



**UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL**

**DISEÑO Y FABRICACIÓN DE MESA VIBRATORIA UNI-DIRECCIONAL CON UN
ACTUADOR HIDRÁULICO**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL

JUAN ENRIQUE LEIVA CASTRO

**PROFESOR GUÍA:
MAURICIO JUAN SARRAZIN ARELLANO**

**MIEMBROS DE LA COMISIÓN
RUBEN LUIS BOROSCHEK KRAUSKOPF
RICARDO ANTONIO HERRERA MARDONES**

**SANTIAGO DE CHILE
JUNIO 2007**

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL
POR: JUAN ENRIQUE LEIVA C.
FECHA: 25/06/2007
PROF. GUÍA: Sr. MAURICIO SARRAZIN A.

“DISEÑO Y FABRICACIÓN DE MESA VIBRATORIA UNI-DIRECCIONAL CON UN ACTUADOR HIDRÁULICO”

El Departamento de Ingeniería Civil de la Universidad de Chile cuenta con una mesa Moog multidireccional que tiene las limitaciones de no reproducir bien registros sísmicos en un rango de frecuencias altas y poca capacidad de carga. Debido al interés de la Universidad por aportar al desarrollo científico del país y estudiar estructuras frente a una simulación sísmica más cercana a los movimientos que ocurren en Chile, nace el proyecto de la mesa uni-direccional que permita el estudio en un rango mayor de frecuencias.

El bajo número de mesas vibratorias que se encuentran en el país, a pesar de encontrarse en una zona de una gran actividad sísmica, es debido a que estos equipos son de un elevado costo, inalcanzables muchas veces para las universidades, si se quisiera comprar una mesa de alguna marca reconocida. Por esta razón, se optó en la Universidad de Chile por desarrollar un diseño propio.

El objetivo de esta memoria es el diseño y fabricación de una mesa vibratoria uni-direccional con un actuador hidráulico que permita reproducir movimientos sísmicos sin las limitaciones de la mesa actual, y a un menor costo que las disponibles en el mercado.

El desarrollo del trabajo contempla las siguientes etapas:

- 1.- Diseño de la mesa.
- 2.- Diseño del sistema oleohidráulico.
- 3.- Diseño del sistema de control.
- 4.- Validación numérica del equipo oleohidráulico.
- 5.- Verificaciones y diseño de estructuras complementarias.
- 6.- Realización de la etapa de montaje de equipos entregados a la fecha.
- 7.- Prueba del equipo. (Sólo en caso que los equipos se encuentren instalados a la fecha).

En esta memoria se explica y se discute cada una de las etapas de fabricación de la mesa. Además, se especifican los componentes utilizados y el detalle en planos para la fabricación de ésta.

El producto final es una mesa vibratoria uni-direccional que funcione para un amplio rango de frecuencias y que permita simular movimientos sísmicos para ensayar estructuras a escala.

Agradecimientos

Mamá
Papá
Hermanos
Amigos
Profesores

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.

1.1.- Introducción general.....	10
1.2.- Introducción de la mesa vibratoria.....	11
1.3.- Objetivos.....	12
1.3.1.- Objetivo general.....	12
1.3.2.- Objetivos específicos.....	12
1.4.- Metodología.....	12
1.5.- Recopilación de información.....	12

CAPÍTULO 2: DISEÑO DE LA MESA.

2.1.- Introducción.....	14
2.2.- Pre-diseño estructura de la mesa.....	14
2.3.- Modelo de la mesa en Sap 2000.....	16
2.3.1.- Análisis modal de la mesa.....	18
2.3.2.- Análisis del modelo con fuerza sinusoidal.....	21
2.3.3.- Análisis del modelo con el registro del terremoto de Llole 1985.....	22
2.4.- Diseño de la mesa.....	23
2.4.1.- Esfuerzos sobre los apoyos.....	24
2.4.2.- Análisis de deformaciones.....	25
2.4.3.- Diseño de los perfiles y placas de acero.....	29
2.4.4.- Verificación de pernos de fijación del prototipo.....	33
2.4.5.- Planos de fabricación.....	36
2.5.- Características de las guías lineales.....	36

CAPÍTULO 3: DISEÑO SISTEMA OLEOHIDRÁULICO.

3.1.- Introducción.....	37
3.2.- Esquema del sistema oleohidráulico.....	37
3.3.- Características de equipos del sistema oleohidráulico.....	39
3.4.- Comentarios del sistema oleohidráulico.....	43

CAPÍTULO 4: VALIDACIÓN NUMÉRICA DEL EQUIPO OLEOHIDRÁULICO.

4.1.- Introducción.....	45
4.2.- Validación numérica.....	46
4.3.- Discusión de resultados.....	47

CAPÍTULO 5: DISEÑO Y FABRICACIÓN.

5.1.- Introducción.....	49
5.2.- Verificación de la losa del laboratorio.....	49
5.3.- Diseño perfil IN para posicionamiento de guías lineales.....	55
5.4.- Diseño estructura de montaje servo-actuador.....	55
5.5.- Diseño de la conexión rótula-mesa.....	57
5.5.1.- Deformación de la placa en forma de V.....	57
5.5.2.- Diseño a tracción y corte.....	58
5.5.3.- Diseño para cargas cíclicas.....	59
5.6- Fabricación y montaje de la mesa.....	60

CAPÍTULO 6: DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CONTROL.

6.1.- Introducción.....	63
6.2.- Introducción al controlador PID.....	63
6.2.1.- Acción de control proporcional, integral y derivativo.....	66
6.3.- Equipos que conforman el sistema de control.....	66
6.4.- Montaje de equipos del sistema de control.....	67
6.5.- Rutinas de comando de la mesa.....	68
6.5.1.- Rutina señal de voltaje análoga sin retroalimentación.....	69
6.5.1.1.- Diagrama de bloques.....	69
6.5.1.2.- Panel frontal.....	74
6.5.2.- Rutina señal análoga mediante un controlador PID.....	76
6.5.2.1.- Diagrama de bloques.....	76
6.5.2.2.- Panel frontal.....	79
6.6.- Comentarios del sistema de control.....	81

CAPÍTULO 7: SINTONIZACIÓN DEL PID Y VERIFICACIÓN DE LA MESA.

7.1.- Introducción.....	85
7.2.- Teoría de sistemas de control automático.....	85
7.2.1.- Criterio de estabilidad de Routh.....	89
7.2.2.- Análisis mediante la respuesta en frecuencia.....	91
7.2.2.1.- Diagrama de Bode.....	92
7.2.3.- Función de transferencia mediante método experimental.....	93
7.2.3.1.- Función de transferencia a partir de diagrama de Bode.....	94
7.2.3.2.- Función de transferencia mediante identificación de sistemas.....	96
7.2.4.- Reglas de sintonización de controladores PID.....	97
7.3.- Verificación del funcionamiento de la mesa.....	101

CAPÍTULO 8: COMENTARIOS Y CONCLUSIONES.

8.1.- Comentarios.....	102
8.2.- Conclusiones.....	107

ANEXO A:

A.1: Sistema de guías lineales con recirculación a bolas KUVE45-B-KT-SL.....	111
A.2: Sistema de guías lineales con recirculación a bolas KUVE45.....	114
A.3: Catálogos de equipos.....	116

ANEXO B:

B.1: Proceso de construcción de la ampliación de la caseta.....	129
B.2: Proceso de construcción para el refuerzo de la losa del laboratorio.....	130
B.3: Central oleohidráulica del sistema.....	131
B.4: Equipos hidráulicos y electrónicos MOOG.....	132
B.5: Colocación anclajes químicos.....	133
B.6: Estructuras diseñadas y fabricadas.....	134

ANEXO C:

C.1: Diseño estructura de montaje servo-actuador.....	136
C1.1.- Diseño a compresión de la viga.....	136
C1.2.- Diseño de la placa que conecta la estructura con el muro.....	139
C1.3.- Conexiones en los extremos de la viga.....	140
C1.4.- Diseño de la placa que soporta el servo-actuador.....	143
C1.5.- Diseño de la placa que conecta la estructura con la losa.....	145
C.2: Modificación estructural de la mesa (Ficha N° 1).....	147

ANEXO D:

D1: Plano servo-actuador hidráulico.....	149
D2: Plano diagrama cableado sistema MOOG.....	150
D3: Plano diagrama hidráulico servo-control MOOG	151

ANEXO E:

E1: Información adjunta en CD.....	153
------------------------------------	-----

ANEXO PLANOS:

- N° 1.- Estructura mesa. Planta superior, elevaciones y detalles de estructura mesa.
- N° 2.- Estructura mesa. Plano Planta inferior, elevaciones y detalles de estructura mesa.
- N° 3.- Perfil IN para posicionamiento de guías lineales.
- N° 4.- Planta de estructuras. Ubicación mesa edificio de Ing. Civil y Geofísica.
- N° 5.- Planta de armaduras existentes de losas cielo subterráneo.
- N° 6.- Refuerzo de losa laboratorio.
- N° 7.- Ampliación de caseta.

- Nº 8.- Planta y elevación de montaje.
- Nº 9.- Estructura de soporte servo – actuador.
- Nº 10.- Pieza conexión rótula – mesa.
- Nº 11.- Diagrama de bloques y panel frontal señal voltaje análoga
- Nº 12.- Diagrama de bloques y panel frontal señal voltaje análoga PID

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1.- Introducción general.

Para poder avanzar en el estudio de la ingeniería sísmica, además de los modelos analíticos, se deben realizar pruebas estructurales de forma empírica. Para esto, es necesario someter el modelo en estudio a vibraciones mediante una mesa que simula el movimiento del suelo, y así verificar los resultados obtenidos analíticamente. Hay que tener en cuenta que las mesas no son capaces de reproducir en un 100% el movimiento real que experimentan las estructuras sobre la superficie de la tierra, pero es la alternativa más representativa.

Actualmente países como EE.UU. y Japón se han adelantado en la fabricación de mesas y de esta forma, han avanzado en el mejoramiento de las estructuras en cuanto a sus resistencias ante movimientos sísmicos devastadores. A modo de ejemplo, en la ciudad de Miki (al norte de Kobe, Japón) se encuentra la mesa de seis grados de libertad más grande del mundo, con un área de 20 [m] x 15 [m], en la cual se pueden ensayar modelos a escala real. Esta mesa opera con exactitud en un rango de 0 - 15 [Hz] según los fabricantes. Con ella se ha estudiado el comportamiento de estructuras que colapsaron en el terremoto de Kobe, permitiendo reforzar estructuras diseñadas con normas anteriores al terremoto.

Los sismos chilenos tienen diferencias respecto a los grandes sismos que han ocurrido en EE.UU. y Japón, tales como Northridge (1994) y Kobe (1995). En particular, la frecuencia que presentan nuestros sismos subductivos es mucho mayor que la de los sismos mencionados.

Esa particularidad del sismo chileno, de frecuencias altas, no permite que muchas de las mesas que se encuentran a disposición en el mundo sean capaces de reproducir un registro chileno correctamente. A modo de ejemplo, la mesa Moog multidireccional del Laboratorio de Programa y Mejoramiento de la Calidad y la Equidad de la Educación Superior (MECESUP) permite simular terremotos de bajas frecuencias, pero es incapaz de reproducir el registro histórico del terremoto de Lolleo correctamente, ya que la frecuencia del registro chileno subductivo está por sobre el rango que opera con exactitud. Es por este motivo que es importante especificar el rango de frecuencias en que debe funcionar la mesa, el cual dependerá del movimiento sísmico que se desee reproducir.

Debido al tamaño reducido de la mesa que se estudia en esta memoria, se utilizan modelos a escala y por lo tanto, comúnmente se debe escalar el tiempo. Al disminuir ese tiempo, las frecuencias altas cumplen un rol fundamental en el buen desempeño del ensayo.

1.2.-Introducción de la mesa vibratoria.

La mesa vibratoria es un sistema de movimiento de 1 grado de libertad, la cual es conectada a un sistema oleohidráulico mediante un servo-actuador.

El servo-actuador está controlado mediante una servo-válvula que es operada desde un computador, realizando un lazo cerrado mediante un control PID (Proporcional, integral, derivativo), como se muestra en la Figura 1-1. El computador permite enviar señales de voltajes, correspondientes a desplazamientos del registro, las cuales operan la servo-válvula generando un desplazamiento del servo-actuador; y así permiten el movimiento longitudinal de la mesa. El lazo cerrado mediante un control PID, permite ir corrigiendo el movimiento del servo-actuador en el tiempo al comparar la señal enviada con la obtenida mediante el transductor de posición LVDT.

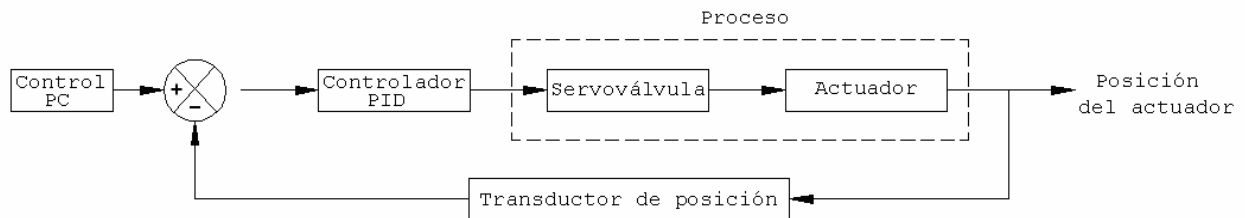


Figura 1-1: Esquema de control.

La mesa está diseñada para una capacidad de carga de 3000 [Kg], construida con un área de piso de 2.1 [m] x 1.3 [m]. La máxima aceleración, velocidad y desplazamiento son de 1.00 [g], 0.60 [m/s] y ± 0.2 [m] respectivamente. Las características del movimiento son desplazamientos relativamente pequeños para bajos períodos, necesarios para obtener frecuencias del orden de 15 [Hz] que simulen registros chilenos. Las especificaciones básicas de la mesa se describen en la Tabla 1-1.

Tabla 1-1: Especificaciones básicas de la mesa.

Tamaño	2.1 [m] x 1.3 [m]
Peso máximo del modelo	3 [Ton]
Manejo Mecánico	Central oleohidráulica, acumulador, servo-válvula controlada, servo-actuador hidráulico
Desplazamiento máximo	± 0.2 [m]
Velocidad máxima	0.6 [m/s]
Aceleración máxima	1.00 [g]
Frecuencia	15 [Hz]

1.3.- Objetivos.

1.3.1.- Objetivo general.

El objetivo general es el diseño y fabricación de una mesa vibratoria uni-direccional, con un actuador hidráulico, que permita reproducir movimientos sísmicos en un rango amplio de frecuencias.

1.3.2.- Objetivos específicos.

Los objetivos específicos son los siguientes:

1. Diseño de estructura de la mesa.
2. Selección de equipos.
3. Definición del sistema de control.
4. Instalación y montaje

1.4.- Metodología.

Las actividades realizadas para el diseño y fabricación de la mesa vibratoria uni-direccional son las siguientes:

- Recopilación de información sobre mesas vibratorias ya construidas y de elementos necesarios para su diseño y fabricación.
- Observación del funcionamiento de la mesa MTS de la Universidad Técnica Federico Santa María (UTFSM).
- Diseño estructural de la mesa.
- Requerimientos de materiales y componentes.
- Validación numérica de equipos hidráulicos.
- Definición del sistema de control.
- Compra de equipos y materiales.
- Instalación y montaje.
- Verificación del funcionamiento de los equipos que se encuentren a disposición.

1.5.- Recopilación de información.

Familiarizarse con mesas vibratorias ya construidas es el primer paso dentro del diseño, con tal de comprender los componentes que participan en la construcción del sistema. Por este

motivo, se observaron algunos catálogos de mesas que se encuentran en el mercado y que poseen características similares a la mesa vibratoria que se quiere diseñar, por ejemplo las pertenecientes a ANCO Engineers Inc. (www.ancoengineers.com) o MTS Systems Corporation (www.mts.com). Una mesa que es bastante interesante por su tamaño, es la mesa vibratoria de tres grados de libertad más grande del mundo, ubicada en la ciudad de Miki, cerca de Kobe, Japón (Katayama y otros, 2003). En la página del Instituto de Investigación Nacional para la Geología y la Prevención de Desastres (The National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention, NIED, <http://www.bosai.go.jp/hyogo/ehyogo/index.html>) se puede apreciar las dimensiones de esta estructura y algunos ensayos con modelos a escala real. El trabajo realizado para una mesa instalada en la Universidad de Oklahoma, la cual posee varias similitudes con la mesa que se va a construir, es de ayuda para comprender el tema (Kuehn y otros, 1999).

La mesa vibratoria es realizada mediante un sistema oleohidráulico. Por este motivo, se debe comprender conceptos básicos de oleohidráulica para describir el funcionamiento de los equipos que componen el sistema. (Carnicer y Mainar, 1998).

La ingeniería de control posee un rol fundamental en la construcción de la mesa vibratoria, ya que a través de ésta el equipo opera. Por lo tanto, es importante adquirir conocimientos sobre teoría de control para la implementación de la mesa. Temas tales como función de transferencia, controladores PID, estabilidad del sistema, sintonización de sistemas, etc, son fundamentales para un buen funcionamiento. (Ogata, 2003; Aström y Hägglund, 1995).

Para el funcionamiento de la mesa es necesaria una rutina que permita enviar la señal de voltaje hacia el sistema oleohidráulico para su accionar. El software utilizado es Labview 7.0 (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench), por lo tanto, se obtiene la información necesaria para conocer la operación del programa, principalmente las opciones del panel frontal y diagrama de bloques. (National Instruments, 2003).

Se debe realizar a futuro una validación experimental del sistema para determinar los límites de funcionamiento del equipo construido. Para la mesa “MOOG”, de seis grados de libertad instalada en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Chile, se realizó una validación experimental que servirá de experiencia para lo que se debe realizar con la mesa vibratoria de un grado de libertad. (Caprile, 2003).

CAPÍTULO 2: DISEÑO DE LA MESA.

2.1.- Introducción.

En este capítulo se realiza el diseño de la mesa. El esquema de ésta se muestra en la Figura 2-1, donde se observan la plataforma de acero, las guías lineales y el servo-actuador hidráulico impulsor.

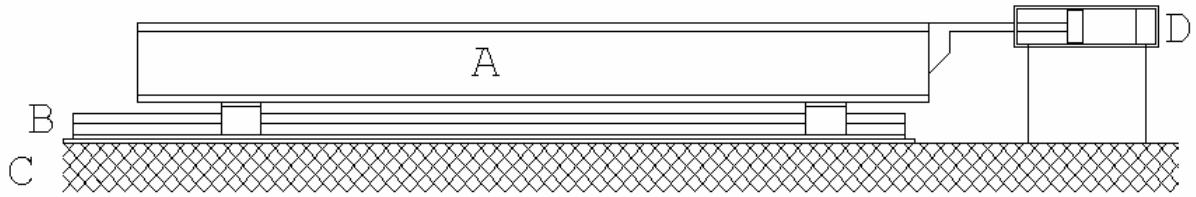


Figura 2-1: Esquema de la mesa vibratoria.

- A: Plataforma de acero. Se construirá mediante placas de acero A37 - 24ES.
- B: Guía lineal de precisión. (INA-FAG)
- C: Losa de reacción.
- D: Servo-actuador cilíndrico hidráulico.

Para el diseño de la mesa, se realiza primero un prediseño que es modelado en Sap 2000, para observar su comportamiento y poder definir los espesores de los elementos a utilizar. De este modelo se obtienen los esfuerzos sobre los apoyos que definirán el modelo de las guías lineales a utilizar y se verifican los pernos de sujeción para el prototipo. Además, se analizan sus modos naturales de vibrar y deformaciones. Con la información obtenida, se realizan los planos de estructura de la mesa para ser enviada al fabricante.

2.2.- Pre-diseño estructura de la mesa.

La mesa tiene una dimensión de 2.1 [m] x 1.3 [m] x 0.2 [m], como se muestra en la Figura 2-2, y se utiliza acero A37 – 24ES para su confección.

La disposición de las planchas de acero es la que se muestra en la Figura 2-3, donde los perfiles laterales y verticales están formando perfiles T con un ancho de alma de 100 [mm] y con tres líneas horizontales (en planta) de atiesadores. Finalmente, sobre los perfiles mencionados se coloca la placa que posee agujeros cada 100 [mm] (Figura 2-2) 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.

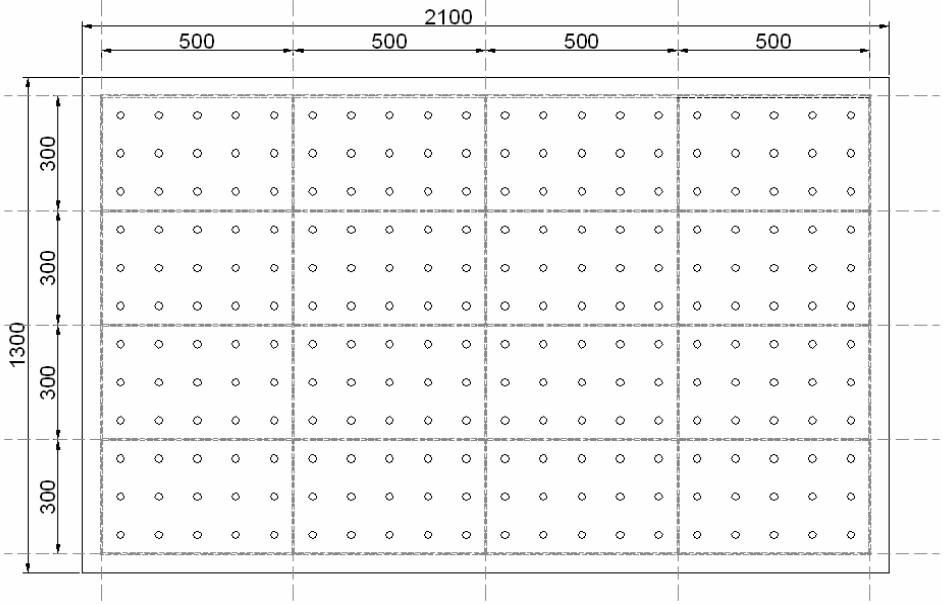


Figura 2-2: Planta superior de la mesa.

