado por bus USB *y optimizado para una precisión superior a velocidades de muestreo más altas. Ofrece 16 entradas analógicas, velocidad de muestreo de un solo canal a 250 kS/s, dos salidas analógicas, cuatro líneas de entrada digital, cuatro líneas de salida digital, cuatro rangos de entrada programable (de ± 0.2 V a ± 10 V) por canal, disparo digital *y* dos contadores/temporizadores.*

El módulo NI USB-6211 está diseñado específicamente para aplicaciones móviles o con restricciones de espacio. La instalación plug-and-play *minimiza el tiempo de configuración *y* montaje mientras que la conectividad directa con terminal de tornillo mantiene los precios bajos *y* simplifica las conexiones de señal. Este producto no requiere potencia externa.*

Este módulo también cuenta con la nueva tecnología NI Signal Streaming la cual permite transferencia de datos bidireccional a alta velocidad parecida a DMA a través del bus USB. Para *mas* información sobre NI Signal Streaming, consulte la sección de Recursos.

Cada módulo cuenta con una versión OEM. Consulte la sección de recursos o use el menú de la izquierda para obtener información técnica *y* precios.

Software Controlador

El software de servicios de medida *y* controlador NI-DAQmx le dan interfaces de programación *y* configuración fáciles de usar con características como el DAQ Assistant para *afinar* o reducir el tiempo de desarrollo. Busque la información en la sección de Recursos para aprender más sobre el software controlador o para descargar un controlador. Los dispositivos de la Serie M no son compatibles con el controlador tradicional NI-DAQ (Legado).

Software de Aplicación

Cada tarjeta de adquisición de datos de la Serie M incluye una copia del software de registro de datos NI LabVIEW SignalExpress LE así usted puede *adquirir, analizar *y* presentar datos rápidamente sin programación. Además de LabVIEW SignalExpress, los dispositivos de adquisición de datos de la Serie M son compatibles con las siguientes versiones (o posteriores) del software de aplicaciones - LabVIEW 7.1, LabWindows/CVI 7.x o Measurement Studio 7.x. Los dispositivos de adquisición de datos de la Serie M también son compatibles con Visual Studio .NET, C/C++ *y* Visual Basic 6.*

La marca LabWindows se usa bajo una licencia de Microsoft Corporation.

