

MONTAJE ELÉCTRICO Y CONTROL COMPUTARIZADO DE LA TRASMISIÓN
HIDROSTÁTICA DEL LABORATORIO DE SERVO-SISTEMAS DE POTENCIA
FLUIDA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE SANTANDER

BRANDO MARTÍNEZ RUBIO

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

2019

MONTAJE ELÉCTRICO Y CONTROL COMPUTARIZADO DE LA TRANSMISIÓN
HIDROSTÁTICA DEL LABORATORIO DE SERVO-SISTEMAS DE POTENCIA
FLUIDA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD
INDUSTRIAL DE SANTANDER

BRANDO MARTÍNEZ RUBIO

Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Mecánico

DIRECTOR:
ABEL ANTONIO PARADA CORRALES
Magister en Ingeniería Mecánica

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

2019

DEDICATORIA

A mis queridos padres, este logro es todo de ellos y para ellos.

Brando Martínez Rubio.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, familiares y seres queridos por su apoyo incondicional.

A Fredy Vargas por su colaboración en el desarrollo de este proyecto.

Al director de proyecto, el ingeniero Abel Parada por su paciencia, comprensión y guía durante el desarrollo de este proyecto de grado.

A mis amigos, compañeros y todas y cada una de las personas que me acompañaron durante todo este proceso de formación.

Brando Martínez Rubio

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	19
1. OBJETIVOS.....	21
1.1 OBJETIVO GENERAL	21
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	21
2. MARCO TEÓRICO	22
2.1 GENERALIDADES DE LA TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA.....	22
3. METODOLOGIA DE TRABAJO	26
3.1 MONTAJE GENERAL DEL BANCO	26
3.2 MONTAJE ELÉCTRICO	26
3.3 TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA	27
3.3.1. Motor Eléctrico.	28
3.3.2. Bomba de desplazamiento variable.	28
3.3.3. Motor de desplazamiento constante.	29
3.3.4. Eje principal del motor hidráulico.	31
3.3.5. Sistema de precarga y refrigeración.	32
3.3.6. Elementos hidráulicos de seguridad.	32
3.4. POTENCIA HIDRÁULICA Y ACTUADOR DE LA PLACA.....	33
3.4.1. Servoválvula.	34
3.4.2. Válvula Proporcional Vickers.	34
3.4.3. Cilindro Actuador.	35
3.5 SISTEMA HIDRÁULICO DE CARGAS EXTERNAS	35
3.5.1. Bomba Hidráulica.....	36
3.5.2. Electroválvula y control de presión máxima.	37
3.6 SENSORES Y MODULO ELECTRÓNICO	40

3.6.1. Transductor de Posición TRASNTEK SERIE 240.....	40
3.6.2 Encoder incremental AUTONICS SERIE E50S.	41
3.6.3. Tarjeta de adquisición de datos (DAQ).	41
3.6.4. Conexiones a la DAQ.	42
3.6.5. Módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento (AAA).	43
3.6.6. Servoamplificador.	45
3.6.7. Tarjeta electrónica de conexión entre el encoder incremental y la DAQ.....	46
3.6.8. Software Labview.....	47
3.7. OPERACIÓN DEL BANCO.....	47
3.8 MODELADO MATEMÁTICO.....	48
3.8.1 Servo válvula.	48
3.8.2 Cilindro actuador.....	48
3.8.3 Transmisión hidrostática.	55
3.8.4 Bomba Hidráulica variable.	55
3.8.5 Motor Hidráulico.....	55
3.8.6 Control PID con feedforward de velocidad.....	59
 4. DESARROLLO DE LA INTERFAZ GRAFICA.....	 62
4.1 ADQUISICIÓN DE DATOS.....	63
4.2 HERRAMIENTAS DEL LENGUAJE GRAFICO	64
4.2.1. While Loop.	64
4.2.2. Control and Simulation Loop.....	64
4.2.3. Case Structure.	65
4.2.4. Convert from / to Dynamic Data.	65
4.2.5. Control e indicador numérico.	66
4.2.6. Clúster.....	66
4.2.7. Booleanos.....	66
4.2.8. Waveform Chart.....	67
4.2.9. Bloque PID.....	67
4.2.10. Filter Express.	68

4.2.11. Formula Node.	68
4.2.12. Feedback Node.....	68
4.2.13. Integrator / Derivative Function.	69
4.2.14. Gain Function.....	69
4.2.15. Summation Function.	69
4.3 CONTROL COMPUTARIZADO	70
4.3.1. Sintonización experimental.	70
4.3.2. Método Ziegler-Nichols.	70
4.3.3. Sintonización por la respuesta al escalón.	71
4.3.4. Conexiones con la DAQ.....	73
4.3.5. Configuración de la señal recibida de los dispositivos.	77
4.3.6. Control de Posición.....	78
4.3.7. Control de Velocidad.....	79
4.3.8. Control de velocidad para cargas externas (Feedforward).	81
4.3.9. Opción Arrancar Servoválvula.	84
4.3.10. Control Proporcional.	85
 5. DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA	 87
5.1 PESTAÑA ACCIONAR SERVOVÁLVULA.....	88
5.2 PESTAÑA CONTROL POSICIÓN	90
5.3 PESTAÑA CONTROL VELOCIDAD	91
5.4 PESTAÑA PERTURBACIONES	92
 6. ANALISIS DE RESULTADOS.....	 94
6.1 RESPUESTA A CONTROL POSICIÓN DE LA PLACA DE LA BOMBA VARIABLE	94
6.2 RESPUESTA A CONTROL VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN SIN FEEDFORWARD.....	95
6.3 RESPUESTA A CONTROL VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN CON FEEDFORWARD.....	97

6.4 ANALISIS DE RESULTADOS.....	109
6.4.1 Respuesta de control posición.	109
6.4.2 Respuesta de control de velocidad sin Feedforward.	109
6.4.3 Respuesta de control de velocidad con Feedforward.	110
7. CONCLUSIONES	111
BIBLIOGRAFIA.....	113
ANEXOS.....	116

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Eje principal del motor (Estado inicial)	20
Figura 2. Antiguo módulo AAA (Estado inicial)	20
Figura 3. Transmisión Hidrostática básica	22
Figura 4. Circuito clásico de una hidrotransmisión.....	23
Figura 5. Tipos de Transmisiones Hidrostáticas	24
Figura 6. Arrancadores de la precarga, motor-bomba y suministro	27
Figura 7. Circuito hidráulico correspondiente al subsistema	28
Figura 8. Motor eléctrico - Bomba Variable.....	28
Figura 9. Motor hidráulico Serie 25M.....	29
Figura 10. Volante de inercia	32
Figura 11. Circuito hidráulico del subsistema.....	33
Figura 12. Sistema global de suministro y refrigeración.	34
Figura 13. MOOG 73 SERIES	34
Figura 14. Válvula proporcional Vickers.....	35
Figura 15. Cilindro actuador.....	35
Figura 16. Sistema hidráulico de cargas externas	36
Figura 17. Bomba hidráulica manual	37
Figura 18. Válvulas del sistema de cargas externas.....	37
Figura 19. Perturbación en venteo	38
Figura 20. Perturbación en nivel medio de presión.....	39
Figura 21. Perturbación en nivel alto de presión.....	39
Figura 22. Transductor de posición LVDT	40
Figura 23. Encoder incremental	41
Figura 24. NI USB-6212.....	42
Figura 25. Conexiones NI-USB 6212.....	42
Figura 26. Nuevo módulo AAA.....	43
Figura 27. Nuevo módulo AAA (Lateral)	43

Figura 28. Plano eléctrico módulo AAA	44
Figura 29. Plano eléctrico Fuente simétrica +/-12V	45
Figura 30. Plano eléctrico Servoamplificador.....	45
Figura 31. Plano eléctrico de la tarjeta de conexión del encoder.....	46
Figura 32. Plano esquemático de la tarjeta de conexión del encoder	46
Figura 33. Conjunto, Fuente Simétrica, Servoamplificador, Tarjeta Encoder	47
Figura 34. Logo Labview.....	47
Figura 35. Volumen de control en la cámara	49
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del vástago	51
Figura 37. Diagrama de bloques posición sin reducir	52
Figura 38. Diagrama de polos del subsistema válvula-cilindro	54
Figura 39. Diagrama de bloques modelado posición	54
Figura 40. Volumen de control Motor hidráulico	56
Figura 41. Diagrama de cuerpo libre eje del volante.....	57
Figura 42. diagrama de bloques velocidad sin reducir	58
Figura 43 diagrama de bloques modelado velocidad.....	59
Figura 44. Diagrama de bloques modelado Feedforward	59
Figura 45. Polos planta modelado Feedforward	60
Figura 46. Representación gráfica del compensador.....	60
Figura 47. Respuesta teórica del compensador Feedforward	61
Figura 48. Entorno de trabajo LabVIEW	63
Figura 49. Herramienta DAQ Assistant.....	63
Figura 50. While Loop.....	64
Figura 51. Control and Simulation Loop.....	65
Figura 52. Case Structure	65
Figura 53. Convert from / to Dynamic Data.....	66
Figura 54. Control e indicador numérico	66
Figura 55. Clúster	66
Figura 56. Controles Booleanos.....	66
Figura 57. Waveform Chart.....	67

Figura 58. Bloque PID.....	68
Figura 59. Filter Express	68
Figura 60. Formula Node	68
Figura 61. Feedback Node	69
Figura 62. Integrator / Derivative Function	69
Figura 63. Gain Function	69
Figura 64. Summation Function	70
Figura 65. Sistema lazo cerrado PID	71
Figura 66. Respuesta a escalón de un sistema de control	72
Figura 67. Respuesta a escalón de un sistema de control	72
Figura 68. DAQ Assistant genera señal analógica.....	74
Figura 69. Conexión DAQ Assistant con señal analógicas	75
Figura 70. DAQ Assistant adquiere señal digital.....	76
Figura 71. Conexión DAQ Assistant con la señal del encoder.....	76
Figura 72. Corrección a cero del LVDT.....	77
Figura 73. Conversión de pulsos a RPM	77
Figura 74. Diagrama de Bloques Control Posición	78
Figura 75. Parámetros LVDT	79
Figura 76. Diagrama de Bloques Control Velocidad	80
Figura 77. Parámetros Rotación del volante	81
Figura 79. Herramienta Zero-Pole Gain.....	82
Figura 80. Diagrama de bloques del PID de velocidad con Feedforward	83
Figura 81. Diagrama de bloques del PID de posición	83
Figura 82. Diagrama de bloques de la pestaña de perturbaciones.....	84
Figura 83. Diagrama de bloques de Arranque de Servoválvula.....	85
Figura 84. Conexión proporcional Tarjeta Servoamplificadora	85
Figura 85. Conexión proporcional Modulo AAA	86
Figura 86. Panel Frontal	88
Figura 87. VI “ACCIONAR SERVOVÁLVULA” (-10[V]).....	89
Figura 88. VI “ACCIONAR SERVOVÁLVULA” (+10[V]).....	89

Figura 89. VI CONTROL POSICIÓN	90
Figura 90. RESPUESTA ESCALÓN POSICIÓN.....	91
Figura 91. VI CONTROL VELOCIDAD	92
Figura 92. RESPUESTA ESCALÓN VELOCIDAD	92
Figura 93. VI PERTUTBACIONES.....	93
Figura 94. Respuesta de posición a valores de referencia	94
Figura 95. Respuesta de velocidad a 200 RPM.....	95
Figura 96. Respuesta de velocidad a 400 RPM.....	95
Figura 97. Respuesta a perturbación sin Feedforward	96
Figura 98. Respuesta de velocidad a valor de referencia con Feedforward	97
Figura 99. 200 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 200 lb.in (500 psi)	98
Figura 100. 200 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 450 lb.in (800 psi)...	98
Figura 101. 200 RPM con carga de trabajo retirándole 200 lb.in (500 psi)	99
Figura 102. 200 RPM con carga de trabajo retirándole 450 lb.in (800 psi)	99
Figura 103. 200 RPM, carga inicial de 200 lb.in con incremento a 450 lb.in.....	100
Figura 104. 200 RPM, carga inicial de 450 lb.in con decremento a 200 lb.in	100
Figura 105. 300 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 200 lb.in (500 psi).101	
Figura 106. 300 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 450 lb.in (800 psi).101	
Figura 107. 300 RPM con carga de trabajo retirándole 200 lb.in (500 psi)	102
Figura 108. 300 RPM con carga de trabajo retirándole 450 lb.in (800 psi)	102
Figura 109. 300 RPM, carga inicial de 500 psi con incremento a 800 psi.....	103
Figura 110. 300 RPM, carga inicial de 800 psi con decremento a 500 psi	103
Figura 111. 400 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 200 lb.in (500 psi).104	
Figura 112. 400 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 450 lb.in (800 psi).104	
Figura 113. 400 RPM con carga de trabajo retirándole 200 lb.in (500 psi)	105
Figura 114. 400 RPM con carga de trabajo retirándole 450 lb.in (800 psi)	105
Figura 115. 400 RPM, carga inicial de 500 psi con incremento a 800 psi.....	106
Figura 116. 400 RPM, carga inicial de 800 psi con decremento a 500 psi	106

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Resumen de tipos de HST	24
Tabla 2. Datos de referencia de la hidrotransmisión	29
Tabla 3. Parámetros del modelado matemático	53
Tabla 4. Cálculo de constantes del sistema de control	73
Tabla 5. Resultado PI posición	95
Tabla 6. Resultado de control PI de velocidad sin Feedforward	96
Tabla 7. Resultado de velocidad a perturbación sin Feedforward	97
Tabla 8. Resultado de control PI de velocidad con Feedforward	97
Tabla 9. Respuesta para aplicación total de carga externa	108
Tabla 10. Respuesta para retiro total de carga externa	108
Tabla 11. Respuesta a perturbación por cambio de carga externa	108

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. BOMBA VARIABLE VICKERS PVB 15	116
Anexo B. MOTOR HIDRAULICO EATON SERIE 25M	126
Anexo C. SERVOVALVULA MOOG SERIES 73	128
Anexo D. VALVULA PROPORCIONAL VICKERS.....	135
Anexo E. ELECTROVALVULA EQUUS.....	142
Anexo F. TRANSDUCTOR DE POSICION LVDT.....	144
Anexo G. ENCODER INCREMENTAL	147
Anexo H. TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	150
Anexo I. MANUAL DE USUARIO DE LA HIDROTRASNMISIÓN (HTS)	153

RESUMEN

TITULO: MONTAJE ELÉCTRICO Y CONTROL COMPUTARIZADO DE LA TRANSMISIÓN HIDROSOTÁTICA DEL LABORATORIO DE SERVOSISTEMAS DE POTENCIA FLUIDA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER*.

AUTOR: Brando Martínez Rubio**

PALABRAS CLAVE: Hidrotransmisión, servomecanismos, control de posición, control de velocidad, potencia fluida, Feedforward, control, laboratorios, reconexión.

DESCRIPCIÓN:

La escuela de Ingeniería Mecánica de la universidad industrial de Santander se vio sometida recientemente a la construcción de un nuevo edificio de laboratorios para practicas académicas de algunas asignaturas de la carrera, entre ellas, Servo-Sistemas de Potencia Fluida, lo que produjo el desmantelamiento y posterior almacenamiento en bodegas de los equipos y maquinas que estaban ubicados en el antiguo edificio. Dichos equipos se dejaron preparados para ponerlos nuevamente en funcionamiento una vez finalizada la construcción y adecuación del nuevo edificio anteriormente mencionado, con la Hidrotransmisión actualmente desconectada y fuera de servicio, necesita ser intervenida para su reconexión e implementación de su nuevo sistema de control para que siga capacitando y desarrollando a los estudiantes en los servosistemas de posición y velocidad.

El objetivo de este proyecto de grado es la total reconexión de los módulos, hidráulico, eléctrico y electrónico con el rediseño del sistema de control de velocidad con adelanto a las cargas externas. Este proyecto tiene como fin principal brindar a los estudiantes una herramienta didáctica, funcional, sencilla y acertada para realizar control sobre una máquina que simula las situaciones de la industria y en la que se puede ver reflejada la teoría aprendida en materias como potencia fluida, servosistemas e ingeniería de control para así complementar lo aprendido en todas ellas y mejorar la experiencia de los estudiantes en las prácticas de laboratorio.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías fisicomecánicas, Escuela de ingeniería mecánica. Director: Abel Antonio Parada Corrales, MS.c Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: ELECTRICAL ASSEMBLY AND COMPUTERIZED CONTROL OF HYDROSTATIC TRANSMISSION OF THE SERVO-SYSTEMS OF FLUID POWER LABORATORY OF THE MECHANIC ENGINEERING SCHOOL OF THE INDUSTRIAL UNIVERSITY OF SANTANDER*

AUTORS: Brando Martinez Rubio**

KEYWORDS: Hydro transmission, servomechanisms, position control, speed control, fluid power, feedforward, control, laboratories, reconnection.

DESCRIPTION:

The School of Mechanical Engineering of the industrial university of Santander was recently subjected to the construction of a new laboratory building for academic practices of some subjects of the career, including, Servo-Systems of Power Fluid, which produced the dismantling and subsequent storage in warehouses of equipment and machines that were located in the old building. These machines were left ready to put them back into operation once the construction and adaptation of the new building mentioned above is finished, with the Hydro transmission currently disconnected and out of service, it needs to be intervened for its reconnection and implementation of its new control system to continue training and developing students in position and speed servo-systems.

The objective of this degree project is the total reconnection of the modules, hydraulic, electrical and electronic with the redesign of the speed control system in advance of external loads. This project's main purpose is to provide students with a didactic, functional, simple and accurate tool to control a machine that simulates the situations of the industry and where they can see reflected the theory learned in subjects such as control engineering, fluid power or servo-systems to complement what they have learned in all of them and improve the experience of students in laboratory practices.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías fisicomecánicas, Escuela de ingeniería mecánica. Director: Abel Antonio Parada Corrales, MS.c Ingeniero Mecánico.

INTRODUCCIÓN

El laboratorio de servosistemas de potencia fluida cuenta con una Transmisión Hidrostática (HTS), a la cual se le han hecho varias modificaciones y se ha venido repotenciando con el transcurso de los años, pero que actualmente se encuentra desconectada debido a la construcción del nuevo edificio de laboratorios de la escuela de ingeniería mecánica.

También cuenta con un controlador que buscaba solucionar un problema que presentaba un controlador anterior a ese implementando y rediseñando por completo el sistema de control y la interfaz de control la cual contiene control PID clásico y PID con FEEDFORWARD, desarrollado en LabVIEW pero que actualmente presenta muchas falencias en la operación, pues la sintonización es imprecisa para el amplio rango de velocidades. De modo que la necesidad de reconectar toda la HTS volviendo a ponerla en funcionamiento tanto eléctrica, hidráulica como electrónicamente.

Para poder solucionar el comportamiento del sistema y mejorar la interacción del estudiante con el banco de la HTS, se quiere renovar el módulo AAA, desarrollar una nueva interfaz y controlador en LabVIEW para que la experiencia sea más aplicativa.

También se aprovecha el sistema hidráulico de cargas externas que nos permite visualizar la respuesta de la HTS con los diferentes controladores cuando se aplican dichas cargas que simulan situaciones de operación reales de equipos industriales.

Figura 1. Eje principal del motor (Estado inicial)



Figura 2. Antiguo módulo AAA (Estado inicial)



1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con el compromiso de generación y desarrollo en la formación de personas de alta calidad profesional, investigación y adecuación de conocimientos, aportando con la recuperación del sistema de control y medición en la transmisión hidrostática de la asignatura de servosistemas de la escuela de ingeniería mecánica.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- 1.** Realizar la conexión proporcional de la transmisión hidrostática con sus respectivos componentes hidráulicos. (transductores, tarjeta de adquisición de datos, servo válvula y válvula de solenoide proporcional).
- 2.** Implementar un control de velocidad con perturbación por cargas torsionales utilizando Avance Feed-forward, desarrollando una interfaz gráfica para monitorear y almacenar los datos en Labview usando una tarjeta de adquisición de datos National Instrument NI USB 6212.
- 3.** Realizar pruebas tabuladas basadas en repetitividad y tiempos de respuesta bajo el efecto de dichas perturbaciones, determinando las constantes de control que garanticen el correcto funcionamiento del sistema.
- 4.** Elaborar un manual de operación, que incluya información técnica del funcionamiento, mantenimiento y seguridad industrial de la transmisión hidrostática.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 GENERALIDADES DE LA TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA

El laboratorio de servosistemas de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica cuenta con una transmisión hidrostática o hidrotransmisión (HTS) donde el principio de operación de dicha transmisión hidrostática es muy sencillo, una bomba conectada a un actuador primario, genera flujo para mover la carga conectada a un motor.

Figura 3. Transmisión Hidrostática básica



Fuente: SOLORZANO, Ricardo. Principios Ingenieriles Básicos: Transmisiones Hidrostáticas. [En línea]. Hydraulics & Pneumatics, 2016. Disponible en: <https://www.hydraulicspneumatics.com/blog/principios-ingenieriles-b-sicos-transmisiones-hidrost-ticas>

El oficio fundamental de una transmisión hidrostática es recibir potencia rotativa desde un motor generalmente eléctrico o de combustión interna y posteriormente transmitir esa energía a una carga con sus propias características particulares.

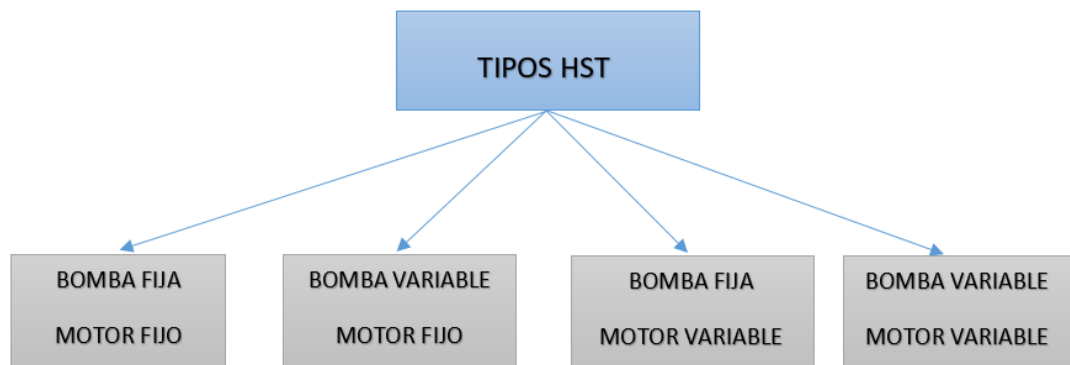
Dependiendo de su configuración, las transmisiones hidrostáticas pueden conducir una carga máxima velocidad en una dirección y luego en dirección opuesta, también a la máxima velocidad, con infinitas variaciones de velocidad entre los dos valores máximos, todo esto con el motor primario operando con velocidad constante¹. En la siguiente figura se encuentra un esquema de la transmisión hidrostática presente en el laboratorio.

¹ PARADA CORRALES, Abel; Apuntes de clase de potencia fluida. Bucaramanga. 2017. p. 144.

Algunas de las ventajas de las transmisiones hidrostáticas es que operan eficientemente en un amplio rango de velocidad y torque, proveen una respuesta más rápida que las transmisiones electromecánicas o mecánicas, mantienen la velocidad independientemente de la carga, alta potencia en tamaño compacto y poseen una inercia muy baja.

Existen cuatro tipos de transmisiones hidrostáticas según el tipo de desplazamiento que se emplee en la bomba y en el motor. Un resumen básico es explicado en la figura 5.

Figura 5. Tipos de Transmisiones Hidrostáticas



Si el desplazamiento de la bomba y el motor son fijos, la hidrotransmisión actúa como una caja de cambios para transmitir potencia desde el motor primario hasta la carga. Sin embargo, la inmensa mayoría de las hidrotransmisiones usan bomba de desplazamiento variable, un motor variable, o la combinación de los dos de manera que la velocidad, torque y potencia puedan ser regulados como el caso específico de la hidrotransmisión del laboratorio.

Tabla 1. Resumen de tipos de HST

CARACTERISTICAS DE LAS TRANSMISIONES HIDROSTATICAS				
DESPLAZAMIENTO		SALIDA DE LA TRANSMISION		
BOMBA	MOTOR	POTENCIA	TORQUE	VELOCIDAD
Fijo	Fijo	Constante	Constante	Constante

Variable	Fijo	Variable	Constante	Variable
Fijo	Variable	Constante	Variable	Variable
Variable	Variable	Variable	Variable	Variable

Fuente: Tomado de APUNTES DE CLASE DE POTENCIA FLUIDA Prof. ABEL PARADA CORRALES Ing. Mec. M. Sc

3. METODOLOGIA DE TRABAJO

3.1 MONTAJE GENERAL DEL BANCO

Es importante identificar los diferentes sistemas dentro del banco para facilitar su comprensión y posterior modelamiento matemático. Se tiene entonces adicional al conjunto principal que es la transmisión hidrostática, como se requiere controlar la posición de la placa oscilante, se emplea un sistema complementario que incluye un sistema de potencia y actuador. Para simular cargas externas tipo industrial, se utiliza una bomba secundaria, finalmente para medir las variables necesarias (velocidad de rotación y posición del cilindro actuador) y realizar el respectivo control se usan dos sensores, transductor de posición LVDT y un encoder incremental, Finalmente un sistema electrónico complementario que incluye la tarjeta de adquisición de datos, un centro de control y un ordenador.

El banco cuenta con un sistema de potencia hidráulica destinado a entregar el caudal a la servoválvula que a su vez se encarga de desplazar el cilindro actuador acoplado a la placa oscilante de la bomba, de modo que se puede dividir el sistema global en los siguientes subsistemas:

- Montaje Eléctrico.
- Transmisión Hidrostática.
- Potencia Hidráulica y actuador de la placa.
- Sistema hidráulico de cargas externos.
- Sensores y módulo electrónico.

3.2 MONTAJE ELÉCTRICO

Las conexiones eléctricas para alimentar los diferentes sistemas hidráulicos del banco se hallaban desconectados de una fuente de 220V necesaria para su

funcionamiento. Los arrancadores de los motores necesitaban una conexión estrella-triángulo que finalmente se realizó con la ayuda del técnico asignado por la empresa encargada de la entrega de los laboratorios en el nuevo edificio de la escuela de Ingeniería Mecánica.

Figura 6. Arrancadores de la precarga, motor-bomba y suministro

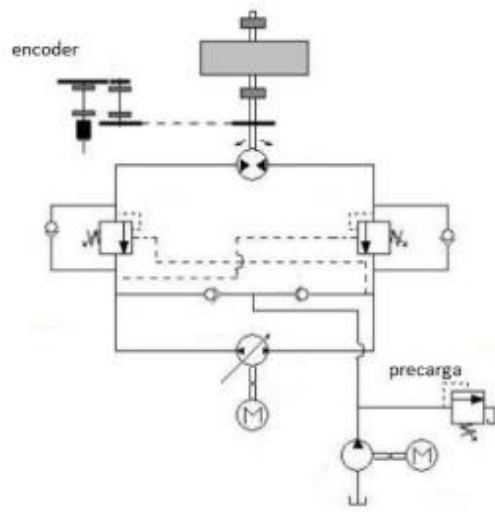


3.3 TRANSMISIÓN HIDROSTÁTICA

Como se había mencionado anteriormente, es el subsistema principal, el que se busca controlar, es de lazo cerrado, con un motor hidráulico y una bomba variable, dicho esto se concluye que esta transmisión hidrostática permite trabajar con velocidad variable y torque constante.

Adicional a esto, está constituido de elementos complementarios tales como válvulas de seguridad y una línea de restitución de fluido, un motor eléctrico acoplado a la bomba, eje principal de transmisión, sistema de precarga y finalmente elementos de seguridad. En la siguiente imagen se encuentra el esquema hidráulico correspondiente a la transmisión hidrostática.

Figura 7. Circuito hidráulico correspondiente al subsistema



Fuente: Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante.

3.3.1. Motor Eléctrico. El motor eléctrico acoplado a la bomba variable, es el encargado del movimiento de esta. Cuenta con encendido independiente y una seguridad adicional ya que no arranca si la bomba de precarga no está encendida. La velocidad nominal del motor es de 1800 RPM y su potencia nominal es de 18 HP.

3.3.2. Bomba de desplazamiento variable. La bomba presente en el sistema es una VICKERS PVB 15. Mayor información en el anexo A.

Figura 8. Motor eléctrico - Bomba Variable



3.3.3. Motor de desplazamiento constante. El motor presente en el sistema es EATON serie 25M. Mayor información en el anexo B.

Figura 9. Motor hidráulico Serie 25M



Los datos de operación de la hidrotransmisión como la carga inercial, propiedades del aceite, aceleración y velocidad máxima del volante, basándose en las tablas de especificaciones entregadas por los fabricantes de las bombas, el motor hidráulico y la servoválvula son los siguientes.

Tabla 2. Datos de referencia de la hidrotransmisión

Carga Inercial	$J_1 = 55 \text{ Lb. in. s}^2$
Aceleración Máxima	$\alpha_{MAX} = 10 \text{ rad/s}^2$
Velocidad de Rotación Máxima	$N_{MAX} = 850 \text{ rpm}$
Presión Máxima	$P = 2000 \text{ psi}$
Módulo de Aceite	$E = 240000 \text{ psi}$
Densidad del Aceite	$\delta = 0.86 \text{ g/mlt}$
Desplazamiento del motor	$C_M = 4.19 \text{ in}^3/\text{rev}$

El cálculo del torque (T_J) para vencer la inercia es el siguiente:

$$T_J = J_1 * \alpha_{MAX}$$

$$T_J = 55 \text{ Lb. in. s}^2 * 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 550 \text{ lb. in}$$

Torque inducido por el circuito de carga, se trabajará el circuito de carga a la presión máxima establecida en las válvulas de seguridad de 800 psi, el torque generado por el motor a este valor de presión es de 450 lb-in. Entonces el torque total es:

$$T_t = 550lb.in + 450lb.in = 1000lb.in$$

Analizando una condición máxima de operación, en la que el motor hidráulico se vea realmente exigido, calculamos el torque máximo de dicho motor, con los datos de la tabla de especificaciones del fabricante y con una presión máxima de trabajo de 2000 psi.

$$T_{MAXNominal} = \frac{\Delta P_{MAX} * C_M}{2\pi} = \frac{2000 psi * 4.19 in^3/rev}{2\pi} = 1334.39 lb.in$$

Para que este torque se presente en el sistema, es necesario llevar el taraje de la válvula de seguridad del sistema hidráulico de cargas externas a 2200 psi provocando un torque de **680 lb.in.**

Potencia necesaria a suministrar:

$$Pot = N_{MAX} * \frac{T_t}{63025}$$

$$Pot = \frac{850 rpm * 1000lb.in}{63025} = 14.3 HP$$

De las curvas de operación de la bomba variable se puede obtener que la eficiencia mecánica de la misma es del 86%, por lo tanto, la potencia que será requerida por el motor eléctrico es igual a:

$$Pot_{elec} = \frac{15hp}{0.86} = 17.44HP$$

El motor eléctrico que se encuentra instalado en el laboratorio posee una potencia nominal de 18HP, por lo tanto, la potencia disponible satisface las necesidades de potencia y carga que impone el circuito de la transmisión y de cargas externas, se debe tener en cuenta que estos valores fueron obtenidos para valores máximos de velocidad de rotación de todo el sistema y el valor máximo de presión establecido en válvulas de seguridad del circuito hidráulico de suministro al servo actuador, por lo tanto para estos valores, se recomienda no utilizarlos o utilizarlos de forma muy intermitente para evitar posibles daños y averías a los equipos que conforman el sistema.

El caudal máximo de la bomba variable fija del motor eléctrico de 1800 rpm y con el desplazamiento máximo de la bomba $C_b = \frac{2.01 \text{ in}^3}{\text{rev}}$ y considerando su eficiencia volumétrica del 96%, tenemos:

$$Q_b = \frac{\left(0.96 * \frac{2.01 \text{ in}^3}{\text{rev}}\right) * 1800 \text{ rpm}}{231} = 15 \text{ gpm} = \frac{57.7 \text{ in}^3}{s}$$

3.3.4. Eje principal del motor hidráulico. El eje principal de la transmisión hidrostática se encuentra acoplado directamente al motor hidráulico y corresponde a la principal carga para este. Físicamente consta de sus acoples, apoyos, dos ruedas dentadas (donde se unen por cadenas un sensor y una carga correspondiente a la perturbación) y el volante de inercia. Principalmente es una carga resistiva, aunque también existe fricción en los apoyos.

Figura 10. Volante de inercia



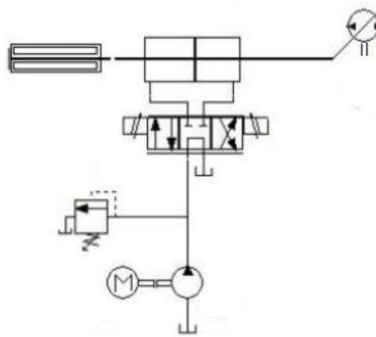
3.3.5. Sistema de precarga y refrigeración. El sistema de precarga es de vital importancia dentro de las HTS de circuito cerrado, pues es el encargado de restituir la cantidad de fluido perdido en los drenajes y evitar que la bomba perciba el vacío que haría presentar el fenómeno de cavitación en esta. Está compuesto por un motor eléctrico y una bomba hidráulica de menor tamaño que los principales.

3.3.6. Elementos hidráulicos de seguridad. Una válvula de seguridad y cheques se encuentran entre las líneas de conexión de la bomba motor. La válvula de seguridad tiene la función de proteger los elementos de sobrecargas ya que una presión muy alta corresponde a un torque en el motor mayor y una potencia consumida en el motor eléctrico superior; salir del rango óptimo de estos elementos puede generar problemas de operación o en los componentes. Los cheques entre las líneas corresponden a una disposición de la línea de restitución que permite funcionar en ambos sentidos de rotación alternando líneas de succión y descarga entre sí. Sin embargo, en este sistema se restringe el rango de funcionamiento del motor variable. La presión máxima a la que está tarada la válvula es 2000 Psi.

3.4. POTENCIA HIDRÁULICA Y ACTUADOR DE LA PLACA

El banco cuenta con un sistema de potencia hidráulica destinado a entregar el caudal a la servoválvula o válvula proporcional que a su vez se encarga de desplazar el cilindro acoplado a la placa oscilante de la bomba. Se puede entonces identificar los diversos elementos dentro de este subsistema. El circuito hidráulico correspondiente a este subsistema se encuentra de la siguiente figura.

Figura 11. Circuito hidráulico del subsistema



Fuente: Implementación de un sistema de control y medición de la transmisión hidrostática.

Todo el subsistema consta de una bomba hidráulica fija accionada por un motor eléctrico. La presión del sistema está comandada por una válvula proporcional reguladora y se encarga de mantener dicho valor a un máximo de 1000 Psi. Para este sistema se utiliza una bomba de paletas VICKERS V10 1P2P, un motor eléctrico de 1740 RPM Y 6.6 HP, con válvula de seguridad VICKERS KCG-3-250D comandada analógicamente, un intercambiador de calor diseñado para 40HP y la torre de enfriamiento. Esta disposición del sistema nos permite entregarle a la servoválvula un caudal de 5GPM A 1000 Psi.

Figura 12. Sistema global de suministro y refrigeración.



3.4.1. Servoválvula. En el banco se encuentra una MOOG 73 series de alto desempeño, mayor información en el anexo C.

Figura 13. MOOG 73 SERIES



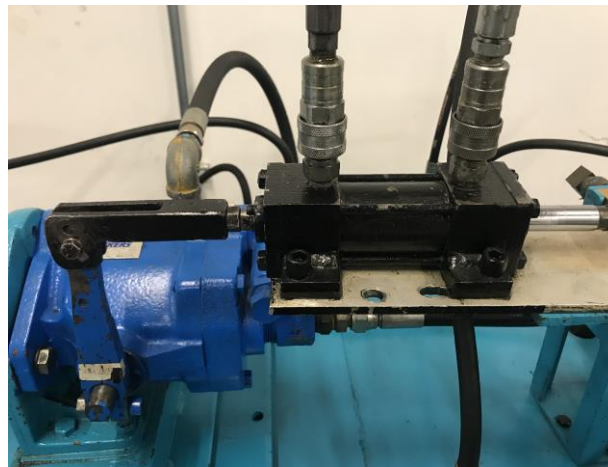
3.4.2. Válvula Proporcional Vickers. Posee un sistema interno de control de posición con retroalimentación por el transductor de posición LVDT el cual reduce la histéresis de la válvula a valores menores al 2%. Mayor información en el Anexo D.

Figura 14. Válvula proporcional Vickers



3.4.3. Cilindro Actuador. Al tener controlada ya la servoválvula, se requiere de un elemento que transforme la energía hidráulica en mecánica, la cual se presenta en este caso como desplazamiento de la placa de la bomba variable de la HTS. El elemento indicado es un cilindro actuador de doble efecto.

Figura 15. Cilindro actuador

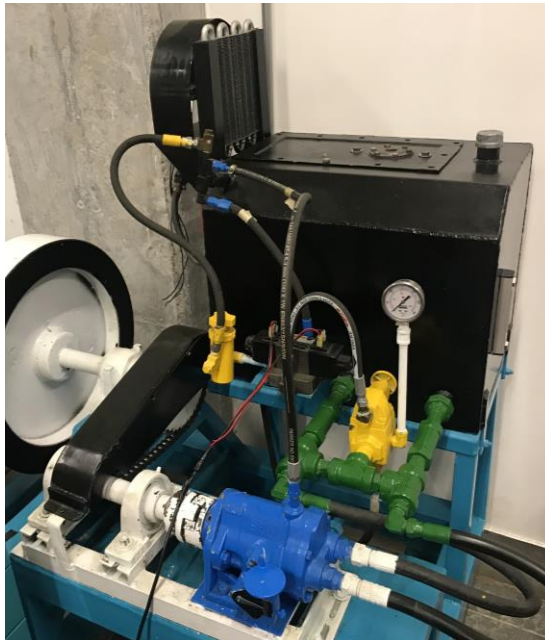


3.5 SISTEMA HIDRÁULICO DE CARGAS EXTERNAS

Con el fin de simular cargas de tipo resistivo dentro del sistema de la transmisión hidrostática, se encuentra acoplado mediando una cadena al final del eje principal,

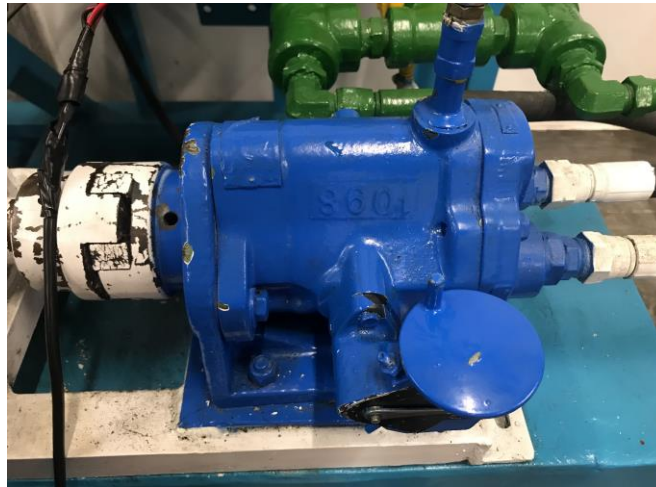
un segundo eje con una bomba hidráulica variable perteneciente a un circuito hidráulico secundario que simula un torque negativo al sentido de rotación de la transmisión hidrostática. Dentro de este circuito se encuentra, como ya se mencionó, una bomba hidráulica variable; también se encuentra un respectivo depósito de aceite, dos válvulas reguladoras de presión (una pilotada y otra de acción directa), una electroválvula direccional de 3 posiciones con 4 vías y un sistema de refrigeración.

Figura 16. Sistema hidráulico de cargas externas



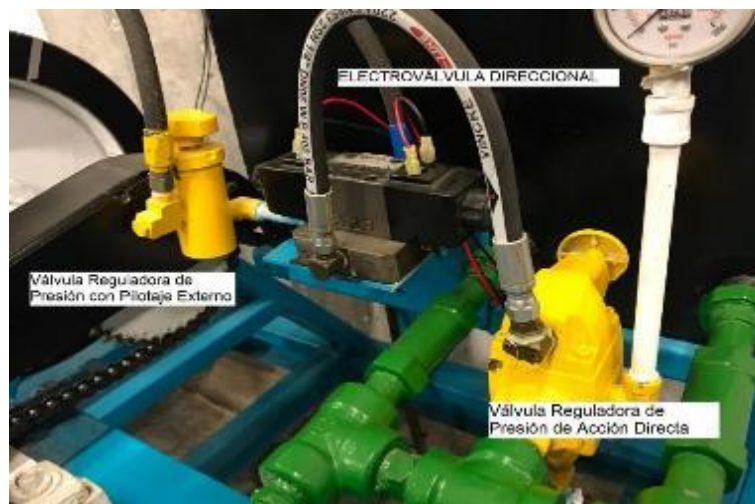
3.5.1. Bomba Hidráulica. La bomba hidráulica variable presente en este subsistema es de pistones, su placa oscilante es controlada manualmente por una manivela.