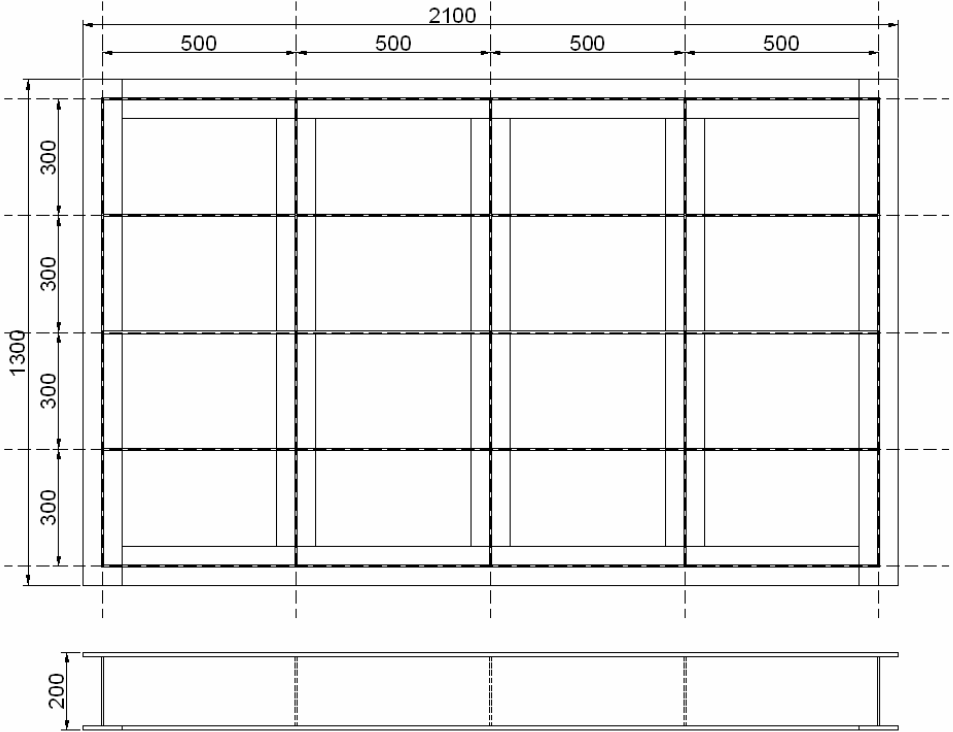


Figura 2-3: Planta inferior de la mesa.

2.3.- Modelo de la mesa en Sap 2000.

Se realiza un modelo en Sap 2000 con dos estados de carga. En las Figuras 2-4 se observan vistas tridimensionales de la mesa.

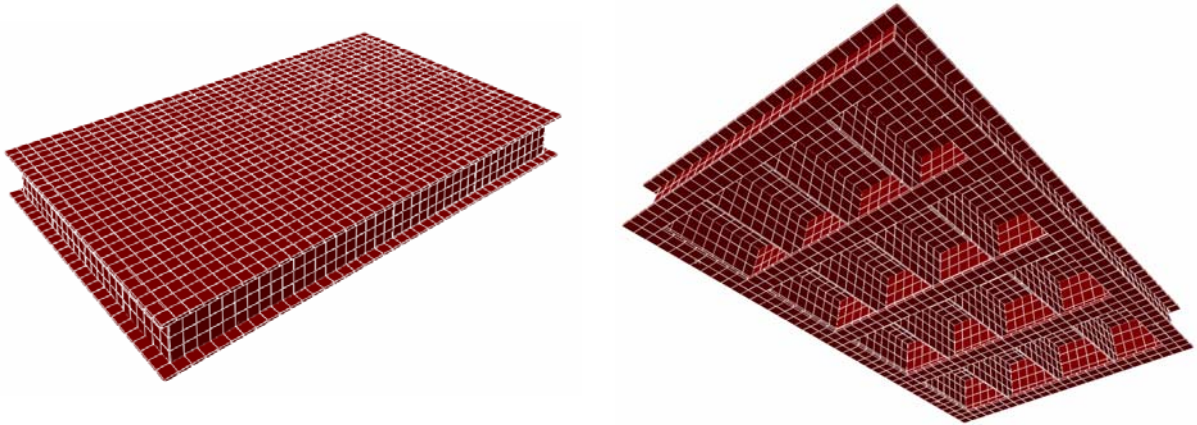


Figura 2-4: Modelo 3D de la mesa.

Los estados de carga están diferenciados por la fuerza que simula el actuador. Primero, se realiza el estado de carga donde la fuerza es una función sinusoidal de amplitud de valor 1 con un periodo de 0.03 [s] y otro, con el registro del Terremoto de Llole. Las características del modelo se detallan a continuación, las cuales son válidas para ambos estados de carga.

- Las alas inferiores de los perfiles perimetrales y centrales son de 100 [mm].
- La mesa posee una altura de 200 [mm].
- Las almas de los perfiles y atiesadores son de espesor 6 [mm].
- La placa superior de acero es de espesor 12 [mm].
- Se utilizan 4 apoyos desplazables en el sentido UX y fijos según UY, UZ, RX, RY y RZ.
- Se utilizan dos resortes ficticios de 0.3 [Ton/m]. Estos están alineados con los apoyos de la mesa.

Sobre la mesa se coloca un supuesto prototipo a ensayar de 3 [Ton] de peso, para observar su efecto sobre ella y obtener así, los datos necesarios para el diseño. La forma de modelar el prototipo es mediante un sistema de marcos con una masa de 0.306 [Ton-masa] en su parte superior (en la dirección UX y UY). Además, se carga en cada una de sus esquinas con una fuerza de 0.75 [Ton], fuerza que aporta la masa en la dirección UZ en cada nudo. El supuesto modelo posee un área en planta de 1.00 [m] x 0.60 [m] con una altura de 2 [m]. En la Figura 2-5 se observa lo descrito anteriormente.

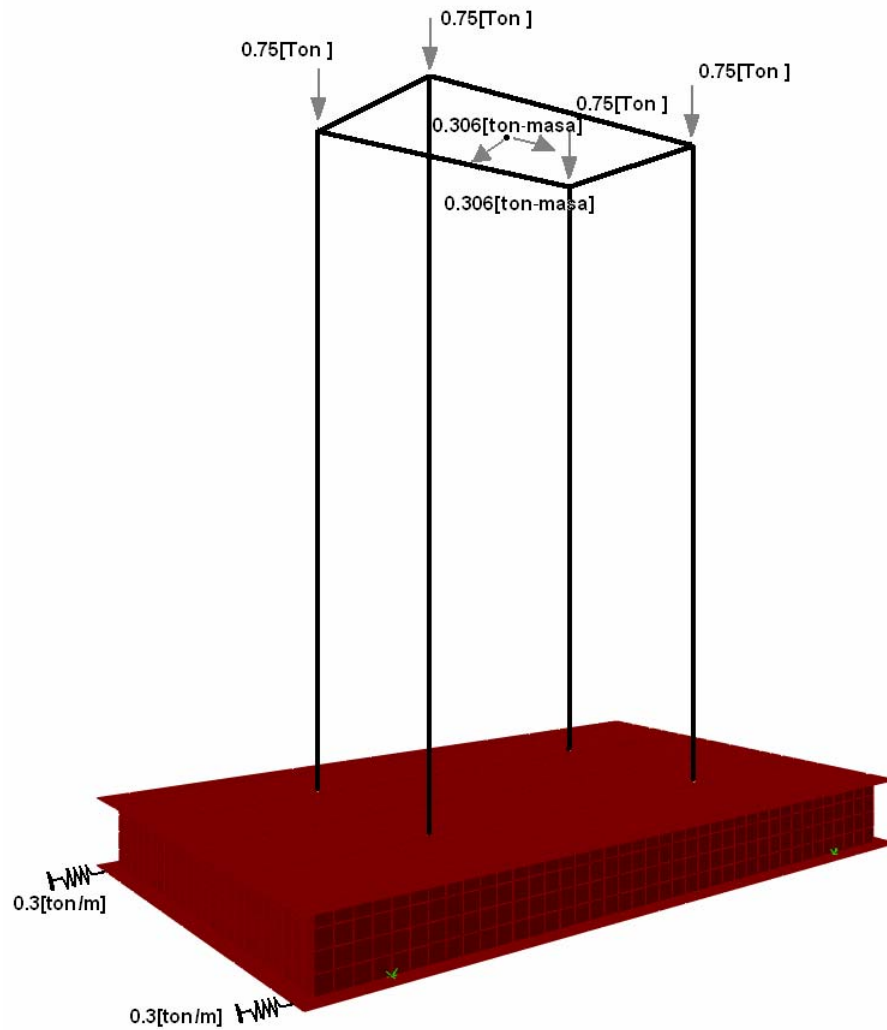


Figura 2-5: Cargas, masas y resortes del modelo.

La aceleración de la mesa se simula mediante una gran fuerza horizontal variable en el tiempo, proporcional al registro que se quiere estudiar, aplicada a un nodo con una masa también grande de manera que la razón masa/fuerza de la aceleración deseada.

La importancia fundamental de este modelo, es tener una mesa rígida que sea capaz de soportar la capacidad máxima de diseño y de esta manera, no perturbar la señal con vibraciones que interfieran en el experimento. Además, se desea tener una mesa que cumpla con los requerimientos anteriormente descritos, pero que sea lo mas liviana posible. El peso de la mesa más el del prototipo van a influir en la elección de los equipos hidráulicos y por ende, en el costo de éstos.

2.3.1.- Análisis modal de la mesa.

El análisis modal, es uno de los pasos fundamentales en el diseño de la mesa. Lo que se pretende realizar es un diseño donde la mesa sea un elemento rígido, es decir las frecuencias propias de la mesa sean altas para que no interfieran con el contenido de frecuencias de los registros a ensayar. De esta forma, la mesa permitirá traspasar el movimiento a la estructura en estudio sin perturbaciones. Los resultados obtenidos del modelo se presentan en la Tabla 2-1 y Tabla 2-2.

Tabla 2-1: Análisis modal de la mesa sin el prototipo sobre ella.

Partición modal								
Número de pasos	Periodo [seg]	Frecuencia [ciclos/seg]	UX [%]	UY [%]	UZ [%]	Suma UX [%]	Suma UY [%]	Suma UZ [%]
1	259.1217	0.004	100.00	0.00	0.00	100.00	0.00	0.00
2	0.0062	162.575	0.00	0.01	0.00	100.00	0.01	0.00
3	0.0058	171.028	0.00	94.29	0.00	100.00	94.30	0.00
4	0.0056	178.571	0.00	0.00	52.53	100.00	94.30	52.53
5	0.0047	213.767	0.00	0.00	6.05	100.00	94.30	58.58
6	0.0043	230.840	0.00	0.54	0.00	100.00	94.84	58.58
7	0.0043	233.481	0.00	0.00	2.76	100.00	94.84	61.35
8	0.0040	247.893	0.00	0.00	0.00	100.00	94.84	61.35
9	0.0040	248.324	0.00	0.00	5.29	100.00	94.84	66.64
10	0.0040	248.324	0.00	0.00	0.52	100.00	94.84	67.16
11	0.0040	248.633	0.00	0.00	0.01	100.00	94.84	67.17
12	0.0040	248.818	0.00	0.00	0.00	100.00	94.84	67.17
13	0.0040	248.880	0.00	0.00	0.00	100.00	94.84	67.17
14	0.0040	249.190	0.00	0.00	0.00	100.00	94.84	67.17
15	0.0040	249.501	0.00	0.00	0.47	100.00	94.84	67.64
16	0.0040	249.938	0.00	0.00	0.01	100.00	94.84	67.65
17	0.0040	252.270	0.00	0.21	0.05	100.00	95.05	67.70
18	0.0039	253.872	0.00	0.00	21.62	100.00	95.06	89.32
19	0.0039	254.842	0.00	0.00	0.00	100.00	95.06	89.32
20	0.0038	261.849	0.00	2.51	0.00	100.00	97.57	89.32

Tabla 2-2: Análisis modal de la mesa con el prototipo sobre ella.

Partición modal								
Número de pasos	Periodo [seg]	Frecuencia [ciclos/seg]	UX [%]	UY [%]	UZ [%]	Suma UX [%]	Suma UY [%]	Suma UZ [%]
1	259.1605	0.004	100.00	0.00	0.00	100.00	0.00	0.00
2	0.2010	4.974	0.00	86.23	0.00	100.00	86.23	0.00
3	0.1973	5.068	0.00	0.00	0.00	100.00	86.23	0.00
4	0.0200	50.040	0.00	0.00	94.78	100.00	86.23	94.78
5	0.0166	60.263	0.00	0.00	0.00	100.00	86.23	94.78
6	0.0145	69.046	0.00	0.06	0.00	100.00	86.29	94.78
7	0.0092	109.158	0.00	0.00	0.00	100.00	86.29	94.78
8	0.0061	162.681	0.00	0.00	0.00	100.00	86.29	94.78
9	0.0058	171.585	0.00	12.92	0.00	100.00	99.21	94.78
10	0.0047	212.359	0.00	0.00	0.10	100.00	99.21	94.88
11	0.0042	240.616	0.00	0.00	0.18	100.00	99.21	95.06
12	0.0041	244.738	0.00	0.02	0.00	100.00	99.24	95.06
13	0.0040	247.893	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06
14	0.0040	248.385	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06
15	0.0040	248.633	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06
16	0.0040	248.818	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06
17	0.0040	248.880	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06
18	0.0040	249.190	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06
19	0.0040	249.252	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06
20	0.0040	249.377	0.00	0.00	0.00	100.00	99.24	95.06

En el análisis modal de la Tabla 2-1, que no incluye el prototipo a ensayar, el primer modo de vibrar es ficticio. Los modos siguientes, que son los reales, poseen frecuencias muy altas, del orden de 160 [Hz] o más, con lo cual se evita la interacción con los registros y los modos del prototipo a estudiar.

En el segundo análisis modal de la Tabla 2-2, que incluye el prototipo a ensayar, al igual que el anterior, el primer modo es la representación del movimiento de la mesa en el sentido UX. El segundo modo es debido al desplazamiento de la parte superior del prototipo, (donde está concentrada la masa del prototipo), en el sentido Y. El tercer modo es debido al desplazamiento de la parte superior del prototipo en el sentido X. El valor de los periodos correspondientes a los modos segundo y tercero son altos por la dimensión del prototipo y la flexibilidad de éste. Se utilizó un prototipo flexible y no rígido, con el objetivo de obtener periodos reales a una estructura de esas características y tener las condiciones más desfavorables sobre la mesa.

El segundo y tercer modo son de interés, pues podrían afectar las mediciones. Para evitar esta influencia hay que rigidizar la base del prototipo de manera que entregue las fuerzas a las vigas de la mesa.

Otros modos de interés son los que tienen referencia a los movimientos verticales de la mesa. Estos deben estar fuera del rango de frecuencias en estudio, con tal que no se acoplen y tener buenas mediciones. Los modos 4, 5 y 6 que aportan a estos movimientos están por sobre el rango de frecuencias en estudio.

Un cuerpo se considera rígido estructuralmente cuando posee periodos bajo 0.06 [seg]. Este es el caso del modo 4 en adelante, modos referentes a la mesa. Al poseer frecuencias muy altas, no van influir en las mediciones.

A continuación se observan los primeros 6 modos de la estructura.

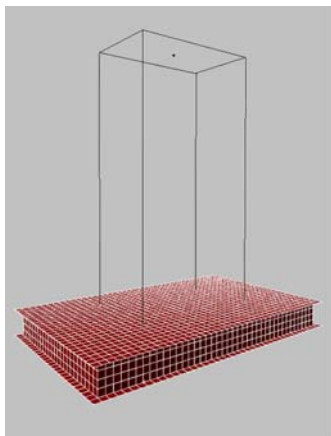


Figura 2-6: Modo 1.

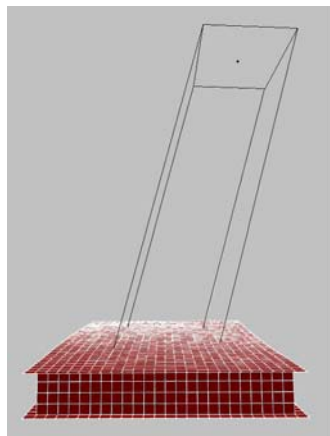


Figura 2-7: Modo 2.



Figura 2-8: Modo 3.

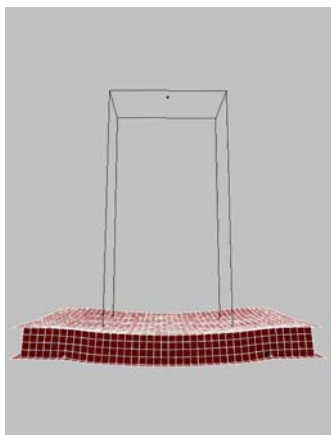


Figura 2-9: Modo 4.

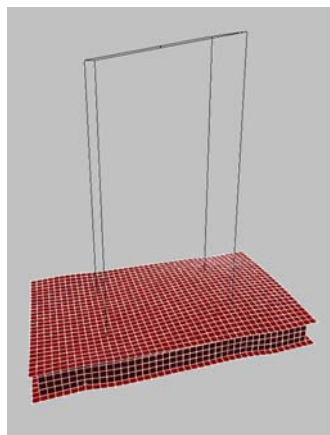


Figura 2-10: Modo 5.

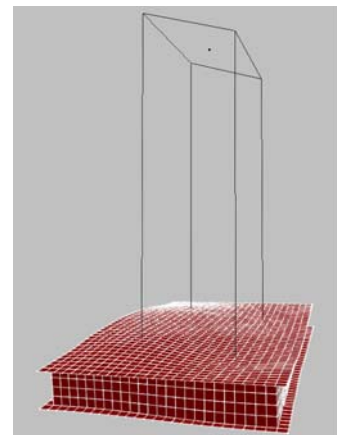


Figura 2-11: Modo 6.

Es importante estudiar las condiciones en relación con la ubicación del prototipo a ensayar cuando posea características extremas y esté apoyado sobre el centro de la placa libre, con tal de tomar las precauciones necesarias y disponer mediante otros elementos estructurales la rigidez necesaria para no interferir en las mediciones.

En conclusión, el diseño de la estructura propuesta para la mesa es adecuada, ya que ésta se comporta rígida en las condiciones propuestas para este modelo.

2.3.2.- Análisis del modelo con Fuerza Sinusoidal.

Se aplica una fuerza puntual en la posición donde será ubicado el actuador. Esta fuerza de 10000 [Ton] que se aplica sobre una masa de 1020.4 [Ton - masa], para obtener una aceleración máxima de 1.00 [g]. La fuerza es una función sinusoidal con las siguientes características:

- Período 0.03 [seg].
- Número de pasos por ciclo 15.
- Número de ciclos 600.
- Amplitud 1.
- Duración del registro 18 [seg].

La función tiene la siguiente representación para dos ciclos.

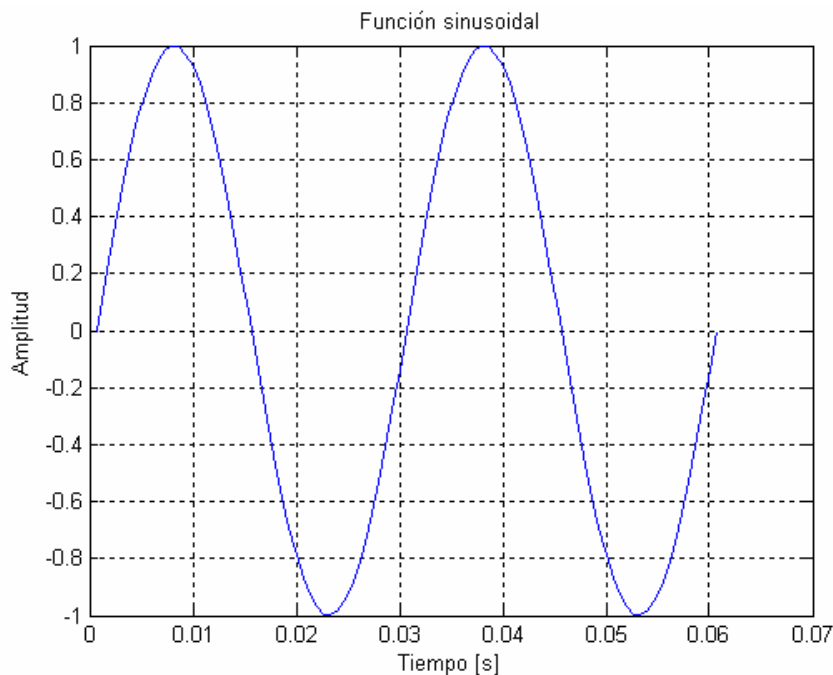


Figura 2-12: Función sinusoidal de amplitud 1.

2.3.3.- Análisis del modelo con el registro del terremoto de Lollole 1985.

Se aplica una Fuerza puntual en la posición donde será ubicado el actuador. Esta Fuerza resulta de la multiplicación de 1020.4 [Ton-masa] por el registro de aceleraciones de Lollole $[cm/s^2]$ que es aplicada sobre el nodo que tiene asignada una masa en el sentido UX de 1020.4 [Ton-masa]. El registro de Lollole corresponde a la componente Norte, que posee una aceleración máxima de 0.64 [g].