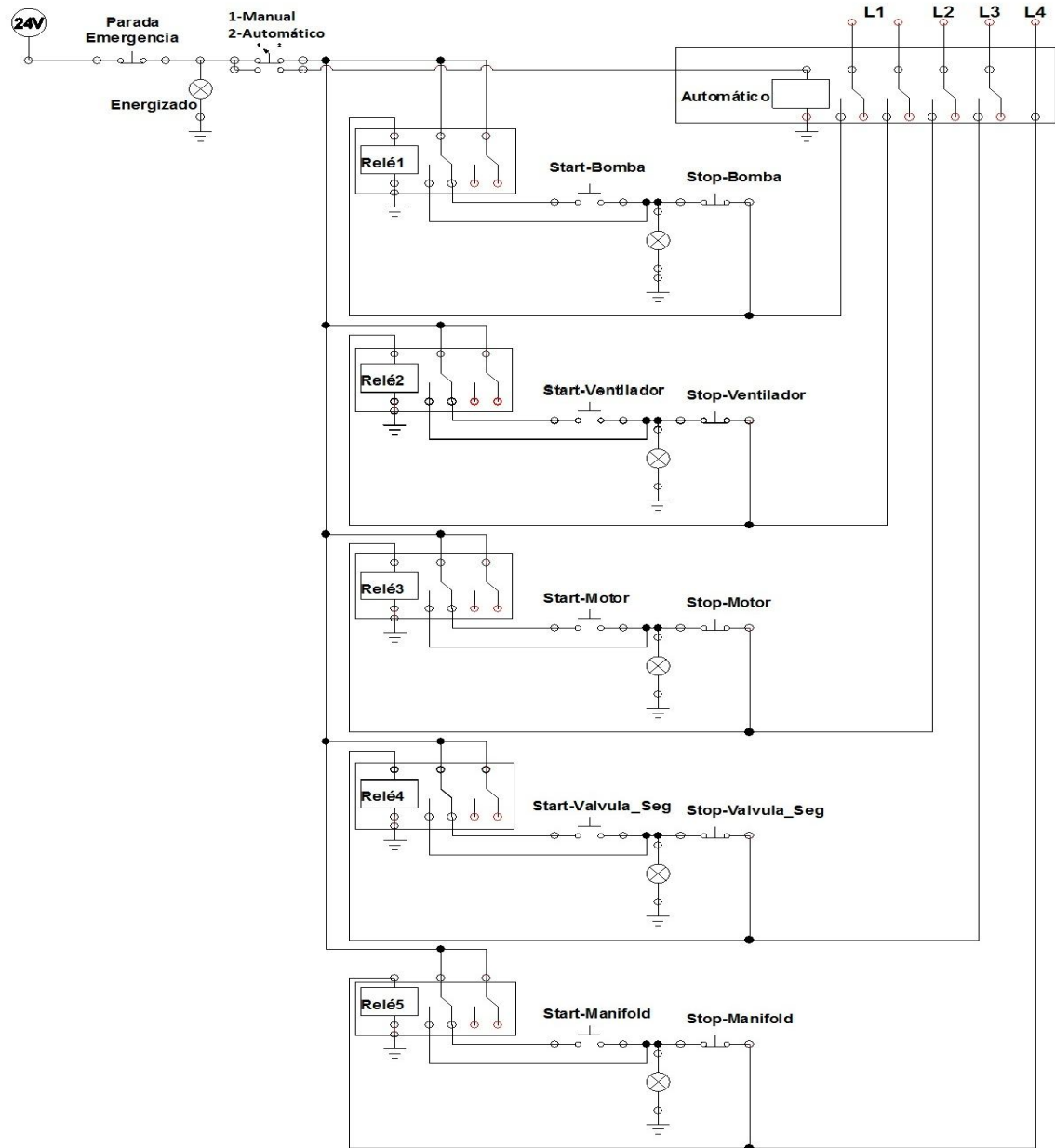
Resumen de Especificaciones

General	
Producto	USB-6211
Familia de Productos	DAQ Multifunción
Formato Físico	USB
Número de Parte	779676-01
Sistema Operativo/Objetivo	Linux , Mac OS , Windows
Familia de Productos DAQ	Serie M
Tipos de Medida	Voltaje
Compatibilidad con RoHS	Sí
Entrada Analógica	
Canales	16 , 8
Canales de una sola terminal	16
Canales Diferenciales	8
Resolución	16 bits
Velocidad de Muestreo	250 kS/s
Máx. Voltaje de Entrada Analógica	10 V
Rango de Voltaje Máximo	-10 V , 10 V
Precisión Máxima del Rango de Voltaje	2.69 mV
Sensibilidad Máxima del Rango de Voltaje	91.6 μ V
Rango de Voltaje Mínimo	-200 mV , 200 mV
Mínima Precisión del Rango de Voltaje	0.088 mV
Mínima Sensibilidad del Rango de Voltaje	4.8 μ V
Número de Rangos	4
Muestreo Simultáneo	No
Memoria Interna	4096 muestras
Salida Analógica	
Canales	2
Resolución	16 bits

Máx. Voltaje de Entrada Analógica	10 V
Rango de Voltaje Máximo	-10 V , 10 V
Precisión Máxima del Rango de Voltaje	3.512 mV
Rango de Voltaje Mínimo	-10 V , 10 V
Mínima Precisión del Rango de Voltaje	3.512 mV
Razón de Actualización	250 kS/s
Capacidad de Corriente Simple	2 mA
Capacidad de Corriente Total	4 mA
E/S Digital	
Canales Bidireccionales	0
Canales de Entrada Únicamente	4
Canales de Salida Únicamente	4
Número de Canales	4 , 0
Temporización	Software
Niveles Lógicos	TTL
Entrada de Flujo de Corriente	Sinking
Salida de Flujo de Corriente	Sourcing
Filtros de Entrada Programables	No
¿Soporta Estados de Encendido Programables?	Sí
Capacidad de Corriente Simple	16 mA
Capacidad de Corriente Total	50 mA
Temporizador Watchdog	No
¿Soporta Protocolo de Sincronización para E/S?	No
¿Soporta E/S de Patrones?	No
Máximo Rango de Entrada	0 V , 5.25 V
Máximo Rango de Salida	0 V , 3.8 V
Contadores/Temporizadores	
Número de Contadores/Temporizadores	2
Operaciones a Búfer	Sí

