

**MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UN
SERVOACTUADOR HIDRÁULICO**

**JOHAN REYZEL CHAVARRO PEÑUELA
CARLOS ANDRÉS MARIÑO LEON**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
BUCARAMANGA**

2010

**MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UN
SERVOACTUADOR HIDRÁULICO**

**JOHAN REYZEL CHAVARRO PEÑUELA
CARLOS ANDRÉS MARIÑO LEÓN**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero mecánico**

**Director
CARLOS BORRÁS PINILLA
Ingeniero Mecánico**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
BUCARAMANGA**

2010

Por su esmero, dedicación y esfuerzo

Sin pensarlo

A mi Madre

Johan Reyzel Chavarro

A mi madre Virginia León
por su amor, apoyo y dedicación
en la realización de todas mis metas.

Carlos Andrés Mariño León

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Ph.D Carlos Borrás director del proyecto y del Grupo de investigación DICBOT por la confianza depositada, dedicación y valiosa enseñanza.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica por ser nuestros mentores en el proceso de formación como ingenieros.

A la escuela de Ingeniería Civil y en especial al profesor Ph.D Ricardo Cruz por su disposición y colaboración para la ejecución de este proyecto.

A la empresa del sector metalmeccánico Desing Ltda por permitirnos usar sus instalaciones y equipos para la construcción de varios elementos del proyecto.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	21
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	23
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	23
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	23
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	24
1.3.1 <i>Objetivos Generales</i>	24
1.3.2 <i>Objetivos Específicos</i>	25
1.4 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	25
1.4.1 <i>Modelos matemáticos escogidos</i>	26
1.4.2 <i>Herramienta de modelado y simulación escogida</i>	27
2. MARCO TEORICO.....	29
2.1 ELABORACION DEL MODELO MATEMATICO	29
2.1.1 <i>Metodología para la obtención de modelos matemáticos</i>	31
2.2 ANALISIS Y DISEÑOS DE SISTEMAS DINAMICOS	32
2.2.1 <i>Análisis de sistemas dinámicos</i>	32
2.2.2 <i>Diseño de un sistema dinámico</i>	33
2.2.3 <i>Síntesis de un sistema dinámico</i>	33
2.2.4 <i>Procedimientos de diseño</i>	35
2.3 FUNCIONAMIENTO DEL SERVO-ACTUADOR HIDRÁULICO.....	36
2.3.1 <i>Actuadores hidráulicos</i>	38
2.3.2 <i>Servoválvula MOOG Serie G761</i>	43
2.3.3 <i>Fuente de la energía hidráulica</i>	48
2.3.4 <i>Acumuladores</i>	50
2.3.5 <i>Plataforma y guías de rodamiento lineal</i>	51
2.3.6 <i>LVDT (Linear variable Differential Transformer)</i>	53
2.3.7 <i>Sistema rígido con la carga útil bajo excitación sinusoidal</i>	57
3. DISEÑO Y MONTAJE DEL SERVOACTUADOR	60

3.1	ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.....	62
3.2	DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA.....	66
3.3	DISEÑO DEL BASTIDOR ESTRUCTURA.....	68
3.3.1	<i>Análisis Modal (Frecuencia Natural)</i>	69
3.3.2	<i>Validación del análisis modal</i>	76
3.4	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL SOPORTE PARA EL ACTUADOR.....	78
3.5	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LA CONEXIÓN HORQUILLA-PLACA.....	82
3.6	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	86
3.6.1	<i>Cálculo de la vida de trabajo de los rodamientos</i>	89
3.7	CHEQUEO DE FLEXIÓN EN LOS EJES.....	90
3.8	SISTEMA HIDRAULICO.....	92
3.9	INSTALACION DE LOS EQUIPOS.....	95
3.10	DESEMPEÑO DEL SERVOACTUADOR.....	99
4.	MODELADO DINÁMICO.....	104
4.1	ANÁLISIS MATEMÁTICO DE LA SERVOVALVULA.....	106
4.2	ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL ACTUADOR.....	110
4.3	ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL SISTEMA.....	112
5.	VALIDACIÓN DEL MODELO.....	119
5.1	SISTEMA DE GENERACION Y ADQUISICION DE DATOS.....	121
5.1.1	<i>Generador de Señales en Labview</i>	122
5.1.2	<i>Módulo NATIONAL INSTRUMENT USB 6216</i>	124
5.1.3	<i>LVDT Y Acondicionador de Señal AC-DC</i>	126
5.1.4	<i>Filtro Pasabajos</i>	127
5.1.5	<i>Preamplificador y Amplificador de Corriente</i>	127
5.2	RESPUESTA EXPERIMENTAL DEL SISTEMA MEDIANTE ASISTENTE SIGNALEXPRESS DE LABVIEW.....	128
5.3	ESTIMACIÓN DEL MODELO DE 3ER ORDEN CON EL SYSTEM IDENTIFICATION TOOLBOX DE MATLAB®.....	139
6.	CONCLUSIONES.....	146
7.	RECOMENDACIONES.....	148
	BIBLIOGRAFÍA.....	149
	ANEXOS.....	151

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1. Procedimiento para la elaboración de modelos matemáticos</i>	31
<i>Figura 2. Conceptos de los sistemas dinámicos</i>	34
<i>Figura 3. Esquema básico del sistema servo hidráulico</i>	37
<i>Figura 4. Esquema básico de los elementos hidráulicos</i>	37
<i>Figura 5. Cilindro hidráulico no diferencial de doble efecto</i>	38
<i>Figura 6. Partes del cilindro hidráulico no diferencial</i>	38
<i>Figura 7. Esquema de Rigidez en el cilindro</i>	40
<i>Figura 8. Rigidez total del sistema</i>	40
Figura 9. Diagrama de rigidez del servomecanismo hidráulico	41
<i>Figura 10. Etapa de amplificación hidráulica en servo válvula</i>	43
<i>Figura 11. Feedback hecho por la lengüeta sobre el desplazamiento del spool</i>	44
<i>Figura 12. Funcionamiento del motor-torque</i>	45
<i>Figura 13. Sistema de control de flujo en servo válvula</i>	46
<i>Figura 14. Esquema de fuerza-velocidad para el sistema servoválvula-actuador</i>	48
<i>Figura 15. Esquema de la unidad de potencia hidráulica</i>	49
<i>Figura 16. Acumulador hidráulico tipo vejiga</i>	50
<i>Figura 17. Plataforma y sistema de deslizamiento lineal</i>	52
<i>Figura 18. Componentes de un LVDT</i>	54
<i>Figura 19. Señal de salida de un LVDT</i>	56
<i>Figura 20. Gráfica del desempeño del sistema servo hidráulico</i>	59
<i>Figura 21. Mesa vibratoria uniaxial de 1.5 x 1.2 m MTS Systems Corporation</i>	60
<i>Figura 22. Alternativa 1 Shaking Table de la Universidad Santiago de Chile</i>	63
<i>Figura 23. Alternativa 2 Shaking Table Facility Professor Mishac K. Yegian</i>	65
<i>Figura 24. Alternativa 1 Shaking Table de la Universidad del Valle</i>	66
<i>Figura 25. Modelo de Mesa vibratoria seleccionado para construir</i>	68
<i>Figura 26. Marco Base de la mesa vibratoria</i>	69
<i>Figura 27. Espectro de frecuencias del registro sísmico de Armenia (Colombia)</i>	70
<i>Figura 28. Primer prototipo de marco exportado de Solidworks</i>	71
<i>Figura 29. Configuración del análisis modal en ANSYS</i>	71
<i>Figura 30. Modos de vibración del primer modelo de marco planteado</i>	72

<i>Figura 31. Deformación del marco base en su primer modo de vibración.</i>	<i>73</i>
<i>Figura 32. Segundo prototipo de marco exportado de Solidworks.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 33. Superficies del marco que esta fijas al piso del laboratorio.</i>	<i>74</i>
<i>Figura 34. Modos de vibración de la segunda bastidor planteado.</i>	<i>74</i>
<i>Figura 35. Amplitud de vibración para los modos de vibración deseados.</i>	<i>75</i>
<i>Figura 36. Resultado de análisis modal en SIMULATION WORKBENCH ANSYS del bastidor 2.</i>	<i>75</i>
<i>Figura 37. Medición experimental de la frecuencia natural de la estructura base.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 38. Comparación de los resultados de los modos de vibración.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 39. Pie de amigo modela en ANSYS-Workbench.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 40. Mallado del pie de amigo en ANSYS-Workbench.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 41. Carga sinusoidal para la prueba del modelo.</i>	<i>80</i>
<i>Figura 42. Esquema de la aplicación de la carga sobre el soporte del actuador</i>	<i>81</i>
<i>Figura 43. Deformaciones y factor de seguridad del pie de amigo en las dos direcciones de la fuerza</i>	<i>81</i>
<i>Figura 44. Ensamble de la conexión Horquilla-Placa</i>	<i>82</i>
<i>Figura 45. Vista Componentes de la conexión Horquilla-Mesa.....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 46. Esquema de la aplicación de la carga sobre la conexión Horquilla-Mesa</i>	<i>84</i>
<i>Figura 47. Deformaciones y factor de seguridad de la primera pieza de la conexión horquilla-placa en las dos direcciones de la fuerza.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 48. Deformaciones y factor de seguridad de la segunda pieza de la conexión horquilla-placa en las dos direcciones de la fuerza.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 49. Componentes del sistema de guiado lineal.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 50. Factor de dureza en los ejes</i>	<i>88</i>
<i>Figura 51. Tabla de características de los rodamientos tipo TWA de NB.....</i>	<i>89</i>
<i>Figura 52. Esquema de sección de eje comportándose como viga.</i>	<i>90</i>
<i>Figura 53. Unidad Hidráulica de Potencia MTS modelo 505.11.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 54. Diagrama del Sistema Hidráulico de la Mesa vibratoria.....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 55. Instalación del bastidor sobre masa de reacción en el Laboratorio.</i>	<i>96</i>
<i>Figura 56. Instalación de Servoactuador, Placa de aluminio y Conexión horquilla-mesa.....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 57. Conexión de accesorios hidráulicos</i>	<i>98</i>
<i>Figura 58. Montaje global del servoactuador hidráulico</i>	<i>98</i>
<i>Figura 59. Grafica del desempeño del servoactuador construido.</i>	<i>100</i>
<i>Figura 60. Esquema de la fuerza resultante en la mesa.</i>	<i>104</i>
<i>Figura 61. Diagrama con nomenclatura del servomecanismo hidráulico.</i>	<i>105</i>

<i>Figura 62. Diagrama de la corredera principal de la servoválvula.....</i>	<i>106</i>
<i>Figura 63. Esquema de presiones y flujos en el actuador y la servoválvula.....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 64. Esquema de volúmenes contenidos en cámaras de servo actuador.....</i>	<i>110</i>
<i>Figura 65. Modelo físico simplificado de la masa de prueba.....</i>	<i>112</i>
<i>Figura 66. Modelo matemático del servoactuador hidráulico desarrollado en Simulink@....</i>	<i>114</i>
<i>Figura 67. Respuesta a la frecuencia en magnitud y fase simulada con el modelo matemático del sistema en SIMULINK@.....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 68. Respuesta a la frecuencia en magnitud y fase simulada con el modelo matemático con incremento del coeficiente de amortiguación viscosa de 5 veces.....</i>	<i>116</i>
<i>Figura 69. Señales del sistema (SISO).....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 70. Esquema de proceso para obtener la respuesta a la frecuencia y la validación del modelo.....</i>	<i>120</i>
<i>Figura 71. Esquema general del sistema de experimental.....</i>	<i>121</i>
<i>Figura 72. Interfaz de usuario para control de lazo abierto del servoactuador.....</i>	<i>122</i>
<i>Figura 73. Señal de entrada al sistema Función Chirp.....</i>	<i>123</i>
<i>Figura 74. Tarjeta NI USB 6216.....</i>	<i>124</i>
<i>Figura 75. Terminales de conexión para el modulo USB 6216 y conexiones para el sistema experimental.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 76. Configuración diferencial de las entradas análogas de la tarjeta.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 77. LVDT's (izquierda) y acondicionador de señal serie 1000 Trans-Tek®.....</i>	<i>126</i>
<i>Figura 78. Esquema de conexión LVDT-Acondicionador de señal.....</i>	<i>126</i>
<i>Figura 79. Filtro pasivo de primer orden pasa bajo. Frecuencia de corte 290 Hz.....</i>	<i>127</i>
<i>Figura 80. Conexión en paralelo servoválvula MOOG Serie 76-263.....</i>	<i>127</i>
<i>Figura 81. Paso "Acquire Signal" para una señal análoga de voltaje.....</i>	<i>129</i>
<i>Figura 82. Configuración del muestreo de la señal análoga.....</i>	<i>129</i>
<i>Figura 83. Ajuste de los parámetros para el muestreo de la señal.....</i>	<i>131</i>
<i>Figura 84. Selección de las entradas análogas para el registro.....</i>	<i>132</i>
<i>Figura 85. Configuración del tiempo de ejecución del asistente.....</i>	<i>132</i>
<i>Figura 86. Registros de operación realizados.....</i>	<i>133</i>
<i>Figura 87. Selección del registro a reproducir.....</i>	<i>133</i>
<i>Figura 88. Procesamiento digital de la señal del LVDT con filtro pasabajos Butterworth de segundo orden.....</i>	<i>134</i>
<i>Figura 89. Comparación de la señal del LVDT sin y con filtrado digital.....</i>	<i>134</i>
<i>Figura 90. Señal estímulo y señal recepción del servoactuador.....</i>	<i>135</i>

<i>Figura 91. Paso Estimate Frequency Response para determinar el diagrama de bode</i>	<i>135</i>
<i>Figura 92. Diagrama de bode experimental de magnitud. Señal de estímulo 250 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s.....</i>	<i>136</i>
<i>Figura 93. Diagrama de bode experimental de fase. Señal de estímulo 250 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s.....</i>	<i>137</i>
<i>Figura 94. Diagrama de bode experimental de magnitud. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 5 s</i>	<i>138</i>
<i>Figura 95. Diagrama de bode experimental de fase. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 5 s.....</i>	<i>139</i>
<i>Figura 96. Configuración para salvar las señales adquiridas y procesadas.</i>	<i>140</i>
<i>Figura 97. Interfaz del System identification Toolbox.</i>	<i>140</i>
<i>Figura 98. Señales recortadas para la validación del modelo</i>	<i>141</i>
<i>Figura 99. Señal LVDT con la tendencia lineal del offset casi corregida.</i>	<i>142</i>
<i>Figura 100. Configuración del método para estimar el modelo.</i>	<i>142</i>
<i>Figura 101. Comparación entre la señal experimental y el modelo estimado de 3er orden completa</i>	<i>143</i>
<i>Figura 102. Comparación entre la señal experimental y el modelo estimado de 3er orden para 2 segundos</i>	<i>144</i>
<i>Figura 103. Comparación entre la señal experimental y el modelo estimado de 6to orden</i>	<i>144</i>
<i>Figura 104. Comparación de los modelos de 3ro y 6to con la señal experimental.....</i>	<i>144</i>

LISTA DE TABLAS

<i>Tabla 1. Características de mesas vibratorias en Norteamérica.</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 2. Características las mesas vibratorias más grandes en el mundo.</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 3. Resultados del Análisis Modal</i>	<i>76</i>
<i>Tabla 4. Condiciones de operación de los rodamientos</i>	<i>88</i>
<i>Tabla 5. Características generales de la Unidad Hidráulica</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 6. Parámetros fijos del sistema hidráulico</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 7. Validación Numérica de la grafica del desempeño des servoactuador.....</i>	<i>101</i>
<i>Tabla 8. Parámetros conocidos para el modelo matemático del servo-actuador hidráulico.</i>	<i>113</i>

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Catálogo de la servoválvula.

ANEXO B. Catálogo del actuador.

ANEXO C. Catálogo de la Unidad de Potencia Hidráulica.

ANEXO D. Catálogo de Acumulador.

ANEXO E. Catálogo de del Sistema de Guiado Lineal.

ANEXO F. Catálogo de LVDT y Acondicionador.

ANEXO G. Diagrama de Bloques para Aplicación Generador.vi de Labview.

ANEXO H. Función leerdatos.m Matlab®.

ANEXO I. Planos de Construcción.

RESUMEN

TITULO: MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UN SERVOACTUADOR HIDRÁULICO*

AUTORES: JOHAN REYZEL CHAVARRO PEÑUELA **
CARLOS ANDRÉS MARIÑO LEÓN **

PALABRAS CLAVE:

Modelamiento, Mesa vibratoria, Servomecanismo, Sistema dinámico.

DESCRIPCIÓN:

Los servosistemas hidráulicos son ampliamente usados en las industrias tanto comerciales como científicas, por sus ventajas en cuanto a potencia, respuesta dinámica y resolución en comparación con sistemas eléctricos y/o electro neumáticos. Es por esta razón que el grupo DICBOT* decidió adquirir un sistema compuesto por un servoactuador hidráulico para implementarlo en la construcción de una Mesa vibratoria que sirva de plataforma para futuras investigaciones no solo en dinámica y control sino en sísmica y estructuras. El primer paso en el diseño de este sistema fue el modelado adecuado de la planta a controlar (servoactuador-mesa) teniendo en cuenta que el modelo específico de planta debe producir respuestas similares a las de salida de la planta real, sin embargo la complejidad del sistema físico hizo que el desarrollo de modelos exactos no fuera factible. Por lo tanto, con el fin de obtener controladores fiables en la práctica además de otros parámetros de operación necesarios en el diseño de otros componentes, el modelo teórico de planta simplificada se obtuvo por linealización alrededor de su punto de operación. Se diseñaron y seleccionaron los componentes mecánicos e hidráulicos de la mesa vibratoria, construyendo así la planta real. Después de obtener el modelo teórico de la planta simplificada mediante las leyes físicas que rigen el funcionamiento, se confrontó y validó con la respuesta experimental del sistema, esta respuesta real se hizo mediante el envío y captura de señales al sistema servohidráulico mediante una tarjeta de adquisición de datos NI y herramientas de LABVIEW. Posteriormente se graficó la respuesta del sistema en función de la frecuencia para el rango de funcionamiento de la mesa mediante el procesamiento de los datos en MATLAB.

* Proyecto de Grado

** Facultad de ingenierías físicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla

ABSTRACT

TITLE: MODELING AND CHARACTERIZATION DYNAMIC OF A HYDRAULIC
SERVOMECHANISM*
AUTHORS: JOHAN REYZEL CHAVARRO PEÑUELA **
CARLOS ANDRÉS MARIÑO LEÓN **

KEYWORDS:

Modeling, Shaking table, Servomechanism, Dynamic System.

DESCRIPTION:

The hydraulic servo systems are widely used in both commercial and scientific industries, for its advantages in terms of power, dynamic response and resolution compared to electrical systems and / or electro pneumatic. It is for this reason the group DICBOT decided to acquire a servo hydraulic actuator system to be implemented in the construction of a vibrating table to serve as a platform for future research not only in dynamics and control, but in seismic structures. The first step in designing this system was adequate modeling of the plant to control (servo-table) taking into account the specific model of plant must produce responses similar to those of the real plant output, however the complexity of physical system made the development of accurate models is not feasible. Therefore, in order to obtain reliable drivers in practice as well as other operating parameters needed in the design of other components, the simplified theoretical model plant was obtained by linearization around the operating point. Were designed and selected mechanical and hydraulic components of the vibrating table, building the real plant. After obtaining the simplified theoretical model plant using physical laws governing the operation, was confronted and validated with the experimental response of the system, the actual response made by and capture signals sent to the hydraulic servo system using an acquisition card data and tools NI LABVIEW. Subsequently, the system response plotted as a function of frequency for the operating range of the table by processing the data in MATLAB.

Undergraduate thesis

* Undergraduate thesis

** Facultad de ingenierías físicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Carlos Borrás Pinilla

Nomenclatura

A_p	Área diferencial del pistón del cilindro (m)
x_p	Desplazamiento del pistón (m)
P_1	Presión en la cámara izquierda del cilindro (Pa)
P_2	Presión en la cámara derecha del cilindro (Pa)
P_s	Presión proveniente de la unidad de potencia hidráulica (Pa)
Q_1	Flujo a través de la válvula para un sentido (m^3/s)
Q_2	Flujo a través de la válvula para otro sentido (m^3/s)
F_c	Fuerza del cilindro (N)
F_f	Fuerza de fricción (N)
c	Constante de amortiguamiento viscoso (N.s/m)
a_1	Área de orificio en la servoválvula (m^2)
a_2	Área de orificio en la servoválvula (m^2)
c_d	Coeficiente de descarga de orificio para la servoválvula
k	Constante que asocia parámetros geométricos de la servoválvula
x_v	Desplazamiento del spool de la servoválvula (m)
M	Masa de prueba (Kg)
k_{lvdt}	Factor de conversión desplazamiento-voltaje en el LVDT
ω	Frecuencia angular (rad/s)
f	Frecuencia (Hz)
V	Volumen (m^3)
β	Modulo de Bulk (Pa)
a	Aceleración (m/s^2)
t	Tiempo (s)

INTRODUCCIÓN

Equipos electrohidráulicos son ampliamente utilizados en aplicaciones industriales, tales como: manufactura, maquinas herramientas, industrias naval, papelera, textil, medica, plástica, espacial, vehicular, automatización, entre otras. La razón principal de sus amplios usos industriales es la capacidad de gran potencia que pueden ejercer (en comparación con sus semejantes de CC o CA), preservando al mismo tiempo una buena respuesta dinámica y resolución del sistema. El uso de dispositivos de retroalimentación y microprocesadores en las unidades hidráulicas permite la aplicación de diferentes algoritmos de control que dan lugar a un mejor funcionamiento en estado estacionario y dinámico en sistemas de control de potencia fluida.

Las unidades electrohidráulicas son intrínsecamente no lineales y contienen componentes que exhiben fuerzas de fricción, saturación, etc. Las características de estos componentes no lineales por lo general no se conocen con exactitud. Un paso importante en el diseño de un sistema de control es el modelado adecuado de la planta a controlar. Un modelo de planta específico debe producir respuestas similares a las de salida de la planta real. La complejidad de la mayoría de las plantas físicas, sin embargo, hace que el desarrollo de modelos exactos no sea factible. Por lo tanto, con el fin de diseñar controladores que son fiables y fáciles de entender en la práctica, modelos simplificados de la planta se obtienen alrededor de los puntos de linealización de trabajo y / o reducción de orden del modelo.

Así pues, el objetivo principal de esta investigación es llevar a cabo el modelado y la caracterización dinámica de un servo actuador hidráulico que es la fuente de potencia de un prototipo de mesa vibratoria que se diseño y construyo para el

centro de Investigación en Sistemas Dinámicos Control y Robótica DICBOT de la Universidad Industrial de Santander.

Este trabajo en la primera sección presenta los planteamientos del problema referentes al proyecto, la justificación para solucionarlo, formulación del problema, terminando con los objetivos propuestos. La segunda sección explica los pasos para desarrollar un modelamiento matemático de un sistema dinámico y el funcionamiento global de cada elemento del servomecanismo hidráulico de la mesa vibratoria. El diseño estructural y montaje de la mesa con sus elementos hidráulicos y electrónicos se muestran en la sección 3. En la siguiente sección se define el modelo matemático que rige el sistema por medio de las leyes físico-dinámicas, en el último capítulo se confronta y valida el modelo con datos experimentales tomados de la planta real por medio de adquisición de datos en Labview® y análisis matemático con herramientas computacionales de Matlab®. Por último se presentan conclusiones y recomendaciones para el trabajo futuro de investigación y se anexan planos de construcción y fichas técnicas de los equipos.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

A continuación se hará una recapitulación de los objetivos planteados, el contexto de aplicación y la forma en que se desarrolla el proyecto.

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El mundo cambia y evoluciona de forma rápida imponiendo conceptos y técnicas nuevas que permiten el mejoramiento de los procesos industriales. Los programas de estudio actuales deben corresponder con la tecnología ampliamente usada en nuestros días, que está representada por la combinación de distintos ámbitos especializados de la ingeniería como lo son: el software, la electrónica, el control automático, el diseño mecánico, etc. Esta situación se debe atender con gran interés a nivel de pre-grado como de post- grado para proveer de herramientas al ingeniero y así enfrentar cualquier problema que se le presente en la industrial actual.

El centro de investigación en sistemas dinámicos control y robótica DICBOT promueve proyectos de investigación con el ánimo de estimular el interés de los estudiantes y profesionales en el desarrollo científico, por lo tanto adquirió un servomecanismo hidráulico de alto desempeño dinámico compuesto por una servoválvula y un cilindro con sensor de posición acoplado, pero no cuentan con la información necesaria para predecir su funcionamiento. Cualquier tentativa de diseño de algún sistema en el que se pretenda utilizar, requiere de una herramienta que pronostique su funcionamiento y por esta razón surge la necesidad de modelarlo y caracterizarlo dinámicamente.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Dado el carácter heterogéneo y multidisciplinario del control automático y los sistemas dinámicos, un servo actuador hidráulico caracterizado dinámicamente,

prestaría gran utilidad a la Escuela de Ingeniería Mecánica, comprometida con el estudio de:

- Nuevos métodos y medios para el tratamiento de las vibraciones mecánicas, que permitan controlar los niveles de vibración, detectar y predecir las causas generadoras del movimiento vibratorio.
- Caracterización de estructuras metálicas, modelos y prototipos de forma experimental, para la determinación de modos de vibración.
- Investigación en nuevos sistemas de control que den soluciones mucho más eficientes a sistemas de alto rendimiento. Como lo es la implementación de sistemas control pasivo, semiactivo y activo.

El centro de investigación en sistemas dinámicos multi físicos, control y robótica DICBOT y la futura maestría adscritos a la escuela de ingeniería mecánica en su camino por fomentar y desarrollar prácticas de investigación requiere de esta infraestructura física dinámica de alto desempeño para desarrollar prácticas profesionales en el ámbito de sus estudios.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivos Generales

Contribuir con la misión institucional de la Universidad Industrial de Santander de generar y adecuar conocimientos, participar activamente en un proceso de cambio por el progreso, mejoramiento de calidad de vida en la comunidad mediante una herramienta que permita realizar investigaciones sobre control automático, sistemas dinámicos, análisis de vibración sobre estructuras o prototipos entre otras, con miras a fortalecer la futura maestría y al centro de investigación DICBOT adscrito a COLCIENCIAS y perteneciente a la escuela de ingeniería mecánica.

1.3.2 Objetivos Específicos

Realizar la caracterización dinámica del servo actuador hidráulico mediante el desarrollo de un modelo matemático lineal y su confrontación con la respuesta dinámica del modelo físico real, que concierne lo siguiente:

- ✓ Desarrollar el modelo matemático lineal que represente la dinámica de un servo actuador hidráulico; que corresponde a un cilindro PARKER doble vástago ($\emptyset_p = 2.5"$, $\emptyset_v = 1.75"$ y Carrera=10"), servo válvula MOOG de alto desempeño dinámico serie 76-263 (10 GPM@1000PSI), acumulador y accesorios hidráulicos pertinentes.
- ✓ Diseñar y construir la estructura base con los soportes necesarios para el montaje del servo actuador hidráulico, accesorios y operación con una masa de prueba en el extremo del cilindro con el fin de realizar las pruebas experimentales.
- ✓ Realizar la implementación de la instrumentación para adquisición de datos experimentales de la respuesta del sistema ante señales clásicas como el escalón y sinusoidal. Que incluye los siguientes equipos: Generador de Señales para bajas frecuencias (0-100 Hz), Tarjeta amplificadora de señal para servo válvula, Sensor de posición LVDT, Tarjeta de Adquisición de Datos National Instrument y equipo de computo.
- ✓ Realizar la validación de los parámetros físicos-dinámicos del modelo matemático con la información obtenida de las pruebas de funcionamiento del modelo experimental mediante el análisis con las siguientes Toolboxes de MATLAB: Curve Fitting, Optimization y Control System.

1.4 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Para obtener un modelo matemático sencillo y preciso del comportamiento del servo actuador hidráulico se han evaluado una serie de alternativas de solución, y

a continuación se presentan los aspectos que se tuvieron en cuenta para obtener la solución más apropiada.

1.4.1 Modelos matemáticos escogidos

Los modelos matemáticos pueden adoptar muchas formas distintas dentro de las cuales están: Función Transferencia, Ecuación de Estado, Ecuación Estocástica en Diferencias, Dinámica Sistemática, etc. Dependiendo del sistema del que se trate y de las circunstancias específicas, un modelo matemático puede ser más conveniente que otros. Al evaluar los distintos modelos para nuestra aplicación y las herramientas que poseemos para realizar el análisis se encontró que las mejores opciones son:

La ecuación de estado que es un modelo de ecuación diferencial expresado en un formato especial que ofrece un método unificado para el estudio de sistemas. El modelo de estado es particularmente ventajoso cuando se aplica a simulación y el modelo de estado lineal proporciona el fundamento matemático para un importante número de técnicas de análisis y diseño. Una característica particularmente importante y útil de los modelos de estado es la facilidad relativa con que la descripción del sistema se convierte a un modelo equivalente en tiempo discreto cuando se requieren cálculos digitales. Además de proporcionar una interacción eficaz con las técnicas digitales, la utilización de este modelo permite la consideración de entradas múltiples, salidas múltiples y condiciones iniciales no nulas.

La función de transferencia siempre proporciona un conocimiento valioso de las relaciones causa-efecto y los parámetros se pueden relacionar fácilmente con los datos experimentales. En este caso la transformada de Laplace se puede utilizar para obtener una solución general (la respuesta forzada más la respuesta natural) con una gran clase de funciones de entrada. Puesto que dado un modelo

especifico y una entrada especifica, las funciones de respuesta se pueden calcular utilizando la transformad de Laplace.

El empleo de un modelo de ecuación de estado y de función de transferencia es muy ventajoso pues del primero podemos convertir por medio de una expresión de algebra matricial al segundo y el resultado se puede expresar para considerar la función de transferencia de una entrada especifica a una variable de salida seleccionada. Además de que los programas computacionales utilizan estos dos modelos para realizar simulaciones.

1.4.2 Herramienta de modélalo y simulación escogida

Para el análisis del sistema dinámico y el procesamiento de los datos provenientes de las prácticas experimentales se debe seleccionar una herramienta computacional que contenga un sistema de cálculo científico que permita llevar a cabo no solo cálculos numéricos complicados sino manipulaciones analíticas, tratamientos gráficos. Los mejores programas que reúnen este tipo de características en el mercado son, LABVIEW®, MUPAD®, MAPLE®, MATHCAD® y MATLAB&SIMULINK®.

Se han escogido LABVIEW® debido a que es utilizado junto con la tarjeta de National Instrument para generar y adquirir los datos, MATLAB&SIMULINK® ya que escuela de ingeniería mecánica posee la licencia académica de uso y además proporciona un entorno potente y amigable para el cálculo y simulación en ingeniería. El ambiente de programación ofrece operaciones matemáticas básicas mas una serie de procedimientos operacionales (conocidos como funciones) que cada una es llamada, utilizando una única orden en MATLAB®. Diferentes funciones de propósito especial se agrupan en *toolboxes*; *el Control Toolbox*, *el Signal Procesing Toolbox*, *el System Identification Toolbox* y *el Curve Fitting*

Toolbox son los más utilizados en el modelado, análisis, diseño y simulación de sistemas dinámicos.

Además del entorno de programación con líneas de órdenes, MATLAB® se puede complementar con una interfaz de usuario grafica basada en ventanas y conocida como SIMULINK®, en el cual se puede describir fácilmente un sistema dibujando su diagrama de bloques. Esto es especialmente conveniente para la simulación del sistema dinámico. La representación se desarrolla en un entorno interactivo utilizando representaciones graficas de todos los elementos de simulación. El formato de diagrama de bloques se ofrece con una gran selección de bloques operacionales incluyendo funciones de transferencia, modelos de estado, relaciones no lineales y funciones definidas por el usuario. Cuando se utiliza SIMULINK®, las grandes tareas de programación se efectúan todas internamente. El usuario debe construir el diagrama, introducir los parámetros tal como se requieran, seleccionar un algoritmo de simulación y a continuación solicitar la simulación.

2. MARCO TEORICO

2.1 ELABORACION DEL MODELO MATEMATICO

Cualquier intención de diseño de algún sistema debe empezar a partir de la predicción de su funcionamiento antes de que este sea diseñado o construido totalmente. Este pronóstico se basa en la descripción matemática de las características dinámicas del sistema. A esta representación matemática se llama modelo matemático. Esta herramienta fundamental para el análisis y diseño de los sistemas de control es la capacidad de describir la planta (conjunto de elementos del mecanismo), dispositivos de potencia y controlador. Teniendo este modelo desarrollado sabemos cómo se va a comportar el sistema ante alguna excitación o perturbación.

Al aplicar las leyes físicas a un sistema específico, es posible desarrollar un modelo matemático que describa al sistema. Tal sistema puede incluir parámetros desconocidos, los cuales deben evaluarse mediante pruebas reales. Sin embargo, algunas veces las leyes físicas que gobiernan el comportamiento de un sistema no están completamente definidas, y la formulación de un modelo matemático puede resultar imposible. De ser así, se puede utilizar un procedimiento de modelado experimental. En este procedimiento, se somete al sistema a un conjunto de entradas conocidas y se miden sus salidas. A partir de las relaciones de entrada y salida se deriva entonces el modelo matemático.

Por esta razón se hizo indispensable construir el modelo físico (Estructura, soportes, mesa, servo válvula y cilindro) para realizar pruebas experimentales y así encontrar los parámetros desconocidos y validar el modelo matemático.

Cuando se intenta construir un modelo, debe establecerse un equilibrio entre la simplicidad del modelo y la exactitud de los resultados del análisis. Es importante

notar que los resultados obtenidos en el análisis son válidos en la medida en que el modelo se aproxime al sistema físico dado.

La rapidez con la cual una computadora digital puede realizar operaciones aritméticas nos permite incluir cientos de ecuaciones para describir un sistema y para construir un modelo exacto, pero muy complicado. Si no se requiere de una exactitud extrema, es preferible desarrollar un modelo razonablemente simplificado.

Para determinar un modelo razonablemente simplificado, se necesita decidir cuáles de las variables y relaciones físicas pueden ignorarse y cuáles son cruciales en la exactitud del modelo. Con objeto de obtener un modelo en la forma de ecuaciones diferenciales lineales, se deben despreciar cualesquiera parámetros distribuidos y las no linealidades que pueden estar presentes en el sistema físico. Si las consecuencias que estas propiedades despreciadas tienen en la respuesta son pequeñas, entonces los resultados del análisis del modelo matemático y los resultados del estudio experimental del sistema físico serán satisfactorios. El que cualquiera de las características particulares sea importante puede no ser obvio en algunos casos, y en otros, puede requerir de penetración física e intuición. En relación con lo mencionado, la experiencia es un factor importante. Cuando se resuelve un problema nuevo, usualmente conviene construir primero un modelo simplificado para obtener una idea general en torno a la solución. Finalmente puede construirse un modelo matemático más detallado y usarlo para un análisis más completo.

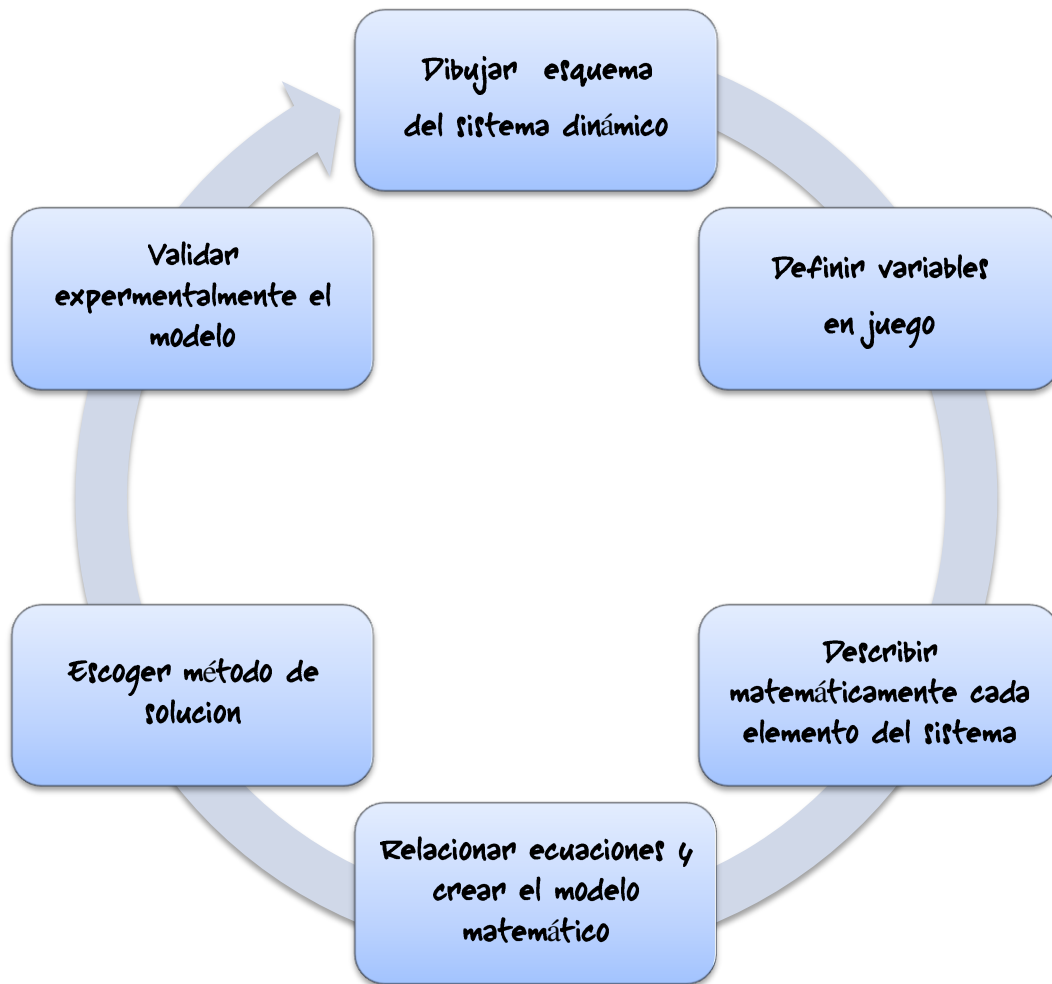
Ningún modelo matemático puede describir cualquier componente o sistema físicos con exactitud. Siempre se involucran aproximaciones y suposiciones. Tales aproximaciones e hipótesis restringen el nivel de validez del modelo matemático. (El grado de semejanza puede determinarse solamente mediante experimentos).

Así pues, al hacer una predicción acerca del funcionamiento del sistema, debe tenerse presente cualquier aproximación o suposición involucrada en el modelo.

2.1.1 Metodología para la obtención de modelos matemáticos

La metodología para obtener un modelo matemático de un sistema se resume de la siguiente forma:

Figura 1. Procedimiento para la elaboración de modelos matemáticos



- Dibujar un diagrama esquemático del sistema dinámico y definir las variables en juego.
- Describir mediante ecuaciones el funcionamiento de cada componente, utilizando las leyes físicas.
- Relacionar dichas ecuaciones de acuerdo con el diagrama del sistema y obtener un modelo matemático.
- Para verificar la eficacia del modelo, es decir la predicción acerca del funcionamiento obtenida de resolver las ecuaciones del modelo, se compara con resultados prácticos, (La pregunta sobre la validez de cualquier modelo matemático puede contestarse solamente mediante experimento.) Si los resultados experimentales se alejan de la predicción en forma considerable, debe rectificarse el modelo.

Entonces se obtiene un nuevo modelo y las nuevas predicciones se comparan con los resultados prácticos. El proceso se repite hasta que se obtiene una concordancia satisfactoria entre la predicción y los resultados experimentales.

2.2 ANALISIS Y DISEÑOS DE SISTEMAS DINAMICOS

2.2.1 Análisis de sistemas dinámicos

El análisis de sistemas constituye, en condiciones específicas, la investigación del funcionamiento de un sistema cuyo modelo matemático se conoce.

La primera etapa al analizar un sistema dinámico consiste en obtener su modelo matemático. Puesto que cualquier sistema está formado por componentes, el análisis debe iniciarse obteniendo un modelo matemático de cada componente y combinando esos modelos con el objeto de construir un modelo del sistema completo. Una vez obtenido el modelo final, se puede formular el análisis de tal manera que los parámetros del sistema en el modelo se hacen variar para

producir varias soluciones. Entonces el ingeniero confronta estas soluciones e interpreta y aplica los resultados de su análisis a su tarea básica.

Siempre debe tenerse presente que la obtención de un modelo razonable del sistema completo constituye la parte básica de todo el análisis. Una vez que se dispone de tal modelo, pueden usarse para el análisis diferentes técnicas analíticas y por computadora. La manera en que el análisis se lleva a cabo es independiente del tipo de sistema físico que se trate: mecánico, eléctrico, hidráulico, etcétera.

2.2.2 Diseño de un sistema dinámico

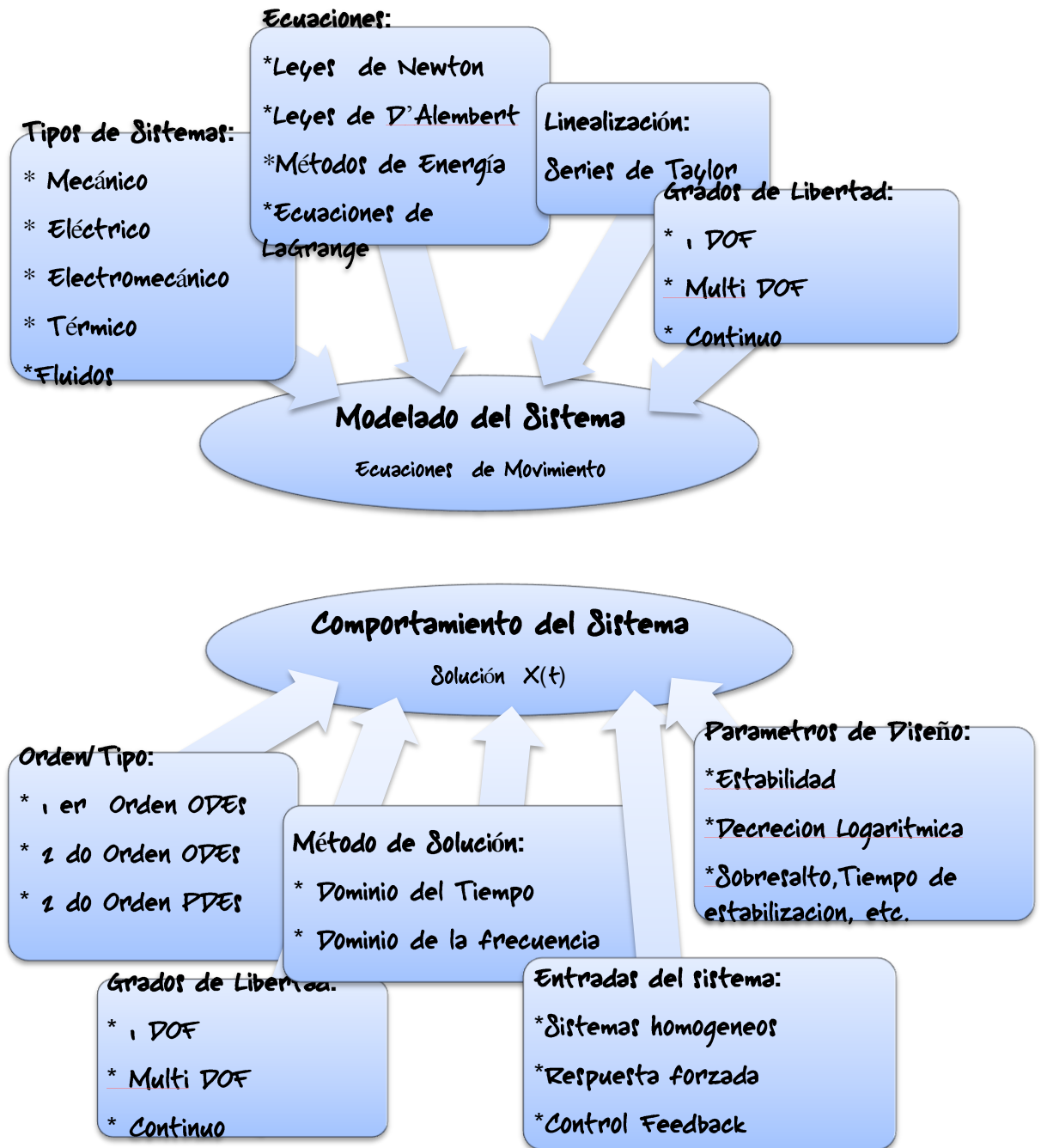
El diseño de sistemas se refiere al proceso de encontrar un sistema que satisfaga una tarea específica. En general, el procedimiento de diseño no es directo y requiere de ensayo y error.

2.2.3 Síntesis de un sistema dinámico

Por síntesis se entiende el uso de un procedimiento explícito para encontrar un sistema que funcione de manera especificada. Aquí las características deseadas del sistema se postulan al principio y después se usan diferentes técnicas matemáticas para sintetizar un sistema que tenga esas características. En general, tal procedimiento es completamente matemático desde el principio hasta el fin del proceso de diseño.

El enfoque básico en el diseño de cualquier sistema dinámico necesariamente incluye procedimientos por tanteo. Teóricamente es posible la síntesis de sistemas lineales y el ingeniero puede determinar sistemáticamente las componentes necesarias para alcanzar el objetivo dado. En la práctica, sin embargo, el sistema puede estar sujeto a muchas restricciones o puede ser no lineal; en tales casos, no se dispone en el presente de métodos de síntesis. Más aún, las características de las componentes pueden no ser conocidas con precisión. Casi siempre se necesita de las técnicas de tanteo.

Figura 2. Conceptos de los sistemas dinámicos



Fuente: Sistemas Dinámicos. Material de clase Pr. Carlos Borrás

En resumen el modelado y análisis es el proceso de representar por medio de una expresión matemática que predice el comportamiento del sistema físico real. Para ello debe seguir cierto procedimiento (ver figura 1) y poner en práctica ciertas herramientas y conceptos de los sistemas dinámicos (ver figura 2).

2.2.4 Procedimientos de diseño.

Con frecuencia, el diseño de un sistema ocurre como sigue. El ingeniero comienza el procedimiento de diseño a partir de las especificaciones que deben satisfacerse y la dinámica de las componentes, las cuales incluyen los parámetros de diseño. Puede ser que las especificaciones estén dadas en términos de valores numéricos precisos acompañados de vagas descripciones cualitativas. (Las especificaciones en ingeniería normalmente incluyen declaraciones sobre factores tales como el costo, la confiabilidad, el espacio, el peso y la factibilidad de mantenimiento.)

Es importante notar que pueden cambiarse las especificaciones a medida que el diseño progresa, porque el análisis detallado puede revelar que es imposible satisfacer ciertos requerimientos. A continuación, el ingeniero aplicará las técnicas de síntesis cuando estén disponibles, así como otros métodos, para construir un modelo matemático del sistema.

Una vez que el problema de diseño se ha formulado en términos de este modelo, el ingeniero lleva a cabo un diseño matemático que produce una solución a la versión matemática del problema de diseño. Con el diseño mate-objeto de probar el efecto de diferentes entradas y perturbaciones en el comportamiento del sistema resultante. Si la configuración inicial del sistema no es satisfactoria, el sistema debe rediseñarse y llevarse a cabo el análisis correspondiente. Este

proceso de diseño y análisis se repite hasta encontrar un sistema satisfactorio. Entonces se puede construir un sistema físico prototipo.