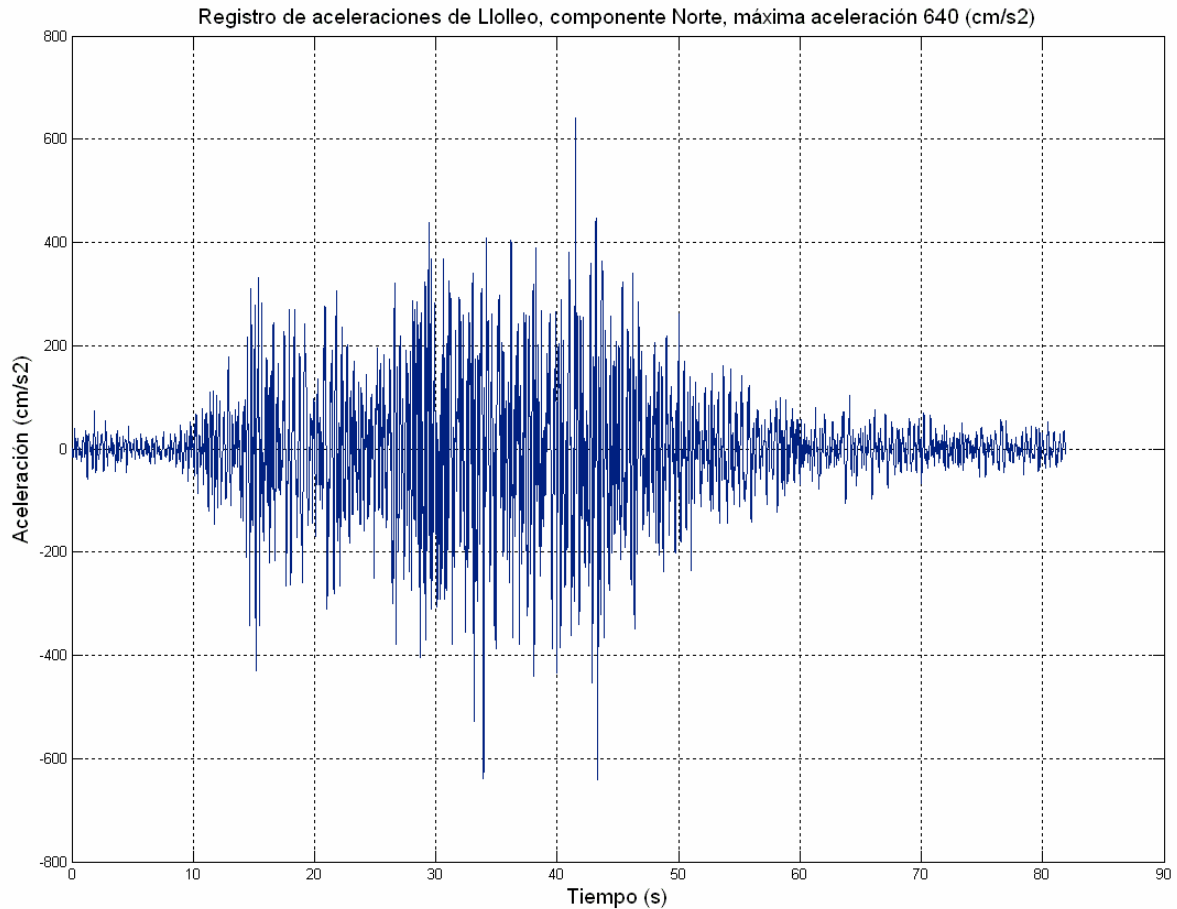
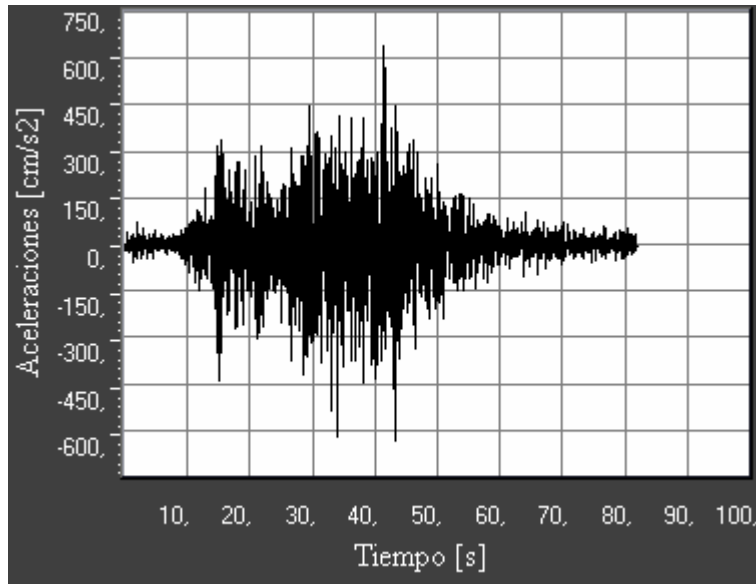


Figura 2-13: Registro de aceleración de Lollole, componente Norte.

Al analizar el modelo, el gráfico de aceleración obtenido desde SAP 2000 para el nodo número 805 (perteneciente a la base del prototipo) es el siguiente.



Aceleraciones:

Min. -639.7 [cm/s²]
a los 43.35 [s]

Máx. 641.4 [cm/s²]
a los 41.5 [s]

Figura 2-14: Gráfico de respuesta del modelo.

Del gráfico anterior se observa que los valores máximos no coinciden exactamente con los máximos del registro. La diferencia de este valor es del 0.15 % lo cual se desprecia, ya que esa variación no aporta una gran diferencia en los resultados obtenidos.

2.4.- Diseño de la mesa.

Del modelo se obtienen los esfuerzos sobre los apoyos y las tensiones en las placas de acero que conforman la mesa. Además, se realiza un análisis de deformaciones. A continuación se detallan estos valores, que permiten realizar los planos de fabricación de la mesa y especificar luego las guías lineales que se utilizarán.

Sólo se usan los datos del modelo al cual se ha ingresado el registro del terremoto de Llolle; ya que tanto los esfuerzos como las tensiones son mayores que para la fuerza sinusoidal. Además, se realizó una combinación de fuerzas, PP+FACT, que incorpora el peso propio y la fuerza del actuador.

2.4.1.- Esfuerzos sobre los apoyos

La ubicación de los apoyos fue tal que, al analizar una viga con una carga uniformemente distribuida, los momentos máximos negativos y positivos fueran similares.

La obtención de estos esfuerzos son de vital importancia, pues los carros de las guías lineales se escogen según estos valores, además de las dimensiones del perfil donde van conectados.

La distribución espacial de los apoyos de la mesa se observan en la Figura 2-15.

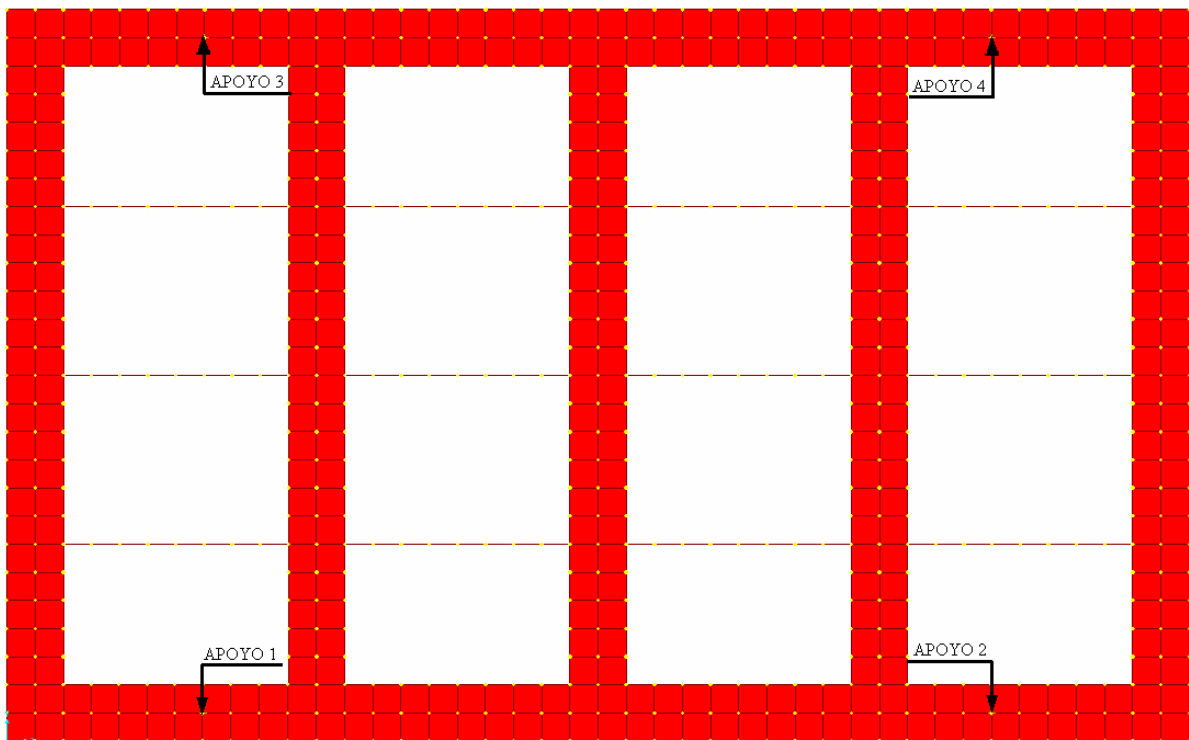


Figura 2-15: Distribución espacial de los apoyos de la mesa.

La Tabla 2-3 presenta las reacciones para la combinación del peso propio de la estructura más la fuerza ejercida por el actuador sobre los apoyos de la mesa. Con esta información, se realiza la combinación más desfavorable para los apoyos deslizantes. Los valores se observan en la Tabla 2-4.

Tabla 2-3: Reacciones sobre los apoyos.

Reacciones en los apoyos								
Nodo	Combinación	Valor	F1 [Ton]	F2 [Ton]	F3 [Ton]	R1 [Ton-cm]	R2 [Ton-cm]	R3 [Ton-cm]
Apoyo 1	PP+FACT	Máx.	0.000	0.539	5.462	0.037	0.124	0.107
Apoyo 1	PP+FACT	Min.	0.000	-0.311	-3.660	-0.020	-0.321	-0.053
Apoyo 2	PP+FACT	Máx.	0.000	0.540	5.401	0.038	0.405	0.051
Apoyo 2	PP+FACT	Min.	0.000	-0.319	-3.719	-0.021	-0.187	-0.100
Apoyo 3	PP+FACT	Máx.	0.000	0.311	5.461	0.018	0.122	0.055
Apoyo 3	PP+FACT	Min.	0.000	-0.538	-3.659	-0.034	-0.320	-0.108
Apoyo 4	PP+FACT	Máx.	0.000	0.319	5.402	0.021	0.405	0.100
Apoyo 4	PP+FACT	Min.	0.000	-0.540	-3.719	-0.038	-0.187	-0.051

Tabla 2-4: Combinación de esfuerzos más desfavorable para los apoyos.

Combinación más desfavorable								
Nodo	Combinación	Valor	F1 [Ton]	F2 [Ton]	F3 [Ton]	M1 [Ton-cm]	M2 [Ton-cm]	M3 [Ton-cm]
Apoyo	PP+FACT	Máx.	0.000	0.540	5.462	0.038	0.405	0.107
Apoyo	PP+FACT	Min.	0.000	-0.540	-3.719	-0.038	-0.321	-0.108

Tal como se observa en la Tabla 2-4, los apoyos que conectan la mesa a las guías lineales deben ser capaces de tomar esfuerzos de compresión y tracción. Además de los esfuerzos anteriores, deben soportar algunos esfuerzos laterales y de momento en las otras direcciones, siendo estos últimos bastante menores. Es importante que los apoyos de las guías lineales tomen estos esfuerzos, sin deformaciones de importancia. Con los resultados obtenidos se puede escoger el tipo de guía lineal a utilizar del catálogo INA-FAG.

2.4.2.- Análisis de deformaciones.

Realizar un análisis de deformaciones de la mesa es importante, ya que éstas influyen directamente sobre las mediciones de la estructura. Como se mencionó anteriormente, el diseño de ésta debe dar la rigidez necesaria, y para casos en que esté puntualmente cargada se deben tomar las medidas necesarias para rigidizar y evitar mayores deformaciones en las zonas débiles.

Las deformaciones máximas y mínimas del modelo, en su estado estático y dinámico, se observan en la Tabla 2-5.

Tabla 2-5: Deformaciones del modelo.

Deformaciones							
Caso	Valor	U1 [cm]	U2 [cm]	U3 [cm]	R1 [Rad]	R2 [Rad]	R3 [Rad]
Estático	Máx.	0.003	0.0010	0.0007	0.0002	0.0003	0.0001
	Min.	-0.001	-0.0010	-0.0082	-0.0002	-0.0003	-0.0001
Dinámico	Máx.	0.003	0.0078	0.0392	0.0020	0.0017	0.0006
	Min.	-46.772	-0.0077	-0.0489	-0.0020	-0.0017	-0.0006

Las deformaciones máximas en el eje z son del orden de 0.5 [mm] para el caso dinámico, por lo tanto, se verifica nuevamente que la mesa es suficientemente rígida y que el diseño cumple con el requisito de pequeñas deformaciones.

Para la deformación dinámica en el sentido U1, se observa que el desplazamiento absoluto es de 46.775 [cm], debido al registro de L1ollo. Este valor no representa el desplazamiento del actuador, ya que al integrar este registro el desplazamiento es bastante menor (9.2 [cm] desde su posición 0). Esto ocurre, porque Sap 2000 no corrige la integral creando una curva en forma de senoide.

Además de chequear las deformaciones para el caso estático, las cuales son suficientemente pequeñas, se realiza un análisis de deformaciones estático para la placa en una de las esquinas de la mesa. Allí posee las condiciones más desfavorables, pues tiene dos lados continuos y dos lados simplemente apoyados.

Se realiza un modelo de la placa en Sap 2000 al cual se le entregan las condiciones de apoyos mencionadas anteriormente y se carga con una fuerza puntual de 1 [ton] en cada punto donde ésta tendrá un orificio para fijar el prototipo a la mesa. La distribución de los nodos se muestra en la Figura 2-16.

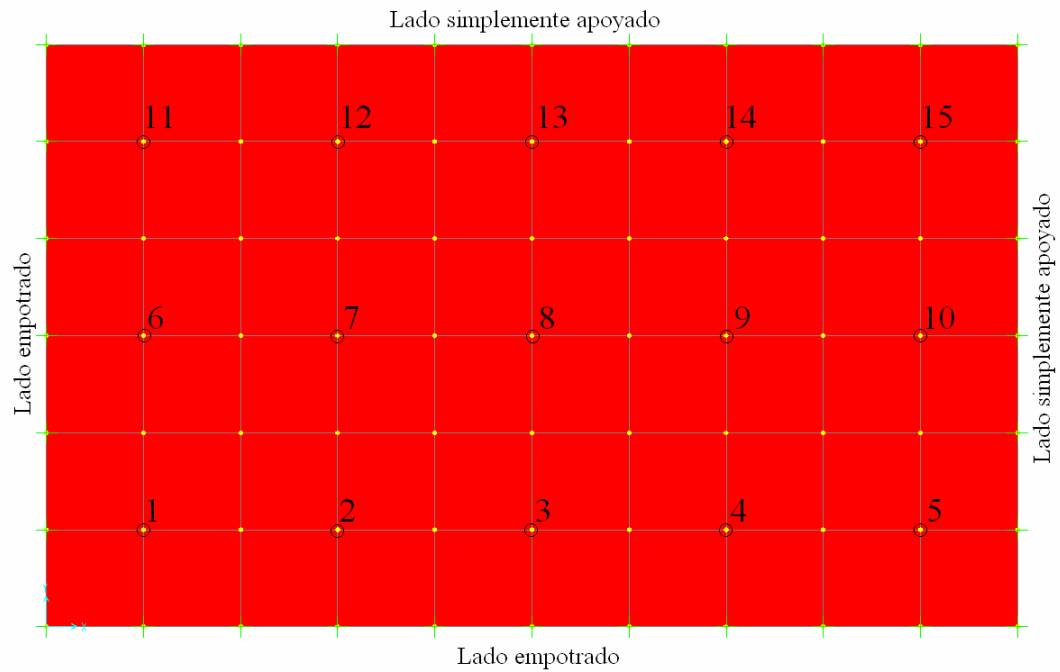


Figura 2-16: Distribución de los nodos en la placa.

La forma de proceder es la siguiente: seleccionar el nodo al cual se le aplicará la carga puntual. Luego, multiplicar la fila del nodo elegido por la carga aplicada en toneladas y sumar la celda correspondiente a la deformación por peso propio de la placa. De esta forma, se puede obtener la deformación de los 15 nodos de interés.

Las Tablas 2-6 y 2-7 presentan las deformaciones de cada uno de los nodos al aplicar una carga puntual de 1 [ton] en uno de ellos. La deformación máxima, al aplicar una carga puntual de 1 [ton] sobre el centro de la placa, es un desplazamiento de 0.3 [mm].

Finalmente, la mesa cumple con ser una estructura rígida para los fines de utilización propuestos.

Tabla 2-6: Deformaciones en los nodos debido a una carga puntual, parte 1.

		Deformación en Z [cm]							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Nodo de aplicación de carga	1	-3.3E-03	-5.5E-04	-8.6E-05	-1.5E-05	-2.0E-06	-5.5E-04	-1.1E-03	-3.8E-04
	2	-5.5E-04	-5.8E-03	-1.2E-03	-2.4E-04	-4.0E-05	-1.3E-03	-5.0E-03	-3.5E-03
	3	-8.6E-05	-1.2E-03	-6.1E-03	-1.3E-03	-2.1E-04	-4.7E-04	-3.5E-03	-6.3E-03
	4	-1.5E-05	-2.4E-04	-1.3E-03	-6.1E-03	-1.0E-03	-1.2E-04	-1.1E-03	-3.8E-03
	5	-2.0E-06	-4.0E-05	-2.1E-04	-1.0E-03	-4.9E-03	-2.2E-05	-2.3E-04	-9.3E-04
	6	-5.5E-04	-1.3E-03	-4.7E-04	-1.2E-04	-2.2E-05	-5.8E-03	-4.9E-03	-2.1E-03
	7	-1.1E-03	-5.0E-03	-3.5E-03	-1.1E-03	-2.3E-04	-4.9E-03	-2.3E-02	-1.4E-02
	8	-3.8E-04	-3.5E-03	-6.3E-03	-3.8E-03	-9.3E-04	-2.1E-03	-1.4E-02	-2.9E-02
	9	-9.0E-05	-1.1E-03	-3.8E-03	-6.1E-03	-2.7E-03	-6.2E-04	-5.2E-03	-1.6E-02
	10	-1.4E-05	-2.2E-04	-9.3E-04	-2.7E-03	-2.5E-03	-1.2E-04	-1.2E-03	-4.2E-03
	11	-7.2E-05	-3.7E-04	-2.5E-04	-8.4E-05	-1.7E-05	-9.5E-04	-2.5E-03	-1.3E-03
	12	-3.0E-04	-1.6E-03	-1.5E-03	-6.6E-04	-1.5E-04	-2.4E-03	-9.9E-03	-7.9E-03
	13	-2.0E-04	-1.5E-03	-2.3E-03	-1.7E-03	-5.3E-04	-1.2E-03	-7.9E-03	-1.3E-02
	14	-5.9E-05	-6.4E-04	-1.7E-03	-2.2E-03	-1.0E-03	-4.0E-04	-3.2E-03	-8.8E-03
	15	-1.0E-05	-1.4E-04	-5.2E-04	-1.0E-03	-6.5E-04	-8.2E-05	-7.4E-04	-2.5E-03
Peso		-4.9E-06	-2.0E-05	-2.6E-05	-2.4E-05	-1.1E-05	-1.8E-05	-7.5E-05	-1.0E-04

Tabla 2-7: Deformaciones en los nodos debido a una carga puntual, parte 2.

		Deformación en Z [cm]							
		9	10	11	12	13	14	15	
Nodo de aplicación de carga	1	-9.0E-05	-1.5E-05	-7.2E-05	-3.0E-04	-2.0E-04	-5.9E-05	-1.1E-05	
	2	-1.1E-03	-2.2E-04	-3.7E-04	-1.6E-03	-1.5E-03	-6.4E-04	-1.5E-04	
	3	-3.8E-03	-9.3E-04	-2.5E-04	-1.5E-03	-2.3E-03	-1.7E-03	-5.2E-04	
	4	-6.1E-03	-2.7E-03	-8.4E-05	-6.6E-04	-1.7E-03	-2.2E-03	-1.0E-03	
	5	-2.7E-03	-2.5E-03	-1.7E-05	-1.5E-04	-5.3E-04	-1.0E-03	-6.5E-04	
	6	-6.2E-04	-1.2E-04	-9.5E-04	-2.4E-03	-1.2E-03	-4.0E-04	-8.3E-05	
	7	-5.2E-03	-1.2E-03	-2.5E-03	-9.9E-03	-7.9E-03	-3.2E-03	-7.4E-04	
	8	-1.6E-02	-4.2E-03	-1.3E-03	-7.9E-03	-1.3E-02	-8.8E-03	-2.5E-03	
	9	-2.8E-02	-1.0E-02	-4.2E-04	-3.2E-03	-8.8E-03	-1.2E-02	-5.6E-03	
	10	-1.0E-02	-1.3E-02	-8.8E-05	-7.5E-04	-2.5E-03	-5.6E-03	-4.3E-03	
	11	-4.2E-04	-8.8E-05	-4.9E-03	-2.5E-03	-8.8E-04	-2.8E-04	-5.9E-05	
	12	-3.2E-03	-7.5E-04	-2.5E-03	-1.3E-02	-6.2E-03	-2.1E-03	-4.9E-04	
	13	-8.8E-03	-2.5E-03	-8.8E-04	-6.2E-03	-1.5E-02	-6.8E-03	-1.7E-03	
	14	-1.2E-02	-5.6E-03	-2.8E-04	-2.2E-03	-6.8E-03	-1.5E-02	-4.6E-03	
	15	-5.6E-03	-4.3E-03	-5.8E-05	-4.9E-04	-1.7E-03	-4.6E-03	-8.6E-03	
Peso		-9.1E-05	-4.0E-05	-1.1E-05	-4.5E-05	-6.0E-05	-5.5E-05	-2.4E-05	

2.4.3.- Diseño de los perfiles y placas de acero.

Se decide usar una placa de 12 [mm]. En el caso de ensayar algún modelo de peso considerable, apoyado en el centro libre de la placa, se debe usar un elemento estructural adicional que lleve las cargas a las vigas de la mesa.

Se comprueba el espesor de la placa con una carga puntual de 1 [ton] en el punto más desfavorable, que corresponde a una esquina de la mesa donde la placa tiene dos lados continuos y dos lados simplemente apoyados. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla 2-8: Tensiones en la placa de acero.

Placa 12 [mm]	S11 [Ton/cm ²]	S22 [Ton/cm ²]	Tensión Admisible [Ton/cm ²]
Máx.	0.18	0.41	1.44
Min.	-1.31	-1.45	-1.44

El valor de 1.45 [ton/cm²] está dentro del rango de tolerancia aceptado para el diseño.

Las tensiones sobre la placa, al aplicar la carga puntual en el centro libre de unas de las esquinas de la mesa, se observan en la Figuras 2-17 y 2-18.

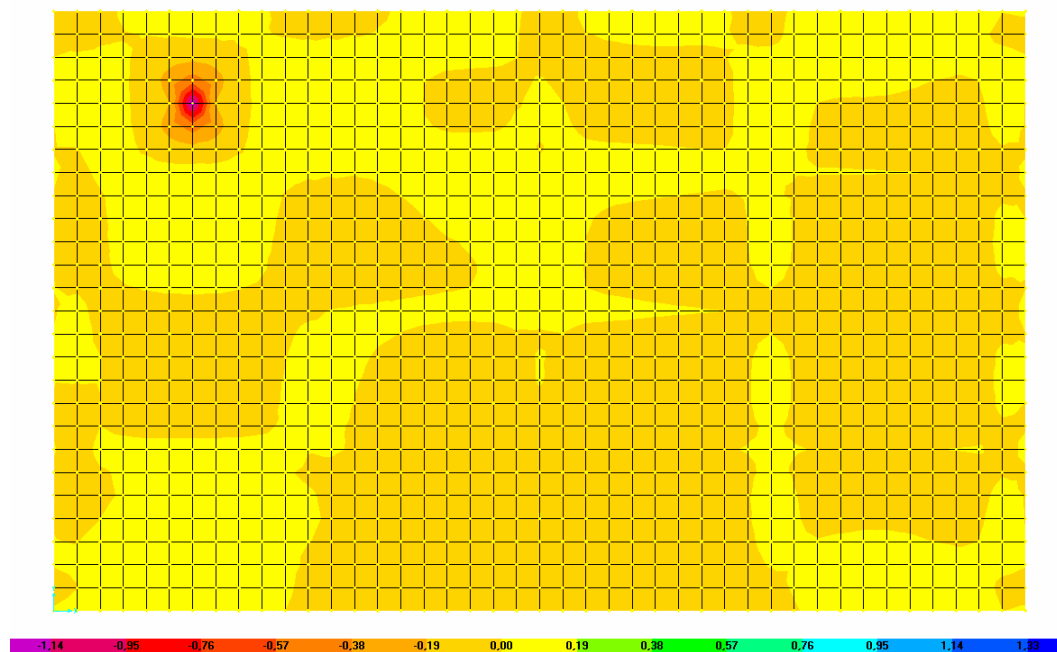


Figura 2-17: Tensiones según S11.