Figura 17. Bomba hidráulica manual



3.5.2. Electroválvula y control de presión máxima. El circuito del control de presión máxima está compuesto por tres válvulas principalmente: electroválvula direccional, válvula reguladora de presión de acción directa y válvula reguladora de presión con pilotaje externo. Las tres posiciones de la electroválvula corresponden a tres niveles de presión diferentes (Alta, media y venteo). Mayor información en el anexo E.

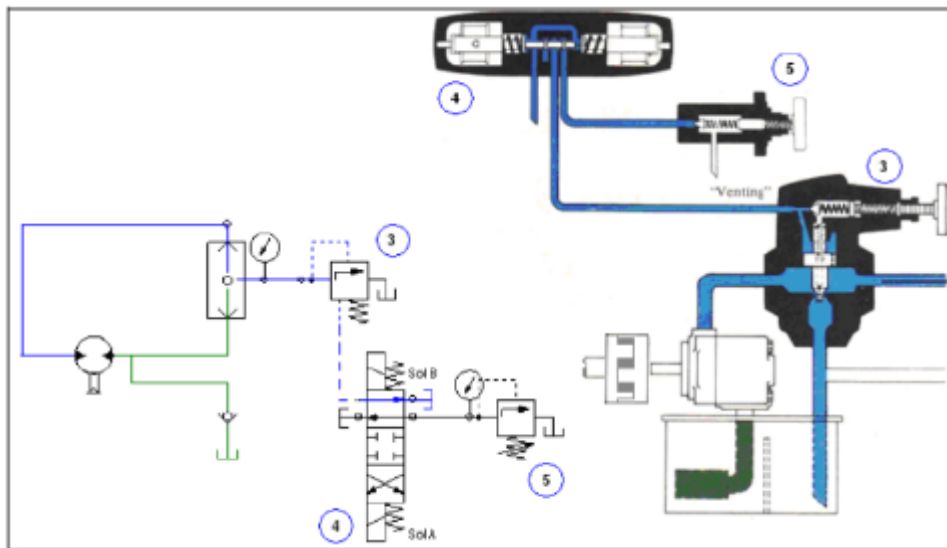
Figura 18. Válvulas del sistema de cargas externas



La línea de descarga de la bomba se conecta directamente a la válvula reguladora de presión pilotada. Esta válvula se configura con la presión alta. El pilotaje de esta válvula se conecta a un puerto de la válvula direccional, donde también hay dos puntos conectados a tanque y un cuarto puerto acoplado a la válvula de seguridad de acción directa.

La primera posición es la de venteo. El solenoide B se encuentra accionado y hace que el pilotaje de la válvula de seguridad pilotada se encuentre con presión de tanque; de modo que la diferencia de presión en la bomba es despreciable y el torque correspondiente también.

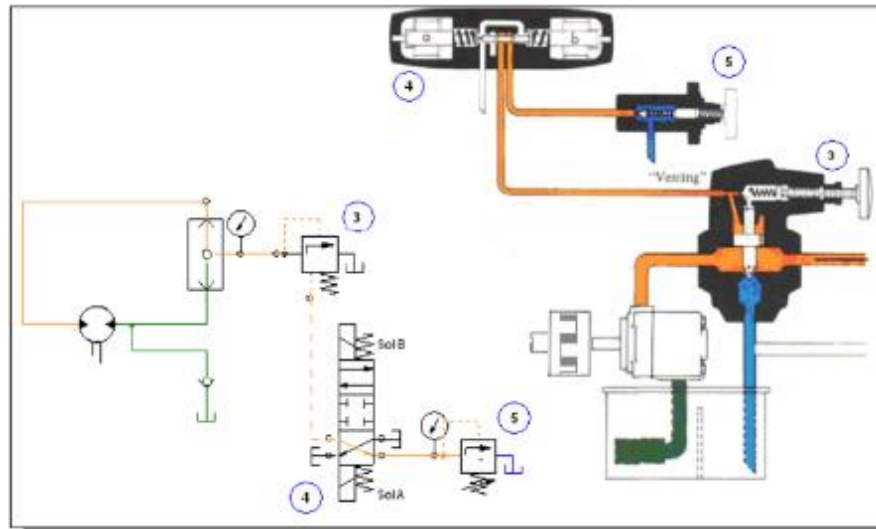
Figura 19. Perturbación en venteo



Fuente: Manual de oleo hidráulica industrial.

La segunda posición correspondiente al nivel intermedio de presión. En esta configuración, el solenoide A es accionado y hace que el pilotaje de la válvula de seguridad pilotada (tarada a presión de 800psi) se conecte con la válvula de seguridad de acción directa. Como ambas válvulas se encuentran en la misma línea de presión, primera válvula en abrirse será la de seguridad de acción directa ya que corresponde a la de menor taraje (500psi).

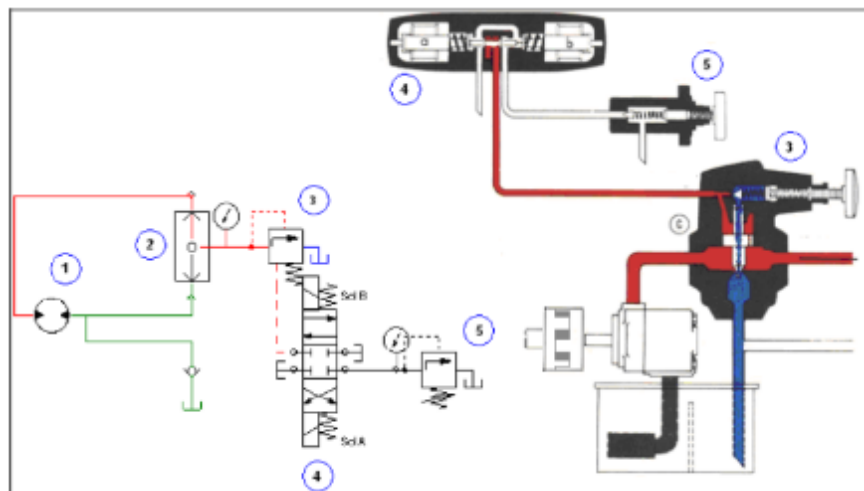
Figura 20. Perturbación en nivel medio de presión



Fuente: Manual de oleo hidráulica industrial.

La tercera posición correspondiente al nivel máximo de presión. En esta configuración, la válvula direccional se encuentra en su centro, donde todos los puertos se cierran, de modo que la válvula de acción directa se encuentra desconectada de la línea de descarga de la bomba y la presión del fluido va a estar restringido por el taraje de la válvula de seguridad pilotada.

Figura 21. Perturbación en nivel alto de presión



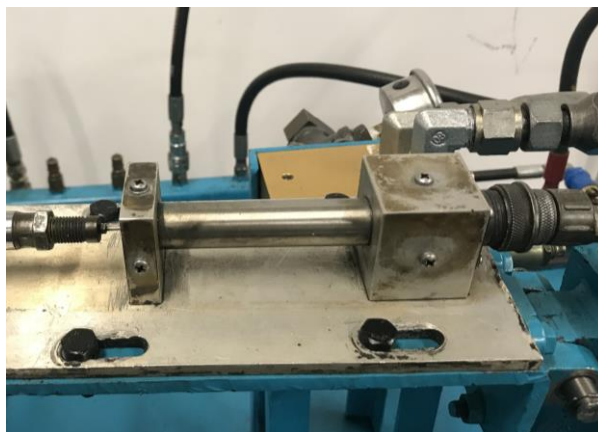
Fuente: Manual de oleo hidráulica industrial.

3.6 SENSORES Y MODULO ELECTRÓNICO

Para realizar las tres tareas principales se debe interconectar todo con este último subsistema realizando la cuarta tarea y en él se encuentran: Un transductor de posición LVDT que mide la posición del cilindro actuador, un encoder incremental encargado de realizar la medición de la velocidad de rotación del eje principal, una tarjeta de adquisición de datos (DAQ) que se encarga de la señal de control entregada a la servoválvula y que también cumple otras tareas complementarias y finalmente un controlador dentro del software que se encarga junto con la DAQ de todo el control automático (señales analógicas y digitales adquiridas y entregadas). También se encuentran en el banco algunas fuentes de voltaje, interruptores, filtros de señales, entre otros, que cumplen funciones complementarias a las tareas descritas anteriormente.

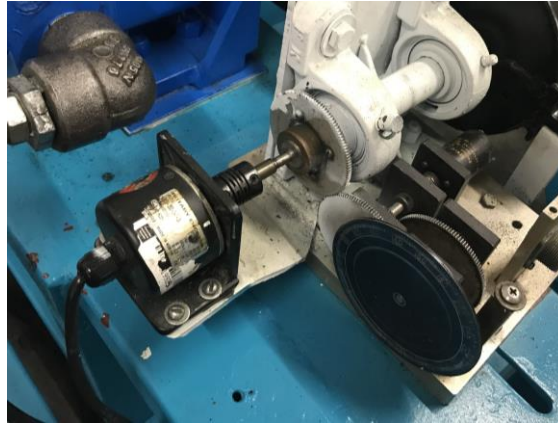
3.6.1. Transductor de Posición TRASNTEK SERIE 240. El transductor de posición presente en el banco cumple la tarea de medir la posición del cilindro actuador acoplado a la placa oscilante de la bomba principal mediante voltaje, es de la casa TRANSTEK SERIE 240. Mayor información en el anexo F.

Figura 22. Transductor de posición LVDT



3.6.2 Encoder incremental AUTONICS SERIE E50S. El encoder acoplado al eje principal es el encargado de medir la velocidad rotacional a dicho eje mediante pulsos, es AUTONICS SERIE E50S de 2500 [Pulsos/Revolución]. Mayor información en el anexo G.

Figura 23. Encoder incremental



3.6.3. Tarjeta de adquisición de datos (DAQ). La recepción de las dos señales anteriormente mencionadas se hace a través de una tarjeta de adquisición de datos, la cual permite procesar una señal correspondiente para cada sensor, obteniendo así un valor digital de las variables e inmediatamente utilizarlos dentro del software LABVIEW de NATIONAL INSTRUMENTS, para hacer control sobre el sistema, específicamente sobre la señal que se le envía a la servoválvula. La DAQ empleada es una NI USB-6212, mayor información en el anexo H.

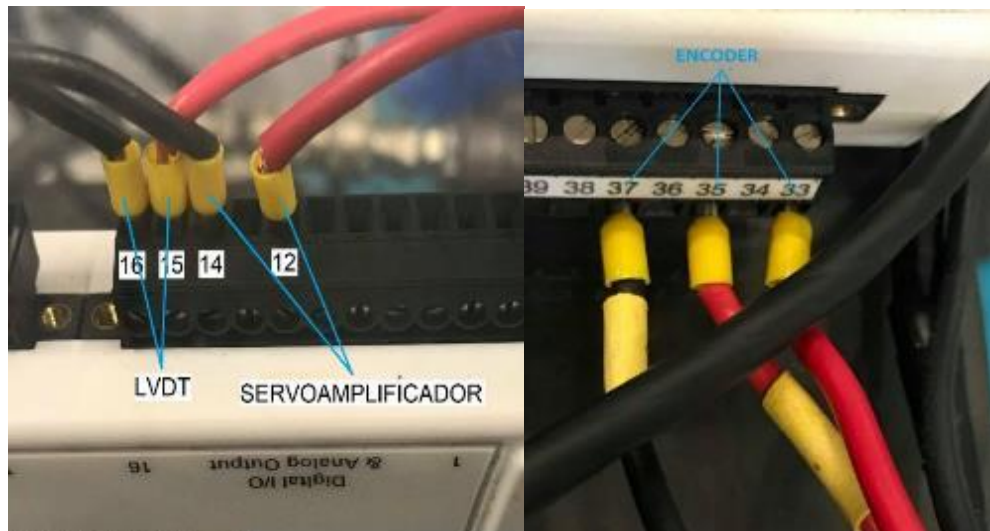
Figura 24. NI USB-6212



Fuente: NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION. USB-6212: Dispositivo de E/S Multifunción. [En línea]. Disponible en: <https://www.ni.com/es-co/support/model.usb-6212.html>

3.6.4. Conexiones a la DAQ. El comando a la servoválvula, así mismo, las lecturas de la posición del LVDT y los pulsos del encoder se deben a los datos emitidos o recibidos por la DAQ y el software encargado del control y adquisición de dichas señales.

Figura 25. Conexiones NI-USB 6212



3.6.5. Módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento (AAA).

Llamado también modulo triple A o simplemente módulo de control, es donde se encuentran protegidas y simplificadas todas las conexiones eléctricas y electrónicas de todo el banco, también contiene todos los elementos complementarios que ayudan al desarrollo de esta práctica que son algunas fuentes de voltaje, una tarjeta servoamplificadora, la tarjeta del encoder con la DAQ y dicha tarjeta de adquisición.

Figura 26. Nuevo módulo AAA



Figura 27. Nuevo módulo AAA (Lateral)

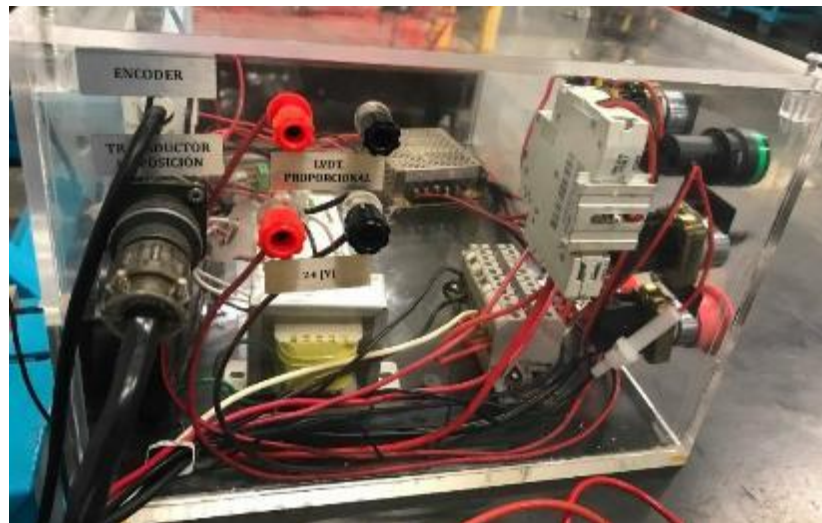
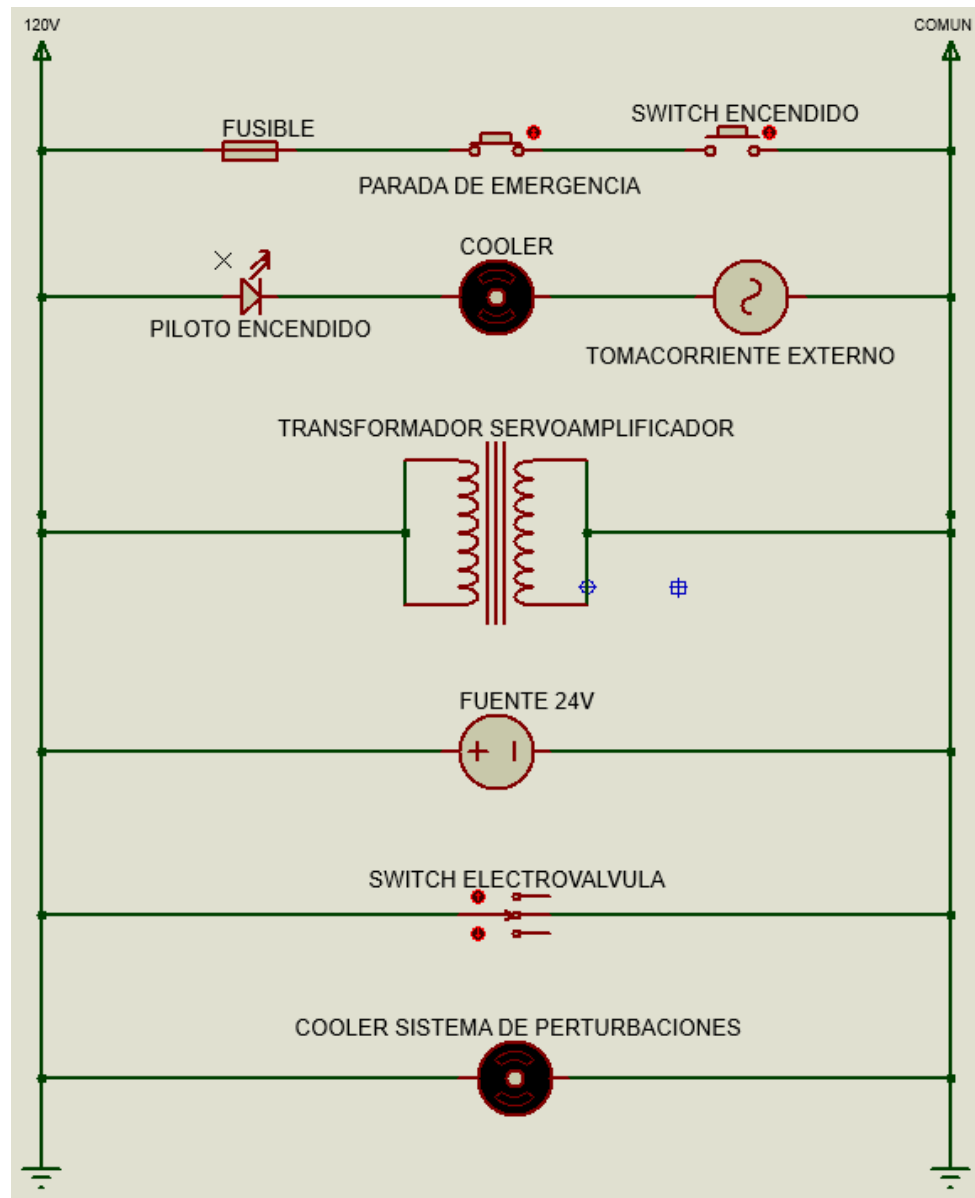
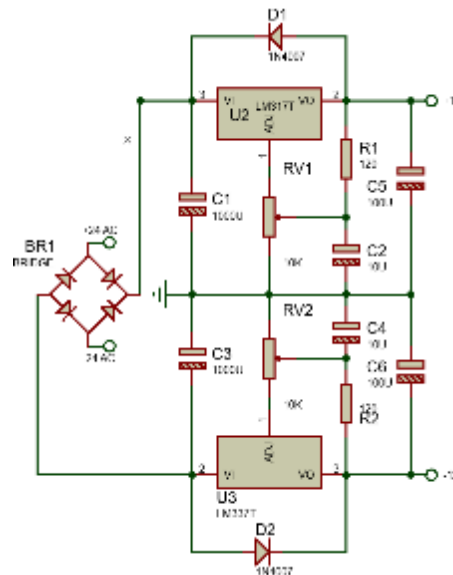


Figura 28. Plano eléctrico módulo AAA



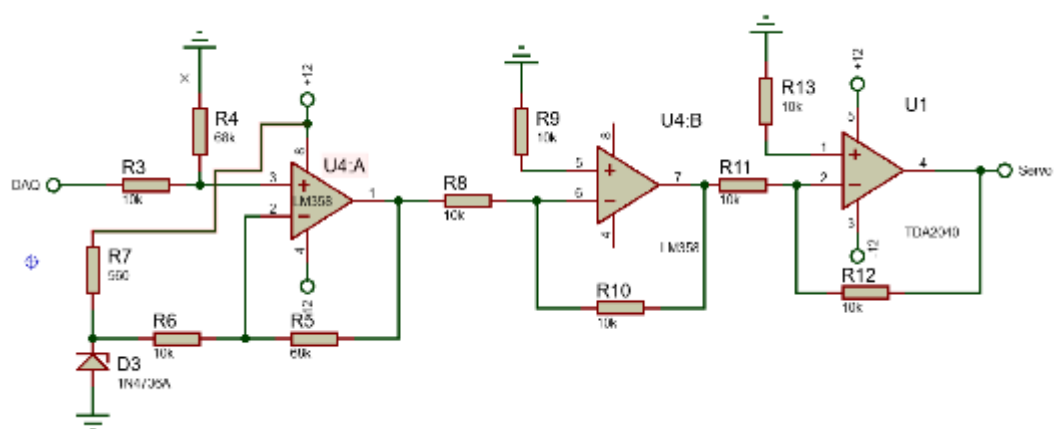
Para alimentar los diversos elementos electrónicos en el interior del módulo AAA se realizó una fuente simétrica $\pm 12V$ regulándole los transistores variables, dicha fuente alimenta el servoamplificador, el LVDT y la tarjeta encargada de la señal del encoder.

Figura 29. Plano eléctrico Fuente simétrica +/-12V



3.6.6. Servoamplificador. EL circuito entre la servoválvula y la DAQ debe protegerse por un servoamplificador debido a la impedancia que pueda requerir la servoválvula que en algunos casos supera la que puede soportar la DAQ entonces es una medida de protección para los equipos.

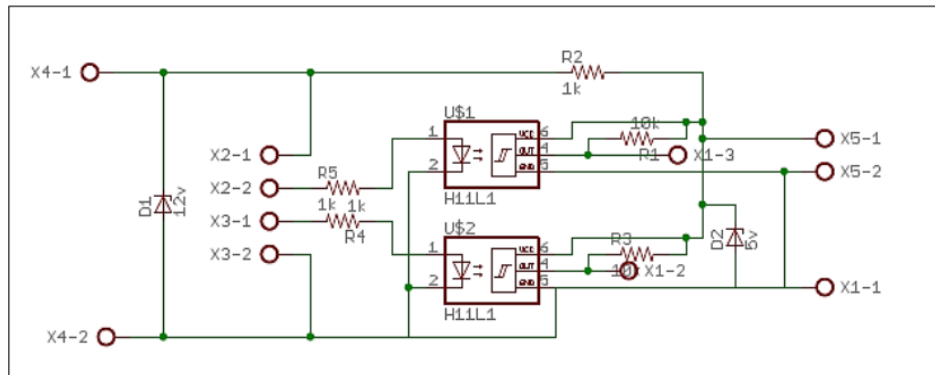
Figura 30. Plano eléctrico Servoamplificador



3.6.7. Tarjeta electrónica de conexión entre el encoder incremental y la DAQ.

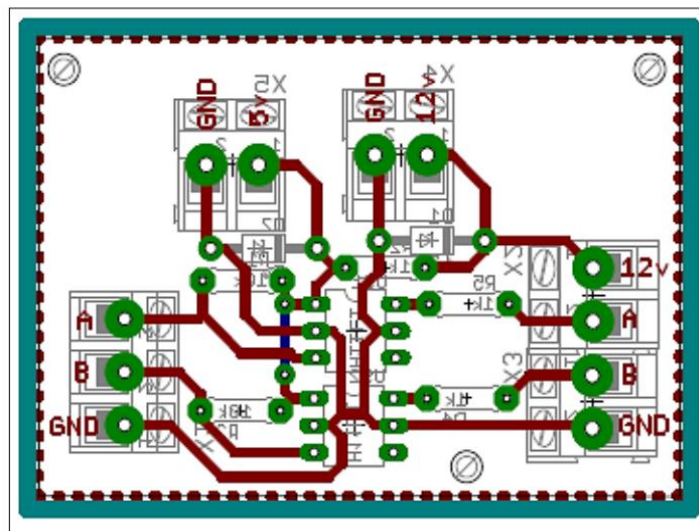
El objetivo de incluir esta tarjeta entre la conexión del encoder y la DAQ es el de aislar las tierras analógicas y digitales, esto con el fin de evitar picos de voltaje o corriente, esta tarjeta se encontró en buen estado y se aprovechó correctamente.

Figura 31. Plano eléctrico de la tarjeta de conexión del encoder



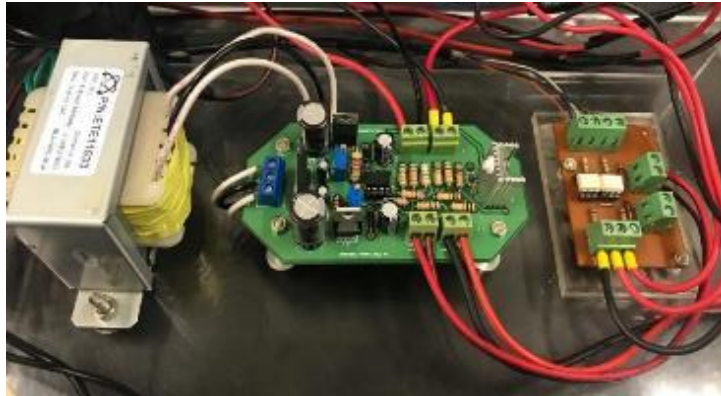
Fuente: Implementación de un sistema de control y medición de la transmisión hidrostática.

Figura 32. Plano esquemático de la tarjeta de conexión del encoder



Fuente: Implementación de un sistema de control y medición de la transmisión hidrostática.

Figura 33. Conjunto, Fuente Simétrica, Servoamplificador, Tarjeta Encoder



3.6.8. Software Labview. Acrónimo de Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench, es una plataforma y entorno de desarrollo para diseñar sistemas con un lenguaje de programación visual gráfico. Recomendado para sistemas hardware y software de pruebas, control y diseño, simulado o real y embebido, pues acelera la productividad. El lenguaje que usa se llama lenguaje G, donde la G simboliza lenguaje gráfico. Lo que resulta bastante provechoso para la aplicación en el proyecto a realizar ya que se va a emplear en un ambiente académico donde facilitarle el uso al estudiante es prioridad.

Figura 34. Logo Labview



Fuente: NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION. ¿Qué es LabVIEW? [En línea]. Disponible en: <https://www.ni.com/es-co/shop/labview.html>

3.7. OPERACIÓN DEL BANCO

El manual de operación que incluye toda la información técnica del funcionamiento, mantenimiento y seguridad industrial de la transmisión hidrostática se encuentra en el anexo I.

3.8 MODELADO MATEMÁTICO

3.8.1 Servo válvula. Existen tres formas de modelar este elemento recomendadas por el fabricante: como una ganancia, como un sistema de primer orden o como un sistema de segundo orden. Entre mayor sea el orden del modelo, mayor es su aproximación al comportamiento, pero un mayor número de polos puede complicar el sistema. El fabricante también indica que un modelo acertado para una servoválvula funcionado por debajo de 50 ciclos por segundo es el de primer orden. Dicho modelo requiere una ganancia (K_v) y un tiempo de respuesta (T).

$$G_{sv} = \frac{K_{sv}}{\tau_{sv} * s + 1}$$

El valor de K depende de la señal de entrada y de la de salida. Es decir, el voltaje proveniente de la tarjeta de adquisición de datos (el cual se encuentra en un rango de -10 a 10 [V]) y el caudal entregado en el puerto de salida (máximo de 5 [GPM]). Al ser lineal el comportamiento, se puede calcular la ganancia como el cociente entre caudal máximo y el voltaje máximo. El tiempo de respuesta de la servoválvula se puede encontrar en el datasheet del anexo.

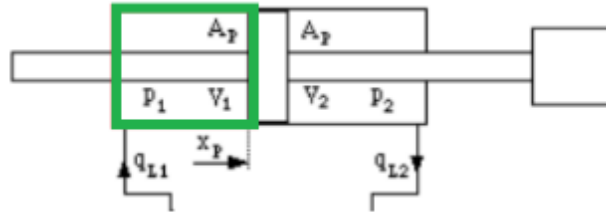
Conociendo ambos parámetros, se puede conocer la función de transferencia del primer elemento. Como se va a trabajar el caudal en [in/s], se convierten los [GPM].a la unidad requerida

$$G_{sv} = \frac{0.5 * 3.385}{0.006 * s + 1} = \frac{1.925}{0.006 * s + 1}$$

3.8.2 Cilindro actuador. Las dos ecuaciones básicas consideradas en el análisis son un diagrama de cuerpo libre en el vástago del cilindro y un volumen de control en la cámara de presión del actuador. Integrando ambas ecuaciones se obtendrá la función de transferencia correspondiente.

La primera ecuación es un balance de volumen de la zona remarcada de color azul en la siguiente figura.

Figura 35. Volumen de control en la cámara



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

El teorema de transporte de Reynolds enuncia que la variación del volumen neto corresponde a la diferencia entre el caudal de entrada y el de salida (fugas). Como se trata de un fluido real, se debe considerar también la compresibilidad del aceite como una variación de volumen negativo. Planteada como ecuación diferencial, el sistema está descrito de la siguiente manera.

$$\frac{d}{dx} V_c = Q_{sv} - Q_{fugas} - Q_{compresibilidad}$$

El caudal de fugas es proporcional a la presión de operación de la línea de suministro y a una constante de pérdidas.

$$Q_{fugas} = K_{pc} * P$$

La variación de volumen por compresibilidad corresponde a un fenómeno de los fluidos reales. Si consideramos la variación de volumen en función de la variación de presión, se obtiene el modelo temporal de dicho fenómeno.

$$dV_{comp} = \frac{Kd}{V} dp \Rightarrow \frac{dV_{comp}}{dt} = \frac{K}{V_c} \frac{dP}{dt}$$

Hay dos valores importantes a señalar: módulo de compresibilidad y Volumen promedio de la cámara. El modulo corresponde a la propiedad del fluido, en este caso aceite, que cuantifica el fenómeno: llamado también módulo de Bulk; el volumen promedio de la cámara se usa para simplificar el modelo, ya que el modelo de la cámara se usa para simplificar el modelo, ya que el modelo de la cámara varia al desplazarse el vástago y considerar este fenómeno haría perder la linealidad del modelo e imposibilitaría el uso de la transformada de Laplace.

Finalmente, la variación de volumen neto sería igual al cambio de posición del vástago por el área anular.

$$\frac{dV_c}{dt} = A_c * \frac{dX_c}{dt}$$

De modo de que la ecuación del volumen de control es:

$$Q_{comp} = Q_{sv} - \frac{d}{dx} V_c - Q_{fugas}$$

$$\frac{K}{V_c} \frac{dP}{dt} = Q_{sv} - A_c * \frac{dX_c}{dt} - K_{pc} * P$$

Con las reglas de transformada de Laplace, se obtiene:

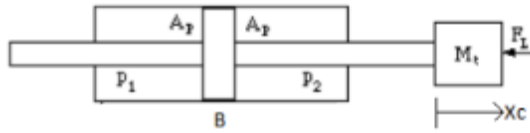
$$\frac{K}{V_c} P * s = Q_{sv} - A_c X_c * s - K_{pc} * P$$

Como se obtuvieron tres variables, P, X y Q, se requiere relacionar la presión y la posición con otro diagrama.

La ecuación del diagrama de cuerpo libre corresponde al equilibrio dinámico del vástago del cilindro. El fluido presurizado ejerce una fuerza que impulsa al actuador; la cámara conectada a tanque se desprecia por estar a una presión baja y así

simplificar el sistema. Existe también una fricción viscosa entre el vástago y el cuerpo.

Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del vástago



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

La ecuación quedaría de la siguiente manera:

$$\sum F_x = m * \ddot{X}_c + b * \dot{X}_c \Rightarrow F_p - F = m * \ddot{X}_c + b * \dot{X}_c$$

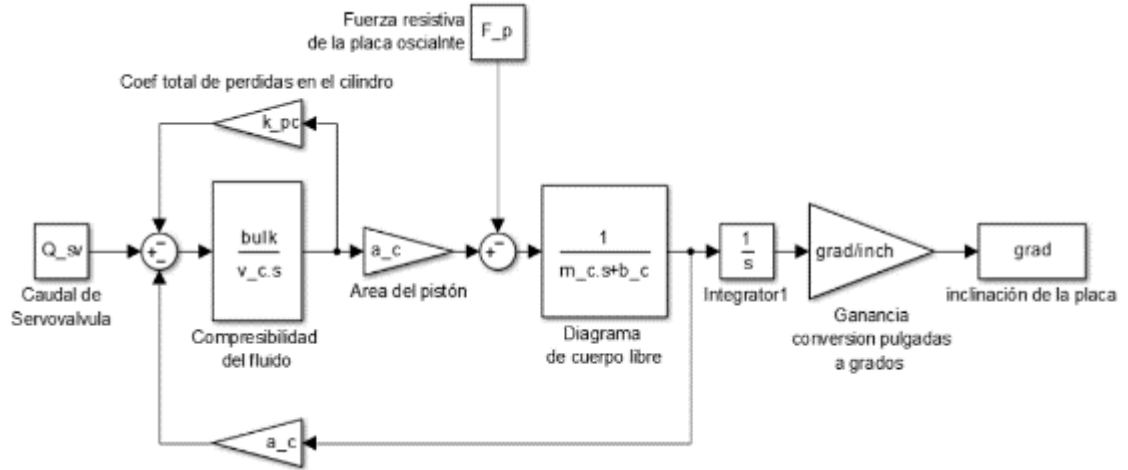
Donde F_p es la fuerza ejercida por la presión. Si se desprecia la fuerza externa, transformando la ecuación y obteniendo la función de transferencia X/F_p queda de la siguiente manera

$$F_p = mX_c * s^2 + bX_c * s \Rightarrow \frac{X_c}{F_p} = \frac{1}{m * s^2 + b * s}$$

Como la variación del volumen neto es función de la variación de la posición, se multiplica la función de transferencia por s .

$$\frac{\dot{X}_c}{F_p} = \frac{1}{m * s + b}$$

Figura 37. Diagrama de bloques posición sin reducir



La fuerza resistiva de la placa la ser desplazada es despreciable, entonces se tiene que, el primer punto de suma corresponde al volumen de control, donde a el caudal de entrada se le resta la variación de volumen y las pérdidas y se obtiene el caudal comprimido. Con la función de transferencia de la compresibilidad se obtiene la presión de la cámara, que se multiplica por el área anular y se obtiene la fuerza. Con este valor multiplicado por la función correspondiente al diagrama de cuerpo libre se obtiene la velocidad de desplazamiento del actuador, que a su vez es integrada para obtener la posición de la placa de la bomba. Finalmente se multiplica por una ganancia para convertir las pulgadas a un valor angular. Los valores de variación de volumen y caudal de pérdidas son función de un parámetro interno del sistema que se retroalimentan al primer punto de suma.

La función de transferencia global sería la siguiente:

$$G_C(s) = \frac{K_{\text{grados}} * K_b * A_c}{(MV_c)s^2 + (V_c b + M K_b K_p)s + (b K_b K_p + K_b A_c^2)}$$

El valor del coeficiente de fricción viscosa es difícil de cuantificar y su efecto no tiene gran relevancia en a respuesta. Los parámetros requeridos para cuantificar la función de transferencia son los siguientes:

Tabla 3. Parámetros del modelado matemático

Módulo de bulk (Kb)	200000 [PSI]
Área cilindro (Ac)	1.455[in^2]
Masa (M)	1[lb.m]
Volumen cámara (Vc)	2.7[in^3]
Coeficiente de fricción viscosa (b)	0[lb.s/in]
Coeficiente de pérdidas del cilindro (Kp)	0.007 [adimensional]

La función de transferencia es la siguiente:

$$G_c(s) = \frac{4.33 * 10^5}{(s^2 + 466.7s + 5.633 * 10^5)}$$

Y la función de transferencia general del subsistema servoválvula-cilindro actuador es:

$$G_{VC}(s) = G_{SV} * G_c = \frac{450450}{(0.0324s^3 + 15.66s^2 + 1.85 * 10^4s + 3.042 * 10^5)}$$

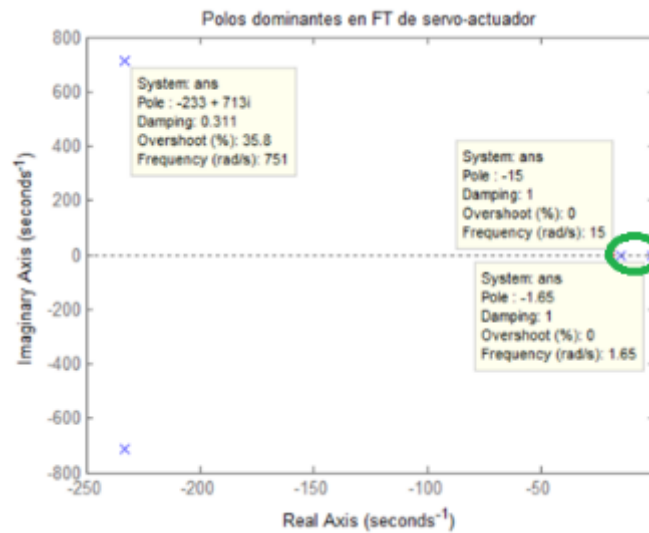
$$G_{VC} = \frac{\theta_{placa}}{V_{SV}} = \frac{1.39 * 10^7}{s(s + 16.67)(s^2 + 466.7s + 5.633 * 10^5)}$$

Hay que tener en cuenta que este sistema debe manejarse siempre en lazo cerrado, ya que en lazo abierto no hay control de posición de la placa. La función de transferencia retroalimentada es:

$$G_{VCfb} = \frac{G_{VC}}{1 + G_{VC}} = \frac{1.3903 * 10^7}{(s + 15)(s + 1.645)(s^2 + 466.7s + 5.633 * 10^5)}$$

Como es de cuarto orden, es necesario hacerle una reducción de dos órdenes.

Figura 38. Diagrama de polos del subsistema válvula-cilindro



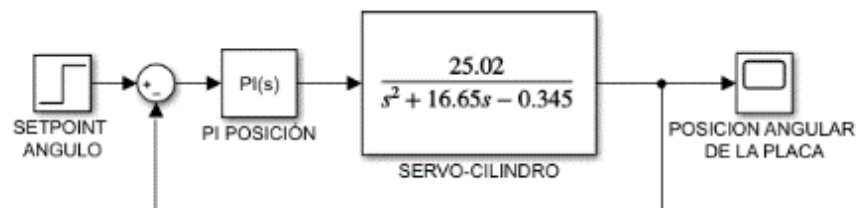
La función reducida es:

$$G_{VC} = \frac{25.455}{(s^2 + 1665s + 24.68)}$$

La función de transferencia equivalente en lazo cerrado se obtiene despejando la función G de la fórmula de retroalimentación:

$$G_{VCnf} = \frac{G_{VC}}{1 - G_{VC}} = \frac{25.02}{(s^2 + 16.65s + 0.345)}$$

Figura 39. Diagrama de bloques modelado posición



3.8.3 Transmisión hidrostática. Los elementos principales de este subsistema son la bomba hidráulica, motor hidráulico y el eje con el volante de inercia. El motor eléctrico actúa como una ganancia, cuyo valor es la velocidad de rotación. El volumen de las líneas de conexión también se debe considerar como parte del motor hidráulico para poder desarrollar el respectivo análisis; dicho valor es 122[in³]. El eje con el volante de inercia únicamente requiere un parámetro característico, momento polar de inercia que se conoce con anterioridad y es de 55[lb-in²].

3.8.4 Bomba Hidráulica variable. La bomba es la encargada de entregarle el caudal al motor hidráulico. Dicho caudal es la función de velocidad de rotación del motor eléctrico y de la posición angular de la placa oscilante. Cierta caudal se fuga y debe drenarse, pero este no es considerado dentro del análisis. La ecuación que describe el comportamiento es la siguiente:

$$Q_B = C_{b\theta} * N \left[\frac{\frac{in^3}{s}}{\circ} \right] * \theta [^\circ]$$

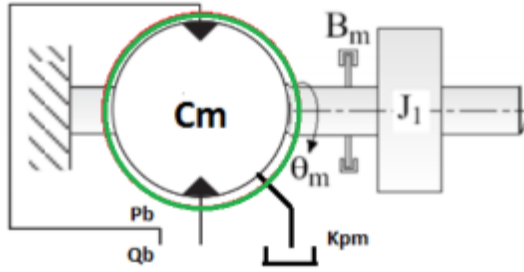
Donde C_b es el desplazamiento volumétrico en función del ángulo de la placa. Dicho valor se puede calcular conociendo el desplazamiento máximo y la inclinación máxima. El desplazamiento máximo es de 2[in³/rev] y la inclinación máxima es de 9[°]. También hay que considerar la eficiencia volumétrica del elemento, que es del 90%. Finalmente, la velocidad de rotación del motor eléctrico es de 1800[RPM].

$$G_b = \frac{C_b(s)}{\theta(s)} = 0.9 * N * \frac{C_{bmax}}{\theta_{max}} = C_b = 4.4$$

3.8.5 Motor Hidráulico. El análisis de este componente es similar al que se planteó para el cilindro actuador. El modelo requiere entonces dos ecuaciones provenientes de un volumen de control en el motor y un diagrama de cuerpo libre en el eje del motor.

El volumen de control contiene los mismos componentes que el modelo del cilindro; caudal de entrada, caudal de salida, caudal de pérdidas y variación de volumen por compresibilidad.