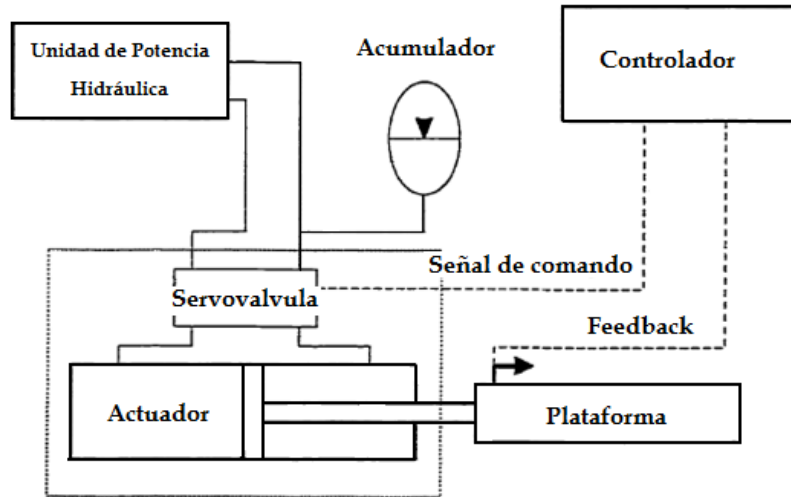
Nótese que este proceso de construcción de un prototipo es el inverso de la elaboración de modelos matemáticos. El prototipo es un sistema físico que representa al modelo matemático con exactitud razonable. Una vez construido el prototipo, el ingeniero lo prueba para ver qué tan satisfactorio resulta. Si se satisface, el diseño quedó terminado. Si no, debe modificarse el prototipo y debe probarse de nuevo. Este proceso continúa hasta que se obtiene un prototipo satisfactorio.

2.3 FUNCIONAMIENTO DEL SERVO-ACTUADOR HIDRÁULICO

En esta sección se examina los componentes básicos del servomecanismo hidráulico a caracterizar y que es usado en mesas vibratorias. La Figura 3 muestra un diagrama esquemático de los principales componentes de dicho sistema, los componentes de hardware utilizados en estos sistemas tienen algunas limitaciones que afectan el rendimiento global de la operación de la mesa de vibración. En las siguientes secciones se discute las limitaciones de varios de los componentes hidráulicos: carrera, limitaciones en la capacidad del flujo en servo válvulas y el suministro de flujo de energía hidráulica.

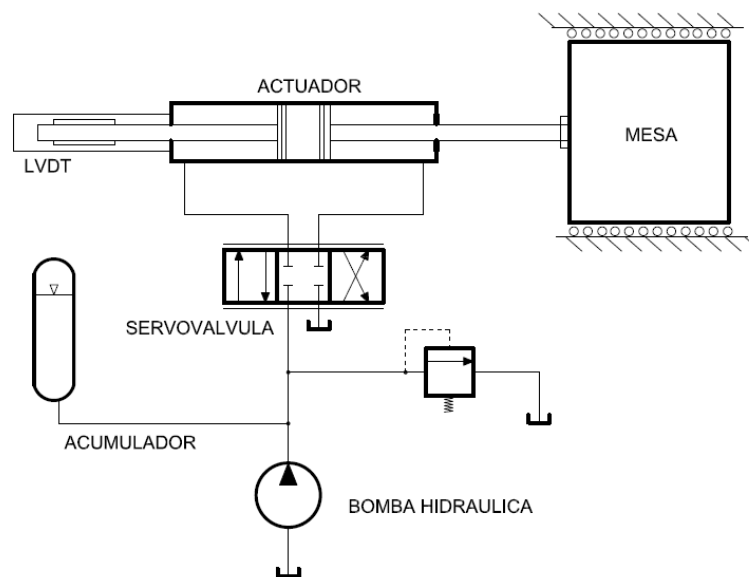
Las características dinámicas de la carga útil o masa en el servomecanismo también afecta el rendimiento de la mesa. Por lo tanto, los límites de rendimiento de carga útil del servo mecanismo bajo excitación sinusoidal se examinaron también en este capítulo. Las relaciones entre los diferentes componentes de la prueba se analizan. Esta investigación conduce a la formulación de ecuaciones matemáticas a partir de la cual un método simplificado de simulación se desarrolla.

Figura 3. Esquema básico del sistema servo hidráulico.



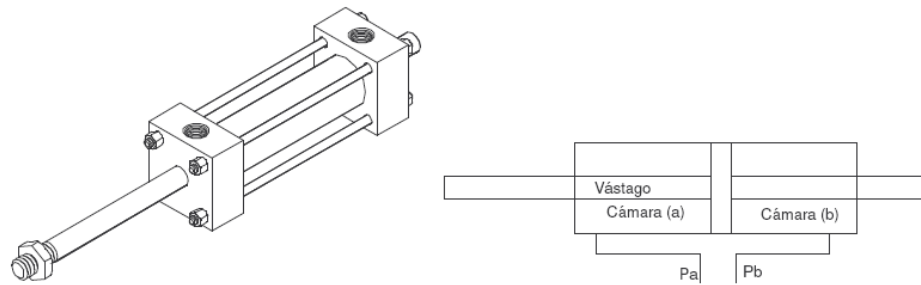
En la figura 4 se muestran los componentes básicos hidráulicos en una mesa vibratoria: el actuador, la servo válvula, el suministro de energía, los acumuladores y la plataforma. Su función en el sistema se describe. La dinámica de las características básicas de una mesa vibratoria se discuten.

Figura 4. Esquema básico de los elementos hidráulicos.



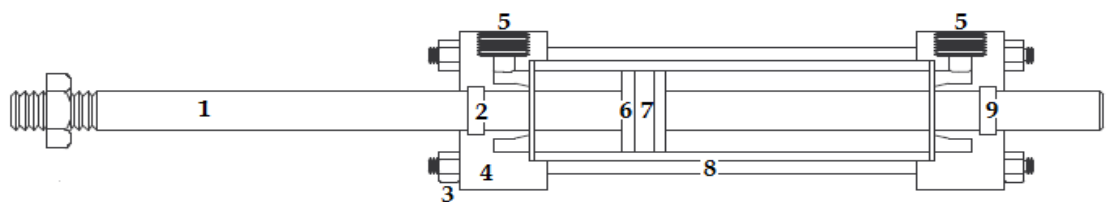
2.3.1 Actuadores hidráulicos.

Figura 5. Cilindro hidráulico no diferencial de doble efecto.



Los Actuadores hidráulicos se utilizan a menudo para mover las mesas vibratorias por varias razones. Los sistemas hidráulicos ofrecen una unidad de respuesta rápida y de alta rigidez, que faciliten su control. El calor generado por el movimiento de las piezas es continuamente transferido, y las partes mecánicas están lubricadas por el fluido hidráulico. Esto ahorra desgaste y reduce el mantenimiento. El nivel de fuerzas que pueden ser entregados por actuadores hidráulicos supera aquellos que pueden ser producidos por los motores eléctricos pues los sistemas de energía no están limitados por el efecto magnético de la saturación de materiales ferromagnéticos. En cambio, los actuadores hidráulicos usan el poder de presión y caudal, a muy alta presión (en el orden de 2 kN/cm^2 o 3000 Psi) pueden ser utilizados, para producir grandes fuerzas con componentes relativamente pequeños. A continuación se muestran las principales partes que conforman el actuador.

Figura 6. Partes del cilindro hidráulico no diferencial.



- | | | |
|-------------|----------------------|-------------|
| 1. Vástago. | 4. Tapa. | 7. Anillos. |
| 2. Empaque. | 5. Puerto de aceite. | 8. Camisa. |
| 3. Tuerca. | 6. Émbolo. | 9. Empaque. |

Los actuadores que se utilizan en la mayoría de aplicaciones de ingeniería son actuadores hidráulicos lineales no diferenciales de doble acción. Hay dos componentes principales en este tipo de accionamiento: el actuador y la etapa de la servo válvula. El actuador es la parte del cilindro que genera la fuerza necesaria para mover la mesa y vibrar la muestra. La fuerza es proporcional a la presión en el sistema y a el área de la cámara de actuador ($F = \text{presión} \times \text{Área}$). Por lo tanto, un actuador con una superficie de 80 cm² y una presión de suministro de 2 KN/cm² sería capaz de producir una fuerza máxima de 160 kN. Esta fuerza máxima de salida de un actuador es también conocida como la " fuerza bloqueo".

En muchas aplicaciones, el fluido hidráulico es considerado incompresible. Esta es sólo una aproximación, ya atrapado el fluido hidráulico siempre se comprime una pequeña cantidad cuando es presurizado. Esta compresión tiene efectos insignificantes cuando es cargado ligeramente, por ejemplo en sistemas que utilizan movimientos lentos. No es el caso de la acción rápida, simuladores sísmicos usan grandes presiones. La rigidez hidráulica del actuador depende principalmente del volumen de las cámaras del actuador, el área del pistón y en mayor parte del módulo de compresibilidad del fluido hidráulico.

La Figura 7. Ilustra un simple acuerdo de pistón. La rigidez hidráulica de este acuerdo se puede calcular con las siguientes ecuaciones:

$$\Delta V = xA \quad (2.1)$$

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{Ax}{V} \quad (2.2)$$

$$P = \beta \frac{\Delta V}{V} = \beta \frac{Ax}{V} \quad (2.3)$$

$$F = PA = \beta \frac{A^2 x}{V} \quad (2.4)$$

$$K_H = \beta \frac{A^2}{V} \quad (2.5)$$

K_H = Rigidez Hidráulica.

V = Volumen.

β = Módulo volumétrico del fluido.

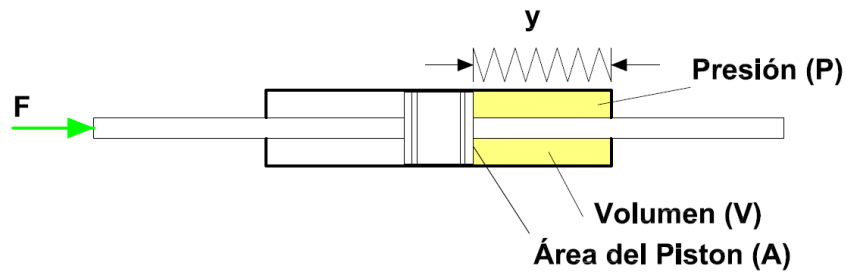
A_p = Área efectiva actuador

P = Presión.

F = Fuerza de bloqueo del actuador

x = Desplazamiento axial.

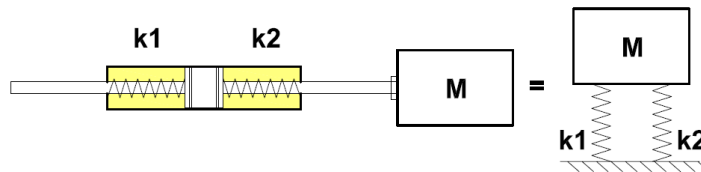
Figura 7. Esquema de Rigidez en el cilindro.



Fuente: *Operation and Control of a Seismic Simulator CANADA, The University Of Britihs Columbia, 1999.*

Puesto que hay dos cámaras en una típico actuador hidráulico, la rigidez de los dos volúmenes de líquidos debe tenerse en cuenta al calcular la rigidez total. Figura 8 ilustra esta situación.

Figura 8. Rigidez total del sistema.



Fuente: *Operation and Control of a Seismic Simulator CANADA, the University Of British Columbia, 1999.*

El sistema a la izquierda de la figura 8 muestra las dos cámaras del actuador y su rigidez. Los dos muelles están unidos entre sí por el vástago que está conectado a la masa de ensayo. El sistema de la derecha representa un simple sistema de oscilación en masa, es el equivalente de análisis del sistema de la izquierda. Los resortes de los dos sistemas se consideran en un acuerdo paralelo. La rigidez de los dos resortes en paralelo puede ser calculado sumando el total de efectivos rigidez. Ecuación (2.6) ilustra esta relación:

$$K_t = K_1 + K_2 \quad (2.6)$$

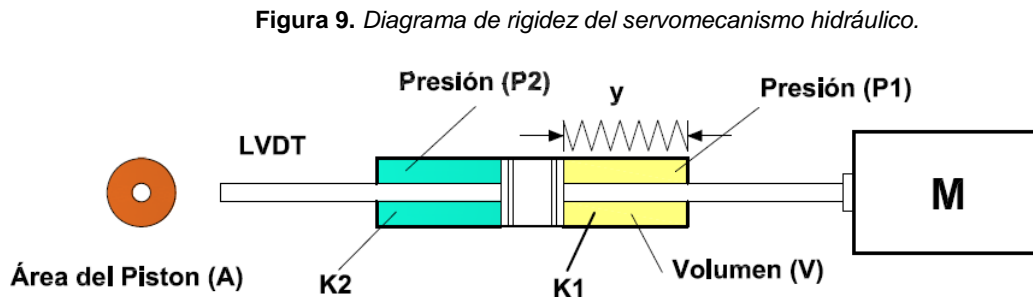
El sistema en el lado derecho de la Figura 6 también representa un único grado de libertad del sistema (SDOF). Sin amortiguamiento la frecuencia natural de vibración de un sistema de este tipo puede calcularse con la ecuación 7.

$$\omega = \sqrt{\frac{K_t}{M}} \quad (2.7)$$

ω = Frecuencia natural de vibración.
 M = Masa de la carga.

K_t = Rigidez total Hidráulica del actuador

En el siguiente análisis observamos que tan lejos se encuentra la frecuencia natural de la columna de aceite en el actuador de la frecuencia de trabajo de la mesa (ver figura 9).



Reemplazado en las ecuaciones obtenemos (2.5) a (2.7):

$$\omega = \sqrt{\frac{4\beta A_p^2}{MV_t}} \quad (2.8)$$

La frecuencia natural de vibración es una característica dinámica importante de un sistema de un SDOF. El comportamiento dinámico de un sistema de este tipo puede explicar algunas de las limitaciones físicas de los actuadores utilizados en mesas vibratorias.

Cuando la frecuencia de funcionamiento de un actuador está cerca de su frecuencia natural de vibración, entonces pueden surgir problemas de control. El sistema masa-resorte entrará en resonancia, ya que la amortiguación es generalmente baja en un actuador, gran amplificación de movimiento se puede esperar.

Cuando la frecuencia de operación es elevada en comparación con la frecuencia natural, entonces la respuesta de carga del actuador del sistema se aproxima a cero. La compresibilidad del líquido atrapado en el actuador se convierte en un problema. El aumento de flujo es necesario para elevar la presión del fluido compresible lo suficiente para lograr la aceleración deseada. Un controlador digital moderno puede controlar típicamente un sistema hasta su frecuencia natural de resonancia. La coherencia entre la salida deseada y medida es generalmente buena varias octavas por encima de la frecuencia de funcionamiento.

Se han encontrado algunos problemas del control cuando la frecuencia de la operación es una tercera parte de la frecuencia del aceite-columna. A esta velocidad de movimiento, el sistema puede excitar la frecuencia del aceite-columna la cuál corresponde al tercer armónico de la frecuencia del movimiento de

la entrada. Estos problemas del control se pueden reducir al mínimo generalmente por la adaptación cuidadosa del sistema.

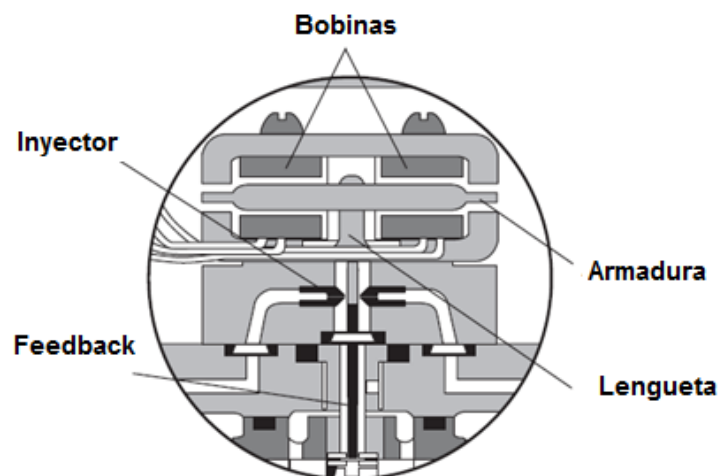
Las características de definición de actuadores son su grado de fuerza de bloqueo y la rigidez hidráulica.

2.3.2 Servoválvula MOOG Serie G761.

La servo válvula controla el flujo de líquido hidráulico a la etapa del actuador. Su propósito es transformar la señal de impulso eléctrico producida por el controlador en la señal de comando, el flujo hidráulico que llena los compartimientos de la etapa del actuador. Seguidamente se explican el funcionamiento y las características principales de la servoválvula a utilizar en la mesa.

Las servo válvulas de la serie G761 son válvulas de control de caudal para aplicaciones en montaje de 3 vías o, preferentemente, 4 vías. Altas prestaciones, 2 etapas, cubren caudales de 3,8 a 63 l/min para una pérdida de carga de 70 bares.

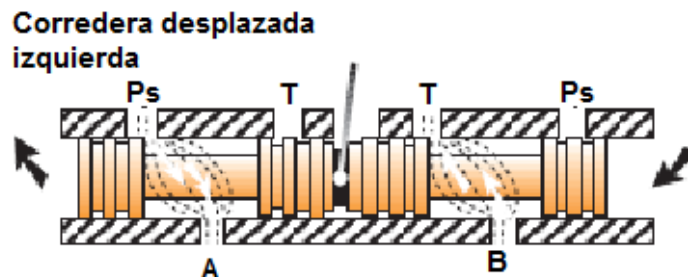
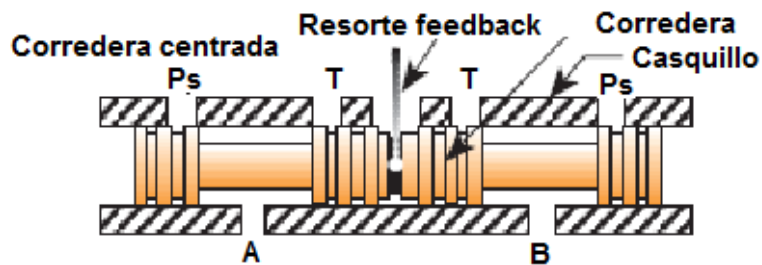
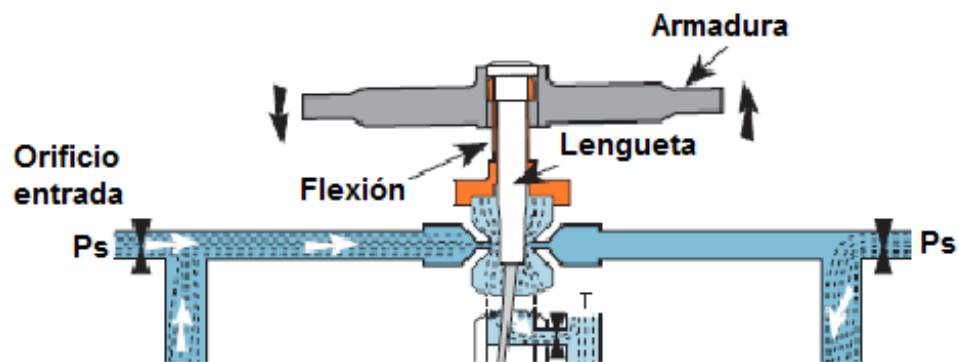
Figura 10. Etapa de amplificación hidráulica en servo válvula.



Fuente: Servo válvulas Serie G761 ISO 10372 Tamaño 04, MOOG.

La etapa de potencia es un conjunto camisa - corredera 4 vías, centro cerrado. La etapa de amplificación hidráulica figura 10, de tipo inyector - lengüeta, está formado por dos orificios fijos que reciben la presión de alimentación y de dos orificios variables constituidos por las secciones de paso delante de las dos toberas. Los cuatro orificios están dispuestos en puente simétricamente. El retorno mecánico de la corredera está asegurado por un resorte de retroacción.

Figura 11. Feedback hecho por la lengüeta sobre el desplazamiento del spool.



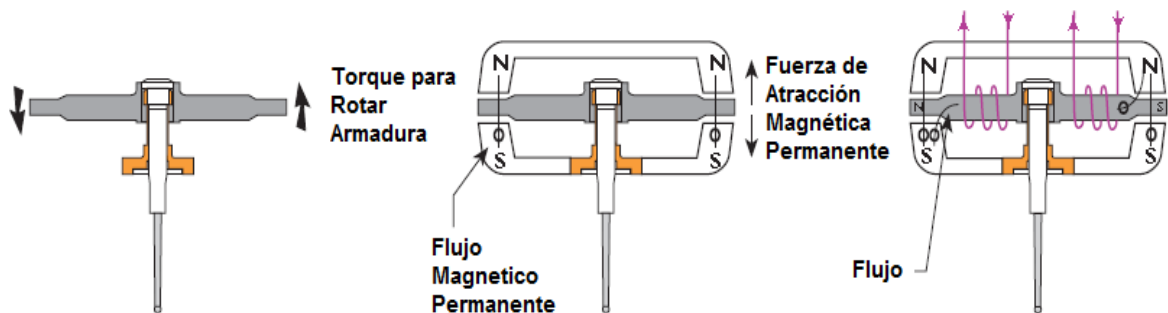
Fuente: Servo válvulas Serie G761 ISO 10372 Tamaño 04, MOOG

La servoválvula es de concepción simple y robusta que asegura un tiempo de vida largo. Estas servoválvulas están adaptadas para los controles electrohidráulicos de posición, velocidad, presión o fuerza que necesiten de alta respuesta dinámica.

La corriente eléctrica que atraviesa las bobinas del motor par crea un par magnético (en sentido directo o inverso de las agujas del reloj). Este par provoca un desplazamiento de la varilla entre las dos toberas. El equilibrio de presiones en los dos circuitos de pilotaje de la corredera se rompe. La corredera se desplaza, actuando en su movimiento sobre el resorte de retroacción (ver figura 11).

Cuando el par mecánico creado por el resorte de retroacción es equivalente al par magnético, la varilla se encuentra en la posición media (entre las dos toberas), las presiones en los dos circuitos de pilotaje corredera son de nuevo iguales y la corredera se inmoviliza en la posición alcanzada. La modificación de la señal eléctrica de entrada (mando) tendrá como consecuencia un nuevo desplazamiento de la corredera. Con el desplazamiento de la corredera se obtienen dos secciones de paso ($P \rightarrow A$ y $B \rightarrow T$ o viceversa) proporcionales a la corriente eléctrica de mando.

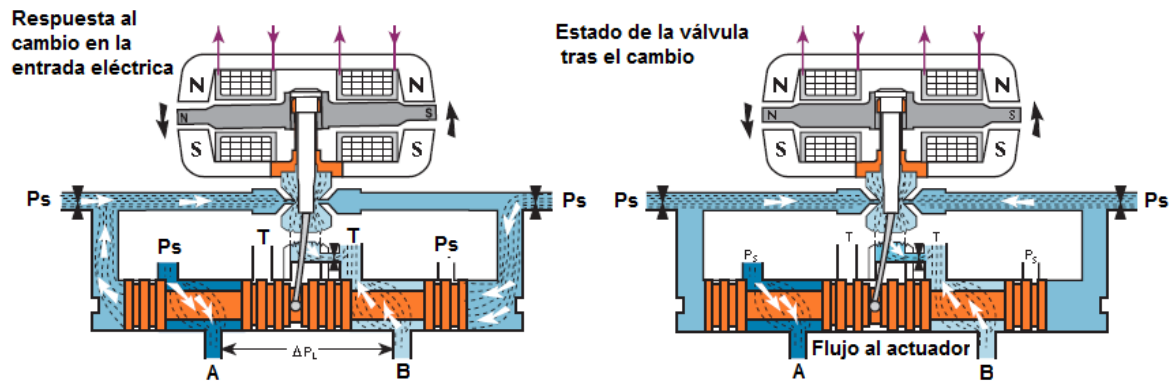
Figura 12. Funcionamiento del motor-torque.



Fuente: Servo válvulas Serie G761 ISO 10372 Tamaño 04, MOOG.

Si la pérdida de carga en la servoválvula es constante, el caudal hidráulico será también proporcional a la corriente eléctrica de mando (ley de Bernoulli).

Figura 13. Sistema de control de flujo en servo válvula.



Fuente: Servo válvulas Serie G761 ISO 10372 Tamaño 04, MOOG.

Resumiendo, con una pérdida de carga constante a través de la servoválvula, el caudal en la carga es proporcional a la corriente de mando.

El caudal entregado depende de la señal eléctrica de mando y de la pérdida de presión a través de la válvula. Puede calcularse por la ecuación que define el caudal a través de un orificio.

Varios factores limitan el funcionamiento del sistema servoválvula-actuador. La mayoría son directamente atribuibles al primero. La abertura del carrete en la sección auxiliar de la válvula, conjuntamente con la presión externa de la carga y de la fuente, determina la cantidad de flujo de aceite a los compartimientos de la etapa del actuador. El valor completo de la presión de la unidad hidráulica está disponible para la servoválvula.

Cuando no hay carga presente en el sistema, la velocidad máxima se puede entonces desarrollar por el sistema. Si el actuador está forzado, entonces el flujo no es necesario para producir el movimiento. En esta situación, el diferencial de

presión máximo se puede desarrollar a través de los compartimientos del actuador. Esto genera la salida de fuerza máxima.

Si el sistema está funcionando en una situación entre estas dos condiciones extremas, algunas ecuaciones del diseño se han desarrollado para predecir el funcionamiento del sistema servo válvula-actuador. La ecuación (2.9) relaciona la fuerza máxima que un actuador puede producir. Este valor depende de la salida máxima de la fuerza, de la velocidad deseada, de la velocidad máxima y de la abertura del carrete de la válvula. La ecuación (2.10) se utiliza para calcular la velocidad máxima con caída de presión eficaz máxima. Normalmente, la caída de presión en la servo válvula se asume como la tercera parte de la presión de la fuente.

$$F = (\text{sign}V) \cdot F_{m\acute{a}x} \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{\alpha^2} \cdot \frac{Vel}{V_{m\acute{a}x}^2} \right) \right) \quad (2.9)$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{k}{A} \cdot \sqrt{\frac{P_s}{P_d}} \quad (2.10)$$

α = Abertura de la servo válvula (0 – 100%).

A = Área del cilindro.

k = Flujo de trabajo de la válvula.

$V_{m\acute{a}x}$ = Velocidad máxima del actuador

P_s = Presión de suministro.

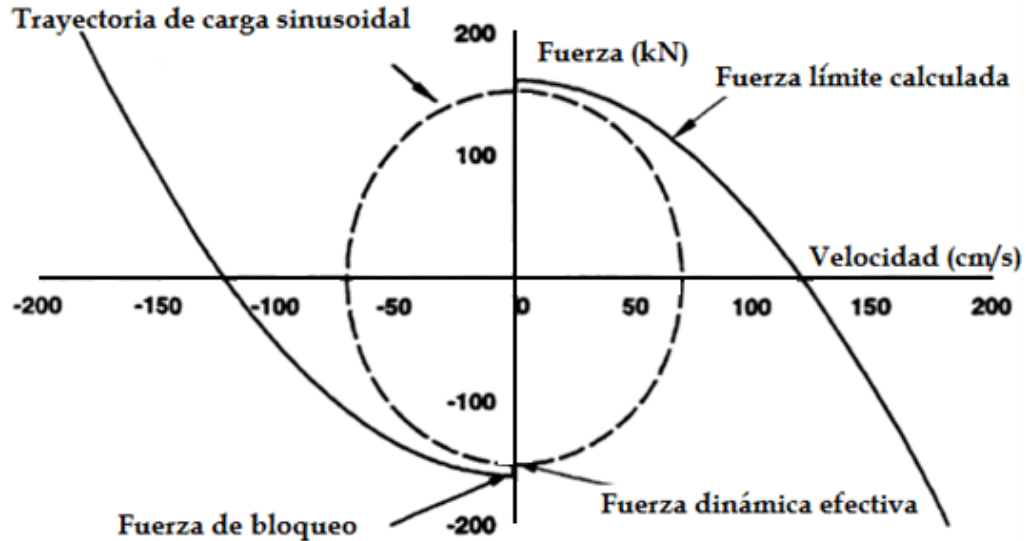
Vel = Velocidad del actuador

P_d = Caída de presión en la válvula.

Estas dos ecuaciones fueron utilizadas para trazar el gráfico la grafica de la figura 14. La presión de la fuente fue tomada para ser igual a 1990 N/cm²; la caída de presión de la servo válvula es la tercera parte de la presión fuente; el grado de fuerza bloqueado del cilindro se calculaba con un área del pistón de A=521cm²; la abertura del carrete de la servo válvula fue asumida para ser 100%. La curva

calculada de la fuerza-límite no se puede exceder en cualquier momento durante una secuencia de prueba.

Figura 14. Esquema de fuerza-velocidad para el sistema servoválvula-actuador.



Fuente: *Operation and Control of a Seismic Simulator CANADA, The University Of Britihs Columbia, 1999.*

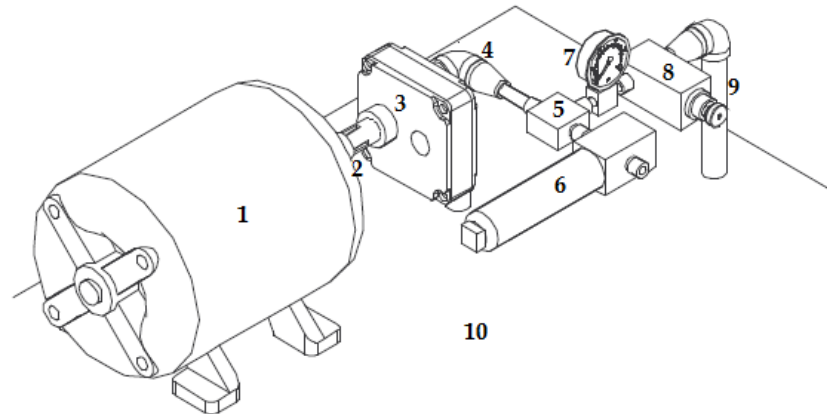
Una excitación sinusoidal simple produciría una trayectoria elíptica de la carga como la que está demostrada en la figura. Para este tipo de carga, el máximo funcionamiento se desarrolla en la servo válvula cuando la elipse de la carga entra en el contacto con la curva de carga máxima. La fuerza dinámica máxima disponible para el sistema se limita hasta el 95% del grado (máximo) bloqueado de la fuerza. Este valor típicamente se llama el grado fuerza dinámica efectiva. La característica que define las servoválvulas es su pico de flujo máximo.

2.3.3 Fuente de la energía hidráulica.

La fuente de alimentación hidráulica proporciona la presión regulada y el flujo hidráulico a los actuadores y acumuladores del sistema. Se diseña generalmente

para suministrar los requisitos medios del flujo de un sistema. Una presión compensada y flujo variable de bomba proporcionará una presión constante en el sistema sin generar grandes cantidades de calor cuando el sistema está en reposo.

Figura 15. Esquema de la unidad de potencia hidráulica.



- | | | |
|------------------------|-----------------|------------------------|
| 1. Acople. | 4. Conexión Te. | 7. Válvula de alivio. |
| 2. Bomba Hidráulica. | 5. Filtro. | 8. Tubería de retorno. |
| 3. Tubería de presión. | 6. Manómetro. | 9. Tanque. |

$$Potencia = Flujo \times Presión \quad (2.11)$$

Cuando la servo válvula está operando en condiciones próximas a cero, el flujo de la bomba se reducirá casi a cero. Esta es una posible desventaja en un sistema de acción rápida, como en una mesa de vibración, puesto que tomará cierta tiempo para que la bomba reaccione a una demanda de la servo válvula. Esta es la razón por la cual un típico simulador sísmico utiliza los acumuladores para complacer los aumentos repentinos en la demanda de flujo hidráulico.

La bomba también tiene la suficiente potencia para producir el máximo caudal en la presión normal. Si el motor de la bomba no es lo suficientemente grande, el pico

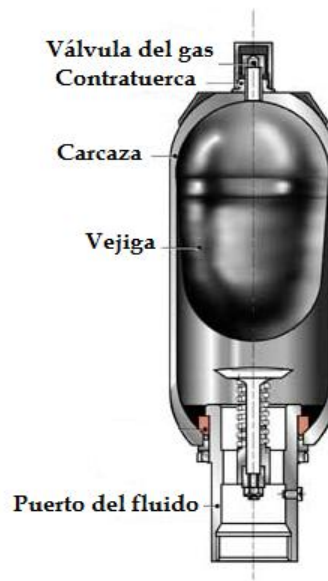
de flujo no puede ser producido. Ecuación (2.11) se refiere este requisito. Cuando la bomba funciona en una presión regulada, el flujo de la fuente aumentará como los requisitos de energía aumentan.

Las características de definición de estos tipos de bombas son su presión de la fuente, generalmente 2 kN/cm², su grado del flujo (dado generalmente en litros por minuto), y potencia.

2.3.4 Acumuladores

Estos dispositivos tienen un variado papel en los sistemas hidráulicos. Sirven para regular los aumentos repentinos de presión en los sistemas hidráulicos, para filtrar los efectos de la pulsación de la bomba, y aumentar la estabilidad dinámica del sistema.

Figura 16. Acumulador hidráulico tipo vejiga.



Fuente: *Operation and Control of a Seismic Simulator* CANADA, The University Of Britihs Columbia, 1999.

A menudo, sin embargo, su objetivo principal en los sistemas de mesas vibratorias es almacenar la energía hidráulica a fin de reducir los picos de demanda en la bomba. Sólo uno de los numerosos tipos de acumuladores se discutirá aquí: acumulador de vejiga con gas cargado (ver figura 16).

El acumulador contiene generalmente una vejiga de gas contenida en un frasco de metal. Está conectado generalmente con la línea de suministro principal. Bajo condiciones de funcionamiento normales el frasco se llena a la mitad del líquido hidráulico, que comprime la vejiga atrapada de gas y almacena con eficacia energía del líquido. Esta vejiga se expande si la presión en el suministro cae por debajo de la línea de presión normal. Este líquido liberado suministra y aumenta la demanda, luego reduce las fluctuaciones de la línea de presión. El volumen del depósito es finito, por lo que un acumulador sólo puede ayudar a mantener el flujo durante un tiempo limitado.

La definición de las características de estos acumuladores de gas cargados son su volumen y presión.

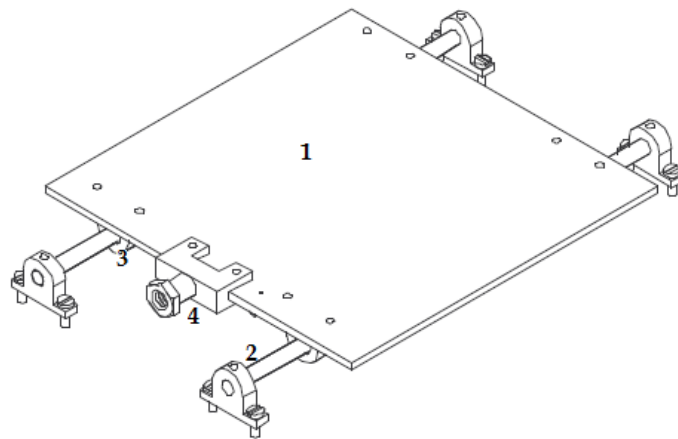
2.3.5 Plataforma y guías de rodamiento lineal

La plataforma es la estructura en la que los modelos se adjuntan. La principal preocupación para el diseño de las plataformas es su masa y rigidez. Debe ser muy rígida de modo que no desvíen bajo servicio, introduciendo así frecuencias indeseadas. Su peso se debe guardar a un mínimo puesto que cuanto más pesa la plataforma, más energía se requiere para moverla. Los actuadores tienen una cantidad limitada de fuerza de salida que se requiere para mover la plataforma, menos potencia disponible para excitar la muestra.

Una tabla más pesada tiene algunas ventajas en sistemas con los actuadores verticales bajo excitación lateral. El peso de la plataforma baja el centro de

gravedad combinado del sistema de prueba y la plataforma. Un sistema de tabla-espécimen con un alto centro de gravedad combinado puede generar un momento grande del vuelco cuando esta excitada la base con una aceleración de entrada relativamente baja. Este momento de vuelco, si es lo suficientemente grande, puede dominar los actuadores verticales. Esto puede llevar a situaciones inseguras, Un sistema con un centro de gravedad bajo no experimenta este tanto problema.

Figura 17. *Plataforma y sistema de deslizamiento lineal.*



1. Plataforma

3. Ejes guía

2. Rodamientos

4. Acople

Un número de materiales se han utilizado para construir las plataformas: concreto, acero, aluminio, magnesio, etc. La opción óptima de un material de construcción para una plataforma depende grandemente de su tamaño y de la salida máxima de la fuerza de los actuadores que la mueven, y de las frecuencias naturales deseadas de la mesa vacía.

Las características de definición de una plataforma son por lo tanto, su masa y rigidez.

2.3.6 LVDT (Linear variable Differential Transformer)

Las letras LVDT son un acrónimo de transformador lineal variable diferencial, un tipo común de transductor electromecánico que puede convertir el movimiento rectilíneo de un objeto al que se acopla mecánicamente en una señal eléctrica correspondiente. Sensores de posición LVDT están disponibles varias clases, pueden medir los movimientos tan pequeños como unas cuantas millonésimas de pulgada hasta varias pulgadas, pero también son capaces de medir las posiciones de hasta ± 20 pulgadas ($\pm 0,5$ m).

Esta clase de sensor es la que se utiliza para medir la posición del actuador dentro de la mesa vibratoria, en nuestro caso indica la posición en la que se encuentra la mesa después de excitar la servoválvula y que está a su vez mueva el actuador, resumidamente nos indica la respuesta del sistema. Posteriormente se usara para implementar un control en la mesa y así poder obtener replicas de movimientos o frecuencias deseadas.

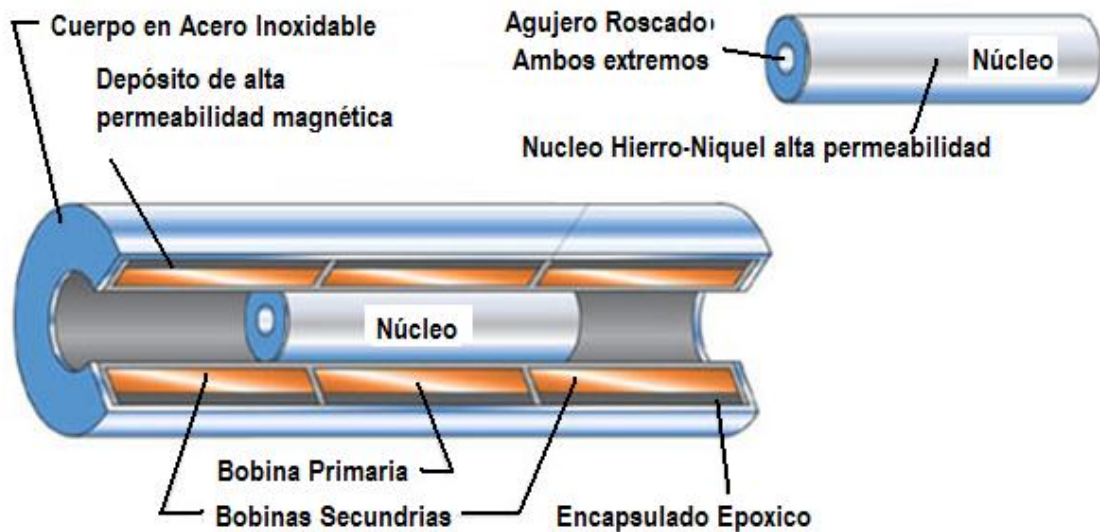
La estructura interna del transformador consiste en un bobinado primario centrado entre un par de arrollamientos secundarios idéntica herida, simétricamente espaciados sobre la primaria.

Las bobinas se enrollan en una sola pieza forma hueca de la térmicamente estable de polímeros de vidrio reforzada, encapsulado contra la humedad, envuelto en una alta permeabilidad del escudo magnético, y se sujeta con la vivienda un cilindro de acero inoxidable. Este conjunto de bobina es generalmente el elemento fijo del sensor de posición (ver figura 18).

El elemento móvil de un LVDT es un armazón tubular de material magnético denominado el núcleo, que es libre de moverse axialmente dentro de la bobina, y mecánicamente acoplado al objeto cuya posición está siendo medido. Este

agujero es normal y suficientemente grande como para proporcionar espacio radial sustancial entre el núcleo y la bobina, sin ningún contacto físico entre ellos.

Figura 18. Componentes de un LVDT.



Fuente: www.macrosensors.com/lvdt_macro_sensors/lvdt_tutorial/index.

En la operación, el LVDT devanado primario es energizado por corriente alterna de amplitud y frecuencia apropiadas, conocida como la excitación primaria. La señal eléctrica de salida del LVDT es el voltaje de CA diferencial entre los dos devanados secundarios, que varía con la posición axial del núcleo dentro de la bobina LVDT. Normalmente esta tensión de salida de CA se convierte por los circuitos electrónicos adecuados a nivel de CC de alta tensión o de corriente que es más cómodo de utilizar.

La figura 19 ilustra lo que sucede cuando el núcleo LVDT está en diferentes posiciones axiales. El LVDT devanado primario P, la energía de una fuente constante de amplitud de CA. El flujo magnético aquí desarrollado se acopla por el núcleo de las bobinas adyacentes secundaria, S1 y S2. Si el núcleo está situado a medio camino entre S1 y S2, el flujo de igualdad junto a cada uno de secundaria por lo que la tensión, E1 y E2, inducido en los devanados S1 y S2,

respectivamente, son iguales. En esta posición de referencia básico a mitad de camino, conocido como el punto cero, el voltaje de salida diferencial, $(E1 - E2)$, es esencialmente cero.

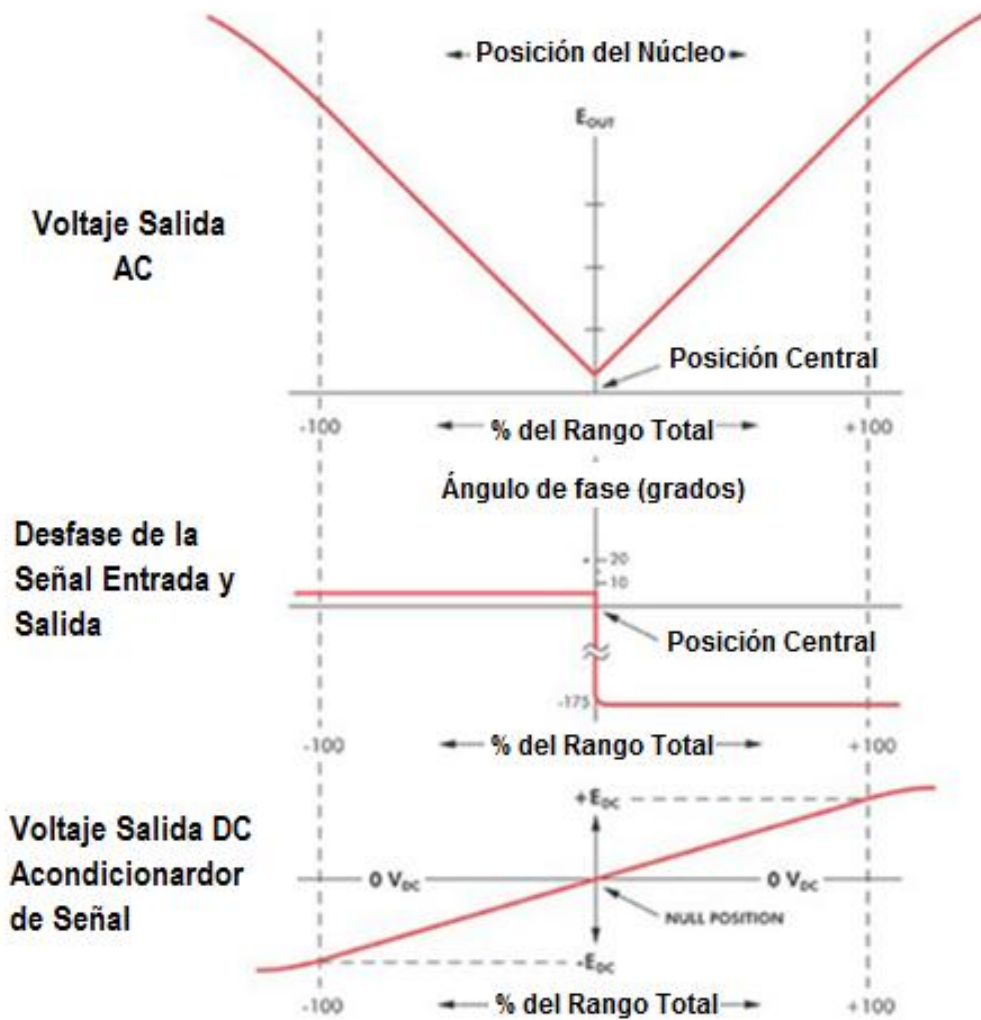
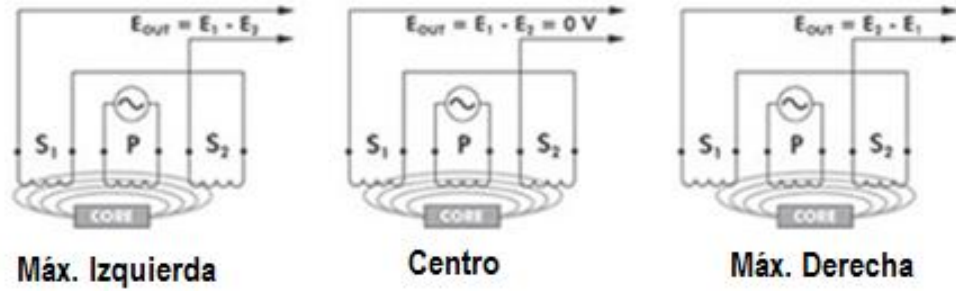
Si el núcleo se mueve más cerca de S1 a S2, más flujo se une a S1 y menos a la S2, por lo que el E1 voltaje inducido aumenta, mientras disminuye E2, lo que resulta de la tensión diferencial $(E1 - E2)$. Contrario, si el núcleo se mueve más cerca de S2, más flujo está acoplado a S2 y menos a la S1, por lo que E2 es mayor como E1 disminuye, resultando en la tensión diferencial $(E2 - E1)$.

La figura 19 muestra cómo la magnitud de la tensión de salida diferencial, EOUT, varía con la posición central. El valor de EOUT al desplazamiento del núcleo de máxima nula depende de la amplitud de la tensión de excitación primaria y el factor de sensibilidad de los LVDT particular, pero generalmente son varios voltios RMS. El ángulo de fase de la tensión de salida de CA, EOUT, hace referencia a la tensión de excitación primaria, se mantiene constante hasta que el centro del núcleo pasa por el punto cero, donde los cambios del ángulo de fase bruscamente de 180 grados, como se muestra en el gráfico de media.

Este desplazamiento de fase de 180 grados puede ser utilizado para determinar la dirección de la central desde el punto nulo por medio de circuitos apropiados. Esto se muestra en el gráfico inferior, donde la polaridad de la señal de salida representa la relación de posición del núcleo hasta el punto nulo. La figura 20 muestra también que la salida de un LVDT es muy lineal a lo largo de su rango específico de movimiento del núcleo, pero que el sensor se puede utilizar en una amplia gama con cierta reducción de la linealidad de salida.