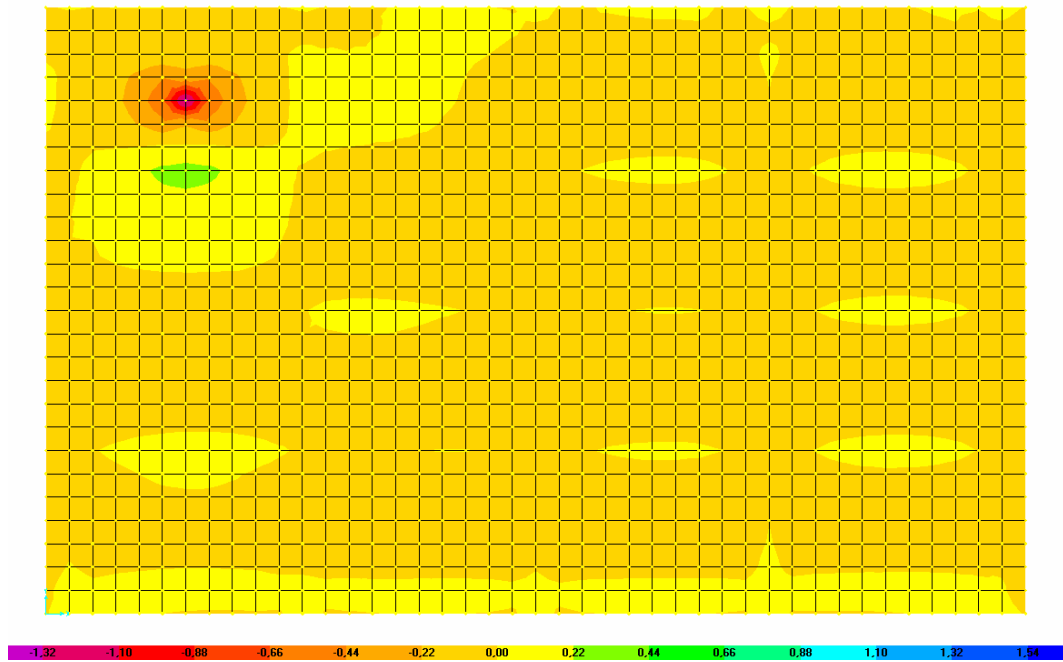


Figura 2-18: Tensiones según S22.

Para el modelo con el registro del terremoto de Lolloe, el prototipo queda apoyado en las vigas que conforman la mesa. Las tensiones sobre todas las láminas de acero son menores que la tensión admisible, excepto donde se producen algunas cargas puntuales. Los valores correspondientes están en la Tabla 2-9.

Tabla 2-9: Tensiones en la placa de acero.

Placa 12 [mm]	S11 [Ton/cm ²]	S22 [Ton/cm ²]	S12 [Ton/cm ²]	S13 [Ton/cm ²]	S23 [Ton/cm ²]	Tensión Admisible [Ton/cm ²]
Máx.	1.36	1.35	0.88	0.11	0.05	1.44
Min.	-1.43	-1.00	-0.87	-0.11	-0.05	-1.44

Las tensiones sobre la placa superior se encuentran en las Figuras 2-19, 2-20, 2-21 y 2-22.

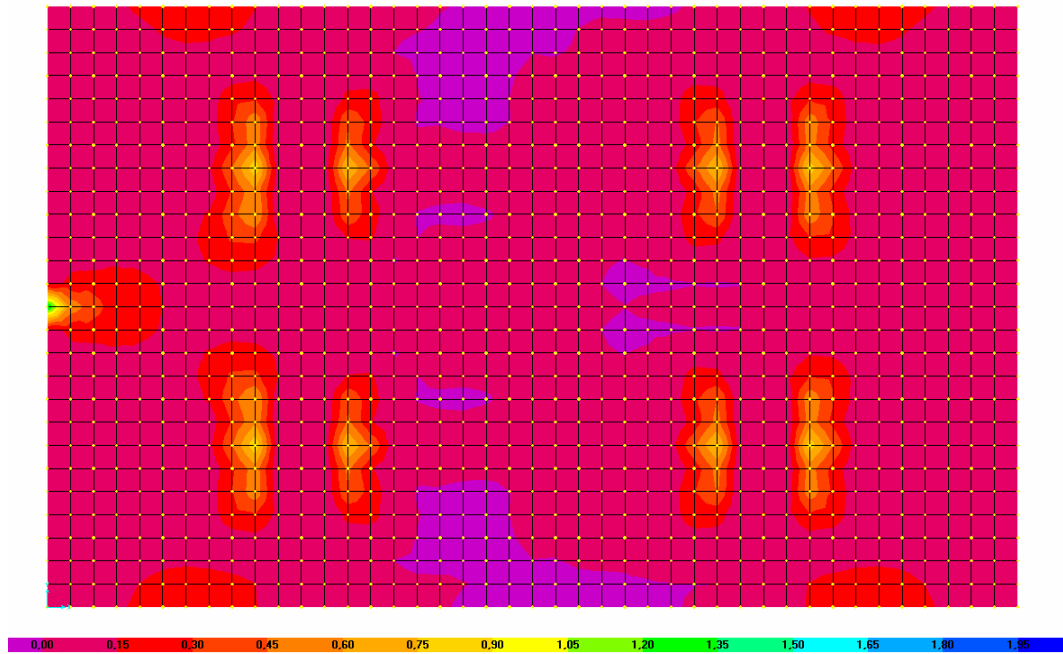


Figura 2-19: Tensiones según S11 Máx.

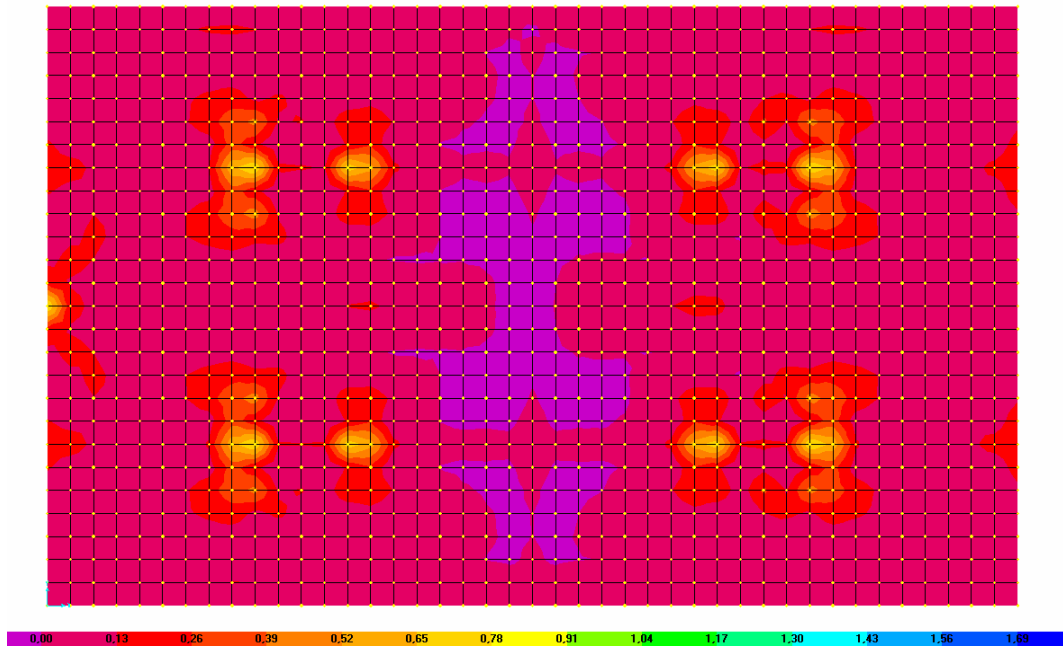


Figura 2-20: Tensiones según S22 Máx.

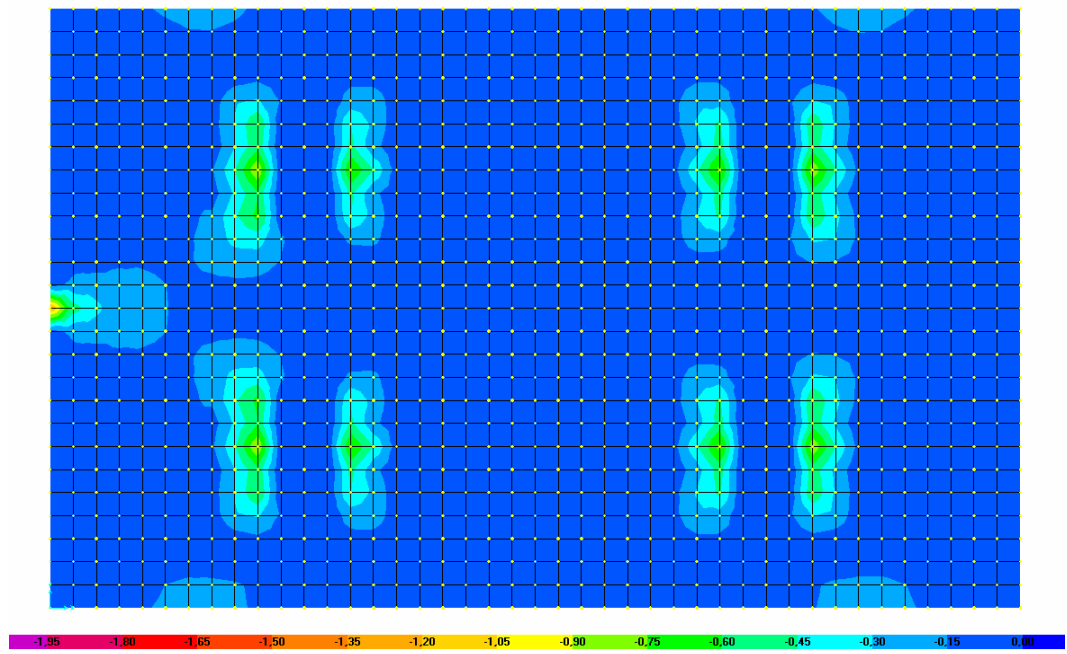


Figura 2-21: Tensiones según S11 Min.

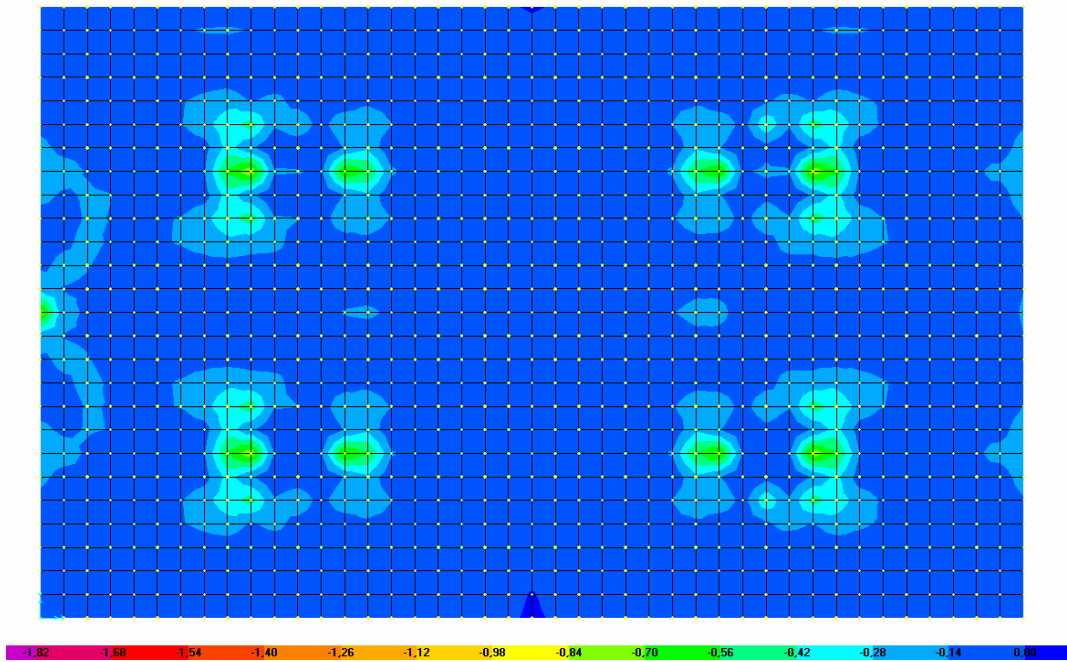


Figura 2-22: Tensiones según S22 Min.

2.4.4.- Verificación de pernos de sujeción del prototipo.

Para la sujeción del prototipo a la mesa se utilizan pernos $\phi 16$ mm de acero A42-23. Estos deben tomar los esfuerzos de corte y tracción que transmite la base del prototipo. En la Tabla 2-10 se presentan los esfuerzos basales del prototipo.

Tabla 2-10: Esfuerzos basales del prototipo.

Esfuerzos en los nodo del prototipo ¹								
Nodo	Combinación	Valor	F1 [Ton]	F2 [Ton]	F3 [Ton]	M1 [Ton-cm]	M2 [Ton-cm]	M3 [Ton-cm]
805	PP+FACT	Máx.	1.603	0.031	4.025	2.716	157.792	0.022
805	PP+FACT	Min.	-1.583	-0.020	-2.506	-4.123	-155.527	-0.015
899	PP+FACT	Máx.	1.588	0.031	4.005	2.793	155.901	0.005
899	PP+FACT	Min.	-1.589	-0.021	-2.523	-4.133	-156.310	-0.010
1205	PP+FACT	Máx.	1.602	0.020	4.022	4.103	157.748	0.014
1205	PP+FACT	Min.	-1.583	-0.031	-2.503	-2.697	-155.491	-0.021
1299	PP+FACT	Máx.	1.588	0.021	4.003	4.142	155.903	0.009
1299	PP+FACT	Min.	-1.589	-0.031	-2.521	-2.800	-156.312	-0.004

Por la ubicación del prototipo, ya que los orificios se encuentran cada 100 [mm], es necesario utilizar una corrida de 4 pernos por lado. Además, la columna del prototipo irá ubicada sobre una placa que deberá tener una dimensión mínima de 348 [mm] x 348 [mm] x 5 [mm] para este caso. Lo descrito anteriormente se refleja en la Figura 2-23.

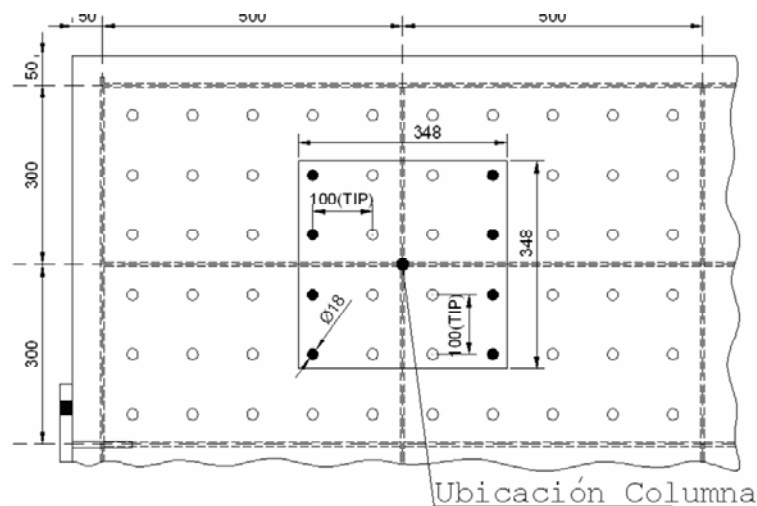


Figura 2-23: Sujeción del prototipo.

¹ Positivo indica compresión sobre la placa.

Mediante el método de tensiones admisibles se realiza la verificación de los pernos bajo los esfuerzos de corte y tracción. Los resultados son los siguientes.

La tensión de corte es:

$$f_v = \frac{V}{\left(\frac{N^{\circ} \text{ de pernos}}{2}\right) \cdot A_{\text{perno_bruta}}} = \frac{1.603}{4 \cdot 2.01} = 0.199 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] < 0.3 \cdot F_y = 0.700 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right]$$

Donde,

f_v : Tensión de corte $\left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right]$.
 V : Corte [Ton].
 $A_{\text{perno_bruta}}$: Área bruta del perno $[\text{cm}^2]$.

La columna del prototipo es un perfil cajón de 100x100x5, por lo tanto la tracción más desfavorable es:

$$T = \frac{M - N \cdot \frac{h}{2}}{d} = \frac{157.792 + 2.506 \cdot \frac{9}{2}}{30} = 5.636 [\text{ton}]$$

Donde,

T : Tracción [ton].
 M : Momento [ton · cm].
 N : Carga axial [ton].
 h : Distancia entre los ejes que conforman dos placas paralelas del perfil tubo [cm].
 d : Distancia entre dos pernos opuestos [cm].

El área a considerar para el cálculo de la tensión a tracción es, según el AISC:

$$A_{\text{perno_traccion}} = \frac{\pi}{4} \left(d - \frac{0.9743''}{n} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(0.625'' - \frac{0.9743''}{11} \right)^2 = 0.226 [\text{pulg}^2] = 1.447 [\text{cm}^2]$$

Donde,

$A_{\text{perno_traccion}}$: Área de trabajo a tracción $[\text{cm}^2]$.

- d : Diámetro nominal del perno en pulgadas. Un perno ϕ 16 corresponde a 5/8" aproximadamente.
- n : Número de hilos por pulgada. Para un perno 5/8" corresponde a 11.

La tensión de tracción es:

$$f_t = \frac{T}{N^\circ \text{ de } _ \text{pernos} \cdot A_{\text{perno_traccion}}} = \frac{5.636}{4 \cdot 1.447} = 0.974 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] < 0.6 \cdot F_y = 1.400 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right]$$

Además, se evalúa la interacción entre el corte y la tracción para pernos corrientes con la fórmula obtenida de la Nch427.

Se debe cumplir para el caso a tracción que:

$$F_t = 1.960 - 1.6 \cdot f_v \leq 1.400 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$F_t = 1.960 - 1.6 \cdot 0.199 = 1.641 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right] \leq 1.400 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$f_t = 0.974 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right] \leq 1.400 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right] = F_t$$

Se debe cumplir para el caso a corte que:

$$F_v = 1.960 - 1.6 \cdot f_t \leq 1.400 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$F_v = 1.960 - 1.6 \cdot 0.974 = 0.402 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right] \leq 1.400 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$f_v = 0.199 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right] \leq 0.402 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2} \right] = F_v$$

Por lo tanto, los pernos están cumpliendo con los esfuerzos a los cuales están siendo sometidos.

2.4.5.- Planos de fabricación.

Los planos de la mesa se dibujaron en AutoCAD. Ellos contienen todas las especificaciones y detalles para que la mesa pueda ser fabricada. Estos se encuentran en el Anexo Planos N° 1 y 2.

2.5.- Características de las guías lineales.

Las reacciones sobre los apoyos son las siguientes.

Tabla 2-11: Reacciones de los apoyos.

Combinación mas desfavorable								
Nodo	Combinación	Valor	F1 [N]	F2 [N]	F3 [N]	R1 [N-m]	R2 [N-m]	R3 [N-m]
Apoyo	PP+FACT	Máx.	0.0	5400.0	54624.0	3.8	40.5	10.7
Apoyo	PP+FACT	Min.	0.0	-5402.0	-37188.0	-3.8	-32.1	-10.8

El equipo consta de dos rieles de 260 [cm] y 4 carros para el apoyo de la mesa.

El modelo escogido es el sistema con recirculación a bolas KUV45-B-KT-SL y las características del producto solicitado son las siguientes (mayor información en el Anexo A):

Tabla 2-12: Características de las guías lineales.

Características del producto		
Dimensiones de los carros		
H	60 mm	
B	86 mm	
L	171.1 mm	
Capacidad de Carga		
C	79000 N	Capacidad de carga
C₀	170000 N	Capacidad de carga
M_{0x}	4715 Nm	Momento
M_{0y}	4335 Nm	Momento
M_{0z}	4330 Nm	Momento

CAPÍTULO 3: DISEÑO SISTEMA OLEOHIDRÁULICO.

3.1.- Introducción.

El sistema impulsor de la mesa vibratoria cumple el rol de efectuar el desplazamiento de la estructura de acero en un tiempo determinado a través del servo-actuador. Para el funcionamiento de éste, se requieren varios componentes mecánicos e hidráulicos que permiten la llegada del flujo de aceite al interior de las cámaras del servo-actuador. En este capítulo se define cuales son los equipos que se utilizan en el sistema impulsor y sus características.

La elección de los componentes es fundamental para obtener la respuesta deseada en el sistema y, por lo tanto, se deben seguir todas las recomendaciones que el fabricante solicite para el buen desempeño del equipo. La elección de los equipos principalmente está limitada a los costos, ya que los equipos hidráulicos se caracterizan por tener valores elevados.

El sistema impulsor debe cumplir con las siguientes características.

1. Carga del cilindro tanto para tracción como compresión, 3.5 [Ton]
2. Velocidad del cilindro 0.6 [m/s].
3. Aceleraciones de 1.0 [g].
4. Carrera útil del cilindro ± 200 [mm].
5. El sistema de fijación del cilindro es mediante una brida delantera y rotulada en la conexión a la mesa.
6. Presión máxima del sistema 3000 [psi].
7. Duración del ensayo, 2 minutos.
8. Utilización del equipo diariamente, 30 minutos
9. Ajustable a una central oleohidráulica (motor - bomba) perteneciente al Departamento de Ingeniería Civil. Ésta es de caudal constante que entrega un flujo de 114 [l/min] a 3000 [psi].

3.2.- Esquema del sistema oleohidráulico.