Eliminación de Rebotes	Sí
Sincronización GPS	No
Rango Máximo	0 V , 5.25 V
Frecuencia Máxima de la Fuente	80 MHz
Generación de Pulso	Sí
Resolución	32 bits
Estabilidad de Tiempo	50 ppm
Niveles Lógicos	TTL
Especificaciones Físicas	
Longitud	16.9 cm
Ancho	9.4 cm
Altura	3.1 cm
Conector de E/S	Terminales de tomillo
Temporización/Disparo/Sincronización	
Disparo	Digital

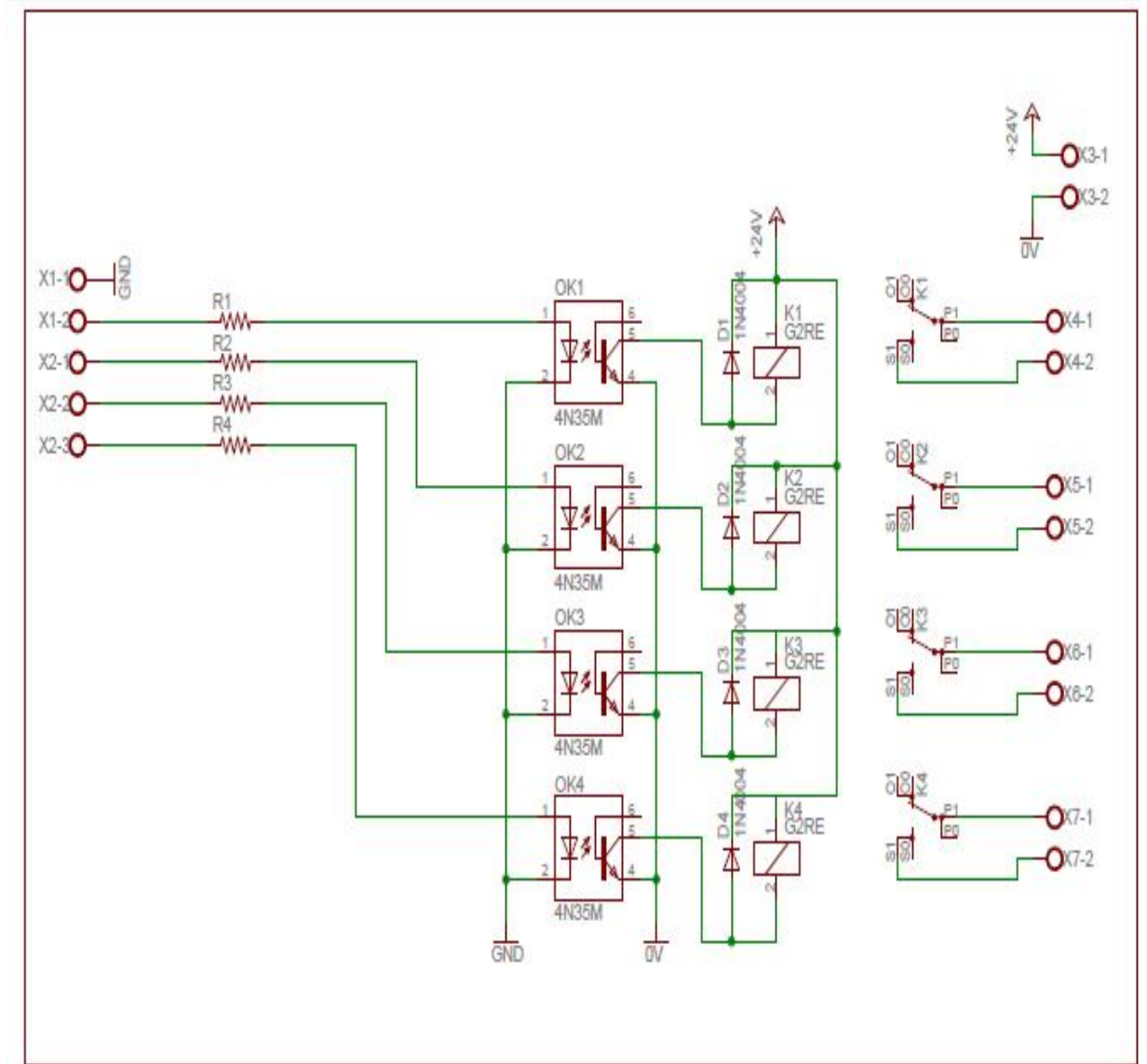
Anexo H. Plano Eléctrico



Fuente. Autores

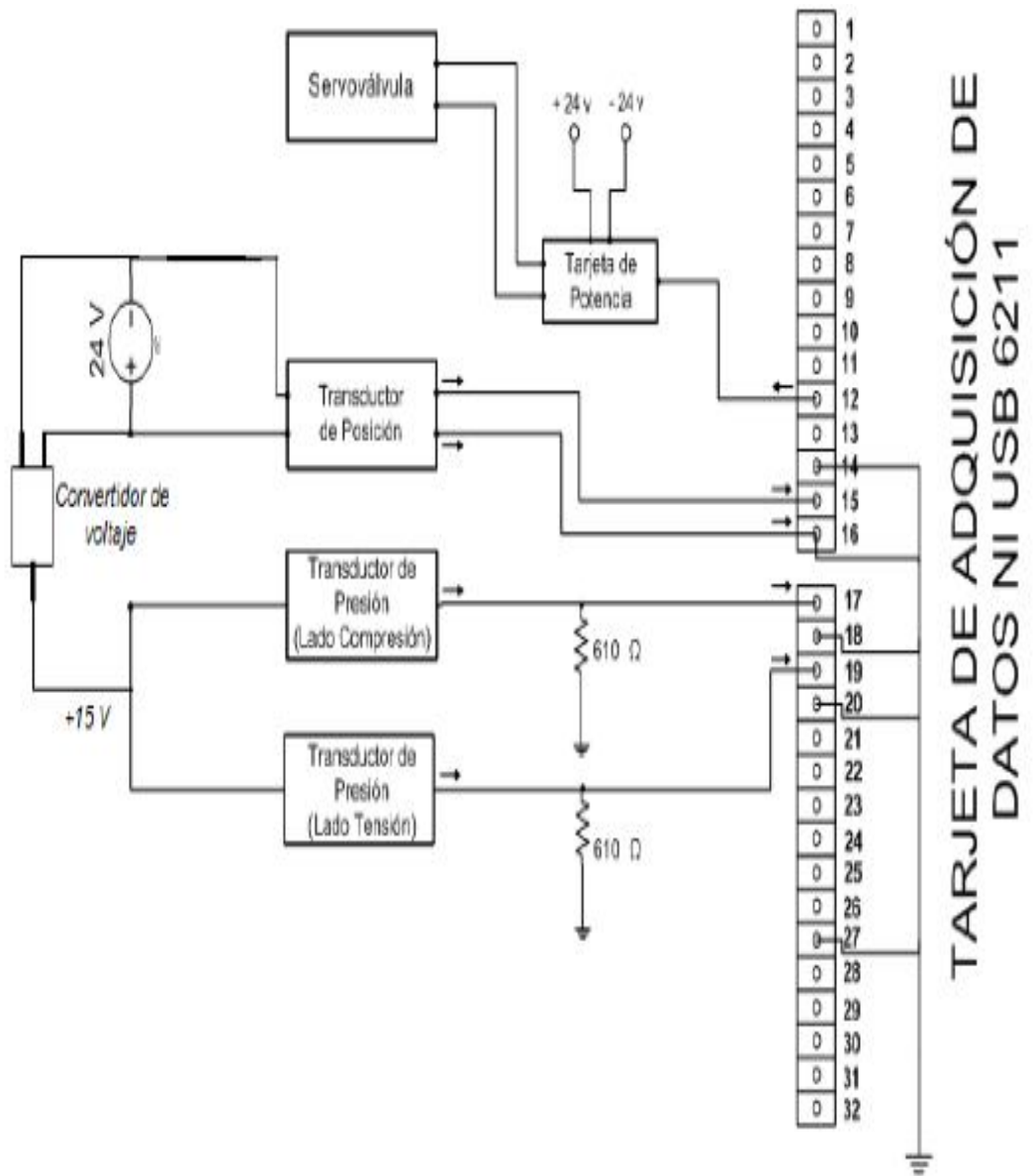