Las características de salida de un LVDT varían con las diferentes posiciones del núcleo. Salida de gama completa es una señal grande, normalmente un voltio o más, y no requiere amplificación. Tenga en cuenta que un LVDT sigue funcionando más allá de 100% de la gama, pero con la linealidad degradada.

Figura 19. Señal de salida de un LVDT.



Fuente: www.macrosensors.com/lvdt_macro_sensors/lvdt_tutorial/index.

Aunque un LVDT es un transformador eléctrico, que requiere de corriente alterna de una amplitud y frecuencia muy diferente de líneas de energía ordinarias para funcionar correctamente (típicamente de 3 V rms a 3 kHz). El suministro de esta excitación de potencia para un LVDT es una de varias funciones de la electrónica de apoyo LVDT, que también es a veces conocido como el equipo de acondicionamiento de señal LVDT.

Otras funciones incluyen la conversión de los LVDT bajo el nivel de tensión de salida de CA en señales de alto nivel de DC que son más convenientes de usar, decodificación de la información direccional de la salida de desplazamiento de fase de 180 grados, como se mueve un núcleo a través de LVDT el punto cero, y proporcionar una salida con regulación eléctrica cero nivel.

2.3.7 Sistema rígido con la carga útil bajo excitación sinusoidal.

Hay limitaciones físicas a los movimientos que una mesa vibratoria puede experimentar. Estas limitaciones son creadas por el hardware usado en el sistema. En una frecuencia más baja, las limitaciones del movimiento del actuador controlan la intensidad de los movimientos generados. El flujo máximo de la bomba o el control de la capacidad de flujo de la servo válvula, las frecuencias intermedias, limitan la velocidad máxima que el simulador puede lograr. Las limitaciones de la fuerza de los actuadores limitan la aceleración eso se puede producir en frecuencias más altas.

Las suposiciones del movimiento sinusoidal y de la carga útil rígida se utilizan normalmente para calcular el típico rendimiento sobre un simulador sísmico. Puesto que las réplicas del movimiento se consideran pruebas de larga duración, la contribución de los acumuladores se puede ignorar. Los acumuladores están diseñados para proporcionar los picos máximos de fluido hidráulico no la demanda

constante de flujo. Esto simplifica el cálculo de la dotación de rendimiento considerablemente.

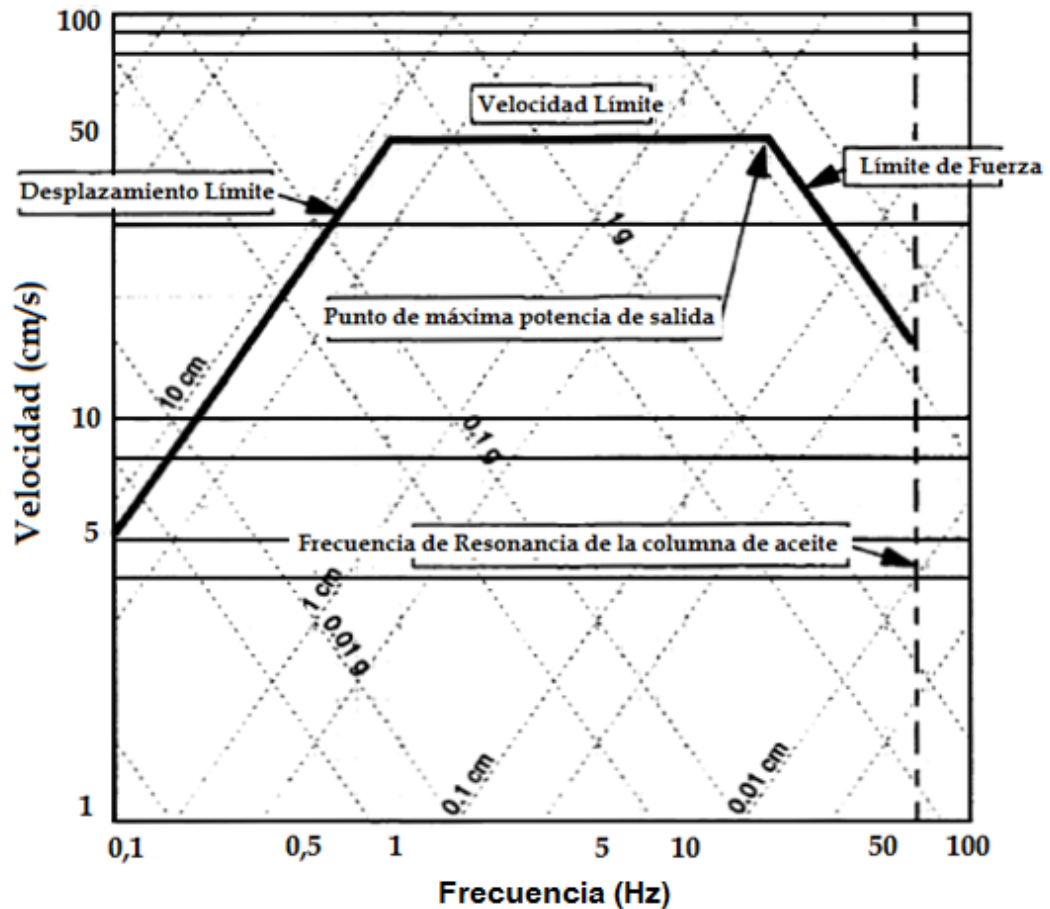
Las restricciones teóricas del movimiento se pueden representar en un diagrama con abscisas y ordenadas logarítmicas. La figura 20 muestra la gráfica de velocidad contra frecuencia con tal escalamiento de los ejes:

- Desplazamientos constantes son líneas paralelas a la diagonal de izquierda/abajo hacia la derecha/arriba.
- Velocidades constantes son las líneas horizontales.
- Las aceleraciones constantes son líneas paralelas a la diagonal de la izquierda/arriba hasta la derecha/abajo.

Los diagramas del funcionamiento para un sistema del simulador incluirían por lo menos una curva de funcionamiento para cada eje del movimiento. El límite del movimiento de un eje particular del movimiento se puede representar por una línea de desplazamiento constante. Los límites de velocidad, impuestos por los límites de flujo de la servo válvula o la fuente de alimentación, puede ser representada por una línea de velocidad constante. Los límites de la fuerza, asumiendo carga útil rígida, pueden ser representados por una línea de aceleración constante.

Hay otros factores que limitan el funcionamiento de servoatuador de este tipo. La bomba debe tener suficiente energía para suministrar el flujo hidráulico a presión. Esta relación se presenta en la ecuación (2.11). El punto de la salida de energía máxima, mostrado en la figura 20, representa una situación significativa del funcionamiento. La demanda de energía en la bomba, durante el funcionamiento en las condiciones descritas en este punto, está en su máximo. Si la potencia de la bomba de no es lo suficientemente grande, la amplitud de los movimientos simulados no será sostenida.

Figura 20. Grafica del desempeño del sistema servo hidráulico.



Fuente: *Operation and Control of a Seismic Simulator* CANADA, The University Of Britihs Columbia, 1999.

La rigidez hidráulica de la columna del aceite en un actuador también limitará el funcionamiento de un simulador, en las frecuencias de la operación sobre la frecuencia de la columna del aceite, un sistema de control moderno digital se debe utilizar para controlar un simulador hidráulico. Sin embargo, en caso de que un investigador quisiera gestionar el sistema sobre esta frecuencia, la atenuación del movimiento de la entrada debido a la conformidad de la columna del aceite debe ser considerada.

3. DISEÑO Y MONTAJE DEL SERVOACTUADOR

Con el fin de que la estructura base preste un servicio no solo para las pruebas requeridas por este trabajo de grado sino para prácticas e investigaciones que puedan surgir de estudios de pregrado y maestría en la Universidad Industrial de Santander, sería de gran utilidad construir una *Shaking Table* o Mesa Vibratoria de un grado de libertad horizontal con el servo actuador hidráulico suministrado por el grupo de investigación (ver figura 21).

El campo de investigación que se aborda con las mesas vibratorias puede dividirse en dos clases principales: Ensayos de calidad e investigación y desarrollo de pruebas. Ensayos de calidad se ejecutan normalmente para poner a prueba las capacidades de los equipos eléctricos o mecánicos al soportar un determinado movimiento.

Figura 21. Mesa vibratoria uniaxial de 1.5 x 1.2 m fabricada por MTS Systems Corporation.



Fuente: MTS Systems Corporation.

Investigación y desarrollo de pruebas por lo general se llevan a cabo en universidades y organizaciones gubernamentales. Modelos de elementos finitos

para el diseño de estructuras son calibrados con la información recolectada de los ensayos. Variables en modelos dinámicos de la respuesta estructural por lo general deben ser verificados; modos de vibración, comportamiento no lineal, condiciones de frontera, impactos. Los ensayos con mesa vibratoria también han sido clave para la aceptación de nuevos conceptos de diseño sísmico en bases de aislamiento y control estructural activo y pasivo de los dispositivos de disipación de energía. También es necesario caracterizar fenómenos especiales como la interacción estructura-fluido y pandeo dinámico en los tanques.

Mesas Vibratorias han sido utilizadas en ingeniería sísmica durante muchos años, su tamaño y capacidad de varía enormemente. En la Tabla 1 se muestra las características de algunas de las existentes en Norteamérica y en la Tabla 2 en el resto del mundo.

Tabla 1. Características de mesas vibratorias en Norteamérica.

Institución	Estado	Carga (Ton)	Tamaño (m x m)	DOF	Rang. (Hz)	Carrera (m)	Velocidad (m/s)
CERL	Illinois	60	3.7 x 3.7	6	0.1-60	0,15	0,76
Drexel University	Pennsylvania	0,41	1.2 x 1.8	1	0-2	0,006	N.A.
EERC, UNiversity	California	45	6.1 x 6.1	6	0-20	0,152	0,635
Rice University	Texas	0,68	1.52 x 1.52	1	0-75	0,076	0,89
State University of New York	New York	20	3.7 x 3.7	5	0.1-60	0,15	0,76
University of British Columbia	British Columbia	16	3 x 3	3 o 4	0-50	0,152	0,127
Univerrsty of CA San Diego	California	35,6	3 x 4.9	1	0.1-50	0,31	0,89
University of Nevada at Reno	Nevada	50	4.3 x 4.3	1 y 2	0.1-33	0,3	1
Université de Montréal	Quebec	15	3.4 x 3.4	1	0-50	0,25	0,8
Wyle	Alabama	72,3	6.1 x 6.1	2	0-100	0,3	0,89

Tabla 2. Características las mesas vibratorias más grandes en el mundo.

Institución	País	Carga (Ton)	Tamaño (m x m)	DOF	Rang. (Hz)	Carrera (m)	Velocidad (m/s)
Ctr Détudes Nucléaires, Saclay	Francia	100	6 x 6	2	0.01-100	0,125	0,7
I.C.C.P.D.C, Iasi	Romania	140	10 x 10	1	N.A.	0,1	0,6
Kajima Corp, Tokyo	Japón	50	5 x 5	6	0.1-60	0.1-60	0,9
LNCEC, Lisbon	Portugal	60	5 x 5	3	N.A.	N.A.	N.A.
Mitsubishi	Japón	100	6 x 6	3	N.A.	N.A.	N.A.
NRC for Disaster Prevention, Tsukuba	Japón	500	15 x 15	2	0-50	0,03	0,37
Nuclear Power Eng Test, Tadotsu	Japón	1000	15 x 15	2	0-30	0,2	0,75
Rusia	Rusia	1760	30 x 30	2	0-50	0,152	N.A.
Univ. Of Kiril and Metodji, Skopje	Macedonia	40	5 x 5	3	0.1-30	0,125	0,64

3.1 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.

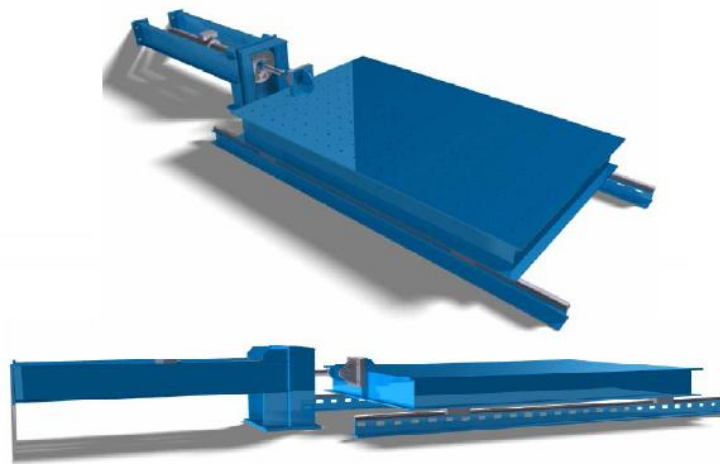
El prototipo de mesa vibratoria debe cumplir con algunos parámetros básicos que son: suficiente sensibilidad para ensayar modelos estructurales de pequeña escala que satisfacen las leyes de similitud (el movimiento del simulador es más rápido que el del prototipo y por lo tanto debe tener capacidades a frecuencias de hasta 30 Hz, una mesa con la rigidez y masa necesarias para minimizar el efecto de interacción modelo-mesa; un sistema de rodamiento de baja fricción y alta precisión para minimizar efectos no lineales; un sistema hidráulico con frecuencias naturales de la columna de aceite mayores a 30 Hz; y un sistema de aislamiento para reducir la transmisión de vibraciones al edificio donde se encuentra ubicado el laboratorio.

En el estudio de las alternativas de solución para la construcción de la mesa vibratoria del presente proyecto fueron tenidas en cuenta básicamente 3 posibilidades, estas son:

Alternativa 1

Una mesa vibratoria constituida con las guías lineales de la mesa y el apoyo del servo actuador fundidos a la masa de reacción en el piso del laboratorio y la mesa móvil fabricada en perfiles de acero estructural (ver figura 22).

Figura 22. *Alternativa 1 Shaking Table de la Universidad Santiago de Chile.*



Fuente: *Departamento de Ingeniería Civil, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Santiago de Chile.*

La mesa móvil se fabrica con perfil estructural tipo IPE creando un marco cuadrado, es reforzado con vigas transversales del mismo perfil en su parte interior y sobre este marco se dispone una lámina de acero que posee agujeros para poder fijar el modelo a ensayar. Todas las conexiones son soldadas, excepto las conexiones a las guías lineales y al actuador hidráulico que deberán fijarse mediante pernos. El sistema de sujeción para los modelos a ensayar consiste en tuercas soldadas en la parte inferior de la placa de acero para poder roscar los pernos.

Las guías lineales van apoyadas sobre un perfil IN que posee agujeros ojo de gato en el centro del ala con el fin de poder ajustar el riel. Además, se perfora en su

alma para poder introducir el perno y la tuerca, este se encuentra anclado a la masa de reacción en el piso.

La estructura de montaje del servo-actuador, es una estructura de acero compuesta por una placa que posee un sacado para el encaje del servo-actuador y perforaciones para los pernos que conectan con la brida delantera. Esta placa descansa sobre otra placa que es conectada con la losa mediante anclajes químicos. Para que los esfuerzos que aplica el servo-actuador sobre la estructura no sean traspasados mayormente a la losa y sí hacia el muro, se utilizan dos vigas paralelas al eje del servo-actuador con el fin que éstos tomen los esfuerzos de tracción y compresión.

La conexión Horquilla actuador-mesa está conformada por dos placas en forma de V, las cuales tienen un orificio que permite conectar la rótula mediante un pasador. Para asegurar el pasador, se coloca una placa con un par de tornillos que la aseguran. Las placas en forma de V descansan sobre una placa que posee 4 orificios con hilo, para poder realizar la conexión con la mesa.

Alternativa 2

Una mesa vibratoria con las guías lineales y el apoyo del actuador anclados a la masa de reacción en piso del laboratorio y con la mesa móvil maciza.

El diseño de la figura 23 es muy similar al anterior las guías lineales descansan sobre perfil anclado a la masa de reacción, pero la estructura de montaje del servo actuador es un pie de rey para sujetar en la parte posterior del cilindro a la pared de la masa de reacción. Esta estructura es un poco más sencilla que la anterior pero requiere igual de una pared en la masa de reacción que soporte las reacciones que el actuador le ejerce.

La mesa móvil si se diferencia de la anterior pues está compuesta por un solo elemento, una placa de aluminio maciza, la cual se conecta a los monorraíles y al actuador hidráulico y éste, a sus apoyos. La placa de aluminio se perfora agujeros roscados de acero de donde se conectan los modelos estructurales a la mesa.

Figura 23. *Alternativa 2 Shaking Table Facility Professor Mishac K. Yegian.*



Fuente: <http://www.coe.neu.edu/Depts/CIV/faculty/myegian/eqfacility.php>.

Alternativa 3

Una mesa vibratoria con las guías lineales y el apoyo del actuador juntos en un marco estructural tipo "skate" que se ancle a la masa de reacción en piso del laboratorio y con la mesa móvil sólida (ver figura 24).

Las guías lineales y el soporte del servo actuador se encuentran sobre una estructura metálica rígida rectangular que posee perforaciones para anclar la estructura la masa de reacción del laboratorio. Las guías lineales son ejes sólidos que están apoyados mediante soportes al marco base tipo "skate", el apoyo del cilindro es un pie de amigo anclado soldado a el marco.

Figura 24. *Alternativa 1 Shaking Table de la Universidad del Valle.*



Fuente: *Diseño y construcción de simulador sísmico Universidad del Valle.*

Esta disposición permite mover la mesa vibratoria de manera rápida y sencilla, sin necesidad de soltar las guías lineales, la mesa y ni el actuador. También permite el traslado a cualquier laboratorio que posea una masa de reacción si disponer de un diseño especial.

La mesa móvil es igual a la de la alternativa anterior una placa de aluminio.

3.2 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA.

Después de haber analizado las propuestas anteriores, se determino que la mejor opción es la propuesta número tres por su facilidad en el diseño, construcción y prestaciones ofrecidas. Además de presentar las características fundamentales de una mesa vibratoria en un laboratorio que es realizar investigación básica y ensayos de calificación de componentes también ofrece: un funcionamiento que no requiere de un sistema único diseñado a medida y una rápida instalación e integración en las instalaciones existentes.

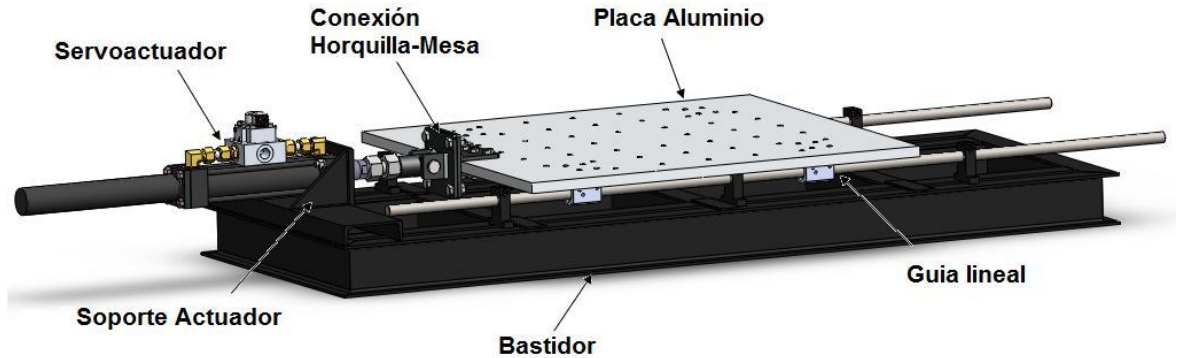
El marco tipo “skate” está fabricado en perfil estructural IPE 120 con unas dimensiones de 0.8m x 2m, en un extremo se encuentra el soporte en forma de pie de amigo construido con placa de acero que sujeta por medio de tornillos el actuador de la parte frontal. Este marco debe ser lo suficiente mente rígido para evitar perturbaciones en los ensayos y lo suficientemente fuerte para resistir los esfuerzos resultantes que el cilindro hidráulico produce para mover la mesa y los modelos, todas las conexiones del marco son hechas con soldadura eléctrica revestida 7018.

Sobre los perfiles se sitúan los seis soportes de acero para fijar los dos ejes de acero cromados, cuatro rodamientos lineales de bolas de baja fricción están fijos a la mesa móvil por medio de tornillos.

La placa de soporte para los modelos a ensayar es de aluminio 1100 calibrado de 0.9 x1.1 m y 25 mm de espesor y tiene una matriz de agujeros roscados de $\frac{1}{2}$ ” para sujetarlos. En un lado de la placa se realiza la conexión con la horquilla del actuador por medio de dos piezas, la primera son dos placas de acero horizontales arriba y abajo de la mesa perforadas para sujetarla con cuatro tornillos de $\frac{1}{2}$ ”, estas son soldadas a una vertical que a su vez se une a otra soldada a dos placas que se sujeta a la horquilla mediante un perno pasante de 30 mm. Esta última pieza permite que la mesa y el cilindro no estén unidos rígidamente permitiendo cierto movimiento relativo entre las piezas y así evitar un esfuerzo grande producido por alguna desalineación mínima la cual podría reducir la vida de los ejes y rodamientos.

Este sistema me permite realizar una conexión sencilla y rápida para realizarle mantenimiento al actuador y/o rodamientos. El modelo de mesa vibratoria escogido se presenta en la figura 25 modelado en solidworks.

Figura 25. Modelo de Mesa vibratoria seleccionado para construir.

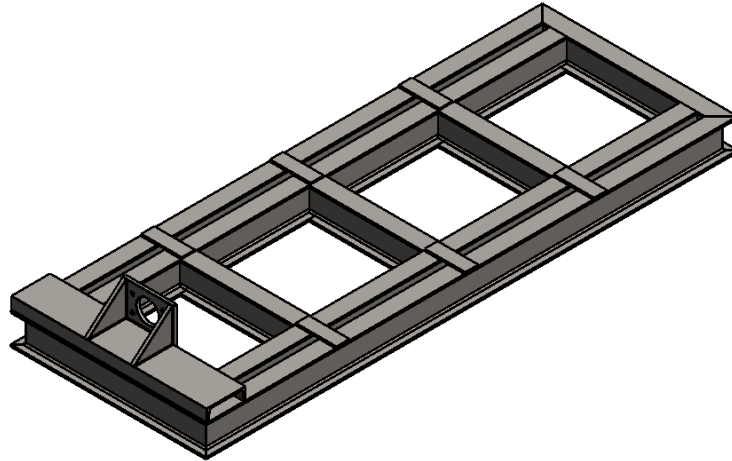


3.3 DISEÑO DEL BASTIDOR ESTRUCTURA

El bastidor, es una estructura de acero A36 con perfil IPE120, con un pie de amigo en placa de 1/2" A36 para el montaje del servomecanismo hidráulico compuesto por el cilindro Parker doble vástago ($\phi = 2.5 \text{ in } S = 10 \text{ in}$) y servovalvula MOOG serie 76-263 (ver figura26), cuenta con el suficiente espacio para el montaje del sistema de guiado lineal para nuestra masa de prueba y modelos o prototipos para futuras investigaciones. Además puede ser anclada en cualquier lugar donde halla espacio suficiente y tenga los cimientos adecuados (preferiblemente una gran masa de reacción que evite entregar vibraciones al edificio donde se encuentre el laboratorio).

Para la validación del diseño del marco base se consideraron como alternativas el uso de métodos matemáticos tradicionales y métodos de elementos finitos. La primera obliga a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa lo que trae consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

Figura 26. Marco Base de la mesa vibratoria.



Por tal motivo se realizaron análisis estructural y modal mediante método de elementos finitos MEF ya que permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

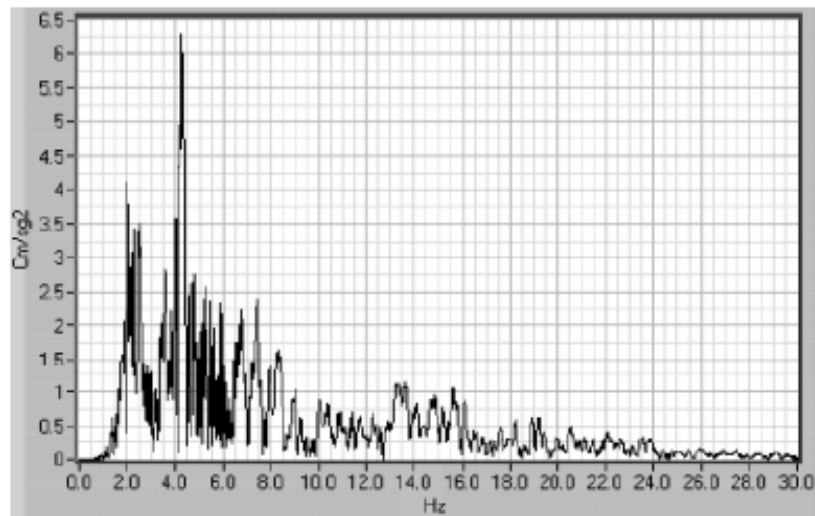
Para implementar el método de elementos finitos en este trabajo de grado se implemento el paquete comercial **ANSYS Workbench** por que permite acceder rápidamente a la solución de un análisis específico, de propósito general para computadoras personales (PC) o estaciones de trabajo, confiabilidad y eficiencia del *solver*.

3.3.1 Análisis Modal (Frecuencia Natural).

Se debe verificar con importancia el hecho de que el marco debe ser lo suficientemente rígido y robusto para que su frecuencia natural se encuentre por

encima del rango de frecuencia de trabajo. Este rango de frecuencia según los registros sísmicos por lo general es de [2-30] Hz y a que es donde se presenta la parte significativa del fenómeno figura 27 componente este-oeste. Amplitud máxima= $6.29 \frac{cm^2}{s}$ para 4 Hz.

Figura 27. Espectro de frecuencias del registro sísmico de Armenia (Colombia).



Fuente: Registro acelero gráfico del sismo de Armenia Colombia, proporcionados por INGEOMINAS.

El análisis modal en Simulation-Workbench de ANSYS es una herramienta que permite determinar las características de vibración de una estructura o de los componentes de una maquina.

Para ello se exporta el primer prototipo virtual del bastidor ver figura 28 elaborado en SolidWorks y se crea un análisis Modal.

En “Analysis Settings” se configura el numero de modos a encontrar (ver figura 29). Se hallan los primeros 6 ya que los recursos de cómputo son bastante limitados y para efectos prácticos son suficientes.

Figura 28. Primer prototipo de marco exportado de Solidworks.

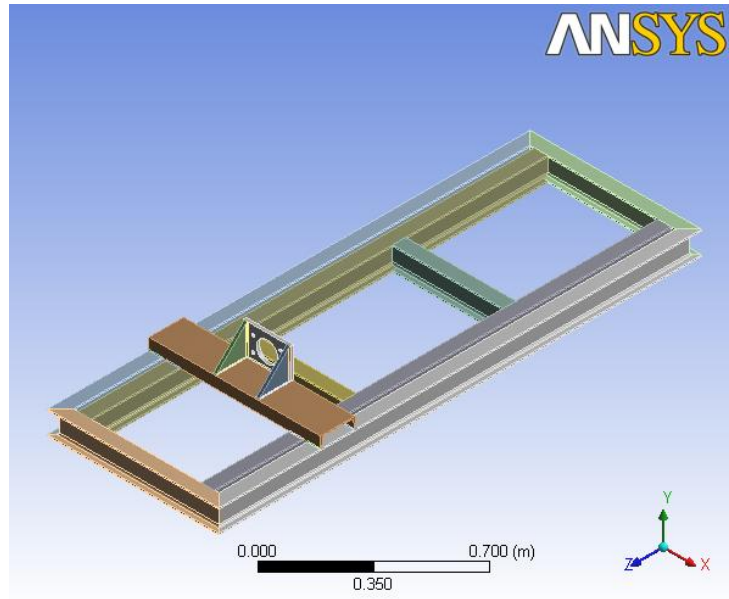
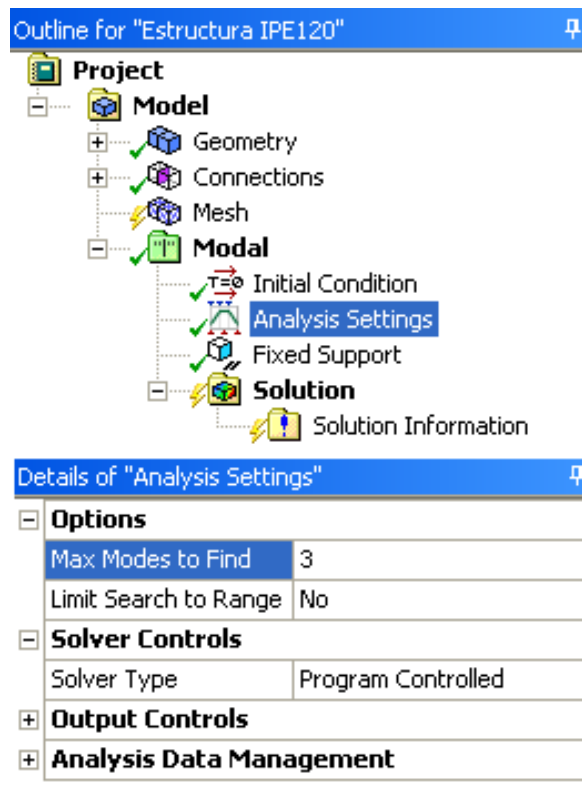


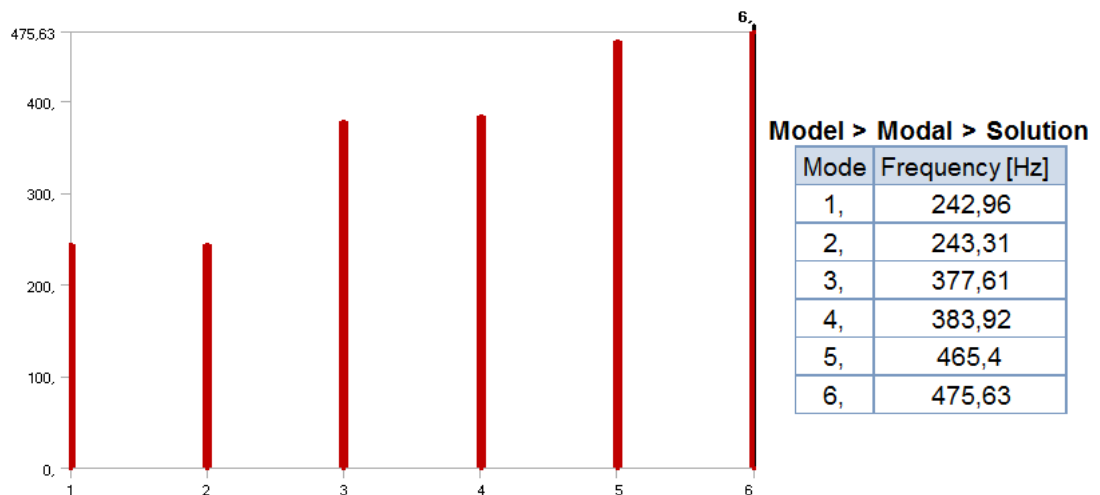
Figura 29. Configuración del análisis modal en ANSYS.



Es necesario configurar las superficies que se consideran fijas o soportes. El marco base es anclado al piso por 8 tornillos de $\varnothing=1"$, lo que brinda gran fuerza de fricción en su parte inferior y la distribuye de buena forma.

Se resuelve el sistema sin configurar algún tipo de resultado como deformaciones o esfuerzos. En "Solution" podemos observar el resultado para los 6 modos de vibración configurados (ver figura 30).

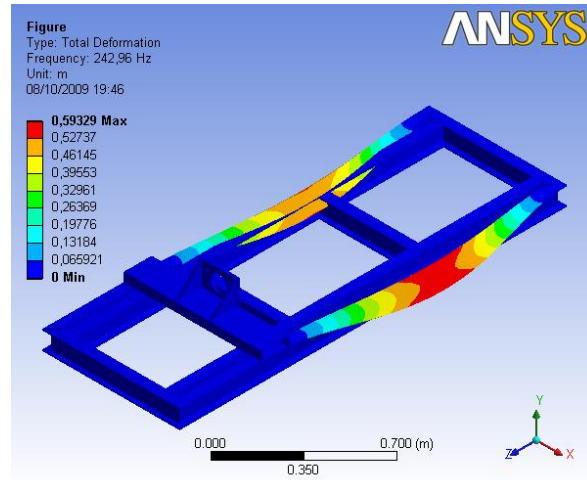
Figura 30. Modos de vibración del primer modelo de marco planteado.



Observando los seis primeros modos de vibración concluimos que el primer modo de vibración se encuentra en 242 HZ, la mesa vibratoria debe alcanzar frecuencias hasta de 30 HZ esto indica que el marco debe tener su frecuencia natural mucho más arriba por lo menos 10 veces más que la frecuencia de trabajo para evitar cualquier interferencia cuando la mesa este funcionando y se quieran recoger datos con acelerómetros.

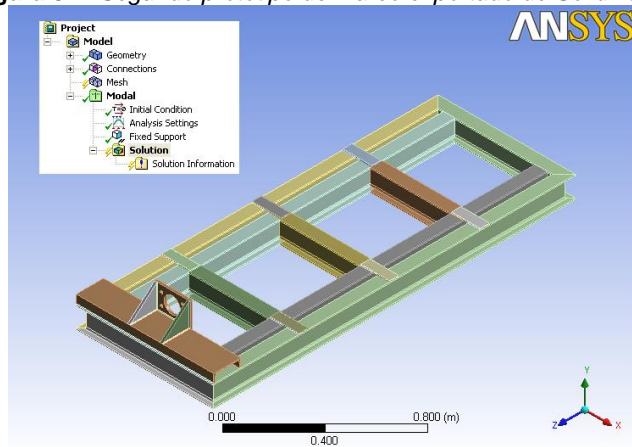
Analizando la figura 31 que muestra la deformación que podría surgir en su primer modo de vibración notamos que los dos perfiles exteriores de marco son el punto débil y el cual debemos reforzar.

Figura 31. Deformación del marco base en su primer modo de vibración.



La decisión que se escogió fue reforzar con otra viga transversal el marco interior para atacar la dirección donde tenemos el primer modo de vibración. Seguidamente los perfiles exteriores sujetarlos al los interiores mediante platinas de acero. Esto conduce a subir la frecuencia natural del marco completo, pues se acorta la distancia de extremo a extremo libre que poseen los perfiles. También se concluyo correr el pie de amigo que sujeta el actuador a un extremo para dejar más espacio libre a la mesa (ver figura32).

Figura 32. Segundo prototipo de marco exportado de Solidworks.



Se repite el mismo procedimiento que se realizo para hallar los primeros 6 modos de vibración. En la figura 33 se puede observar las superficies que fueron configuradas como soportes fijos y en la figura 34 el resultado de los modos de vibración para el segundo prototipo.

Figura 33. Superficies del marco que esta fijas al piso del laboratorio.

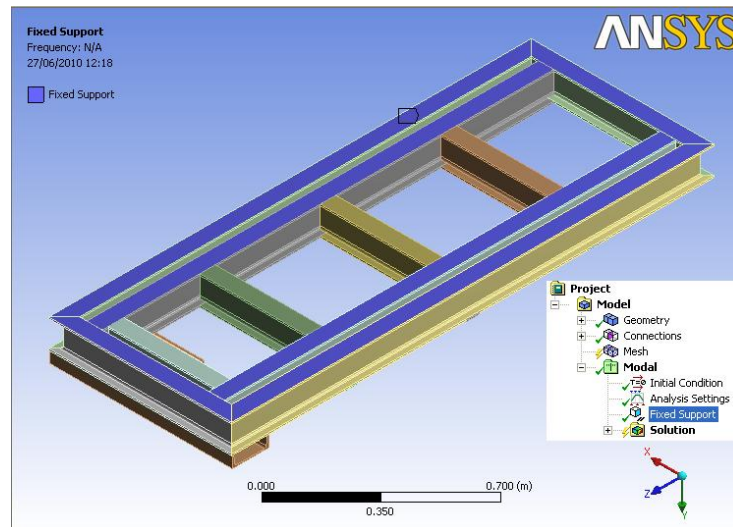
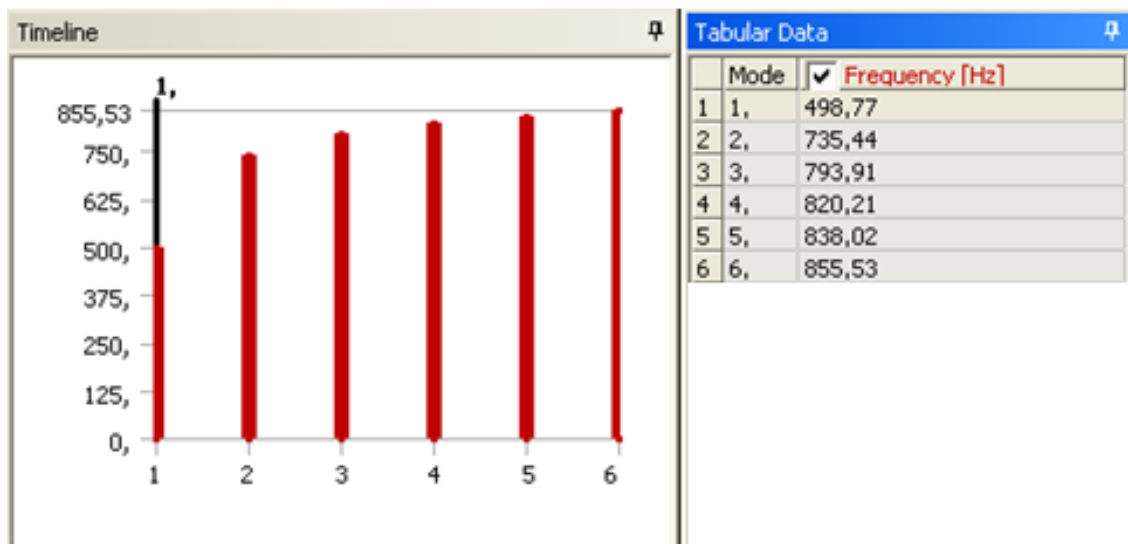


Figura 34. Modos de vibración de la segunda bastidor planteado.



Para visualizar la deformación total o amplitud de la vibración de los primeros 3 modos, se señalan en la grafica “Timeline” e insertamos los resultados (ver figuras 35 y 36)

Figura 35. Amplitud de vibración para los modos de vibración deseados.

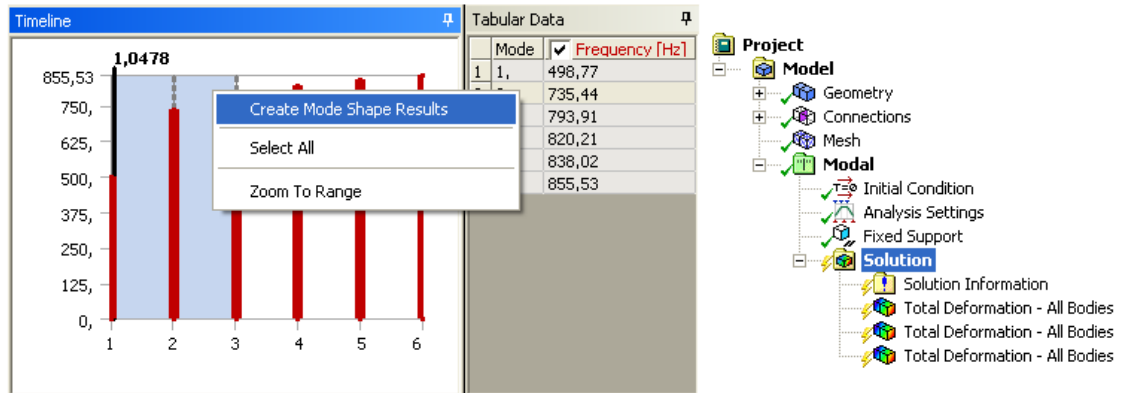


Figura 36. Resultado de análisis modal en SIMULATION WORKBENCH ANSYS del bastidor 2.

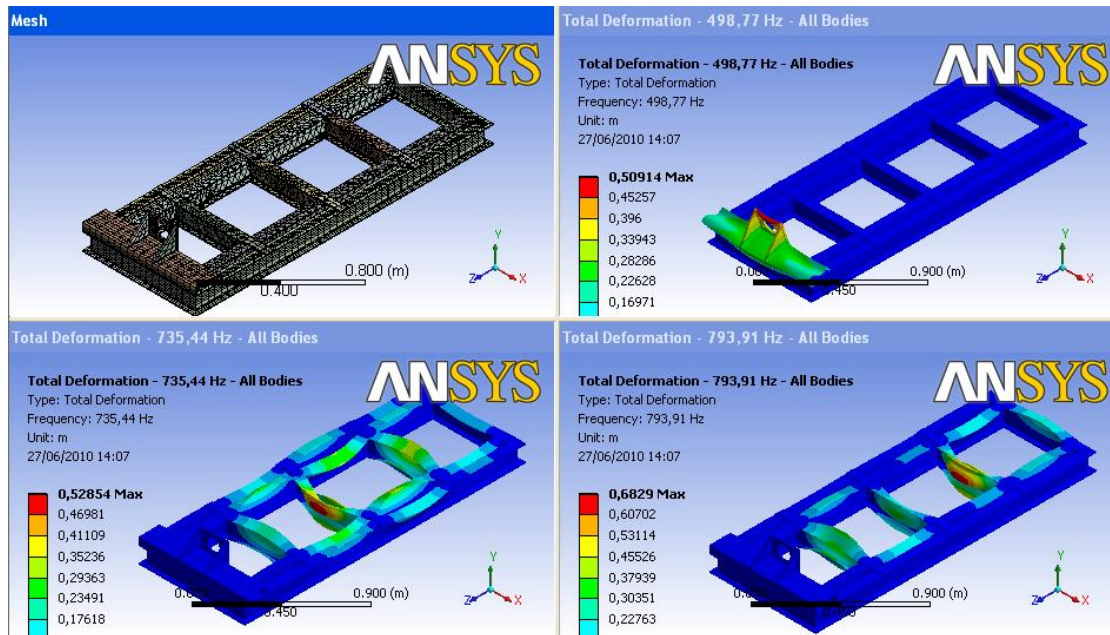


Tabla 3. Resultados del Análisis Modal

Modo de Vibración No.	1	2	3	4	5	6
Prototipo 1 (Hz)	242,96	243,31	377,61	383,92	465,4	475,63
Prototipo 2 (Hz)	498,77	735,44	793,91	828,21	838,02	855,53

Observado la tabla 3 se concluye que la frecuencia natural del prototipo No. 2 es casi dos veces la del prototipo No. 1, siendo también mucho más elevada que la frecuencia de trabajo de una mesa vibratoria y del actuador. Después de haber estudiado el rendimiento del diseño del marco base someténdolo a condiciones más severas que las que se presentaran en la realidad se procedió a su construcción.

3.3.2 Validación del análisis modal.

Construido y anclado el marco base, se realizó el análisis modal experimental con el analizador de vibraciones marca CSI de referencia 2117 y acelerómetro de sujeción manual de marca CSI de referencia 350, ambos equipos pertenecen al Laboratorio de Vibraciones Mecánicas.

Para hallar los modos de vibración el analizador requiere de un golpe sobre el marco como pulso de excitación por tres veces (ver figura 37).

El resultado para los primeros 3 modos de vibración fue:

Frecuencia Natural experimental: Fn_{exp}

el porcentaje de error con respecto al análisis modal en SIMULATION WORKBENCH ANSYS es:

$$Fn_{1exp} = 481 \text{ Hertz} \quad \%err_{n1} = 3.69\%$$

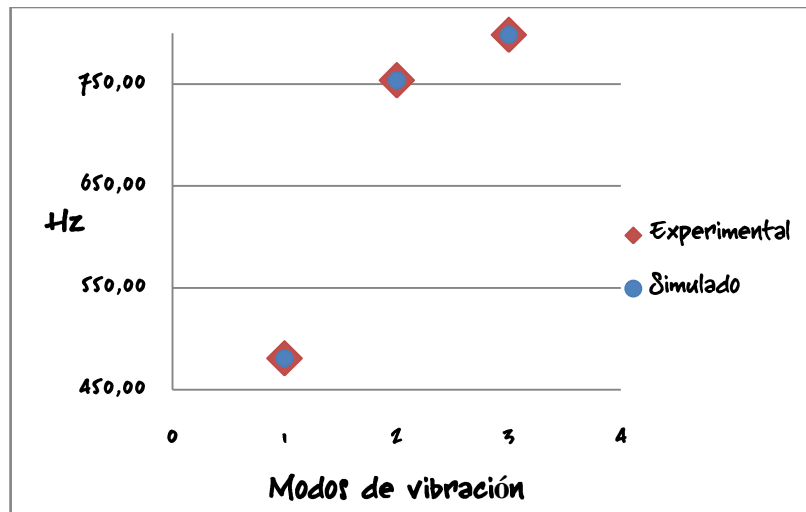
$$Fn_{2exp} = 753.8 \text{ Hertz} \quad \%err_{n2} = 2.44\%$$

$$Fn_{3exp} = 798.6 \text{ Hertz} \quad \%err_{n3} = 0.58\%$$

Figura 37. Medición experimental de la frecuencia natural de la estructura base.



Figura 38. Comparación de los resultados de los modos de vibración.



Las 3 principales fuentes de error en el método de elementos finitos son la discretización, formulación y errores numéricos. Los errores de discretización

resultan de transformar el sistema físico (continuo) en un sistema de elementos finitos y pueden estar relacionados con el modelamiento de la forma externa del elemento, condiciones externas, etc. Errores de formulación que surgen del uso de los elementos que no describen de forma precisa el comportamiento del problema físico. Los errores numéricos ocurren como resultado de los procedimientos de cálculo numérico y ese concierne más a los desarrolladores del software que a los usuarios.

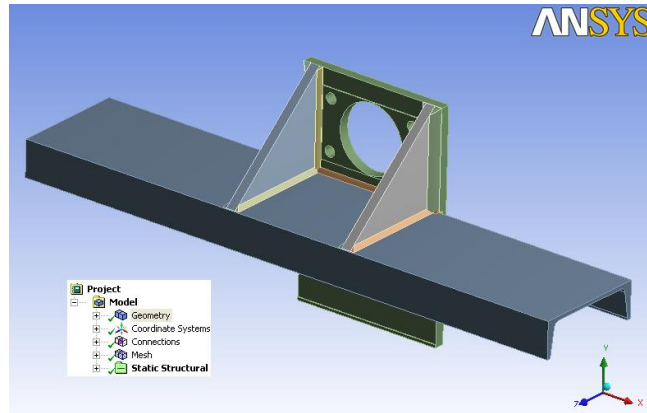
En definitiva el resultado de esta prueba experimental es satisfactorio, se da por hecho que el marco base está apto para el rango de frecuencia de trabajo que se espera del servoactuador.

3.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL SOPORTE PARA EL ACTUADOR.

El análisis estructural en ANSYS- Workbench fue utilizado para el diseño en esta etapa ya que con él es posible determinar los desplazamientos, tensiones, deformaciones del modelo. Este método es muy versátil y poderoso y permite obtener información del comportamiento de piezas u objetos de forma complicada bajo cualquier carga imaginable.

El soporte del actuador o pie de amigo en el marco base es el elemento sobre el cual es montado el servomecanismo hidráulico, por tal motivo debe contar con gran resistencia y rigidez para absorber las cargas dinámicas que el cilindro trasmite. Conocemos la geometría real del problema pero para realizar el análisis debemos simplificarla al máximo en función del objetivo de análisis ya que la mayoría de los detalles son superfluos y lo único que conllevan es un uso excesivo de tiempo de cálculo y de espacio de almacenamiento. El modelo resultante para esta etapa del diseño se observa en la figura 39.