El sistema oleohidráulico que suministra la presión y caudal necesarios para el movimiento del servo-actuador, con las características anteriormente mencionadas para poder realizar simulaciones de registros sísmicos, tiene la siguiente configuración para sus componentes:

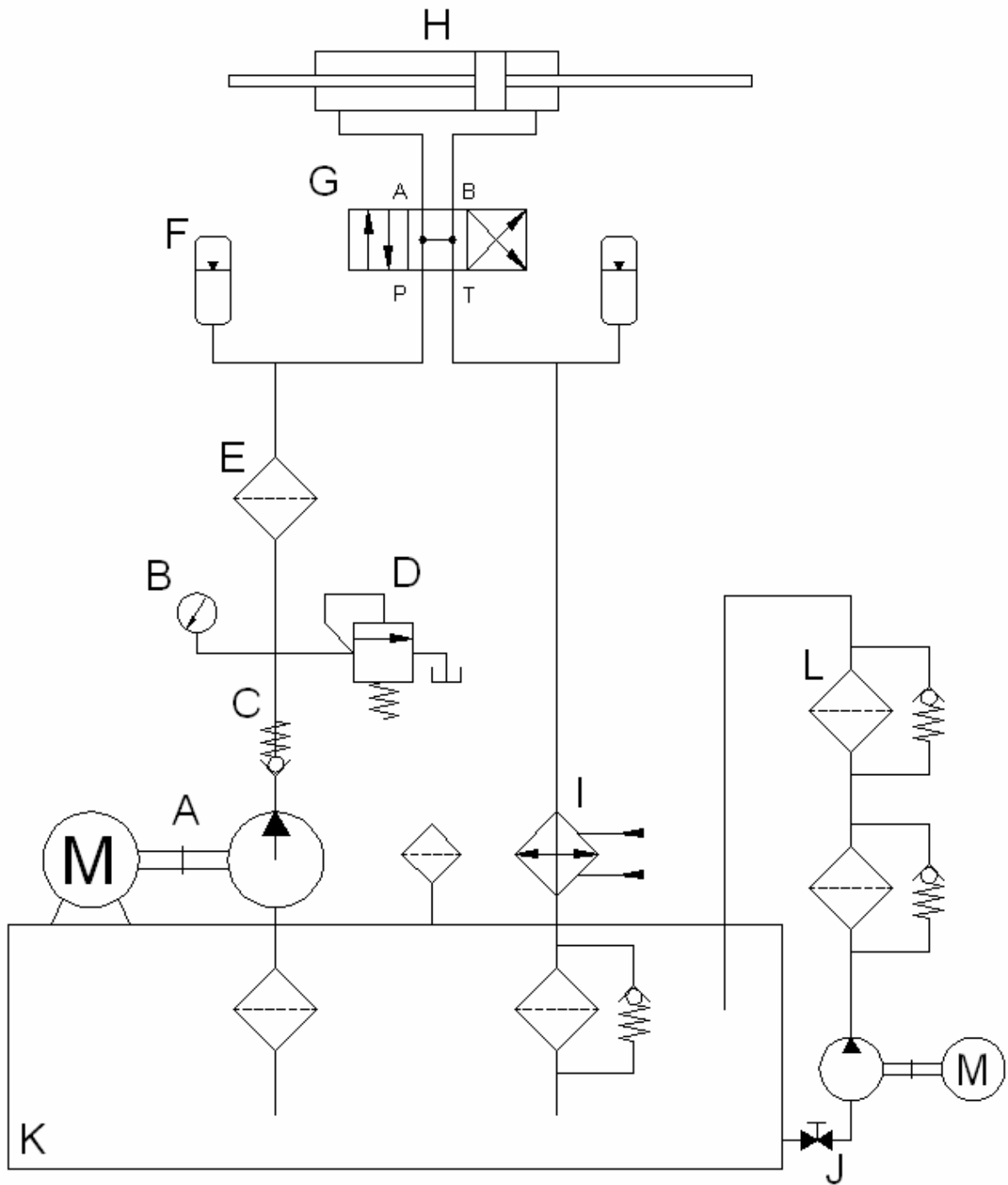


Figura 3-1: Esquema del sistema impulsor.

- | | |
|---|---------------------------------|
| A.- Bomba – Motor. | G.- Servo - Válvula de control. |
| B.- Manómetro. | H.- Servo – Actuador. |
| C.- Válvula antirretorno calibrada (válvula check). | I.- Intercambiador de calor. |
| D.- Válvula limitadora de presión. | J.- Válvula de aislamiento. |
| E.- Filtro de alta presión. | K.- Depósito de aceite. |
| F.- Acumulador hidráulico. | L.- Filtro purificador. |

3.3.- Características de equipos del sistema oleohidráulico.

A continuación se da una explicación breve de cada componente del sistema oleohidráulico (Carnicer y Mainar, 1998) y el modelo de éste.

A.- Bomba - Motor: Su función es convertir la energía mecánica suministrada por el motor de arrastre en energía oleohidráulica al impulsar el fluido dentro del sistema. De esta forma, la bomba proporciona un caudal aceite al sistema.

El sistema posee dos bombas de diferentes tipos, una de paleta y otra de engranajes. La bomba de paleta es utilizada para suministrar aceite hacia la servo-válvula de control y puede llegar a altas presiones. Por el contrario, la bomba de engranajes, que trabaja a bajas presiones y caudales en este caso, es utilizada en el circuito que realiza la limpieza del aceite del tanque.

Bomba – Motor de paleta: El flujo máximo de la bomba es 114 [l/min] a una presión de 3000 [psi].

Motor Trifásico:

Marca: Eberle
Tipo: Inducción 3 Fases.
Potencia: 60 [HP] (45 [KW])
RPM: 1470
Carcaza modelo: 525PM4-DX

Bomba Oleohidráulica:

Marca: Atos
Modelo: PFE-41085
Tipo: De vanos compensados
Caudal: 85 cc/rev.

Bomba – Motor de engranajes:

Motor Trifásico:

Marca: Eberle
Tipo: Inducción 3 Fases.
Potencia: 2 [HP] (1.5 [KW])
RPM: 1450
Carcaza modelo: 890L4/OM/OX

Bomba Oleohidráulica:

Marca: Salami
Modelo: 2PB 19D G28 P1
Caudal: 19.4 cc/rev.

B.- Manómetro: Instrumento de medición de la presión de un fluido contenido en un recipiente cerrado. Éste se utiliza con el fin de poder tarar la válvula limitadora de presión.

C.- Válvula antirretorno calibrada (válvula check): Este tipo de válvulas posibilitan la circulación del flujo de aceite en un sentido y lo impiden en el sentido contrario, de esta forma el aceite no retorna hacia la bomba.

D.- Válvula limitadora de presión. Esta válvula (marca Atos) se coloca en la línea de flujo del sistema para evitar el aumento excesivo de la presión del fluido. Al accionarse la válvula, el fluido descarga a través de una tubería hacia el depósito de aceite. La presión de tara para esta válvula será de 3000 [psi].

E.- Filtro de alta presión: Este filtro, de 10 micrones, va instalado en la línea de presión del sistema. De esta forma, permite que el flujo de aceite hacia los demás equipos sea con un aceite altamente depurado.

Filtro de alta presión:

Marca: Vickers
Modelo filtro: OFP 135 2 B A 64
Elemento filtro: FP 135 2 A A10 N
Presión máx. de operación: 420 [bar] (6000 [psi])

F.- Acumulador hidráulico: Tiene la función de almacenar la energía absorbiendo un cierto volumen de fluido a presión y entregándolo cuando lo necesite el sistema nuevamente. Se utilizarán dos acumuladores de vejiga (hidroneumático) con nitrógeno instalados en líneas “P” y “T”. Estos son de pequeña capacidad, por lo tanto no se usarán como fuente de energía.

Las aplicaciones más importantes de los acumuladores son las siguientes.

- Reserva de fluido a presión o almacenador de energía.
- Amortiguador de suspensión.
- Absorber pulsaciones.
- Compensar las fugas de un circuito.
- Fuente auxiliar de energía.

- Amortiguador del golpe de ariete.

G.- Servo-válvula de control: Esta componente controla la apertura, la detención y la dirección del flujo del fluido. Se utilizará un distribuidor de 4 vías y 3 posiciones, del tipo posición intermedia “H” (P-A-B-T), de flujo máximo de 96 l/min. La posición de la izquierda permite llenar de aceite la cámara izquierda del actuador y el vaciado hacia el depósito de aceite de la cámara derecha. La posición central mantiene en reposo el pistón al no existir variaciones de aceite en ambas cámaras. La posición de la derecha realiza la operación inversa que la posición de la izquierda. La Figura 3-2 describe lo mencionado.

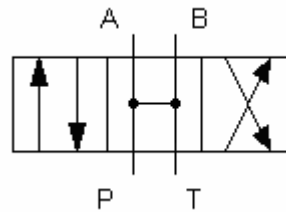


Figura 3-2: Distribuidos 4 vías y 3 posiciones intermedia bloqueada.

Donde,

P: Corresponde a la llegada del flujo del aceite suministrado.

T: Retorno al depósito de aceite.

A y B: Conductos de trabajo para suministrar aceite a las cámaras del actuador..

Servo – Válvula:

Marca: Moog – USA

Modelo: G761-3005

Tipo: S 63 JOGM4 VPL.

Frecuencia operación estable: 15 [Hz].

Conector de hembra de 4 pines.

H.- Servo-actuador: El actuador transforma la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de éste es directamente proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro.

Un actuador está compuesto fundamentalmente por un émbolo de sección circular el cual recibe la energía del fluido y un vástago que se mueve dentro de la camisa tubular del cilindro y dos cabezales, los cuales están taladrados para permitir el paso del vástago que prolonga mecánicamente el émbolo. El tubo es de acero, con su superficie interna de acabado fino. El vástago y émbolo son de acero laminado, rectificado. La estanqueidad se consigue mediante

sellos que reducen las fugas entre el émbolo y las paredes de la camisa. Entre las juntas de estanqueidad destacan los retenes y los limpiadores que están instalados en el cabezal del lado del vástago para mantenerlo limpio y evitar las fugas externas a su alrededor.

Servo-actuador estándar:

Marca: Moog – Italia

Tipo: Doble acción y doble vástago.

Pistón: Diámetro 80 [mm]. Vástago 56 [mm]. Carrera 400 [mm].

Base asiento para válvula G761.

Largo extendido total: 1.8 [m].

Presión máxima: 3000 [psi]

Frecuencia máxima: 15 [Hz].

Montaje: Brida delantera rectangular con agujeros pasantes y rotula para fijación de eje.

Transductor de posición integrado.

El plano del servo-actuador se adjunta en el Anexo D.

I.- Intercambiador de calor: El intercambiador de calor va ubicado en la línea de retorno al depósito, ya que el aceite vuelve hacia el depósito a una temperatura elevada. Se utiliza un intercambiador de calor aceite – agua, donde el agua se toma de la red de agua potable.

J.- Válvula de aislamiento: Válvula de accionamiento manual, que permite el corte de suministro de aceite al circuito.

K.- Depósito de aceite: El depósito almacena el aceite, pero debe parcialmente entregar una cierta refrigeración y mantener fuera de éste a las partículas contaminantes. Estas tareas se realizan mediante filtros, en la salida y entrada al depósito, y un intercambiador de calor.

L.- Filtro purificador. Su objetivo es mantener limpio el aceite hidráulico y es de vital importancia en el funcionamiento del sistema; ya que el aceite hidráulico sucio va recubriendo y dañando los componentes del sistema.

Se debe disponer de filtros, 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.

De todos modos, a pesar que se posee varios filtros, se deben realizar comprobaciones de los niveles de contaminación del aceite y del cambio de filtros para no tener niveles perjudiciales que dañen el sistema

Se utiliza un filtro en la línea de salida del depósito del aceite y 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. Para tener un aceite más depurado, se realiza un sistema de filtrado independiente para el aceite del depósito; consta con dos filtros, uno de 30 micra y otro de 10 micras. Todos los filtros son marca Vickers.²

3.4.- Comentarios del sistema oleohidráulico.

Se utiliza un sistema hidráulico para la realización de este tipo de proyectos, ya que estos equipos poseen características como ser precisos y suaves en sus movimientos, flexibles sobre las condiciones de montaje, tener gran capacidad de carga en comparación a su tamaño, rápida respuesta frente a los cambios de posición y permitir la operación mediante un control automático al combinar su funcionamiento con sistemas eléctricos. A pesar de que poseen características no lineales que pueden llevar a que su diseño sea complejo, se toman simplificaciones como si fuera un sistema lineal. Sin embargo, estos equipos poseen la desventaja de poseer un elevado costo ya que mientras más exigencias se consideren, su precio sube notoriamente. También pueden presentar fallas por tener el equipo en ambientes contaminados que ensucien el aceite, por lo que se deben realizar mantenciones con el fin de conservarlo limpio.

Para cumplir con todos los requerimientos solicitados por los proveedores de la servo-válvula y del servo-actuador MOOG, se debió modificar la central oleohidráulica que se poseía. Esta nueva central oleohidráulica posee una válvula limitadora de presión que se tara en 3000 [psi], presión máxima del sistema, y posee un filtro de alta presión, en la línea "P" de sistema, para mantener la calidad del aceite hacia los equipos MOOG. Además de los filtros que el depósito de aceite posee en su interior, tanto en la entrada como en la salida, la central posee un sistema independiente de limpieza del aceite mediante una Bomba – Motor que hace recircular el aceite por un filtro de 30 micras y luego por uno más fino de 10 micras. De esta forma se pretende mantener el aceite depurado, para que los equipos funcionen a su capacidad máxima y obtener mejores resultados.

Se deben realizar las mantenciones a los equipos y cambios de filtros cada 200 [Hr] según indican los proveedores y revisar permanentemente su nivel de saturación. Además revisar constantemente el nivel de aceite del estanque, si el nivel está por debajo del visor, se debe rellenar y eliminar posibles fugas del sistema. Verificar la temperatura del sistema, la temperatura ideal de operación debe promediar entre los 49 a 52°C. De esta manera se mantendrá el equipo en perfecto estado y operando al 100% de su rendimiento.

² Al sistema se le debe proporcionar un aceite hidráulico limpio y mantener bajo la norma ISO 4406 code 14/11. Además, proporcionar un lugar de trabajo limpio alrededor del equipo.

Fotografías del sistema impulsor se pueden observar en el Anexo B o en el CD adjunto. Además, en el Anexo A y en el CD adjunto, se puede observar catálogos de algunos de los productos comprados.

CAPÍTULO 4: VALIDACIÓN NUMÉRICA DEL EQUIPO OLEOHIDRÁULICO.

4.1.- Introducción.

En este capítulo se muestra cómo responde el equipo hidráulico frente a los requerimientos de la mesa. De la curva trazada en el gráfico tri-logarítmico (Figura 4-1), donde se muestra la respuesta de la mesa para un peak de aceleraciones de 1 [g], velocidades de 0.6 [m/s] y desplazamientos de ± 0.2 [m] se obtendrán los desplazamientos, velocidades y aceleraciones para distintos periodos.

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.

- 1) $F = m \cdot a$
- 2) $F = P_{carga} \cdot A$
- 3) $v = w \cdot d$
- 4) $a = w^2 \cdot d$
- 5) $Q = v \cdot A$
- 6) $\frac{Q}{Q_n} = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_n}}$
- 7) $\Delta P = 210 - P_{carga}$
- 8) $w = 2 \cdot \pi \cdot f$

Donde,

- F : Fuerza.
 P_{carga} : Presión de carga
 m : Masa total (mesa y prototipo).
 d : Desplazamiento.
 v : Velocidad.
 a : Aceleración.
 w : Frecuencia angular.
 f : Frecuencia.
 A : Área útil.
 Q : Caudal
 Q_n : Caudal nominal
 ΔP : Variación de presión.
 ΔP_n : Variación de presión nominal.

4.2.- Validación Numérica.

De la Figura 4-1 se obtienen los valores peak de desplazamientos, velocidades y aceleraciones necesarios para el cálculo.

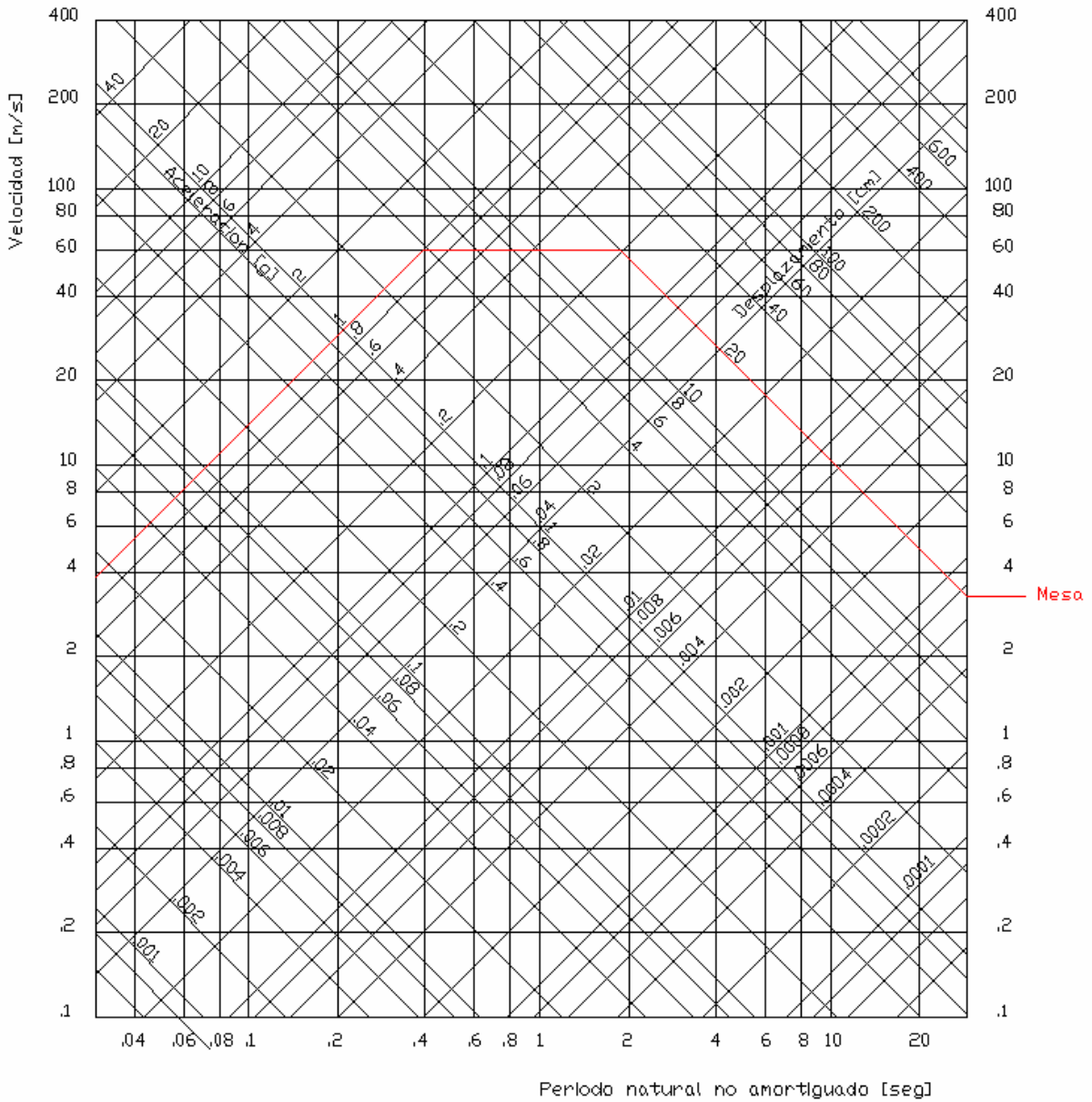


Figura 4-1: Gráfico Tri-logarítmico, respuesta mesa.

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:

Datos,	
Diámetro del émbolo:	$D_{embolo} = 80[mm]$
Diámetro del vástago:	$D_{vastago} = 56[mm]$
Área útil:	$A_{util} = 25.6[cm^2]$
Masa:	$m = 3500[kg]$
Caudal nominal:	$Q_n = 96[\frac{lt}{min}]$
Variación de presión nominal:	$\Delta P_n = 70[bar]$

Los valores calculados se observan en la Tabla 4-1.

Tabla 4-1: Validación numérica.

Validación numérica servo-actuador										
t	f	d	v	a	F _{inercial}	Q	Qn	ΔP	P _{carga}	F _{max}
[s]	[Hz]	[cm]	[cm/s]	[g]	[kgf]	[lts/min]	[lt/min]	[bar]	[bar]	[kgf]
0.03	30	0.03	5.65	1.087	3803	8.7	96	0.6	209.4	5369
0.04	25.00	0.038	5.97	0.956	3345	9.2	96	0.6	209.4	5367
0.06	16.67	0.084	8.80	0.939	3287	13.5	96	1.4	208.6	5348
0.08	12.50	0.16	12.57	1.006	3521	19.3	96	2.8	207.2	5311
0.1	10.00	0.26	16.34	1.046	3662	25.1	96	4.8	205.2	5261
0.2	5.00	0.96	30.16	0.966	3380	46.4	96	16.3	193.7	4964
0.4	2.50	3.8	59.69	0.956	3345	91.8	96	64.0	146.0	3742
0.6	1.67	5.7	59.69	0.637	2230	91.8	96	64.0	146.0	3742
0.8	1.25	7.7	60.48	0.484	1695	93.0	96	65.7	144.3	3699
1	1.00	9.7	60.95	0.390	1366	93.7	96	66.7	143.3	3672
2	0.50	19.0	59.69	0.191	669	91.8	96	64.0	146.0	3742
4	0.25	20.0	31.42	0.050	176	48.3	96	17.7	192.3	4929
6	0.17	20.0	20.94	0.022	78	32.2	96	7.9	202.1	5181
8	0.13	20.0	15.71	0.013	44	24.2	96	4.4	205.6	5270
10	0.10	20.0	12.57	0.008	28	19.3	96	2.8	207.2	5311
20	0.05	20.0	6.28	0.002	7	9.7	96	0.7	209.3	5365

4.3.- Discusión de resultados.

De los resultados, se observa 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 los diferentes periodos, 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 60 [cm/s]) está casi en el límite de su caudal y para los extremos está en el límite de la presión máxima. De esta forma, se pretendió no pasar a las otras series de servo-válvulas y no aumentar las dimensiones del servo-actuador para no elevar los costos del equipo.

Se concluye que el equipo con las características descritas anteriormente es capaz de reproducir la curva de respuesta de la mesa, con la limitante que la servo-válvula tiene una frecuencia de operación estable hasta los 15 [Hz] y el servo-actuador una frecuencia máxima de operación de 15 [Hz].