Figura 40. Volumen de control Motor hidráulico



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

La ecuación correspondiente es:

$$Q_b - Q_{perdidas} - \frac{dV_{comp}}{dt} = Q_{out}$$

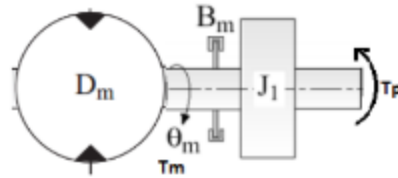
El caudal de la bomba es conocido, el caudal de pérdidas es proporcional a la presión del sistema multiplicado por una constante de pérdidas en el motor. El caudal de salida es en función de la velocidad de rotación del eje y una ganancia (desplazamiento volumétrico). Finalmente, la variación de volumen por compresibilidad cumple con la misma ecuación que se utilizó en el modelo del actuador ya que es el mismo fenómeno.

$$Q_{perdidas} = K_{pm} * P ; Q_{out} = C_m \omega_m ; \frac{dV_{comp}}{dt} = \frac{K}{\bar{V}_t} \frac{dP}{dt}$$

$$Q_b - K_{pm} * P - \frac{K}{\bar{V}_t} \frac{dP}{dt} = C_m \omega_m \Rightarrow Q_b(s) - P(s) \left(K_{pm} - \frac{K}{\bar{V}_t} s \right) = C_m \omega_m(s)$$

El diagrama de cuerpo libre realizado en el eje relaciona el torque entregado por el motor con la velocidad de rotación, la inercia rotacional del volante, fricción viscosa en el eje del motor y en los apoyos y un torque resistivo de la bomba acoplada al eje secundario que cumple la función de perturbación por carga externa.

Figura 41. Diagrama de cuerpo libre eje del volante



Fuente: Tomado y editado de RYDBERG, Karl-Erik. Hydraulic systems with load Dynamics.

$$\sum M_{eje} = I * \alpha + b * \dot{\omega} \Rightarrow T_m - T_p = J * \alpha + b * \omega$$

Si se transforma la diferencia de torques de motor y carga externa en un torque neto, se puede obtener una función de transferencia para la ecuación anteriormente planteada.

$$T_n(s) = (Js + b)\omega(s) \Rightarrow G_{dcl}(s) = \frac{\omega(s)}{T_n(s)} = \frac{1}{Js + b}$$

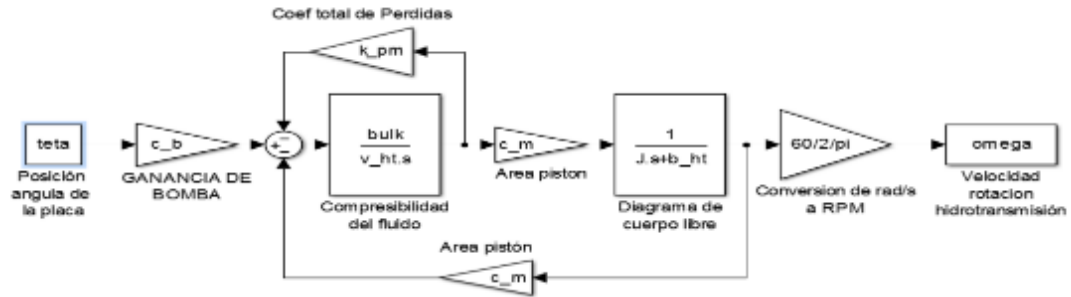
El torque neto se puede representar como un punto de suma en el diagrama de bloques donde el torque del motor es positivo y la perturbación es negativa. El torque del motor se puede calcular mediante la siguiente ecuación

$$T_m = C_m * P \Rightarrow \frac{T_m(s)}{P(s)} = C_m$$

Teniendo el volumen de control y el diagrama de cuerpo libre, se puede plantear un diagrama de bloques que integre el análisis y así obtener una función de transferencia general para el sistema de la transmisión hidrostática. Como la función

de transferencia debe tener solo una entrada y una salida, la perturbación no será considerada en este lazo.

Figura 42. diagrama de bloques velocidad sin reducir



Mediante las reducciones de algebra de bloques, se obtiene la función de transferencia correspondiente a la hidrottransmision completa.

$$G_{ht} = \frac{\omega_m}{\theta_b} = \frac{C_b K_b C_M}{(JV)s^2 + (Vb + JK_b K_{pm})s + (K_b C_m^2 + K_b K_{pm} b)}$$

A modo de aproximación, se asumió el coeficiente de pérdidas en el motor como el 15% del caudal máximo enviado por la bomba en condiciones de máxima presión.

$$K_{pm} = \frac{0.15 * Q_{max}}{P_{max}} = \frac{0.15 * C_b * X_{max}}{2000} = 3.14 * 10^{-3} \left[\frac{in^3}{PSI.s} \right]$$

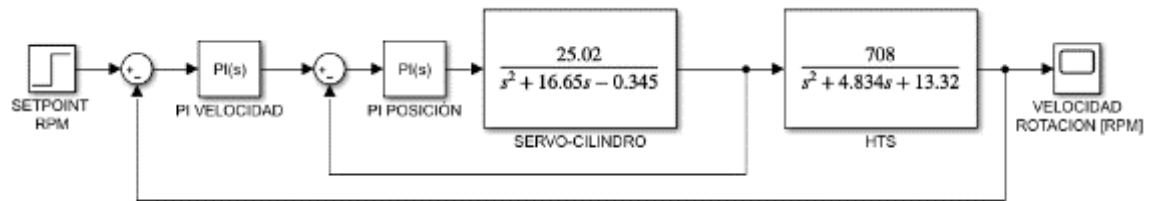
Para el coeficiente de fricción viscosa se consideró el 20% del toque máximo en condiciones de velocidad iguales 500 [RPM]

$$b_{ht} = \frac{0.2T_{max}}{\omega_{500}} = \frac{0.2 * 1000}{\frac{500}{60} * 2\pi} 3.15 \left[\frac{lb.in}{\frac{rad}{s}} \right]$$

La función de transferencia resultante es:

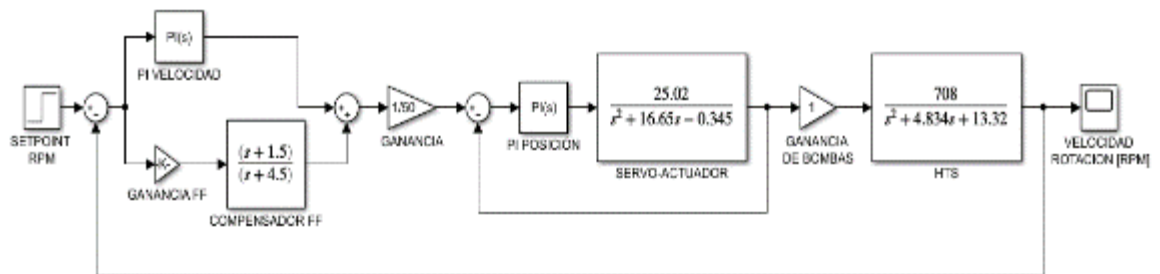
$$G_{HTS} = \frac{\omega_m}{\theta_b} = \frac{708.5}{s^2 + 4.834s + 13.32}$$

Figura 43. Diagrama de bloques modelado velocidad



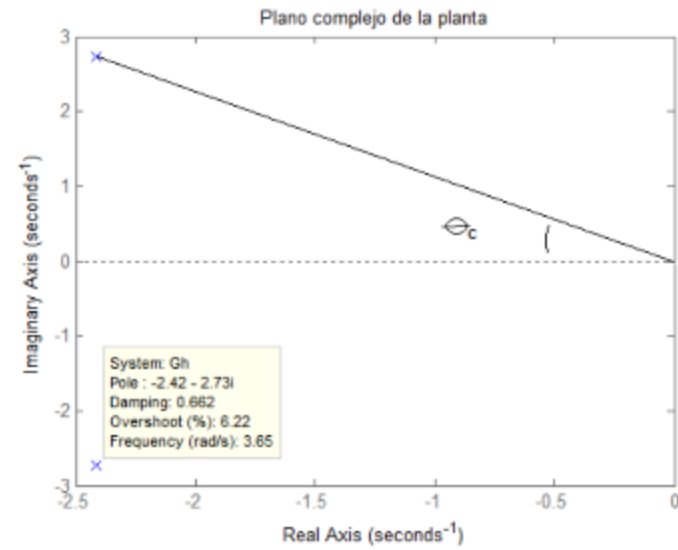
3.8.6 Control PID con feedforward de velocidad. Para diseñar el control PID es necesario comprender el diagrama de bloques en lazo cerrado.

Figura 44. Diagrama de bloques modelado Feedforward



Debido a que no se cuenta con un dispositivo para medir la perturbación como un transductor de presión, se debe simular la ganancia y el primer paso es calcular el ángulo de compensación basado en los polos de la planta. Este corresponde al formado entre el eje real negativo y la recta que contiene a polo del plano complejo.

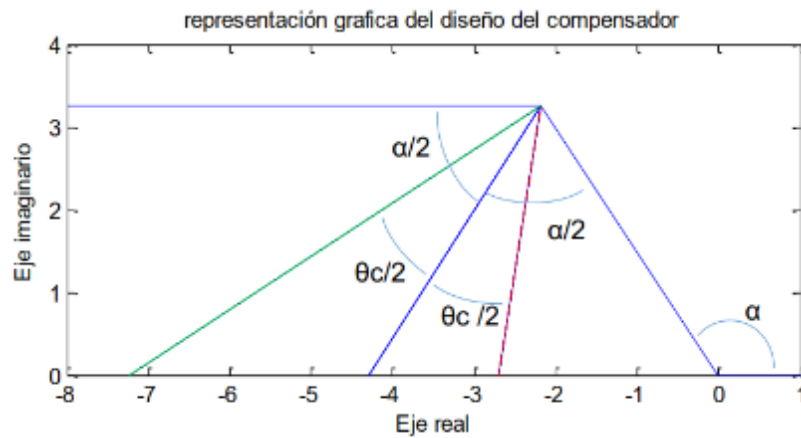
Figura 45. Polos planta modelado Feedforward



$$\theta_c = \tan^{-1} \left(\frac{2,73}{2,42} \right) = 59^\circ$$

Posteriormente se traza una bisectriz al ángulo alterno interno formado entre el polo conjugado y el eje real positivo.

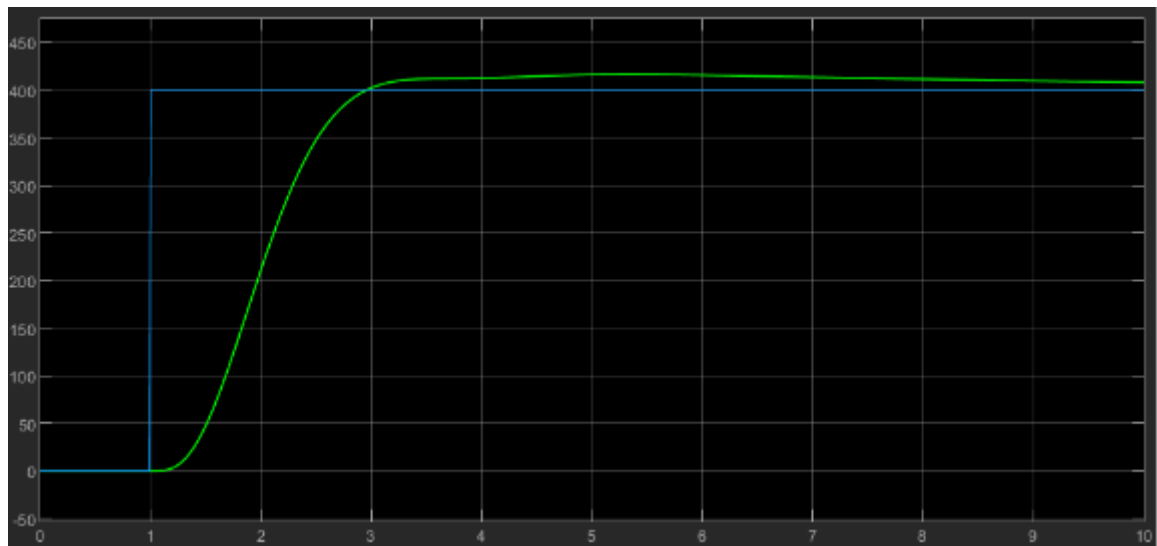
Figura 46. Representación gráfica del compensador



$$1 = K * \frac{2,69}{7,23} \Rightarrow K = 2,5$$

La ganancia K se calcula de modo que la respuesta de estado estable del compensador a una entrada tipo escalón corresponda al valor de la acción proporcional sea igual al setpoint.

Figura 47. Respuesta teórica del compensador Feedforward



4. DESARROLLO DE LA INTERFAZ GRAFICA

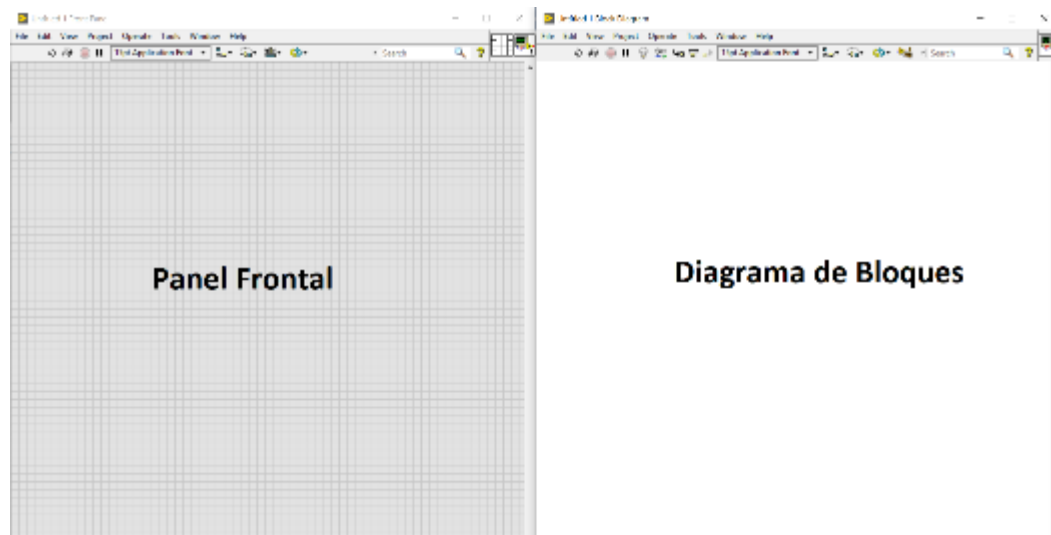
La herramienta principal para realizar el control del banco es la tarjeta de adquisición de datos de la casa National Instrument, empresa que posee un software de desarrollo de instrumentación visual, LabVIEW, en el cual se va a desarrollar todo el sistema de control tanto el algoritmo, como la herramienta de operación.

Dicha herramienta para operar todo el sistema se le llama interfaz gráfica, en el lenguaje G es llamada VI (Visual Instrument), se desarrolla en función de las necesidades propias del programador, la conexión con la tarjeta de adquisición de datos es muy sencilla y la interacción entre el usuario y el programa resulta muy sencilla.

Las tareas que debe cumplir la interfaz gráfica son las siguientes:

- Debe permitir implementar dos controladores diferentes: PID clásico y PID con Feedforward para perturbaciones.
- Debe permitir variar las constantes de todos los controladores y modificar el setpoint del sistema.
- Debe mostrar las variables medidas (posición y velocidad) y graficarlas en tiempo real.

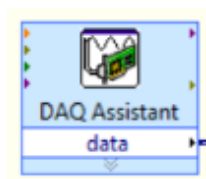
Figura 48. Entorno de trabajo LabVIEW



4.1 ADQUISICIÓN DE DATOS

La esencia de este proyecto de grado es la adquisición de datos realizada por la DAQ, esta se ve facilitada en gran medida por los complementos de los que dispone el software ya que pueden realizarse mediciones y operaciones tanto analógicas como digitales al mismo tiempo gracias a DAQ Assistant, herramienta que facilita el uso de estas tarjetas de adquisición de datos, en este banco se utilizó dicha herramienta para adquirir señales analógicas del LVDT, digitales del Encoder que envía pulsos convertidos a valores numéricos y para generar una salida analógica de voltaje hacia la tarjeta amplificadora de la servoválvula.

Figura 49. Herramienta DAQ Assistant



4.2 HERRAMIENTAS DEL LENGUAJE GRAFICO

Las herramientas usadas en este software son llamadas bloques, se dispone una enorme variedad de ellas pero acontinuacion se especificaran las utilizadas en el desarrollo de este proyecto de grado.

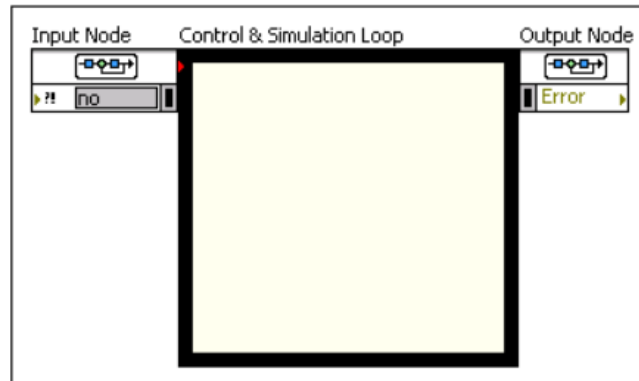
4.2.1. While Loop. Repite el código dentro de su subdiagrama hasta que ocurre una condición específica. Un While Loop siempre se ejecuta al menos una vez.

Figura 50. While Loop



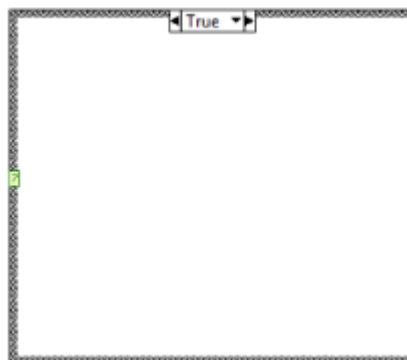
4.2.2. Control and Simulation Loop. Es el bloque en el cual se desarrollan las dos interfaces, una para el control de posicion de la placa y otra para el control de velocidad, se separaron para evitar retardos en la carga del programa y para facilitar el manejo haciendolo mas dinamico, esta herramienta ejecuta el diagrama de simulación hasta que alcanza la hora final de la simulación o hasta que la función Halt Simulation detiene la ejecución mediante programación. Se debe colocar todas las funciones de simulación dentro de un bucle de control y simulación o en un subsistema de simulación. También se puede ubicar subsistemas de simulación dentro de un Control & Simulation Loop u otro subsistema de simulación, o puede colocar subsistemas de simulación en un diagrama de bloques fuera de un Control & Simulation Loop o ejecutar los subsistemas de simulación como VIs independientes.

Figura 51. Control and Simulation Loop



4.2.3. Case Structure. Contiene uno o más subdiagramas, o casos, exactamente uno de los cuales se ejecuta cuando se ejecuta la estructura. El valor conectado al selector de casos determina qué caso ejecutar.

Figura 52. Case Structure



4.2.4. Convert from / to Dynamic Data. Debido a que la salida de los bloques de DAQ Assistant son datos dinámicos, fue necesario convertirlos a escalares para su respectiva manipulación dentro del programa, y dicha tarea se realiza gracias a esta herramienta.

Figura 53. Convert from / to Dynamic Data



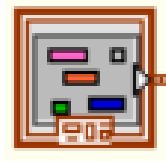
4.2.5. Control e indicador numérico. Se usan para ingresar y mostrar los datos numéricos en el panel frontal.

Figura 54. Control e indicador numérico



4.2.6. Clúster. Un clúster agrupa elementos de tipo mixto, es similar a un registro o a una estructura en lenguajes de programación basados en texto.

Figura 55. Clúster



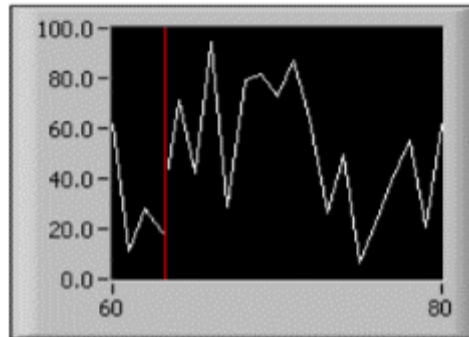
4.2.7. Booleanos. Los controladores e indicadores booleanos se usan para ingresar y mostrar los valores booleanos Verdadero/Falso con bloques tales como botones, interruptores y luces LED.

Figura 56. Controles Booleanos



4.2.8. Waveform Chart. El grafico de forma de onda es un tipo especial de indicador numérico que muestra una o más graficas que normalmente se adquieren a una velocidad constante, también mantiene un historial de datos o búfer de actualizaciones anteriores.

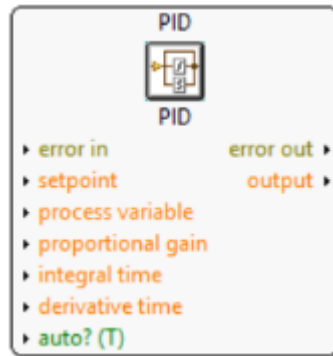
Figura 57. Waveform Chart



4.2.9. Bloque PID. Algoritmo PID para aplicaciones PID o aplicaciones de control de alta velocidad que requieren un algoritmo eficiente. El algoritmo PID presenta un límite de rango de salida de control con integrador anti-windup y salida de controlador sin golpes para cambios de ganancia PID. Este bloque de funciones también presenta control de modo manual con transiciones manuales a automáticas sin baches, acción integral no lineal, control de dos grados de libertad y control de error al cuadrado.

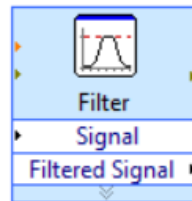
Puede usar este bloque de funciones para operar con un valor de entrada a la vez.

Figura 58. Bloque PID



4.2.10. Filter Express. Procesa señales a través de filtros y ventanas.

Figura 59. Filter Express



4.2.11. Formula Node. Evalúa fórmulas matemáticas y expresiones similares a C en el diagrama de bloques.

Figura 60. Formula Node



4.2.12. Feedback Node. Almacena datos de una ejecución de VI o iteración de bucle a la siguiente.

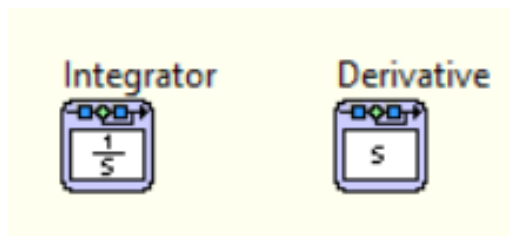
Figura 61. Feedback Node



4.2.13. Integrator / Derivative Function. Integra una señal de entrada continúa utilizando el solucionador de ecuaciones diferenciales ordinarias (ODE) que especifique para la simulación.

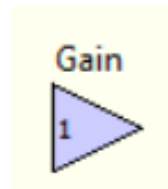
Calcula la derivada de una señal continua.

Figura 62. Integrator / Derivative Function



4.2.14. Gain Function. Multiplica la entrada que especifique por la ganancia.

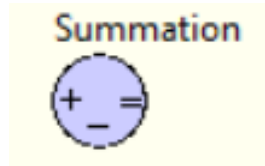
Figura 63. Gain Function



Fuente: Labview 2018

4.2.15. Summation Function. Agrega y / o resta las señales de entrada. Esta función acepta entradas mixtas vectoriales / escalares.

Figura 64. Summation Function



4.3 CONTROL COMPUTARIZADO

El último paso antes de realizar pruebas y ajustar todo el sistema es desarrollar el control global, otra parte fundamental del proyecto, la ejecución del control computarizado requiere tomar todo lo explicado anteriormente y adaptarlo al banco, sus características físicas y control requerido.

4.3.1. Sintonización experimental. Las necesidades de control que exige este proyecto de grado se desarrollan con base a la sintonización experimental o también llamada sintonización de forma empírica, se opta por esta forma de sintonización ya que carece de la necesidad de conocer las ecuaciones de planta o del sistema controlado de un controlador PID, esta decisión se basa en que, en muchas ocasiones, estas constantes obtenidas por métodos matemáticos muy poco se acercan a la operación del sistema en la realidad.

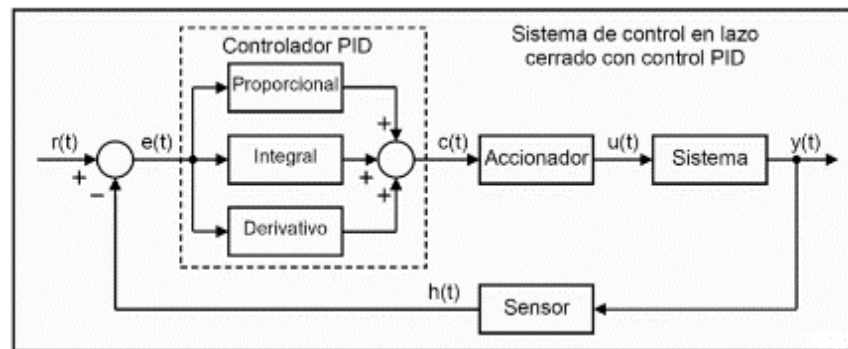
4.3.2. Método Ziegler-Nichols. Las reglas de ajuste propuestas por Ziegler y Nichols fueron publicadas en 1942 y desde entonces es uno de los métodos de sintonización más ampliamente difundido y utilizado. Los valores propuestos por este método intentan conseguir en el sistema realimentado una respuesta al escalón con un sobreimpulso máximo del 25%, que es un valor robusto con buenas características de rapidez y estabilidad para la mayoría de sistemas de control.

El método de sintonización de reguladores PID de Ziegler-Nichols permite definir las ganancias proporcional, integral y derivativa a partir de la respuesta de del sistema

en lazo abierto o a partir de la respuesta del sistema en lazo cerrado. Cada uno de los dos ensayos se ajusta a un mejor tipo de sistema.

4.3.3. Sintonización por la respuesta al escalón. Este método se adapta bien a los sistemas que son estables en lazo abierto y que presentan un tiempo de retardo desde que reciben la señal de control hasta que comienzan a actuar, para poder determinar la respuesta de un sistema a controlar, se debe trabajar primero en lazo abierto retirando el controlador PID y sustituirlo por una señal escalón aplicada al accionador.

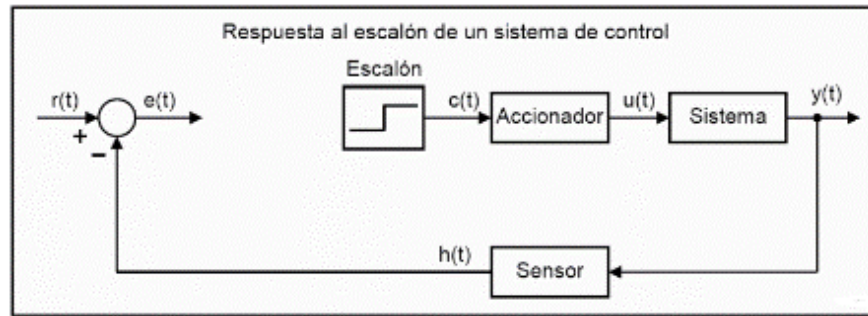
Figura 65. Sistema lazo cerrado PID



Fuente: PARDO, Carlos. Método de Ziegler-Nichols. [En línea]. Picuino. Disponible en: <https://www.picuino.com/es/arduprog/control-ziegler-nichols.html>

En la siguiente figura se muestra la modificación que hay que realizar al sistema de control en lazo cerrado para que responda a una señal escalón y comience así, su sintonización empírica.

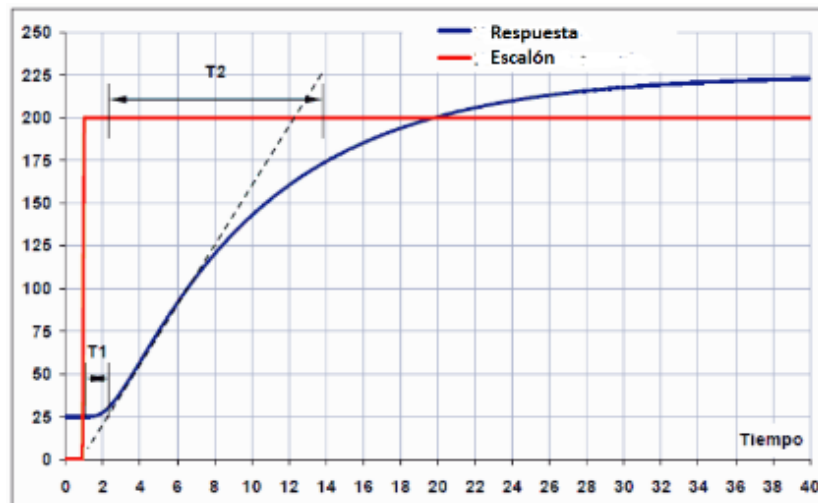
Figura 66. Respuesta a escalón de un sistema de control



Fuente: PARDO, Carlos. Método de Ziegler-Nichols. [En línea]. Picuino. Disponible en: <https://www.picuino.com/es/arduprog/control-ziegler-nichols.html>

Teniendo estos conceptos como base, se grafica el comportamiento del sistema a este escalón impuesto y se observa dicha respuesta, como todo sistema de lazo abierto tendrá su tiempo muerto y tiempo de subida con un sobreimpulso ya que el sistema no está retroalimentado, además de estos dos tiempos característicos, $T1$ y $T2$, se debe tener en cuenta la variación de la señal escalón y la respuesta del sistema, dx y dy respectivamente.

Figura 67. Respuesta a escalón de un sistema de control



Fuente: Modificada PARDO, Carlos. Método de Ziegler-Nichols. [En línea]. Picuino. Disponible en: <https://www.picuino.com/es/arduprog/control-ziegler-nichols.html>

A partir de estos valores se calcula la constante K_o :

$$K_o = (dX * T2)/(dY * T1)$$

Y a partir de la constante K_o se pueden calcular los parámetros del control PID con acción solo proporcional (P), proporcional e integral (PI), proporcional y derivativa (PD) o proporcional, integral y derivativa (PID).

Tabla 4. Cálculo de constantes del sistema de control

Control	K_p	K_i	K_d
P	K_o		
PI	$0.9 * K_o$	$0.27 * K_o / T1$	
PD	$1.6 * K_o$		$0.60 * K_o * T1$
PID	$1.2 * K_o$	$0.60 * K_o / T1$	$0.60 * K_o * T1$

Fuente: PARDO, Carlos. Método de Ziegler-Nichols. [En línea]. Picuino. Disponible en: <https://www.picuino.com/es/arduprog/control-ziegler-nichols.html>

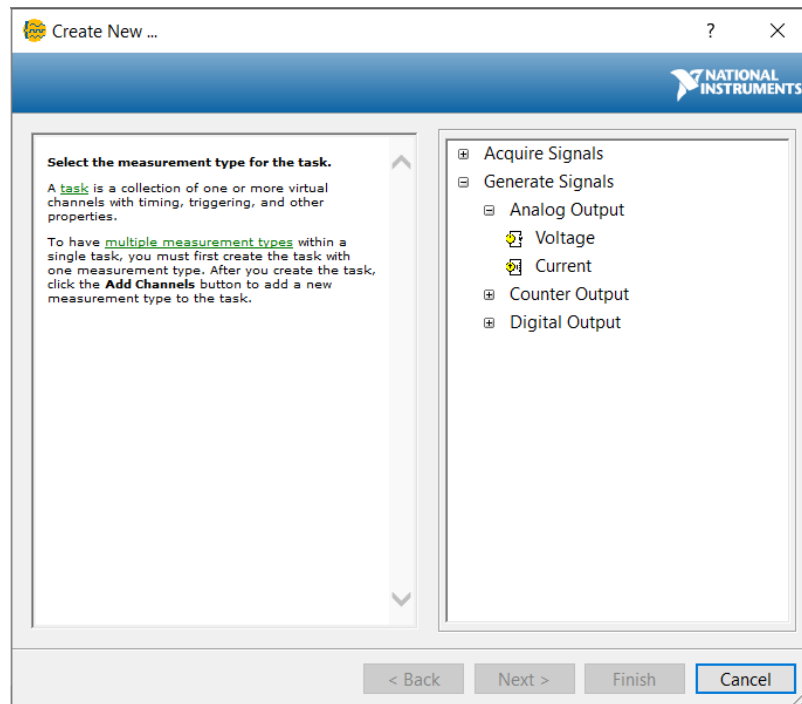
La constante K_p corresponde a la ganancia proporcional, K_i es la ganancia integral y K_d es la ganancia derivativa.

Con estos conceptos claros se procede a la conexión de los dispositivos electrónicos y diseño de los controladores en LabVIEW.

4.3.4. Conexiones con la DAQ. Utilizando la herramienta anteriormente mencionada, DAQ Assistant, adquirimos o generamos la señal, ya sea analógica o digital requerida para controlar la servoválvula, el transductor de posición y el encoder incremental.

Para realizar la acción de control de la servoválvula se debe seleccionar la opción de generar señal analógica y luego el puerto por el cual la señal será enviada desde la DAQ.

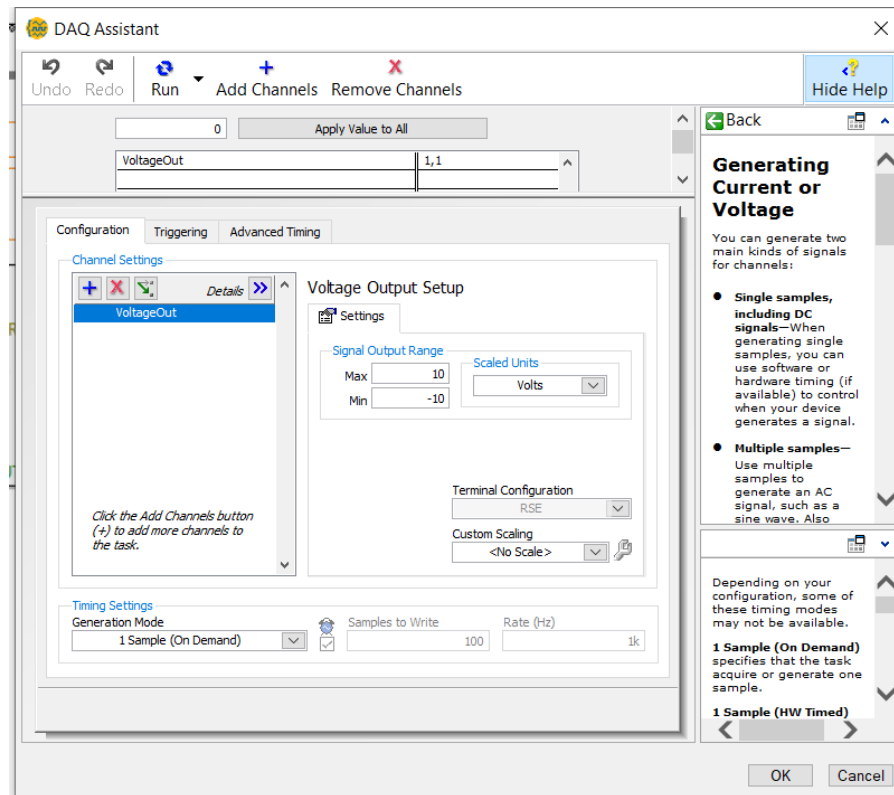
Figura 68. DAQ Assistant genera señal analógica



Como en este caso vamos a controlar la servoválvula, se debe seleccionar la opción de generar señal y a continuación la opción de salida analógica, como la servoválvula se mueve con voltaje, pues finalmente se opta por la opción voltaje y terminando con la selección del puerto de la DAQ a utilizar.

Para conectar el transductor de posición con la DAQ, se debe hacer casi el mismo procedimiento, con la única diferencia que esta vez vamos a adquirir señal analógica.

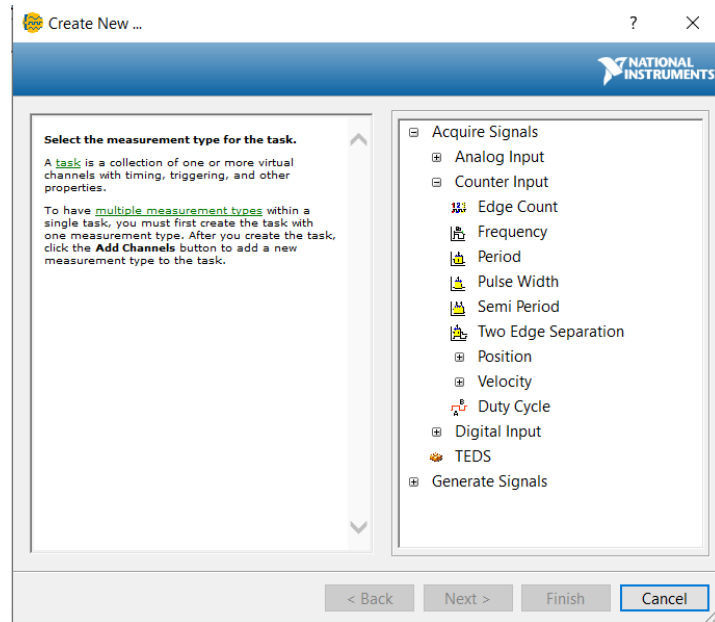
Figura 69. Conexión DAQ Assistant con señal analógicas



Para censar la señal analógica de voltaje proveniente del transductor de posición se debe realizar el mismo procedimiento anterior, con la diferencia de escoger la opción /adquirir señal/.

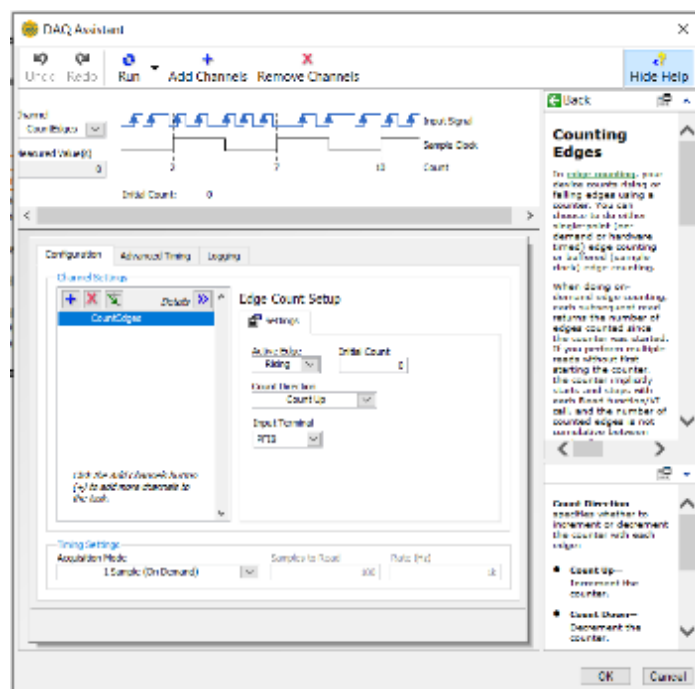
Por ultimo se realiza la medicion de los RPM del volante de inercia por medio del encoder incremental, pero antes de eso, se debe convertir el conteo de ejes que realiza la DAQ mediante su herramienta, DAQ Assistant.

Figura 70. DAQ Assistant adquiere señal digital



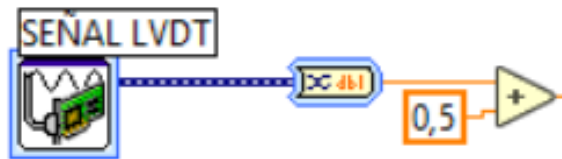
En este caso se procede a seleccionar la adquisición de señal digital y luego el conteo de ejes, finalizando con la opción del puerto digital a usar en la DAQ.

Figura 71. Conexión DAQ Assistant con la señal del encoder



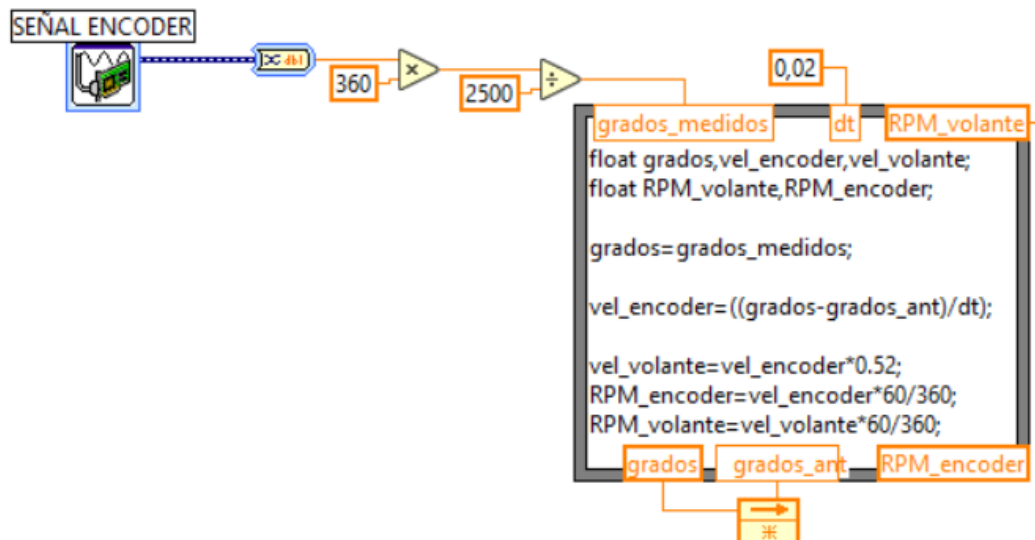
4.3.5. Configuración de la señal recibida de los dispositivos. Para la corrección de la señal recibida por el transductor de posición fue necesario sumarle 0.5 [V] para que su señal fuera posteriormente transformada en grados de inclinación de la placa.