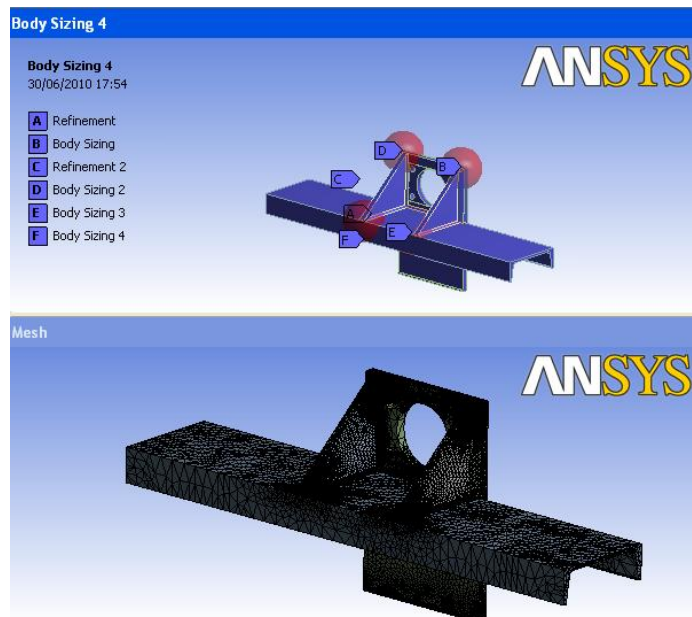
Figura 39. Pie de amigo modela en ANSYS-Workbench.



Se configuran como soportes fijos las superficies donde se aplica la soldadura en el perfil de acero C160 y la placa de acero de 1/2" para fijar al resto del marco. En las áreas de interés se incrementa la densidad de elementos mediante los volúmenes de influencia y superficies refinadas.

La figura 40 se muestra el mallado del pie de amigo. Incremento de la densidad de elementos para las áreas de interés.

Figura 40. Mallado del pie de amigo en ANSYS-Workbench.



Para poner a prueba nuestro modelo se aplico una carga sinusoidal por ser la que representa la condición más crítica. La frecuencia para esta carga fue de 5 Hz y su amplitud una masa de 300 Kg a 2 g (Aceleración). La ecuación para la carga sinusoidal será:

$$F_{ensayo} = F_{max} * \text{seno} (2 * \pi * f * t) \quad (3.1)$$

Donde,

$$F_{max} = m * a = 300 [Kg] * 2 * 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 5886 [N] \quad (3.2)$$

Si $f = 5 [Hz]$ y reemplazando la ecuación 2 en 3 tenemos:

$$F_{ensayo} = 5886 * \text{seno} (10\pi t) [N] \quad (3.3)$$

Con la ecuación 3 creamos la carga en *Engineering Data* y la exportamos a nuestro análisis estructural.

Figura 41. Carga sinusoidal para la prueba del modelo.

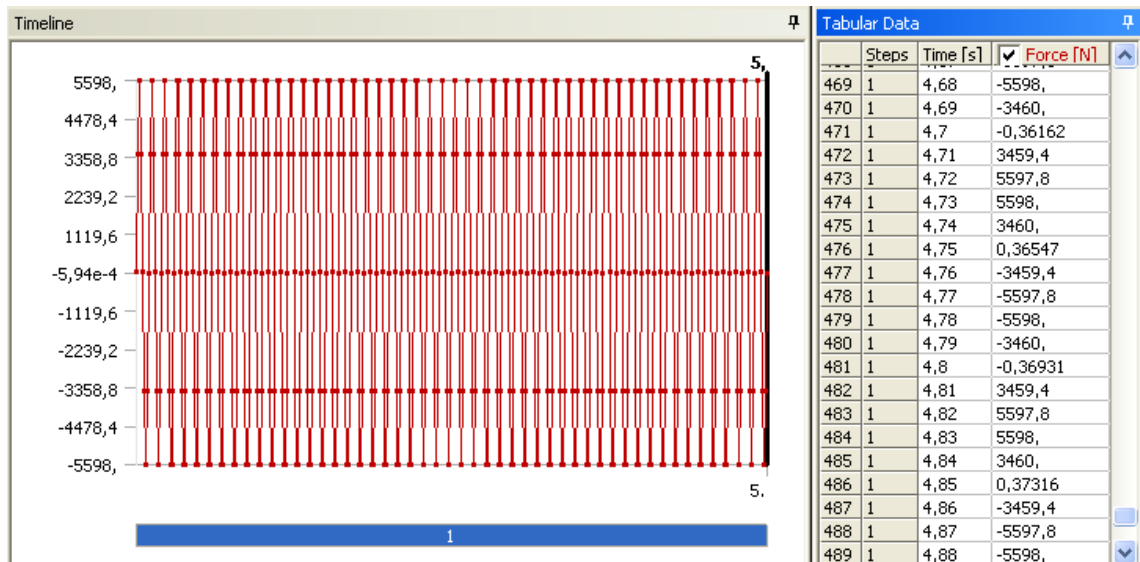


Figura 42. Esquema de la aplicación de la carga sobre el soporte del actuador

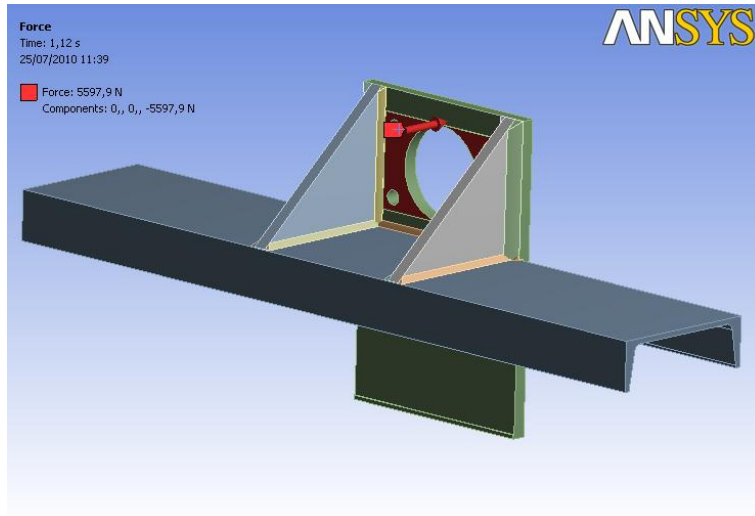
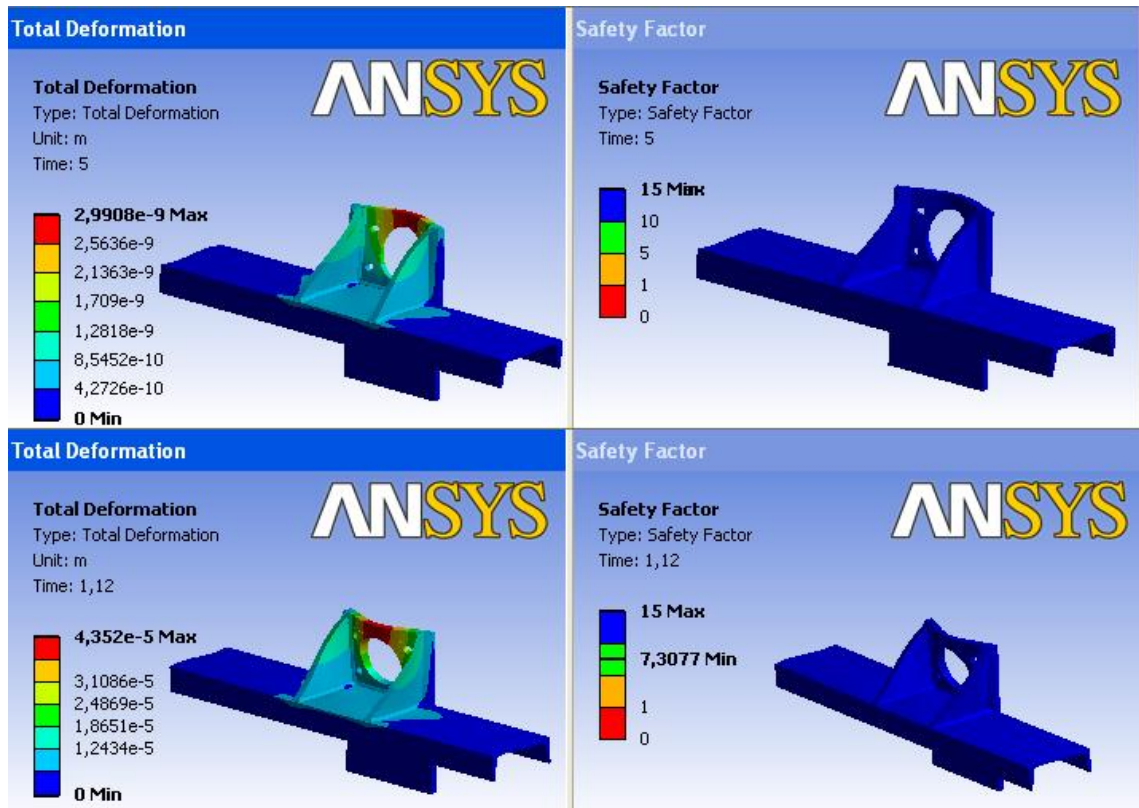


Figura 43. Deformaciones y factor de seguridad del pie de amigo en las dos direcciones de la fuerza

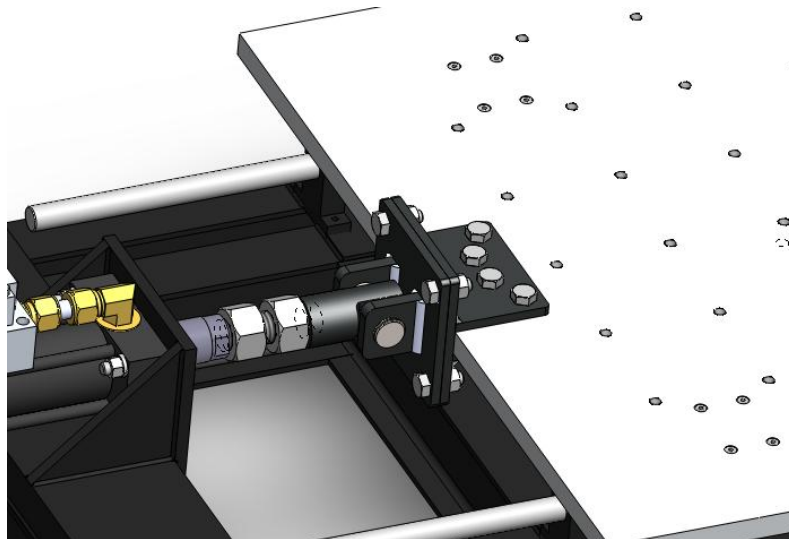


El modelo es puesto a prueba y se captura en dos oportunidades la deformación total y el factor de seguridad basado en la teoría de falla del máximo esfuerzo equivalente por Von Mises-Hencky. [7]

En la figura 43 se muestra que el factor de seguridad se encuentra arriba de 5, lo que cumple con las expectativas de un buen diseño ya que los esfuerzos a los que se encuentra sometido el pie de amigo se encuentran muy por encima del límite de fluencia del material.

3.5 ANALISIS ESTRUCTURAL DE LA CONEXIÓN HORQUILLA-PLACA

Figura 44. Ensamble de la conexión Horquilla-Placa

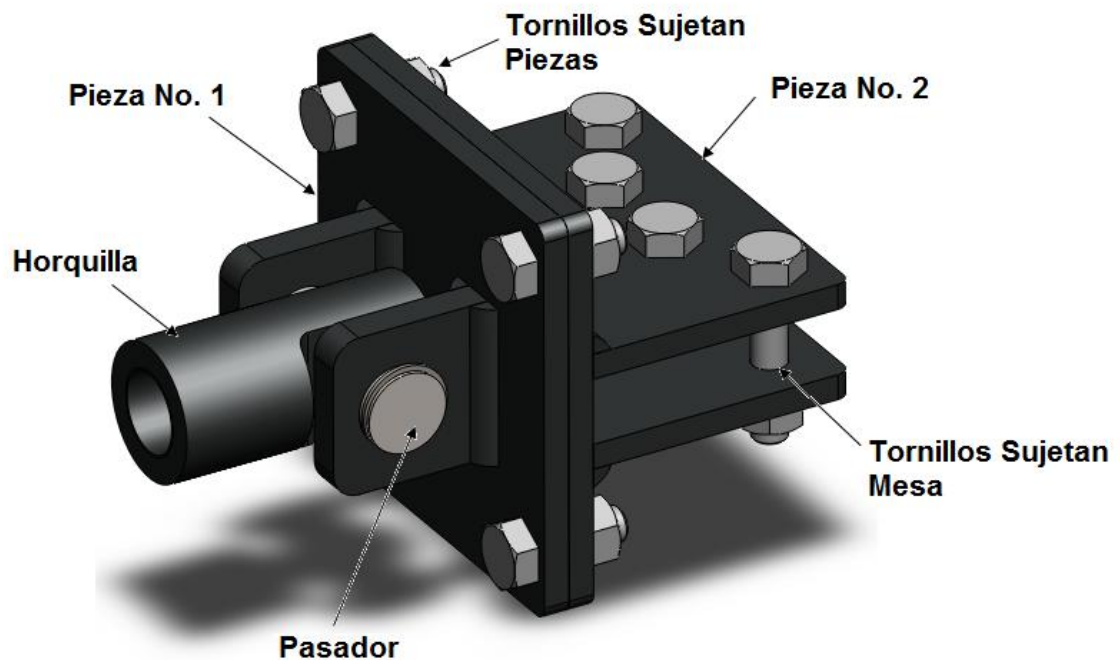


La conexión horquilla-placa es muy importante en el sistema de la mesa vibratoria, pues es la pieza que sujeta el actuador con la placa donde se fijan los modelos a estudiar (ver figura 44). Debe garantizar que la placa de aluminio se mueva exactamente con el actuador, pues cualquier diferencia de desplazamiento entre

los dos ocasionaría vibraciones indeseadas y falsa captura de datos, pues el sensor de posicionamiento está sujeto al actuador.

Se optó por fabricar dos piezas en acero soldadas y maquinadas para obtener un ajuste óptimo, la primera entra en la horquilla que posee el actuador hidráulico PARKER, la otra sujeta la mesa de ensayos y estas a su vez se encuentran unidas mediante cuatro tornillos. Ver ensamble en las figuras 44 y 45.

Figura 45. Vista Componentes de la conexión Horquilla-Mesa



Las fuerzas que recaen sobre la conexión por el principio de acción y reacción es exactamente la misma que experimenta en soporte del actuador, por consiguiente se realizó el mismo análisis de fatiga a las dos piezas de esta conexión, con la misma carga sinusoidal creada anteriormente y que se ve en la figura 41.

Para mejorar el rendimiento del programa y la computadora se realiza el análisis de las dos piezas independientemente, se elabora un mallado y se localizan

cargas y superficies fijas a cada pieza. Como se puede observar en la figura 46 es necesario realizar algunas modificaciones a las piezas para poder obtener un resultado más acorde a la realidad.

En la primera pieza se fijan las secciones circulares alrededor de los agujeros donde entran los tornillos y en el pasador es necesario hacer un corte para poder ingresar la fuerza en la dirección horizontal como en realidad la horquilla la transmite a la pieza. En la siguiente pieza se adapta una placa más pequeña en la que se aplica la fuerza y esta le transmite a los pernos que la sujetan, las secciones fijas son áreas circulares alrededor de los agujeros donde se unen las dos piezas.

Figura 46. Esquema de la aplicación de la carga sobre la conexión Horquilla-Mesa

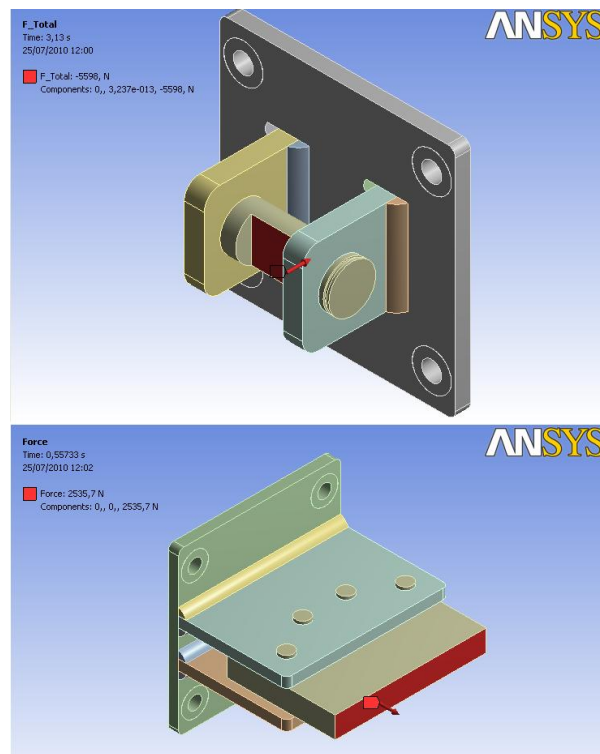


Figura 47. Deformaciones y factor de seguridad de la primera pieza de la conexión horquilla-placa en las dos direcciones de la fuerza

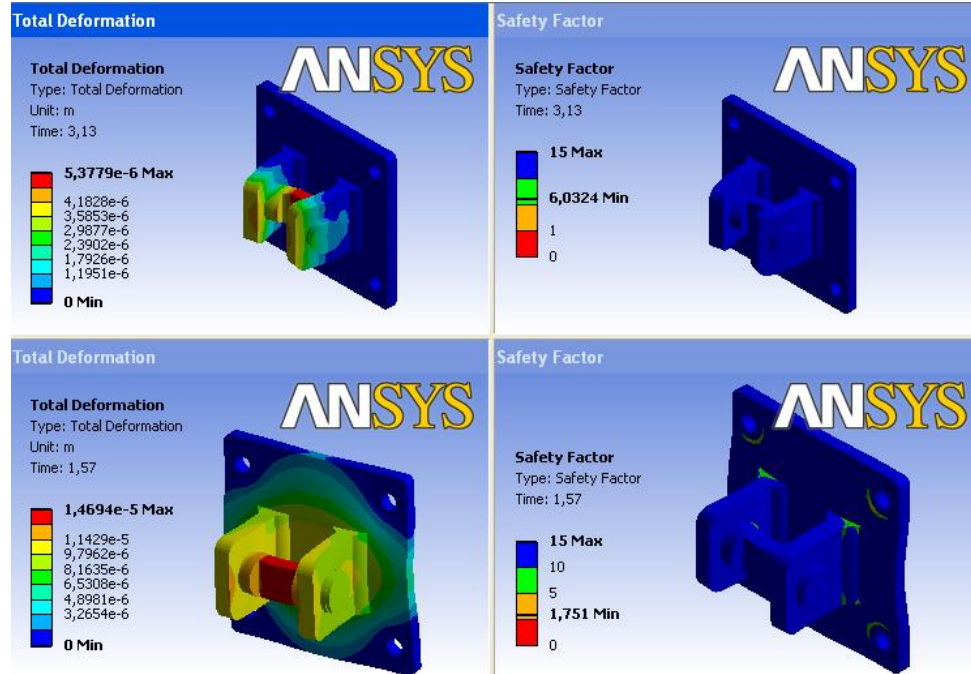
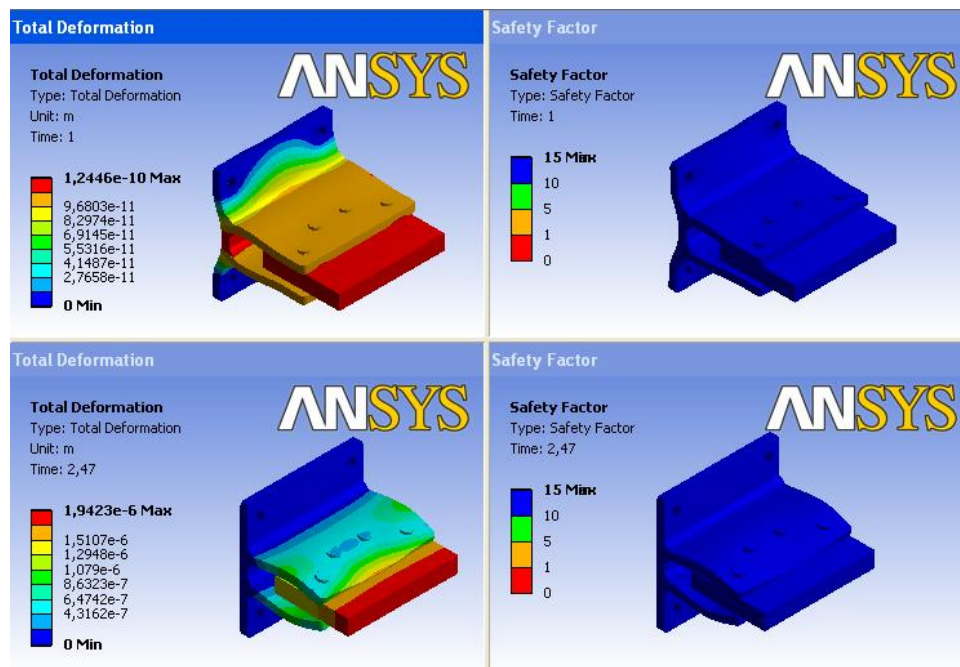


Figura 48. Deformaciones y factor de seguridad de la segunda pieza de la conexión horquilla-placa en las dos direcciones de la fuerza

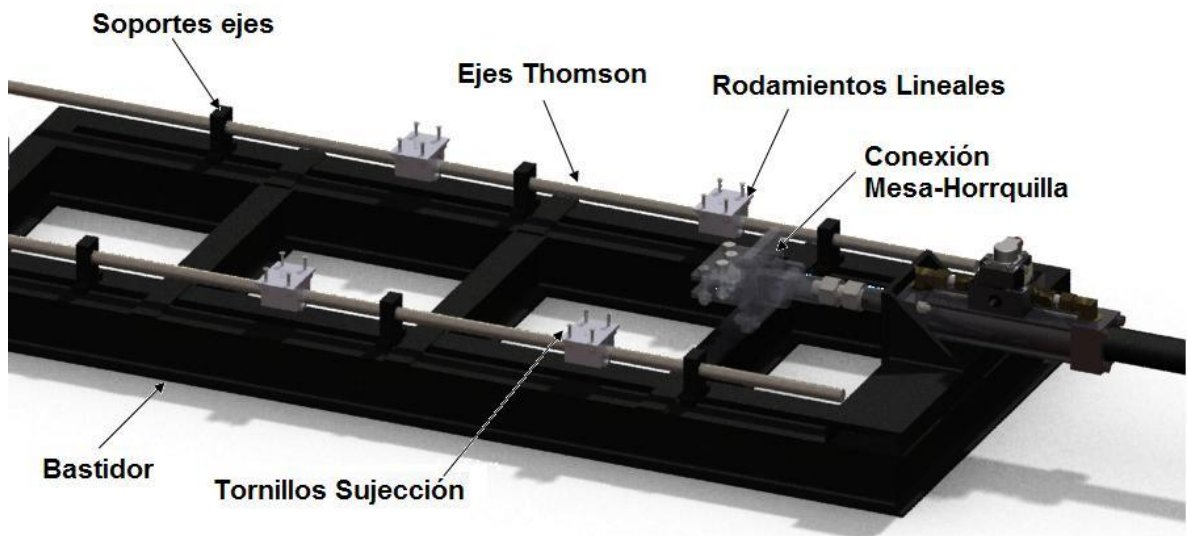


Se desarrolla el análisis estructural de las piezas con los mismos parámetros que se introdujeron para el pie de amigo, en las figuras 47 y 48 se pueden observar algunas imágenes de los resultados obtenidos por la simulación: las deformaciones y el factor de seguridad en las dos direcciones que toma la fuerza al actuar en las piezas.

Los resultados son satisfactorios, pues las deformaciones son admisibles en el sistema y los esfuerzos resultantes no alcanzan los permisibles del material ni la soldadura

3.6 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Figura 49. Componentes del sistema de guiado lineal



La vida de sistema de deslizamiento (ver figura 49) se puede calcular fácilmente con la capacidad de carga del rodamiento, la dureza del eje y la carga aplicable. Sin embargo, en muchos casos, el fracaso en el sistema de deslizamiento puede

ser causado por el diseño incorrecto de elementos periféricos al rodamiento, incluido el eje y el alojamiento, la operación de montaje inadecuado o indebido. Una seria consideración de estos factores periféricos, además de capacidad de carga, son altamente recomendables cuando se está diseñando un sistema de guiado para alguna aplicación.

La capacidad de carga dinámica es la carga que permite una duración de vida de 2 millones de pulgadas (50 km), sin cambiar su magnitud y dirección. La duración de vida se puede obtener de la siguiente ecuación.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times 2 \times 10^6 \quad (3.4)$$

$L =$ Vida de trabajo (pulgadas) $C =$ Carga dinámica de trabajo (lbs)
 $P =$ Carga (lbs)

En el uso práctico de un rodamiento, otros factores que afectan la vida, tales como la dureza del eje y condición de carga deben ser consideradas. La ecuación para el cálculo de la vida del rodamiento debe considerando estos factores adicionales es:

$$L = \left(\frac{f_h C}{f_w P}\right)^3 \times 2 \times 10^6 \quad (3.5)$$

$f_h =$ Factor de dureza $f_w =$ Coeficiente de carga

Duración de vida en horas se puede calcular mediante la obtención de la distancia de viaje por unidad de tiempo de la siguiente manera:

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot L_s \cdot N_1 \cdot 60} \quad (3.6)$$

$L_h =$ Vida de trabajo en horas

$L_s =$ Longitud de la carrera

$N_1 =$ Numero de ciclos por minuto

$L =$ Vida de trabajo (pulgadas)

Figura 50. Factor de dureza en los ejes

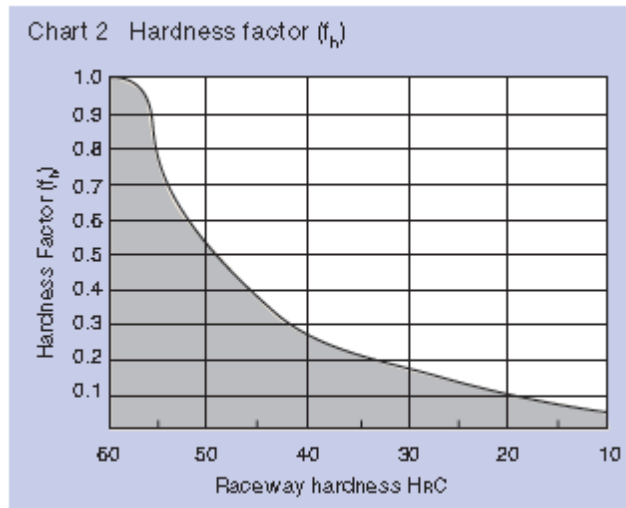


Tabla 4. Condiciones de operación de los rodamientos

CONDICIONES DE OPERACIÓN	(f_w)
Operación a baja velocidad (600 in/min o menor) sin choques impulsivos.	1 - 1.5
Operación a media velocidad (2400 in/min o menor) sin choques impulsivos.	1.5 - 2.0
Operación a alta velocidad (mayores de 2400 in/min) con choques impulsivos.	2.0 - 3.5

Al calcular la carga del rodamiento es necesario obtener exactamente el peso, la fuerza inercial basada en la velocidad, momento de carga y cada transición a medida que pasa el tiempo. Sin embargo, es difícil calcular con precisión esos valores porque el movimiento de vaivén implica la repetición de arranques y paradas, así como la vibración e impacto. Un enfoque más práctico es obtener el coeficiente de carga mediante la adopción de las condiciones de funcionamiento efectivo.

El eje debe estar endurecido a 60-65 HRC cuando un sistema de guiado de este tipo se usa. Si no se endureció, la carga admisible se reduce y la vida del rodamiento se acortará (ver figura 50).

3.6.1 Cálculo de la vida de trabajo de los rodamientos

Características del montaje:

Carga por rodamiento: 165 lbs

Dureza del eje: 60 HRC

Distancia del recorrido: 2"

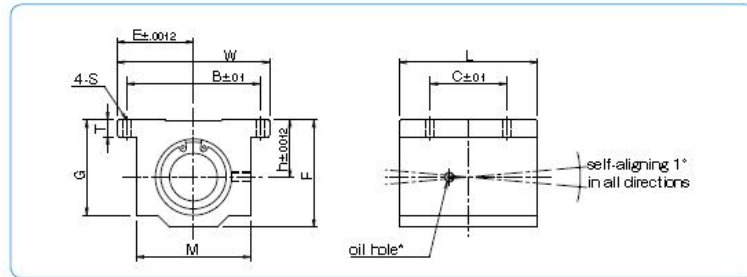
Rodamiento: TWA16. NB

Rata de ciclos por minuto: 300

Velocidad de rodamiento: 1200"/min

Del catalogo de rodamientos NB encontramos la carga dinámica del rodamiento:

Figura 51. Tabla de características de los rodamientos tipo TWA de NB



part number	nom. shaft dia.	major dimensions									mounting dimensions				basic load rating		mass
		h	E	W	L	F	T	G	M	B	C	S	dynamic C	static Co			
	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	inch	lbf	lbf	lbs
TWA 4UU	1/4	.4370	.8125	1.625	1.188	.813	.188	.750	1.000	1.312	.750	.166	.60	80	.090		
TWA 6UU	3/8	.5000	.8750	1.750	1.313	.938	.188	.875	1.125	1.437	.875	.166	.96	120	.120		
TWA 8UU	1/2	.6870	1.0000	2.000	1.688	1.250	.250	1.125	1.375	1.688	1.000	.166	230	290	.246		
TWA 10UU	5/8	.8790	1.2500	2.500	1.938	1.625	.281	1.437	1.750	2.125	1.125	.188	400	500	.465		
TWA 12UU	3/4	.9370	1.3750	2.750	2.063	1.750	.313	1.563	1.875	2.375	1.250	.188	470	590	.563		
TWA 16UU	1	1.1870	1.6250	3.250	2.813	2.188	.375	1.938	2.375	2.875	1.750	.219	860	1060	1.200		
TWA 20UU	1-1/4	1.5000	2.0000	4.000	3.625	2.813	.438	2.500	3.000	3.500	2.000	.219	1230	1530	2.380		
TWA 24UU	1-1/2	1.7500	2.3750	4.750	4.000	3.250	.500	2.875	3.500	4.125	2.500	.281	1480	1850	3.460		
TWA 32UU	2	2.1290	3.0000	6.000	5.000	4.063	.625	3.625	4.500	5.250	3.250	.406	2430	3040	6.830		

* Provided with push-in oil fitting for 1/4" to 1/2" sizes. Sizes from 5/8" to 2" offer a 1/4-28 tapped hole with a plug for adding a fitting if desired.

1inch=25.4mm
1lbs = 0.454kg
1lbf= 4.448N

Luego la carga dinámica es: 850 lbs. De la tabla de factor de dureza del eje obtenemos que el $f_h = 1.0$ y de la tabla de condiciones de operación se obtiene un $f_w = 1.8$, entonces encontramos la vida de trabajo del rodamiento:

$$L = \left(\frac{1}{1.8} \cdot \frac{850}{165} \right)^3 \times 2 \times 10^6 = 4.6883219 \times 10^7 \text{ in}$$

Y calculando el tiempo de vida obtenemos:

$$L_h = \frac{4.6883219 \times 10^7}{2 \cdot 2 \cdot 300 \cdot 60} = 651 \text{ h}$$

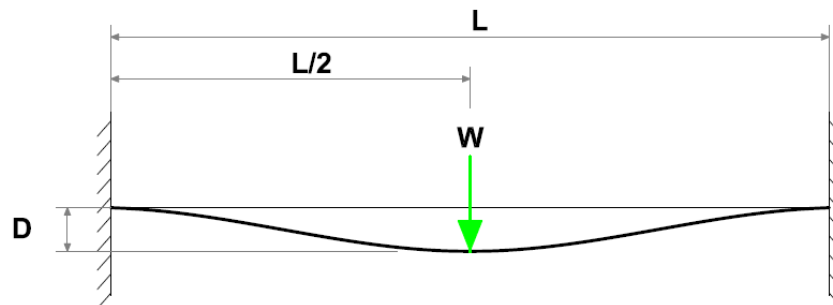
Debido a que las pruebas en la mesa son de muy corto tiempo (orden de minutos por prueba) el pronóstico de vida de los rodamientos es bueno.

3.7 CHEQUEO DE FLEXIÓN EN LOS EJES

Cuando los rodamientos lineales Thomson se utilizan en una configuración apoyada en los extremos es importante asegurar que las desviaciones que ocurran en los ejes se mantengan dentro de las limitaciones permisibles del sistema de lo contrario, el funcionamiento y la vida útil de los componentes del rodamiento lineal se podría reducir y causar fallas prematuras.

Según el diseño establecido para las cargas, el eje se comporta como una viga empotrada apoyada en los dos extremos y la forma más crítica de la carga es en forma puntual en el centro de los ejes de la siguiente forma:

Figura 52. Esquema de sección de eje comportándose como viga.



Donde,

$L =$ distancia entre los soportes.

$W =$ Carga por rodamiento.

$D =$ Deflección en el centro.

La teoría de vigas es una parte de la resistencia de materiales que permite el cálculo de esfuerzos y deformaciones en las mismas. Si bien las vigas reales son sólidos deformables, en teoría de vigas se hacen ciertas simplificaciones gracias a las que se pueden calcular aproximadamente las tensiones, desplazamientos y esfuerzos en las vigas como si fueran elementos unidimensionales. De la resistencia de materiales se encuentra que el modelo anterior se rige por la siguiente ecuación matemática:

$$D = \frac{WL^3}{192 \cdot EI} + \frac{5 \cdot SL^4}{384 \cdot EI} \quad (3.7)$$

$S =$ Peso del eje por pulgada.

$E =$ Modulo de elasticidad del Material del eje.

$I =$ Momento de inercia de la sección transversal del eje.

Reemplazando los valores en la ecuación (3.7) encontramos la flexión máxima en el eje.

$$D = \frac{165 \cdot 23,62^3}{192 \cdot 1.5 \times 10^6} + \frac{5 \cdot 0.222 \cdot 23,62^4}{384 \cdot 1.5 \times 10^6} = 0.00315''$$

Esta deformación máxima en los ejes es permisible para el sistema de guiado lineal, pues está dentro de rango exigido por el fabricante.

3.8 SISTEMA HIDRAULICO

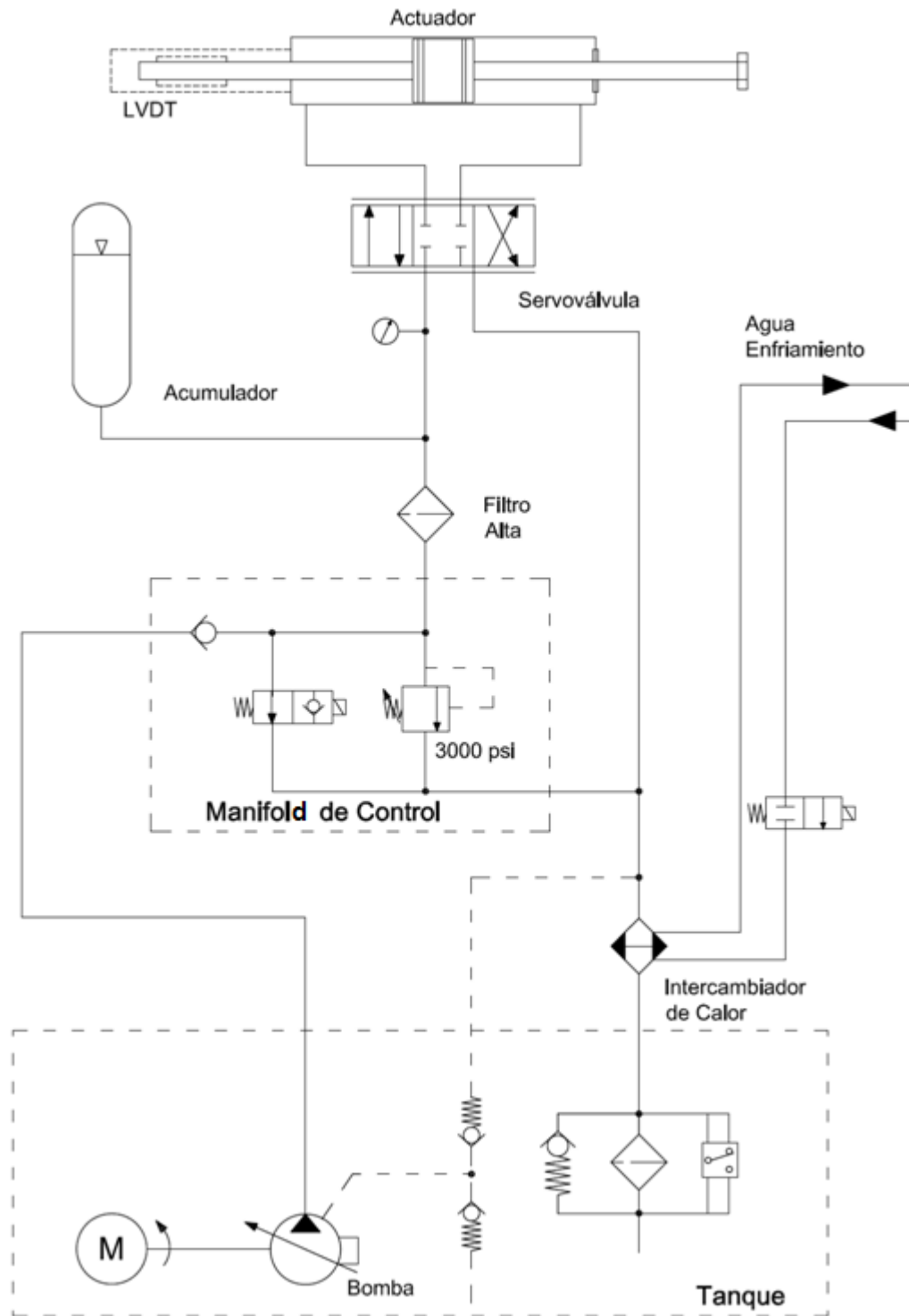
El sistema hidráulico para alimentar el servo actuador tiene como principal elemento la Unidad de Potencia Hidráulica compacta de los reconocidos fabricantes de equipos hidráulicos de laboratorio *MTS System Corporation* (ver figura 53).

La UPH MTS modelo 505.11 posee una bomba de volumen variable, esta extrae el líquido hidráulico del depósito y lo presuriza a la presión ajustada en la salida, típicamente 21 MPa (3000 psi). Una válvula de cheque evita que el fluido hidráulico de ser desviado vuelva nuevamente dentro del depósito. El líquido a presión es controlado por un manifold que posee una electroválvula que cambia los niveles de presión (alta-baja) y una válvula de descarga o alivio ajustable tarada en 22.4 MPa (3250 PSI) (ver figura 54)

Figura 53. Unidad Hidráulica de Potencia MTS modelo 505.11



Figura 54. Diagrama del Sistema Hidráulico de la Mesa vibratoria



La unidad comienza automáticamente en la presión baja para reducir el amperaje necesario para arrancar, que ampliará vida de la bomba y del motor. Al funcionar en este ajuste, el líquido de la presión baja está disponible para el circuito hidráulico. La presión baja es lograda vertiendo una porción del líquido hidráulico a través del solenoide de alta presión y devolviéndola al depósito. Al seleccionar la presión alta se bloquea la perilla de baja y pone todo el líquido hidráulico presurizado a disposición del circuito hidráulico.

Antes de llegar a la servoválvula la cual posee un ancho de banda de 180Hz a 3dB el fluido hidráulico presurizado carga un acumulador hidráulico de vejiga, este proporciona mayor respuesta dinámica al sistema, pues cuando el actuador necesita un gran pico de caudal este suministra esa demanda, incrementando la velocidad.

Tabla 5. Características generales de la Unidad Hidráulica

Especificaciones Generales UPH	
Parámetro	Especificación
Temperatura de Operación	5-40°C (41-104°F)
Fluido Hidráulico	Shell Tellus 46 AW
Filtro	3 micrones
Capacidad del Tanque	174 L (46 Gal)
Voltaje Potencia	220 V AC 50/50 Hz
Voltaje Control	24 V DC
Máxima Presión	21 Mpa (3000 psi)
Máximo Flujo Bomba	41,6 L/m (11 gpm)
Potencia Motor	18,6 Kw (25 hp)
Acumulador externo unidad	1 Galón (tipo vejiga)

Se debe disponer de filtros hidraulicos, debido a que una fuente de contaminación es la exposición del vástago del cilindro a la contaminación atmosférica, la cual se introduce al retraerse éste. Además, por el solo hecho de utilizar el aceite, se van

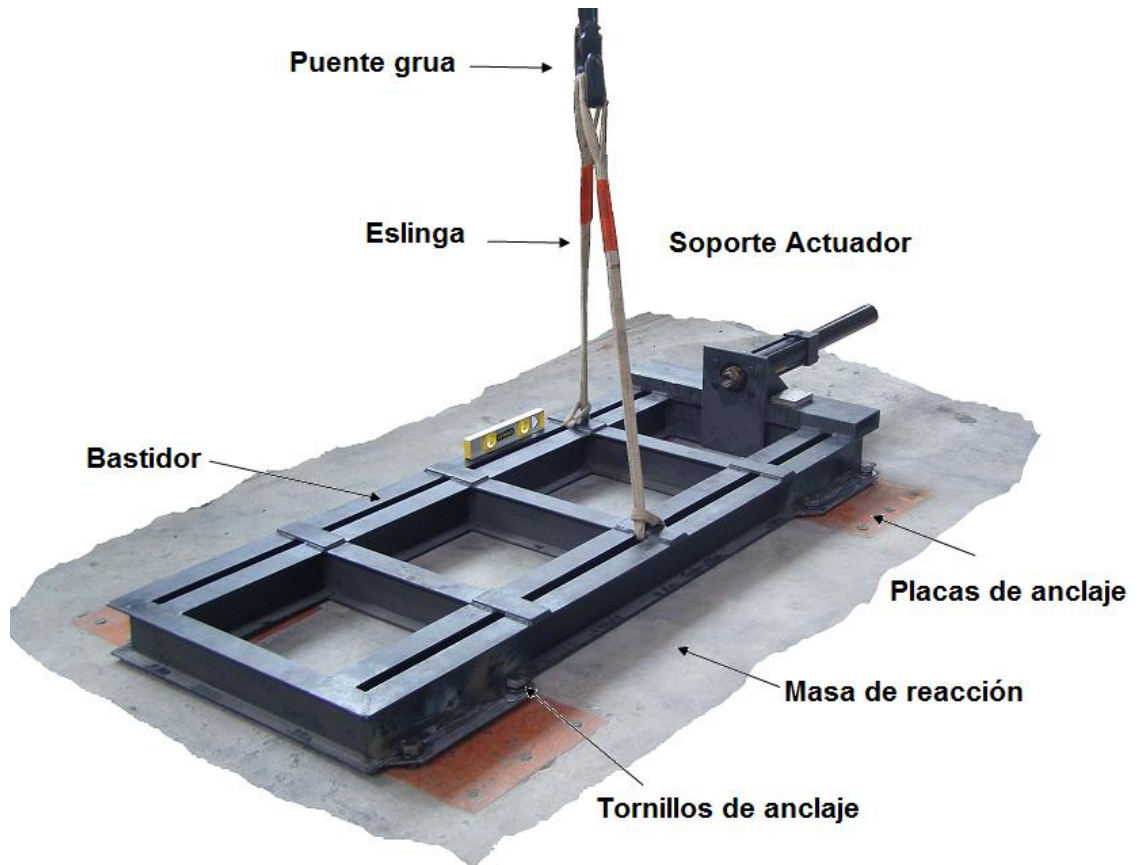
creando impurezas que se deben sacar del sistema; ya que un aceite contaminado afecta el rendimiento de bomba, servo-actuador, servo-válvula, etc. Se utiliza un filtro de alta presión en la línea de presión del sistema, de manera que la alimentación de los otros componentes sea con un aceite depurado. Además, se utiliza un filtro al retorno, de modo que el aceite sea filtrado al llegar al depósito.

3.9 INSTALACION DE LOS EQUIPOS

Para la fabricación y montaje de la mesa vibratoria, fue necesario realizar varios trabajos, estos presentan distintos grados de dificultad, siendo algunos más complejos que otros. El montaje de los elementos que conforman la mesa tiene el grado de dificultad que debe quedar muy bien alineada y nivelada para un buen funcionamiento del sistema. A continuación se numeran distintos trabajos que son desarrollados para la construcción del proyecto.

1. Diseño y construcción de base en perfil estructural que soporta la mesa y el cilindro hidráulico, para que el sistema completo sea portátil y se pueda trasladar fácilmente a cualquier sitio.
2. Selección de ejes y rodamientos adecuados para soportar las cargas que se presente en la mesa.
3. Diseño y construcción de la mesa sobre la cual se instalan los prototipos a ensayar, con una matriz de agujeros para la sujeción adecuada de los mismos.
4. Diseño y construcción de la junta que une el servo actuador con la mesa.
5. Posicionamiento de la estructura que soporta el servo-actuador, los ejes, rodamientos y mesa a la loza de reacción del laboratorio de estructuras metálicas en civil (ver figura 55).

Figura 55. Instalación del bastidor sobre masa de reacción en el Laboratorio.



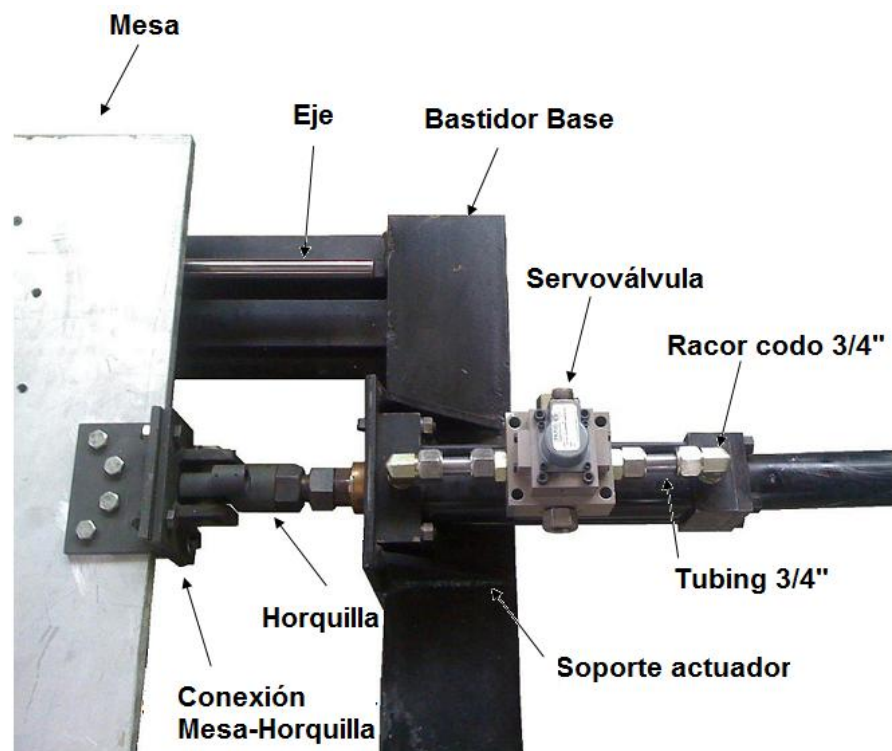
6. Ensamble y alineación del sistema sobre la estructura base. Debido a la precisión solicitada para la colocación de las guías lineales, la nivelación de los ejes de acero es crítica. Por lo tanto, se rectifican las alas superiores de los perfiles para cumplir con la precisión requerida. Se nivelan los ejes mediante equipos electrónicos de precisión.