Anexo I . Planos Electronicos

DIAGRAMA DE CONTROL DE ENCENDIDO DIGITAL



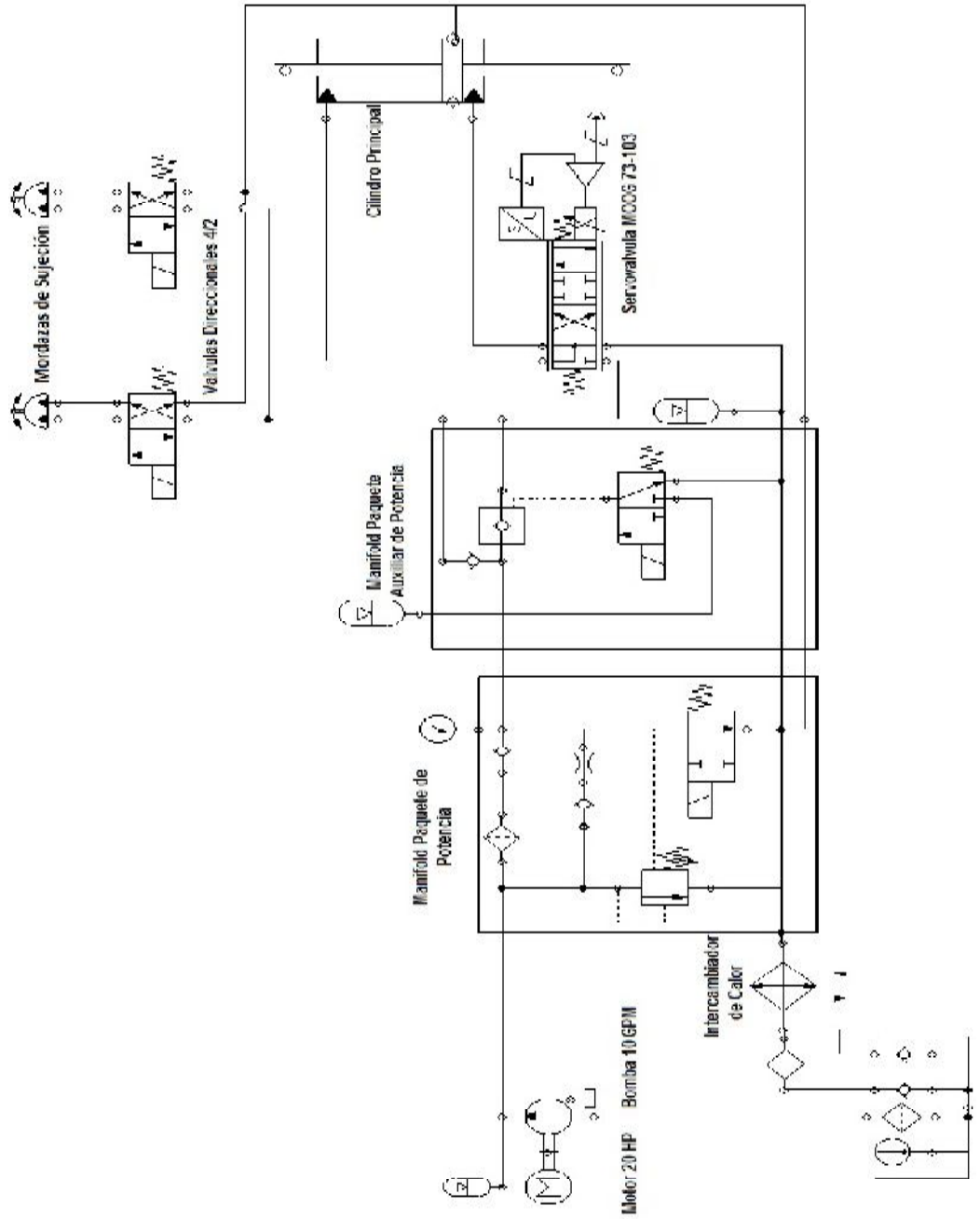
Fuente. Autores

DIAGRAMA DE CONEXIÓN ENTRADAS ANALÓGICAS



Fuente. Autores

Anexo J. Planos Hidráulicos



Fuente. Autores