Figura 72. Corrección a cero del LVDT



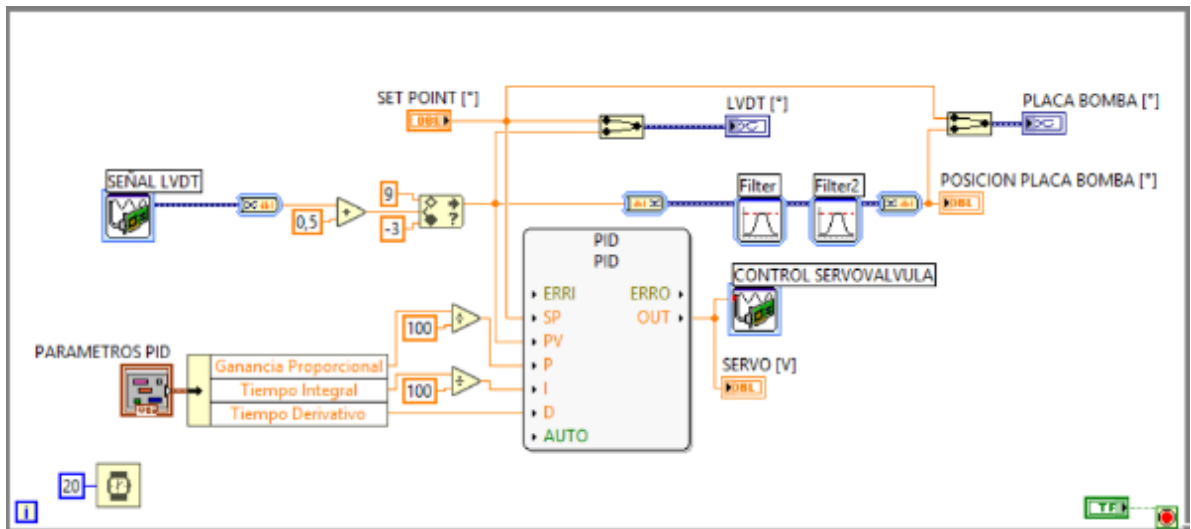
Para la transformación de los pulsos generados por el encoder a revoluciones por minuto [RPM], que es una unidad mucho más aplicada a la ingeniería y por su facilidad de control se tomó la señal recibida por el encoder y se debe derivar el ángulo desplazado obtenido por el encoder.

Figura 73. Conversión de pulsos a RPM



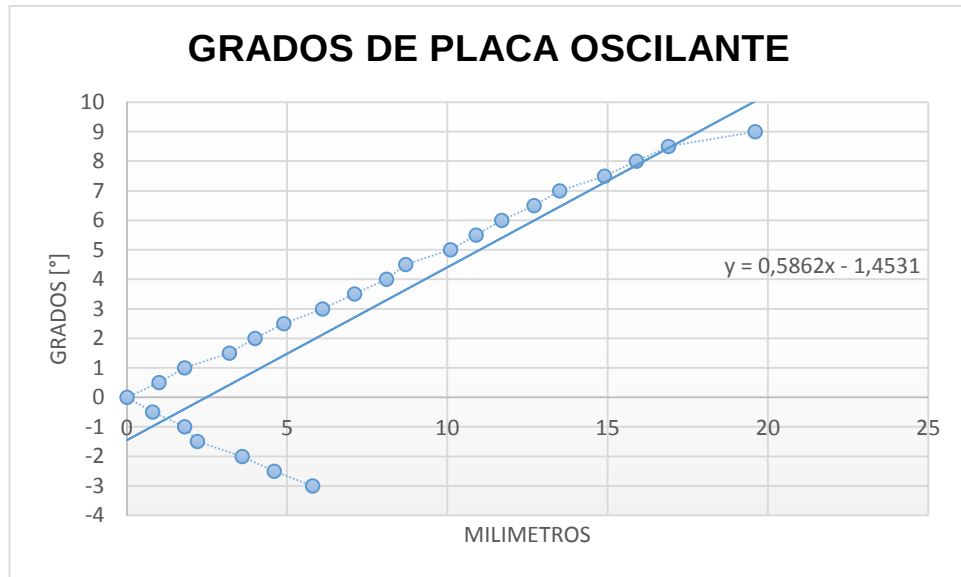
4.3.6. Control de Posición. Antes de realizar el control de velocidad el cual es la finalidad de este proyecto, se empieza por controlar la posición de la placa mediante el cilindro acoplado a ella comandado por la servoválvula. Para implementar el control de posición se utiliza la herramienta /PID/ estableciendo sus parámetros de operación, el valor del “Setpoint” y la variable del proceso la cual es la señal proveniente del transductor de posición. La salida del bloque PID se designa como la señal enviada a la servoválvula para el accionamiento del cilindro acoplado a la placa oscilante de la bomba.

Figura 74. Diagrama de Bloques Control Posición



Para llevar a cabo todo el proceso de control se tuvo que parametrizar la posición en mm del transductor de posición con el ángulo de la placa. Lo rangos que se manejan para el control de posición son de -3 a 9 [°].

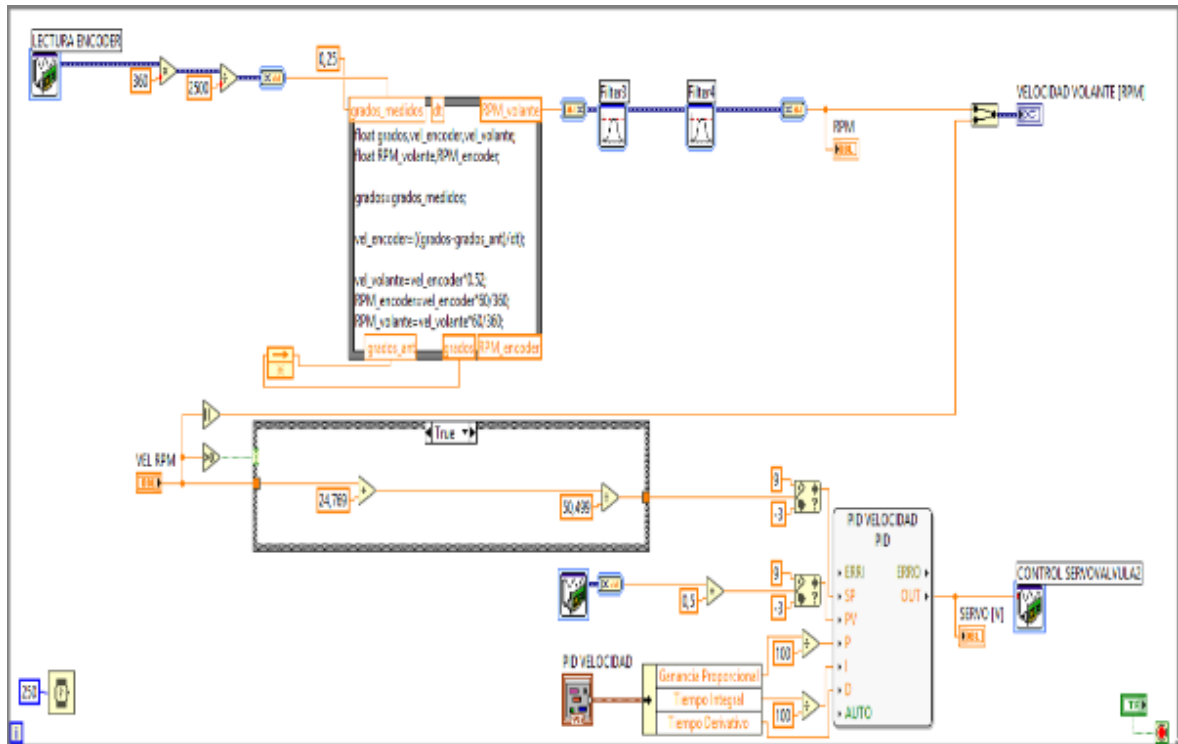
Figura 75. Parámetros LVDT



Se decidió por esa respuesta tipo escalón para observar la aplicabilidad de este control mediante ordenes aleatorias del setpoint, para este tipo de respuesta, el control empleado respondió de muy buena manera sin generar “overshoot” llegando a una respuesta del tipo críticamente amortiguada. Todo esto logrado mediante la sintonización experimental por prueba y error.

4.3.7. Control de Velocidad. Partiendo de las bases empeladas en el control de posición, se realiza de una manera más compleja el control de velocidad del volante de inercia, tenemos entonces, que la variable del proceso en este caso son las RPM del volante transformadas desde pulsos enviados por el encoder incremental. Como se tiene un motor bidireccional y como se establecieron los rangos de posición del control anterior, el volante girará de 100 [RPM] en una dirección (-3°) a 500 [RPM] en la otra dirección (9°).

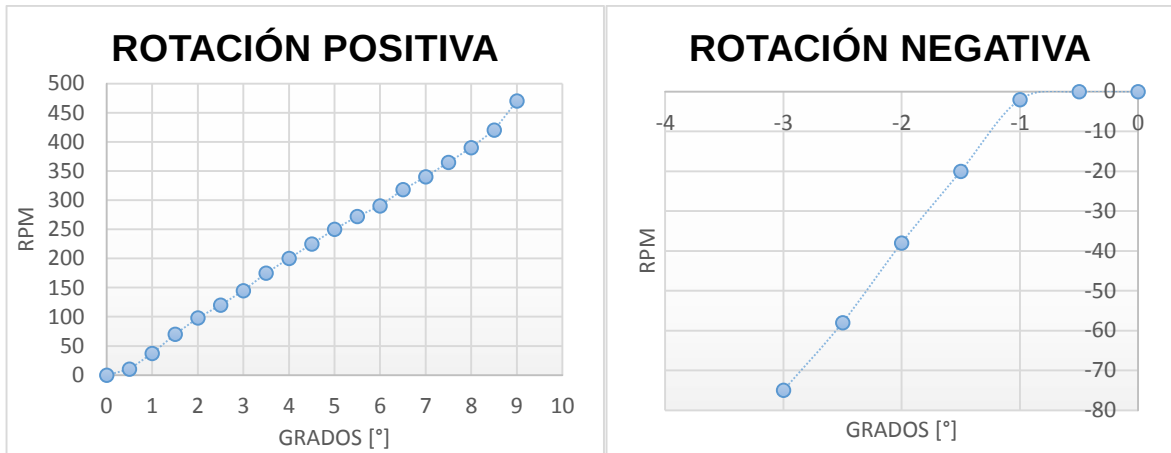
Figura 76. Diagrama de Bloques Control Velocidad



Este control tiene una limitación física y se trata de la longitud del cilindro actuador, ya que la placa oscilante de la bomba tiene un alcance muchísimo mayor, alcanzando velocidades cercanas a las mil (1000) revoluciones por minuto en ambas direcciones gracias a motor bidireccional, por lo tanto, se ajustó la placa de tal forma que se aproveche la aplicabilidad en toda la práctica del laboratorio.

El desarrollo de esta etapa consta de tres partes, la primera y más importante es establecer “el cero” gracias a la inclinación de la placa, es la más importante porque en el desarrollo de la práctica se debe dar inicio con este valor por defecto, para impedir sobrecargas tanto en la servoválvula como en los demás elementos de la hidrottransmisión. El segundo paso de este control, es establecer la parte de menor velocidad de rotación del volante, es decir, la de menor inclinación de la placa oscilante; y por último se configura la inclinación de giro de mayor velocidad.

Figura 77. Parámetros Rotación del volante



4.3.8. Control de velocidad para cargas externas (Feedforward). Un sistema dinámico como lo es el sistema global de la hidrottransmisión, puede estar sometido a cambios no previstos o perturbaciones externas de cualquier tipo, en efecto hay un sistema de cargas resistivas que generan un torque contrario a la rotación del eje principal del motor hidráulico y para esta práctica es necesario un control que se anticipe a dichas perturbaciones, dicho control es el control por adelanto Feedforward.

Antes de pensar en la implementación del control se debe tener en cuenta los parámetros de torque del circuito hidráulico de cargas externas calculados anteriormente:

$$\Delta T_{500psi} = 750lb.in$$

$$\Delta T_{800psi} = 1000lb.in$$

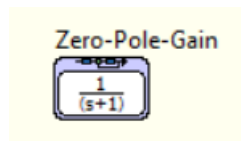
Teniendo en cuenta estos datos, se da paso al desarrollo de este control, para hacerlo es necesario cambiar la fórmula de trabajo ya es recomendado utilizar la

herramienta CONTROL AND SIMULATION LOOP dado que fue diseñada exclusivamente para los sistemas de control más complejos como en este caso.

En el desarrollo de ambos controles se utilizó el método de sintonización experimental sin la necesidad de partir del modelamiento matemático convencional para hallar la función de transferencia junto con posibles constantes, la causa de esta decisión fue que estas constantes anteriormente mencionadas casi nunca se acercan a las reales y con la ayuda del PID CONTROLLER no se vio necesaria la simulación; la idea de este proyecto de grado es hacerlo lo más aplicativo para los estudiantes y que ellos mismos puedan modificar las constantes y así observar los cambios de respuesta en el sistema.

Utilizando dicho bloque en MATLAB incluido en labview, se parte desde los valores predeterminados y se realiza la sintonización experimental gracias al bloque anteriormente mencionado.

Figura 78. Herramienta Zero-Pole Gain



Esta herramienta llamada de la misma forma en labview que en Matlab, añade ceros y polos al lazo PID sumándole una ganancia al control de velocidad preparándolo para las perturbaciones, así como se desarrolló anteriormente, la sintonización del sistema se realizó de forma experimental.

La facilidad de uso de CONTROL AND SIMULATION LOOP se desarrolla tal cual como en SIMULINK, se toman las señales del Encoder y el LVDT con la misma herramienta DAQ ASSISTANT y se conectan los bloques de simulación descritos

El proceso de desarrollo difiere con el resto que ya se debe graficar tal cual es el diagrama de bloques general del sistema empezando por el PID de velocidad.

Figura 80. Diagrama de bloques del PID de posición

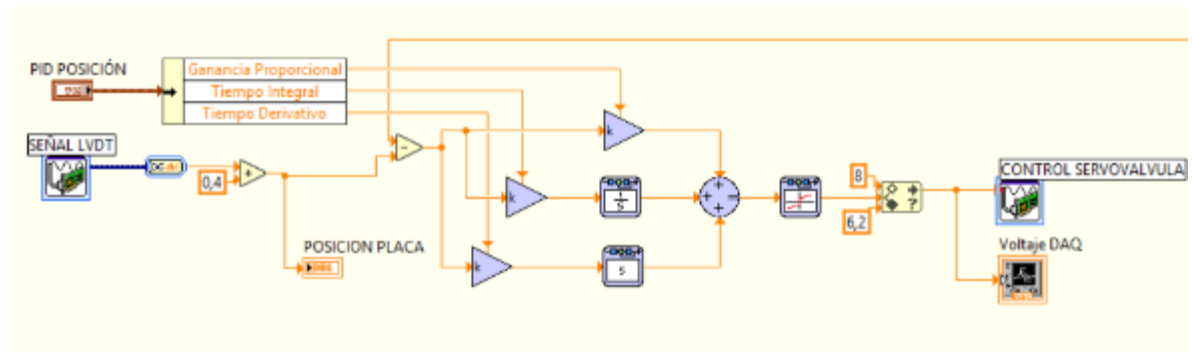
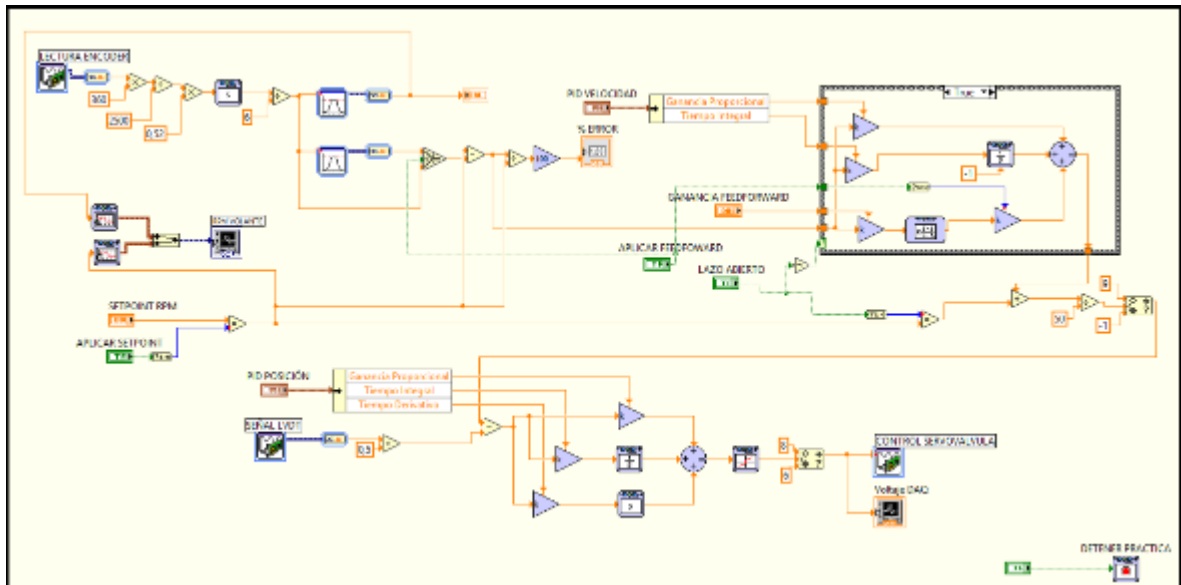
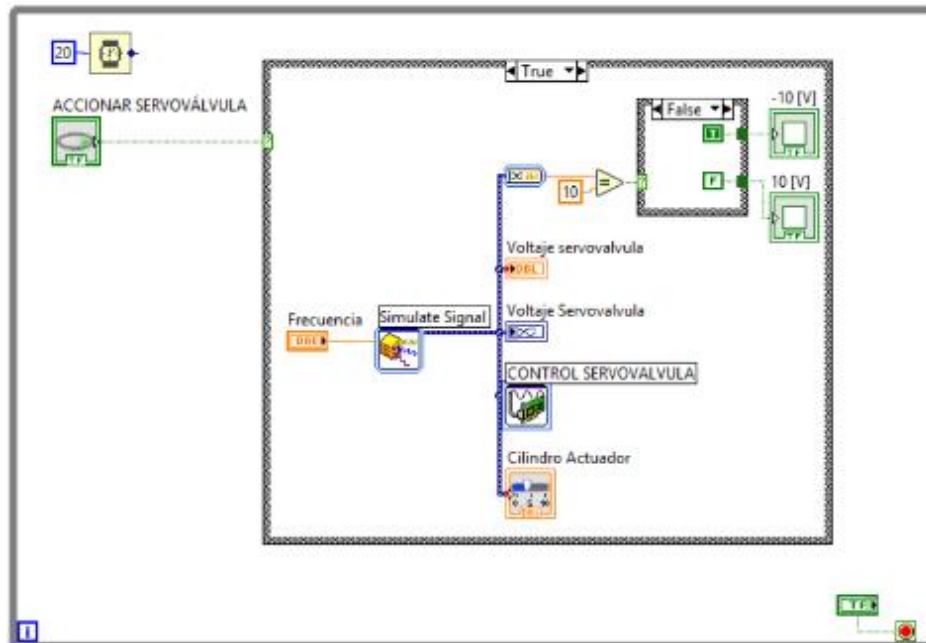


Figura 81. Diagrama de bloques de la pestaña de perturbaciones



4.3.9. Opción Arrancar Servoválvula. Añadiendo al final de la programación, una última pestaña para demostrar la respuesta a una señal enviada por el bloque ONDA CUADRADA de amplitud positiva y negativa de 10V con el objetivo de como su nombre indica, realizar el desplazamiento del spool que en muchas ocasiones requiere el total de voltaje requerido cuando ya se ha enfriado el aceite, este programa tiene el fin de emular el trabajo que desempeña de la tarjeta servoamplificador moog que hay en el laboratorio de potencia fluida la cual le demuestra los estudiantes el control de forma análoga de la servoválvula observando el tiempo de respuesta en comparación con las proporcionales y direccionales.

Figura 82. Diagrama de bloques de Arranque de Servoválvula

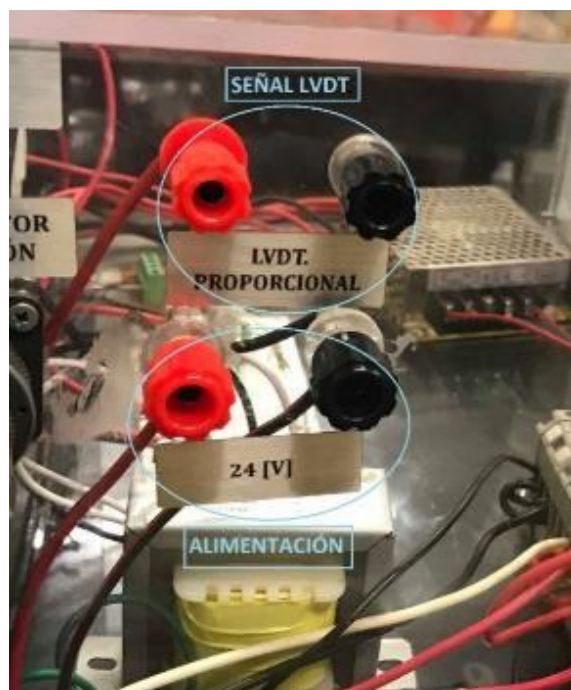


4.3.10. Control Proporcional. En el último apartado de control, con el fin de aprovechar al máximo todas las funciones del laboratorio, aunque no se trate de control digital, se tiene una válvula proporcional Vickers anteriormente mencionada, todo esto para demostrar la diferencia entre una servoválvula y una proporcional para alimentar el cilindro actuador y así cambiar la inclinación de la placa con dos formas distintas de control.

Figura 83. Conexión proporcional Tarjeta Servoamplificadora



Figura 84. Conexión proporcional Modulo AAA



5. DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA

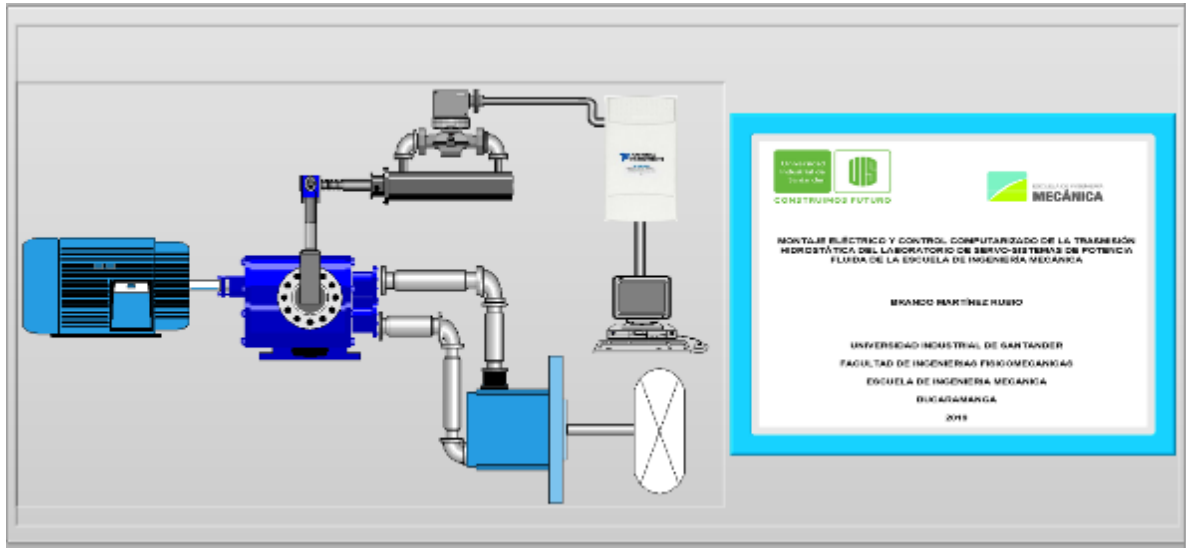
La principal razón por la que se decidió desarrollar este proyecto de grado sobre este programa fue por el amplio margen de aplicación y lo poco complejo en favor de la academia, el medio en el que se desenvuelve LabVIEW. Lo más importante de esta interfaz gráfica es que permite adquirir datos, controlar y graficar o mostrar todo el proceso de la máquina, mientras se explica el servo de posición y velocidad.

La interfaz se desarrolló mediante pestañas o ventanas que contienen el proceso por el cual se debe realizar la explicación del laboratorio por el auxiliar de la materia, que facilita mucho la recepción de estas prácticas por parte de los estudiantes referentes al control digital teniendo los conceptos referentes a la hidráulica proporcional y servo.

El entorno de trabajo se desarrolló de tal forma que el estudiante se desplace por las pestañas y observe la respuesta del sistema a las órdenes que se le comanden por medio de los diferentes interruptores y diales que contiene el panel frontal del programa.

A nivel general, el entorno de trabajo contiene un menú desplegado en el cual se encuentran todas las opciones mencionadas anteriormente, todas las opciones de rápido acceso, uso aplicativo y cada una 100% funcional, en la siguiente imagen se muestra el panel frontal de la interfaz gráfica una vez ejecutado el programa.

Figura 85. Panel Frontal



En la “PORTADA” del VI se encuentra un esquema simbólico del banco y los datos básicos del proyecto de grado.

5.1 PESTAÑA ACCIONAR SERVOVÁLVULA

En la siguiente pestaña, tal y como se mencionó anteriormente, la implementación de esta función se hizo con el fin de como su nombre lo indica, se recomienda arrancar la servoválvula para evitar daños debido al tiempo que permanezca parada, esta etapa ocurrió de tal manera que se ejecuta con una onda cuadrada enviando $\pm 10[V]$ desde la DAQ con un ciclo de trabajo y frecuencia determinada para asegurarse el correcto funcionamiento del sistema, adicional a eso, al ejecutar esta opción, se calienta el aceite para que todo el sistema tenga un óptimo desempeño, finalizando el desarrollo de este VI, se añadieron una gráfica en la que se observa el comportamiento de la señal de voltaje enviada a la servoválvula y una animación del desplazamiento del cilindro actuador donde se observa el cambio de todo el proceso.

A continuación, se demuestra la variación de la siguiente función del VI.

Figura 86. VI “ACCIONAR SERVOVÁLVULA” (-10[V])

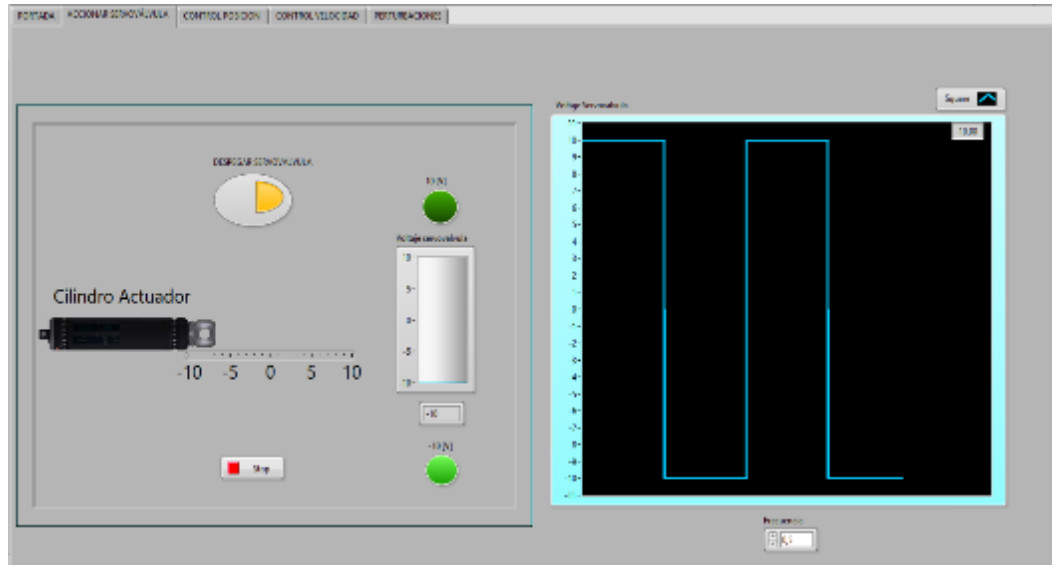
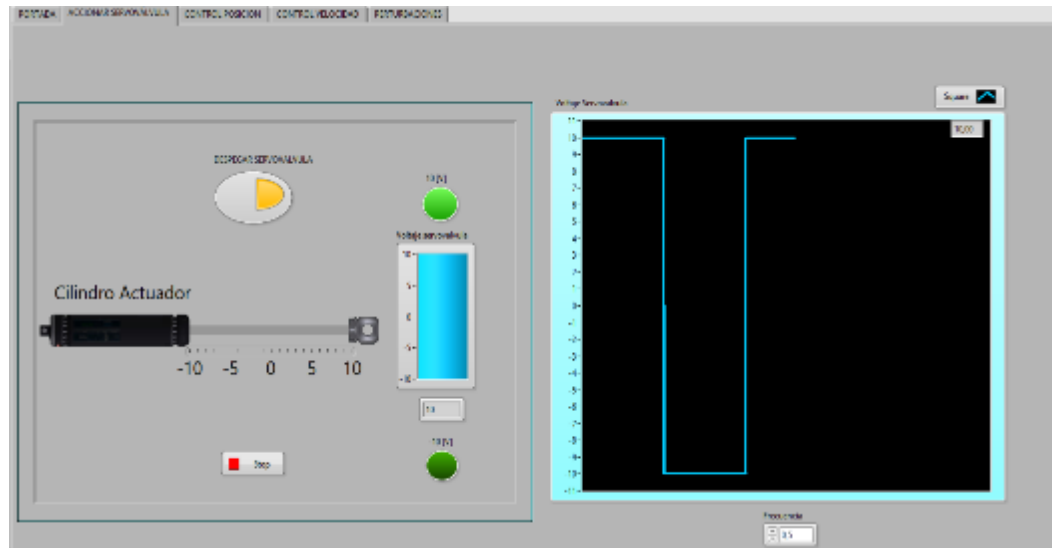


Figura 87. VI “ACCIONAR SERVOVÁLVULA” (+10[V])

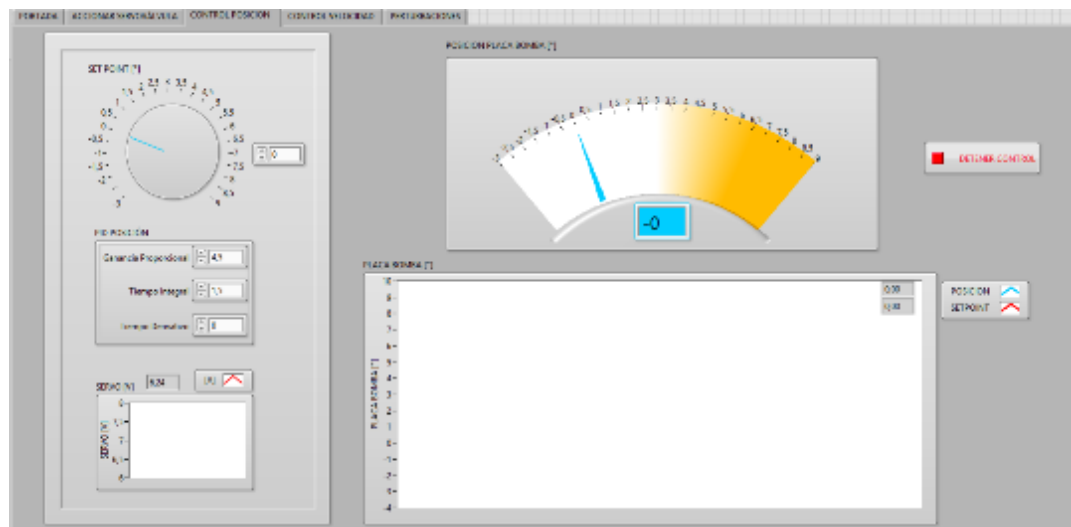


5.2 PESTAÑA CONTROL POSICIÓN

Una vez desarrollado el lenguaje grafico para la implementación de control de cualquier tipo, se establece la interfaz gráfica de la forma más didáctica y aplicativa posible como se había determinado anteriormente, en donde el estudiante que se encuentra desarrollando el laboratorio de la hidrotransmisión, tenga el completo control de las constantes y los valores de los parámetros de control, la interfaz gráfica de control de posición contiene un “Waveform Chart” donde se observan las señales del LVDT y del setpoint que determine el usuario, y contiene un dial en donde se ordene dicho setpoint en forma de respuesta escalón. Junto con este dial, se tienen las constantes del control PID, diseñadas para que el estudiante las pueda modificar y pueda observar la variación en el sistema.

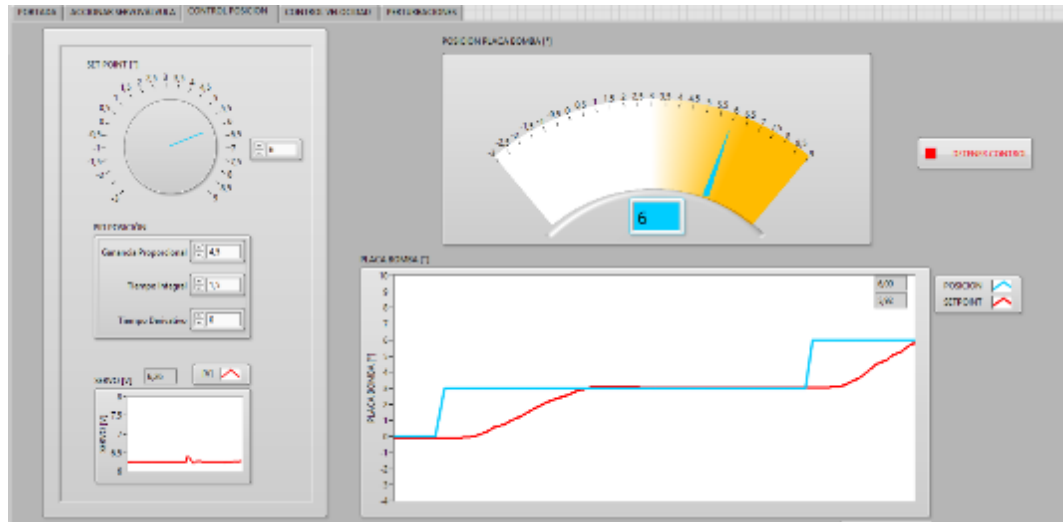
También se tiene un indicador en forma de medidor, en donde se observa la variación en grados de la posición de la placa oscilante de la bomba variable.

Figura 88. VI Control posición



Finalmente se añadió una pequeña grafica donde se observa el comportamiento del voltaje que se emplea en el proceso del servo-actuador.

Figura 89. Respuesta escalón posición



5.3 PESTAÑA CONTROL VELOCIDAD

Así como se desarrolló el control de posición, la interfaz gráfica diseñada en el del control de velocidad, contiene el “Waveform chart” donde se evidencia la lectura de las RPM del volante y la señal del Setpoint, adicional a esto se tiene el dial de control en un rango de 90 RPM en el lado más corto de inclinación de la placa de la bomba y 480 RPM en su lado más amplio, así de la misma forma como se desarrolló el VI anterior, se añadió un tacómetro para evidenciar las RPM. También se le añadió el “Clúster” donde se ubican las constantes del PID de velocidad en donde se pueden variar para observar los cambios en todo el sistema.

Figura 90. VI Control velocidad

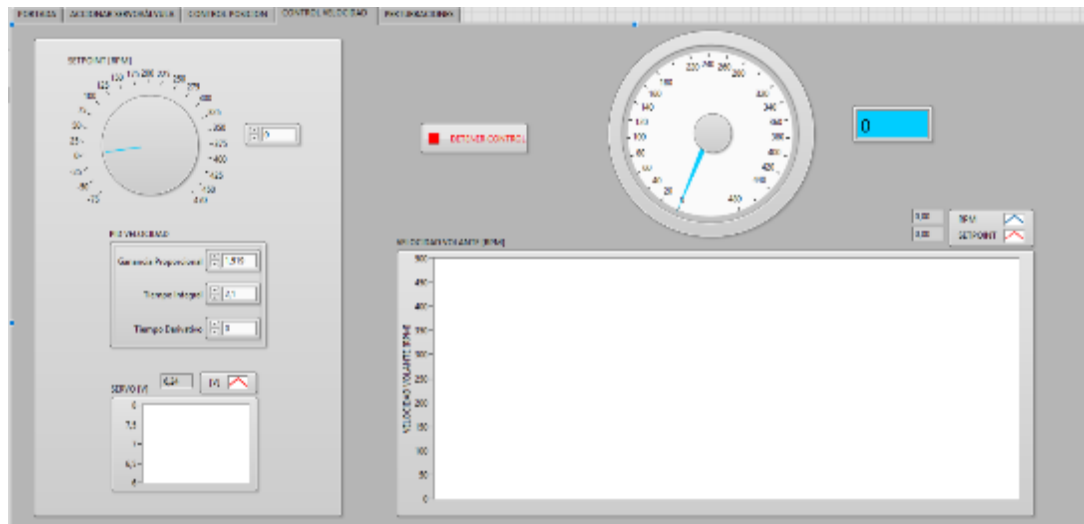
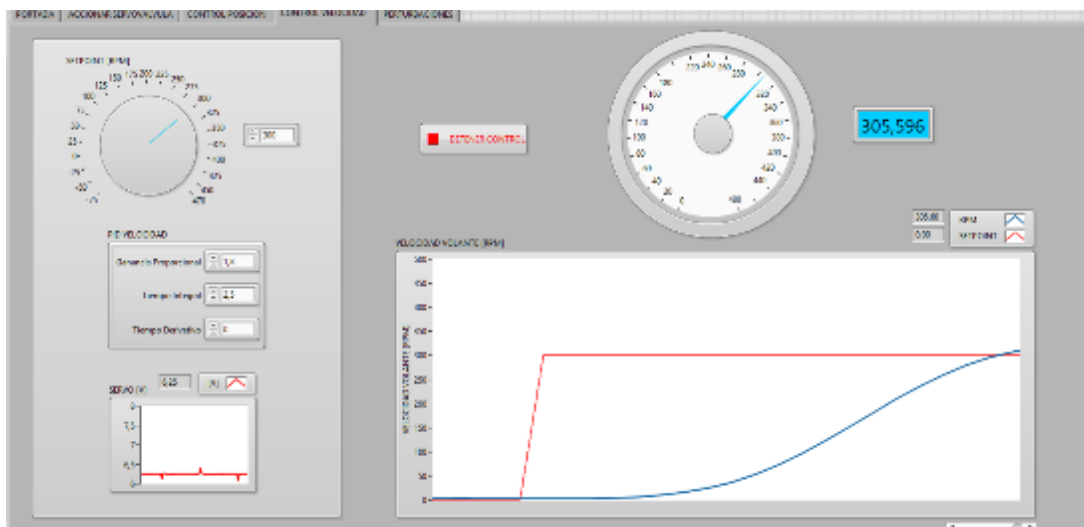


Figura 91. Respuesta escalón velocidad



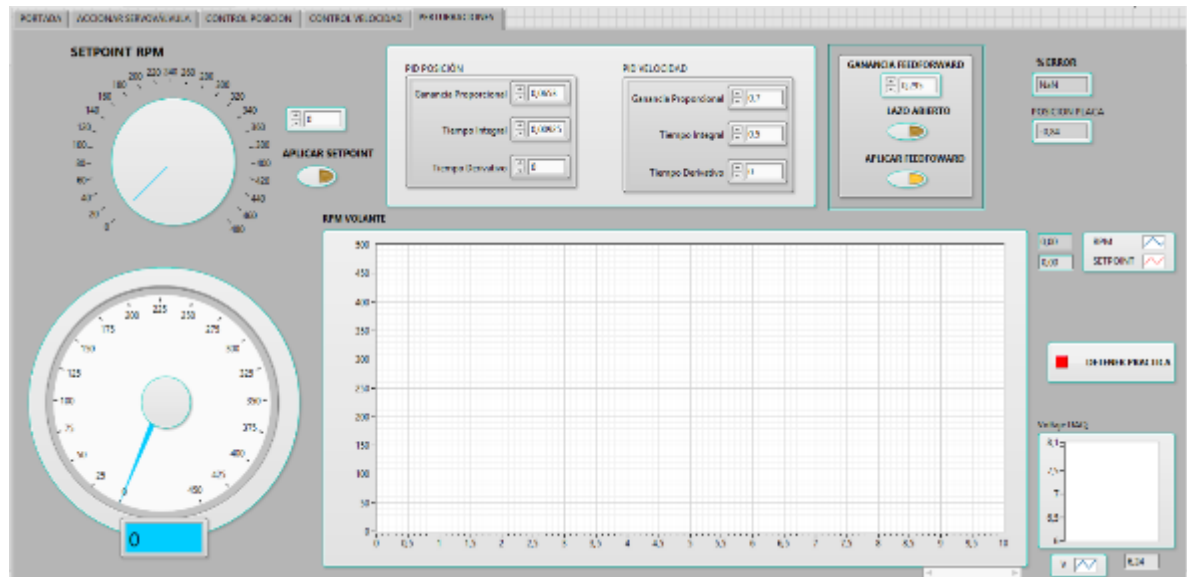
5.4 PESTAÑA PERTURBACIONES

Se decidió diseñar el control de velocidad clásico y con perturbaciones por separado con el fin de aprovechar al máximo todo el sistema y en este caso se refiere al motor hidráulico bidireccional y que en bajas velocidades no se observa muy bien la perturbación implementada por el sistema de cargas resistivas.