7. Instalación de la mesa sobre guías lineales, mediante la sujeción de la misma a los rodamientos y estos dentro de los ejes. Comprobación del paralelismo de los ejes y alienación.

8. Alineación y ensamble del servo actuador con la mesa, sujetándolos con la horquilla y acople diseñados.

7. Posicionamiento de la unidad de potencia hidráulica en su lugar de operación. Realización de las conexiones eléctricas e hidráulicas necesarias para su funcionamiento.

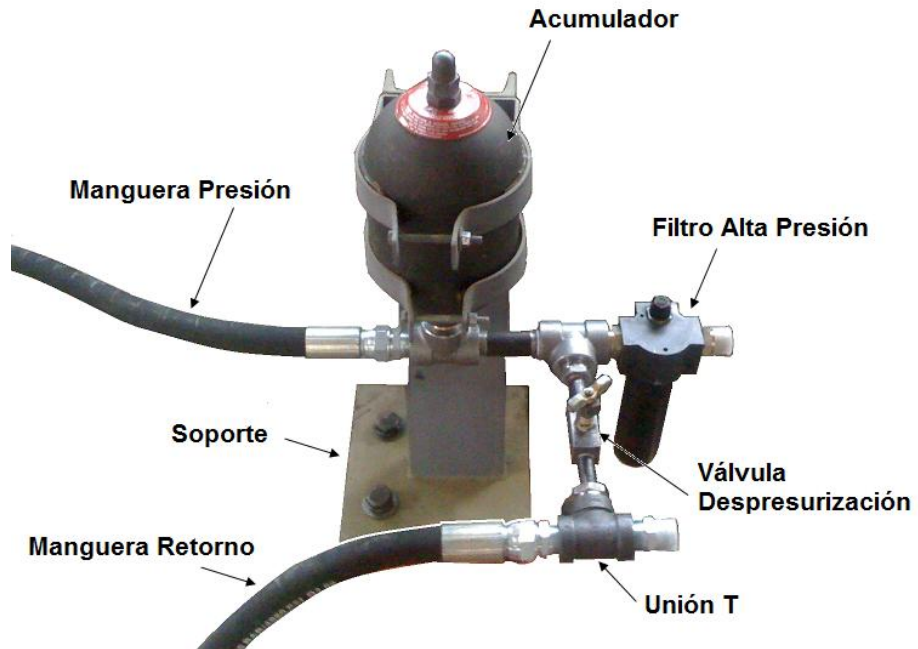
Figura 56. Instalación de Servoactuador, Placa de aluminio y Conexión horquilla-mesa



8. Instalación del Acumulador, filtro y cheque a la entrada de la servo válvula con su respectivos accesorios y soportes.

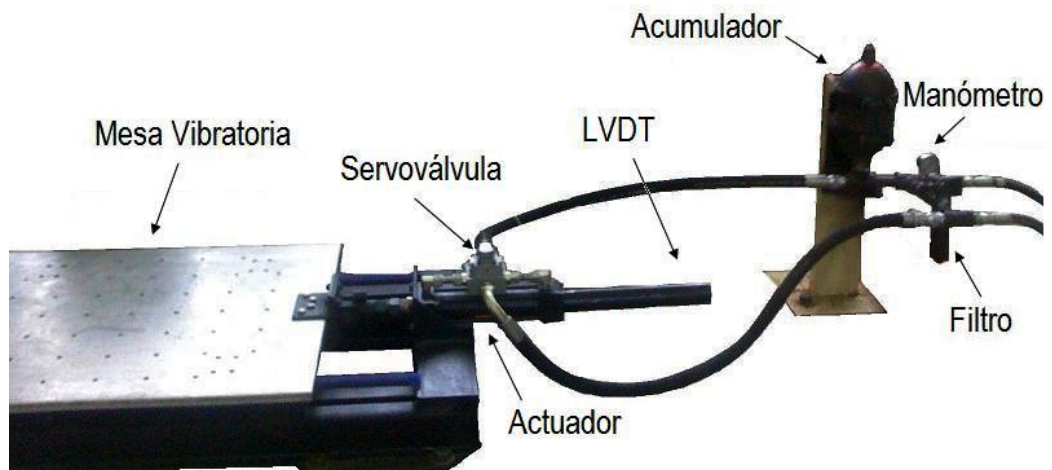
9. Conexión de la servo válvula y accesorios con la unidad de potencia.

Figura 57. Conexión de accesorios hidráulicos



10. Instalación de equipos electrónicos: Tarjeta amplificadora de señal de la servo válvula, LVDT, acondicionador de señal del LVDT, tarjeta de adquisición de datos, generador de señales y equipo computarizado.

Figura 58. Montaje global del servoactuador hidráulico



3.10 DESEMPEÑO DEL SERVOACTUADOR

En esta sección se muestra cómo responde el equipo hidráulico frente a los requerimientos de la mesa. De la curva trazada en el gráfico tri-logarítmico (ver figura 59), donde se muestra la respuesta de la mesa para un pico de aceleraciones de 2 [g], velocidades de 0.39 [m/s] y desplazamientos de 0.05 [m] se obtendrán los desplazamientos, velocidades y aceleraciones para distintas frecuencias.

Los resultados se obtienen en base a los diámetros del émbolo y vástago, caudal nominal, variación de presión nominal y masa. Las fórmulas utilizadas son las siguientes:

$$v = \omega \cdot d \quad (3.8)$$

$$a = \omega^2 \cdot d \quad (3.9)$$

$$Q = v \cdot A_p \quad (3.10)$$

$$\frac{Q}{Q_n} = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_n}} \quad (3.11)$$

$$\Delta P = 210 \times 10^5 - P_{carga} \quad (3.12)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (3.13)$$

v = Velocidad del actuador

d = Desplazamiento del actuador

a = Aceleración del actuador

ω = Frecuencia angular

A_p = Área efectiva actuador

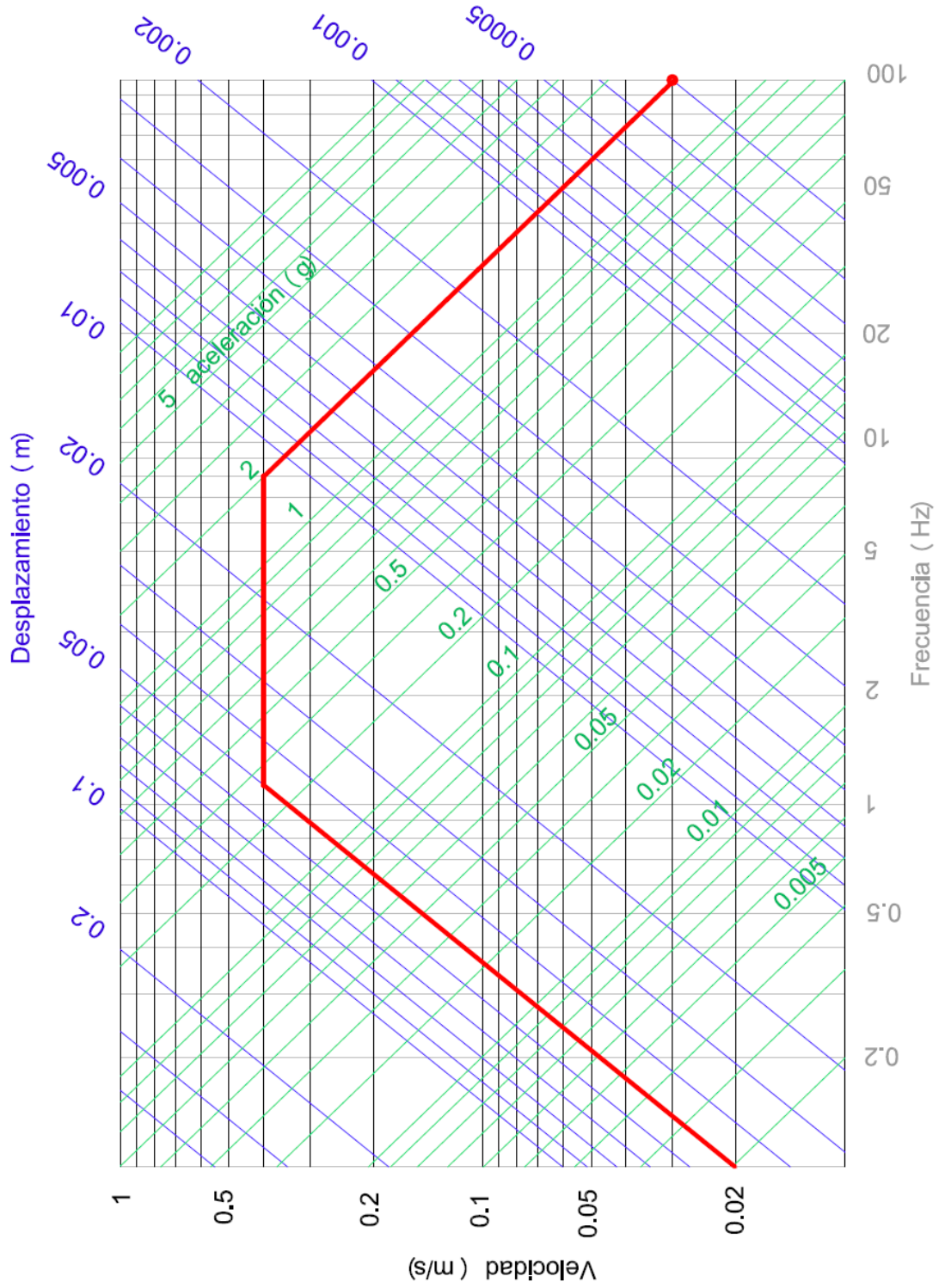
Q = Caudal

Q_n = Caudal nominal

ΔP = Variación de presión

ΔP_n = Variación de presión nominal

Figura 59. Grafica del desempeño del servomotor construido.



Para la validación numérica, ya definidos el diámetro del émbolo y vástago del actuador, se calcula el caudal, la presión y la fuerza para distintos periodos. Los datos utilizados son los siguientes:

Tabla 6. Parámetros fijos del sistema hidráulico

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Área efectiva del cilindro	A_p	16.15 e-4	m^2
Caudal nominal	Q_n	10	gpm
Masa de prueba	M	300	Kg
Variación de presión nominal	ΔP_n	70 e5	Pa

Los valores calculados con las ecuaciones de la (3.8) a la (3.13) se observan en la Tabla 7:

Tabla 7. Validación Numérica de la grafica del desempeño des servoactuador

A_p (m^2)	v (m/s)	d (m)	f (Hz)	w (rad/s)	m (Kg)	a (m/s^2)	a (g)
0.001615	0.00314	0.05	0.01	0.06283	300	0.0001974	2.012E-05
0.001615	0.00942	0.05	0.03	0.1885	300	0.0017765	0.0001811
0.001615	0.02827	0.05	0.09	0.56549	300	0.0159888	0.0016298
0.001615	0.03142	0.05	0.1	0.62832	300	0.0197392	0.0020122
0.001615	0.06283	0.05	0.2	1.25664	300	0.0789568	0.0080486
0.001615	0.09425	0.05	0.3	1.88496	300	0.1776529	0.0181094
0.001615	0.12566	0.05	0.4	2.51327	300	0.3158273	0.0321944
0.001615	0.15708	0.05	0.5	3.14159	300	0.4934802	0.0503038
0.001615	0.1885	0.05	0.6	3.76991	300	0.7106115	0.0724375
0.001615	0.21991	0.05	0.7	4.39823	300	0.9672212	0.0985954
0.001615	0.25133	0.05	0.8	5.02655	300	1.2633093	0.1287777
0.001615	0.28274	0.05	0.9	5.65487	300	1.5988759	0.1629843
0.001615	0.31416	0.05	1	6.28319	300	1.9739208	0.2012152
0.001615	0.34558	0.05	1.1	6.9115	300	2.3884442	0.2434704
0.001615	0.37699	0.05	1.2	7.53982	300	2.842446	0.2897498
0.001615	0.38642	0.05	1.23	7.72832	300	2.9863448	0.3044184

0.001615	0.39	0.047746	1.3	8.16814	300	3.1855749	0.3247273
0.001615	0.39	0.04138	1.5	9.42478	300	3.6756633	0.3746854
0.001615	0.39	0.031035	2	12.5664	300	4.9008845	0.4995805
0.001615	0.39	0.024828	2.5	15.708	300	6.1261056	0.6244756
0.001615	0.39	0.02069	3	18.8496	300	7.3513267	0.7493707
0.001615	0.39	0.017734	3.5	21.9911	300	8.5765478	0.8742658
0.001615	0.39	0.015518	4	25.1327	300	9.8017689	0.9991609
0.001615	0.39	0.013793	4.5	28.2743	300	11.02699	1.1240561
0.001615	0.39	0.012414	5	31.4159	300	12.252211	1.2489512
0.001615	0.39	0.011286	5.5	34.5575	300	13.477432	1.3738463
0.001615	0.39	0.010345	6	37.6991	300	14.702653	1.4987414
0.001615	0.39	0.009549	6.5	40.8407	300	15.927874	1.6236365
0.001615	0.39	0.008867	7	43.9823	300	17.153096	1.7485317
0.001615	0.39	0.008276	7.5	47.1239	300	18.378317	1.8734268
0.001615	0.39	0.007759	8	50.2655	300	19.603538	1.9983219
0.001615	0.39033	0.007765	8	50.2655	300	19.62	2
0.001615	0.36737	0.006879	8.5	53.4071	300	19.62	2
0.001615	0.34696	0.006136	9	56.5487	300	19.62	2
0.001615	0.31226	0.00497	10	62.8319	300	19.62	2
0.001615	0.20817	0.002209	15	94.2478	300	19.62	2
0.001615	0.15613	0.001242	20	125.664	300	19.62	2
0.001615	0.1249	0.000795	25	157.08	300	19.62	2
0.001615	0.10409	0.000552	30	188.496	300	19.62	2
0.001615	0.08922	0.000406	35	219.911	300	19.62	2
0.001615	0.07807	0.000311	40	251.327	300	19.62	2
0.001615	0.06939	0.000245	45	282.743	300	19.62	2
0.001615	0.06245	0.000199	50	314.159	300	19.62	2
0.001615	0.05677	0.000164	55	345.575	300	19.62	2
0.001615	0.05204	0.000138	60	376.991	300	19.62	2

Se observa claramente en la tabla 7 las tres secciones restringidas de movimiento, en la primera es constante el desplazamiento (0 – 1 Hz), en la segunda la velocidad (1 – 8 Hz) y en la tercera la aceleración (0-60 Hz) que presenta el servoactuador.

De los resultados, se concluye que el caudal necesario para cumplir con la velocidad no sobrepasa el caudal permitido en la válvula. Luego, se comprueba que el equipo tenga disponible la suficiente presión de carga (ésta debe ser menor que 210 [bar]), para las diferentes frecuencias, para poder cumplir con los requerimientos de fuerza.

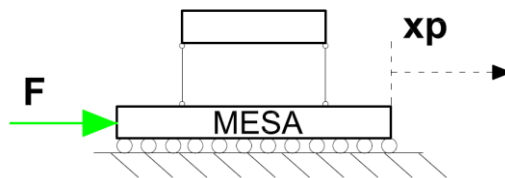
La servo-válvula está en el límite de su funcionamiento, ya que para frecuencias intermedias (velocidades de 0.4 [m/s]) está casi en el límite de su caudal y para los extremos está en el límite de la presión máxima.

4. MODELADO DINÁMICO

El modelo a estudiar se limita solo al movimiento horizontal, pues la mesa es solo de un grado de libertad. La frecuencia de la réplica de movimientos esta en punto presuntamente bajo comparado a la frecuencia natural de la vibración de la columna del aceite atrapada en el actuador.

La carga útil del sistema ya no es rígida, de manera que el modelo del simulador sísmico se transforma en un sistema de MDOF. La plataforma del simulador y la muestra son un sistema dinámico acoplado. El actuador está representado por una fuerza externa aplicada al sistema. La inercia de las fuerzas generadas por el movimiento de la mesa allí y el cortante en la base creada por el modelo que se equilibran con la fuerza del actuador. El actuador ha de producir la suficiente fuerza para mover la masa rígidamente fijada a la mesa y contrarrestar el cortante en la base producida por la muestra. Esta fuerza, como se mencionó anteriormente, es directamente proporcional a la presión del sistema hidráulico.

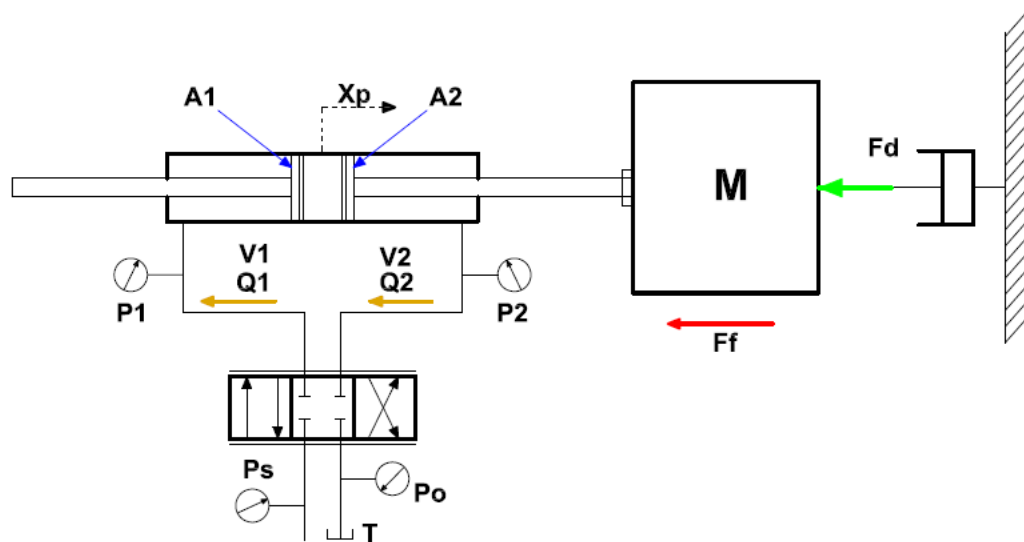
Figura 60. Esquema de la fuerza resultante en la mesa.



La fuerza generada por la muestra en su base es una variable que depende de la evolución temporal de entrada, y su valor es necesario para verificar si los límites de capacidad del actuador se han superado. En esta representación, el cortante en la base causado por la muestra se sustituye por una fuerza externa que actúa sobre la plataforma, y el funcionamiento interno de la actuador es prevalente sobre la servo válvula, esquemáticamente representados. Teniendo en cuenta este

ejemplo, la ecuación de la fuerza total del actuador puede ser establecida. Esta ecuación incluye también la fuerza necesaria para superar la fuerza de fricción en el pistón. Esta ecuación representa la demanda de la fuerza en el sistema. La potencia entregada por el actuador que sirve tanto para mover la plataforma en sí y la muestra y para romper la fuerza de fricción que es producido por el funcionamiento interno de los sellos del cilindro. Entonces el total de ecuación de balance de la fuerza del sistema puede ser formulada como tal.

Figura 61. Diagrama con nomenclatura del servomecanismo hidráulico.



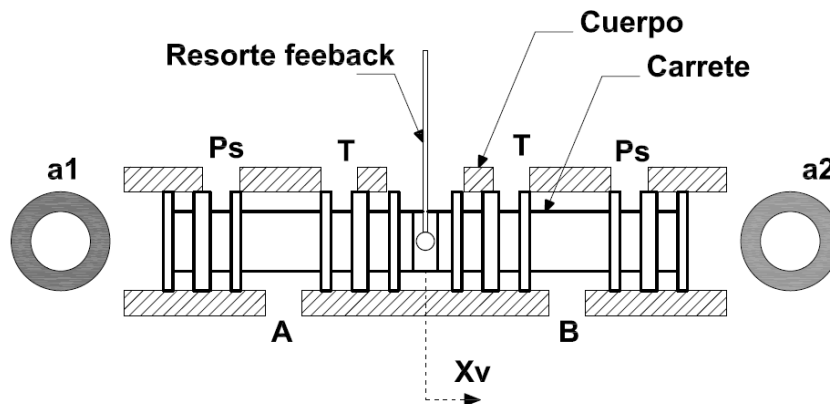
La figura 61 muestra el diagrama esquemático del servo-mecanismo, donde P_s es la presión de aceite de la fuente; P_o es presión del aceite a tanque; el X_p es la dislocación horizontal del pistón; i es corriente eléctrica entrada servo-válvula; A_1 y A_2 son áreas eficaces del pistón; P_1 y P_2 son las presiones en los dos compartimientos; Q_1 es el flujo en el compartimiento 1; Q_2 es el flujo del compartimiento 2; M es masa de la plataforma. Debido a que el amortiguamiento en la estructura es muy pequeño, se ignora en este modelo para el análisis de conveniencia. Las siguientes ecuaciones dinámicas que se deducen del sistema

de accionamiento hidráulico describen las características físicas de la mesa vibratoria:

4.1 ANÁLISIS MATEMÁTICO DE LA SERVOVALVULA.

La válvula se supone subtraslapada y simétrica, suponemos que la inercia y la fricción de la carga son pequeñas comparadas con la gran fuerza hidráulica, también se supondrá en esta parte que el fluido es incompresible y la fuerza de inercia del actuador de potencia despreciable. Se supone igualmente como es usual que el área del orificio (el ancho de la ranura en la manga de válvula) en cada puerto es proporcional al desplazamiento X_v del spool (ver figura 62).

Figura 62. Diagrama de la corredera principal de la servoválvula



El flujo a través de los orificios de la servoválvula se expresa matemáticamente de la siguiente manera:

$$Q_1 = C_d * a_1 * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_s - P_1)} \quad (4.1)$$

$$Q_2 = C_d * a_2 * \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_2 - P_0)} \quad (4.2)$$

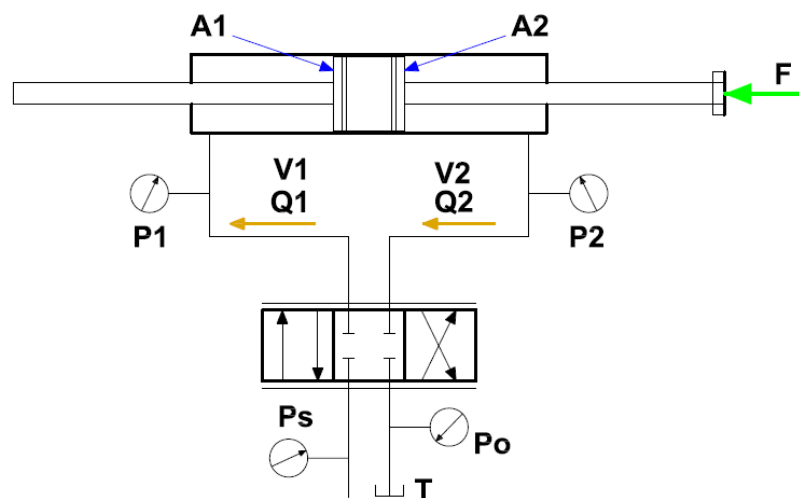
C_d es el coeficiente de descarga, que es un factor de corrección por las pérdidas de energía de fluido a través de un orificio.

El diferencial de presión es obtenido:

$$P_0 = \emptyset \quad (4.3)$$

$$P_s = P_1 + P_2 \quad (4.4)$$

Figura 63. Esquema de presiones y flujos en el actuador y la servoválvula.



Además se supone que la presión de retorno P_o en la línea de retorno es pequeña, por lo tanto puede despreciarse. Por lo tanto se define el diferencial de presión entre las cámaras del cilindro como:

$$\Delta P_L = P_1 - P_2 \quad (4.5)$$

$$P_1 = \frac{P_s + P_L}{2} \quad (4.6)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_L}{2} \quad (4.7)$$

Si se considera que la válvula es simétrica y se asume en esta parte que el fluido es incompresible para simplificar el modelo, se puede decir que los caudales de cada una de las vías de la servoválvula son iguales. Para que la ecuación de caudal quede en función del desplazamiento del (carrete) spool se interpreta el área de orificio proporcional a este, y se da la igualdad aplicando una constante de proporcionalidad:

$$a = k * x_v \quad (4.8)$$

La constante k está en función de los parámetros geométricos de la servoválvula. Remplazando obtenemos:

$$Q_1 = Q_2 = C_d * k * x_v * \sqrt{\frac{1}{g} * (P_s - P_L)} \quad (4.9)$$

Como el caudal es el mismo cuando la corredera principal se desplaza hacia la izquierda o derecha del centro, debido a la simetría de cada una de las vías en la servoválvula:

$$Q_1 = Q_2 = Q_L = C_d * k * |x_v| * \sqrt{\frac{1}{g} * (P_s - |P_L|)} \quad (4.10)$$

Se usa el teorema de Taylor [1] para linealizar el caudal. El teorema expresa que si una función es infinitamente derivable en un intervalo dado, puede representarse como una serie de potencias. En cierto modo se trata de una especie de polinomio con infinitos términos pero como queremos obtener una expresión lineal que converja en $Q_L = Q_{L0}$ y $P_L = P_{L0}$ que se refiere a la posición central del spool por ser el punto de operación. Se evalúa la serie para el primer

término y considerando una pequeña perturbación alrededor de la posición de trabajo:

$$Q_L = \left(\frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right)_{x_{v0}, P_{L0}} * x_v + \left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right)_{x_{v0}, P_{L0}} * P_L \quad (4.11)$$

Abreviando un poco:

$$Q_L = k_q * x_v + k_c * P_L \quad (4.12)$$

$$k_q = \left(\frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right)_{x_{v0}, P_{L0}} = C_d * k * \sqrt{\frac{1}{g} (P_s - P_{L0})} \quad (4.13)$$

$$k_c = \left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right)_{x_{v0}, P_{L0}} = - \frac{C_d * k * x_{v0} * \sqrt{1/\rho}}{2 * \sqrt{P_s - P_{L0}}} \quad (4.14)$$

Los coeficientes K_c y K_q se llaman coeficientes de la válvula y varían con el punto de operación del sistema.

Ya que el efecto predominante en la respuesta del sistema está dado por el cilindro, se desprecian los efectos de amortiguación viscosa, fricción e inercia para el modelo de la dinámica del spool.

$$x_v = K_i * k_u * u \quad (4.15)$$

Donde x_v es el desplazamiento del spool de la servo-válvula, k_i es la ganancia de carrera del spool para una entrada de corriente i , y k_u es la ganancia de la entrada de corriente i sobre la entrada de voltaje u .

4.2 ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL ACTUADOR.

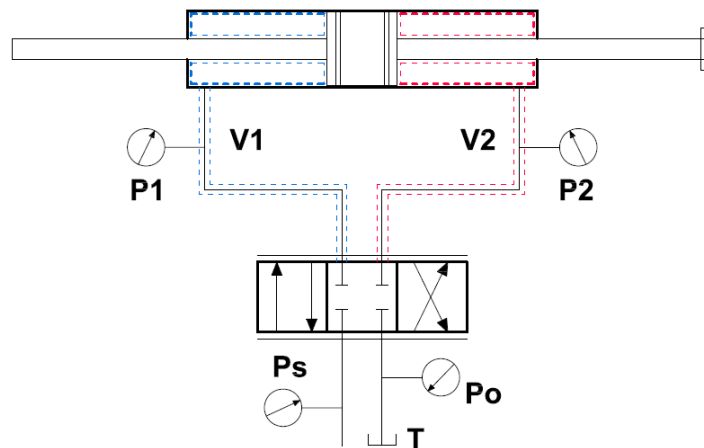
En esta parte del proceso se considera la compresibilidad del fluido y las pérdidas de flujo (fugas) en la servoválvula. El módulo de Bulk es una constante que representa el cambio de volumen cuando el fluido es presurizado y obedece a la siguiente expresión:

$$\beta = V * \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right)_T \quad (4.16)$$

Se reacomoda la ecuación para vincularla al modelo:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \frac{V}{\beta} * \frac{\partial P}{\partial t} \quad (4.17)$$

Figura 64. Esquema de volúmenes contenidos en cámaras de servo actuador.



Se analiza el flujo de aceite en cada una de las cámaras de actuador (ver figura 64):

$$Q_{c1} = \frac{V_1}{\beta} * \dot{P}_1 + \dot{V}_1 \quad (4.18)$$

Definiendo a V_1 como el volumen confinado en la cámara 1 del cilindro (V_{c1}), mas el volumen desplazado por el pistón.

$$V_1 = V_{c1} + A_p * x_p \quad (4.19)$$

Consecuentemente:

$$\dot{V}_1 = A_p * \dot{x}_p \quad (4.20)$$

Si el volumen desplazado por el cilindro es bastante menor que el volumen en la cámara del cilindro, la ecuación 4.19 se reduce:

$$V_1 \cong V_{c1} \quad (4.21)$$

El volumen de cada una de las cámaras es el mismo, y el volumen total V_T es el doble de cualquiera de las cámaras. Reemplazando en la ecuación 4.18:

$$Q_{c1} = \frac{V_T}{2*\beta} * \dot{P}_1 + A_p * \dot{x}_p \quad (4.22)$$

Se desarrolla del mismo modo para la otra cámara del cilindro pero teniendo en cuenta el signo por el desplazamiento del spool:

$$Q_{c2} = -\frac{V_T}{2*\beta} * \dot{P}_2 + A_p * \dot{x}_p \quad (4.23)$$

El caudal de carga se define como la suma del caudal de pérdidas más el promedio de los caudales en las cámaras del cilindro:

$$Q_L = C_f * P_L + \frac{Q_{c1} + Q_{c2}}{2} \quad (4.24)$$

En el que C_f el coeficiente total de fugas. El efecto:

$$Q_L = C_f * P_L + A_p * \dot{x}_p + \frac{V_T}{4 * \beta} * \dot{P}_L \quad (4.25)$$

Si se iguala las ecuaciones de Q_L que hay hasta el momento, se reemplaza la ecuación 4.15 y se agrupan términos resulta finalmente:

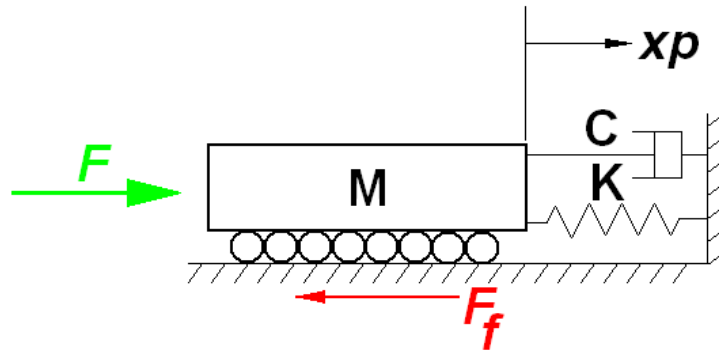
$$\dot{P}_L = \frac{4 * \beta}{V_T} * (-(C_T + k_c) * P_L - A_p * \dot{x}_p + k_q * k_i * K_u * u) \quad (4.26)$$

4.3 ANÁLISIS MATEMÁTICO DEL SISTEMA.

Se aplica la ley de newton:

$$M * \ddot{x}_p = A_p * P_L - c * \dot{x}_p - K * x_p - F_f \quad (4.27)$$

Figura 65. Modelo físico simplificado de la masa de prueba.



Para efectos prácticos la fricción se desprecia.

$$M * \ddot{x}_p = -c * \dot{x}_p + A_p * P_L \quad (4.28)$$

En resumen, las ecuaciones diferenciales que modelan nuestro sistema son:

$$\dot{P}_L = \frac{4*\beta}{V_T} * (-(C_T + k_c) * P_L - A_p * \dot{x}_p + k_q * k_i * K_u * u) \quad (4.29)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{A_p}{M} * P_L - \frac{c}{M} * \dot{x}_p - \frac{K}{M} * x_p \quad (4.30)$$

En la tabla 8 se resumen las constantes del modelo y se encuentra el valor de aquellas que pueden ser calculadas o propiedades físicas.

Tabla 8. Parámetros conocidos para el modelo matemático del servo-actuador hidráulico.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Modulo de Bulk	β	4.6e8	N/m ²
Presión de suministro	P_s	3000	Psi
Gravedad	g	9.81	m/s ²
Área efectiva del cilindro	A_p	16.15e-4	m ²
Volumen total	V_t	4.34 e -4	m ³
Masa de prueba	M	85.3	Kg
Densidad del fluido	ρ	858	Kg/m ³

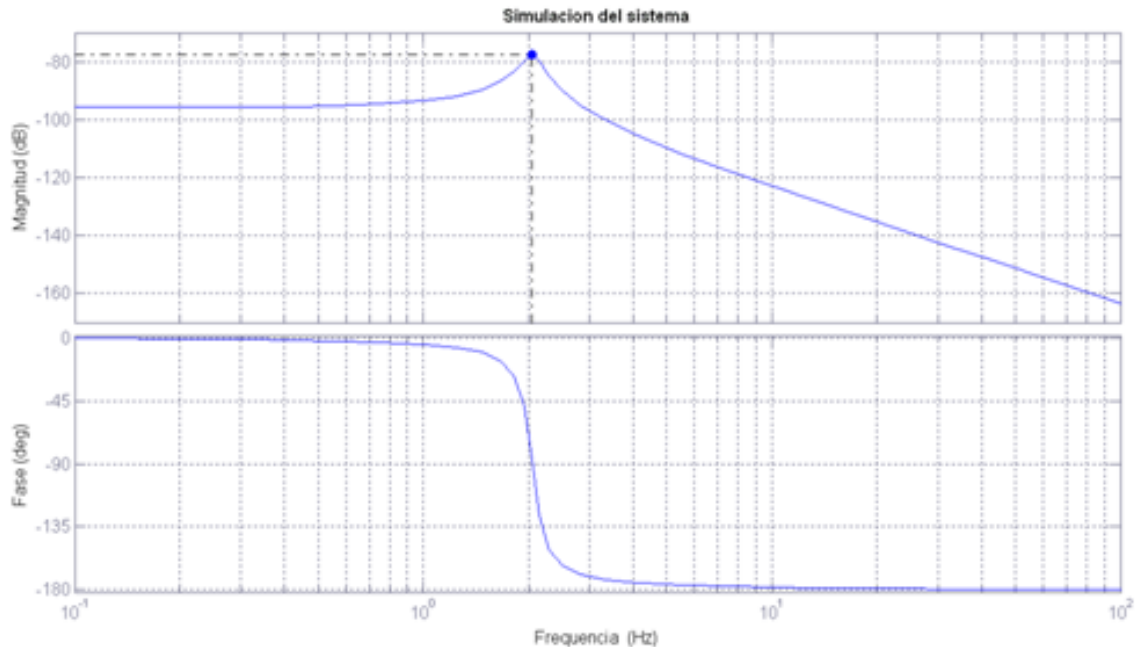
Establecidos los parámetros del sistema se calcula la frecuencia natural del servo actuador que esta dado por la ecuación (2.8), que corresponde a una servoválvula de 2 etapas con un actuador hidráulico no diferencial:

$$\omega = \sqrt{\frac{4\beta A_p^2}{M V_t}} = 360 \frac{rad}{s} \quad f = 57.3 Hz$$

Lo que indica que el sistema presenta un régimen de resonancia alrededor de este valor.

Se da un valor a las constantes desconocidas con el fin de correr el programa y realizar un breve análisis cualitativo de la respuesta del sistema (ver figura 67).

Figura 67. Respuesta a la frecuencia en magnitud y fase simulada con el modelo matemático del sistema en *SIMULINK®*.

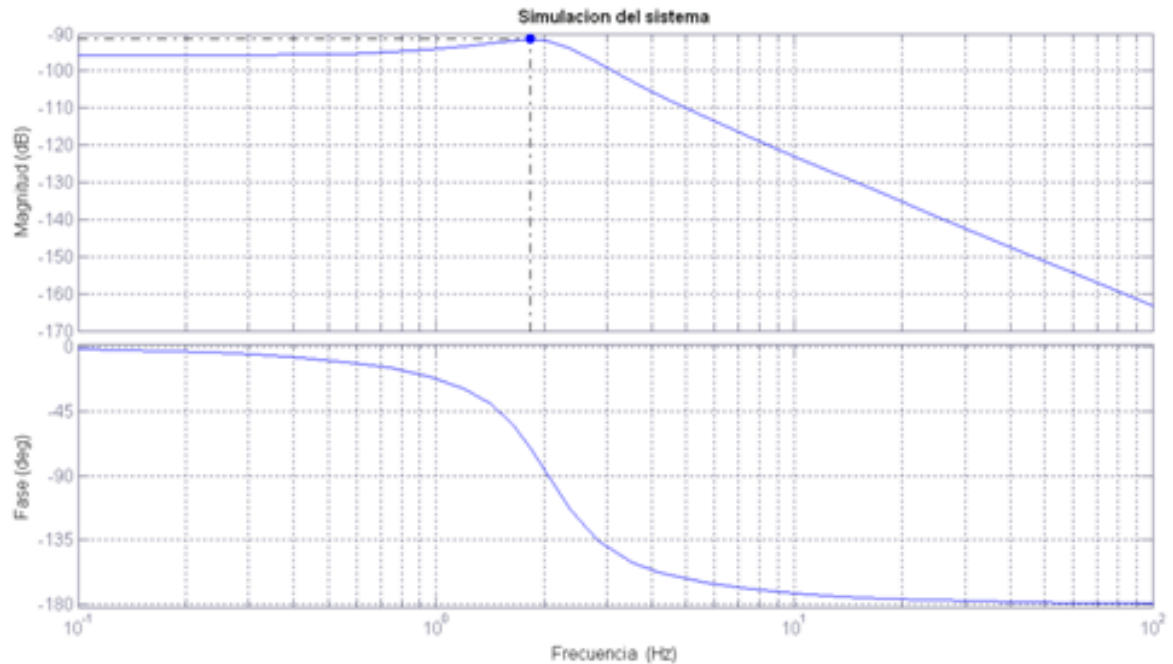


Con unas cuantas iteraciones variando las constantes desconocidas, es claro que se manifiesta un régimen de resonancia en el sistema como lo enseña el diagrama de bode en magnitud. Después de que ocurre la resonancia la curva se atenúa rápidamente, lo que demuestra que la respuesta del sistema se reduce hasta hacerse nula. Esto indica que para un determinado rango de frecuencias cerca a al límite de operación del servo-actuador y su masa de prueba, se percibirá la vibración más severa, y esto deberá evitarse con el fin de que el equipo no sufra desajuste mecánico o averías.

En los diagramas de la figura 67, además se puede observar que la frecuencia en del pico en la región de resonancia corresponde a un desfase de 90° .

A medida que el coeficiente de amortiguación viscosa se aumenta, la cresta de la zona de resonancia se hace menos pronunciada como se observa en la siguiente grafica:

Figura 68. Respuesta a la frecuencia en magnitud y fase simulada con el modelo matemático con incremento del coeficiente de amortiguación viscosa de 5 veces.



Con el aumento en el coeficiente de amortiguación viscosa el ancho de banda aumenta un poco ya que la frecuencia para el desfase de 90° se desplaza ahora un poco más adelante (ver figura 68).

Se realiza la transformada de Laplace para expresar el modelo como función de transferencia donde u deberá ser la entrada del sistema y x_p la salida. Esto permite agrupar parámetros para facilitar la validación del modelo.

El valor de u se dará en voltios (mV) y es trabajo del amplificador operacional convertir esta señal en corriente (Ver anexo A, Manual de la servoválvula), para

que finalmente el motor-torque de la servoválvula la traduzca en desplazamiento del spool. Para medir el desplazamiento de la mesa se cuenta con el LVDT de posición y su respectivo acondicionador de señal que arroja una señal de voltaje. Reemplazando la variable compleja y agrupando las ecuaciones anteriores resulta:

$$\frac{X_p(s)}{u(s)} = \frac{(k_q * k_i * k_u)}{\left[\frac{M * V_T *}{4 * A_p * \beta} \right] * s^3 + \left[(C_f + k_c) * \frac{M}{A_p} + \frac{V_T * C}{4 * \beta * A_p} \right] * s^2 + \left[\frac{K * V_T}{4 * \beta * A_p} + \frac{C}{A_p} * (C_f + k_c) \right] * s + \frac{K}{A_p} * (C_f + k_c)} \quad (4.31)$$

Para determinar el valor en longitud que representa la señal del LVDT se debe tener en cuenta el rango de voltaje que se configura para la carrera del LVDT, por tal motivo:

$$x_p = k_{LVDT} * v \quad (4.32)$$

El factor de conversión desplazamiento-voltaje del LVDT es k_{lvdt} y la señal de voltaje es v . Reemplazando en la función de transferencia:

$$G(s) = \frac{v}{u} \quad (4.33)$$

$$\frac{v(s)}{u(s)} = \frac{(k_q * k_i * k_u * k_{LVDT})}{\left[\frac{M * V_T *}{4 * A_p * \beta} \right] * s^3 + \left[(C_f + k_c) * \frac{M}{A_p} + \frac{V_T * C}{4 * \beta * A_p} \right] * s^2 + \left[\frac{K * V_T}{4 * \beta * A_p} + \frac{C}{A_p} * (C_f + k_c) \right] * s + \frac{K}{A_p} * (C_f + k_c)} \quad (4.34)$$

Herramientas computacionales que asisten al usuario en la caracterización de los sistemas pueden determinar los coeficientes de la función de transferencia dinámica o los valores propios de la matriz de coeficientes de una representación de estado del modelo entre otros. Para representar el sistema en ecuaciones de estado se hace el cambio de variables para que resulte un conjunto de ecuaciones de primer orden:

$$x_1 = x_p \quad (4.35)$$

$$x_2 = \dot{x}_1 \quad (4.36)$$

$$x_3 = P_L \quad (4.37)$$

Y se expresa en notación matricial según la definición:

$$\dot{x} = A * x + B * u \quad (4.38)$$

A y B son las matrices de coeficientes. Se sustituyen las ecuaciones de primer orden en la ecuación anterior.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} & -\frac{A_p}{M} \\ 0 & -\left(\frac{4\beta A_p}{V_T}\right) & -\frac{4\beta(C_f+k_c)}{V_T} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{4\beta k_q k_i k_u}{V_T} \end{bmatrix} * u \quad (4.39)$$

Para agrupar las constantes de la matriz de coeficientes se encuentra el polinomio cuyas raíces son los valores propios de la matriz de coeficientes $[A]$, de la ecuación de estado. Se utiliza la función “*poly*” del *toolbox* de matemática simbólica de *Matlab*®.

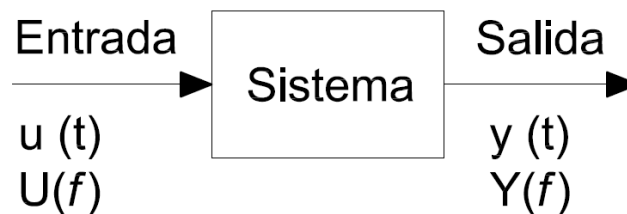
$$\lambda^3 + \left[\frac{4 * \beta * (C_f + k_c)}{V_T} + \frac{C}{M} \right] * \lambda^2 + \left[\frac{4 * \beta * C * (C_f + k_c)}{V_T * M} - \frac{4 * \beta * A_p^2}{V_T * M} + \frac{K}{M} \right] * \lambda + \frac{4 * \beta * K * (C_f + k_c)}{V_T * M} = 0 \quad (4.40)$$

5. VALIDACIÓN DEL MODELO

En el sistema del servoactuador hidráulico podemos distinguir dos tipos de señales que son:

- Señal de entrada: Es aquella que se envía al sistema en este caso la señal creada y que el actuador debe reproducir. (señal que se envía a la servoválvula)
- Señal de salida: Es la señal que nos indica como se está comportando el servoactuador.(señal recogida del sensor de posición LVDT)

Figura 69. Señales del sistema (SISO)



Las señales del sistema (Ver figura 69) están en el dominio del tiempo y deben ser manipuladas matemáticamente para llevarlas al dominio de la frecuencia. Aunque, para efecto de identificación las señales son muestreadas solo a tiempos discretos que usualmente están igualmente distanciados en unidades de tiempo. En consecuencia el problema del modelado es describir como están relacionadas las señales entre sí. La relación básica entre las señales es una ecuación diferencial lineal (ver ecuaciones 4.34 y 4.44).

Matemáticamente se observa que la salida al instante t puede ser calculada como una combinación lineal de las entradas anteriores. Esta dependencia de lo que sucedió anteriormente es lo que se entiende por dinámica. En consecuencia, el

problema de la identificación de un sistema consiste en determinar los coeficientes de cualquiera de las dos ecuaciones previas.

En el diseño de sistemas de control, la consideración más importante es un modelo bien definido para la planta que se desea controlar. La razón es que todo el diseño se basará en este modelo matemático. Una forma de obtener este modelo es el uso de valores numéricos del proceso conocido como sistema de identificación. En la figura 70 se muestra el diagrama de flujo para el proceso de validación del modelo del servoactuador hidráulico en función de los equipos y recursos disponibles en el proyecto.

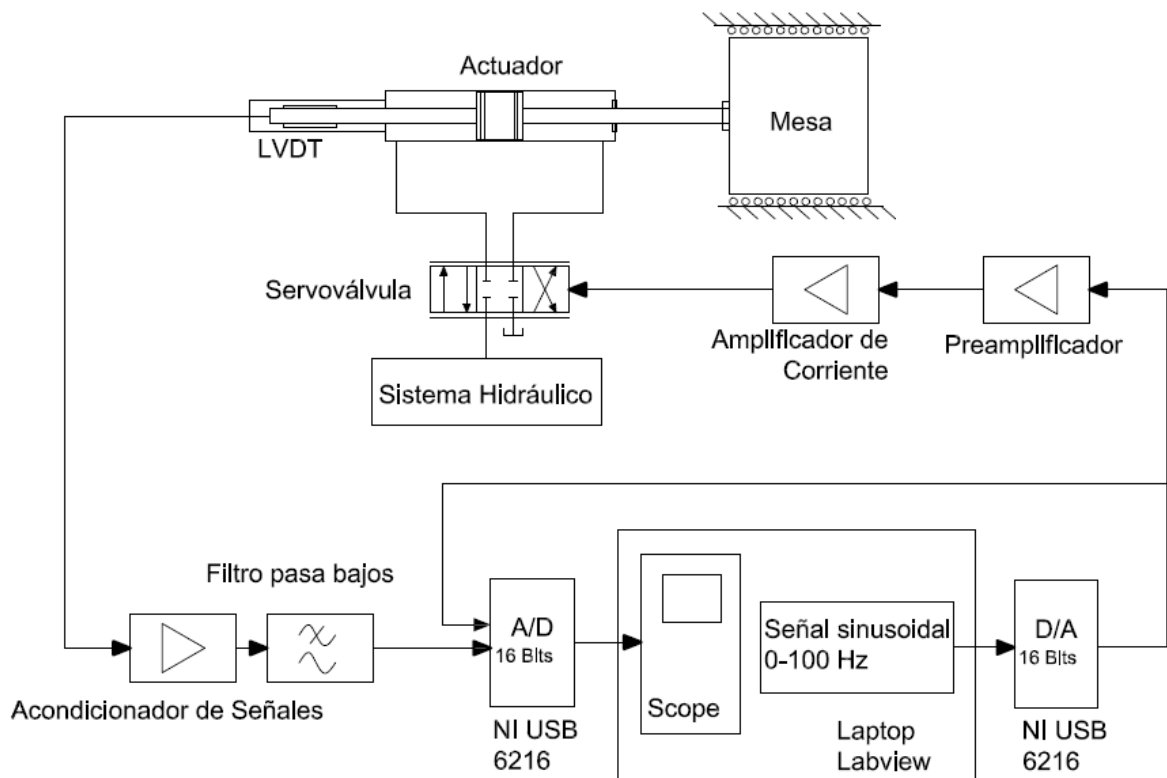
Figura 70. Esquema de proceso para obtener la respuesta a la frecuencia y la validación del modelo del servoactuador y su masa de prueba.