CAPÍTULO 5: DISEÑO Y FABRICACIÓN.

5.1.- Introducción.

En este capítulo se realiza el cálculo, diseño y verificación de elementos que se requieren para la fabricación de la mesa. Estos son los siguientes.

- Verificación de la losa del piso del laboratorio y refuerzo.
- Perfil para posicionamiento de las guías lineales.
- Estructura de montaje para el actuador hidráulico.
- Diseño de la conexión rótula-mesa.
- Ampliación de caseta donde se ubica la bomba hidráulica.

Además, se muestran algunas de las etapas del desarrollo del montaje.

5.2.- Verificación de la losa del laboratorio.

El primer paso es saber cuál es la carga que se utilizó para su diseño. Para esto, empleando la metodología de Czerny, los valores son los siguientes:

Tabla 5-1: Tabla de cargas.

Cargas		[T/m ²]
Peso Propio	PP	0.35
Encielado	EC	0.04
Sobrelosa	SL	0.12
Sobrecarga	SG	0.30
Carga total	q	0.81

$$e = 14[cm]$$

$$\varepsilon = \frac{l_y}{l_x} = \frac{10.74}{5.50} = 1.91$$

$$K = q \cdot l_x \cdot l_y = 0.81 \cdot 5.5 \cdot 10.74 = 47.847[T]$$

Tabla 5-2: Cálculo armadura losa

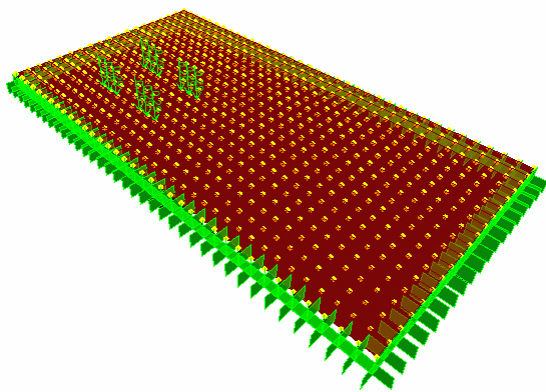
Valores Czerny		Momentos	[t/m ²]	Área	[cm ²]	Armadura	Armadura en losa
mx	49	Mx	0.97	A	2.860	φ8 a 17.482	φ 8 a 8
my	201	My	0.24	A	0.746	φ 8 a 67.043	φ 8 a 16
mex	23	Mex	2.07	A'	6.257	φ 10 a 12.625	φ 10 a 12
mey	33	Mey	1.43	A'	4.639	φ 10 a 17.028	φ 10 a 16

Luego, se realiza un modelo en Sap 2000 al cual se le aplican las cargas de reacción de la mesa, para el caso sin refuerzo de la losa. Se concluye que hay diferencias de armaduras.

Por este motivo, se realiza un refuerzo de la losa en la zona que se aprecia en el Anexo Plano N° 4. Este consiste en aumentar la altura útil de la losa, por lo que se refuerza colocando una armadura superior en los bordes empotrados al muro y una malla electrosoldada para tomar los momentos positivos que generan los rieles.

A continuación se muestran los valores obtenidos para tres estados de carga. El primero es el caso estático de la mesa y los siguientes se definen según el estado de avance del actuador. Cada estado posee un modelo en el cual sus cuatro lados se encuentran empotrados.

Estado 1: Descarga estática de la estructura sobre la losa.



Cargas sobre la losa

$$PP_{e_{20}} = 0.500 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$PP_{e_{14}} = 0.350 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$EC = 0.040 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SL = 0.120 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SG = 0.300 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SG_{mesapunt} = -0.875 \text{ [T]}$$

Figura 5-1: Estado 1, Losa laboratorio.

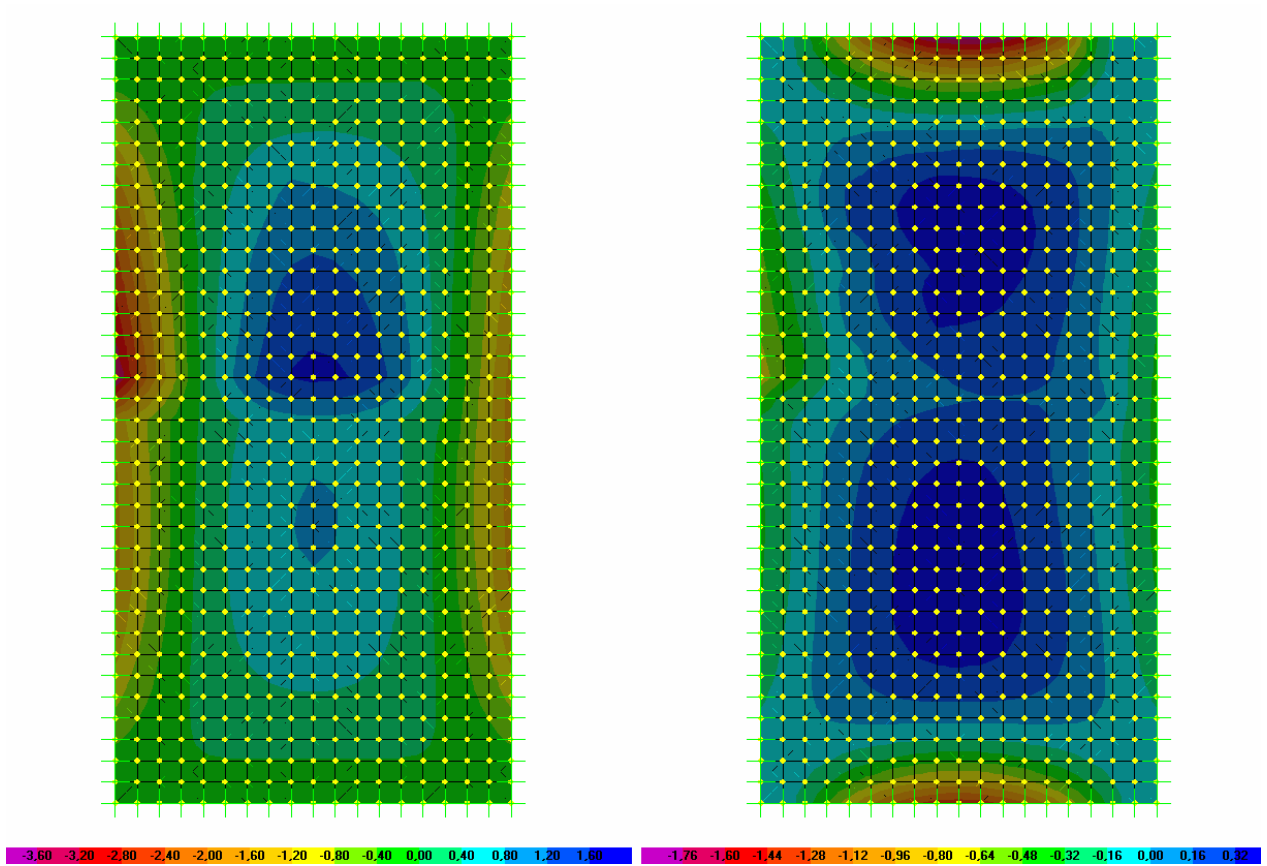


Figura 5-2: Momentos M11 y M22.

Dirección principal

$M(+)$ = 1.712 [T-m] e=20 c/ γ_f \rightarrow $\phi 8@15$

$M(-)$ = 3.670 [T-m] e=20 c/ γ_f \rightarrow $\phi 12@15$ Ext. Der.

$M(-)$ = 1.770 [T-m] e=14 c/ γ_f \rightarrow $\phi 10@15$ Ext. Izq.

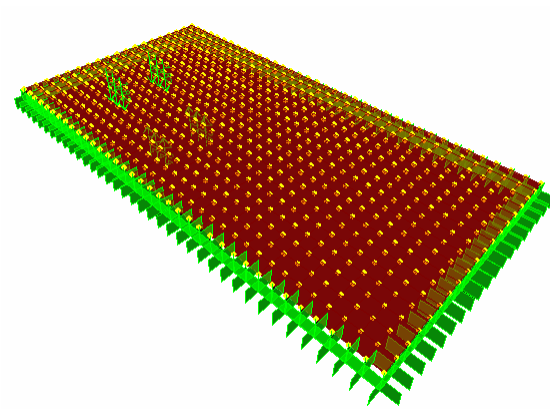
Dirección secundaria

$M(+)$ = 0.418 [T-m] e=14 c/ γ_f \rightarrow $\phi 8@38$

$M(-)$ = 1.830 [T-m] e=20 c/ γ_f \rightarrow $\phi 12@28$ ext. sup.

$M(-)$ = 1.365 [T-m] e=14 c/ γ_f \rightarrow $\phi 10@16$ ext. Inf.

Estado 2: Carga superior comprimiendo y carga inferior traccionando.



Cargas sobre la losa

$$PP_{e_{20}} = 0.500 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$PP_{e_{14}} = 0.350 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$EC = 0.040 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SL = 0.120 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SG = 0.300 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SG_{mesapunt} = -3.719 \text{ [T]}$$

$$SG_{mesapunt} = 5.462 \text{ [T]}$$

Figura 5-3: Estado 2, Losa laboratorio.

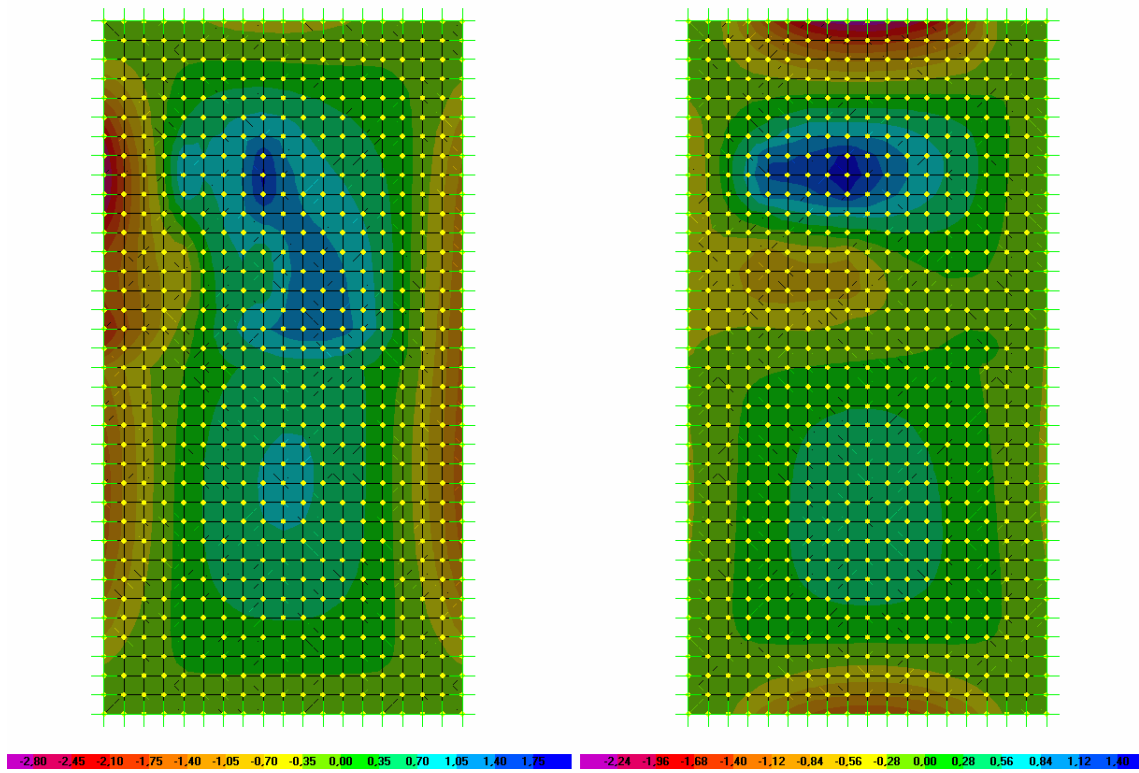


Figura 5-4: Momentos M11 y M22.

Dirección principal

$M(+)$ = 1.825 [T-m] $e=20$ $c/\gamma_f \rightarrow \phi 8@12$

$M(-)$ = 2.909 [T-m] $e=20$ $c/\gamma_f \rightarrow \phi 12@18$ Ext. Der.

$M(-)$ = 1.641 [T-m] $e=14$ $c/\gamma_f \rightarrow \phi 10@16$ Ext. Izq.

Dirección secundaria

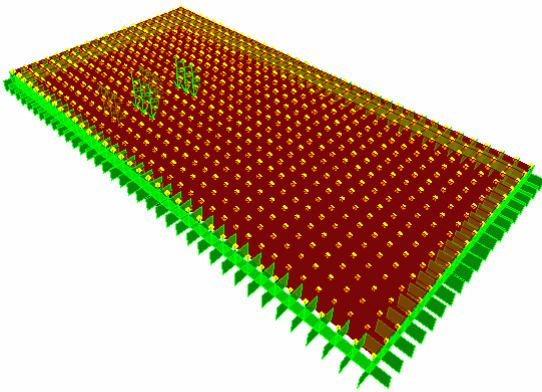
$M(+)$ = 1.575 [T-m] $e=20$ $c/\gamma_f \rightarrow \phi 8@15$

$M(-)$ = 2.430 [T-m] $e=20$ $c/\gamma_f \rightarrow \phi 12@22$ ext. sup.

$M(-)$ = 0.820 [T-m] $e=20$ $c/\gamma_f \rightarrow \phi 8@28$ o Malla electrosoldada C257 $\phi 7.0@15$

$M(-)$ = 1.356 [T-m] $e=14$ $c/\gamma_f \rightarrow \phi 10@18$ ext. Inf.

Estado 3: Carga superior traccionando y carga inferior comprimiendo.



Cargas sobre la losa

$$PP_{e\ 20} = 0.500 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$PP_{e\ 14} = 0.350 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$EC = 0.040 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SL = 0.120 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SG = 0.300 \text{ [T/m}^2\text{]}$$

$$SG_{mesapunt} = -3.719 \text{ [T]}$$

$$SG_{mesapunt} = 5.462 \text{ [T]}$$

Figura 5-5: Estado 3, Losa laboratorio.

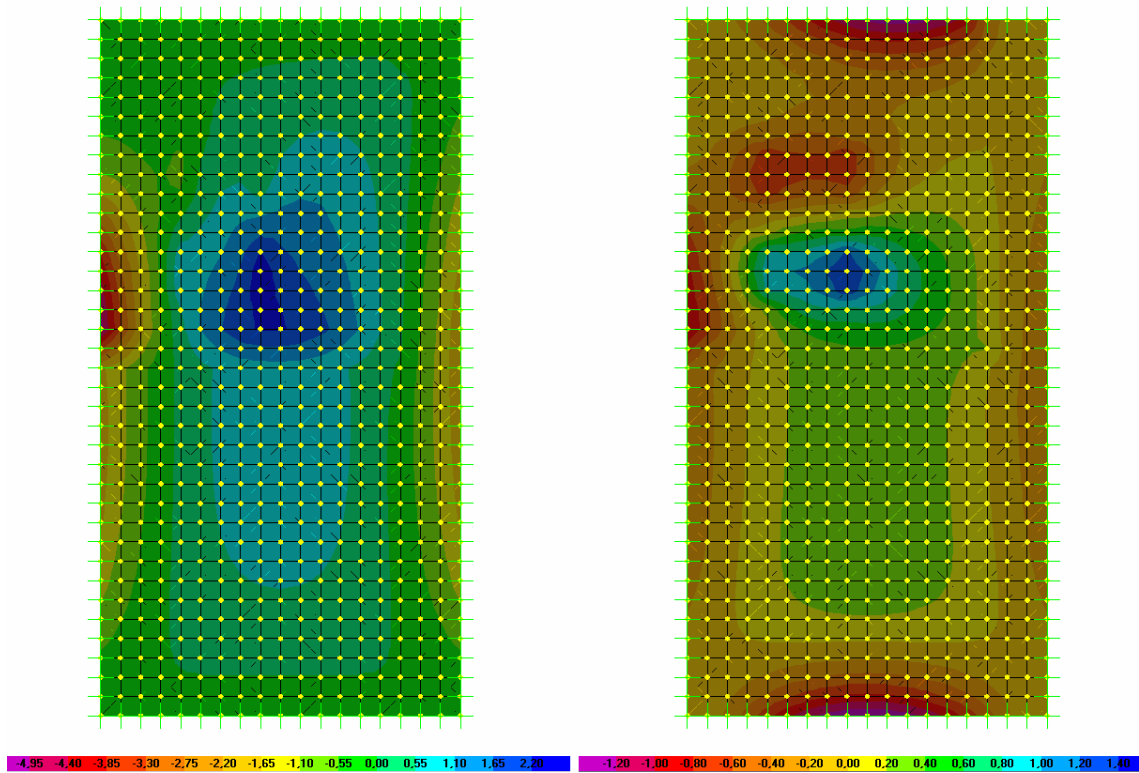


Figura 5-6: Momentos M11 y M22.

Dirección principal

$M(+)$ = 2.603 [T-m] e=20 c/ γ_f → $\phi 8@9$
 $M(-)$ = 5.152 [T-m] e=20 c/ γ_f → $\phi 12@10$ Ext. Der.
 $M(-)$ = 2.056 [T-m] e=14 c/ γ_f → $\phi 10@12$ Ext. Izq.

Dirección secundaria

$M(+)$ = 1.385 [T-m] e=20 c/ γ_f → $\phi 8@17$
 $M(-)$ = 1.313 [T-m] e=20 c/ γ_f → $\phi 12@40$ ext. sup.
 $M(-)$ = 0.781 [T-m] e=20 c/ γ_f → $\phi 8@30$ o Malla electrosoldada C257 $\phi 7.0@15$
 $M(-)$ = 1.393 [T-m] e=14 c/ γ_f → $\phi 10@16$ ext. Inf.

En el Anexo Planos N° 4, 5 y 6, se pueden observar el área a reforzar, las armaduras de la losa existente y las correspondientes al refuerzo. Fotografías del trabajo realizado se pueden observar en el Anexo B o en el CD adjunto. Además, en el CD se encuentran disponibles los modelos realizados en Sap 2000.

5.3.-Diseño perfil IN para posicionamiento de guías lineales.

Se diseña 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. El esquema de este perfil se puede observar en el Anexo Plano N° 3.

Para chequear el dimensionamiento del perfil se utiliza lo siguiente.

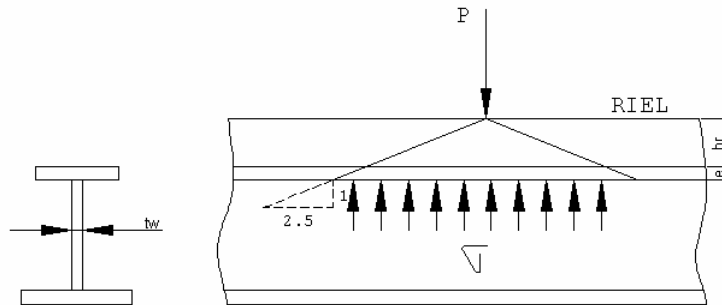


Figura 5-7: Tensión debido a una carga puntual sobre el riel.

$$\sigma = \frac{P}{5 \cdot (h_r + e) \cdot t_w} = \frac{5.46[T]}{5 \cdot (3.42[cm] + 1[cm]) \cdot 0.8[cm]} = 0.308 \left[\frac{T}{cm^2} \right] < 2.4 \left[\frac{T}{cm^2} \right] = F_y$$

Donde,

- σ : Tensión en el perfil.
- P : Carga sobre el perfil.
- h_r : Altura del riel
- e : Espesor del ala.
- t_w : Espesor del alma.

5.4.- Diseño estructura de montaje servo-actuador.

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. Además, se colocan dos líneas de atiesadores y una placa de acero al nivel superior,

(conectada con los atiesadores y placa que soporta servo-actuador), con el fin de que la estructura sea rígida y evitar deformaciones que pudiesen interferir con los ensayos que se desean realizar. Se coloca una viga intermedia, perpendicular al eje del servo-actuador, con el fin de dar un segundo apoyo a éste y evitar que se encuentre totalmente en voladizo. Los pernos que arman la estructura y conectan el servo-actuador, son pernos de alta resistencia A325. En la Figura 5-8 se aprecia un esquema de la estructura diseñada.

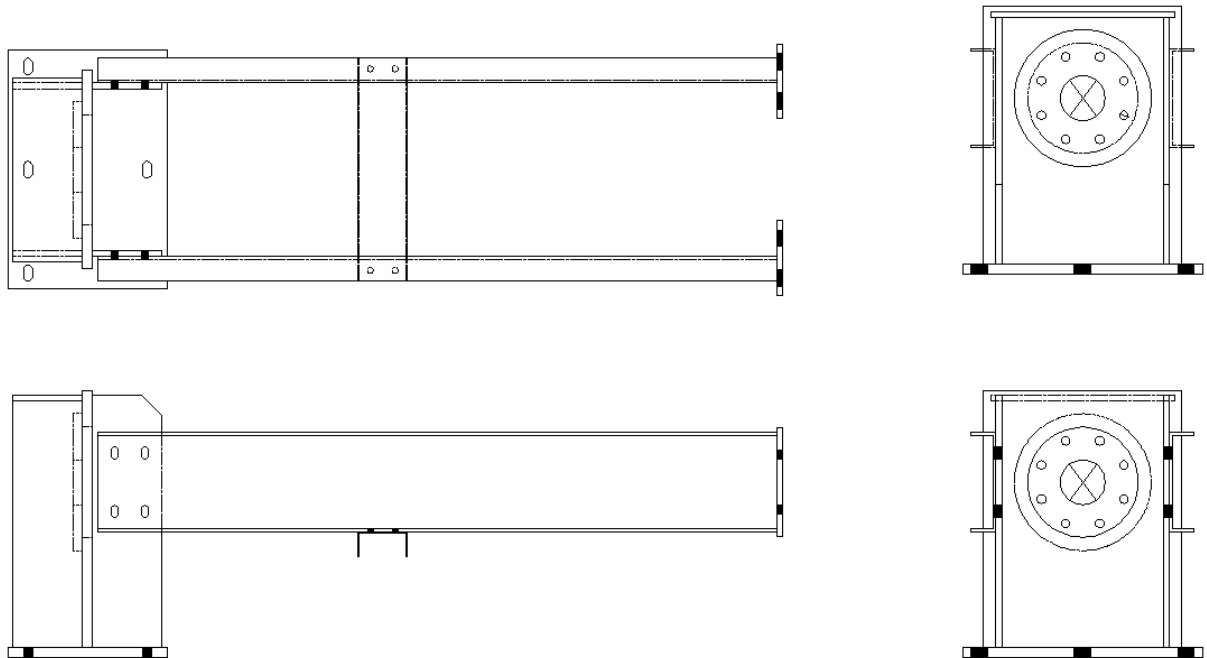


Figura 5-8: Estructura de montaje servo-actuador.