En ese último VI, se implementó su respectivo Dial de control de las RPM y el tacómetro del volante, a diferencia de los anteriores VI's, se añadieron dos Clústeres que contienen las constantes de posición y velocidad junto con la ganancia del compensador Feedforward, así como su respectivo interruptor booleano para añadir dicha ganancia a todo el diagrama de bloque.

Para mayor evidencia se agregó un indicador que contiene el porcentaje de error de las señales de setpoint y RPM que se encuentran en el “Waveform chart” del VI, finalmente añadiendo la señal de voltaje del servo.

Figura 92. VI Perturbaciones



6. ANALISIS DE RESULTADOS

En la última sección de este trabajo de grado se observa la respuesta de los tres distintos tipos de control, de posición, de velocidad y de velocidad con perturbaciones.

6.1 RESPUESTA A CONTROL POSICIÓN DE LA PLACA DE LA BOMBA VARIABLE

Figura 93. Respuesta de posición a valores de referencia



Como se puede observar en la siguiente imagen, la respuesta al setpoint es la deseada para el control del ángulo de la placa oscilante de la bomba. Los valores de referencia para la gráfica fueron de 9, 6, 0 y -3 [°]. Los valores tomados de las pruebas realizadas fueron los siguientes:

Tabla 5. Resultado PI posición

PARÁMETRO	TIEMPO DE ASENTAMIENTO [s]	SOBREIMPULSO [°]
RESULTADO	1.23	0.4

6.2 RESPUESTA A CONTROL VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN SIN FEEDFORWARD

Figura 94. Respuesta de velocidad a 200 RPM

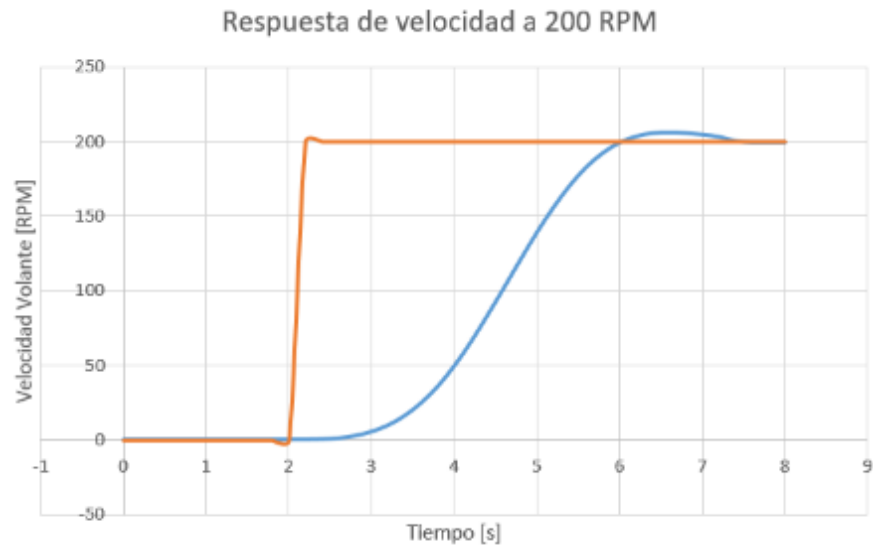
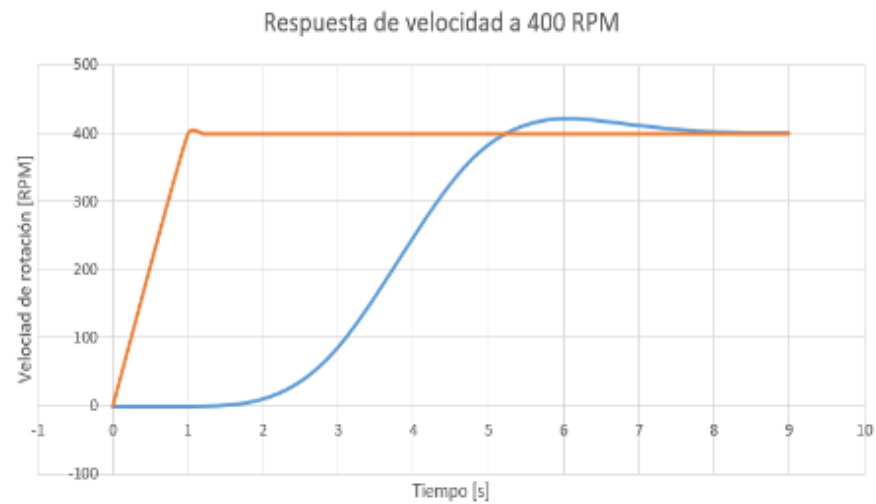


Figura 95. Respuesta de velocidad a 400 RPM



Como se observa en la imagen, el setpoint utilizado en esta prueba fue de 200 y 400 [RPM] y se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 6. Resultado de control PI de velocidad sin Feedforward

PARÁMETRO	TIEMPO DE ASENTAMIENTO[s]	SOBREIMPULSO [RPM]
RESULTADO	5.2	10

También se debe observar la respuesta la perturbación teniendo en cuenta que en este caso no se encuentra implementada la ganancia correspondiente a la respuesta por adelanto Feedforward.

Las dos líneas amarillas se establecieron como el margen permitido de estabilidad considerada y los tiempos de estabilización se miden entre los puntos de intersección con alguna de estas dos líneas.

La siguiente grafica muestra la respuesta del sistema a la perturbación a 200 [RPM].

Figura 96. Respuesta a perturbación sin Feedforward

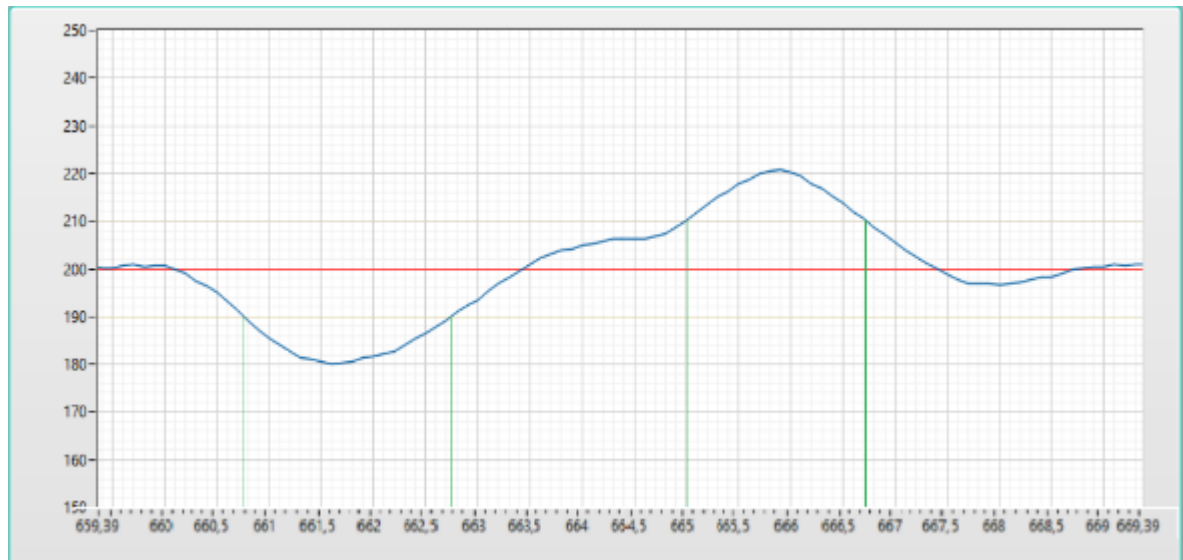


Tabla 7. Resultado de velocidad a perturbación sin Feedforward

PARÁMETRO	TIEMPO DE RESPUESTA [s]	SOBREIMPULSO [RPM]
RESULTADO	2.3	23

6.3 RESPUESTA A CONTROL VELOCIDAD DE LA HIDROTRANSMISIÓN CON FEEDFORWARD

Figura 97. Respuesta de velocidad a valor de referencia con Feedforward

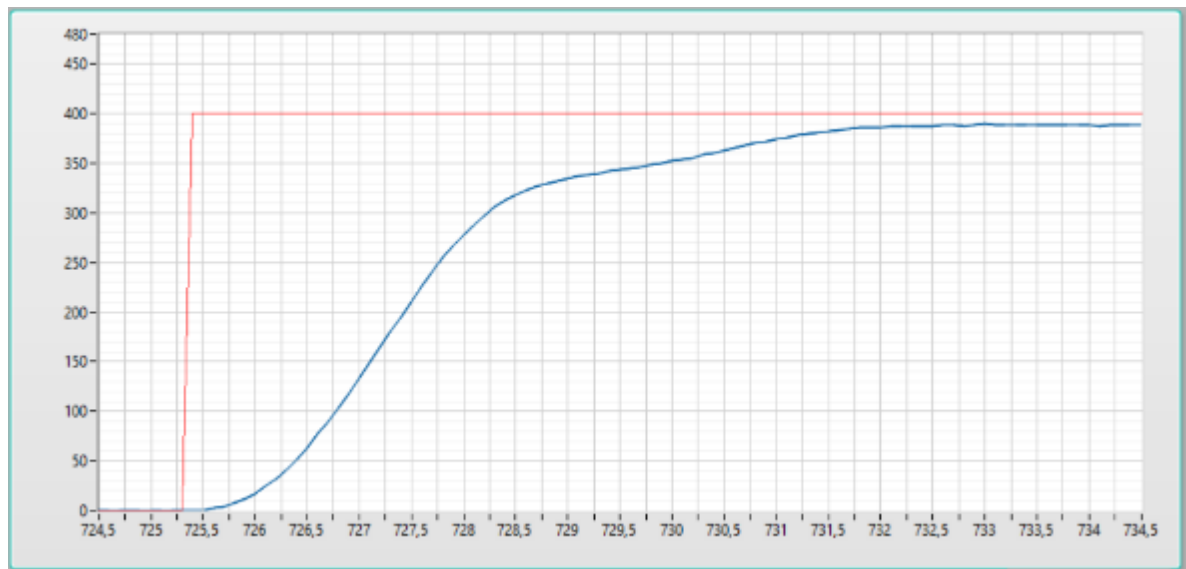


Tabla 8. Resultado de control PI de velocidad con Feedforward

PARÁMETRO	TIEMPO DE ASENTAMIENTO [s]	SOBREIMPULSO [RPM]
RESULTADO	6.8	0

Fuente: Autor.

Para el análisis de la respuesta a las perturbaciones se procede como la prueba anterior, las líneas naranjas representan al margen donde se considera una respuesta estable y el tiempo de estabilización se mide entre los puntos de intersección con estas líneas.

Las pruebas de repetitividad se hicieron con los dos niveles de presión que posee el sistema hidráulico de cargas externas y con distintos valores de referencia de

velocidad, dichas pruebas consisten en evaluar el tiempo de respuesta del sistema a la aplicación o cuando se le retira dicha carga.

Figura 98. 200 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 200 lb.in (500 psi)

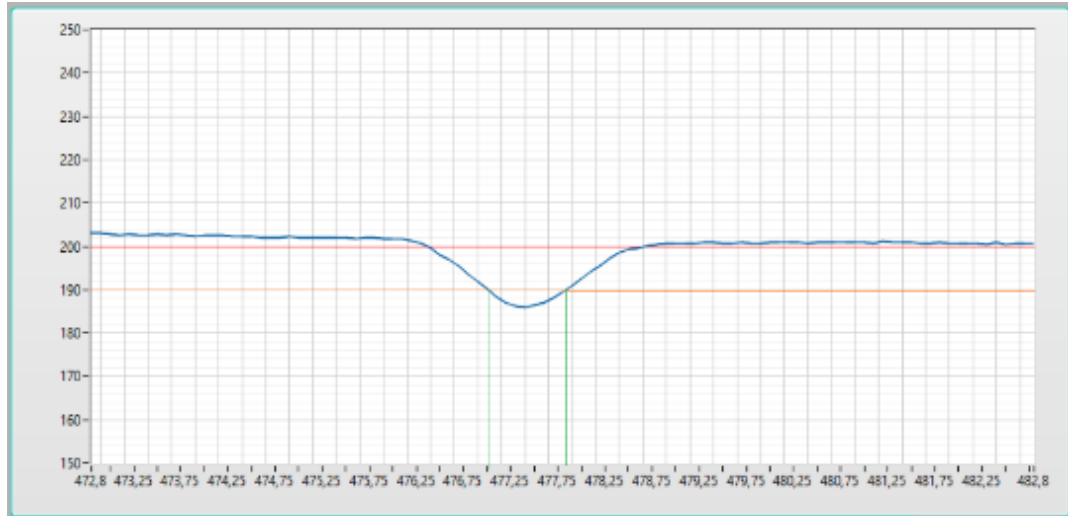
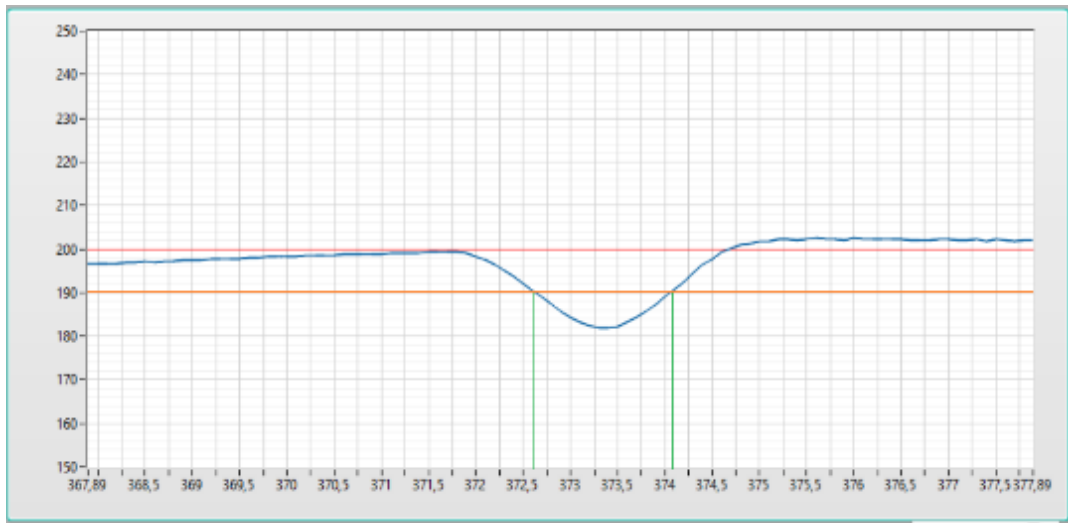


Figura 99. 200 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 450 lb.in (800 psi)



En las siguientes graficas se observa cuando dicha carga externa se les retira, volviendo a velocidad de régimen sin carga de trabajo.

Figura 100. 200 RPM con carga de trabajo retirándole 200 lb.in (500 psi)

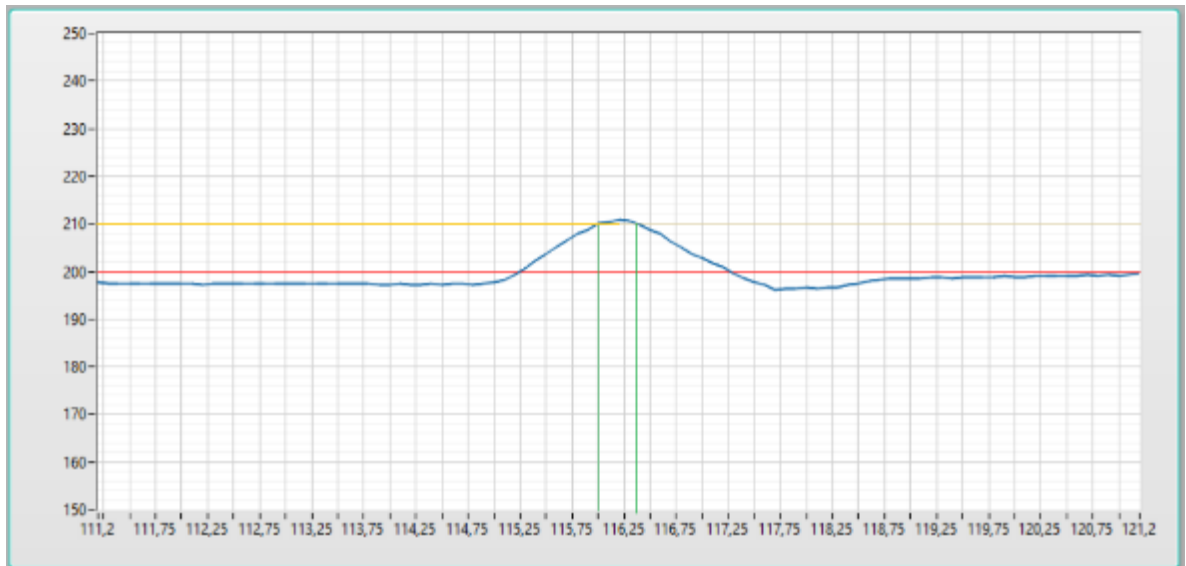
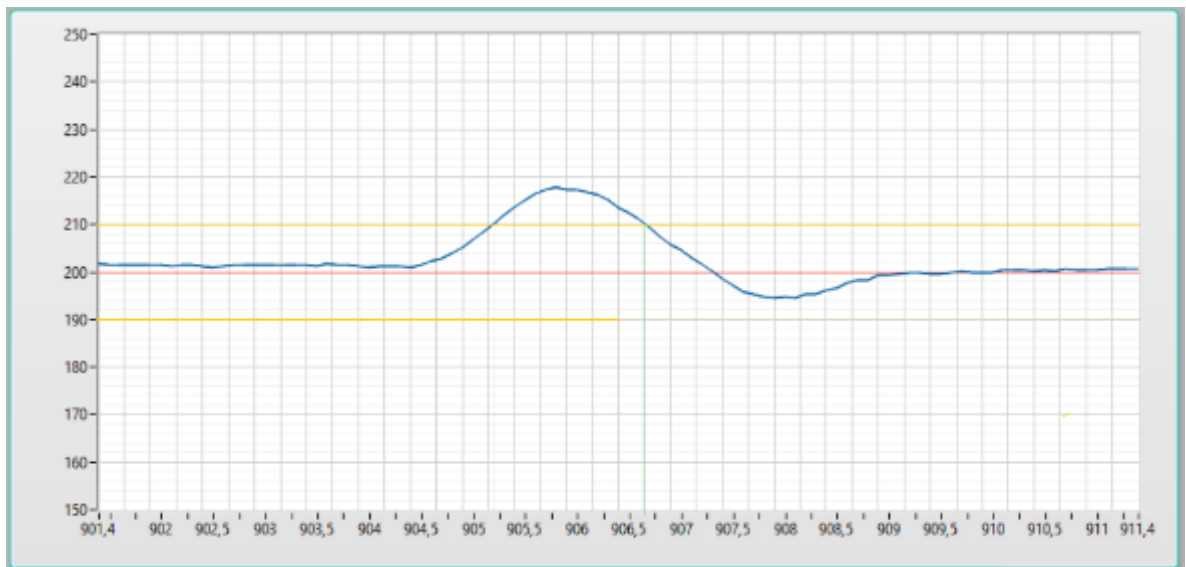


Figura 101. 200 RPM con carga de trabajo retirándole 450 lb.in (800 psi)



En la última serie de pruebas se observa cómo responde el sistema trabajando bajo carga y pasando esta de 200 lb.in (500 psi) a 450 lb.in (800 psi) y viceversa

Figura 102. 200 RPM, carga inicial de 200 lb.in con incremento a 450 lb.in

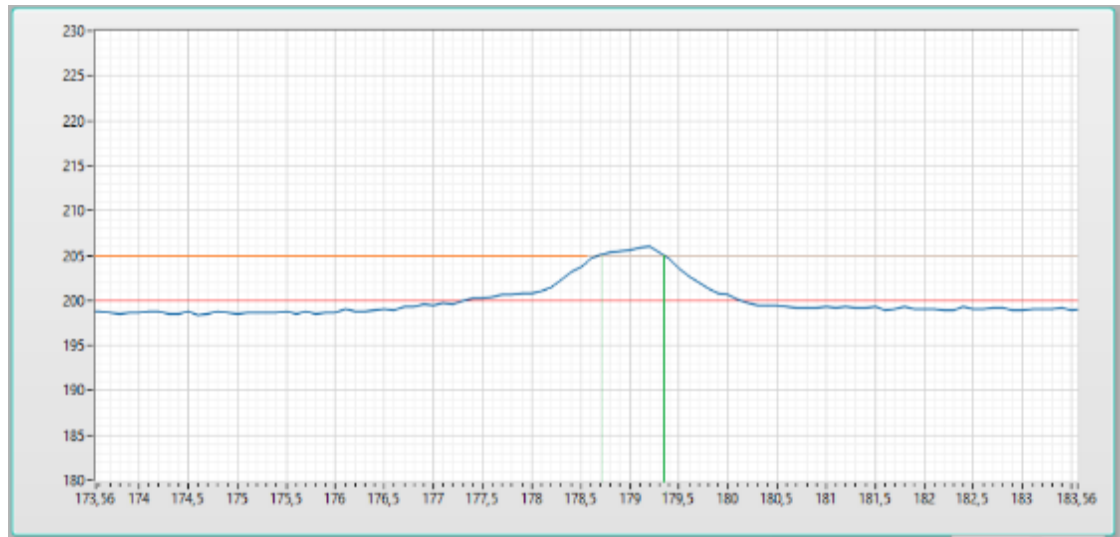


Figura 103. 200 RPM, carga inicial de 450 lb.in con decremento a 200 lb.in

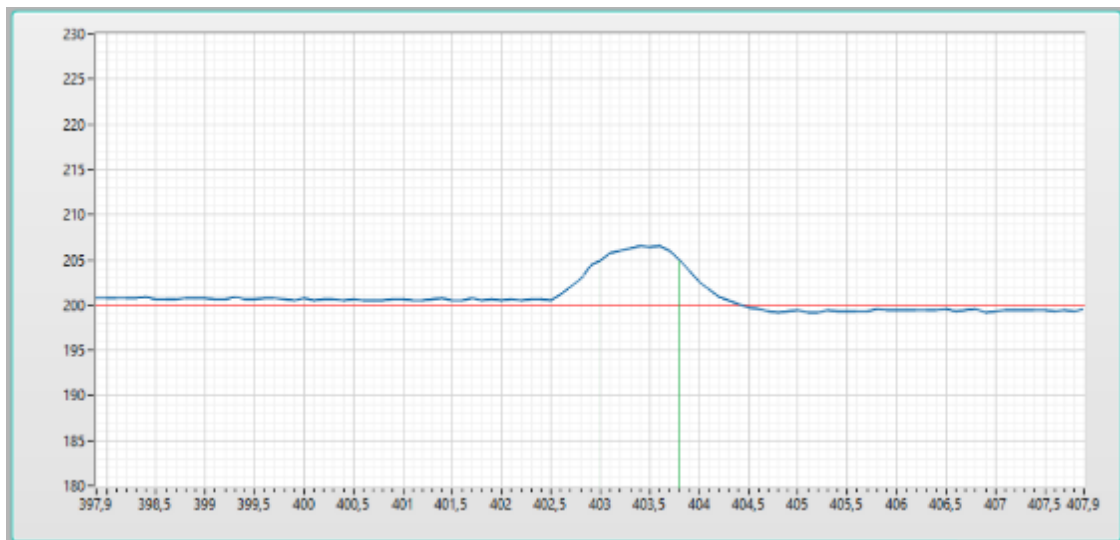


Figura 104. 300 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 200 lb.in (500 psi)

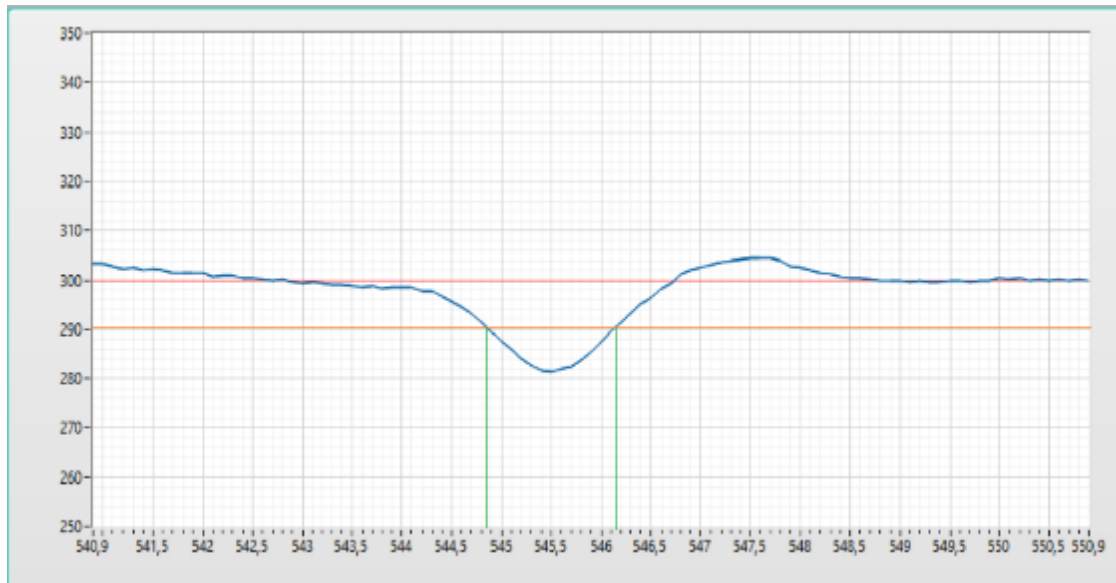


Figura 105. 300 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 450 lb.in (800 psi)

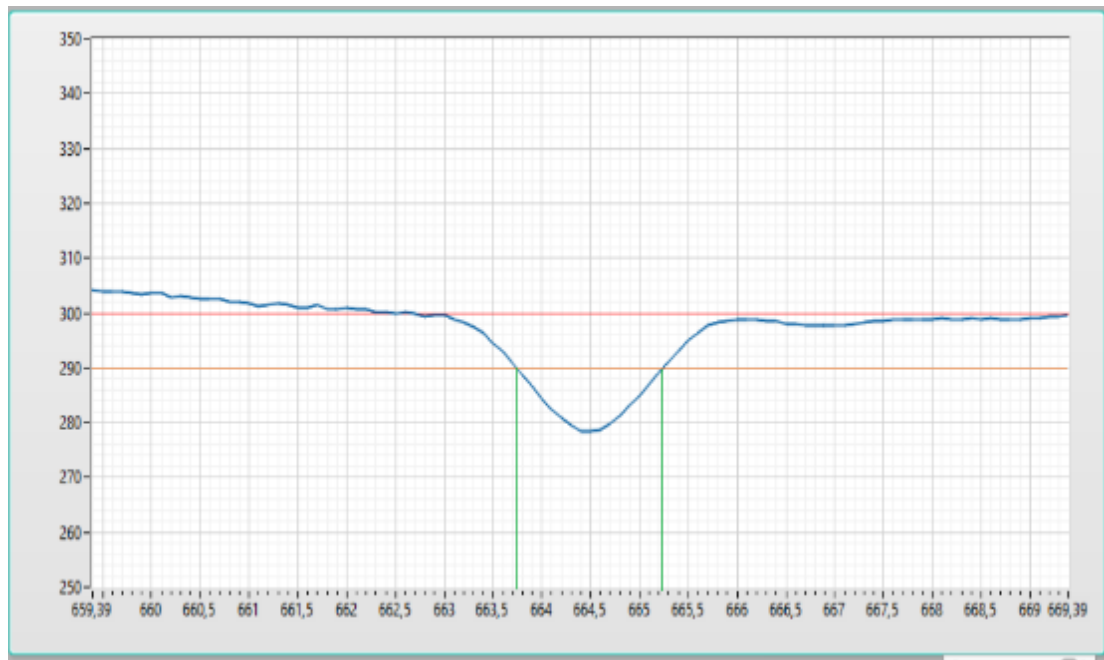


Figura 106. 300 RPM con carga de trabajo retirándole 200 lb.in (500 psi)

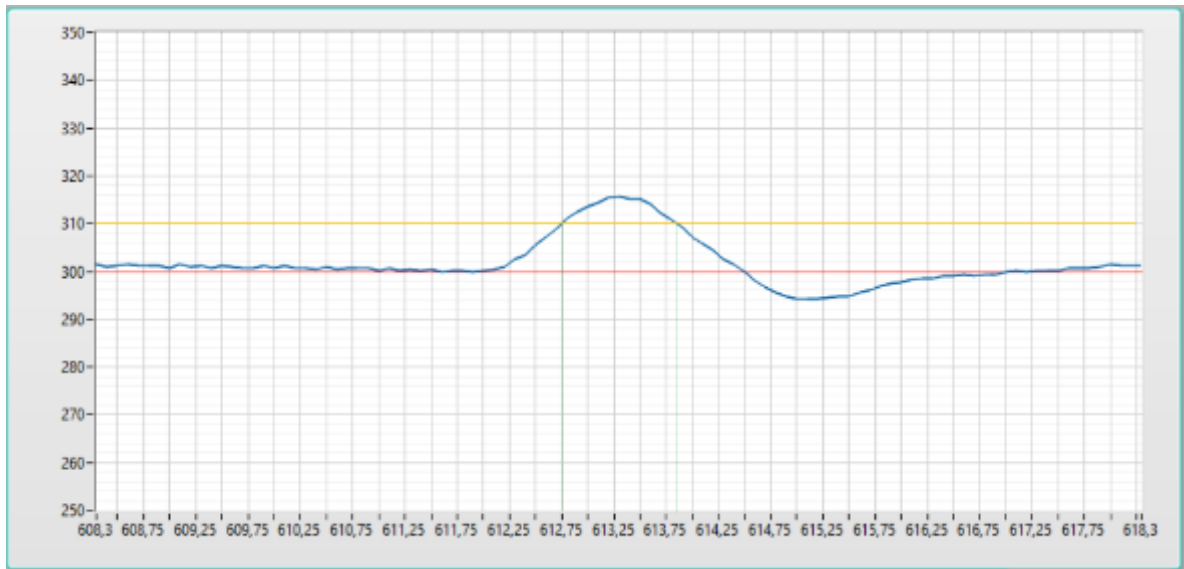


Figura 107. 300 RPM con carga de trabajo retirándole 450 lb.in (800 psi)

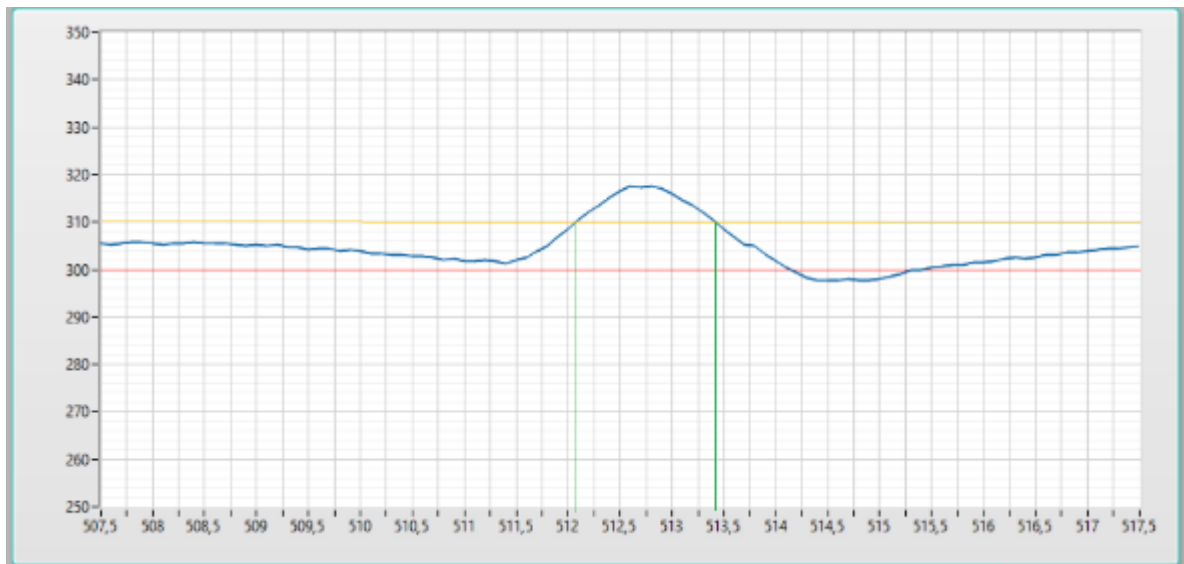


Figura 108. 300 RPM, carga inicial de 500 psi con incremento a 800 psi

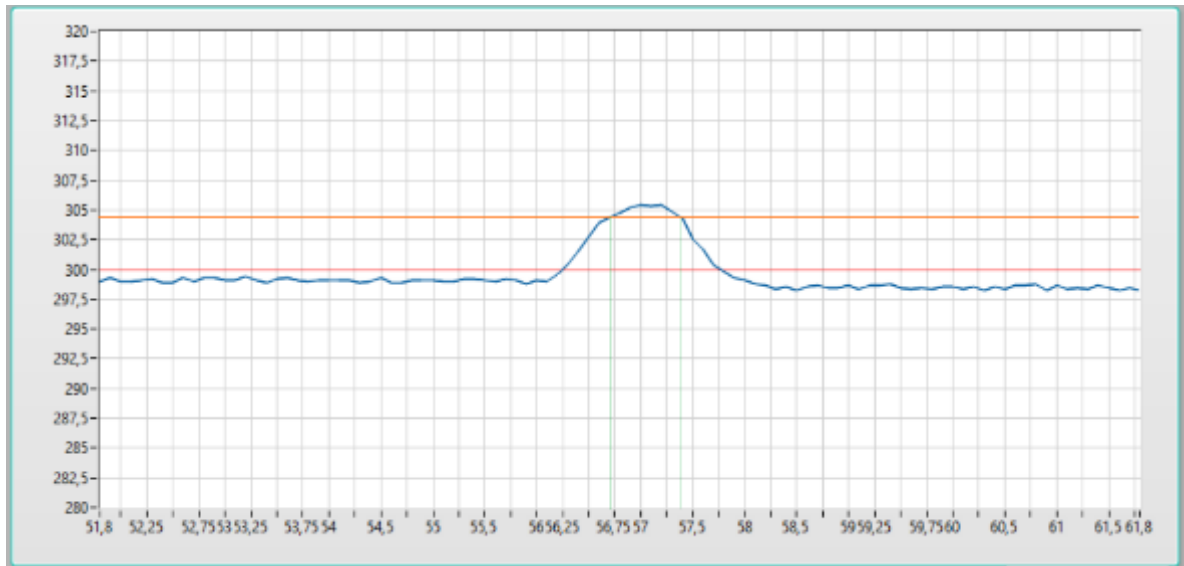


Figura 109. 300 RPM, carga inicial de 800 psi con decremento a 500 psi

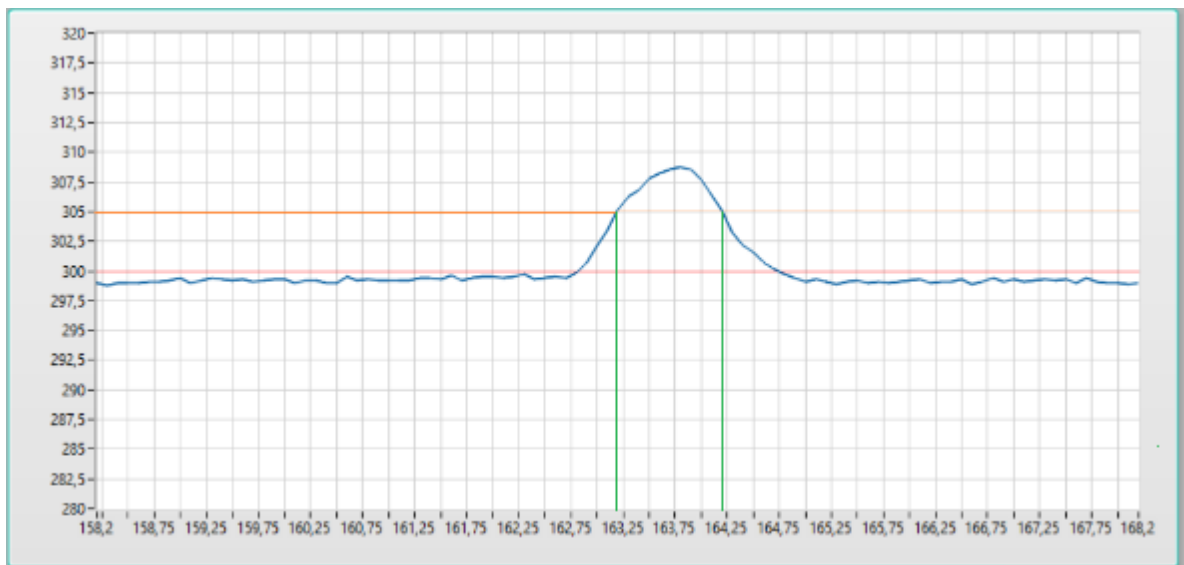


Figura 110. 400 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 200 lb.in (500 psi)

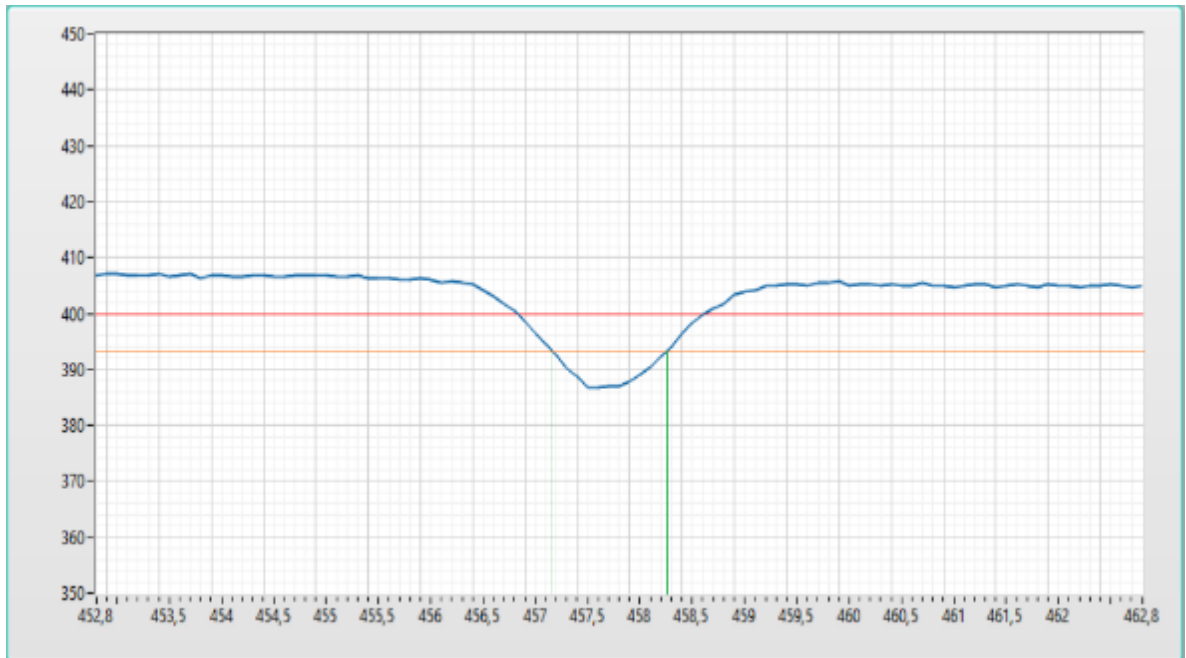


Figura 111. 400 RPM sin carga de trabajo con aplicación de 450 lb.in (800 psi)