5.1 SISTEMA DE GENERACION Y ADQUISICION DE DATOS

El hardware para este sistema fue suministrado por el DICBOT (Grupo de investigación de sistemas dinámicos, control y robótica). A continuación se muestra un esquema del sistema experimental:

Figura 71. Esquema general del sistema de experimental.

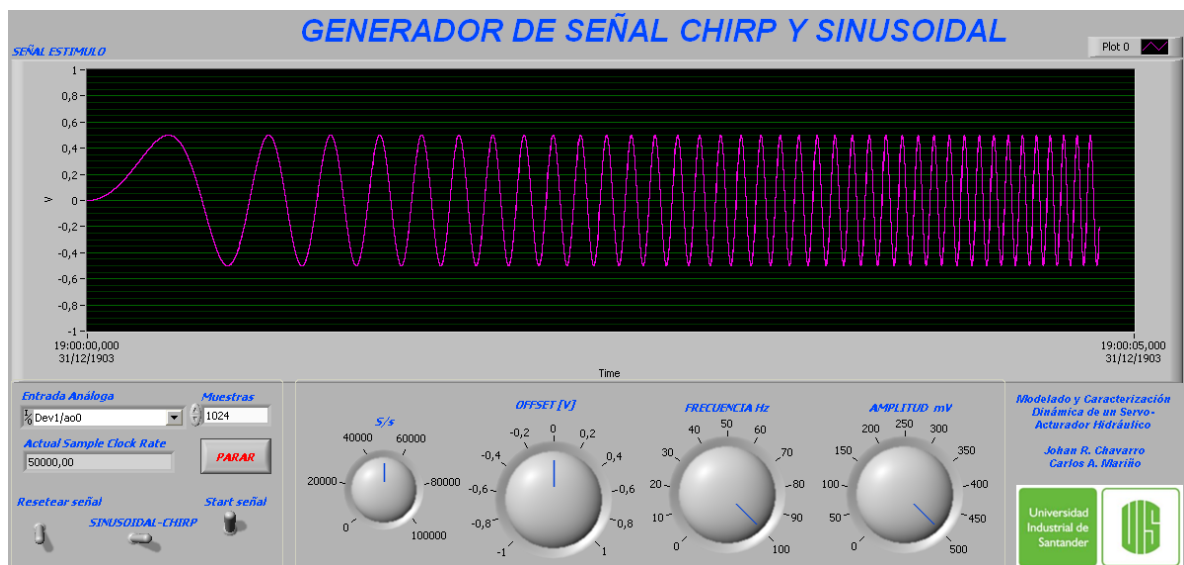


En los capítulos anteriores se explicó el funcionamiento del servoactuador hidráulico, montaje y ensamble de mesa o masa de prueba. A continuación se explica el resto de los equipos del sistema que se requirieron para poder encontrar la respuesta experimental del servoactuador y así compararla con el modelo matemático linealizado.

5.1.1 Generador de Señales en Labview

Se desarrollo el algoritmo-interfaz Generador.vi (Anexo H) que permite al usuario hacer control de lazo abierto del servoactuador. Esto es con el fin de posicionar la mesa en el punto de operación y reproducir la señal de estimulo, que será captada por el sistema de adquisición de datos junto con la señal de salida de la planta.

Figura 72. Interfaz de usuario para control de lazo abierto del servoactuador.



La grafica que se visualiza en la interfaz muestra la ejecución de la señal generada en el tiempo. Reproducir la señal en tiempo real depende de la rata de muestreo y el número de muestras que se ajusten con los diales “S/s” y “Muestras”.

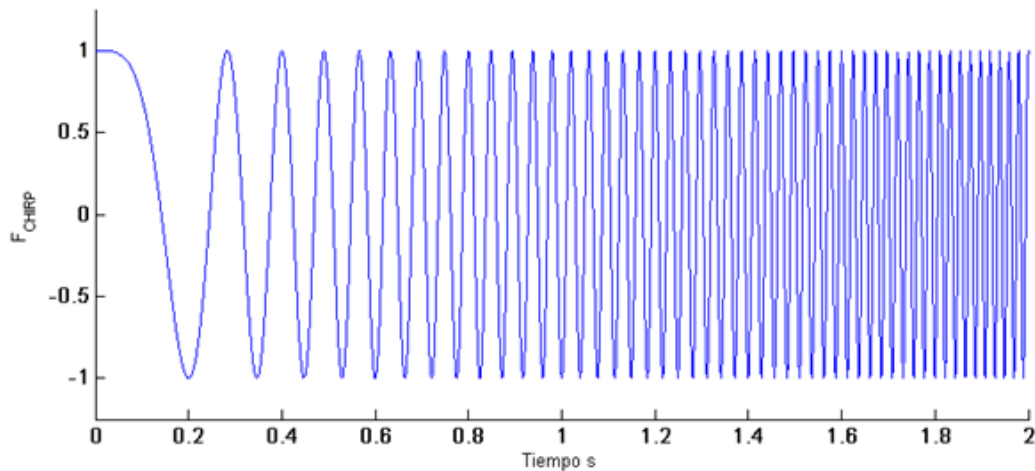
Para el control de la servoválvula después de repetidos ensayos se ajusto una rata de muestreo continuo de 50.000 (S/s) y 1024 S. El resultado fue una señal continua en tiempo real y un un flujo de datos adecuado para el sistema de adquisición.

Con el switcheo "Start señal" en modo off podemos generar un voltaje continuo si se utiliza el dial "OFFSET". Esto se hace para posicionar el embolo en el centro del cilindro y proceder a reproducir la señal de estímulo con el switcheo "Start señal". Se puede incluir al algoritmo cualquier tipo de señal continua para ser generada, por su sencillez se usó la función Chirp lineal que cumple con la siguiente ecuación:

$$F_{CHIRP} = A * \text{seno} \left(2 * \pi * \left(f_0 + \frac{K_f}{2} * t \right) * t \right) \quad (5.1)$$

Donde A es la amplitud de la función, f_0 la frecuencia inicial, k_f la razón de incremento de frecuencia y t el tiempo. En la siguiente figura se puede observar un ejemplo de la función Chirp lineal.

Figura 73. Señal de entrada al sistema Función Chirp



Para ajustar la amplitud de la señal se utiliza el dial "Amplitud", el dial "Frecuencia" junto con un tiempo determinado en el algoritmo de 30 s ajustan el incremento de la frecuencia k_f . Es posible generar un señal sinusoidal accionando el switcheo "Sinusoidal-Chirp". El switcheo "Resetear señal" limpia la grafica.

Para correr la aplicación el dispositivo con la señal analógica debe ser reconocido por Labview para así configurar la salida que se utilizara.

5.1.2 Módulo NATIONAL INSTRUMENT USB 6216

Es un módulo de adquisición de datos (DAQ) multifunción de la Serie M energizado por bus (USB) y optimizado para una precisión superior a velocidades de muestreo altas. Tiene 16 entradas analógicas, velocidad de muestreo de hasta 400 kS/s, dos salidas analógicas, 32 líneas de E/S digital, cuatro rangos de entrada programable (± 0.2 V a ± 10 V) por canal, disparo digital y dos contadores/temporizadores. Está diseñada específicamente para aplicaciones móviles o con restricciones de espacio y también cuenta con la nueva tecnología NI Signal Streaming la cual permite transferencia de datos bidireccional a alta velocidad parecida a DMA a través del bus USB.

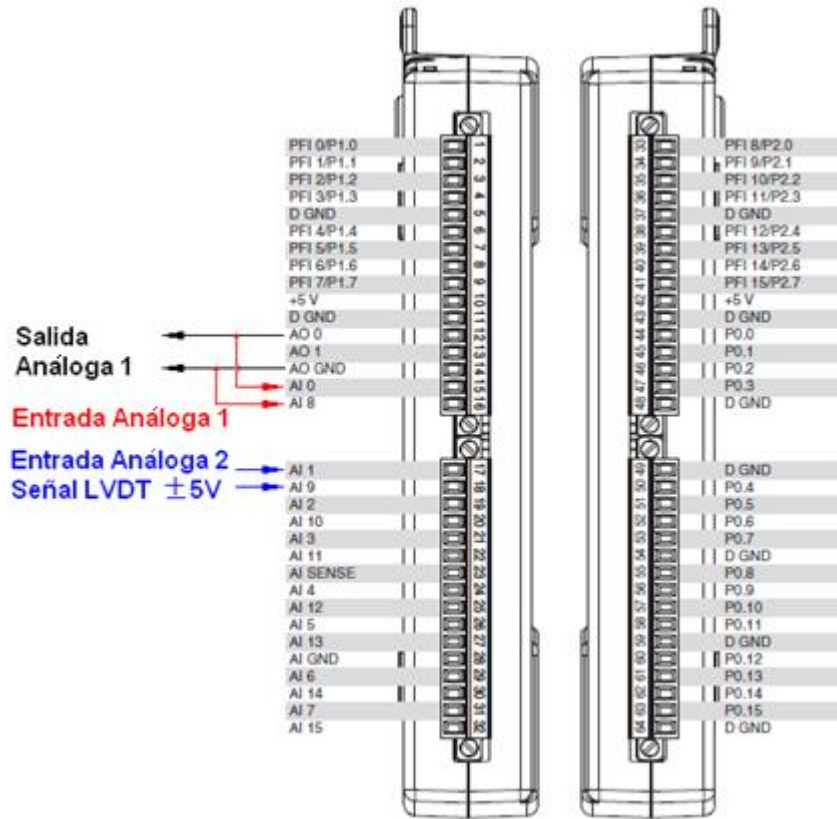
Figura 74. Tarjeta NI USB 6216



Fuente. National Instrument

Un esquema con los terminales de conexión del equipo se muestra en la figura 75.

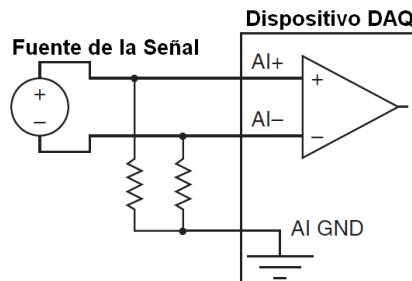
Figura 75. Terminales de conexión para el módulo USB 6216 y conexiones para el sistema experimental.



Fuente. Manual del usuario NI USB 6216.

La salida analógica 1 es conectada también a la entrada analógica 1 ya que el algoritmo con el que se genera la señal es totalmente distinto al que captura los datos. Los terminales de entradas analógicas se configuran en modo diferencial como lo muestra la siguiente imagen:

Figura 76. Configuración diferencial de las entradas analógicas de la tarjeta.



Este tipo de conexión es el indicado para acondicionadores de señal con salidas aisladas, señales de termocuplas sin puesta a tierra o baterías.

5.1.3 LVDT Y Acondicionador de Señal AC-DC

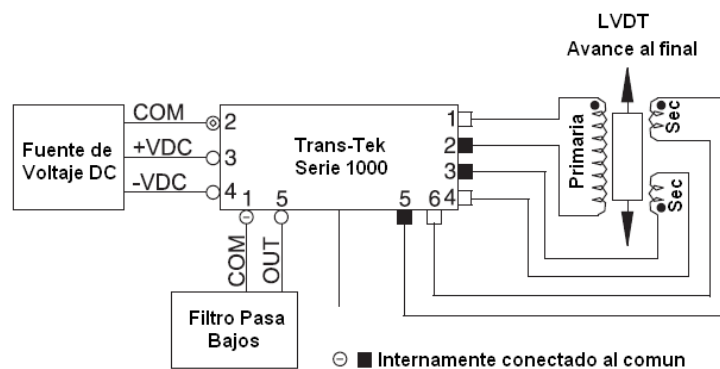
El cilindro hidráulico fue modificado para poder montar el LVDT Trans-Tek® para medir el desplazamiento del vástago. El LVDT tiene un rango de $\pm 5"$, presenta una no-linealidad de 0.5%.

El LVDT opera con un acondicionador de señal Trans-Tek® serie 1000, este cuenta con una salida de voltaje ajustable de hasta ± 5 VDC que puede ser conectada directamente a circuitos análogos como la tarjeta de adquisición de datos, PLC's o convertidores A/D.

Figura 77. LVDT's (izquierda) y acondicionador de señal serie 1000 Trans-Tek®



Figura 78. Esquema de conexión LVDT-Acondicionador de señal

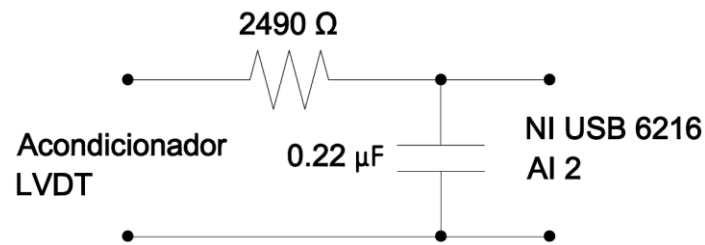


Fuente. Catalogo LVDT y Acondicionador Trans-Tek

5.1.4 Filtro Pasabajos

Con este filtro se pretende mitigar la distorsión de la señal proveniente del acondicionador del LVDT con una frecuencia de corte de 290 Hz.

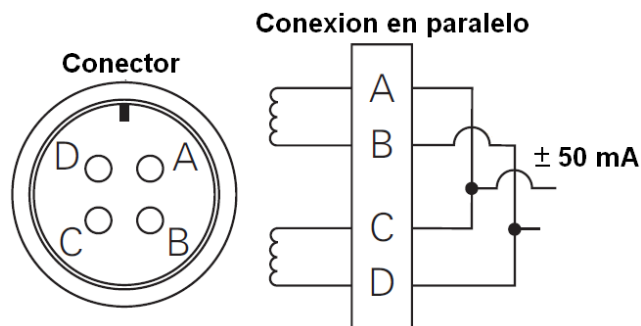
Figura 79. Filtro pasivo de primer orden pasa bajo. Frecuencia de corte 290 Hz



5.1.5 Preamplificador y Amplificador de Corriente.¹

El preamplificador no es más que un seguidor de voltaje. A través de este dispositivo la señal no presenta ganancia alguna o inversión, lo que aparentemente no tiene sentido, sin embargo tiene su aplicación como convertor de impedancia ya que toma la señal del circuito anterior, presentando una alta impedancia y entrega una impedancia prácticamente nula al circuito de carga, con esto se aísla y protege la señal generada por la tarjeta.

Figura 80. Conexión en paralelo servoválvula MOOG Serie 76-263



¹ Preamplificador y amplificador suministrados por Profesor Carlos Borrás de su tesis de maestría Pattern Recognition in hydraulic backlash using Neural Network Thesis (Master of Science). University of Oklahoma, Norman, Aerospace and Mechanical Engineering Department. USA, 2001.

El amplificador de corriente convierte la señal de voltaje proveniente del preamplificador que será de hasta $\pm 500 \text{ mV}$ a corriente para la conexión en paralelo de las bobinas de la servoválvula cuya corriente nominal es de $\pm 50 \text{ mA}$. En la figura 79 se ilustra el modo de conexión de la servoválvula. Estas dos tarjetas se alimentan de una fuente de voltaje dual de $\pm 15 \text{ V}$.

5.2 RESPUESTA EXPERIMENTAL DEL SISTEMA MEDIANTE ASISTENTE SIGNALEXPRESS DE LABVIEW

Es un entorno interactivo basado en la plataforma de diseño gráfico de sistemas NI Labview, con un enfoque paso a paso, interactivo e intuitivo. Ya que SignalExpress se puede conectar a miles de dispositivos e interfaces de varios buses como USB, GPIB o serial, los estudiantes e investigadores pueden usarlo en los laboratorios para una variedad de aplicaciones, se pueden realizar análisis de manera interactiva mientras el sistema se está ejecutando y personalizar los algoritmos rápida y fácilmente.

Las aplicaciones en el asistente se crean agregando pasos (como las denomina el software). Cada paso es un toolkit o asistente que debe ser instalado con labview. Para este trabajo de grado se instalaron solo por propósitos académicos; El System Identification Assistant que cuenta con herramientas para el procesamiento de datos, estimación y análisis de modelos. El Control Design Assistan con el que se puede crear modelos, hacer transformaciones entre ellos mismos, por ejemplo un modelo en ecuaciones de estado a función de transferencia, igualmente análisis de modelos y diseño de controladores.

Para capturar la señal análoga de voltaje mediante la tarjeta NI USB 6216, primero se inserta un paso "Acquire Signals" con la ruta que se ilustra en la figura 81.

En la figura 81 se pueden ver cada uno de los aspectos a considerar para adquirir una señal. El rango para las señal en la entrada analógica 1 (Señal estímulo

$\pm 250 \text{ mV}$) es de $\pm 3 \text{ V}$, es mas amplio considerando el offset por el desplazamiento del embolo. Las unidades en Voltios, la configuración de los terminales en modo diferencial como se comento anteriormente.

Figura 81. Paso “Acquire Signal” para una señal análoga de voltaje.

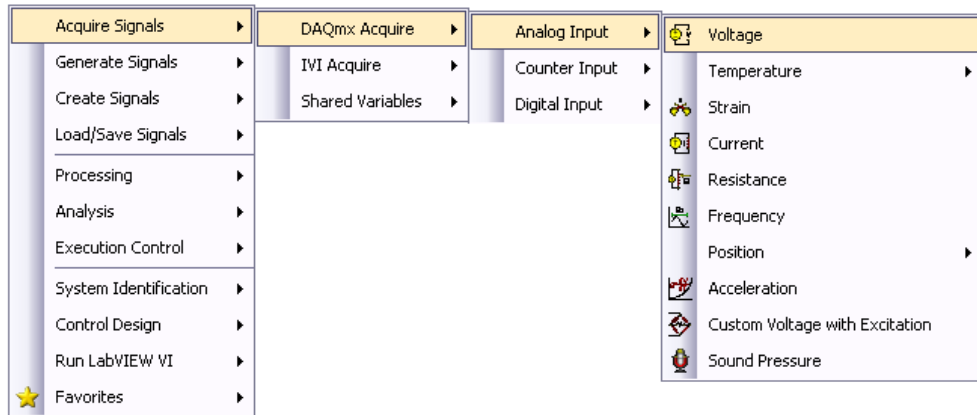
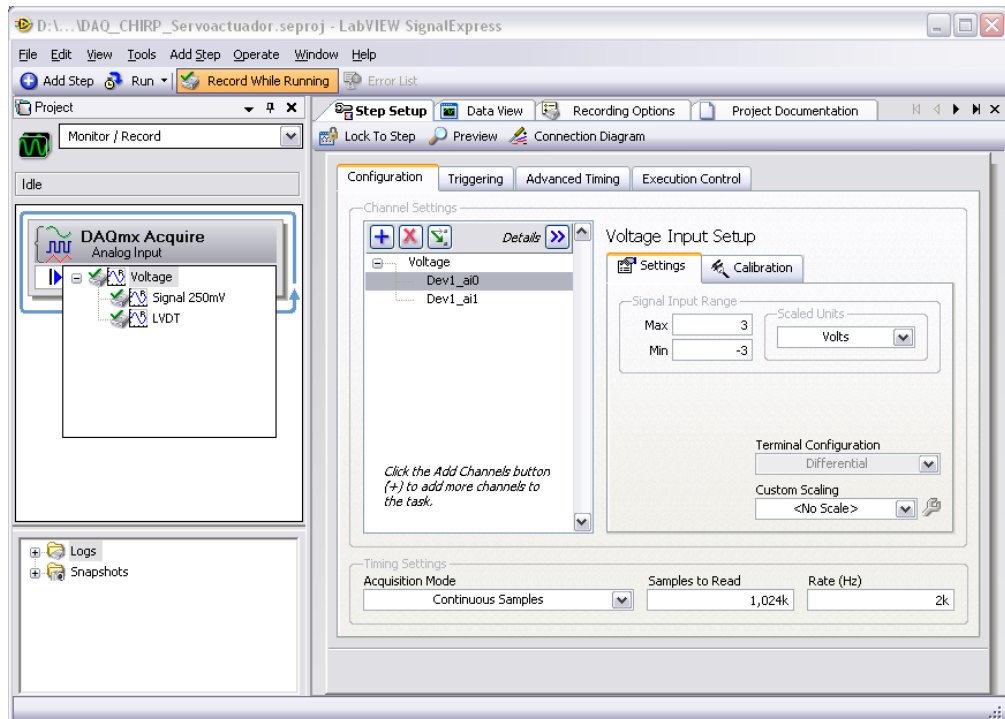


Figura 82. Configuración del muestreo de la señal análoga.



En el último cuadro “*Timing settings*” se hacen los ajustes para el muestreo de los datos. Es importante tener presente los criterios elementales para la selección de la velocidad de muestreo y número de datos ya que la señal analógica proveniente del experimento será representada por una serie discreta en el tiempo.

El teorema de muestreo establece que para reconstruir el contenido de frecuencia de una señal medida con exactitud, la relación de muestreo debe ser de más del doble de la frecuencia más alta contenida en la señal de muestra.

Si denotamos la máxima frecuencia de la señal analógica como f_m y la velocidad de muestreo f_s el teorema de muestreo requiere:

$$f_s > 2 * f_m \quad (5.2)$$

Cuando una señal se muestrea a una velocidad menor de $2 * f_m$ el contenido de frecuencia más alto de la señal analógica tomará una identidad falsa de frecuencia más baja en la serie discreta resultante, lo que se conoce como Aliasing. El período total δ_f de la muestra definirá la resolución de frecuencia de la transformada directa de Fourier (en sus siglas en inglés DFT):

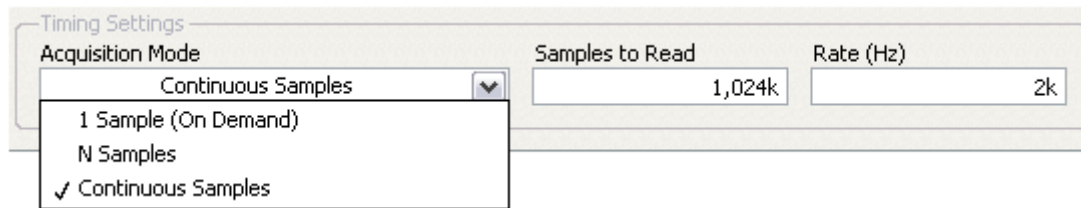
$$\delta_f = \frac{f_s}{N} \quad (5.3)$$

Donde N es el número de muestras. La resolución de la frecuencia tiene una función crucial en la reconstrucción de las amplitudes de la señal. Una dificultad se presenta cuando N/f_s no coincide con el período fundamental de la función medida. La DFT resultante no puede presentar con exactitud las amplitudes espectrales de la onda continua muestreada. El problema lo ocasiona el

truncamiento de un ciclo completo de la señal y la resolución espectral ya que la frecuencia fundamental asociada no será coincidente con una frecuencia central de la DFT. Sin embargo, este error disminuirá conforme el valor de N/f_s se aproxime a un múltiplo entero del periodo de la función muestreada o f_s se haga relativamente grande respecto a f_m .

Para no tener problemas de aliasing ni de ambigüedad de la amplitud ajustamos una $f_s = 2 \text{ kHz}$ que es lo suficientemente grande. Un muestreo continuo de 1024 (ver figura 83) muestras proveerá el volumen de datos adecuado para la reconstrucción de la señal continua.

Figura 83. Ajuste de los parámetros para el muestreo de la señal.



En la pestaña “Recording Options” se selecciona el canal de entrada que queremos grabar (ver figura 84). Se crea un log o registro cada vez que se corra la aplicación dando clic en el botón RUN y parando con STOP. El tiempo de grabación se configura con el tiempo de ejecución del asistente dando clic en el desplegable del botón RUN y configurándolo como se enseña en la figura 84.

Se posiciona el embolo en el centro del cilindro con el Generador.vi variando la señal del offset, pues el sistema esta linealizado en este punto y se toman datos para señales de estímulo chirp de amplitud 100, 150, 250,300 y 500 mV y con frecuencia que van desde 0 a 100 Hz

Figura 84. Selección de las entradas análogas para el registro.

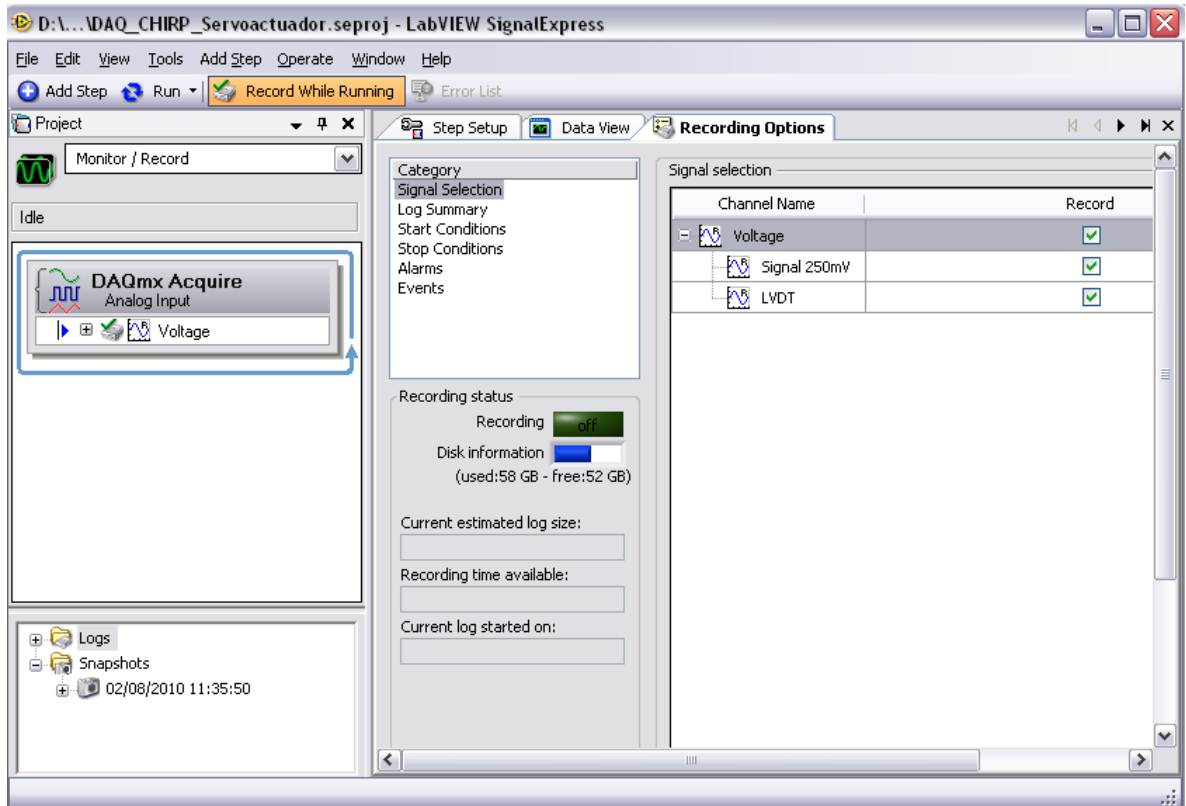
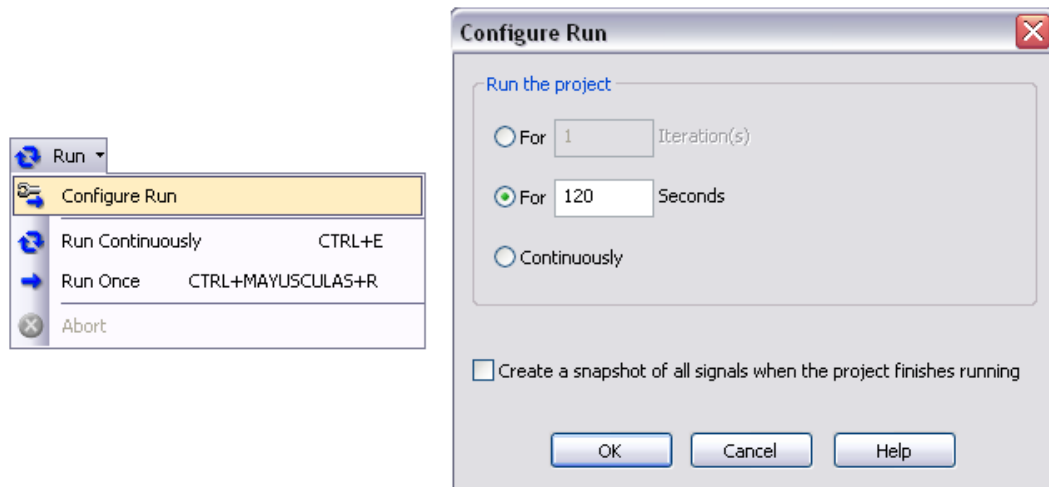
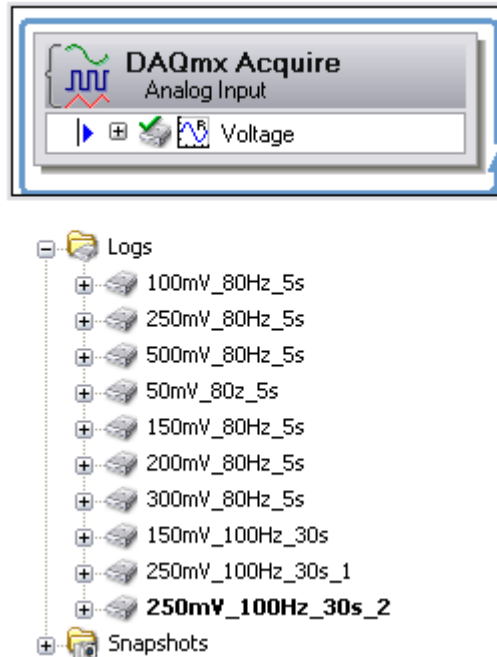


Figura 85. Configuración del tiempo de ejecución del asistente.



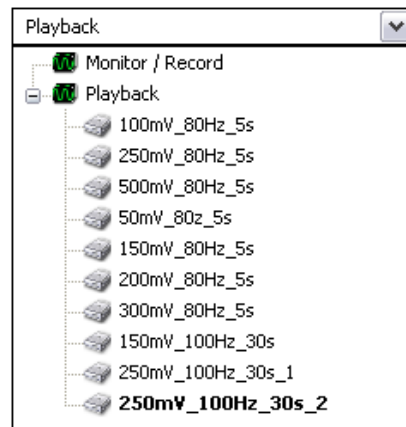
En la parte inferior izquierda (ver figura 86) del asistente aparecen todos los registros, identificados con el valor de la amplitud de la señal de entrada de la prueba, la frecuencia y el incremento de la frecuencia.

Figura 86. Registros de operación realizados.



Se pueden reproducir los registros tal como fueron captados:

Figura 87. Selección del registro a reproducir.



Una vez el asistente esta en modo Playback se insertan el paso para el filtrado digital de la señal. Se configura un filtro pasa bajos Butterworth de segundo orden con una frecuencia de corte de 200 Hz para procesar la señal proveniente del LVDT (ver figura 88 y 89).

Figura 88. Procesamiento digital de la señal del LVDT con filtro pasabajos Butterworth de segundo orden.

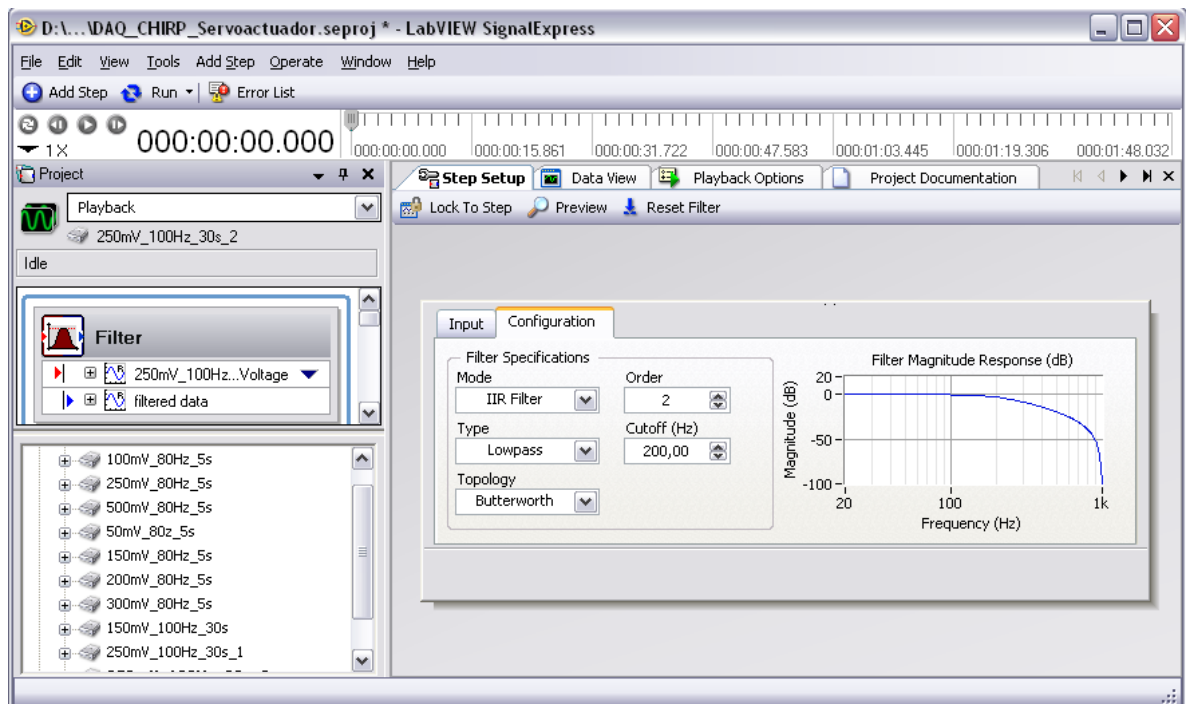
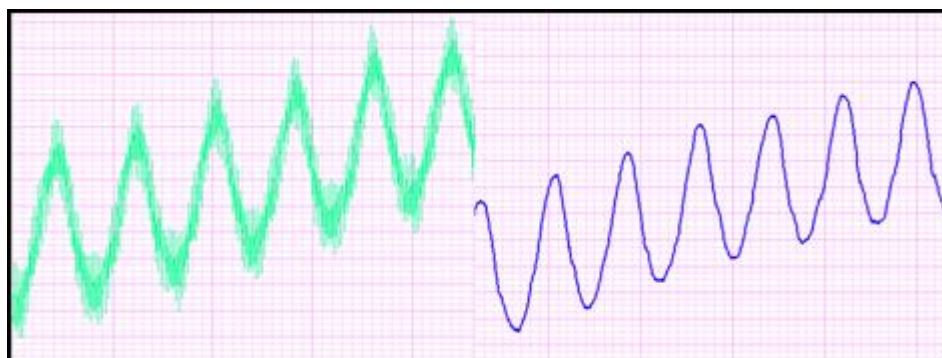
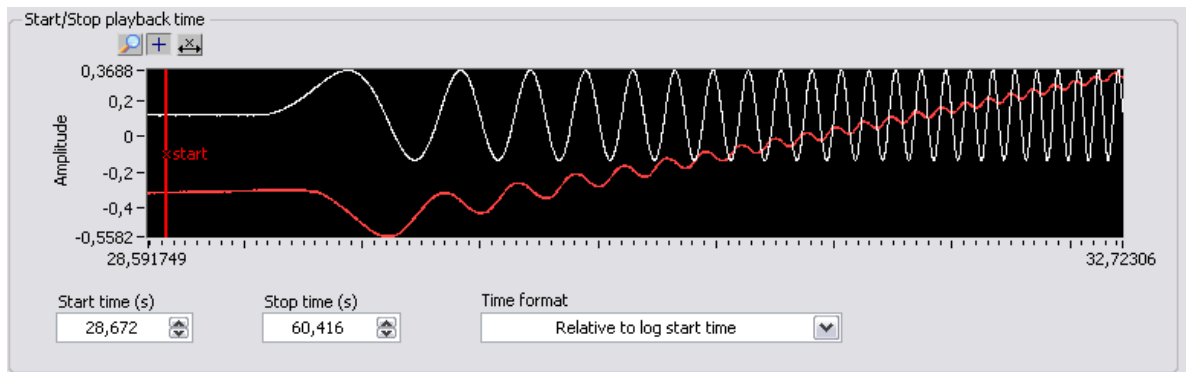


Figura 89. Comparación de la señal del LVDT sin y con filtrado digital.



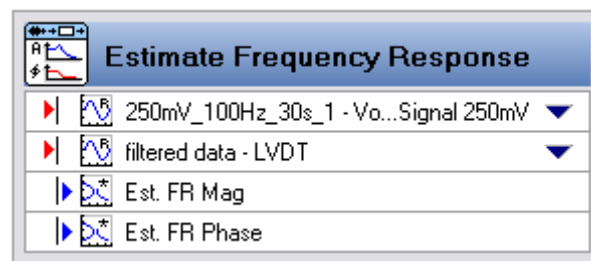
En la figura 90 se observa el comportamiento del actuador a la señal estímulo que se envía a la servoválvula (señal en color blanco), la señal de salida es la que se adquiere del LVDT y que se acondiciona y filtra (señal en color rojo), como se puede observar en la respuesta del sistema la amplitud del recorrido se va atenuando a medida que la frecuencia de la señal de entrada crece y a su vez presenta un desfase negativo como resultado de la dinámica del comportamiento del actuador.

Figura 90. Señal estímulo y señal recepción del servoactuador.



Se inserta el paso Estimate Frequency Response para graficar la respuesta del sistema con el diagrama de bode en magnitud y fase.

Figura 91. Paso Estimate Frequency Response para determinar el diagrama de bode



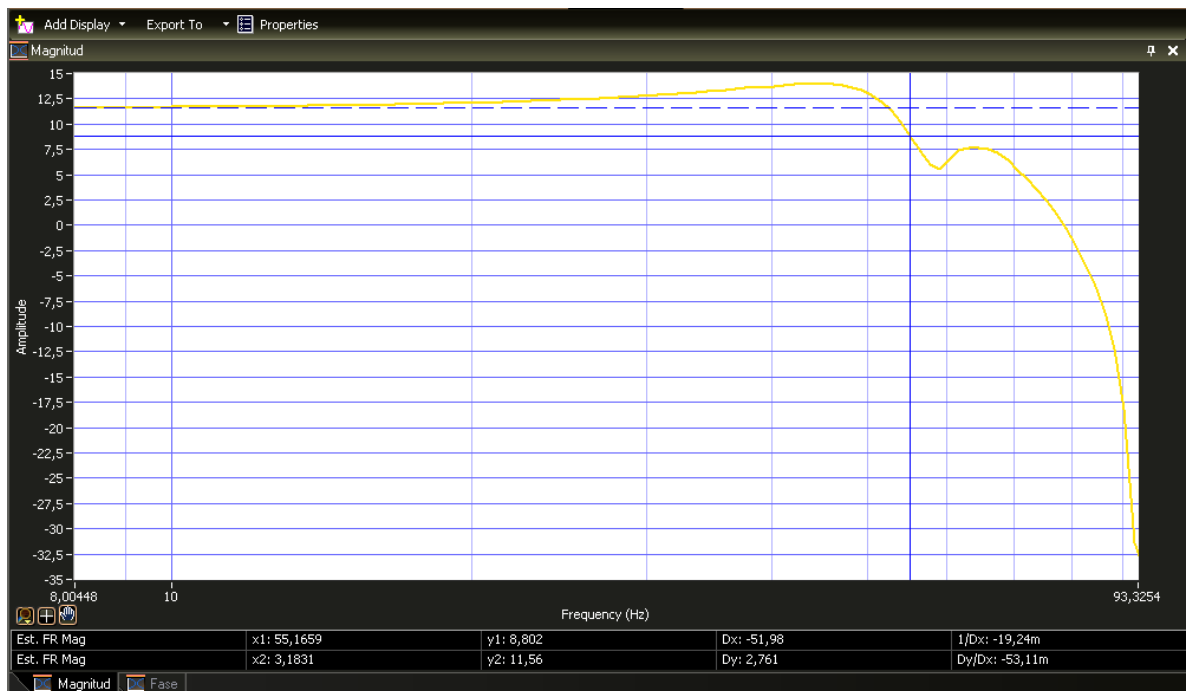
Este paso tiene dos argumentos de entrada que son la señal de estímulo y la del LVDT.

Se realizó un análisis detallado a cada uno de los registros descartando aquellos cuya respuesta no corresponde a la realidad. En las pruebas se observó que el régimen de resonancia lo que es consecuente con el modelo matemático, por tal motivo un diagrama de bode que no presente esta tendencia no es útil para la validación del modelo.

Los registros rechazados son producto de un posicionamiento erróneo de la mesa, amplitudes de excitación muy bajas o altas y tiempo de incremento de la frecuencia de la señal *Chirp* demasiado corto.

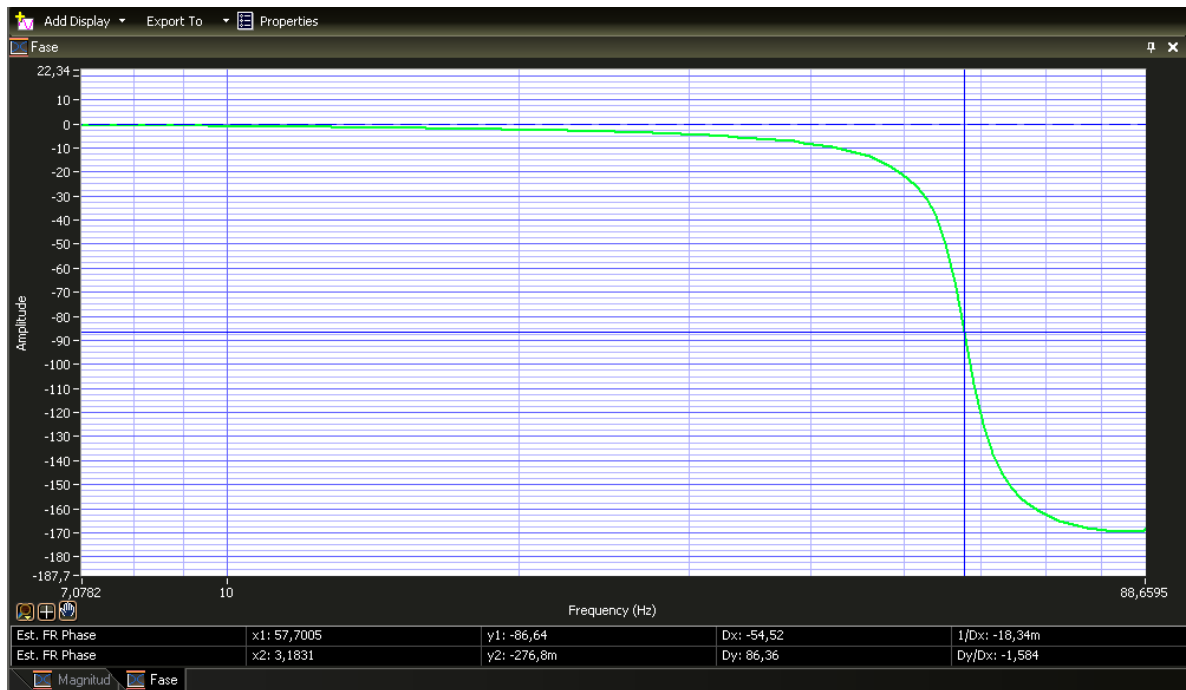
El resultado es un diagrama de bode experimental que representa en gran parte la tendencia del modelo matemático lineal e invariable en el tiempo desarrollado.

Figura 92. Diagrama de bode experimental de magnitud. Señal de estímulo 250 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s



En la grafica de a figura 92 se señala el punto de corte a -3 dB y corresponde aproximadamente a 55 Hz. En efecto es un resultado satisfactorio al coincidir con la frecuencia natural del servomecanismo hidráulico calculada en el capítulo anterior.

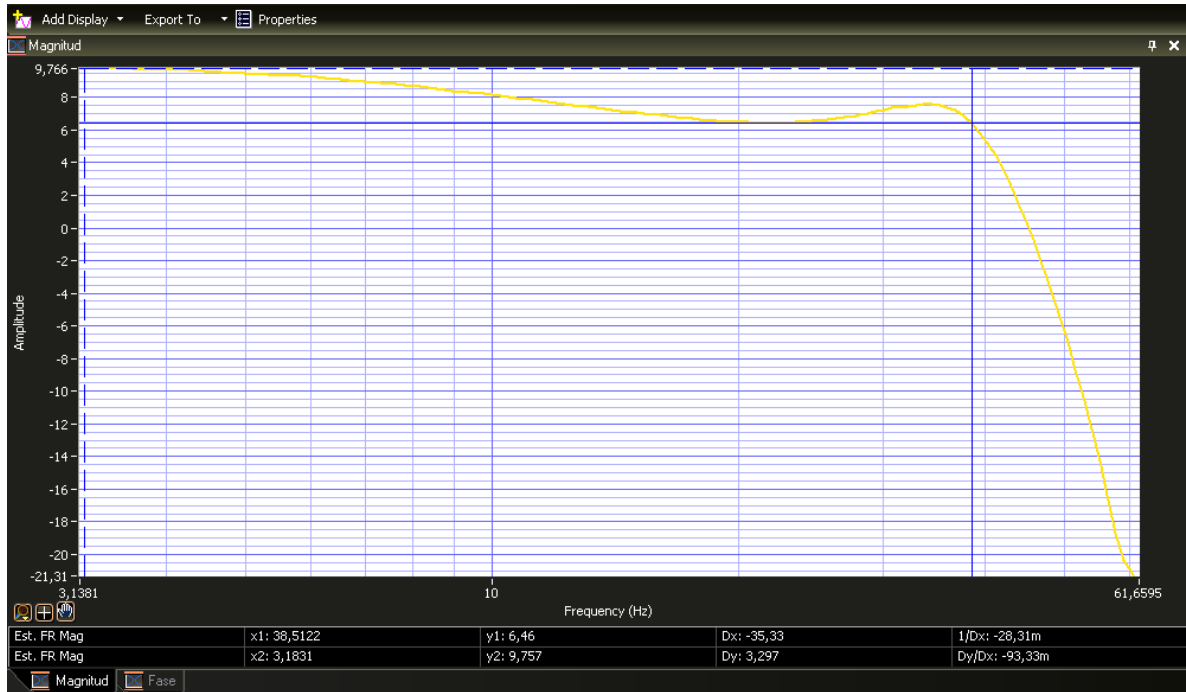
Figura 93. Diagrama de bode experimental de fase. Señal de estímulo 250 mV, de 0 a 100 Hz en 30 s



El punto de corte correspondiente a los 90° de desfase entre las señales es de 57,7 Hz. Esto significa que a partir de 57.7 Hz en la señal de entrada el movimiento del actuador no corresponderá fielmente a la instrucción de la servoválvula hablando en términos de un lazo de control abierto.