Para la comprobación del diseño se verifican los siguientes puntos.

1. Diseño a compresión de la viga.
2. Diseño de la placa que conecta la estructura con el muro.
3. Diseño de las conexiones en los extremos de la viga
4. Diseño de la placa que soporta el servo-actuador.
5. Diseño de la placa que conecta la estructura con la losa.

El diseño cumple con los puntos chequeados al observar los cálculos adjuntos en el Anexo C, y la estructura está dimensionada principalmente para evitar deformaciones. Los planos de fabricación de la estructura se encuentran en el Anexo Plano N° 9.

5.5.- Diseño conexión rótula-mesa.

El diseño de la conexión rótula-mesa, se basó en el catálogo de Rexroth Hydraulics (se encuentra en el CD adjunto). El diseño del catálogo de Rexroth Hydraulics posee varias diferencias con el adoptado, pero permite dar una idea de cómo se debe realizar.

La pieza 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. En la Figura 5-9 se observa el diseño de la conexión.

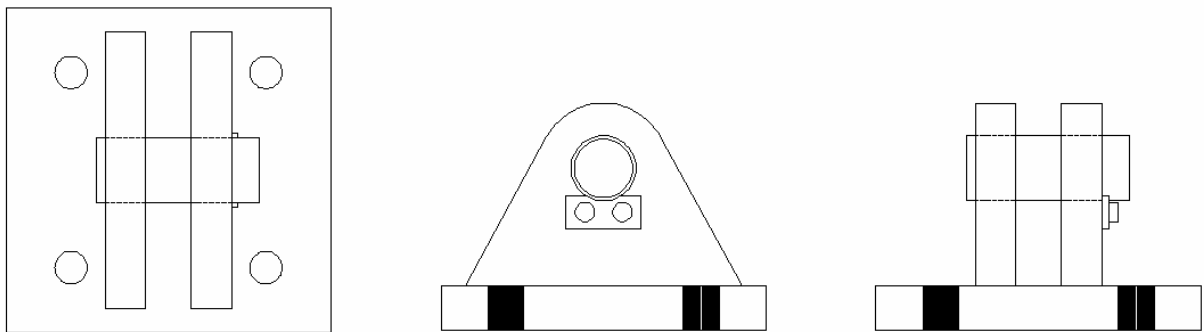


Figura 5-9: Diseño conexión rótula-mesa.

Se comprueba para el diseño los siguientes puntos.

5.5.1.- Deformación de la placa en forma de V.

Se realiza un chequeo de la deformación como:

$$\frac{F}{S} = E \cdot \frac{\Delta L}{L}$$

$$\rightarrow \frac{F}{S} \cdot \frac{L}{E} = \frac{1.75[\text{Ton}]}{35[\text{cm}^2]} \cdot \frac{5.2[\text{cm}]}{2.100[\frac{\text{Ton}}{\text{cm}^2}]} = 0.00012[\text{cm}] = \Delta L$$

Donde,

F : Fuerza axial.

S : Superficie a la altura media entre la placa y el orificio.

L : Longitud desde la placa al orificio.

E : Módulo de elasticidad del acero.

ΔL : Deformación.

5.5.2.- Diseño a tracción y corte.

El valor del esfuerzo de diseño, ϕP_n , debe ser el menor de los límites siguientes:

a) Tensión en el área neta efectiva.

$$\phi = \phi_t = 0.75$$

$$P_n = 2 \cdot t \cdot b_{eff} \cdot F_u$$

$$P_n = 2 \cdot 2.5[cm] \cdot 2[cm] \cdot 3.7\left[\frac{Ton}{cm^2}\right] = 37[ton]$$

$$\phi P_n = 0.75 \cdot 37[ton] = 27.75[ton]$$

$$b_{eff} = 2 \cdot t + 1.6[cm] \leq 2[cm]$$

$$b_{eff} = 2 \cdot 2.5 + 1.6[cm] \leq 2[cm]$$

$$b_{eff} = 2[cm]$$

b) Corte en el área efectiva.

$$\phi = \phi_t = 0.75$$

$$P_n = 0.6 \cdot A_{sf} \cdot F_u$$

$$P_n = 0.6 \cdot 20[cm^2] \cdot 3.7\left[\frac{ton}{cm^2}\right] = 44.4[ton]$$

$$\phi P_n = 0.75 \cdot 37[ton] = 27.75[ton]$$

$$A_{sf} = 2 \cdot t \cdot \left(a + \frac{d}{2}\right)$$

$$A_{sf} = 2 \cdot 2.5 \cdot \left(2 + \frac{4}{2}\right) = 20[\text{cm}^2]$$

Donde,

b_{eff} : Longitud calculada según fórmula, pero menor que la distancia desde el borde del orificio hacia al borde de la placa, en la dirección normal a la fuerza aplicada.

A_{sf} : Área efectiva de corte.

a : Distancia más corta desde borde del orificio hacia al borde de la placa, en la dirección paralela a la fuerza aplicada.

d : Diámetro del orificio.

t : Espesor de la placa.

Por lo tanto se tiene que

$$\phi P_n = 27.75[\text{ton}] > 1.75[\text{ton}] = P_u$$

5.5.3.- Diseño para cargas cíclicas.

Se comprueba si existe fatigamiento de la pieza, según lo mostrado en la Figura 5-10.

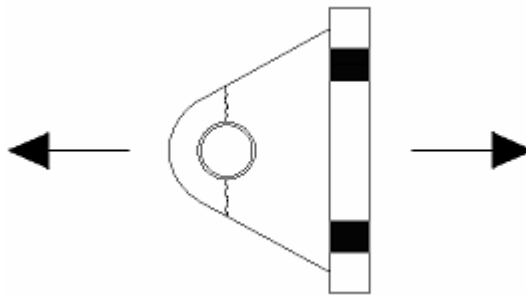


Figura 5-10: Fatigamiento de la pieza debido a cargas cíclicas.

Se tiene que

$$F_u = \frac{F}{A} = \frac{1.75[\text{ton}]}{10[\text{cm}^2]} = 0.175\left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2}\right]$$

Donde,

F_u : Tensión última

F : Fuerza máxima aplicada.

A : Área de la zona comprometida.

Para la categoría E, a la que pertenece este tipo de conexión según el AISC, el valor máximo de tensión para el cual la pieza tiene vida infinita, F_{TH} , es 31 [Mpa]. Por lo tanto,

$$F_u = 0.175\left[\frac{ton}{cm^2}\right] < 0.31\left[\frac{ton}{cm^2}\right] = F_{TH}$$

, la pieza está por debajo de la tensión de falla por fatiga y posee vida infinita.

Por lo tanto, el diseño cumple con los puntos chequeados y está dimensionada para evitar deformaciones. Los planos de diseño de la pieza se encuentran en el Anexo Plano N° 10.

5.6.- Fabricación y montaje de la mesa.

Para la fabricación y montaje de la mesa vibratoria, fue necesario realizar varios trabajos. Estos trabajos 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 deben quedar bien alineados y nivelados para un buen funcionamiento del sistema. A continuación se numeran distintos trabajos que son desarrollados para la construcción del proyecto.

1. Refuerzo de la losa del laboratorio según lo señalado en el punto 5.2.
2. Ampliación de la caseta ubicada a las afueras del laboratorio, con el fin de posicionar la central oleohidráulica en un lugar seguro y cercano. Dentro de esta caseta se ubica también el tablero eléctrico para el sistema. En el Anexo Plano N° 7, se pueden observar los planos de la ampliación. También, fotografías del trabajo realizado se pueden observar en el Anexo B o en el CD adjunto.
3. Trazado de los ejes de montaje sobre la losa, según el Anexo Plano N° 8, mediante equipo topográfico.
4. Posicionamiento de los perfiles de acero IN sobre los ejes correspondientes. Luego, se procede a marcar la ubicación de los anclajes químicos.
5. El posicionamiento de la estructura que soporta el servo-actuador se realiza mediante equipos topográficos calzando los ejes demarcados en la losa con algunos puntos de la estructura como se observa en las Figura 5-11. Luego, se procede a marcar la ubicación de los anclajes químicos.

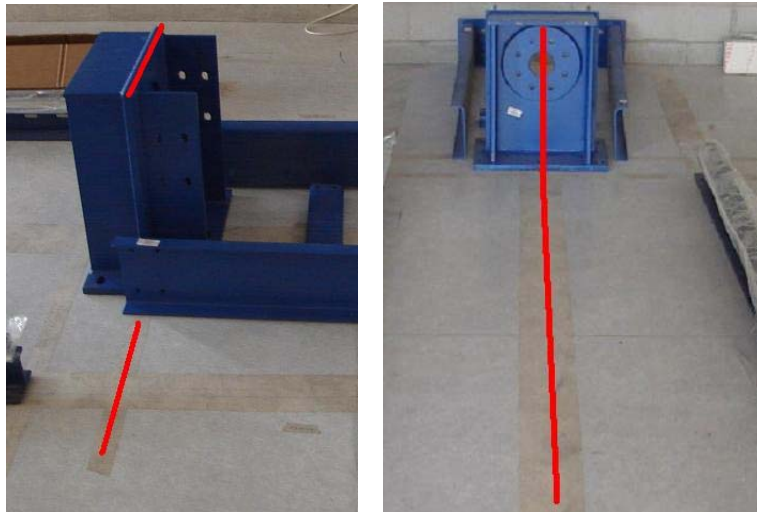


Figura N° 5-11: Posicionamiento estructura.

Para el correcto posicionamiento del servo-actuador se debe corregir la posición de la estructura, que cuenta con agujeros ojos de gato en su parte inferior. Puede ser necesario rotar también ésta y, en ese caso la solución es limar el agujero hasta llegar a la posición adecuada.

6. Colocación de la central oleohidráulica en su lugar de operación. Realización de las conexiones eléctricas y de agua necesarias para su funcionamiento.
7. Colocación de los anclajes químicos (varillas 5/8 – 8”) en losa y muro para fijar estructuras.
8. Debido a la precisión solicitada para la colocación de las guías lineales, la nivelación de los perfiles de acero IN es crítica. Por lo tanto, se rectifican las alas superiores de los perfiles para cumplir con la precisión requerida. Se nivelan los perfiles mediante equipos topográficos de precisión, realizando el ajuste mediante un sistema de doble tuerca
9. Según lo comentado en el punto anterior, la nivelación de las guías lineales queda resuelta. Para el tema del paralelismo, ya que la precisión que se pide son 12 μm , se utiliza un micrómetro.
10. Colocación de la mesa sobre guías lineales y realización de los aprietes indicados para los pernos que conectan con los carros de las guías lineales.
11. Nivelación de la estructura que soporta el servo-actuador mediante instrumentos topográficos, de forma tal que el eje del actuador coincida con el de la mesa tanto verticalmente como en planta.
12. Colocación del servo-actuador hidráulico en la estructura que lo soporta. La posición final queda definida por la posición de la mesa según puntos anteriores.
13. Colocación del grout de nivelación para estructuras de acero.
14. Conexión de equipos hidráulicos MOOG con central oleohidráulica.
15. Instalación de equipos eléctricos para el funcionamiento del sistema.
16. Realización de la conexión entre el servo-actuador y la mesa.

A continuación se muestran algunas fotografías de los resultados obtenidos tras realizar las etapas de montaje.



Figura 5-12: Refuerzo losa.

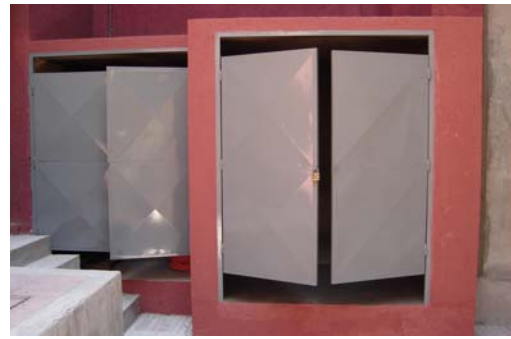


Figura 5-13: Ampliación caseta.



Figura 5-14: Trazado ejes.



Figura 5-15: Central Oleohidráulica.

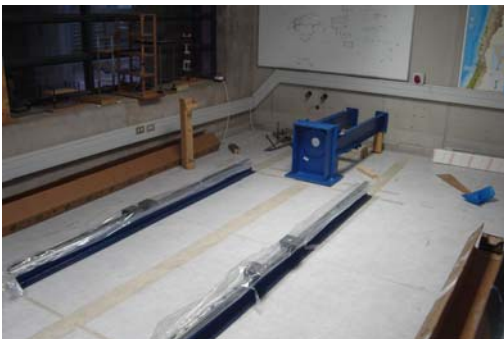


Figura 5-16: Posicionamiento estructuras.



Figura 5-17: Topografía.

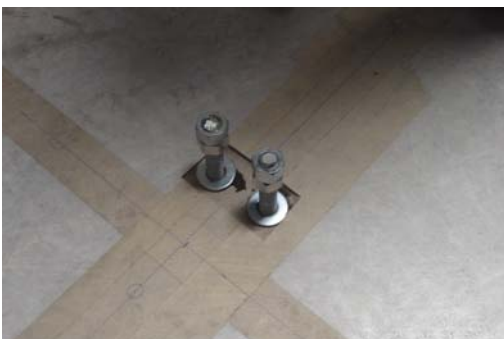


Figura 5-18: Anclajes químicos losa.

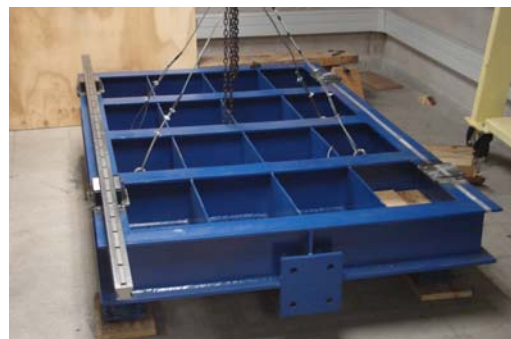


Figura 5-19: Mesa y guías lineales.

CAPÍTULO 6: DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CONTROL.

6.1.- Introducción.

El sistema de control es una de las piezas claves para equipos sometidos a exigencias de precisión. Éstos no responden de la manera indicada, por lo tanto existe una variación de la respuesta que debe ser corregida para que a futuro esta variación no vaya aumentando o permita estabilizar la respuesta al valor deseado. Sin un controlador sobre el sistema no se podrá aprovechar la capacidad del equipo, ya que un simple lazo cerrado, con la incorporación de un controlador, puede mejorar notoriamente la respuesta del sistema disminuyendo el error. Un controlador PID realiza operaciones proporcionales, integrales y derivativas sobre el error para ajustar la señal de salida a la señal deseada.

En este capítulo se realiza el diseño del sistema de control. Este concepto engloba la parte eléctrica del funcionamiento de la mesa, es decir, el transductor de posición LVDT (*linear variable defferential transformer*), el modulo Servo-amplificador PI y el programa de comando con el fin de poder tener un control a lazo cerrado.

Primero se realiza una pequeña introducción a los controladores PID, con el fin de entender cual es la lógica detrás de éstos. Posteriormente, se describen los equipos que conforman el sistema de control y cual será el montaje.

Uno de los puntos más importantes de este capítulo se refiere a la rutina de comando de la mesa, realizada mediante Labview (software de National Instruments para adquisición y control de señales). Existen dos tipos posibles de control:

- a) Se Utiliza únicamente el modulo Servo-amplificador PI, creando un lazo cerrado de control mediante el transductor de posición, pero que no afecta el origen de la señal (setpoint), sólo la ajusta.
- b) El uso de un segundo lazo cerrado a lo indicado en a), mediante un PID incorporado en la rutina que genera la señal, permite controlar el sistema y, adicionalmente, comparar con el origen de la señal.

6.2.- Introducción al controlador PID.

Un controlador PID, cuyas siglas significan proporcional (P), integral (I) y derivativo (D), tiene las siguientes funciones.

1. Proporciona una retroalimentación al sistema.
2. Permite eliminar estados de inestabilidad a través de una acción integral.

3. Permite anticipar la respuesta futura mediante una acción derivativa.

Los controladores PID proveen características de “calibración” (*tuning*), “ganancia programada” y una continua adaptación del sistema. Calibración significa que los parámetros controlados son calibrados automáticamente en demanda de un operador o una señal externa, y adaptación significa que los parámetros de un controlador son continuamente actualizados. (Aström y Hägglund, 1995).

El sistema de control en lazo cerrado, tiene la propiedad de permitir la retroalimentación del sistema, propiedad útil cuando existen perturbaciones o variaciones impredecibles de los componentes. El sistema de control en lazo cerrado tiene dos componentes principales, el controlador y el proceso. El controlador permite ajustar la señal (setpoint) que es enviada al proceso mediante operaciones matemáticas. El proceso, son las acciones que realizan un conjunto de equipos para obtener una variable de salida a partir de una variable de entrada. El procesador tiene un input, u , que es la variable de control obtenida a través del controlador. El output del proceso, y , es la variable del proceso medido mediante un sensor. La variable deseada o de referencia (setpoint) es denotada por y_{sp} . El error, e , es la diferencia entre la variable deseada y la variable del proceso;

$$e = y_{sp} - y$$

El diagrama que describe lo anterior se muestra en la Figura 6-1.

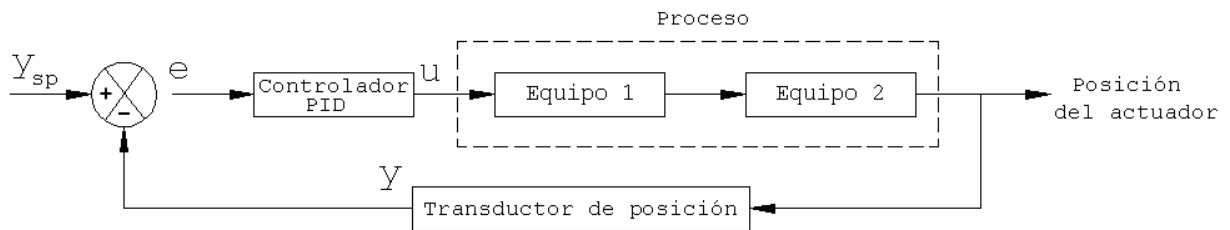


Figura 6-1: Diagrama de bloques para sistema de control en lazo cerrado simple.

Este diagrama permite obtener una mayor precisión y se utiliza en sistemas que tienen una tendencia inestable o una oscilación de su respuesta en lazo abierto.

Un controlador PID es la suma de tres términos, uno proporcional, uno integral y uno derivativo, como se aprecia en la siguiente ecuación:

$$u(t) = K_p \cdot \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_0^t e(\tau) \cdot d\tau + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \right)$$

Donde,

$u(t)$: Variable de control.

$e(t)$: Error del control.

K_p : Constante proporcional.

T_i : Tiempo integral.

T_d : Tiempo derivativo.

Las constantes integral (K_i) y derivativa (K_d) se calculan de la siguiente forma:

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} \quad \text{y} \quad K_d = K_p \cdot T_d$$

El objetivo es poder controlar el posicionamiento del proceso, eliminando los errores mediante un sistema de lazo cerrado de retroalimentación a través de un controlador PID. En otras palabras, en este tipo de sistemas existen factores que pueden ir variando el comportamiento de la variable deseada, y_{sp} , que al no ser corregida va acumulando error, pero el cual se puede disminuir utilizando el control apropiado.

Para un ajuste inicial de los parámetros del controlador, se emplean las reglas de Ziegler-Nichols (Ogata, 2003), entre otras. Existen dos métodos:

- a) Primer método de Ziegler-Nichols: El método de respuesta al escalón de Ziegler-Nichols que caracteriza un sistema mediante dos parámetros, L (tiempo muerto) y T (constante del tiempo), obtenidos a partir de la respuesta a lazo abierto.
- b) Segundo método de Ziegler-Nichols: El segundo método de Ziegler-Nichols, o método de respuesta en frecuencia es un método alternativo de sintonización de PID's

Este punto se detalla en el Capítulo 7, donde se propone la calibración del sistema, explicando lo mencionado anteriormente.

6.2.1- Acción de control proporcional, integral y derivativo.

Se han mencionado anteriormente los controladores PID, pero no se ha indicando cuales son los efectos de las acciones que cada término de la ecuación del PID desempeña en el sistema. A continuación se describe la acción de cada término de la ecuación, se debe tener presente que los sistemas de control usados son: proporcional (P), proporcional – integral (PI), proporcional – derivativa (PD) o proporcional – integral – derivativa (PID).

1.- Acción de control proporcional: Como su nombre lo indica, la acción de control proporcional por si sola permite aumentar o disminuir la ganancia del sistema al modificar el error. Por lo tanto, no es común utilizar sólo una acción proporcional (P), ya que se origina un error en estado estacionario frente a una entrada escalón unitario. Ese error se puede eliminar incluyendo una acción integral en el sistema. (Ogata, 2003).

2.- Acción de control integral: Cuando existe un desplazamiento (offset) o un error en estado estacionario de la respuesta del equipo frente a la entrada de una función escalón, por ejemplo, ese error se puede eliminar mediante una acción de control integral. La acción de control integral calcula el área bajo la curva del error y, por lo tanto, la señal de entrada $u(t)$ toma un valor distinto de cero cuando el error es cero, es decir, permite desplazar la curva. Se debe tener presente que esta acción conduce a una respuesta oscilatoria, donde lo ideal es que el amortiguamiento sea lo mas rápido posible, y así el sistema tome el valor deseado en el menor tiempo, ya que una mala decisión en el control puede llevar a una respuesta oscilatoria de amplitud decreciente muy lenta o hasta de amplitud creciente.

3.- Acción de control derivativa: Una acción de control derivativa siempre va acompañada de un controlador proporcional al menos, ya que por si sola distorsiona la señal. Ello debido a que opera sobre la velocidad de cambio del error y no sobre el error mismo. Una acción de control derivativa permite corregir la magnitud del error a futuro, es decir, predice la sobreelongación y de esta forma produce una respuesta adecuada antes que la sobreelongación sea demasiado grande. De esta forma se pretende disminuir el error que comprometa la estabilidad del sistema. Esta acción es utilizada para estabilizar la señal cuando se está frente a una respuesta del sistema que oscila indefinidamente, ya que incorpora una acción de amortiguamiento en la señal hacia el valor deseado.

6.3.- Equipos que conforman el sistema de control.

El sistema de control para la mesa está conformado por los siguientes componentes.

- a) Transductor de posición LVDT.

El transductor de posición LVDT, insertado en la parte interior del servo-actuador permite obtener la posición del actuador mediante un módulo oscilador / demulador (modelo G123-817) que convierte el desplazamiento en una señal de voltaje. Para mayor información ver Anexo A.

b) Un módulo Servo-amplificador PI.