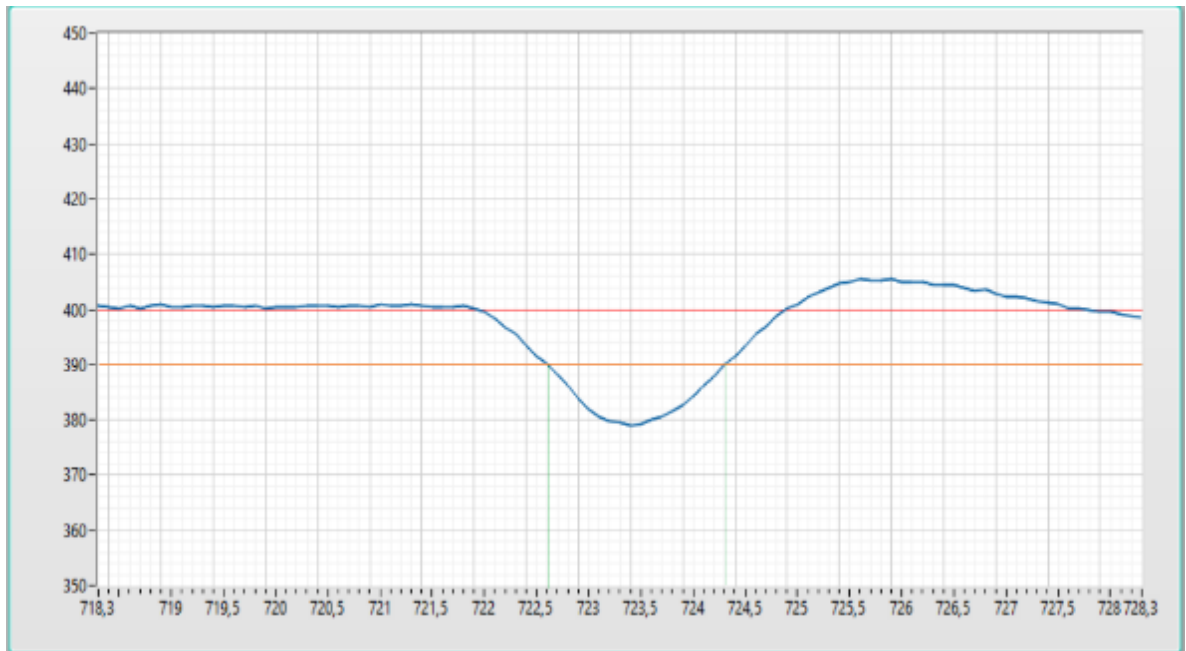


Figura 112. 400 RPM con carga de trabajo retirándole 200 lb.in (500 psi)

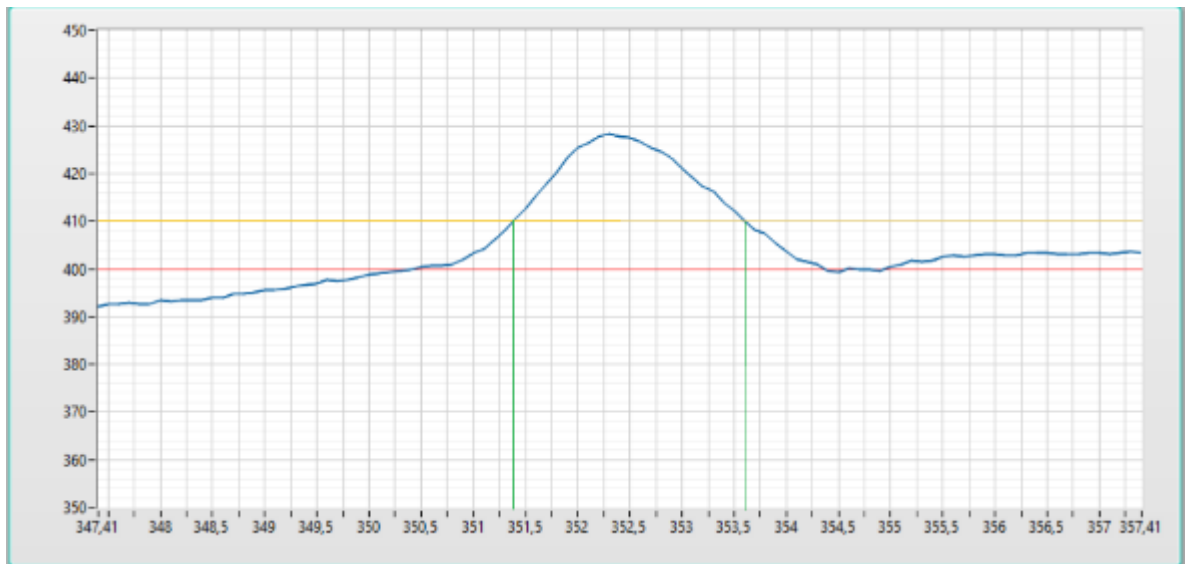


Figura 113. 400 RPM con carga de trabajo retirándole 450 lb.in (800 psi)

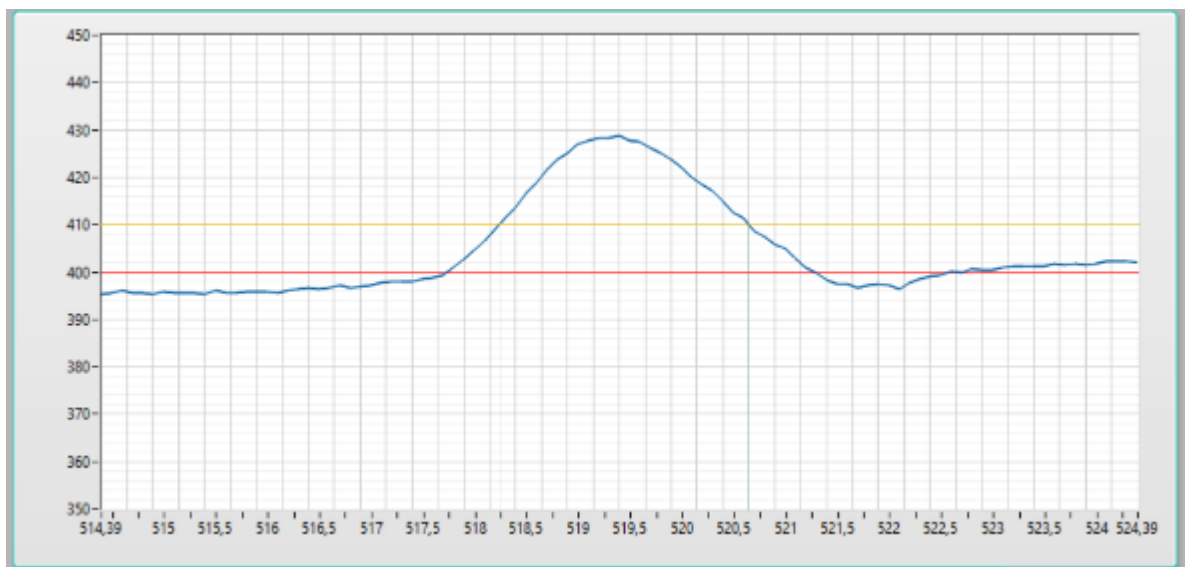


Figura 114. 400 RPM, carga inicial de 500 psi con incremento a 800 psi

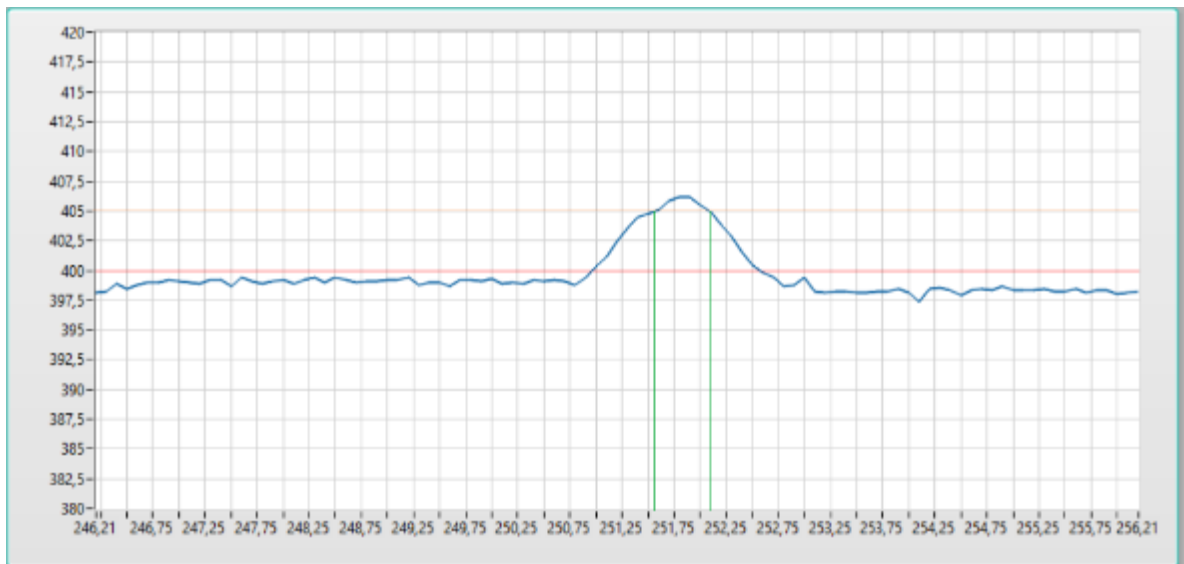
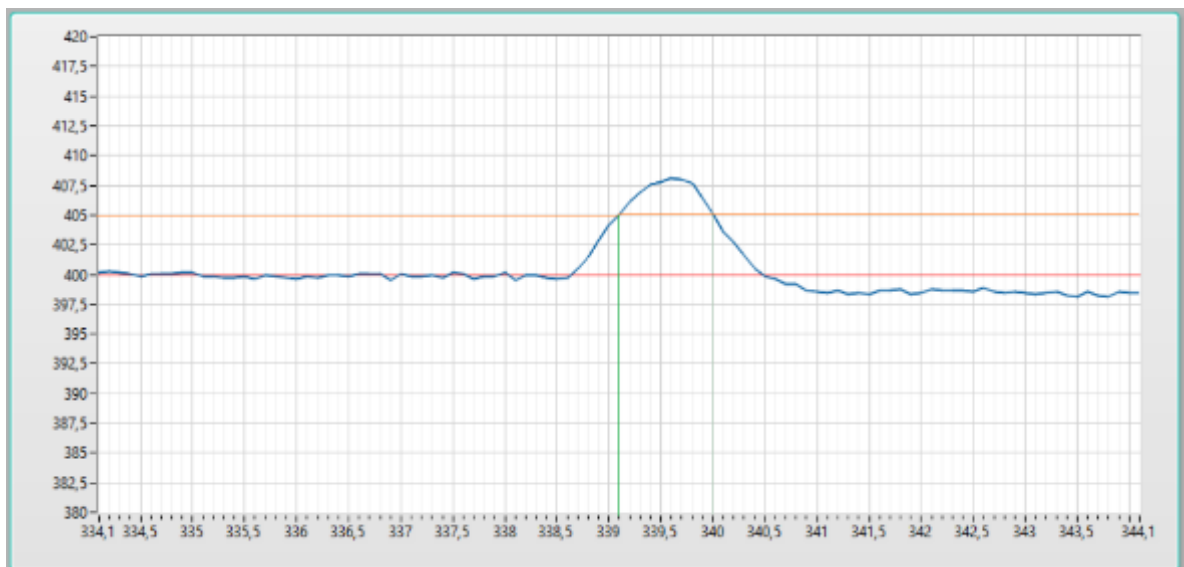


Figura 115. 400 RPM, carga inicial de 800 psi con decremento a 500 psi



Para el análisis de estas graficas donde se muestra los distintos tipos de perturbación bajo los dos niveles de carga aplicable, se debe tener en cuenta el torque de trabajo, con el que se trabaja con velocidad constante a régimen inercial es igual a **550 lb.in**, más el torque sumado o restado correspondiente a la carga externa.

Dicho análisis se hace tomando una velocidad de referencia de 200, 300 y 400 RPM y se le aplican los dos niveles de carga externa, 500 psi y 800 psi respectivamente, adicional a esto, se hace la prueba de trabajo con el sistema operando bajo carga y luego perturbándole dicha carga con un incremento decremento de esta, el ΔT correspondiente a dichos niveles de carga fue mencionado anteriormente y es igual:

$$\Delta T_{@500psi} = 200 \text{ lb. in}; \Delta T_{@800psi} = 450 \text{ lb. in}$$

Añadiéndole un ΔT al torque de trabajo (T_w), ya sea cuando se le incrementa carga y correspondería a un ΔT positivo, o cuando se le disminuye dicha carga anteriormente aplicada, teniendo así los dos tipos de perturbación y el análisis del torque de operación bajo perturbaciones.

En las siguientes tablas se muestran los valores de torque, velocidad bajo carga, tiempo de respuesta a la perturbación y los valores del sobreimpulso de dicha perturbación, en la primera tabla, la carga inicial es cero y luego se le aplica la carga externa, en la segunda tabla, la carga inicial es la carga externa anteriormente aplicada y se analiza el tiempo de respuesta cuando se le retira dicha carga en su totalidad, para la última tabla, la respuesta corresponde al sistema operando bajo carga externa y se perturba incrementándole o disminuyéndole esta carga, observando la respuesta por adelanto (Feedforward) del sistema a las perturbaciones

Tabla 9. Respuesta para aplicación total de carga externa

TORQUE [lb.in] $T_W + \Delta T = T_T$	VELOCIDAD CON APLICACIÓN DE CARGA EXTERNA	TIEMPO DE RESPUESTA [s]	SOBREIMPULSO [RPM]
550 + 200 = 750	200 RPM a 500psi	0.85	13
550 + 450 = 1000	200 RPM a 800psi	1.82	19
550 + 200 = 750	300 RPM a 500psi	1.41	17
550 + 450 = 1000	300 RPM a 800psi	1.96	22
550 + 200 = 750	400 RPM a 500psi	1.12	20
550 + 450 = 1000	400 RPM a 800psi	1.74	21

Tabla 10. Respuesta para retiro total de carga externa

TORQUE [lb.in] $T_T - \Delta T = T_W$	VELOCIDAD CON RETIRO DE CARGA EXTERNA	TIEMPO DE RESPUESTA [s]	SOBREIMPULSO [RPM]
750 - 200 = 550	200 RPM a 500psi	0.35	11
1000 - 450 = 550	200 RPM a 800psi	1.39	19
750 - 200 = 550	300 RPM a 500psi	1.22	16
1000 - 450 = 550	300 RPM a 800psi	1.49	19
750 - 200 = 550	400 RPM a 500psi	1.91	26
1000 - 450 = 550	400 RPM a 800psi	2.23	29

De esta manera, se puede observar el promedio de los valores de tiempo de respuesta y sobreimpulso a la aplicación o retiro de carga externa en su totalidad y a los dos niveles de presión de dicha carga, con la especificación de los datos de torque de trabajo y de torque de perturbación.

Tabla 11. Respuesta a perturbación por cambio de carga externa

TORQUE [lb.in] de T_{TA} a T_{TB}	VELOCIDAD CON CARGA DE TRABAJO	TIEMPO DE RESPUESTA [s]	SOBREIMPULSO [RPM]
De 750 a 1000	200 RPM, 500 a 800 psi	0.718	6
De 1000 a 750	200 RPM, 800 a 500 psi	0.827	8
De 750 a 1000	300 RPM, 500 a 800 psi	0.735	6
De 1000 a 750	300 RPM, 800 a 500 psi	0.913	8.3
De 750 a 1000	400 RPM, 500 a 800 psi	0.752	6
De 1000 a 750	400 RPM, 800 a 500 psi	1.02	8.5

Con estos resultados obtenidos luego de promediar los tiempos de respuesta del sistema para cada uno de las pruebas realizadas tanto para incremento de carga, como para disminución de la misma, se observa que para una perturbación a

velocidad constante en donde se le aumenta el torque total, su tiempo de respuesta promedio es igual a 0.75 segundos y el sobreimpulso no excede la 6 RPM, de igual manera, una perturbación provocada por el decremento de la carga externa, a velocidad constante y en donde su torque total disminuye, el tiempo promedio de respuesta del sistema no es superior a 1.1 segundos y el sobreimpulso no es mayor a 8.5 RPM.

6.4 ANALISIS DE RESULTADOS

6.4.1 Respuesta de control posición. El control de la posición de la placa oscilante de la bomba hidráulica respondió de manera eficiente aun con la variación física mencionada con anterioridad de que se realizó el ajuste a la placa y el cilindro actuador acoplado a la misma para que pudiera verse aprovechado el motor bidireccional en su totalidad dando los dos sentidos de giro del volante de inercia. El tiempo de respuesta a la señal de referencia se estableció en 1.23 segundos y su sobreimpulso no sobrepasa de 0.5 [°].

La rápida respuesta de este control mejora en gran medida a los dos controles posteriores, velocidad y velocidad con perturbaciones, ya que el tiempo de asentamiento de aproximadamente un segundo va a disminuir el error máximo del control de velocidad al 1.5 %.

6.4.2 Respuesta de control de velocidad sin Feedforward. El control de velocidad sin Feedforward también respondió de manera satisfactoria, aunque se debe tener en cuenta el ajuste de la placa ya que, gracias a esta, el volante de inercia gira en los dos sentidos que le permite el motor hidráulico, anteriormente se desaprovechaba esta función limitando así el uso del motor, la placa estaba ajustada para que la hidrottransmisión funcionara de 0 a 600 [RPM] en un solo sentido de giro, ganando más revoluciones por minuto pero limitándose a una sola dirección.

La respuesta del control diseñado se estableció con un tiempo de asentamiento en 2.3 segundos y con un sobreimpulso de aproximadamente 23 [RPM].

6.4.3 Respuesta de control de velocidad con Feedforward. El control PI implementado en este aspecto presenta una mejora notable con respecto a la señal de referencia y las perturbaciones disminuyendo en gran medida el sobreimpulso y el tiempo de respuesta.

Se demuestra que el tiempo de respuesta a una señal de referencia es mayor que el del control sin Feedforward, por eso mismo se implementaron ambos controladores, el sobreimpulso obtenido al aplicar los dos niveles de carga externa es muy bajo y no excede las 20 y las 30 [RPM] respectivamente, finalmente el tiempo en el que se estabiliza el sistema luego de dichas cargas aplicadas varía entre uno y dos segundos.

Analizando el poco tiempo de respuesta (0.7 a 1.02 segundos) a las perturbaciones y un sobreimpulso que no excede los 9 RPM mientras el sistema se encuentra trabajando con una determinada carga inicial, ya sea de 200 o de 450 lb.in, se concluye que el control por adelanto (Feedforward) es un tipo de control con una respuesta rápida que no excede de un segundo en volver a la señal de referencia bajo perturbaciones y cargas externas en maquinaria industrial y entornos de trabajo con factores ambientales cercanos a la realidad, ya que tanto el control de posición como el de velocidad son gobernados por controles PID y este último teniendo una ganancia adicional referente al tan mencionado Feedforward, demostrando que puede ser utilizado en aplicaciones tanto educativas, para el estudio de comportamientos similares, como para aplicaciones industriales.

Se debe tener en cuenta que las constantes de operación se pueden modificar dándole la oportunidad a que todo el control diseñado varíe en los parámetros de tiempo de respuesta y sobreimpulso.

7. CONCLUSIONES

Se realizó todo el montaje eléctrico, hidráulico y electrónico correspondiente al banco de la transmisión hidrostática del laboratorio de servosistemas de potencia fluida.

Se construyó un nuevo módulo de alimentación, amplificación y almacenamiento con la respectiva revisión, reparación y conexión de todos los dispositivos electrónicos encargados de la recepción de señales analógicas y digitales.

Basado en los métodos experimentales planteados por Ziegler-Nichols, se realizó el diseño del control automático para el estudio del banco en el laboratorio.

Se ajustó la placa oscilante de la bomba y su cilindro acoplado para que la inclinación de dicha placa permitiera el giro del motor hidráulico en sus dos sentidos.

Se diseñó el algoritmo necesario para la realización de la práctica de laboratorio del control de posición de la inclinación de la placa oscilante de la bomba hidráulica con un control clásico PID permitiendo la variación de su setpoint o señal de referencia y de las variables del controlador.

Se realizó el diseño del algoritmo para la práctica de laboratorio del control de velocidad de la transmisión hidrostática con ajuste experimental de su control PID con ganancia Feedforward para el estudio con perturbaciones.

Se implementó el diseño de una interfaz gráfica aplicativa con todos sus componentes referenciados para una correcta aplicación empleada en las prácticas de laboratorio.

Se realizaron pruebas de repetitividad para llevar al sistema global de la hidrotransmisión a su punto de operación más eficiente con el ajuste experimental de las constantes de los tres controles implementados.

Se añadió una función extra al control automático llamada “Arrancar Servoválvula” que se debe ejecutar antes del control para mejorar el desempeño del sistema ya que permite que se caliente el aceite y prepara el banco para un mejor funcionamiento.

Se elaboró un manual de operación en donde se indica la secuencia de encendido del banco, la ejecución del programa para los diferentes tipos de control y la forma de apagar correctamente todo el sistema, debe seguirse de forma estricta para evitar daños en el banco.

Se habilitó en el módulo AAA, una sección de puertos para realizar la conexión del sistema a la tarjeta Vickers de la válvula proporcional de para ejecutar el control posición de manera analógica y proporcional.

En cuanto a los resultados del control automático, se evidenció que los tiempos de respuesta en el control de velocidad sin Feedforward fueron mejores que añadiéndole la ganancia de dicho compensador y finalmente el Feedforward respondió de forma rápida con tiempos menores a 1 segundo a las perturbaciones generadas por el sistema de cargas externas, con sobreimpulsos permitidos dentro del rango de lo estable no superiores a 9 RPM.

Para este proyecto de grado, el margen de mejora se ve reducido solo a reemplazar algunos elementos del banco por otros más modernos, un ejemplo sería cambiar del cilindro actuador por uno de mayor longitud, incrementando así la inclinación de la placa de la bomba y, por ende, el torque y las RPM del motor hidráulico.

BIBLIOGRAFIA

AUTONICS. E50s series incremental rotary encoder catalog. Disponible en: <https://www.autonicsonline.com/image/pdf/E50S.pdf>

CEDIEL PINZON, Daniel Felipe. Rediseño de sistema de control de hidrotransmisión del laboratorio de servosistemas de potencia fluida. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga. 2016.

CENTENO ARIZA, Oscar Fernando; CEPEDA GOMEZ, Freddy Alexander. Control automático de una transmisión hidrostática a velocidad constante. Trabajo de Grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga. 2007.

CHICALA Carlos. Adquisición de datos: Medir para conocer y controlar. Mexico, D.F.: Cengage Learning, 2015. ISBN: 987-987-195-450-6. 297-450p.

DORF, C. Richard; BISHOP H. Robert. Sistemas de control moderno. 10ma Edición. Pearson education. Madrid. 2005.

DOSSAT, Ray. Using Industrial Hydraulics. 2015

EATON. RE/RF series medum Duty NFPA tie rod cylinders catalog 2015. Disponible en: http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_931030.pdf

EATON. Vane Motors: Overhaul manual. Disponible en: https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1404.pdf

FRANKENFIELD, T. C. Using Industrial Hydraulics. Rexroth, 2002.

JOHNSON, James. Electrohydraulic Servo Systems. Penton Pub. 2014.

KUO. Automatic Control Systems. Prentice Hall, 2015.

LARAJA VIZCAINO José Rafael, PELEGRÍ SEASTIÁ José. Labview: Entorno Gráfico de Programación. Barcelona: Alfaomega Grupo Editor, 2011. ISBN: 987-607-707-205-8. 477p.

MERRIT, Hebert E. Hydraulic control systems. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1967.

MOLINA MARTINEZ José Miguel, JIMENEZ BUENDIA Manuel. Programación Grafica para Ingenieros. Barcelona: Alfaomega Grupo Editor, 2012. ISBN: 987-607-707-155-6. 251p.

MUÑOZ RODRIGUEZ Edward Alonso, ROJAS RUIZ Carlos Arturo. Control para servo de posición con perturbación aplicando control por adelanto de señal (Feed-forward) para el laboratorio de servosistemas de potencia fluida. Trabajo de Grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga. 2016.

NATIONAL INSTRUMENTS. DAQ M Series: NI USB-621x user manual. Austin Texas. 2009. Disponible en : <http://www.ni.com/pdf/manuals/371931f.pdf>

NORVELLE, F. D Electrohydraulic Control Systems. Prentice-Hall, 2010.

OBREDOR SALAZAR, Mardel Adalberto; VERA HERNANDEZ, Julio Cesar. Implementación de un sistema de control y medición en la transmisión hidrostática del laboratorio de control automático. Trabajo de Grado Ingeniero Mecánico. Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga. 2016.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de Control Moderna. 5ta edición. Pearson education. Madrid. 2010.

REXROTH, Manual de Técnicas de Válvulas Proporcionales y Servoválvulas.

TRASTEK. Series 240 General purpose DC LVDT's specification sheet. Disponible en: <https://transtekinc.com/wp-content/uploads/2014/12/TRAN-1501-240-SpecSheet2.pdf>

VICKERS, Axial piston pumps catalog. Disponible en: http://www.advancedfluidsystems.com/files/Eaton-Vickers_PVB_Catalog.pdf

VICKERS, Manual de Servoválvulas y válvulas proporcionales.

ANEXOS

Anexo A. BOMBA VARIABLE VICKERS PVB 15

Vickers®

Piston Pumps



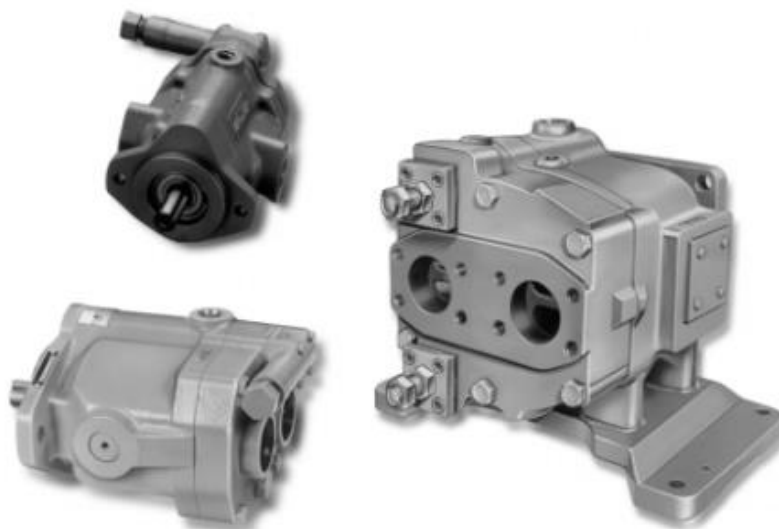
Axial Piston Pumps

Fixed and Variable Displacement

PFB 5, PFB 10, PFB 20

PVB 5/6, PVB 10/15, PVB 20/29, PVB 45 and PVB 90 to SAE

PVB 5/6, PVB 10/15, PVB 20/29 to DIN/ISO 3019, Part 2

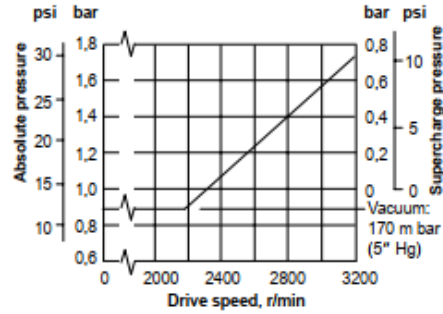


VICKERS

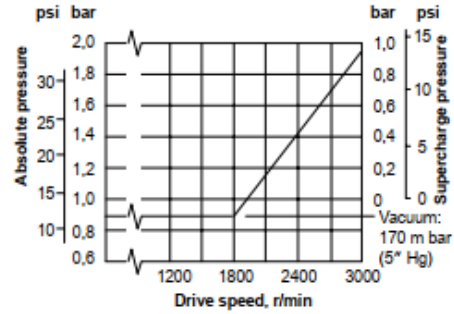
GB-2379B

Operating Data Minimum Inlet Pressure (cont'd)

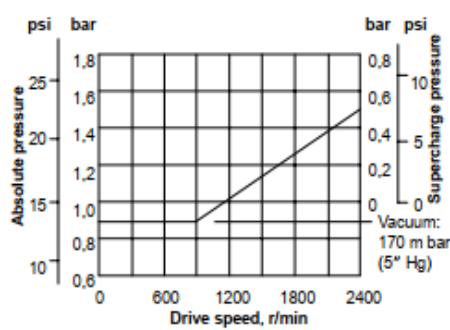
PFB10 and PVB10



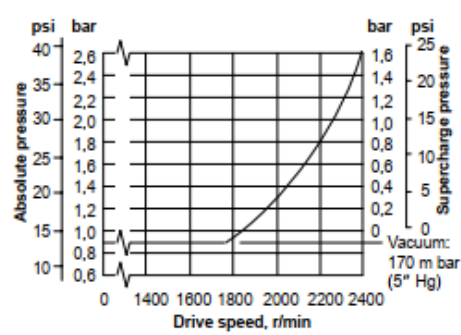
PVB15



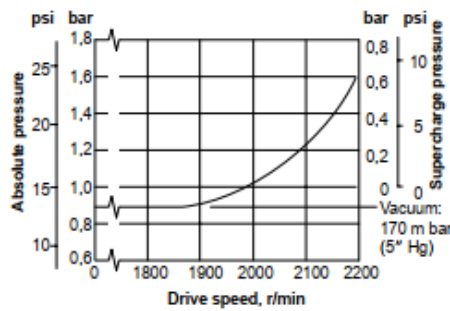
PFB20



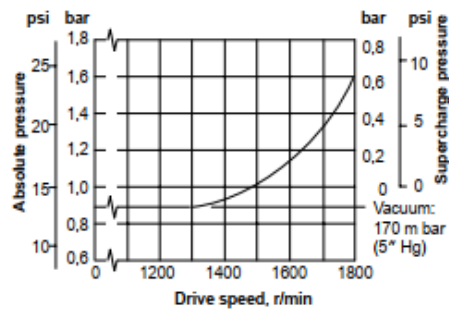
PVB20 and PVB29



PVB45



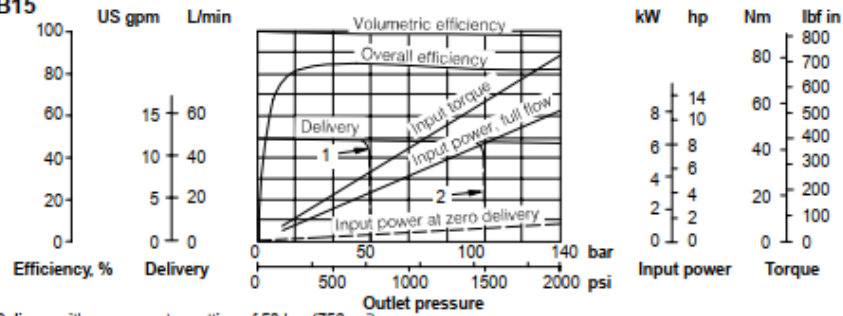
PVB90



Performance Data at 1500 r/min Drive Speed (cont'd)

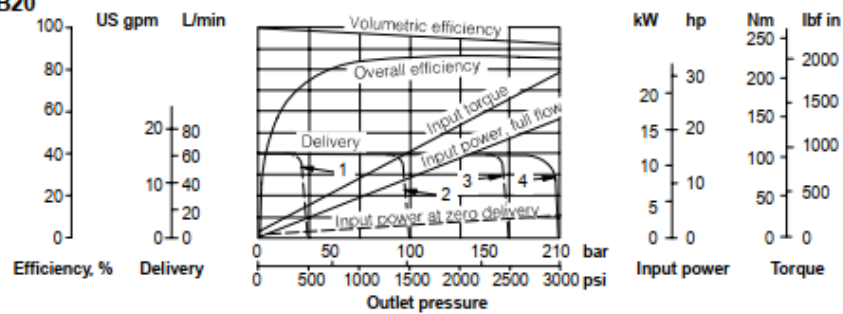
With oil at 21cSt (102 SUS) and at 49°C (120°F): Atmospheric inlet
For data at drive speed of 1800 r/min, see pages A.11 to A.14

PVB15



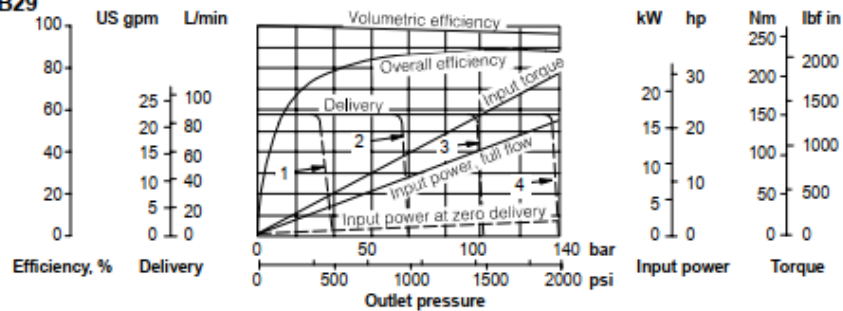
1 = Delivery with compensator setting of 50 bar (750 psi)
2 = Delivery with compensator setting of 100 bar (1500 psi)

PVB20



1 = Delivery with compensator setting of 35 bar (500 psi)
2 = Delivery with compensator setting of 100 bar (1500 psi)
3 = Delivery with compensator setting of 175 bar (2500 psi)
4 = Delivery with compensator setting of 200 bar (3000 psi)

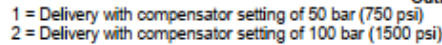
PVB29



1 = Delivery with compensator setting of 35 bar (500 psi)
2 = Delivery with compensator setting of 100 bar (1500 psi)
3 = Delivery with compensator setting of 175 bar (2500 psi)
4 = Delivery with compensator setting of 200 bar (3000 psi)

A.9

With oil at 21cSt (102 SUS) and at 49°C (120°F): Atmospheric inlet
For data at drive speed of 1500 r/min, see pages A.7 to A.10



119

Control Data for PVB Pumps

Controls available as indicated in "Model Code" section.

"C" and "CM" Pressure Compensators

Automatically adjusts pump delivery at pre-adjusted pressure to match system demand. Delivery can decrease rapidly from maximum to zero through a pressure gradient typically 4 to 8 bar (60 to 90 psi) with normal circuit volumes.

For pressure adjustment ranges see "Model Code".

Note:

1. When using PVB6, 15 or 29 pumps with "C" type compensators the user must ensure that the maximum pressure setting never exceeds 140 or 100 bar (2000 or 1500 psi) dependent on the type of fluid being used.



Caution. It is possible to mechanically adjust the compensator up to 210 bar (3000 psi).

2. It is recommended that, as for other types of positive pump, a relief valve should be fitted externally as protection against overloads. Where a relatively large amount of fluid is directly subject to compensator pressure, it may be possible to omit the relief valve. Consult your Vickers representative.

"CC" and "CMC" Pressure Compensators with Adjustable Max. Displacement Stop

The pressure compensator section performs as described above. The adjustable stop allows the maximum pump delivery to be adjusted between 25 to 100%. To assist priming, adjust the stop setting to provide at least 40% of the maximum displacement.

"CG" Pressure Compensator, Remotely Controlled

Same as the "C" compensator, but arranged for remote pressure adjustment by suitable pilot controls. One or more pilot relief valves (e.g. C-175-*) and/or pilot directional valves, in series or in parallel, can provide many varied remote pilot systems.

Your Vickers representative will be pleased to advise on optimum arrangements for individual applications.

"CV" Load Sensing Compensator, Remotely Controlled

Automatically matches pump delivery to system demand at a pressure approximately 17 bar (250 psi) above load pressure. This pressure difference can be created by:

- a variable flow restrictor (non-compensated flow control) or the spool opening of a directional control valve.

Both forms can be used with fixed and variable speed pump drives. In the latter case a fixed restrictor can provide pre-set, near-constant pump flow independent of drive speed, provided that the speed exceeds that which gives the required flow at full displacement. An external pressure limiter must be added to prevent overloading the pump; see "Functional Symbols" page A.3.

The matching of pump pressure and delivery to system demands provides power matching and conservation by minimizing system power wastage.

"H" Handwheel Control

Provides manual variation or selection of pump delivery. The control can be operated on both sides of center permitting bi-directional flow characteristics.

Approximate change of displacement per one turn of handwheel is:

PVB5	2,6 cm ³ (0.16 in ³)
PVB6	3,4 cm ³ (0.21 in ³)
PVB10	5,2 cm ³ (0.32 in ³)
PVB15	8,2 cm ³ (0.5 in ³)

"M" Lever Control

Provides mechanical or manual variation of pump delivery in approximate proportion to the angular movement from the center position. This control may be operated on both sides of center permitting bi-directional flow characteristics. The pintle-mounted lever control must be secured by suitable linkage to maintain desired settings; both extremes of pintle travel are limited by internal stops to approx. 17.5° from center.

Control torques (approx. at 1500 r/min).	
PVB5	3,8 Nm @ 210 bar (33 lbf in at 3000 psi)
PVB6	2,7 Nm @ 138 bar (24 lbf in at 2000 psi)
PVB10 and PVB15	7,5 Nm @ 70 bar (66 lbf in at 1000 psi)

Note: Torque varies with pressure and speed.

"GE1" Minimum Displacement Control

Option for C(M)(C) and CG(C) compensators to limit the minimum displacement, in the fully compensated mode, to nominally 10% of full displacement.

Hydraulic Fluids

All pumps can be used with anti-wear hydraulic oils, water glycols and water-in-oil (invert) emulsions. It is possible to use these pumps with high water base fluids (e.g. 5%/95% oil-in-water emulsion) at pressures up to 70 bar (1000 psi). However, first consult your Vickers representative.

The extreme operating viscosity range is from 220 to 13 cSt (1020 to 70 SUS) for all pumps (except where 5%/95% emulsions are used). The recommended running range is 54 to 13 cSt. (245 to 70 SUS).

The viscosity of 5%/95% emulsions is near-constant at about 1 or 2 cSt (<35 SUS).

Temperature Limits

Minimum ambient -20°C (-4°F)
 Maximum ambient. +70°C (+158°F)

Fluid Temperatures

	Mineral oil	Water-containing
Minimum	-20°C (-4°F)	+10°C (+50°F)
Maximum*	+80°C (+176°F)	+54°C (+129°F)

* To obtain maximum service life from both fluid and hydraulic system, 65°C (150°F) normally is the maximum temperature except for water-containing fluids. Whatever the actual temperature range, ensure that viscosities stay within the limits specified in "Hydraulic Fluids" section.

Drive Requirements:**- Direction of Rotation**

Clockwise or anti-clockwise (viewed at shaft end) to order; see also "Model Code", and "Installation Dimensions" sections.

- Drive Methods

Direct co-axial drive through a suitable flexible coupling is preferred. If an indirect drive is to be used, first consult your Vickers representative.

Filtration Requirements

20/18/14 or ISO 18/14..

Noise Levels

* Typical values equivalent to NFPA

Speed r/min	Pressure bar (psi)	Stroke	Noise level – dB(A)*					
			PVB5	PVB6	PVB10	PVB15	PVB20	PVB29
1000	35 (500)	Full flow	51	52	54	58	–	–
		Cutoff	51	51	44	47	–	–
	70 (1000)	Full flow	54	55	56	60	–	–
		Cutoff	52	54	49	54	–	–
	140 (2000)	Full flow	56	57	60	62	–	–
		Cutoff	58	56	55	59	–	–
1200	210 (3000)	Full flow	60	–	61	–	–	–
		Cutoff	59	–	59	–	–	–
	35 (500)	Full flow	50	51	55	60	–	–
		Cutoff	52	51	48	51	–	–
	70 (1000)	Full flow	54	55	57	61	74	70
		Cutoff	56	57	51	54	–	–
	140 (2000)	Full flow	59	59	60	63	74	73
		Cutoff	59	60	54	58	69	76
	210 (3000)	Full flow	60	–	62	–	78	–
		Cutoff	61	–	56	–	–	–
1500	35 (500)	Full flow	54	54	58	63	–	–
		Cutoff	52	52	51	52	–	–
	70 (1000)	Full flow	58	58	60	64	–	–
		Cutoff	57	57	55	55	–	–
	140 (2000)	Full flow	61	62	62	66	–	–
		Cutoff	62	59	62	59	–	–
	210 (3000)	Full flow	64	–	65	–	–	–
		Cutoff	62	–	63	–	–	–
1800	35 (500)	Full flow	57	58	61	64	–	–
		Cutoff	55	57	55	56	–	–
	70 (1000)	Full flow	60	61	63	67	76	77
		Cutoff	59	58	59	60	–	–
	140 (2000)	Full flow	63	66	65	69	81	81
		Cutoff	62	63	62	64	75	81
	210 (3000)	Full flow	64	–	67	–	81	–
		Cutoff	64	–	65	–	–	–

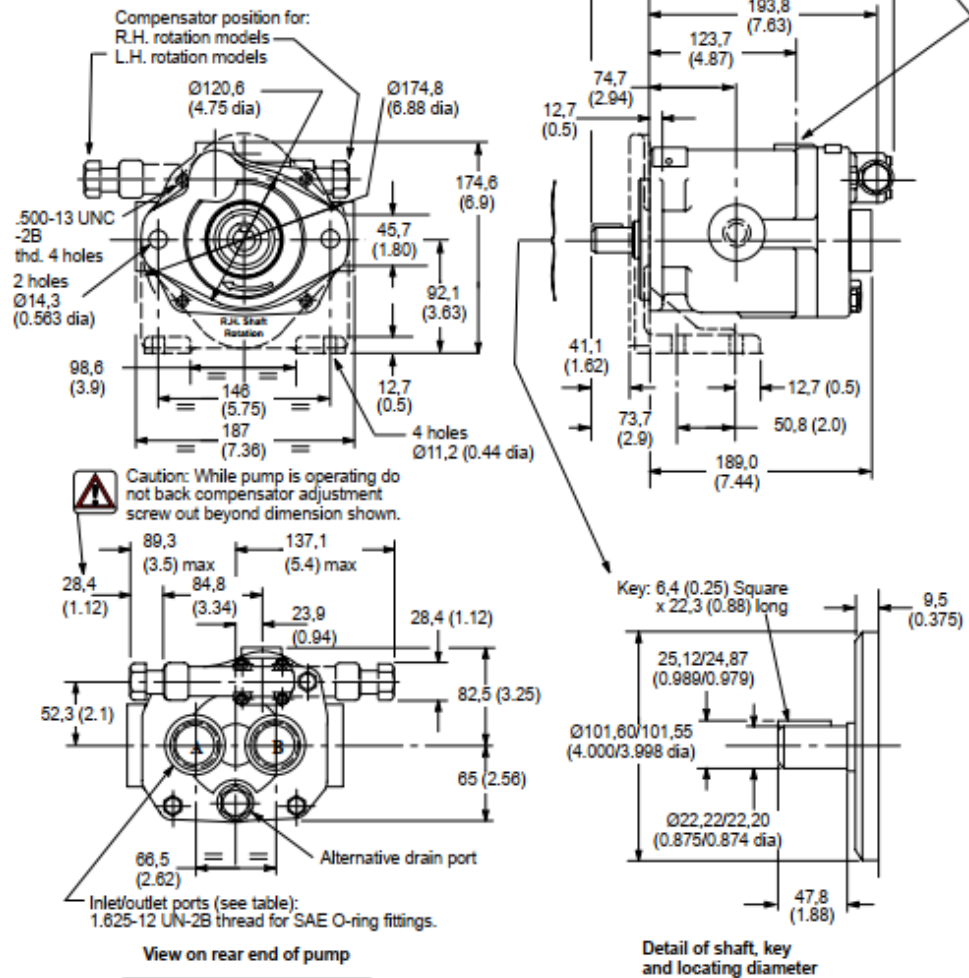
A.16

PVB10/15 SAE Flange Mounting Pressure Compensator Control - "C" and "CM"

Installation Dimensions in mm (inches)
See also "Control Data" section, page A.15.