Para demostrar cómo se reduce el ancho de banda con el incremento de la amplitud de la señal de excitación, se muestra a continuación el diagrama de bode experimental para una amplitud de 500 mV con un barrido de frecuencia de 0 a 100 en 5 segundos.

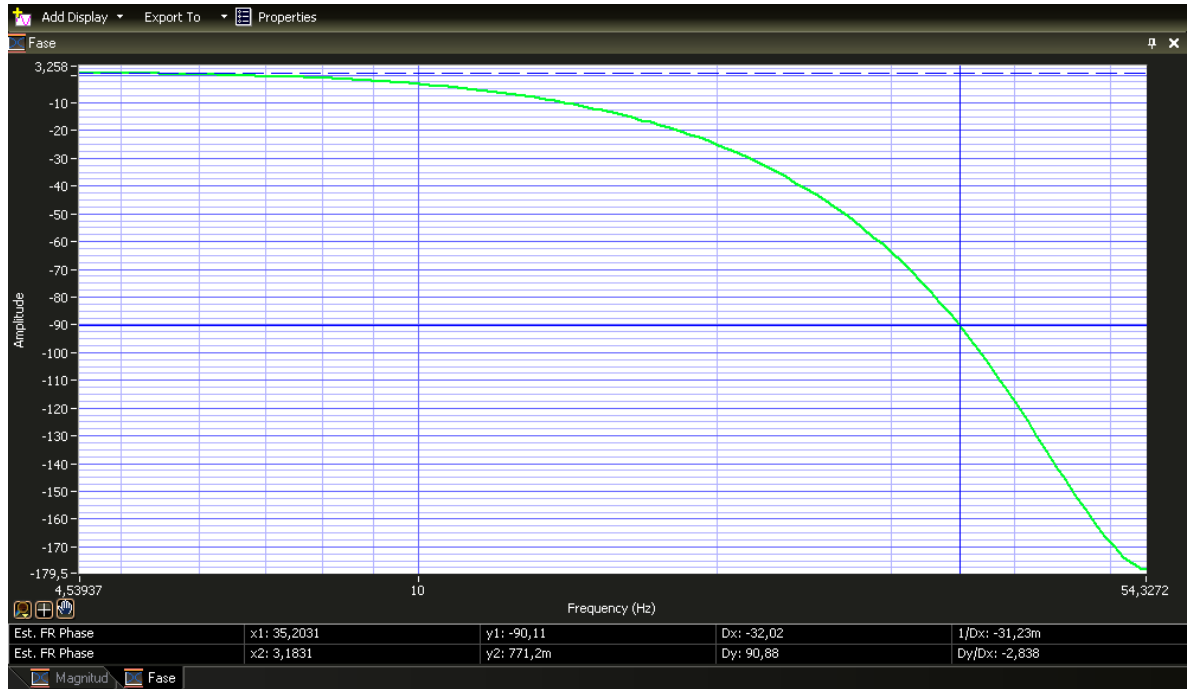
Figura 94. Diagrama de bode experimental de magnitud. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 5 s



La frecuencia de corte para un decremento de -3 dB es de 38.51 Hz y el pico del régimen de resonancia se da a los 34.4 Hz. Comparando con el valor de la respuesta con una señal de estímulo de 250 mV se observa que esta decrece.

El diagrama de bode (ver figura 95) para la fase es consecuente con el anterior. La frecuencia correspondiente al retraso de 90° es de 35.2 Hz valor que disminuye al aumentar la amplitud de la señal de excitación. El ancho de banda del sistema se reduce pues los movimientos tienen una mayor amplitud.

Figura 95. Diagrama de bode experimental de fase. Señal de estímulo 500 mV, de 0 a 100 Hz en 5 s

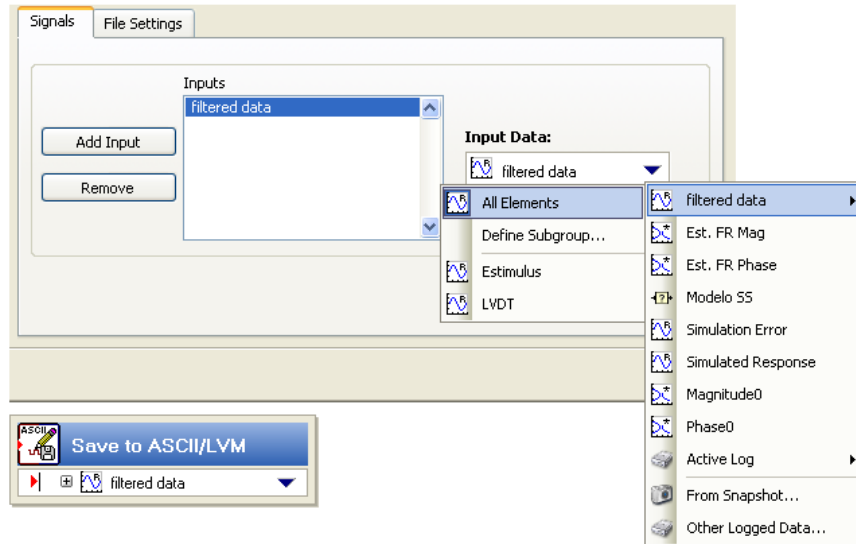


5.3 ESTIMACIÓN DEL MODELO DE 3ER ORDEN CON EL SYSTEM IDENTIFICATION TOOLBOX DE MATLAB®

Para la validación del modelo teórico creado en el capítulo anterior se exportan los datos a Matlab. Con el asistente en modo Playback se inserta un nuevo paso para salvar las señal filtrada

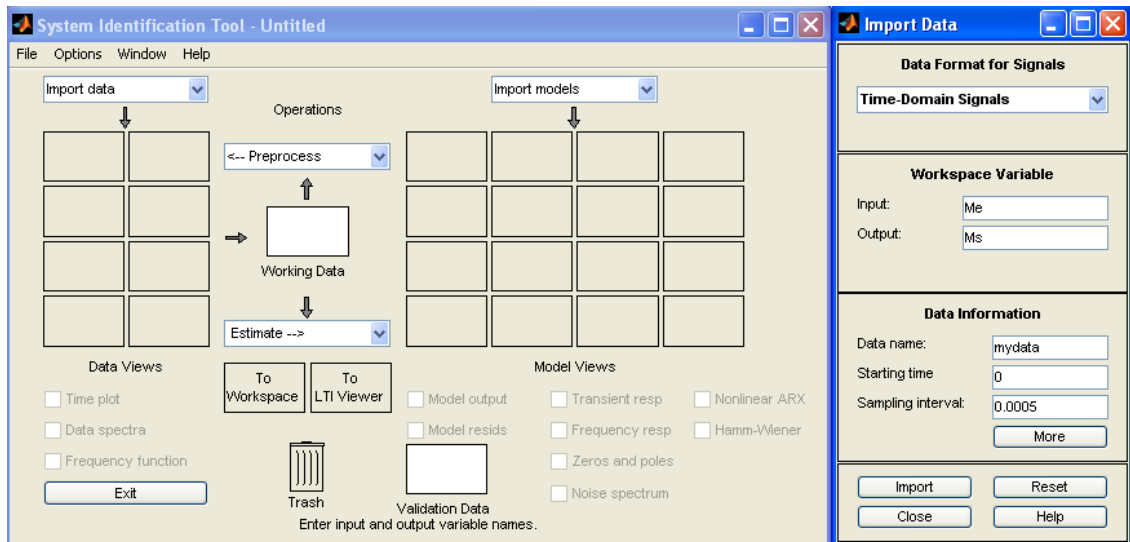
Los datos son cargados al Workspace de Matlab ver figura 96, mediante la función *leerdatos.m* (Ver Anexo H). Esta función lee la información contenida en un libro de Excel, donde cada hoja es un bloque de datos correspondiente a 1024 muestras (como se configuro en el asistente de adquisición de datos) y el número de bloques lo determina el tiempo de muestreo.

Figura 96. Configuración para salvar las señales adquiridas y procesadas.



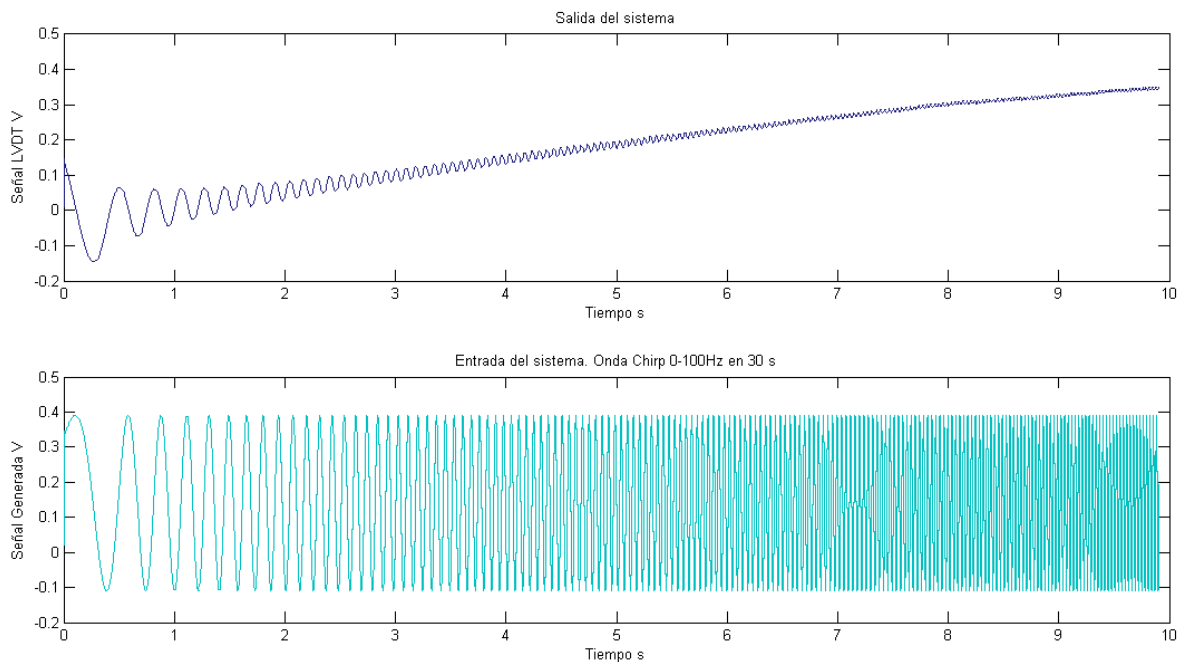
Se abre el *System Identification Toolbox (SIT)* de Matlab Figura 97 y se importan del workspace la señal de entrada *Me* y la señal de salida *Ms*, también se introduce el intervalo de muestreo.

Figura 97. Interfaz del System Identification Toolbox.



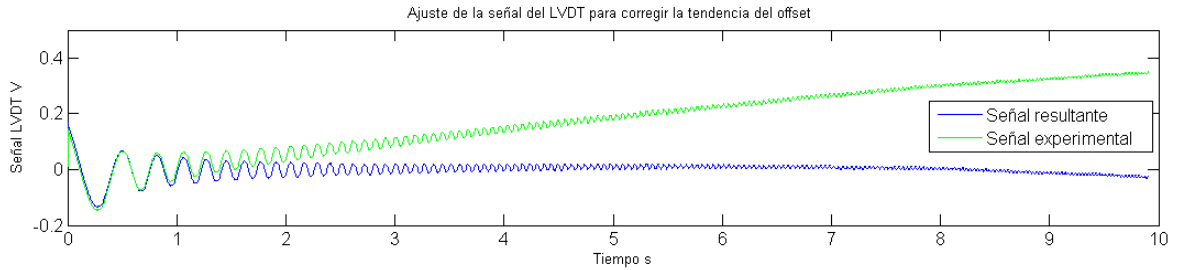
Se trabaja con un segmento de la señal, pues debido a que se realizaron pruebas de lazo abierto, la señal de respuesta tiene un corrimiento o tendencia lineal del offset, y esto se ve en la operación de la maquina ya que no permanece el actuador en la posición central. El modelo matemático de tercer orden aplica para pequeñas perturbaciones alrededor de la posición central de la mesa, por tal motivo para obtener un mejor ajuste de la señal simulada se recorta en aproximadamente 10s correspondiente a 33.3 Hz. La señal recortada (ver figura 98) cubre el rango de frecuencias de trabajo que es de 5-30 Hz.

Figura 98. Señales recortadas para la validación del modelo



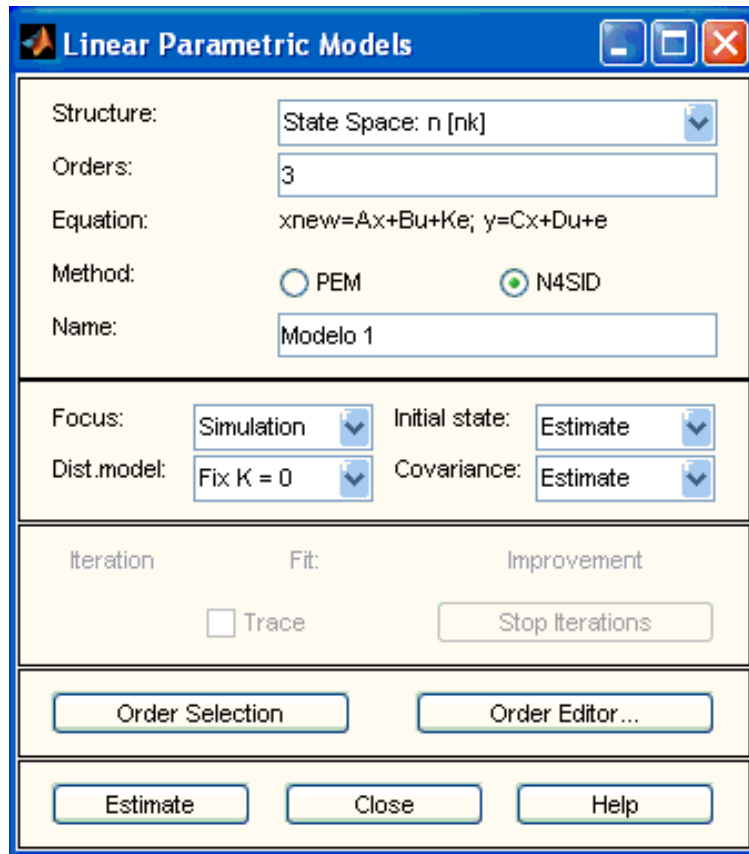
La tendencia del offset se corrige con la herramienta TREND que se encuentra pop-up de *Preprocess* en la guide de SIT. El resultado se muestra en la siguiente figura 99.

Figura 99. Señal LVDT con la tendencia lineal del offset casi corregida.



La señal resultante es cargada en el *Working data* para estimar el modelo paramétrico lineal de tercer orden, en ecuaciones de estado. Se configura la herramienta de identificación como lo muestra la siguiente figura:

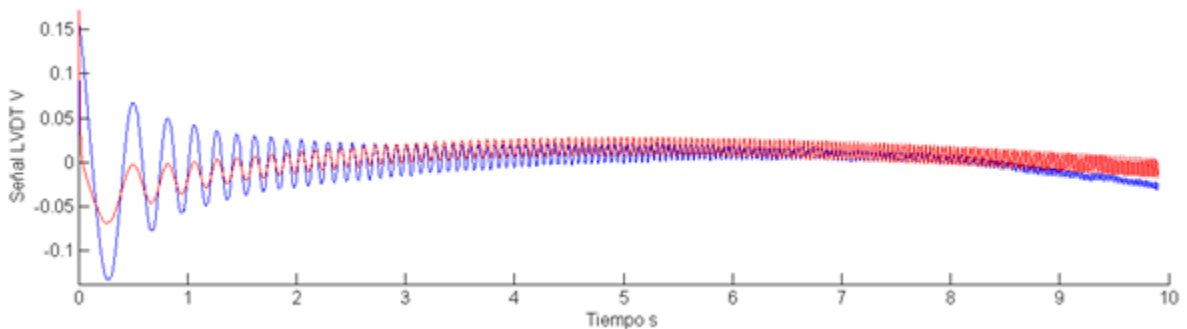
Figura 100. Configuración del método para estimar el modelo.



El método N4SID es un método basado en proyecciones y no en una búsqueda iterativa de los parámetros como lo es PEM. Es preferible que el estado inicial del modelo sea estimado ya que se desconoce la razón de la presión de carga con el tiempo (\dot{P}_L) en el momento inicial. La covarianza también es estimada.

SIT estima un modelo con un ajuste de 28.91 (Siendo 100 el ajuste perfecto) ver Figura 101 para el segmento de la señal original. Esto conduce a pensar que el modelo requiere de más de una entrada para obtener mayor información de la operación y determinar respuesta del sistema. Se puede hacer un registro de la presión de carga P_L implementando un sensor de presión diferencial en los dos racores acodados de las entradas de las cámaras del cilindro.

Figura 101. Comparación entre la señal experimental y el modelo estimado de tercer orden .



El modelo estimado tiene un mejor ajuste en determinadas zonas. Por ejemplo si se selecciona el rango de 4 a 6 segundos el resultado será un ajuste del 65.14 y en efecto el modelo predice mejor el sistema en este rango de operación (ver Figura 102).

Otra manera de incrementar el ajuste es realizando un modelo matemático de orden superior al existente, por ejemplo con un análisis mas exhaustivo a la servo válvula. Como se muestra en la Figura103 el ajuste mejora para un modelo estimado de sexto orden.

Figura 102. Comparación entre la señal experimental y el modelo estimado de tercer orden en 2 segundos.

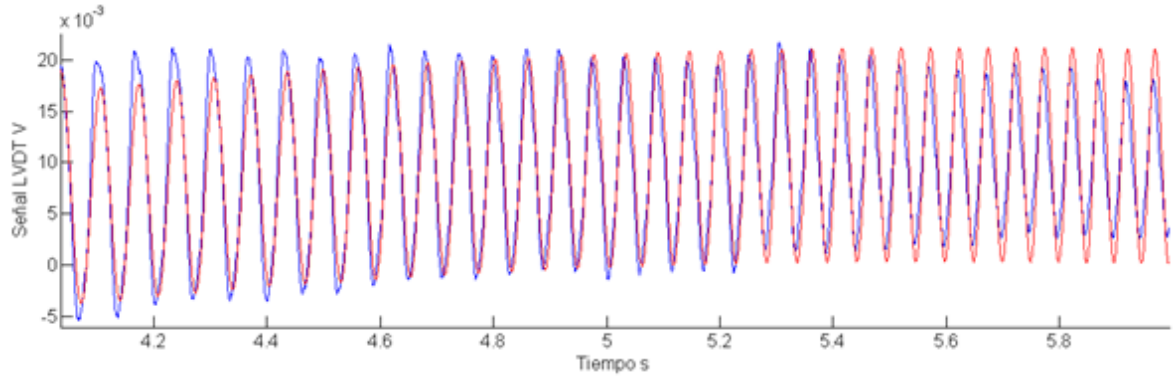


Figura 103. Comparación entre la señal experimental y el modelo estimado de sexto orden

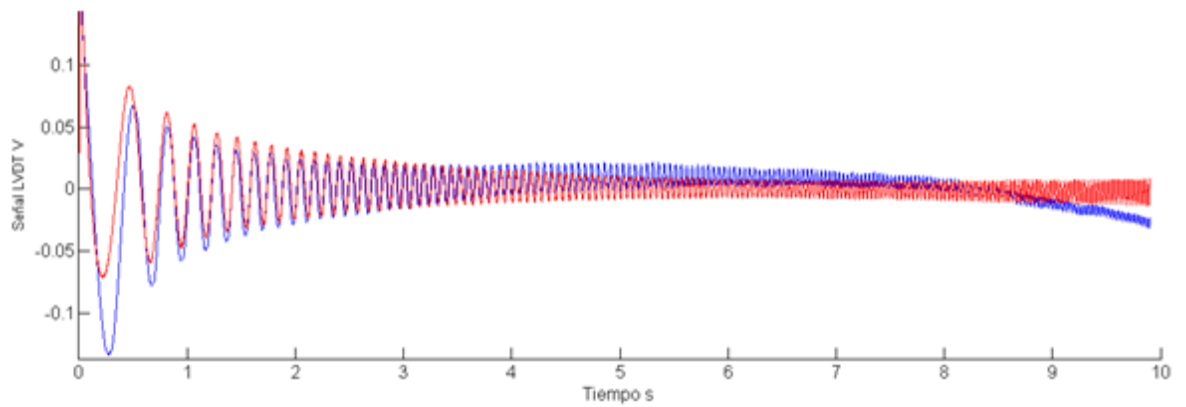
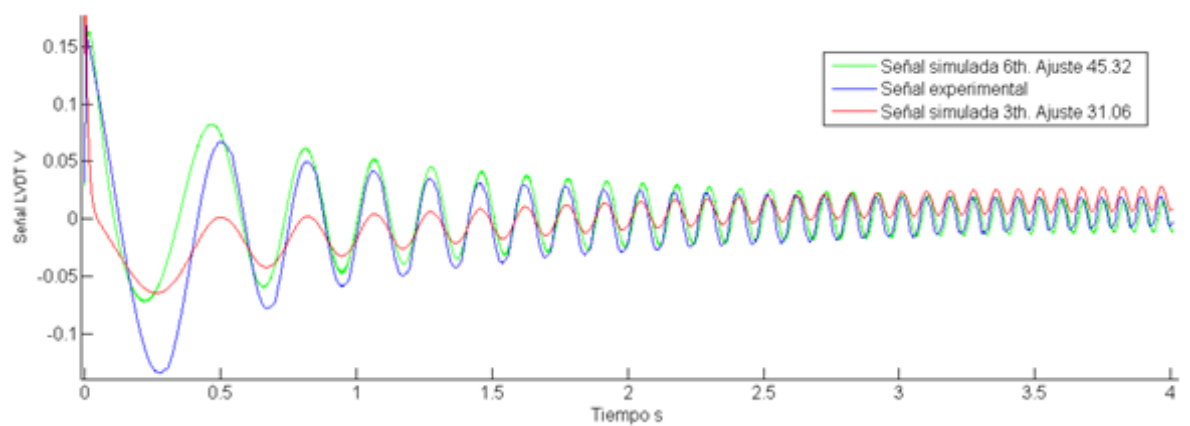


Figura 104. Comparación del ajuste de los modelos de 3th y 6th con la señal experimental



El ajuste del modelo estimado de sexto orden se incrementa a 40.83 y si se analiza el intervalo de 0 a 4 segundos el ajuste es bastante superior al que se observa en la figura 103 del modelo de tercer orden.

Los parámetros del modelo de 3th orden estimado anteriormente son exportados de la guide del SIT al workspace de Matlab y el resultado de las matrices de coeficientes según la ecuación 4.38 es:

$$A = \begin{bmatrix} 0.01544 & 0.9558 & -0.0943 \\ 0.0275 & 0.9882 & -0.0078 \\ -0.0231 & -0.0348 & -0.5100 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -0.0668 \\ -0.0489 \\ -9.5169 \end{bmatrix}$$

Se cita la ecuación 4.39 para relacionar las contantes desconocidas con los parámetros encontrados.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{c}{M} & -\frac{A_p}{M} \\ 0 & -\left(\frac{4\beta A_p}{V_T}\right) & -\frac{4\beta(C_f+k_c)}{V_T} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{4\beta k_q k_i k_u}{V_T} \end{bmatrix} * u \quad (4.39)$$

Los parámetros encontrados son consecuentes con las constantes asociadas en las matrices de coeficientes de la ecuación 4.39, lo que le da valides a sus hipótesis en gran medida. Cabe destacar que pruebas de funcionamiento de lazo cerrado de tal forma que el actuador permanezca en su posición central, agrega precisión en la obtención del valor de estas constantes y amplía el ancho de banda de la maquina.

6. CONCLUSIONES

Se desarrollo el modelo matemático lineal que representa la dinámica del servoactuador hidráulico. Correspondiente al cilindro Parker doble vástago ($\emptyset_p = 2.5"$, $\emptyset_v = 1.75"$ y Carrera=10"), servo válvula MOOG serie 76-263 (10 GPM@1000PSI) y masa de prueba.

Se diseñó y construyó el bastidor o marco base para el montaje del servoactuador hidráulico, apto para su utilización como plataforma de investigación. Incluyendo el modelado y validación experimental del análisis modal para garantizar un desempeño confiable del bastidor en el rango de frecuencias de 0-50 Hz.

Se realizo el montaje sistema experimental; Incluye la implementación del hardware para acondicionar y amplificar las señales, y el modulo NI USB 6216 para generar y adquirir señales.

Se desarrollo una aplicación en Labview® para controlar en lazo abierto el servoactuador hidráulico y facilitar la adquisición de los datos

Se realizó la adquisición de datos en Labview Signal Express® de forma exitosa encontrando la respuesta a la frecuencia del sistema para lazo de control abierto. El ancho de banda del sistema es de aproximadamente 55 Hz, excelente resultado para el desarrollo de pruebas sísmicas (Por lo general estas requieren una banda de 5-30 Hz) y además que el control en lazo cerrado puede extenderla aun mas.

Se realizó la estimación del modelo de tercer orden a partir de los datos experimentales mediante la utilización del System Identification Toolbox de Matlab® con resultados positivos para un segmento de la señal de salida (LVDT)

Los parámetros estimados son consecuentes en magnitud con las constantes asociadas dentro de las matrices de coeficientes, dando validez a las hipótesis del modelo matemático desarrollado.

Se demostró que al aumentar la amplitud de señal de entrada (excitación) del sistema el ancho de banda disminuye y se percibió vibración con más severidad en el régimen de resonancia.

Las herramientas de Labview® utilizadas para generar y adquirir señales junto con las de identificación de sistemas de Matlab® presentan grandes ventajas en cuanto a flexibilidad, velocidad y potencia para realizar validación de modelos dinámicos.

7. RECOMENDACIONES

Se debe seguir realizando pruebas en lazo abierto para observar cómo se comporta la señal el sistema con diferentes cargas sobre la mesa, puesto que el sistema debe cambiar su comportamiento.

Con el modelo matemático descrito es muy sencillo en futuros trabajos implementar un sistema de control que aumente el rendimiento y ancho de banda del sistema.

El método para validación de modelo puede ser fácilmente adoptado para otras aplicaciones de maquinaria hidráulica y sistemas de prueba.

Implementar un sensor posición lineal para considerar el efecto de desplazamiento relativo generado en la conexión Horquilla- Mesa (Backlash) y así aumentar la exactitud de la lectura en la posición de la mesa.

Instalar acumuladores en el puerto de presión y retorno de la servoválvula, para mejorar la respuesta dinámica del sistema.

BIBLIOGRAFÍA

OGATA, Katsuhiko. *Dinámica de Sistemas*. México: Prentice-Hall, 1987.

IRFAN BAIG, Muhammed Ali. *Instructional Shake Table For Demonstrations in Structural Dynamics USA, MIT, 2003*.

LATENDRESSE, Vincent. *Operation and Control of a Seismic Simulator CANADA, The University Of Britihs Columbia, 1999*.

LEIVA, Castro Julian Enrique. *Diseño y Fabricación de Mesa Vibratoria Unidireccional con un Actuador Hidráulico, CHILE, Universidad de Chile, 2007*.

LIAW, Chong-Jer. *Nonlinear Dynamics of an Electrohydraulic Flapper Nozzle Valve*. ASME, 1990.

XU, Yang. *Modeling and controller desing of a shaking table in active structural control system, EL SEVIER, 2008*.

MERRIT. *Hydraulic Control System*, John Wiley and Sons Inc, 1967.

FIGLIOLA, Richard y BEASLEY, Donald. *Mediciones Mecánicas Teoría y Diseño*. Cuarta edición. Alfaomega Grupo Editor. Mexico, 2008

BORRAS, Carlos; Tesis de maestría: *Pattern Recognition in hydraulic backlash using Neural Network Thesis (Master of Science)*. University of Oklahoma, Norman, Aerospace and Mechanical Engineering Department. USA, 2001.

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. México: Prentice Hall, 1999

REXROTH. Fundamentos y componentes de la oleohidráulica.

TOTTEN. George. E: Handbook of Hydarulic fluid technology. Union carbide Corporation. New York. 2000.

BALLEN ,Javier Alexander y VELASCO Hugo. Sistema de adquisición de datos a través del puerto paralelo y plataforma Labview. Laboratorio de Instrumentación Virtual LIV. Facultad de Electrónica, Universidad Distrital Francisco José de Caldas, Bogotá Colombia.

Ramsay, S.R., "*A Study of the Dynamic Performance of a Shaking Table*", Master's thesis, Department of Civil Engineering, University of British Columbia, Vancouver, B.C., 1982.

Clough, R.W., and Penzien J., "*Dynamics of Structures*", McGraw-Hill hc, 1993.

National Instruments, Manual de usuario NI USB 6216, 2009.

ANEXOS

ANEXO A. CATALOGO SERVOVÁLVULA MOOG

CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS

Até que seja indicado em contrário, todos os parâmetros de desempenho de operações da válvula foram feitos utilizando-se fluido hidráulico DTE-24 da MOBIL, a temperatura de 100°F (38°C).

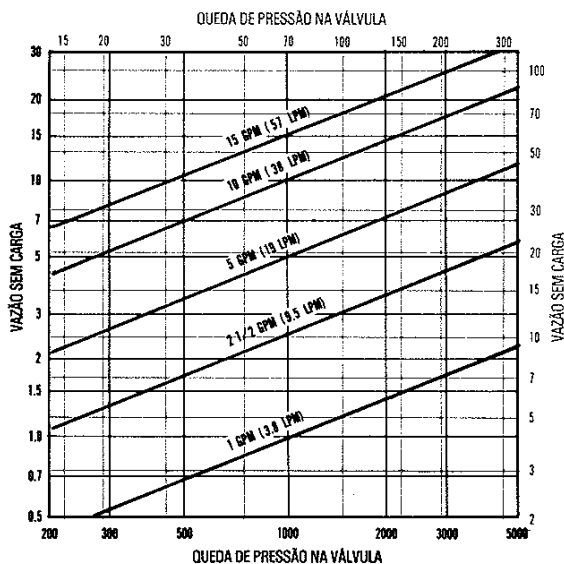


FIGURA 1 - VARIAÇÃO DA VAZÃO NOMINAL COM A PRESSÃO

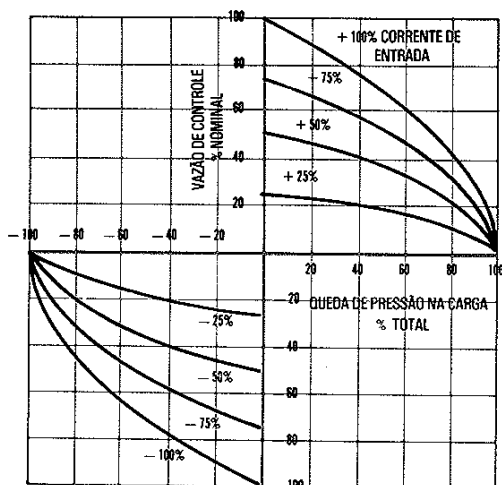


FIGURA 2 - VARIAÇÃO DA VAZÃO DE CONTROLE, COM A CORRENTE E PRESSÃO DE CARGA

FORNECIMENTO DE FLUÍDOS: As Servoválvulas ZO 76 devem operar com fornecimento constante de pressão.

Pressão de Alimentação

Mínimo..... 200 psi (14 bar)
 Máximo..... 3000 psi (210 bar)
 Máximo (sob pedido)..... 5000 psi (350 bar)

Pressão de teste

Na porta de pressão..... 150% da alimentação
 Na porta de retorno..... 100% da alimentação

*Classificação NFPA de pressão estática..... 6900 psi (pressão do teste 10.700 psi)

*Classificação NFPA de pressão cíclica..... 3000 psi (porta de pressão)

(Teste cíclico de pressão..... 4350 psi para >10⁶ ciclos)

**Fluido Fluido Hidráulico a base de Petróleo 60 a 450 SSU a 100°F (38°C)

Filtragem de Alimentação recomenda-se 10 μm nominal (25 μm absoluto) ou menor

Temperatura de operação

Mínimo..... -40°F (-40°C)
 Máximo..... + 275°F (+135°C)

* Os métodos de verificação da pressão estática e pressão de fadiga foram feitas sob recomendação da NFPA norma T2.5.26 - 1974 categoria 3/90.

** Vedações de Buna N são standard. Viton A e EPR podem ser fornecidos sob pedidos.

VAZÕES NORMAIS: Temos disponíveis cinco tamanhos standard com as seguintes vazões: 1, 2 1/2, 5, 10 e 15 gpm a 1000 psi de queda de pressão da válvula (3,8, 9,5, 19, 38 e 57 l/min a 70 bar). Veja gráfico a esquerda com as pressões de alimentação e suas correspondentes vazões.

Vazões com várias combinações de pressão de alimentação e queda de pressão da carga podem ser determinados, calculando-se a queda de pressão da válvula:

$$P_V = (P_S - P_R) - P_L \quad \text{onde:}$$

P_V = Queda de pressão da válvula
 P_S = Pressão de alimentação
 P_R = Pressão de retorno
 P_L = Pressão da carga

CARACTERÍSTICAS VAZÃO-CARGA: A vazão de controle para a carga mudará com a queda de pressão da mesma e a entrada elétrica como indicado na figura 2. Estas características seguem de perto a relação teórica da raiz quadrada para orifícios de bordas agudas:

$$Q_L = K.i.\sqrt{P_V} \quad \text{onde:}$$

Q_L = Vazão de controle
 K = Constante do orifício
 i = Corrente de entrada
 P_V = Queda de pressão da válvula

VAZAMENTO INTERNO: O máximo vazamento interno para cada tamanho de servoválvula é:

Vazão com alimentação de 70 bar (1000 psi)

Vazão Nominal	Vazamento Interno
1 gpm (3.8 l/min)	< 0.17 gpm (0.66 l/min)
2 1/2 gpm (9.5 l/min)	< 0.22 gpm (0.83 l/min)
5 gpm (19 l/min)	< 0.35 gpm (1.32 l/min)
10 gpm (38 l/min)	< 0.35 gpm (1.32 l/min)
15 gpm (57 l/min)	< 0.35 gpm (1.32 l/min)

CARACTERÍSTICAS DE PERFORMANCE

Até que seja indicado em contrário, todos os parâmetros de desempenho de operações da válvula foram feitos usando-se fluido hidráulico DTE-24 da MOBIL a temperatura de 100°F (38°C).

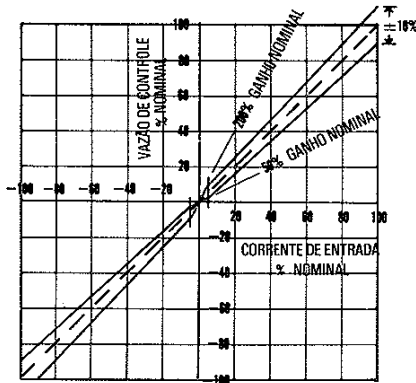


FIGURA 3 - TOLERÂNCIAS DE GANHO SEM VAZÃO DE CARGA.

GANHO DE VAZÃO: As características de vazão sem carga das Servoválvulas ZO 76 podem ser indicadas no gráfico para mostrar ganho de vazão, simetria e linearidade. Limites típicos (excluindo efeitos de histerese) são indicados na Figura 3.

LINEARIDADE: A não linearidade de vazão de controle com a corrente de entrada, será mais severa na região do nulo devido a variações do corte do nulo do carretel. Com tolerâncias padrões o ganho de vazão da válvula perto do nulo (dentro de $\pm 5\%$ da corrente nominal de entrada) pode variar de 50 a 200% do ganho normal de vazão.

TOLERÂNCIAS DA VAZÃO NOMINAL

$\pm 10\%$

SIMETRIA

$< 10\%$

HISTERESIS

$< 3\%$

"THRESHOLD" (Inércia)

$< \frac{1}{2} \%$

FORÇAS ATUANTES NO CARRETEL:

A máxima força hidráulica disponível para acionar o carretel do 2º estágio depende basicamente da pressão de alimentação e o gradiente amplificador hidráulico de pressão. A configuração normal do 1º estágio para a Servoválvula ZO 76 produzirá um gradiente de força atuante no carretel que excede 1 lb/% (0,4 daN/%) corrente de entrada com uma alimentação a 3000psi (210 bar). Este gradiente será reduzido em cerca de 30% quando se opera com alimentação de 1000 psi (70 bar). A máxima força atuante no carretel a 3000 psi (210 bar) de alimentação é de 67 daN (150 lb).

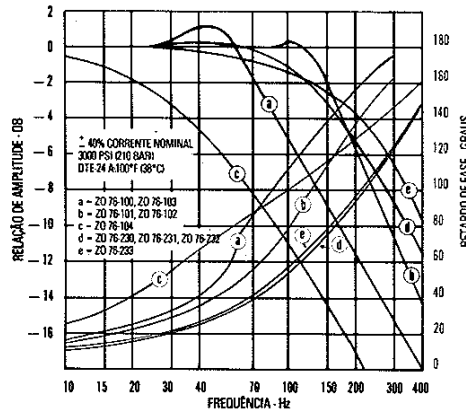


FIGURA 4 - REDUÇÃO DA AMPLITUDE DA RESPOSTA EM FUNÇÃO DA FREQUÊNCIA

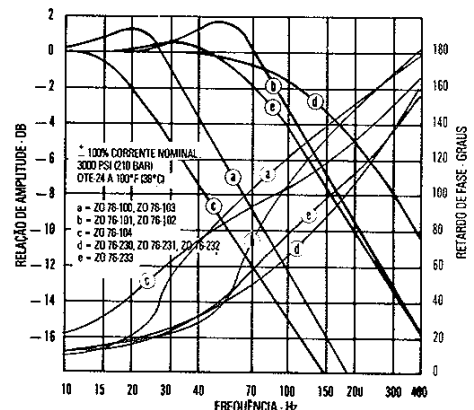


FIGURA 5 - RESPOSTA DA FREQUÊNCIA COM AMPLITUDE TOTAL

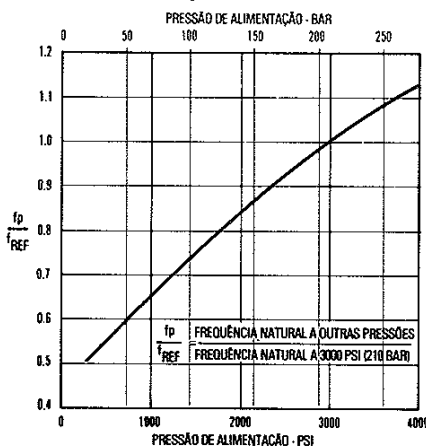


FIGURA 6 - VARIAÇÃO DA RESPOSTA DA FREQUÊNCIA COM A PRESSÃO

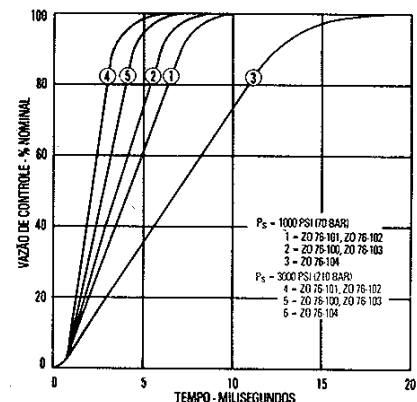


FIGURA 7 - RESPOSTA A UM DEGRAU

GANHO DE PRESSÃO: O diferencial da pressão da carga bloqueada se altera rapidamente de um limite a outro, quando a corrente de entrada faz com que o carretel atravesse a região do nulo. Normalmente, o ganho de pressão no nulo para a Servoválvula ZO 76 excede 30% da pressão de alimentação para 1% da corrente nominal, e pode atingir até 80% da pressão de entrada.

NULO

externamente ajustável

ALTERAÇÃO DO NULO

Com a temperatura	variação de 100°F (56°C)	$< \pm 4\%$
Com a aceleração	até 10 g	$< \pm 2\%$
Com a pressão de alimentação	80% até 110 nominal	$< \pm 2\%$
Com a corrente quiescente	50% até 100% da corrente	$< \pm 2\%$
Com contra pressão	0% até 20% da alimentação	$< \pm 2\%$

RESPOSTA DE FREQUÊNCIA: Típicas características de resposta para a Servoválvula ZO 76 são indicadas nas figuras 4 e 5. A resposta de frequência da servoválvula varia com a amplitude do sinal, pressão de alimentação, temperatura e parâmetros internos de construção da servoválvula. A variação da resposta com a pressão de alimentação, expressa do ponto de retardo de fase de 90°, é indicada na figura 6.

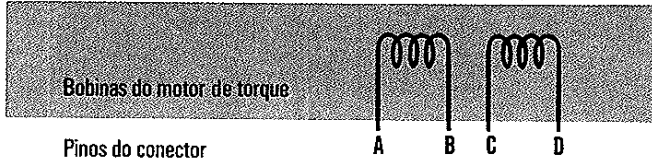
RESPOSTA A UM DEGRAU DE CORRENTE: Resposta transitória da Servoválvula ZO 76 é indicada na figura 7. A parte em linha reta da resposta, representa a vazão de saturação do estágio piloto que aumentará com maiores pressões de alimentação.

CARACTERÍSTICAS ELÉTRICAS

CORRENTE NOMINAL E RESISTÊNCIA DE BOBINA: Uma variedade de bobinas é disponível para a Servoválvula ZO 76. Desta forma há a escolha ampla de correntes nominais (veja tabela 1).

A Servoválvula ZO 76 pode ser fornecida com resistores internos, de modo a produzir maiores resistências para uma dada corrente. Desta forma uma bobina com 130 ohms e resistência 670 ohms fornecerá uma corrente diferencial de 30 ma com 800 ohms por bobina.

CONFIGURAÇÃO ELÉTRICA PADRÃO



As conexões externas e a polaridade elétrica para vazão saindo de C₁ são:

- Bobinas independentes: B+ A- ou D+ C-
- Bobinas em série : Ligue B a C; D+ A-
- Bobinas em paralelo : Ligue A a C e B a D
B+ e D+; A- e C-
- Bobinas diferenciais : Ligue B a C
c/ B+ e C+, corrente de
B p/ A > C p/ D
c/ B- e C-, corrente de
D p/ C > A p/ B

CONEXÕES DA BOBINA: Um conector elétrico padrão de 4 pinos (que interliga com MS 3106 - 14S - 2S). As quatro ligações do motor de torque estão disponíveis no conector, de modo que conexões externas possam ser feitas para operações em série, paralelo ou diferencial.

Servoválvulas ZO 76 podem ser fornecidas sob pedido com outros tipos de conectores ou um "pigtail". Também, as bobinas podem ser ligadas internamente para operações com 2 ou 3 Bornes de saída.

SERVOAMPLIFICADOR: A servoválvula responde a corrente de entrada, desta forma um servoamplificador que possua alta impedância interna (obtida com realimentação de corrente) deve ser usado. Isto irá reduzir o efeito da indutância da bobina e minimizará mudanças devido a variações de resistência da bobina.

CORRENTE QUIESCENTE: No caso de ser utilizada se recomenda que a mesma não exceda 100% da corrente nominal.

DITHER: Um sinal "Dither" de pequena amplitude pode ser usado para aumentar a eficiência do sistema. No caso de ser usado, recomenda-se usar frequência de dither entre 200 e 400 Hz e uma amplitude de corrente menor do que 20% da nominal.

IMPEDÂNCIA DA BOBINA: A resistência e a indutância de bobinas padrões são dadas na tabela abaixo. As duas bobinas de cada servoválvula são enroladas em igual número de voltas, com uma tolerância normal de fabricação da resistência da bobina de $\pm 12\%$. Usa-se fio de cobre, o que faz com que a resistência varie consideravelmente com a temperatura. Os efeitos das mudanças de resistência da bobina podem ser essencialmente eliminados através do uso de servoamplificadores de corrente para realimentação, possuindo alta impedância de saída.

A indutância é determinada sob condições de operação sob pressão e é grandemente influenciada pela força contra eletromotriz do motor de torque. Estes efeitos variam com a maioria das condições de operação e variam grandemente com frequências de sinais acima de 100 Hz. Os valores fornecidos da indutância aparente da bobina são determinados a 50 Hz.

Tabela 1 - Bobinas Disponíveis para Servoválvula ZO 76

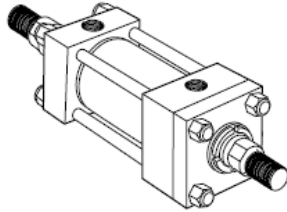
RESISTÊNCIA NOMINAL POR BOBINA A 70°F (21°C) OHMS	CORRENTE NOMINAL RECOMENDADA - MA		INDUTÂNCIA APROXIMADA DA BOBINA - HENRIES			
	Configuração da Bobina Diferencial, Paralela ou Simples	Bobinas em Série	Bobinas Simples	Bobinas Diferenciais *	Bobinas em Série	Bobinas em Paralelo
22	200	100	0.07	0.10	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

* Indutância por bobina em operação diferencial (classe A push-pull).

ANEXO B. CATALOGO ACTUADOR HIDRÁULICO

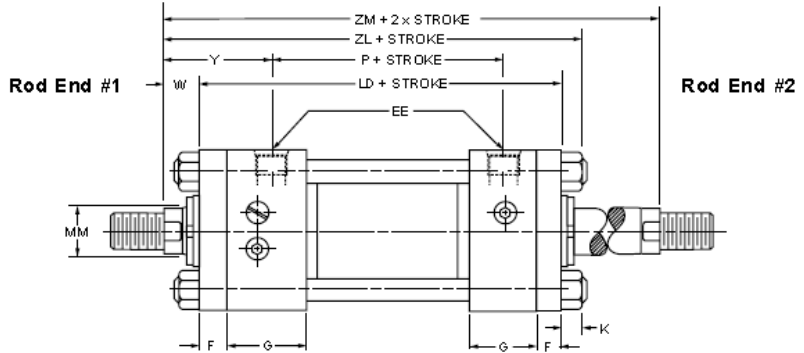
Series 2H Heavy Duty Hydraulic Cylinders

Double Rod Models
1½" to 6" Bore Sizes



How to Use Double Rod Cylinder Dimensioned Drawings

1½" to 6" Bores



Mounting Styles for Single Rod Models	Mounting Styles for Corresponding Double Rod Models*	Dimensions Shown on This Page Supplement Dimensions on Pages Listed Below
		1½" - 6" Bores Page No.
T	KT	44
TB	KTB	44
TD	KTD	44
J	KJ	46
JB	KJB	46
JJ	KJJ	46
C	KC	50
E	KE	50
F	KF	50
CB	KCB	52
G	KG	52
D	KD	54
DD	KDD†	54

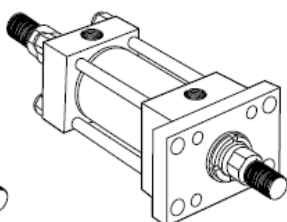
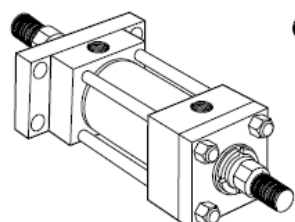
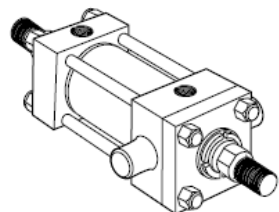
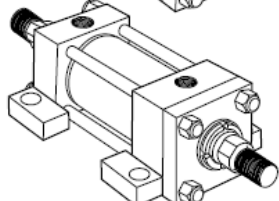
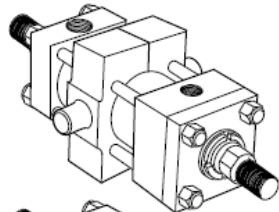
To determine dimensions for a double rod cylinder, first refer to the desired single rod mounting style cylinder shown on preceding pages of this catalog. (See table at left.) After selecting necessary dimensions from that drawing, return to this page supplement the single rod dimensions with those shown on drawing at right and dimension table below. Note that double rod cylinders have a head (Dim. G) at both ends and that dimension LD replaces LB and ZL replaces ZB, etc. The double rod dimensions differ from, or

are in addition to those for single rod cylinders shown on preceding pages and provide the information needed to completely dimension a double rod cylinder.