Optional foot bracket, shown in dashed outline; kit FB-B-10 comprises foot bracket and two pump fixing bolts/bolts. Order separately, if required.

Case drain port .750-16 UNF-2B for SAE O-ring fittings: 2 ports



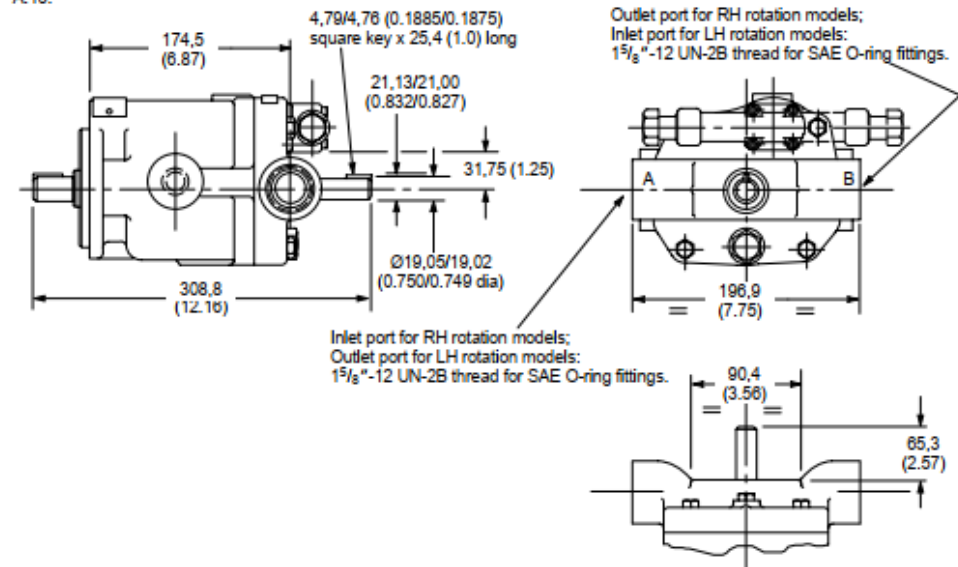
A.22

PVB10/15 Thru-Shaft Models (with Side Ports)

Maximum output torque is 83 Nm (735 lbf in), less unput torque at system pressure, data see page A.22.
see performance curves:

At 1500 r/min drive speed, pages A.8 & A.9.

At 1800 r/min drive speed, page A.12 & A.13.

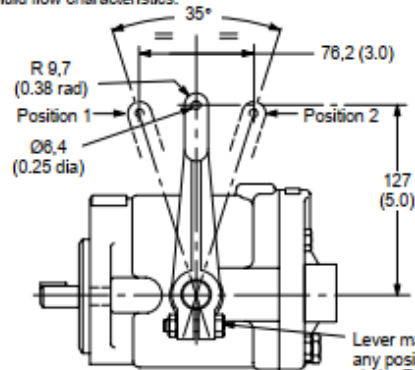


A.23

PVB5/6 and PVB10/15 Manual/Mechanical Controls

Lever Control - "M" and No Control - "V"

Units with this control may be operated on both sides of center permitting bi-directional fluid flow characteristics.

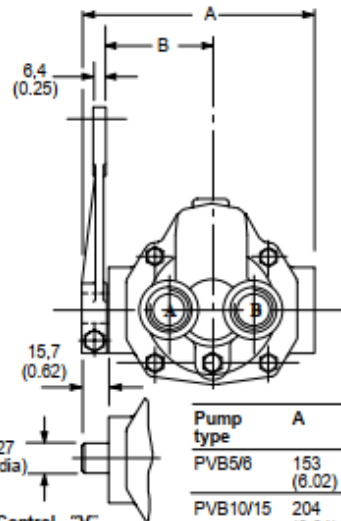


Shaft rotation	Lever position	Outlet port
RH	1	A
RH	2	B
LH	1	B
LH	2	A

Lever may be set at any position in 360° circle. Ensure clamp bolt is fully tightened.

Ø17,40/17,27
(0.685/0.680 dia)

No Control - "V"

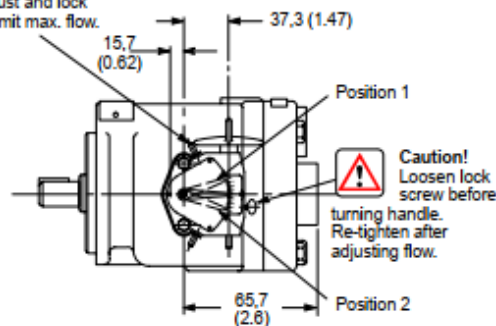


Pump type	A	B
PVB5/6	153 (6.02)	68,9 (2.7)
PVB10/15	204 (8.04)	99,9 (3.93)

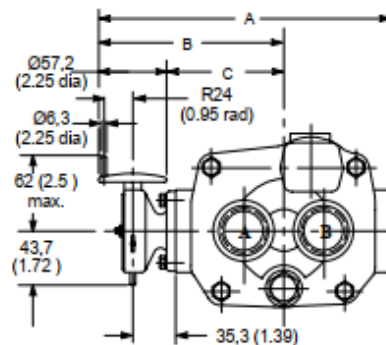
Handwheel Control - "H"

Units with this control may be operated on both sides of center permitting bi-directional fluid flow characteristics.

Max. flow adjustment.
Adjust and lock
to limit max. flow.



Shaft rotation	Pointer position	Handwheel rotation from zero	Outlet port
RH	1	Clockwise	A
RH	2	Counter-clockwise	B
LH	1	Clockwise	B
LH	2	Counter-clockwise	A



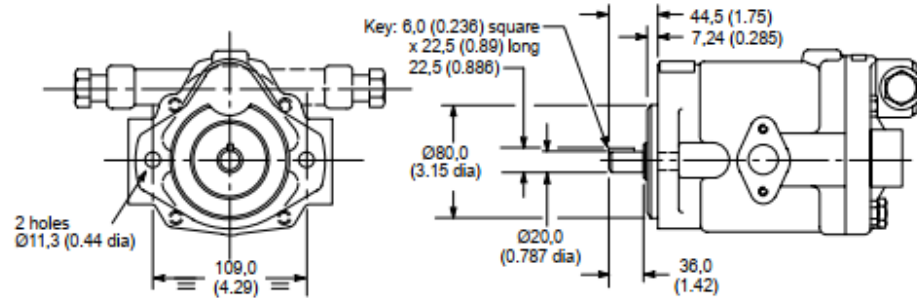
Pump type	A	B	C
PVB5/6	200 (7.87)	129 (5.08)	70,6 (2.78)
PVB10/15	250 (9.84)	140 (5.51)	93,5 (3.68)

A.24

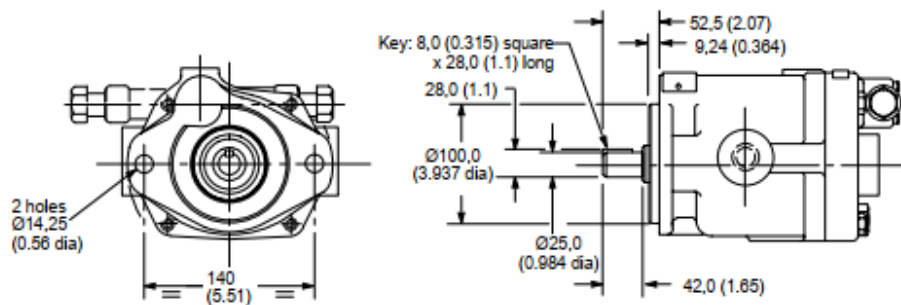
PVB5/6; PVB10/15; PVB20/29 – DIN/ISO Models

For dimensions/data not shown refer to corresponding SAE models.

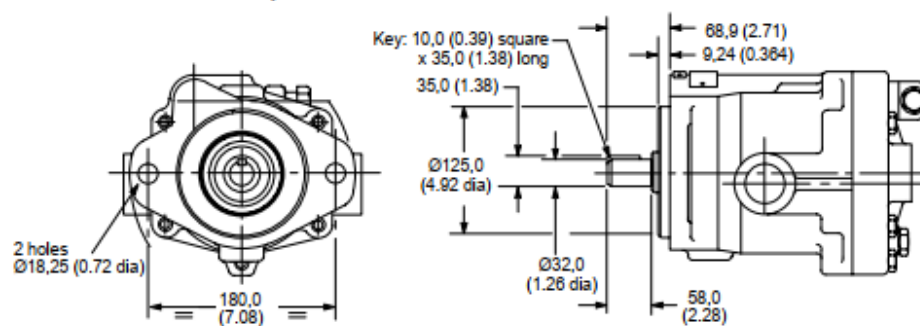
PVB5/6 – Pressure Compensated Control – “C” and “CM”



PVB10/15 – Pressure Compensated Control – “C” and “CM”



PVB20/29 – Pressure Compensated Control – “C” and “CM”



A.32

Anexo B. MOTOR HIDRAULICO EATON SERIE 25M

Operating Specifications

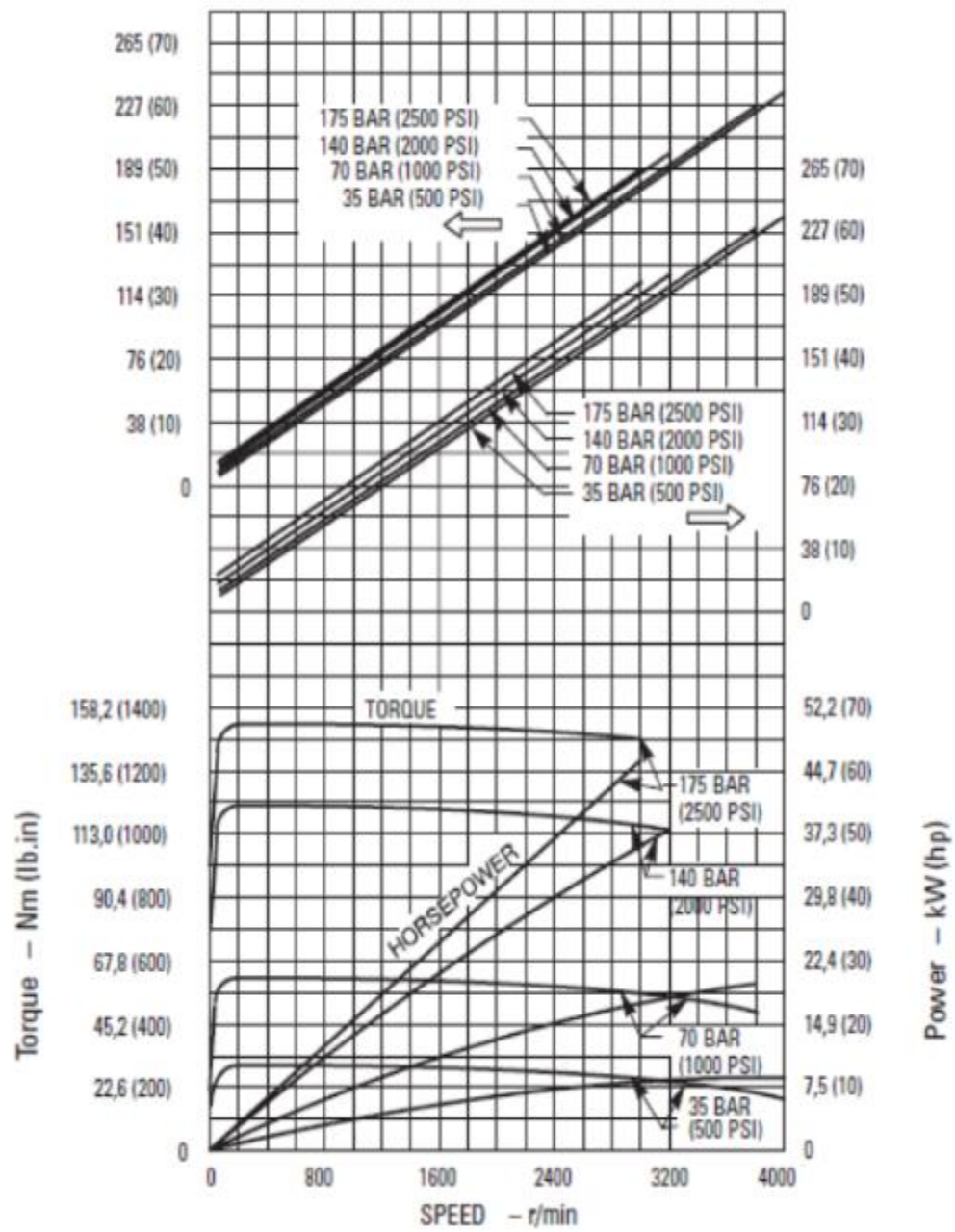
Model Series	Torque Nm/6,9 bar (lb. in./100 psi)	Displacement cm ³ /r (in. ³ /r)	Flow Input @ 1200 r/min L/min (USgpm)	Max. Torque Nm (lb. in.) @ Max. Pressure	Maximum Speeds & Pressure	Approx. Weight kg (lb)
25M	4,7 (42) 6,2 (55) 7,3 (65)	43,9 (2.68) 57,7 (3.52) 68,7 (4.19)	52,7 (13.9) 69,4 (18.3) 82,6 (21.8)	115,8 (1025) 151,4 (1340) 180,8 (1600)	4000 r/min @ 34 bar (500 psi)	18 (40)
35M	9,0 (80) 10,7 (95) 13,0 (115)	83,6 (5.10) 100,3 (6.12) 121,9 (7.44)	100,4 (26.5) 120,5 (31.8) 146,3 (38.6)	221,5 (1960) 264,4 (2340) 320,9 (2840)		
45M	14,7 (130) 17,5 (155) 20,9 (185)	138,0 (8.42) 163,2 (9.96) 193,2 (11.79)	165,6 (43.7) 195,9 (51.7) 232,3 (61.3)	361,6 (3200) 429,4 (3800) 502,9 (4450)	3000 r/min @ 172 bar (2500 psi)	39 (85)
50M	24,9 (220) 28,8 (255) 33,9 (300)	231,3 (14.11) 268,2 (16.36) 317,2 (19.35)	277,8 (73.3) 322,2 (85.0) 380,7 (100.5)	615,9 (5450) 717,6 (6350) 844,1 (7470)	3200 r/min @ 34 bar (500 psi) 2400 r/min @ 172 bar (2500 psi)•	73 (160)

• 114 suffix: 2500 psi, counterclockwise

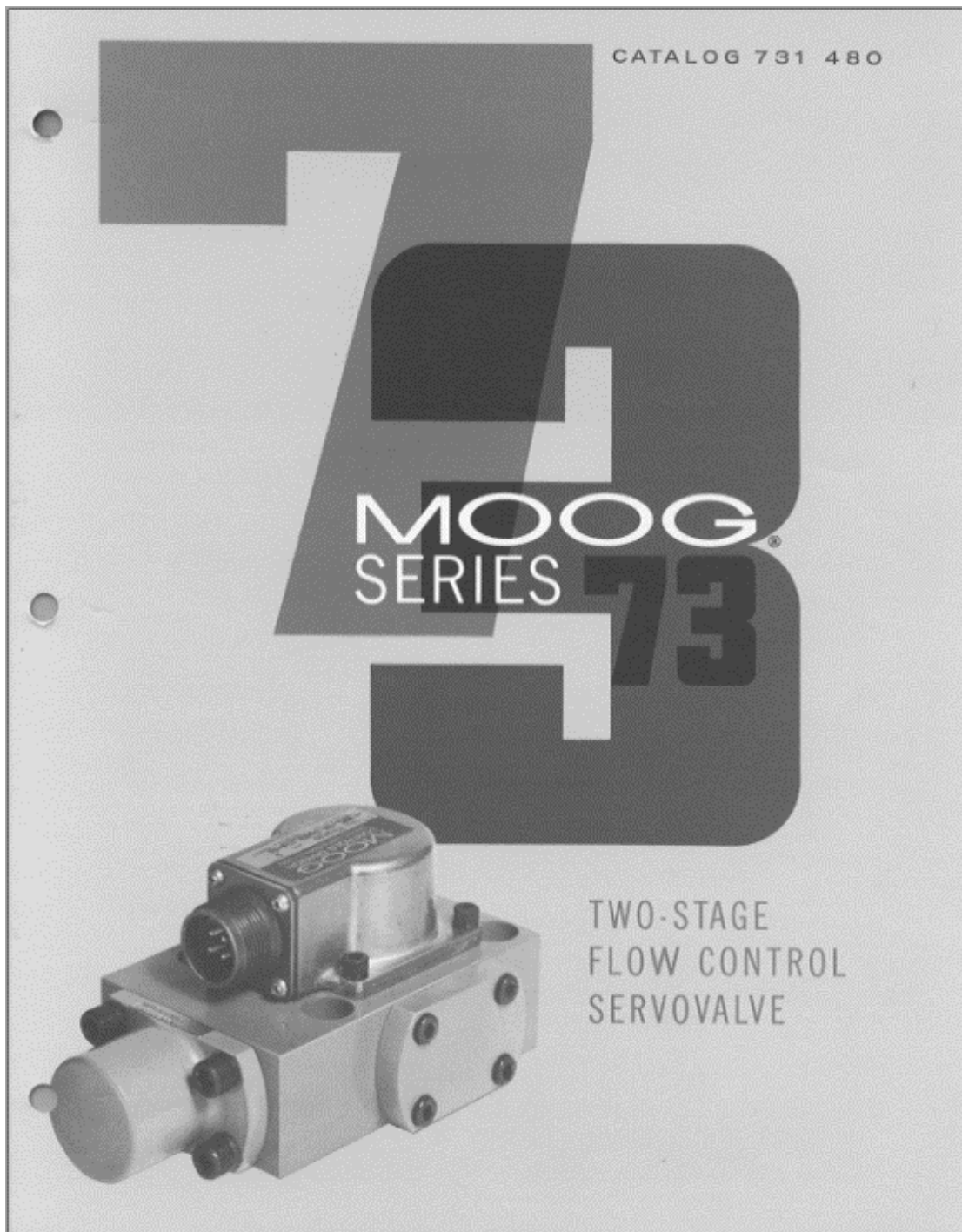
2250 psi, clockwise

124 suffix: 2500 psi, bi-directional

55 LB. IN. MODEL



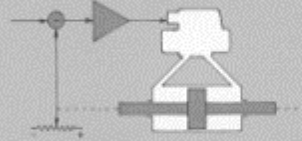
Anexo C. SERVOVALVULA MOOG SERIES 73



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

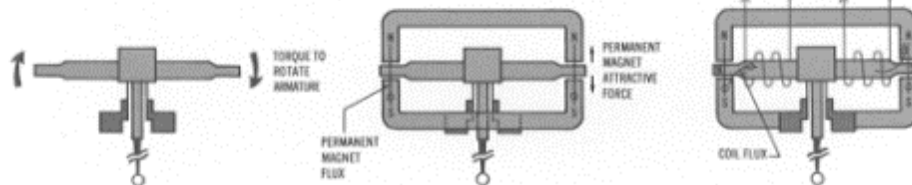
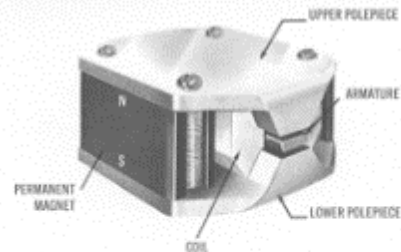
o-ring floated, center pinned bushing with convenient null adjust

optional fifth port for separate pilot supply

OPERATION

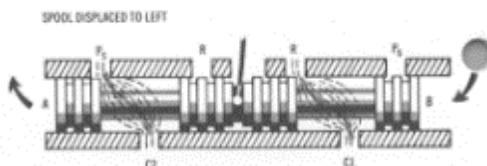
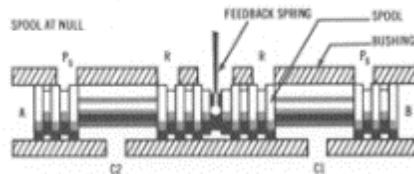
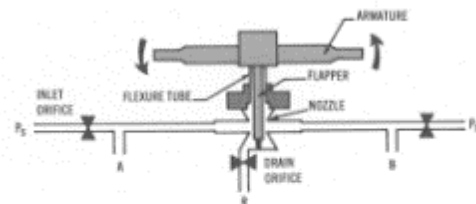
TORQUE MOTOR

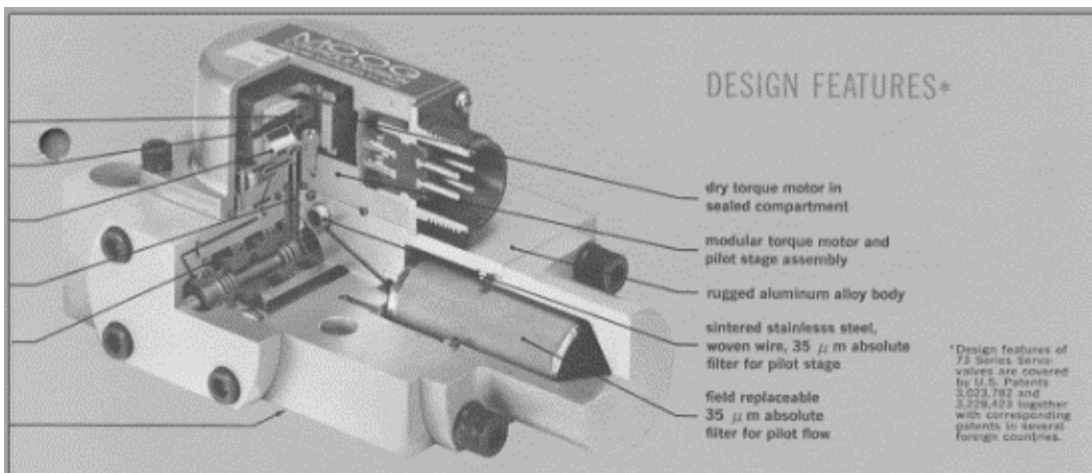
- charged permanent magnets polarize polepieces
- dc current in coils causes increased force in diagonally opposite air gaps
- magnetic charge level sets magnitude of decentering force gradient on armature



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)



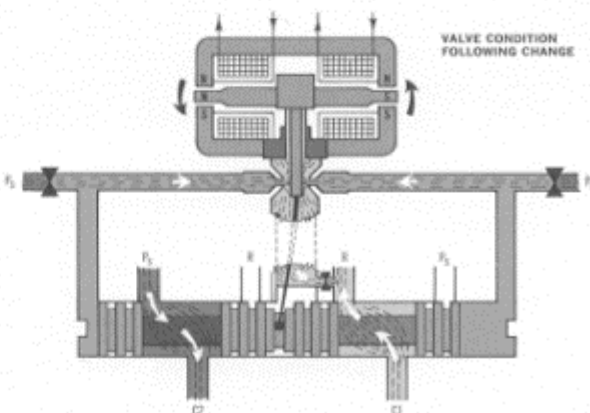
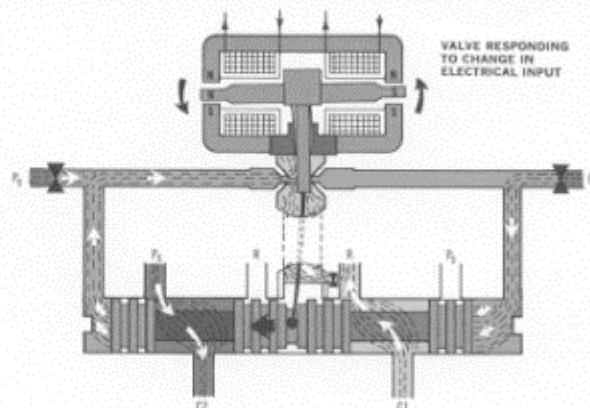


VALVE SPOOL

- 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



HYDRAULIC CHARACTERISTICS

Unless specified otherwise, all performance parameters are given for valve operation on Mobil DTE-26 fluid at 100°F (38°C).

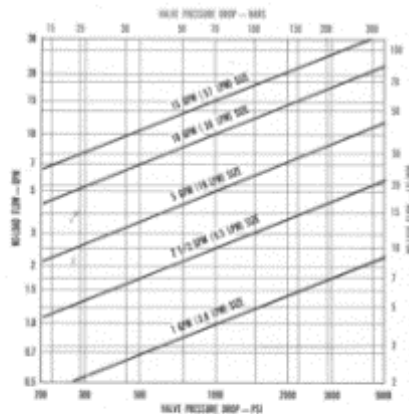


FIGURE 1 CHANGE IN RATED FLOW WITH PRESSURE

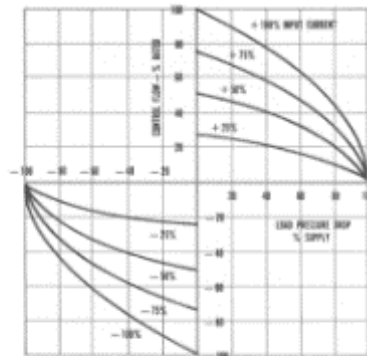


FIGURE 2—CHANGE IN CONTROL FLOW WITH CURRENT AND LOAD PRESSURE

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 Internal Leakage			
	Rated Flow 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).

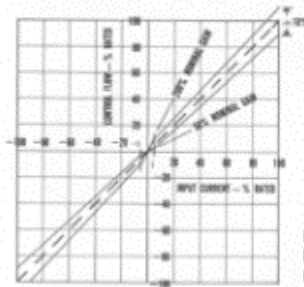


FIGURE 3
NO-LOAD FLOW
GAIN TOLERANCES

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)	$\leq \pm 2\%$
With Acceleration	to 10 g	$\leq \pm 2\%$
With Supply Pressure	80% to 110% nominal	$\leq \pm 2\%$
With Quiescent Current	50% to 100% rated current	$\leq \pm 2\%$
With Back Pressure	0% to 20% of supply	$\leq \pm 2\%$

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.

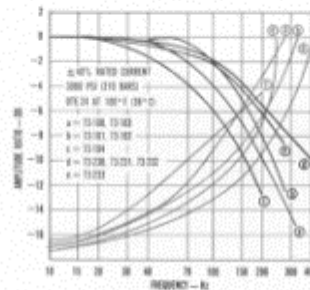


FIGURE 4 REDUCED AMPLITUDE FREQUENCY RESPONSE

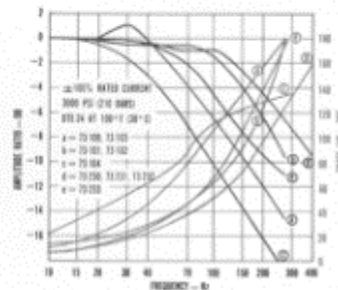


FIGURE 5 FULL AMPLITUDE FREQUENCY RESPONSE

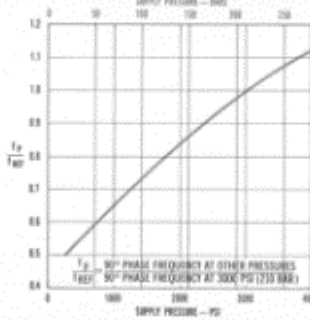


FIGURE 6 FREQUENCY RESPONSE CHANGE WITH PRESSURE

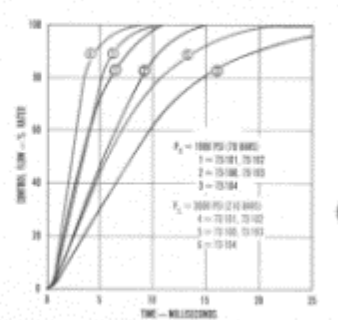


FIGURE 7 STEP RESPONSE

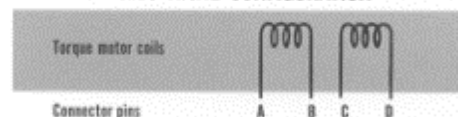
ELECTRICAL CHARACTERISTICS

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 □/Coil 15 ma Diff.	80 □/Coil 40 ma Diff.	22 □/Coil 200 ma Diff.	1000 □/Coil 8 ma Diff.	1000 □/Coil 10 ma Diff.	High Response 80 □/Coil 40 ma Diff.	200 □/Coil 15 ma Diff.	80 □/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

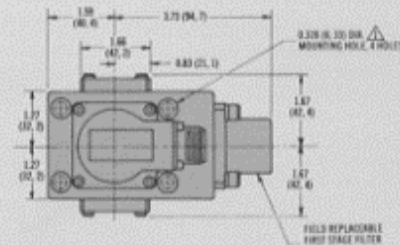
ADAPTER MANIFOLD for ¾-inch tubing.

4 ports (SAE industrial straight threads) 100-43586-1

REPLACEMENT FILTER CARTRIDGE 071-22050

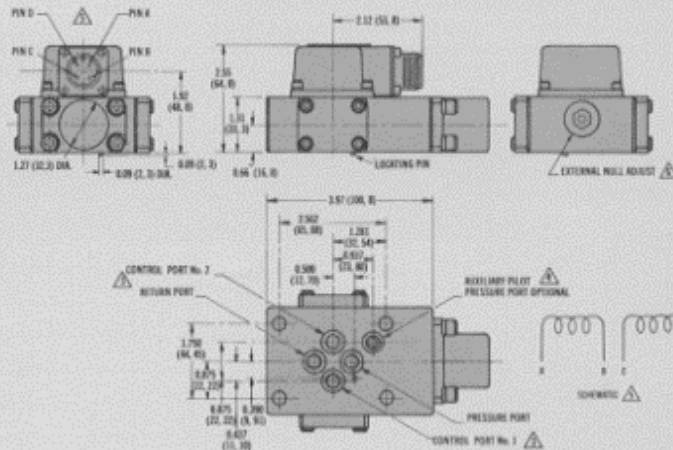
MATING ELECTRICAL CONNECTOR

MS3106-14S-2S 061-49054F14S-2S



INSTALLATION DETAILS

1. Suggested mounting screws: ¼-18 x 1½" long, socket head cap screws (MS x 40).
2. Surface to which valve is mounted requires ½" finish, (crv) flat within 0.001 (0.02) TIR.
3. Ports P, R, L, and 2: 0.312 (7.92) dia. port "O" rings: 0.070 (1.78) sect. x 0.426 (10.82) I.D.
4. 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.
5. Electrical connector mates with MS3106-14S-2S, or equivalent.
6. 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

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

Vickers®

Proportional Valves



Proportional Directional and Throttle Valves – Solenoid Operated

KDG4V-3S and KTG4V-3S standard performance series
K(A)DG4V-3 and K(A)TG4V-3 high performance series
ISO 4401-03 (NFPA D03) – Pressures to 350 bar (5075 psi)



VICKERS

Revised 11/98

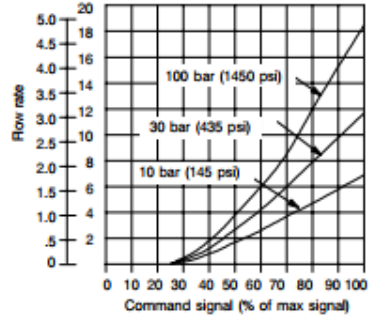
539

KDG4V-3S Flow Gain Curves

At the stated valve pressure drops, the percentage command signals are applicable to whichever solenoid is energized.

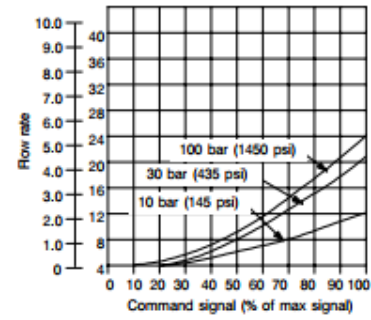
Looped Flow Path

USgpm l/min Spool "2C08S" P=A or B plus B or A=T

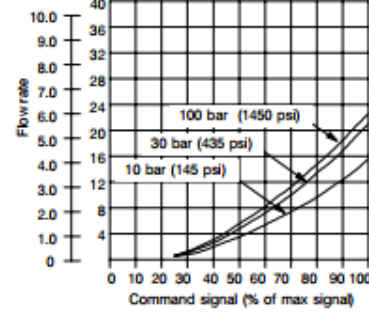


Looped Flow Path

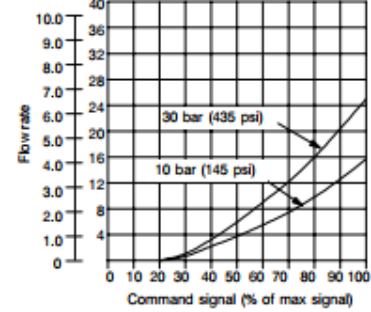
USgpm l/min Spool "2C08N" P=A or B, or A or B=T



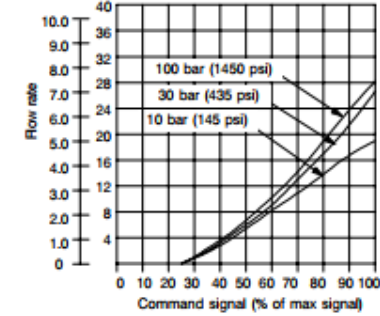
USgpm l/min Spool "2C15S" P=A or B plus B or A=T



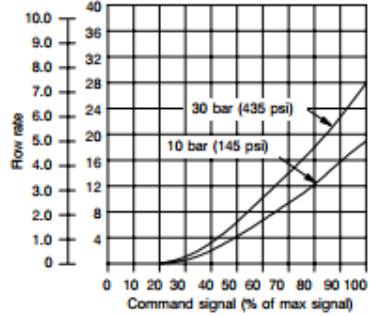
USgpm l/min Spool "2C15N" P=A or B, or A or B=T



USgpm l/min Spool "2C19S" P=A or B plus B or A=T



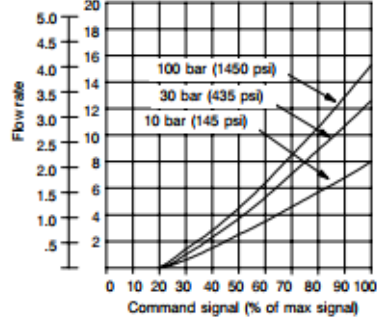
USgpm l/min Spool "2C19N" P=A or B, or A or B=T



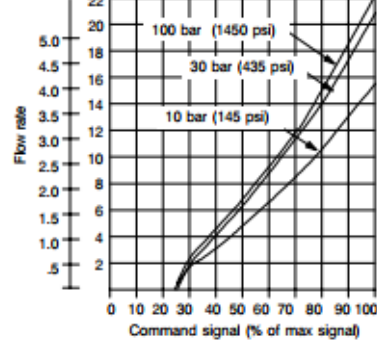
At the stated valve pressure drops, the percentage command signals are applicable to whichever solenoid is energized.

Looped Flow Path

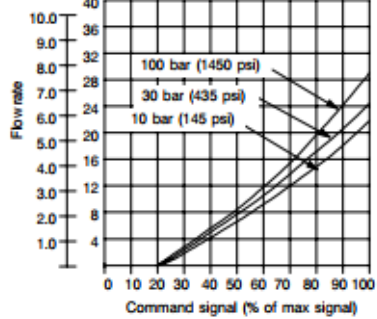
USgpm /l/min Spool "33C08A" P=A or B plus B or A=T



USgpm /l/min Spool "33C15A" P=A or B plus B or A=T

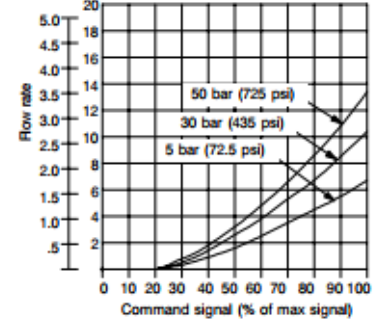


USgpm /l/min Spool "33C22A" P=A or B plus B or A=T

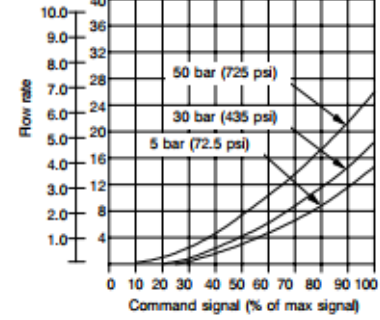


Single Flow Path

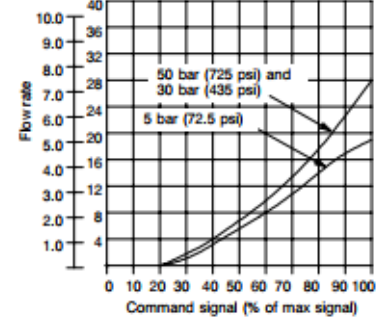
USgpm /l/min Spool "2C08N" P=B or A=T



USgpm /l/min Spool "2C15N" P=B or A=T

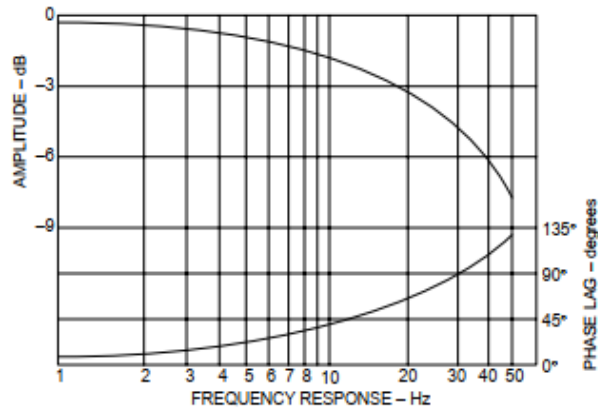


USgpm /l/min Spool "2C19N" P=B or A=T



KDG4V-3S and KTG4V-3S Frequency Response

For amplitude of $\pm 25\%$ maximum stroke
(center to offset) about 50% position and
 Δp (P $\rightarrow$ A $\rightarrow$ B $\rightarrow$ T)=10 bar (145 psi).

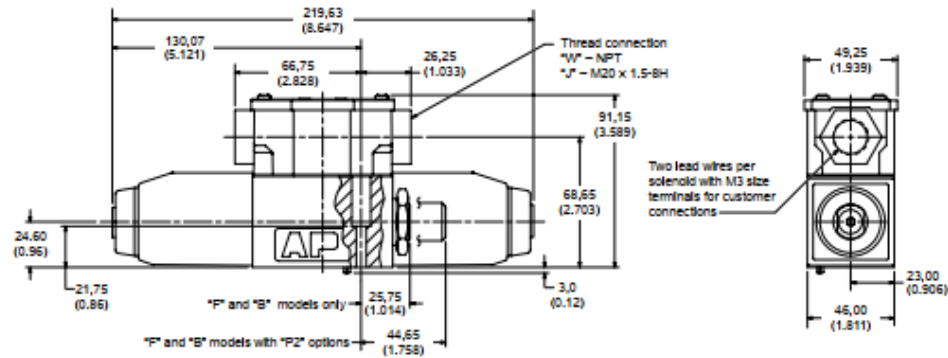


KDG4V-3S and KTG4V-3S Installation Dimensions

KDG4V-3S and KTG4V-3S with Junction Box

Dimensions in mm (inches)

3rd angle projection

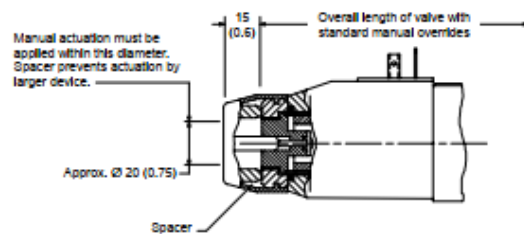


Water-resistant Manual Override on Solenoid

K*G4V-3S-**(L)-H-(V)M-**-**-60
Dimensions in mm (inches)

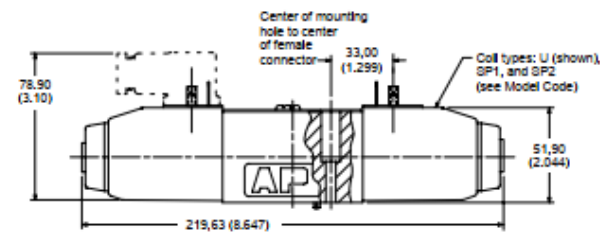
Use where finger operation is required.
(Standard manual overrides cannot be operated without using small tool.)