On a double rod cylinder where the two rod ends are different, be sure to clearly state which rod end is to be assembled at which end. Port position 1 is standard. If other than standard, specify pos. 2, 3 or 4 when viewed from rod end #1 only. See port position information in Section C.

*If only one end of these Double Rod Cylinders is to be cushioned, be sure to specify clearly which end this will be.

†Specify XI dimension from rod end #1.



All dimensions are in inches and apply to Code 1 rod sizes only. For alternate rod sizes, determine all envelope dimensions (within LD dim.) as described above and then use appropriate rod end dimensions for proper rod size from single rod cylinder.

Bore	Rod No.	Rod Dia. MM	Add stroke										Add 2X Stroke
			LD	ZL	SA _K	XA _K	ZA _K	SN _K	SS _K	SE _K	XE _K	ZE _K	
1½	1	5/8	55/8	6 ¼	75/8	7 ¼	75/8	27/8	4 1/8	73/8	7 1/8	7 1/2	67/8
2	1	1	6 1/8	67/8	85/8	8 1/8	85/8	27/8	37/8	8	7 13/16	85/16	75/8
2½	1	1	6 ¼	7	85/8	83/16	83/4	3	35/8	8 1/8	7 15/16	87/16	73/4
3¼	1	13/8	7 ¼	8 1/8	107/8	9 15/16	105/8	3 1/2	43/8	9 1/2	9 ¼	97/8	9
4	1	13/4	73/4	83/4	12	107/8	113/4	33/4	4 ¼	10	97/8	10 1/2	93/4
5	1	2	8 ¼	93/8	12 1/2	11 1/2	123/8	4 ¼	43/4	11 ¼	107/8	115/8	10 1/2
6	1	2 1/2	93/8	105/8	14 ¼	13 1/16	14 1/8	47/8	5 1/8	123/4	125/16	133/16	117/8
Replaces: On single rod mounting styles:			LB	ZB	SA	XA	ZA	SN	SS	SE	XE	ZE	—
			All Mtg. Styles				CB	F	C, E	G			All Mtgs.

For additional information – call your local Parker Cylinder Distributor.

Series 2H Heavy Duty Hydraulic Cylinders

Side Lugs, Centerline Lugs
and Side Tapped Mounting
1½" to 6" Bore Sizes

Table 1—Envelope and Mounting Dimensions

Bore	E	EE		F	G	J	K	NT	SB*	ST	SU	SW	TN	TS	US	Add Stroke			
		NPTF⊖	SAE★													LB	P	SN	SS
1½	2½	½	10	¾	1¾	1½	¾	¾.16	7/16	½	15/16	¾	¾	3¼	4	5	27/8	27/8	37/8
2	3	½	10	5/8	1¾	1½	7/16	1/2.13	9/16	¾	1¼	½	15/16	4	5	5¼	27/8	27/8	35/8
2½	3½	½	10	5/8	1¾	1½	7/16	5/8.11	13/16	1	19/16	11/16	15/16	47/8	6¼	53/8	3	3	33/8
3¼	4½	¾	12	¾	2	1¾	9/16	¾.10	13/16	1	19/16	11/16	1½	57/8	7¼	6¼	3½	3½	41/8
4	5	¾	12	7/8	2	1¾	9/16	1-8	11/16	1¼	2	7/8	2¼	6¾	8½	65/8	3¾	3¾	4
5	6½	¾	12	7/8	2	1¾	13/16	1-8	11/16	1¼	2	7/8	215/16	8¼	10	71/8	4¼	4¼	4½
6	7½	1	16	1	2¼	2¼	7/8	1¼.7	15/16	1½	2½	11/8	35/16	9¾	12	83/8	47/8	51/8	51/8

★ SAE straight thread ports are standard and are indicated by port number.

⊖NPTF ports are available at no extra charge.

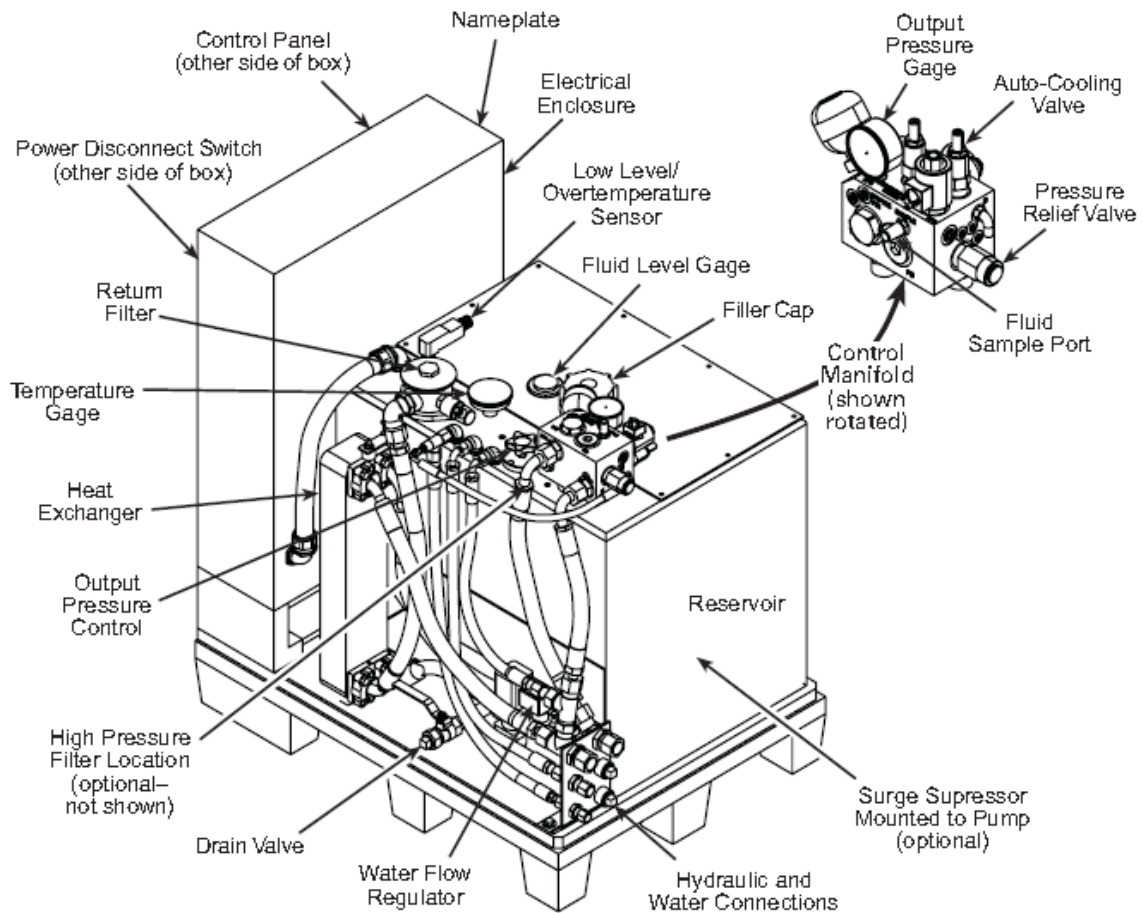
* Upper surface spotfaced for socket head screws.

**Table 3 —
Envelope and
Mounting
Dimensions**

Table 2—Rod Dimensions

Bore	Rod No.	Rod Dia. MM	Thread		Rod Extensions and Pilot Dimensions								ND	XS	XT	Y	Add Stroke ZB
			Style 8 CC	Style 4 & 9 KK	A	+0.000 -0.002 B	C	D	LA	NA	V	W					
1½	1(Std.)	5/8	1/2-20	7/16-20	¾	1.124	¾	½	13/8	9/16	¼	5/8	¾	13/8	2	2	6
	2	1	7/8-14	¾.16	11/8	1.499	½	7/8	21/8	15/16	½	1	¾	1¾	23/8	23/8	63/8
2	1(Std.)	1	7/8-14	¾.16	11/8	1.499	½	7/8	17/8	15/16	¼	¾	7/16	17/8	23/8	23/8	67/16
	2	13/8	1¼-12	1-14	15/8	1.999	5/8	11/8	25/8	15/16	¾	1	7/16	21/8	25/8	25/8	611/16
2½	1(Std.)	1	7/8-14	¾.16	11/8	1.499	½	7/8	17/8	15/16	¼	¾	½	21/16	23/8	23/8	69/16
	2	1¾	1½-12	1¼-12	2	2.374	¾	1½	3¼	111/16	½	1¼	½	29/16	27/8	27/8	71/16
3¼	1(Std.)	13/8	1¼-12	1-14	15/8	1.999	5/8	11/8	25/8	15/16	¾	1	½	25/16	25/8	25/8	613/16
	2	2	1¾-12	1½-12	2¼	2.624	7/8	111/16	3½	115/16	¾	1¼	11/16	211/16	31/8	31/8	81/16
4	1(Std.)	13/4	1½-12	1¼-12	2	2.374	¾	1½	3	111/16	¼	1	11/16	23/4	3	3	83/16
	2	2½	2¼-12	17/8-12	3	3.124	1	21/16	43/8	23/8	¾	13/8	11/16	31/8	33/8	33/8	89/16
5	1(Std.)	2	1¾-12	1½-12	2¼	2.624	7/8	111/16	33/8	115/16	¼	11/8	1	27/8	31/8	31/8	91/16
	2	3½	3¼-12	2½-12	3½	4.249	1	3	47/8	33/8	¾	13/8	1	31/8	33/8	33/8	95/16
6	1(Std.)	2½	2¼-12	17/8-12	3	3.124	1	21/16	41/4	23/8	¼	1¼	1¼	33/8	3½	3½	101/2
	2	4	3¾-12	3-12	4	4.749	1	33/8	5¼	37/8	¼	1¼	1¼	33/8	3½	3½	101/2

Component Identification



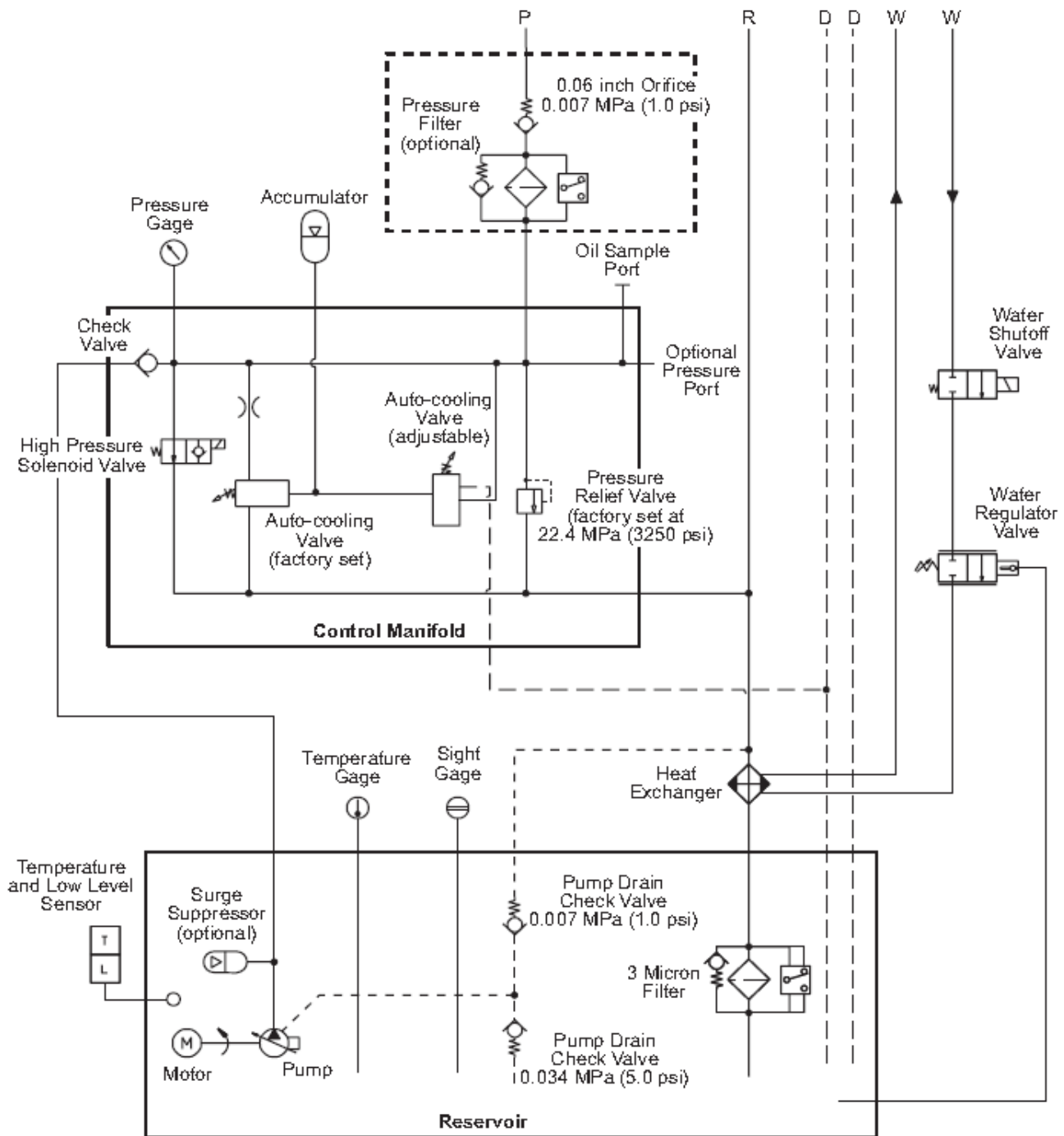
Component Locations

Component Descriptions (part 1 of 2)

Component	Description
Auto-cooling Valve	Keeps the hydraulic fluid clean and cool by circulating the fluid through the return filter and the heat exchanger while the HPU is in high pressure mode and the fluid demand by the external circuit is very low See, “Adjusting the auto-cooling level,” on page 31
Control Panel	Controls the operation of the power unit and indicates the current status of several detectors. For a description of each control and indicator, see “Controls” on page 22.
Electrical Enclosure	Houses the HPU’s electrical and control components. The main power lines enter the unit at the top. The power disconnect switch removes electrical power whenever the enclosure’s door is opened.
Filler Cap	Vents the hydraulic fluid reservoir. This is where you add hydraulic fluid.

Hydraulic schematic

The hydraulic schematic shows the functional layout of the Series 505 Hydraulic Power Unit.



Specifications

General Specifications

Parameter	Specification
Environmental	For use in a controlled environment
Operating temperature	5–40°C (41–104°F)
Humidity	0–85% noncondensing
Heat load	<630 kcal/hr (2500 BTU/hr)
Noise* rating at 1 m	60 dB (A) fully compensated
Hydraulic fluid	Exxon Mobil DTE 25® or Shell Tellus® 46 AWW
Typical operating temperature range	43–49°C (110–120°F)
Filtration	3 microns nominal
Reservoir capacity	174 L (46 gal) maximum
Heat exchanger	Water-cooled stainless steel plate
Flow requirements	See “ Water flow rating (input temperature) ” on page 16
Water pressure	0.24–0.34 MPa (35–50 psi differential)
Maximum pressure	0.83 MPa (120 psi)
Cooling	see the following table
Water hose	19 mm (0.75 in)–inside diameter
Hydraulic connections	Each requires an O-ring face seal
Pressure	-12
Return	-12
Drain	-8 and -6 (two connections)
Water Connections	-12 (3/4 in NPT) for both In and Out
Electrical power	
Line voltage	200–575 V AC, 3Ø at 50/60 Hz
Control voltage	24 V DC
Dimensions	
Height	1067 mm (42 in)
Length	990 mm (39 in)
Width	711 mm (28 in)

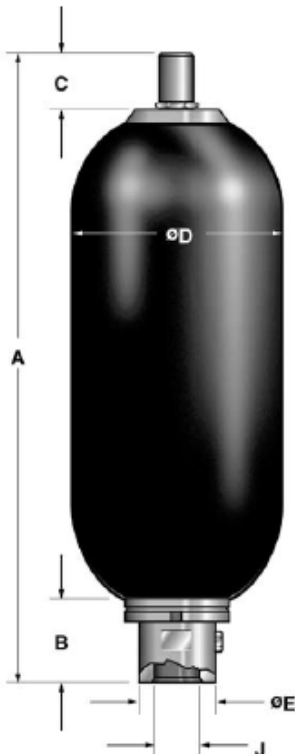
* Sound pressure level [dB (A)] is expressed as a free field value. Readings may vary with the acoustic environment

Model Specific Specifications

Parameter	505.07 Specification	505.11 Specification
Pump/motor	Line voltage starter configuration	Wye-Delta starter configuration
Maximum Continuous pressure	21 MPa (3000 psi)	21 MPa (3000 psi)
Maximum Flow capacity	22.7 L/m (6 gpm) at 50 Hz 26.5 L/m (7 gpm) at 60 Hz	41.6 L/m (11 gpm) at 50/60 Hz
Motor rating	11.2 Kw (15 hp) at 50/60 Hz	18.6 Kw (25 hp) at 50/60 Hz
Water flow rating (input temperature)		
10.0°C (50°F)	3.8 L/m (1.0 gpm)	7.2 L/m (1.9 gpm)
15.5°C (60°F)	4.9 L/m (1.3 gpm)	9.1 L/m (2.4 gpm)
21.1°C (70°F)	6.1 L/m (1.6 gpm)	12.1 L/m (3.2 gpm)
26.7°C (80°F)	8.3 L/m (2.2 gpm)	18.9 L/m (5.0 gpm)
32.2°C (90°F)	15.9 L/m (4.2 gpm)	49.2 L/m (13.0 gpm)
Heat load (maximum)	12.3 kW (42,000 Btu/hr)	20.5 kW (70,000 Btu/hr)
Weight with maximum oil (174 L (46 gal))	450 kg (992 lb)	473 kg (1042 lb)

ANEXO D. CATALOGO ACUMULADOR

HYDAC Bladder Accumulators



Dimensions Bottom Repairable

SB 330... (3000 psi)

Øize	Nom. Vol. gal.	Eff. Gas Vol. in ³	Weight	A	B ¹	C	ØD	ØE	Thread J	Ø ²	Q ² gpm
1	1/4	66	10 (4.5)	12.0 (303)	2.0 (51)	2.3 (58)	4.6 (117)	1.4 (36)	1 1/16-12 UN	3/4"	60
4	1	226	30 (14)	16.3 (415)	2.6 (66)	2.3 (58)	6.6 (168)	2.1 (53)	1 5/8-12 UN	1 1/4"	160
6	1 1/2	340	33 (15)	20.5 (521)	2.6 (66)	2.3 (58)	6.6 (168)	2.1 (53)	1 5/8-12 UN	1 1/4"	160
10	2 1/2	566	86 (39)	22.0 (559)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12 UN	2"	240
20	5	1125	140 (63)	34.5 (876)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12 UN	2"	240
32	10	2080	226 (102)	54.7 (1390)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12 UN	2"	240
42	11	2320	270 (123)	60.2 (1530)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12 UN	2"	240
54	15	3205	330 (150)	78.3 (1990)	3.1 (80)	2.3 (58)	9.1 (231)	3.0 (76)	1 7/8-12 UN	2"	240

ANEXOD E. CATALOGO SISTEMA DE GUIADO LINEAL

TWJ Adjustable Type

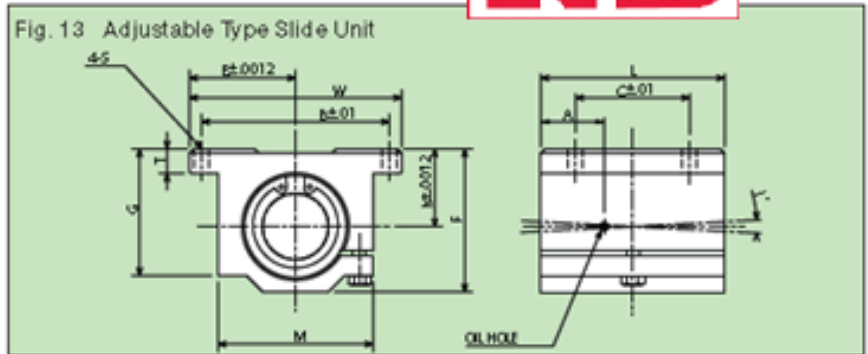


Table 8 ADJUSTABLE TYPE DIMENSIONS AND LOAD RATINGS

NB PART NUMBER	NOM. SHAFT DIA. (inch)	MAIN DIMENSIONS (inch)								MOUNTING DIMENSIONS (inch)			LOAD RATING		Wt (lbs.)
		h ±.0012	E ±.0012	W	L	F	T	G	M	B ±.01	C ±.01	S	C (lbs.)	C0 (lbs.)	
TWJ 4 UU	1/4	.4370	.8125	1.625	1.188	.813	.188	.750	1.000	1.312	.750	.156	60	80	.090
TWJ 6 UU	3/8	.5000	.8750	1.750	1.313	.938	.188	.875	1.125	1.437	.875	.156	95	120	.120
TWJ 8 UU	1/2	.6870	1.0000	2.000	1.688	1.250	.250	1.125	1.375	1.688	1.000	.156	230	290	.248
TWJ 10 UU	5/8	.8750	1.2500	2.500	1.938	1.625	.281	1.437	1.750	2.125	1.125	.188	400	500	.466
TWJ 12 UU	3/4	.9370	1.3750	2.750	2.063	1.750	.313	1.563	1.875	2.375	1.250	.188	470	590	.553
TWJ 16 UU	1	1.1870	1.6250	3.250	2.813	2.188	.375	1.938	2.375	2.875	1.750	.219	850	1060	1.200
TWJ 20 UU	1-1/4	1.5000	2.0000	4.000	3.625	2.813	.438	2.500	3.000	3.500	2.000	.219	1230	1530	2.380
TWJ 24 UU	1-1/2	1.7500	2.3750	4.750	4.000	3.250	.500	2.875	3.500	4.125	2.500	.281	1480	1850	3.460
TWJ 32 UU	2	2.1250	3.0000	6.000	5.000	4.063	.625	3.625	4.500	5.250	3.250	.406	2430	3040	6.830



Inch - 60 Case Shafting

Solid Carbon Steel

Hardness: 60 ROCKWELL C Min.

Surface Finish: 8 Ra Max

Roundness: .000080" Class L and S / .000050" Class N

Straightness: .001" Per Foot Cumulative (.002" TIR)

Taper: .0001"

Nominal Diameter (in)	Class L			Class S			Class N			Min. Hardness Depth (in)	Weight Per Inch (lb)
	Basic Part Number	Diameter Tolerance (in)	Max. Length (in)	Basic Part Number	Diameter Tolerance (in)	Max. Length (in)	Basic Part Number	Diameter Tolerance (in)	Max. Length (in)		
3/16"	3/16 L	.1870 .1865	22	-	-	-	-	-	-	.027	.008
1/4"	1/4 L	2495 2490	94	1/4 S	2490 2485	94	1/4 N	2500 2498	94	.027	.014
3/8"	3/8 L	3745 3740	166	3/8 S	3740 3735	166	3/8 N	3750 3748	166	.027	.031
1/2"	1/2 L	4995 4990	166	1/2 S	4990 4985	166	1/2 N	5000 4998	166	.040	.055
5/8"	5/8 L	6245 6240	178	5/8 S	6240 6235	178	5/8 N	6250 6248	178	.040	.086
3/4"	3/4 L	7495 7490	178/202	3/4 S	7490 7485	178	3/4 N	7500 7498	178	.060	.125
7/8"	7/8 L	8745 8740	178	-	-	-	7/8 N	8750 8748	178	.060	.170
1"	1 L	9995 9990	178/202	1 S	9990 9985	178	1 N	1.0000 9998	178	.080	.222
1 1/8"	1 1/8 L	1.1245 1.1240	178	-	-	-	-	1.1250 1.1248	178	.080	.281
1 1/4"	1 1/4 L	1.2495 1.2490	178/202	1 1/4 S	1.2490 1.2485	178	1 1/4 N	1.2500 1.2498	178	.080	.348

ANEXO F. CATALOGO LVDT Y ACONDICIONADOR

Series 210-220

Long Stroke AC LVDTs

The Series 210-220 AC LVDTs offer precision linear displacement measurements for applications with strokes from 0.5 to 60 inches. The transducers have been designed with an extremely low temperature coefficient, and non-linearity of less than $\pm 0.25\%$ F.S. Variable pitch secondary windings are incorporated into the design with computer controlled winding machines to minimize package length to stroke ratio, and assure a uniform product.



KEY FEATURES

- | | |
|--------------------------------------|--------------------------------|
| • Ranges from $\pm 0.25''$ to $60''$ | • Stainless Steel Construction |
| • Non-linearity $\leq 0.25\%$ | • High Sensitivity |
| • Low Temperature Coefficient | • Splashproof |

TRANSDUCER SPECIFICATIONS

MODEL	FULL STROKE \pm Inches (mm)	MAX USABLE STROKE \pm Inches (mm)	BODY LENGTH L Inches (mm)	CORE P/N	CORE LENGTH L _c Inches (mm)	CORE MASS Grams	INPUT IMPEDANCE Ohms	DC INPUT RESISTANCE Ohms	OUTPUT IMPEDANCE Ohms	PHASE ANGLE Degrees
0215-0000	0.25 (6.4)	0.65 (16.5)	2.50 (63.5)	C005-0108	1.00 (25.4)	5.1	205	22	265	13
0216-0000	0.50 (12.7)	0.95 (24.1)	3.25 (82.6)	C005-0108	1.00 (25.4)	5.1	235	31	310	17
0217-0000	1.00 (25.4)	1.45 (36.8)	4.50 (114.3)	C005-0113	1.25 (31.8)	6.6	195	36	205	19
0218-0000	2.00 (50.8)	2.70 (68.9)	7.50 (190.5)	C005-0107	1.50 (38.1)	8.1	200	46	255	22
0219-0000	3.00 (76.2)	3.80 (96.5)	10.00 (254.0)	C005-0106	1.90 (48.3)	10.9	225	57	285	25
0220-0000	5.00 (127.0)	5.95 (151.1)	15.00 (381.0)	C005-0105	2.50 (63.5)	14.7	360	89	460	31
0221-0000	7.50 (190.5)	8.45 (214.6)	21.50 (546.1)	C005-0104	4.00 (101.6)	24.5	235	55	235	30
0222-0000	10.00 (254.0)	11.00 (279.4)	28.00 (711.2)	C005-0103	5.50 (139.7)	34.4	330	72	285	31
0223-0000	15.00 (381.0)	16.40 (416.6)	40.00 (1016)	C005-0100	7.00 (177.8)	44.4	450	57	395	25
0224-0000	20.00 (508.0)	21.30 (541.0)	50.00 (1270)	C005-0100	7.00 (177.8)	44.4	660	100	580	30
0225-0000	25.00 (635.0)	26.20 (665.5)	60.00 (1524)	C005-0100	7.00 (177.8)	44.4	210	41	355	28
0226-0000	30.00 (762.0)	31.30 (795.0)	70.00 (1778)	C005-0100	7.00 (177.8)	44.4	200	45	410	30

(Specifications at reference frequency)

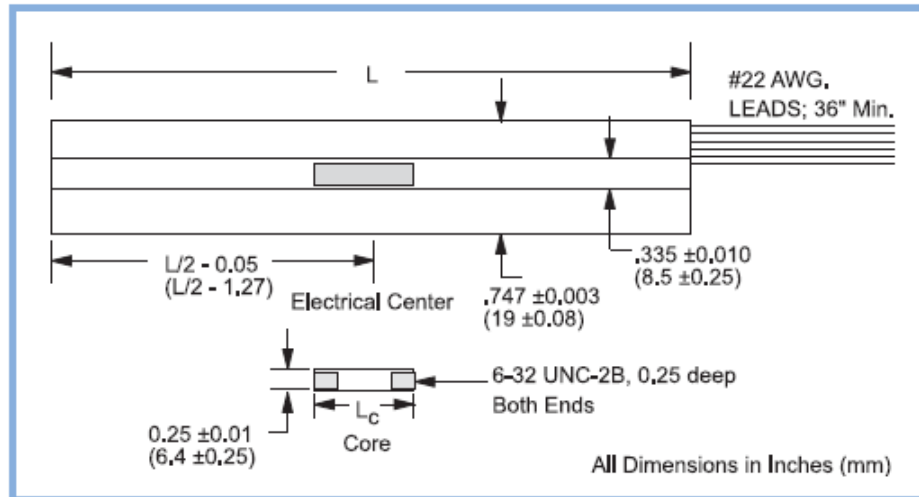
NON-LINEARITY	$\leq \pm 0.25\%$ FS (Best Fit Straight Line)
REFERENCE FREQUENCY	Models 0215-0000 thru 0222-0000, 7.0 KHz; Models 0223-0000 thru 0226-0000, 3.0 KHz
SENSITIVITY	0.50 V/V $\pm 10\%$ at FULL SCALE
INPUT VOLTAGE	20 VRMS, Max.
NULL VOLTAGE	< 1.0% Excitation Voltage
TEMPERATURE COEFFICIENTS	< $\pm 0.001\%$ FS/ $^{\circ}$ F Zero, < $\pm 0.01\%$ Reading/ $^{\circ}$ F Span
TEMPERATURE RANGE	-67 $^{\circ}$ F to +257 $^{\circ}$ F (-55 $^{\circ}$ C to +125 $^{\circ}$ C) Operating -67 $^{\circ}$ F to +275 $^{\circ}$ F (-55 $^{\circ}$ C to +135 $^{\circ}$ C) Storage
OUTER HOUSING AND BORE LINER	300 Series Stainless Steel
CORE	Chrome Plated Iron/Nickel Alloy

Tel: 800-828-3964 Fax: 860-872-4211
860-872-8351 Web: www.transtekinc.com

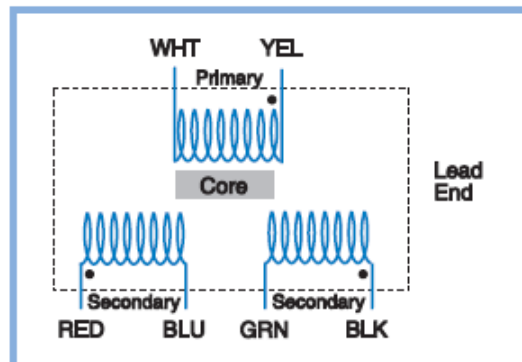
SERIES 210-220

Long Stroke AC LVDTs

DIMENSIONAL DIAGRAM



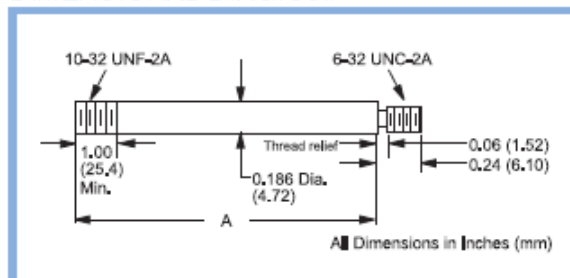
SCHEMATIC



CORE EXTENSION RODS *(Sold Separately)*

The recommended core extension rods are made of nonmagnetic stainless steel and are sized to allow the transducers to operate over their full range. Extension rods from models with longer strokes may be used to facilitate installation. Using extension rods shorter than recommended may reduce the LVDT's usable measurement range.

DIMENSIONAL DIAGRAM



MODEL	RECOMMENDED CORE EXTENSION ROD	DIMENSION A Inches (mm)
0215-0000	C006-0174	3.00 (76.2)
0216-0000	C006-0175	3.60 (91.4)
0217-0000	C006-0176	4.70 (119.4)
0218-0000	C006-0177	7.20 (182.8)
0219-0000	C006-0178	9.30 (236.2)
0220-0000	C006-0179	13.70 (348.0)
0221-0000	C006-0180	19.00 (482.6)
0222-0000	C006-0181	24.20 (614.7)
0223-0000	C006-0182	35.00 (889.0)
0224-0000	C006-0183	45.50 (1156)
0225-0000	C006-0184	56.00 (1422)
0226-0000	C006-0185	66.50 (1689)

Series 1000 Oscillator/Demodulator

The Series 1000 Oscillator/Demodulators provide complete electrical support for ACLVDTs. Working from an unregulated DC input, the modules generate a stable sinusoidal excitation voltage for the transducer. The LVDT's secondary voltages are converted into DC voltage by the module's phase sensitive demodulator. The demodulator has automatic phase synchronization which simplifies installation and setup by eliminating the need to make phase angle adjustments for each transducer. An active, three-pole filter in the final stage reduces output ripple while maximizing frequency response. Other features include zero and span controls, full encapsulation, threaded inserts for mounting, and self locking terminal strips.



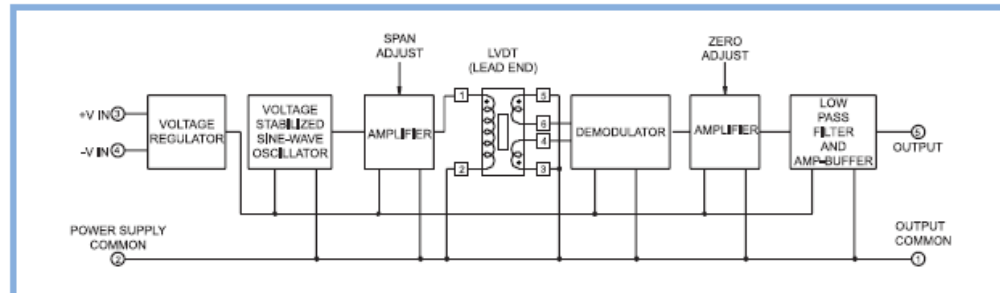
KEY FEATURES

- ◆ Works with 5 and 6 wire LVDTs
- ◆ Internally Regulated
- ◆ DC Voltage or 4-20 mA Output
- ◆ High Frequency Response

ELECTRICAL SPECIFICATIONS

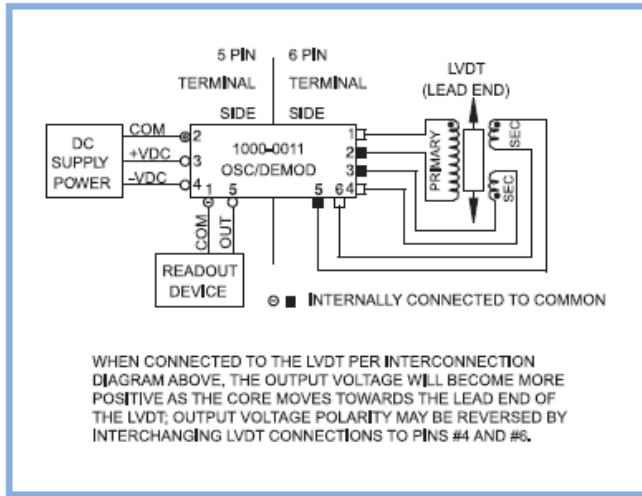
INPUT POWER	Voltage	± 14.5 to ± 28 VDC, Input polarity protected NOTE: DUAL DC OUTPUT POWER SUPPLY REQUIRED
	Current	± 150 mA Max. plus LVDT current
OSCILLATOR OUTPUT TO LVDT	Voltage	4.25 to 5.75 VRMS adjustable via 15 turn span control
	Current	Will drive LVDTs with primary impedance of 100 Ohms or greater. Short circuit and thermally protected
SIGNAL OUTPUT - VOLTAGE	Voltage	DC output is 2 times the RMS output of the LVDT. Output voltage is limited to ± 12 VDC.
MODELS 1000-0011, 1000-0012, 1000-0014	Current	± 3 mA without distortion
	Impedance	Less than 5 Ohms
	Ripple	0.015 VRMS Max.
SIGNAL OUTPUT - CURRENT	Current	4-20 mA output with LVDT whose sensitivity is 0.5 V/V ($\pm 10\%$). Min. Full Scale Output current: 2-22 mA
MODELS 1000-0021, 1000-0022, 1000-0024	Load Impedance	$> 1 \times 10^9$ Ohms; Operation into loop impedance between 5 and 400 Ohms.
ACCURACY	Non-linearity	$\pm 0.05\%$ Max. over ± 10 VDC output
	Temp. Coef.	$< \pm 0.00025V/F$ Zero, $< \pm 0.01\%$ output/F Span
TEMPERATURE RANGE	Operating	$+32^\circ\text{F}$ to $+158^\circ\text{F}$ (0°C to $+70^\circ\text{C}$)
	Storage	-67°F to $+257^\circ\text{F}$ (-55°C to $+125^\circ\text{C}$)
ZERO ADJUSTMENT		± 0.40 Min. VDC via 15 turn zero control
TERMINAL CONNECTIONS		Friction terminals with self locking screws, accepts up to #16 AWG wire.

BLOCK DIAGRAM

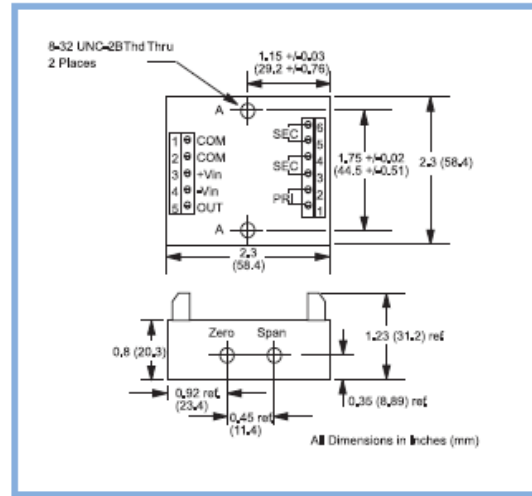


Tel: 800-828-3964 Fax: 860-872-4211
860-872-8351 Web: www.transtekinc.com

INTERCONNECTION DIAGRAM



DIMENSIONAL DIAGRAM



NOTE:

1. 4 wire LVDT connection requires access to the center connection of both secondaries. One wire from each of the secondaries and the primary will be tied together and attached to COMMON. The remaining three leads will be connected as shown in the connection diagram.

VOLTAGE AND 4-20 MA OUTPUT VERSIONS

The equivalent models for voltage and 4-20 mA output are shown in the table below, along with frequency, phase angle and frequency response for each. All of these modules are physically

identical and require the same dual bipolar voltage supply. The output pins 5 and 1 are used for the current output.

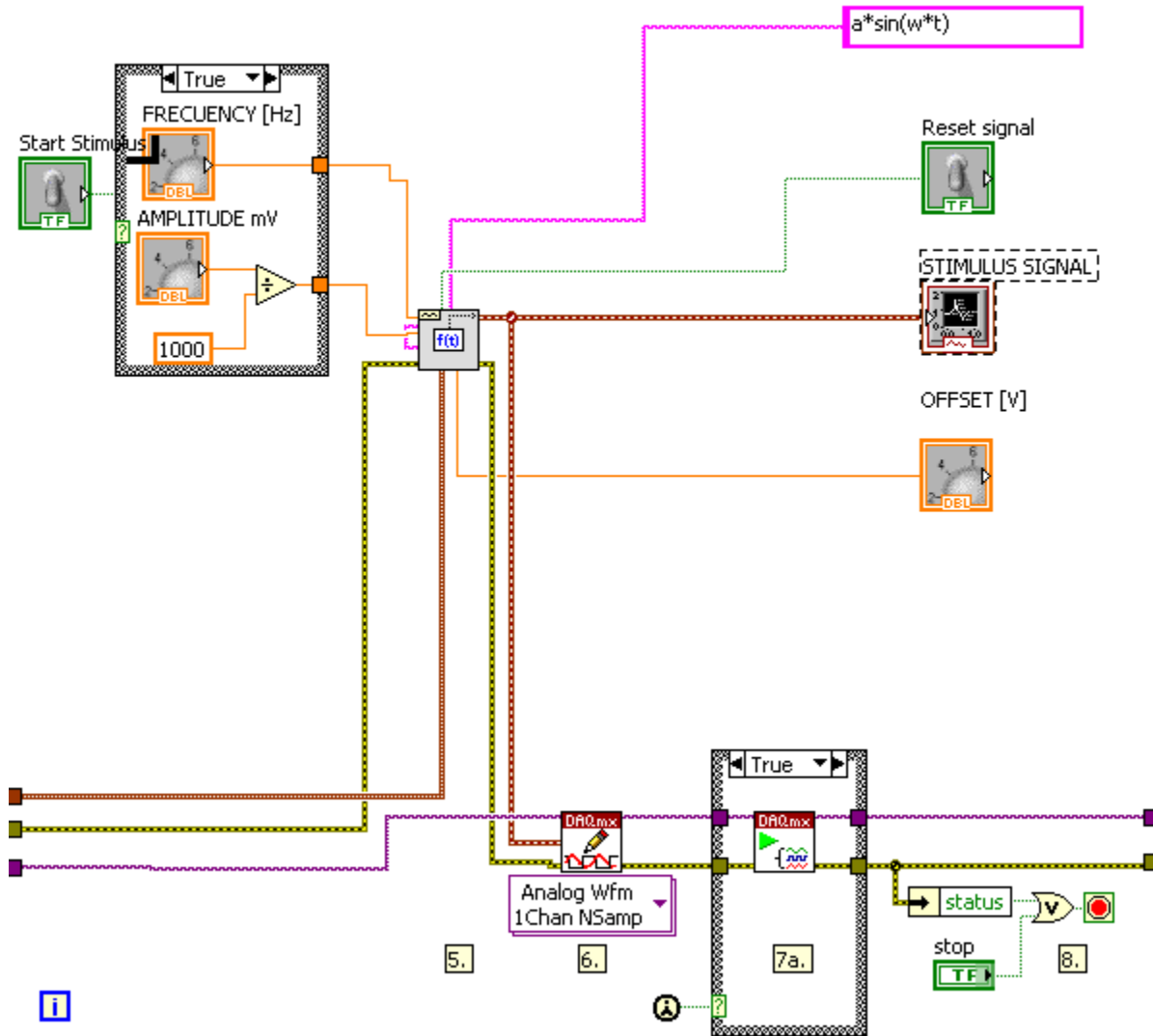
VDC MODEL	4-20 mA MODEL	FREQUENCY KHz ±10%	LVDT PHASE ANGLE	FREQUENCY RESPONSE, Hz
1000-0011	1000-0021	3	ALL	> 500
1000-0012	1000-0022	7	> 10 Degrees	> 1000
1000-0014	1000-0024	7	< 10 Degrees	> 1000

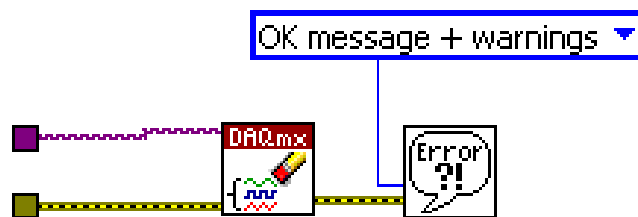
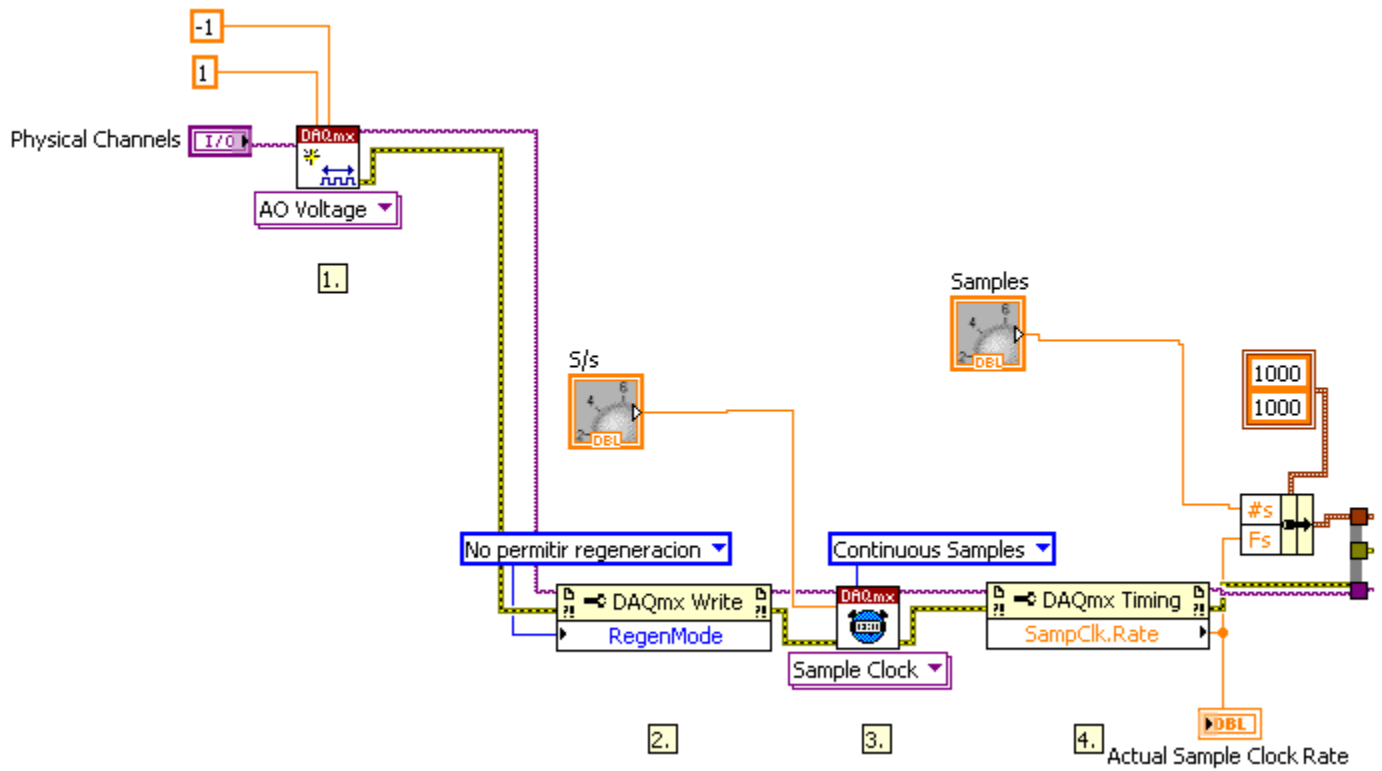
Note: Current Loop impedance must be between 5 and 400 Ohms for linear operation.

SALES OPTIONS

Option #	Description
X0003:	Provide special zero offset and/or sensitivity
X0005:	Provide special cutoff frequency

ANEXO G. DIAGRAMA DE BLOQUES PARA LA APLICACION DE GENERACIÓN





ANEXO H. FUNCIÓN *leerdatos.m* Matlab®

```
function [Ms,Me]=leerdatos
bloques=input('Ingrese el numero de bloques de muestras');
%Mt=ones(bloques*1024,1);
Ms=ones(bloques*1024,1);
Me=ones(bloques*1024,1);
for i=0:bloques-1
a= xlsread('Pruebas 250mV_100Hz.xls', i+1);
c=1024*i+1;
d=1024*(i+1);
%Mt(c:d,1)=a(:,1);
Me(c:d,1)=a(:,2);
Ms(c:d,1)=a(:,3);
end
```

Pruebas 250mV_100Hz.xls es el nombre del archivo de Excel donde se encuentran los datos extraídos de Labview Signal Express.