This "H" feature is not field-convertible from other models. Please specify with order.



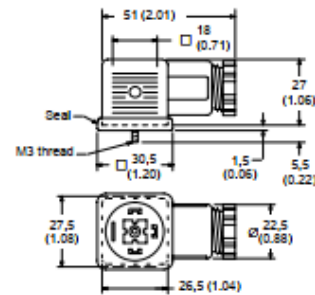
KDG4V-3S (shown) and KTG4V-3S with DIN Connectors

Dimensions in mm (inches).



Plug connector can be positioned in 90° increments on valve by removing connector housing and re-assembling contact holder at desired orientation inside housing.

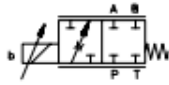
DIN 43650 plug connector can be ordered separately or included with valve by specifying 1 for Model Code item 19.
Means of connection: screw terminals



Conductor cross-sectional area:
0,5 to 1,5 mm² (0.0008 to 0.0023 in²)
Cable diameter:
6 to 10 mm (0.24 to 0.40 in)

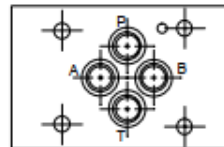
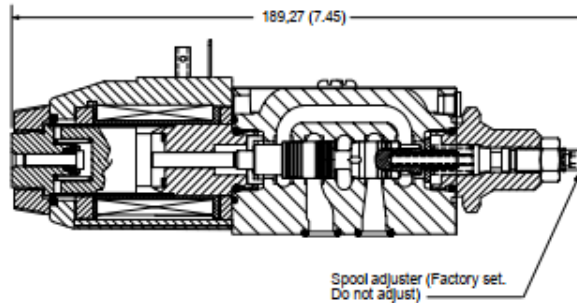
KTG4V-3S with EN427 Feature

KTG4V-3S-2B 08N-(V)M-*** ***(1)-H5-60-EN427



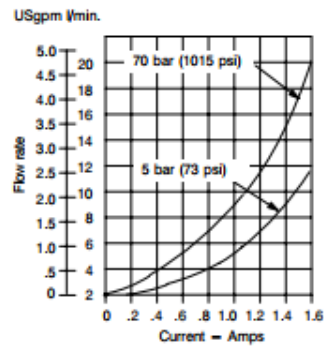
This valve feature is recommended for use as a pilot valve with the Valvistor® Slip-in Cartridge Valve.

The spool adjuster is preset at the factory. Do not adjust. Improper operation will result.

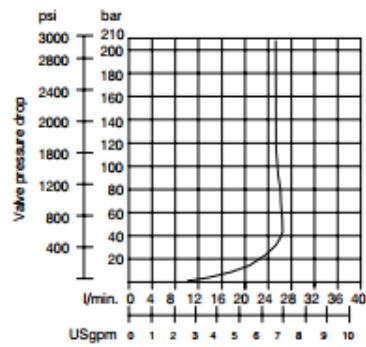


EN427 Performance

Flow Gain Curve



Power Capacity Curve



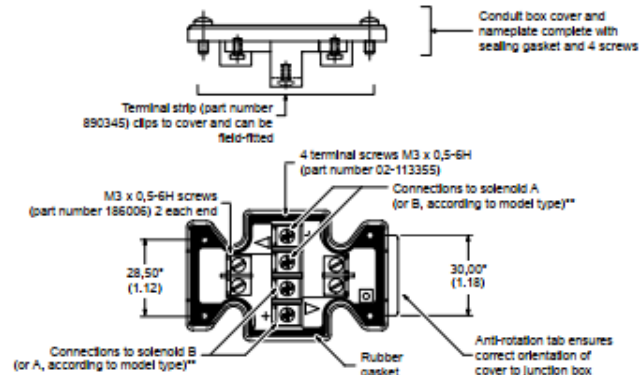
KDG4V-3S and KTG4V-3S Electrical Connections

Terminal Strip for FT (Flying Lead) Models

Dimensions in mm (inches)

* Difference in dimensions helps ensure correct orientation of nameplate to valve.

** For DC coils, positive + lead(s) must be connected to terminal(s) marked +. When using 3-wire incoming leads to double solenoid valves (i.e. common neutral), inner pair of terminals must be interconnected.

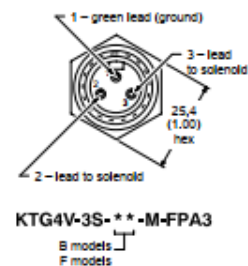
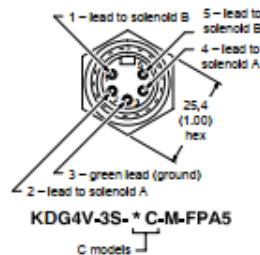
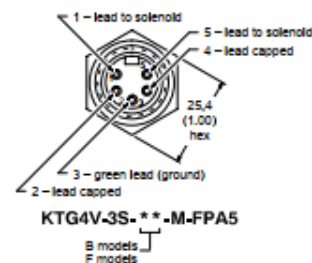
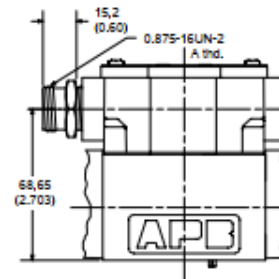


NFPA Connector (Standard T.3.5.29-1980) for FPA3 and FPA5 Models

Dimensions in mm (inches)

The receptacle is a standard three-pole or five-pole electrical connector with shortened leads and terminals added. The five-pole plug has four leads 101,6 (4.0) long and one lead 177,8 (7.0) long. All wires have non-solder insulated eyelet terminals. The green wire is used for the ground connection (No. 8 screw furnished). Valves are supplied pre-wired.

WARNING
Electrical power must be disconnected before removing or replacing this receptacle.
Electrical connection is over solenoid A on single solenoid models and over solenoid B on dual solenoid models. See diagram plate for solenoid B location.
Receptacle is pre-wired to solenoid eyelets. Connection is made with No. 6 screws and nuts insulated with black electrical tape.



Anexo E. ELECTROVALVULA EQUUS



**IFP DG03 SOLENOID OPERATED
DIRECTIONAL CONTROL VALVE**
Size NG-6/CETOP-03



FEATURES :

- Highest performance in NG 6.
- Optimized spool design to reduce flow force
- Proven quality through 10 million endurance test
- Coil outside cover with BMC fire proof material
- Surge suppressor inside DC wiring box type
- Connections to DIN, ISO and CETOP

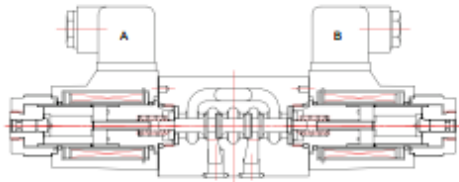


SPECIFICATION :

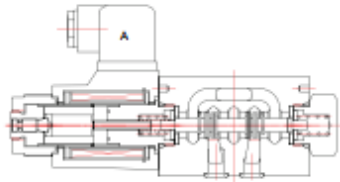
Maximum Flow Rate		25 GPM (95 LPM)
Maximum Operating Pressure		4500 PSI (360Bar)
Maximum Permissible Back Pressure		2285 PSI (160Bar)
Ambient Temperature Range		5°~122°F (-15°C~70°C)
Hydraulic Fluid Temperature		5°~158°F (-15°C~70°C)
Viscosity Range		15~400 mm²/s
Hydraulic Oil		ISO VG 32,46,68
Fluid Cleanliness		NAS Class 9 max
Degree of Protection to DIN40050 & IEP		IP 65
Maximum Change over Frequency		240 Times/min (AC/DC)
		120 Times/min (rF)
Mounting Pattern		ISO 4401-AB-03-4-A
App.Weight Lbs (Kg)	Single solenoid (AC/DC)	3.5lbs (1.6) / 3.7lbs (1.7)
	Double solenoid (AC/DC)	4.4lbs (2.0) / 4.6lbs (2.1)
Valve Fixing Screws	Metric	M5*45l (4pcs)
	Inch	10 ~24UNCx1-3/4"L (4pcs)
Tightening Torque		45 ~60In/lbs (5~7Nm)

CROSS SECTION DIAGRAM:

■ DG03-2C-AC*-72DN



■ DG03-2A-AC*-72DN





I-P DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

ORDERING CODE:

D G 03-2C-115VAC-72-DN

1 2 3 4 5 6 7 8 9

1 DIRECTIONAL CONTROL VALVE

2 MANIFOLD or SUBPLATE MOUNT

3 NOMINAL VALVE SIZE:

NG 6, CETOP 3 and ISO 4401-03

4 TYPE OF SPOOL (CENTER CONDITION)



- 0: Open center (all ports)
- 1: Open center (P, a to T)
- 2: Closed center (all ports)
- 3: Closed center (P, B)
- 5: Closed center (T, B)
- 6: Closed center (P only)
- 7: Open center (P to a, B)
- 8: Tandem center (P to T)
- 11: Open center (P, B to T)
- 22: Closed center (two way)
- 31: Closed center (P, a)
- 33: Closed center (bleed aB)

5 SPRING ARRANGEMENT

- A: Spring offset to port "A" single solenoid
- AL: Spring offset to port "B" single solenoid
- B: Spring centered-single solenoid
- BL: Spring centered-single solenoid
- C: Spring centered-double solenoid
- F: Spring offset/shift to center-single solenoid
- N: Without spring with detent

6 SOLENOID VOLTAGE

115VAC: AC110V 50HZ/AC120V 60HZ

R1: AC110V, 50/60Hz; rectifier built-in type

220VAC: AC220V, 50Hz/AC240V, 60Hz;

R2: CC220V, 50/60Hz; rectifier built-in type

12VDC: DC12V

24VDC: DC24V

7 DESIGN NUMBER:

72

8 ELECTRICAL OPTIONS

WB: WIRING HOUSING with 1/2" THREAD
c/w INDICATOR LIGHTS

DN: DIN 43650 COIL c/w INDICATOR LIGHTS

9 OPTIONAL INQUIRY

LQ: Surge Killer

Anexo F. TRANSDUCTOR DE POSICION LVDT

Series 240

General Purpose DC LVDTs

The Series 240 DC-DC LVDTs are an integrated package consisting of a precision linear variable differential transformer, a solid state oscillator, and a phase-sensitive demodulator. The transducer is designed for excellent linearity, infinite resolution, and high sensitivity. Input and output circuits are electrically isolated from each other and from the coil assembly housing, making them usable directly in floating or ground return systems. DC indicators, recorders, and control systems can usually be driven directly by the large DC output. The core, when displaced axially within the coil assembly, produces a voltage change in the output directly proportional to the displacement.



KEY FEATURES

Ranges from $\pm 0.05"$ to $\pm 4.0"$

Stainless Steel Construction

Non-linearity < 0.5%

6 to 30 VDC Excitation

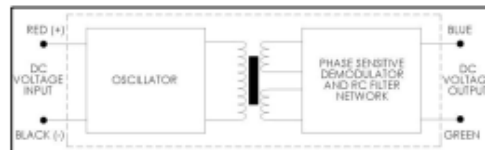
SPECIFICATIONS – ELECTRICAL

MODEL NUMBER	0240-00000	0241-00000	0242-00000	0243-00000	0244-00000	0245-00000	0246-00000	0246-00000
WORKING RANGE, INCHES (MM)	0.050 (1.27)	0.100 (2.54)	0.250 (6.35)	0.500 (12.7)	1.00 (25.4)	2.00 (50.8)	3.00 (76.2)	3.00 (76.2)
MAX. USABLE RANGE, INCHES (MM)	0.075 (1.78)	0.150 (3.75)	0.375 (9.53)	0.750 (19.1)	1.50 (38.1)	2.75 (69.8)	3.25 (82.5)	4.00 (101)
INPUT VOLTAGE, VDC	6.0 Min. to 30 Max.							9.0 Min. to 30 Max.
NOMINAL F.S. OUTPUT, $\pm$ VDC with UNLOADED OUTPUT								
@ 6V INPUT	1.3	2.4	1.8	3.1	4.6	3.9	3.3	N/A
@ 15V INPUT	3.4	6.4	4.8	8.3	12.1	10.2	8.7	10
@ 24V INPUT	5.5	10.4	7.8	13.5	18.7	16.5	14.1	16.3
@ 30V INPUT	7.0	13.0	9.7	17.0	24.8	20.7	17.7	30.5
INPUT CURRENT	8.3 mA @ 6V Input to 52 mA @ 30V Input							
% NON-LINEARITY	$\pm 0.5\%$ Full Scale Over Total Working Range; $\pm 1.0\%$ Full Scale Over Maximum Usable Range							
INTERNAL CARRIER FREQUENCY, Hz	13000	13000	3600	3400	3200	1500	1400	1400
% RIPPLE, RMS (NOMINAL)	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	1	1	1
OUTPUT IMPEDANCE, Ohms	2500	3500	5200	5500	5600	5500	5600	5600
FREQUENCY RESPONSE (3 dB down), Hz	300	140	115	110	100	110	75	75
TEMPERATURE RANGE	-65°F to $+250^{\circ}\text{F}$ (-54°C to $+121^{\circ}\text{C}$)							
RESOLUTION	Infinite							

NOTES:

1. Polarity of excitation must be observed for proper function. Reversal will not damage the unit.
2. Load impedance of 50 KOhms minimum required for proper operation.
3. Output polarity will be positive on one side of null, negative on the other side of null.
4. Transducers are calibrated at 24 VDC.
5. Blue lead is more positive with respect to the Green lead when the core is moved toward the lead end.

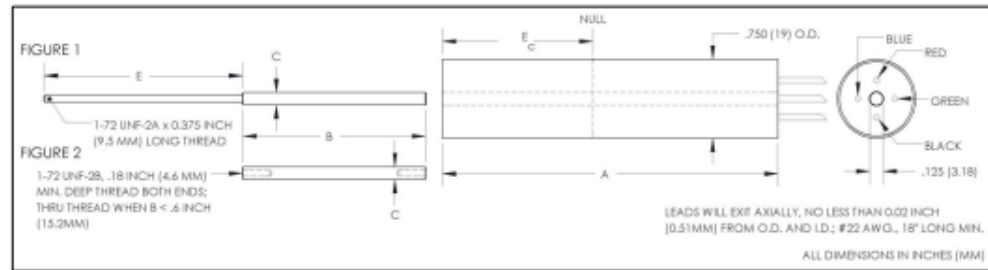
BLOCK DIAGRAM



Tel: 800-828-3964 | Fax: 860-872-4211 | Web: www.transtekinc.com
S012-0030 Revision 1

TRANS-TEK
INCORPORATED

DIMENSIONAL DIAGRAM



SPECIFICATIONS – MECHANICAL

MODEL*	LINEAR RANGE, INCHES (MM)	BODY LENGTH, A, INCHES (MM)	ELECTRICAL CENTER, E ₀ , INCHES (MM)	BODY MASS, GRAMS	CORE LENGTH, B, INCHES (MM)	EXTENSION LENGTH, E, INCHES (MM)
0240-0000_	0.05 (1.27)	0.87 (22.1)	0.34 (8.64)	55.8	0.56 (14.2)	1.9 (48.3)
0241-0000_	0.10 (2.54)	1.12 (28.5)	0.56 (14.2)	59.2	0.60 (15.2)	2.18 (55.4)
0242-0000_	0.25 (6.35)	3.21 (81.5)	1.44 (36.6)	121.4	1.75 (44.5)	1.9 (48.3)
0243-0000_	0.50 (12.7)	3.71 (120)	1.69 (42.9)	132.2	1.87 (47.5)	2.4 (60.9)
0244-0000_	1.00 (25.4)	4.71 (120)	2.19 (55.6)	156.2	2.00 (50.8)	3.2 (81.2)
0245-0000_	2.00 (50.8)	8.21 (209)	3.94 (100)	235.4	3.50 (88.9)	5.2 (132)
0246-0000_	3.00 (76.2)	10.52 (267)	5.09 (129)	293	3.50 (88.9)	8.4 (213)
0246-0000 ₂	4.00 (101.6)	10.52 (267)	5.09 (129)	293	2.00 (50.8)	9.1 (231)

* Model numbers ending with a "_" have multiple core options. All standard units will end with a Q indicating a core assembly. This core assembly consists of a core brazed to an extension rod that terminates in 1-72 UNF-2A threads. If an option is not selected, option Q will be provided.

CORE OPTIONS

The core is constructed from a soft, high permeability iron-nickel alloy. Nonmagnetic stainless steel is used as extension rod material. Core assemblies are sized for use over the maximum working range of the LVDT. The difference between option Q and 1 is the core outer diameter. Smaller O.D. cores should be considered for applications with some radial movement to prevent contacting the inner diameter of the coils. The smaller core diameter will decrease sensitivity slightly (< 5%).

Options 2 and 3 are cores only, tapped at both ends with 1-72 UNF-2B threads, as shown in Figure 2 of the Dimensional Drawing. These should be used in applications when a separate extension rod is desirable. The difference between option 2 and 3 is the outer diameter.

MODEL	CORE ASSEMBLY REF. FIG. 1		THREADED CORE REF. FIG. 2	
	OPTION Q	OPTION 1	OPTION 2	OPTION 3
	C = 0.120" (3.05mm)	C = 0.099" (2.51mm)	C = 0.120" (3.05mm)	C = 0.099" (2.51mm)
0240-0000_	C004-0000	C004-0001	C005-0002	C005-0003
0241-0000_	C004-0198	C004-0199	C005-0153	C005-0154
0242-0000_	C004-0010	C004-0006	C005-0054	C005-0051
0243-0000_	C004-0011	C004-0007	C005-0035	C005-0023
0244-0000_	C004-0012	C004-0008	C005-0048	C005-0052
0245-0000_	C004-0013	C004-0009	C005-0053	C005-0033
0246-0000_	C004-0014	C004-0015	C005-0053	C005-0033
0246-0000 ₂	C004-0057	N/A	N/A	N/A

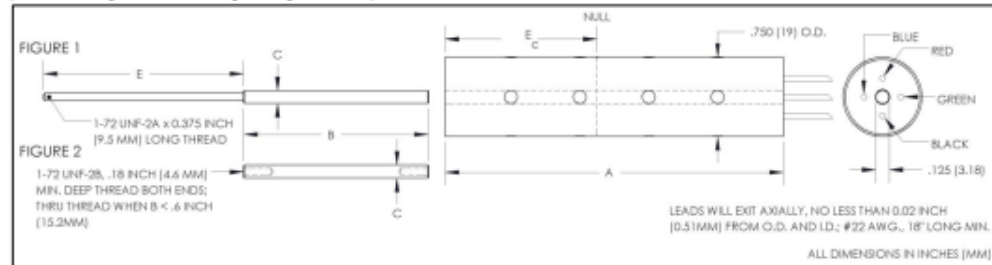
The model 0246-00005 has only one core assembly available. This unit is designed to operate over the maximum usable stroke of ±4.0 inches (±102mm).

Tel: 800-828-3964 | Fax: 860-872-4211 | Web: www.transtekinc.com
S012-0030 Revision 1

TRANS-TEK
INCORPORATED

SERIES 240 MODIFIED FOR USE IN HIGH PRESSURE ENVIRONMENTS

The high pressure version of the Series 240 is suitable for operation in nonconductive and noncorrosive fluids or gasses at pressures up to 5000 P.S.I. The vented housing eliminates pressure differentials between the environment and the transducer's interior, allowing rapid and extreme pressure changes without damage or degradation in performance.



Note: All electrical and physical specifications are the same as the standard Series 240 LVDTs

MODEL*	STROKE, INCHES (MM)
0240-0008_	0.05 (1.27)
0241-0007_	0.10 (2.54)
0242-0006_	0.25 (6.35)
0243-0009_	0.50 (12.7)
0244-0014_	1.00 (25.4)
0245-0007_	2.00 (50.8)
0246-0008_	3.00 (76.2)

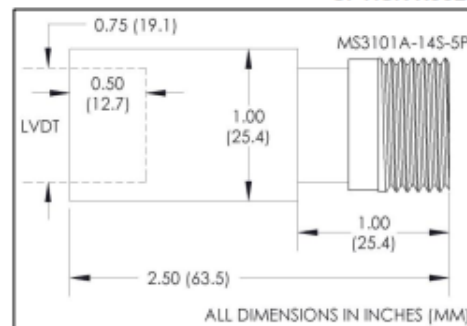
* Model numbers ending with a "_" have multiple core options. All standard units will end with a Q indicating a core assembly. This core assembly consists of a core brazed to an extension rod that terminates in 1-72 UNF-2A threads. If an option is not selected, option Q will be provided.

SALES OPTIONS

OPTION #	DESCRIPTION
X0001	Splashproof - protects the unit from washdown environments or outdoor applications by means of an additional washer on the non-lead end. Applies to Models 0242-0000, through 0246-0000.
X0004	Modify length of the extension rod to user specified length; specify as Dimension E.
X0007	Provide maximum non-linearity of $\pm 0.25\%$ full scale.
X0010	Cable termination; eight feet of 4 conductor, #22 AWG, PVC cable; temperature range changes to 0°F to 175°F (-17°C to +79°C).
X0011	Provide an offset and scaled output voltage; special connector and mating connector included; used only with load impedances of 1 Megohm or greater; input voltage and scaling parameters must be specified.
X0023	Install second brazed extension rod.
X0025	Terminate in an integral connector type MS3101A-14S-5P; adaptor for connector has 1.00" O.D.; includes mating connector.
X0036	Welded non-lead end for enhanced splashproofing; applies to Models 0242-0000, through 0246-0000.
X0040	Cable termination - extended temperature range; eight feet of 4 conductor, #22 AWG, Teflon cable; temperature range increased to -65°F to +250°F (-55°C to +121°C).

For more detailed information about these options, please contact the factory.

OPTION X0025



Tel: 800-828-3964 | Fax: 860-872-4211 | Web: www.transtekinc.com
S012-0030 Revision 1

TRANS-TEK
INCORPORATED

Anexo G. ENCODER INCREMENTAL

E50S Series

Diameter ø50mm Shaft type Incremental Rotary Encoder

Line-up

■ Features

- 12-24VDC power supply of line driver output(Line-up)
- Suitable for measuring angle, position, revolution, speed, acceleration and distance
- Power supply : 5VDC, 12-24VDC ±5%

■ Applications

- Various tooling machinery, packing machine and general industrial machinery etc.

⚠ Please read "Caution for your safety" in operation manual before using.



■ Ordering information (Former name : ENB)

E50S	8	8000	3	N	24	
------	---	------	---	---	----	--

Series	Shaft diameter	Pulse/1 Revolution	Output phase	Output	Power supply	Cable
Diameter ø50mm, shaft type	ø8mm	Refer to resolution	2: A, B 3: A, B, Z 4: A, $\bar{A}$, B, $\bar{B}$ 6: A, $\bar{A}$, B, $\bar{B}$, Z, $\bar{Z}$	T: Totem pole output N: NPN open collector output V: Voltage output L: Line driver output	5 :5VDC ±5% 24:12-24VDC ±5%	No mark: Cable type C: Connector cable type(※) CR: Axial connector type CS: Radial connector type

※Standard : E50S8-~~(E50S)~~3-N-24

※Cable length: 250mm

■ Specifications

Item	Diameter ø50mm shaft type of incremental rotary encoder			
Resolution(P/R)*1	+1, +2, +5, 10, 12, 15, 20, 23, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 75, 100, 120, 125, 150, 192, 200, 240, 250, 256, 300, 360, 400, 500, 512, 600, 800, 1000, 1024, 1200, 1500, 1800, 2000, 2048, 2500, 3000, 3600, 5000, 6000, 8000			
Electrical specification	Output phase		A, B, Z phase(Line driver : A, $\bar{A}$, B, $\bar{B}$, Z, $\bar{Z}$ phase)	
	Phase difference of output		Phase difference between A and B : $\frac{1}{4} \pm \frac{1}{8}$ (T=1 cycle of A phase)	
	Control output	Totem pole output	+ Low - Load current:Max. 30mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC + High - Load current: Max. 10mA, Output voltage(Power voltage 5VDC): Min. (Power voltage-2.0)VDC, Output voltage(Power voltage 12-24VDC):Min. (Power voltage-3.0)VDC	
		NPN open collector output	Load current : Max. 30mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC	
		Voltage output	Load current : Max. 10mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC	
		Line driver output	+ Low - Load current : Max. 20mA, Residual : Max. 0.5VDC + High - Load current : Max. -20mA, Output voltage(Power voltage 5VDC) : Min. 2.5VDC, Output voltage(Power voltage 12-24VDC) : Min. (Power voltage-3.0)VDC	
	Response time (Rise/Fall)	Totem pole output	+ Measuring condition Cable length : 2m, I sink = 20mA	
		NPN open collector output		
		Voltage output		
		Line driver output	Max. 0.5μs	
	Max. Response frequency	300kHz		
	Power supply	+ 5VDC ±5%(Ripple P-P : Max. 5%) + 12-24VDC ±5%(Ripple P-P : Max. 5%)		
	Current consumption	Max. 80mA(disconnection of the load), Line driver output : Max. 50mA(disconnection of the load)		
	Insulation resistance	Min. 100MΩ(at 500VDC megger between all terminals and case)		
	Dielectric strength	750VAC 50/60Hz for 1 minute(Between all terminals and case)		
	Connection	Cable type, 250mm connector cable type, Connector type(Axial, Radial)		
Mechanical specification	Starting torque		Max. 70gf-cm(0.007N-m)*2 / Max. 800gf-cm(0.08N-m)*3	
	Moment of inertia		Max. 80g-cm ² (8×10 ⁻⁴ kg-m ²)*2 / Max. 400g-cm ² (4×10 ⁻³ kg-m ²)*3	
	Shaft loading		Radial : 10kgf, Thrust : 2.5kgf	
	Max. allowable revolution*4		5000rpm	
Vibration	1.5mm amplitude or 300m/s ² at frequency of 10 to 55Hz(for 1 min.) in each of X, Y, Z directions for 2 hours			
Shock	Approx. Max. 75G			
Environment	Ambient temperature	-10 to 70°C, storage : -25 to 85°C		
	Ambient humidity	35 to 85%RH, storage : 35 to 90%RH		
Protection	Cable type, Connector cable type: IP50(IEC standard)*5, Connector type: IP65(IEC standard)			
Cable	ø5, 5-wire, Length : 2m, Shield cable(Line driver output : ø5, 8-wire) (AWG 24, Core diameter : 0.08mm, Number of cores : 40, Insulator out diameter : ø1)			
Accessory	ø8mm coupling, bracket			
Approval	Cable type (Except for line driver output)			
Unit weight	Approx. 275g, Connector type : 180g			

※1: ** pulse is only for A, B phase(Line driver output is for A, $\bar{A}$, B, $\bar{B}$ phase).

※2: This value is for Cable type, Connector cable type(Protection: IP50).

※3: This value is for Cable type, Connector cable type(Protection: IP64)/Connector type (Protection: IP65)

※4: Make sure that max. response revolution should be lower than or equal to max. allowable revolution when selecting the resolution.

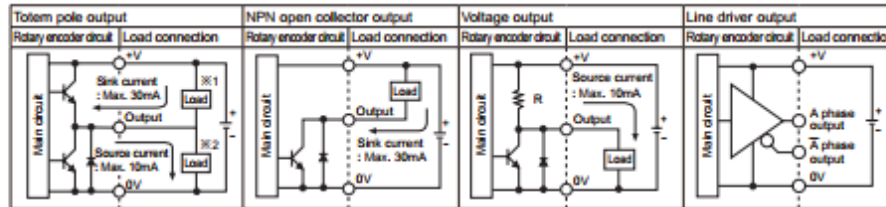
[Max. response resolution(rpm) = $\frac{\text{Max. response frequency}}{\text{Resolution}} \times 60 \text{ sec}$]

※5: *Cable type, Connector cable type is option as IP64 protection.

※Environment resistance is rated at no freezing or condensation.

Incremental ø50mm Shaft type

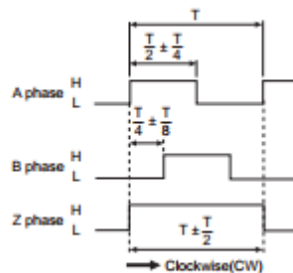
Control output diagram



- Totem pole output type can be used for NPN open collector output type(※1) or Voltage output type(※2).
- The output circuit of A, B, Z phase are the same. (Line driver output is A, $\bar{A}$, B, $\bar{B}$, Z, $\bar{Z}$)

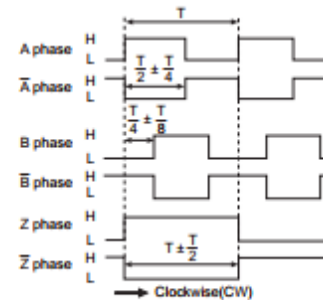
Output waveform

- Totem pole output / NPN open collector output / Voltage output



※CW : Right turn as from the shaft

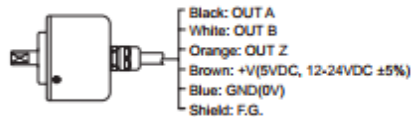
- Line driver output



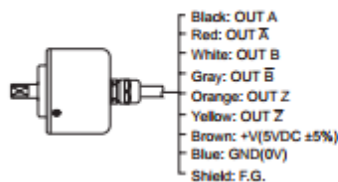
Connections

③ Cable type

- Totem pole output / NPN open collector output / Voltage output



- Line driver output



- ※Unused wires must be insulated.
- ※The shield cable and metal case of encoder must be grounded(F.G.)

③ Cable connector type / Connector type

- Totem pole output / NPN open collector output / Voltage output
- Line driver output



Totem pole output/ NPN open collector output/ Voltage output			Line driver output		
Pin No	Function	Cable color	Pin No	Function	Cable color
①	OUT A	Black	①	OUT A	Black
②	OUT B	White	②	OUT $\bar{A}$	Red
③	OUT Z	Orange	③	+V	Brown
④	+V	Brown	④	GND	Blue
⑤	GND	Blue	⑤	OUT B	White
⑥	F.G.	Shield	⑥	OUT $\bar{B}$	Gray
			⑦	OUT Z	Orange
			⑧	OUT $\bar{Z}$	Yellow
			⑨	F.G.	Shield

※F.G.(Field Ground) : It must be grounded separately.

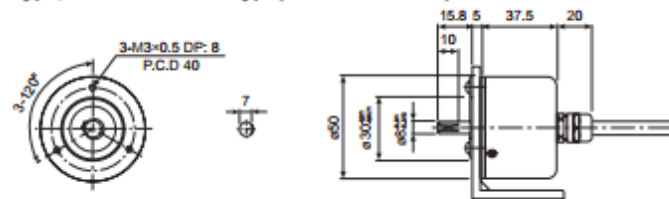
(A)	Photo electric sensor
(B)	Filter optic sensor
(C)	Quadrature sensor
(D)	Proximity sensor
(E)	Pressure sensor
(F)	Incremental encoder
(G)	Connected Socket
(H)	Temp. controller
(I)	Self Power controller
(J)	Counter
(K)	Tuner
(L)	Pulse meter
(M)	Speed/Sensor Pulse meter
(N)	Display unit
(O)	Sensor controller
(P)	Switching mode power supply
(Q)	Shopper network Drive/Controller
(R)	Graphic/Light panel
(S)	Field network device
(T)	Software
(U)	Other

E50S Series

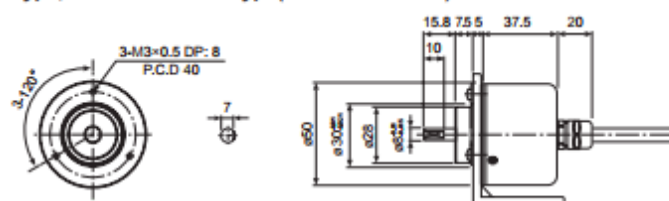
■ Dimensions

(unit: mm)

◎ Cable type, Connector cable type(Protection : IP50)



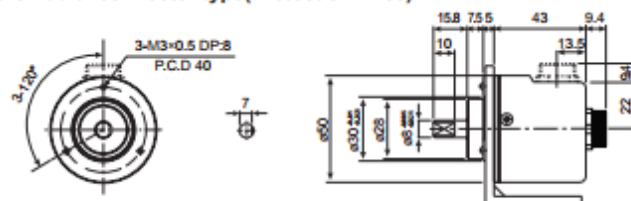
◎ Cable type, Connector cable type(Protection : IP64)



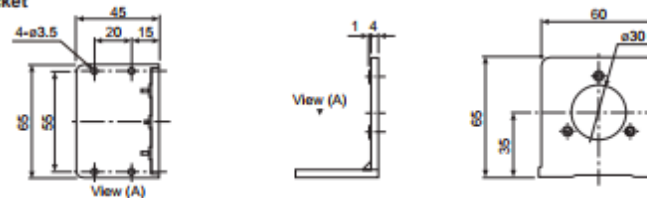
Cable for Cable type	Cable for Connector cable type
ø5, 5-wire(Line driver output: 8-wire), Length: 2000mm, Shield cable	ø5, 5-wire(Line driver output: 8-wire), Length: 250mm, Shield cable

※Connector cable is sold separately and refer to the G-10 for specifications.

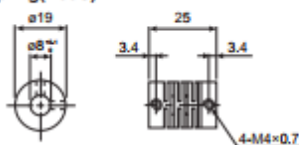
◎ Axial / Radial connector type(Protection: IP65)



- Bracket



- Coupling(E50S)



- Parallel misalignment: Max. 0.25mm
- Angular misalignment: Max. 5°
- End-play: Max. 0.2mm

✕For parallel misalignment, angular misalignment, end-play terms, refer to the F-78 page.

※For flexible coupling(ERB Series) information, refer to the F-71 page.

DAQ M Series

NI USB-621x User Manual

Bus-Powered M Series USB Devices

Français Deutsch 日本語 한국어 简体中文
ni.com/manuals

April 2009
371931F-01



USB-6212/6216 Screw Terminal

USB-6212/6216 Screw Terminal Pinout

Figure A-3 shows the pinout of the USB-6212 Screw Terminal and USB-6216 Screw Terminal.

For a detailed description of each signal, refer to the *I/O Connector Signal Descriptions* section of Chapter 3, *Connector and LED Information*.

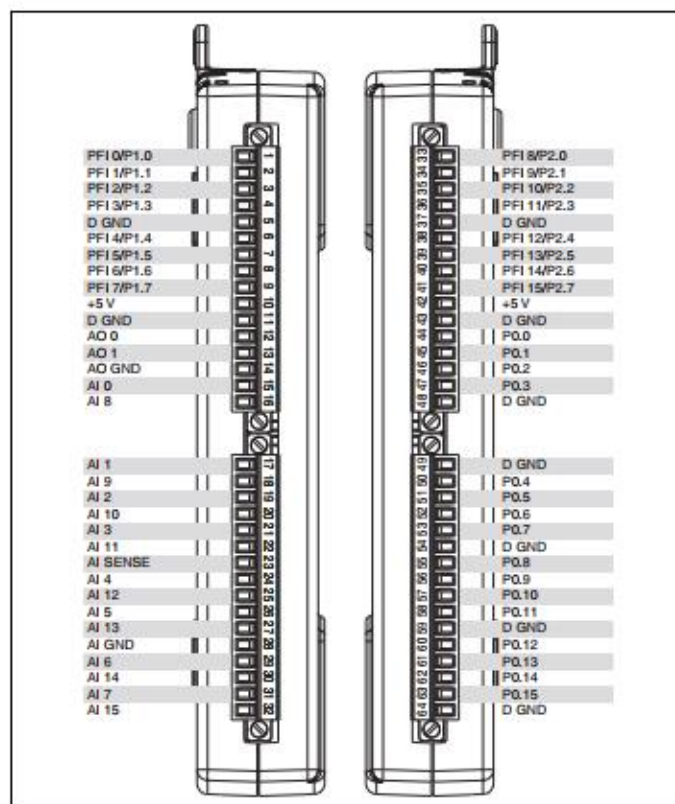


Figure A-3. USB-6212/6216 Screw Terminal Pinout

Table A-3. Default NI-DAQmx Counter/Timer Pins

Counter/Timer Signal	Default Terminal Number (Name)
CTR 0 SRC	33 (PFI 8)
CTR 0 GATE	34 (PFI 9)
CTR 0 AUX	35 (PFI 10)
CTR 0 OUT	38 (PFI 12)
CTR 0 A	33 (PFI 8)
CTR 0 Z	34 (PFI 9)
CTR 0 B	35 (PFI 10)
CTR 1 SRC	4 (PFI 3)
CTR 1 GATE	6 (PFI 4)
CTR 1 AUX	36 (PFI 11)
CTR 1 OUT	39 (PFI 13)
CTR 1 A	4 (PFI 3)
CTR 1 Z	6 (PFI 4)
CTR 1 B	36 (PFI 11)
FREQ OUT	40 (PFI 14)



Note For more information about default NI-DAQmx counter inputs, refer to *Connecting Counter Signals* in the *NI-DAQmx Help* or the *LabVIEW Help* in version 8.0 or later.

Anexo I. MANUAL DE USUARIO DE LA HIDROTRANSMISIÓN (HTS)

Se recomienda seguir al pie de la letra las indicaciones especificadas en este manual para la correcta operación del banco “Transmisión Hidrostática (HTS)”, se debe encender la maquina minutos antes de realizar la práctica para que el sistema se ponga a punto en parámetros de operación, tales como la temperatura ideal del aceite y el correcto funcionamiento de la servoválvula.

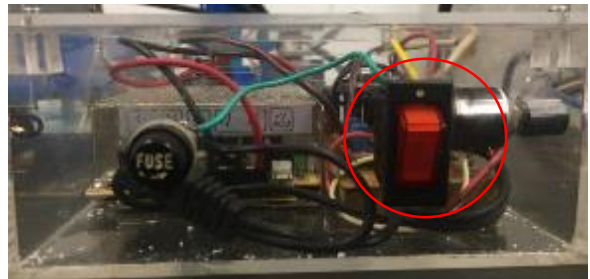
- Encender el ordenador, conectar el cable USB de la DAQ y abrir el archivo llamado “INTERFAZ GRAFICA HTS”

Realizar el encendido del banco de la siguiente manera:

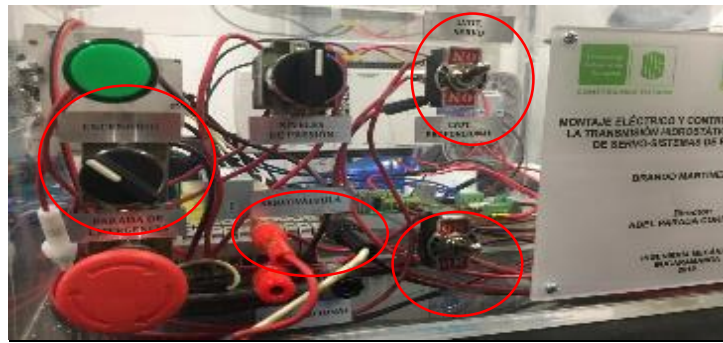
- Accionar el interruptor de la precarga, encendiendo así el motor de dicho subsistema y la refrigeración del aceite.



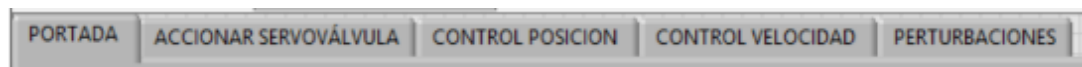
- Luego se debe alimentar el subsistema del servo-actuador, encendiendo el motor eléctrico y la bomba del subsistema y finalmente des-venteando la válvula de seguridad.



- Encender el módulo AAA, verificar que los interruptores estén en la posición correcta y que se encuentre conectada la servoválvula a dicho módulo.



- Ejecutar el VI correspondiente a la práctica del laboratorio de la forma indicada como viene especificado el sistema de pestañas del VI.



- Cuando se detenga la práctica del control posición y se cambie a la pestaña del control velocidad, primero se debe iniciar el programa y asegurarse de que la señal de referencia (setpoint) se encuentre en cero para evitar contrapresiones o daños en el sistema y finalmente encender interruptor de la HTS.



- Configurar el setpoint y las ganancias para observar las respuestas del sistema a dicha configuración.
- Para introducir perturbaciones al control de velocidad se acciona el interruptor del módulo AAA.



- Para finalizar la práctica se detiene el programa, y se apaga de forma contraria a como se encendió, primero la HTS, se ventea la válvula de seguridad, se apaga el actuador hidráulico, la precarga y finalmente el módulo AAA, se desconecta la DAQ y se apaga el computador.