El módulo Servo-amplificador PI (modelo G122-824), es usado para realizar un control a lazo cerrado mediante una amplificación proporcional e integral de la señal enviada. Para mayor información ver Anexo A.

c) Computador de operación.

El computador debe poseer la velocidad suficiente para que el procesamiento de datos se pueda realizar en tiempo real, de esta forma permitir ejecutar el programa de control sin mayores demoras, con el objetivo de no disminuir la tasa de muestreo por falta de capacidad del hardware. Este debe poseer una tarjeta de adquisición de datos serie E de National Instruments o compatible, para que las rutinas de Labview se puedan ejecutar y deberá contar con el software Labview 7 o superior. Durante el desarrollo de esta memoria se trabajó con la tarjeta de adquisición NI PCI-6036E (200kS/s, 16-Bit), con la cual no se presentaron mayores problemas. Para mayor información sobre la tarjeta ver catálogo en CD adjunto.

6.4.- Montaje de equipos del sistema de control.

El montaje de los equipos del sistema de control debe permitir enviar datos desde un PC mediante una tarjeta de adquisición de datos hacia la servo-válvula, la cual envía un flujo de aceite hacia el servo-actuador permitiendo el movimiento de éste. Para obtener un lazo cerrado simple del sistema y poder controlar la señal, se debe incorporar un controlador PID en la línea entre el canal de salida y la servo-válvula. Además, se debe entregar al controlador como entrada la señal del transductor de posición. La señal del transductor también puede ser enviada hacia algún canal de entrada de la tarjeta con el fin de ver la posición en pantalla.

Con la misma configuración, se puede realizar un doble lazo cerrado del sistema, dado que existe una rutina con un controlador PID incorporado, como se observa en la Figura 6-2.

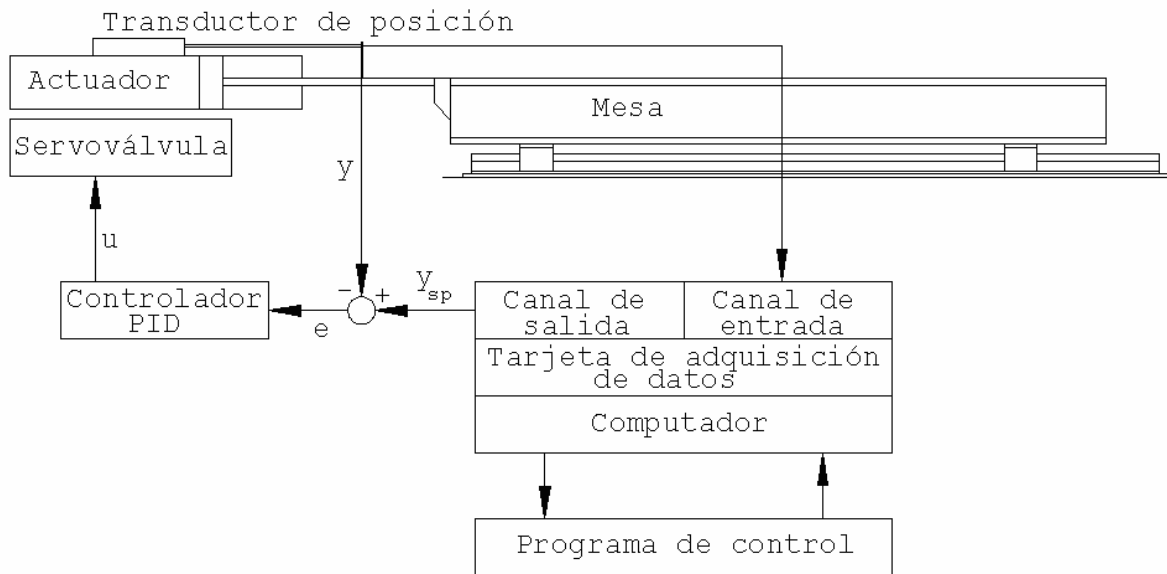


Figura 6-2: Diagrama de bloques de equipos involucrados en el control.

En el Anexo D se pueden observar los planos para el diagrama de cableado y diagrama hidráulico del servo-control del sistema MOOG.

6.5.- Rutinas de comando de la mesa.

El software utilizado para implementar la rutina de control es Labview (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) de National Instruments. Es un lenguaje de programación gráfico basado en diagramas de bloques, utilizado principalmente para el diseño de sistemas de adquisición de datos y control. Labview trabaja con dos ventanas llamadas el panel frontal y el diagrama de bloques. El panel frontal es la interfase con el usuario mediante una consola interactiva. En el diagrama de bloques se relacionan los elementos utilizados en el panel frontal mediante operaciones que determinan el funcionamiento de la rutina. El flujo de datos va de izquierda a derecha y está determinado por las funciones que procesan. Una forma interactiva de ver el flujo es con una ejecución paso a paso de la rutina.

Se realizan dos rutinas para el comando de la mesa, la primera mediante una señal de voltaje análoga sin retroalimentación y la segunda mediante una señal de voltaje análoga con un PID. Estas rutinas permiten ejecutar tres funciones a la vez, éstas son.

1. Lectura de la posición mediante el transductor de posición LVDT.
2. Ejecutar una rampa desde la posición actual del actuador a la posición que se indique en el panel frontal.
3. Ejecutar el registro de desplazamiento mediante un archivo ASCII.

Toda la información que se entrega y se obtiene desde el panel frontal de la rutina son valores de posición. Por lo tanto, la conversión de posición a voltajes y viceversa se realiza en el diagrama de bloques. En este caso en particular, el sistema opera entre los ± 5 [volt] para desplazamientos entre los ± 200 [mm] del servo-actuador, por lo tanto se utiliza la relación lineal

$$1 \cdot [\text{volt}] : 40 \cdot [\text{mm}],$$

para realizar la conversión.

En los puntos siguientes se explican los paneles frontales y diagramas de bloques de las dos rutinas realizadas. Para los paneles frontales, se realiza una guía de usuario para que comprenda la lógica de operación. Para los diagramas de bloques, se comentan los puntos claves, con el fin de explicar como realiza la operación la rutina. En el Anexo Planos N° 11 y N° 12 se pueden observar los diagramas de bloques en toda su extensión con algunas descripciones. Para mayor información de los bloques y funciones utilizadas, consultar la ayuda de Labview.

6.5.1.- Rutina señal de voltaje análogo sin retroalimentación.

Mediante esta rutina se pueden enviar y leer señales de voltajes, pero sin retroalimentación del sistema, es decir, no hay control sobre lo que se esté midiendo en el transductor de posición LVDT.

6.5.1.1.- Diagrama de bloques.

El diagrama de bloques de la rutina posee cuatro estructuras principales, a continuación se explican cada una de éstas.

a) Lectura de la posición. Para realizar la lectura del transductor de posición LVDT se utiliza el bloque “AI one point” que permite la lectura de un voltaje análogo. A este bloque se le deben ingresar la tarjeta de adquisición de datos y su canal de entrada. Mediante un indicador se visualiza el valor en pantalla. En la Figura 6-3 se observa lo descrito anteriormente.

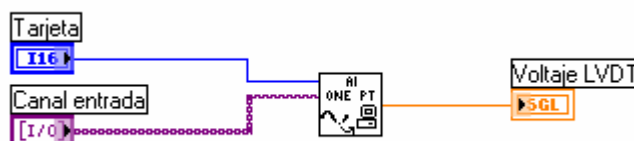


Figura 6-3: AI one point.

- Voltaje final (vf): Valor calculado a partir de la posición final indicado desde el panel frontal y la relación entre posición y voltaje.
- Tiempo (t): Es la multiplicación de delta por el contador del ciclo.

Las formulas utilizadas son las siguientes:

Haversine:

$$y(vi, f, t, vf) = (vi - vf) \cdot (1 - \text{Sen}^2(\pi \cdot f \cdot t)) + vf$$

Frecuencia:

$$f = \frac{1}{T}, \quad \text{donde} \quad T = 2 \cdot tr$$

Número de ciclos:

$$n = \frac{1}{2 \cdot f \cdot \text{delta}}$$

Donde,

- y* : Función Haversine
- vi* : Voltaje inicial [volt]
- vf* : Voltaje final [volt]
- t* : Tiempo [s].
- f* : Frecuencia [Hz].
- T* : Periodo [s]
- tr* : Tiempo de la rampa (s).
- n* : Número de ciclos
- delta* : Tiempo de muestreo (s).

La secuencia que realiza la función rampa es,

1. Obtiene el valor del voltaje inicial mediante el bloque AI one point.
2. Calcula el valor de la frecuencia.
3. Calcula el número de ciclos.

4. Luego mediante un ciclo “while” se calculan los puntos de la rampa y son guardados en un arreglo.

c) Lectura registros de desplazamiento. Para la acción del registro se lee un archivo ASCII y se traspasan a un arreglo para ser entregado a la secuencia que realiza el envío de datos.

d) Envío de señal para función rampa o registro. La función rampa y el registro de desplazamiento utilizan la misma secuencia para enviar la señal de voltaje.

La forma más precisa para enviar una señal es mediante bloques que permiten el almacenamiento de datos, ya que permite cumplir con la tasa de muestreo al no existir retardos. Además, es importante trabajar con bloques que posean control sobre la tasa de muestreo.

La secuencia lógica para el envío de datos es la siguiente.

1. AO configure: Permite configurar el canal de salida. Se debe conectar la tarjeta de adquisición de datos, el canal de salida y el tamaño del buffer.
2. AO write: Escribe datos dentro del buffer. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos y con la línea de error del bloque anterior. Se debe conectar el arreglo con los datos del registro.
3. AO start: Comienza el envío de la señal con los datos almacenados en el buffer. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos y con la línea de error del bloque anterior. Además, se le debe indicar la tasa de muestreo.
4. AO clear: Luego de terminar de enviar los datos, este bloque vacía el buffer de los datos almacenados asociados a la tarjeta. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos y con la línea de error del bloque anterior.
5. Error: Permite enviar un mensaje de error, describiendo éste, en caso de que algo ocurra en el proceso.

Lo descrito anteriormente se puede observar en la Figura 6-5.

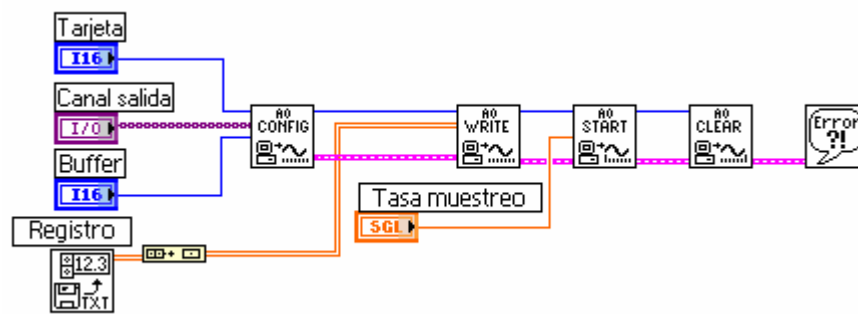


Figura 6-5: Señal análoga mediante almacenamiento de datos.

La secuencia lógica para la lectura de datos es la siguiente.

1. AI configure: Permite configurar el canal de entrada. Se debe conectar la tarjeta de adquisición de datos, el canal de entrada y el tamaño del buffer de entrada.
2. AI start: Permite que comience la lectura de la señal. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos, con la línea de error del bloque anterior. Además, se le debe indicar la tasa de muestreo.
3. AI read: Realiza la lectura de la señal. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos, con la línea de error del bloque anterior.
4. AI clear: Luego de terminar de leer la señal, este bloque vacía el buffer de los datos almacenados asociados a la tarjeta. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos y con la línea de error del bloque anterior.
5. Error: Permite enviar un mensaje de error, describiendo éste, en caso que algo ocurra en el proceso.

Lo descrito anteriormente se puede observar en la Figura 6-6.

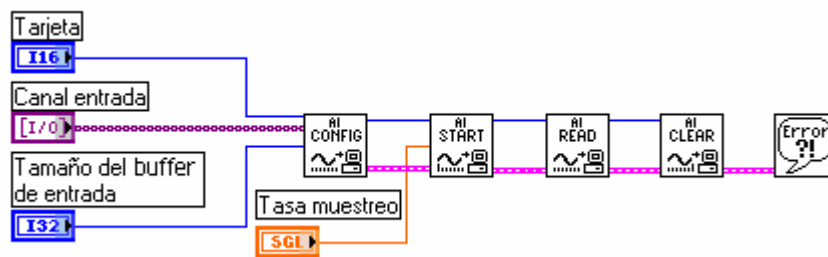


Figura 6-6: Lectura de señal analógica mediante almacenamiento de datos.

La secuencia que realiza la función rampa y registro es,

1. Se traspasan los valores a un arreglo.
2. Se configuran las entradas y salidas de la tarjeta de adquisición de datos.
3. Se traspasa la información del arreglo para comenzar a enviar los datos a la tasa que el usuario haya determinado en el panel frontal.
4. Enseguida, el canal de entrada comienza a tomar lectura de los datos.
5. Los datos son guardados en formato ASCII y mostrados en pantalla.
6. La condición de término del ciclo es que el usuario presione sobre el botón "STOP" en el panel frontal o se presente un error en el proceso.
7. Al finalizar el ciclo se limpian los buffer de entrada y salida.
8. La señal de voltaje al finalizar la función corresponde al ultimo valor del registro o al voltaje del momento cuando se interrumpió la ejecución.

En el Anexo Plano N° 11, se pueden observar los diagramas de bloques de la rutina en su totalidad.

6.5.1.2.- Panel frontal.

El panel frontal de la rutina “señal de voltaje análoga sin retroalimentación” tiene la siguiente apariencia.

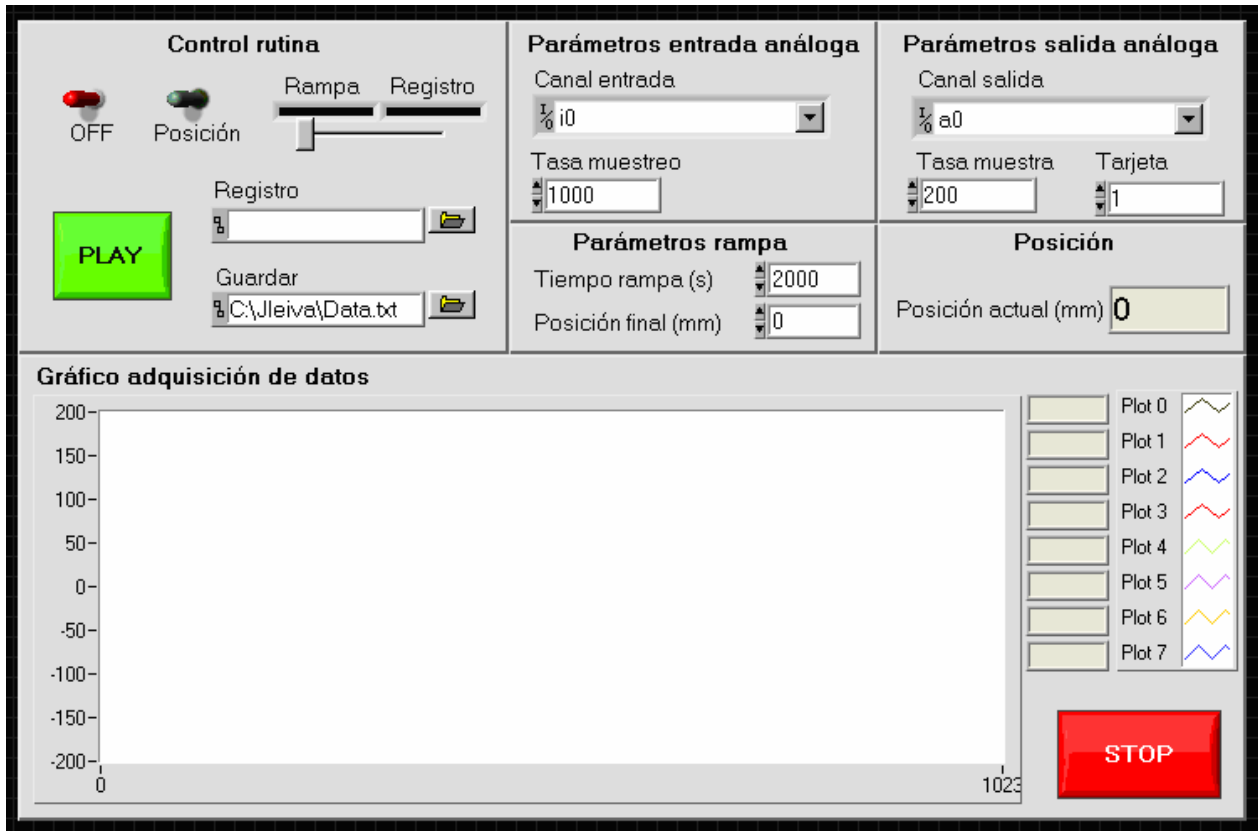


Figura 6- 7: Panel frontal “señal de voltaje sin retroalimentación”.

Primero se debe ejecutar el programa desde Labview, quedando éste en modo ejecutable hasta que se desee salir del programa. Luego se debe encender la consola cambiando del estado OFF a ON. Luego, el usuario puede modificar la siguiente información.

Control rutina.

- Encendido o apagado de la consola.
- Elección de la operación que se desee realizar.
 - Posición
 - Rampa³
 - Registro³
- El directorio del archivo ASCII que contiene el registro.

³ Para operar el modo rampa o registro se debe cambiar del estado “Posición” a “Función”.

- El directorio del archivo para guardar las lecturas del transductor de posición.

Parámetro entrada análoga.

- Canal de entrada, va la letra “i” seguida del número del canal.
- Tasa de muestro, por defecto 1000 muestras / seg.

Parámetros salida análoga.

- Canal de salida, va la letra “a” seguida del número del canal.
- Tasa de muestreo, corresponde a la tasa del registro. Por defecto 200 [muestras / seg].
- Tarjeta, corresponde a la identificación de ésta. Por defecto 1.

Parámetros rampa.

- Tiempo rampa, tiempo que se demora el registro en ejecutar la rampa. Por defecto 2000 [s].
- Posición final, posición a la cual se desea llevar al actuador.

Para ejecutar cualquier rutina de las indicadas en el “control rutina” se debe hacer un clic sobre el botón “PLAY”. En caso que no se haya entregado el directorio del archivo “registro”, el programa se detiene hasta que se entregue la información. Con respecto al directorio guardar, por defecto se graba el archivo “data” en C.

Al ejecutar el modo “POSICIÓN”, el valor de la posición actual se puede observar en el recuadro ubicado a la derecha de su pantalla. Este continúa mostrando la posición hasta que se presione el botón “STOP”. Luego, el programa queda a la espera de otra instrucción.

Al ejecutar el modo Rampa, permitirá que el actuador se desplace desde su posición actual hacia la indicada. Cuando éste llega a la posición, el programa queda a la espera que el usuario presione el botón “STOP” y el programa queda en su modo ejecutable a la espera de otra instrucción. Además, existe la posibilidad de detener su operación en cualquier momento con el botón “STOP”. Al realizar esta detención el valor del voltaje será el del último valor enviado y el programa queda a la espera de otra instrucción. En pantalla (Gráfico de adquisición de datos) se podrá observar el desplazamiento del actuador, mediante la lectura del transductor de posición LVDT.

Al ejecutar el modo Registro, el actuador se moverá según los valores indicados en un archivo ASCII con la relación de la tasa de muestreo. Los valores del archivo ASCII corresponden a valores de desplazamiento. Cuando la lectura del archivo haya terminado el programa queda a la espera que el usuario presione el botón “STOP” y el programa queda en su

modo ejecutable a la espera de otra instrucción. Además, el registro se puede detener en cualquier momento con el botón anterior.

En caso de que exista algún error durante la ejecución, el programa se detendrá, pero siempre quedando en su modo ejecutable. Para terminar de ejecutar el programa se debe cambiar el estado de ON a OFF y hacer clic en “PLAY”.

6.5.2.- Rutina señal de voltaje análoga mediante un controlador PID

Mediante esta rutina se puede enviar una señal de voltaje análoga controlada mediante un PID al tener un lazo cerrado en el sistema. La rutina por operar en tiempo real, necesita que se estén ocupando la menor cantidad de recursos en el computador con el fin de no retardar el proceso. Esta rutina posee las mismas sub-rutinas que la anterior, pero la sub-rutina Rampa y la sub-rutina registro tienen una construcción diferente para poder controlar con el PID incorporado.

6.5.2.1.- Diagrama de bloques.

La lectura de la posición, mediante el transductor de posición LVDT, y las fórmulas para el cálculo de la rampa se realizan como se menciona en el punto 6.5.1.1. La diferencia fundamental con la rutina anterior son los bloques utilizados para la lectura y envío de datos, ya que se debe configurar el reloj para el canal de entrada y salida permitiendo realizar un control en tiempo real. Además, el proceso no se realiza mediante un buffer debido a que se debe operar con el control PID en cada punto de la señal.

Lo primero que se realiza para la sub-rutina rampa y registro es colocar los valores dentro de un arreglo para ser enviados hacia el control PID. La secuencia lógica para la lectura de datos provenientes desde el transductor de posición LVDT es la siguiente:

1. AI configure: Permite configurar el canal de entrada. Se debe conectar la tarjeta de adquisición de datos, el canal de entrada y el tamaño del buffer de entrada. Para este caso el tamaño del buffer es 0 ya que se realiza lectura de un punto.
2. Route signal: Permite guiar una señal interna al conector específico de entrada / salida o a la línea RTSI bus, o permite compartir el reloj a través de la línea RTSI bus clock. Se debe conectar la tarjeta de adquisición de datos y la línea de error del bloque anterior. Además, se debe entregar el nombre de la señal (“signal name” permite seleccionar el conector de entrada / salida, la línea RTSI o la línea del reloj de la tarjeta a manejar) y la fuente de la señal (“signal source” es la señal que Labview guía a la locación designada en el nombre de la señal). En este caso, el nombre de la señal es PFI 7 y la fuente de la señal AI scan start.
3. AI start: Permite que comience la lectura de la señal. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos, con la línea de error del bloque anterior. Además, se le debe indicar la tasa de muestreo.

4. AI single scan: Realiza la lectura del voltaje. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos y con la línea de error del bloque anterior.
5. AI clear: Luego de terminar de leer la señal, este bloque deja el buffer de almacenamiento vacío. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos y con la línea de error del bloque anterior.
6. Error: Permite enviar un mensaje de error, describiendo éste, en caso que algo ocurra en el proceso.

Lo descrito anteriormente se puede observar en la Figura 6-8.

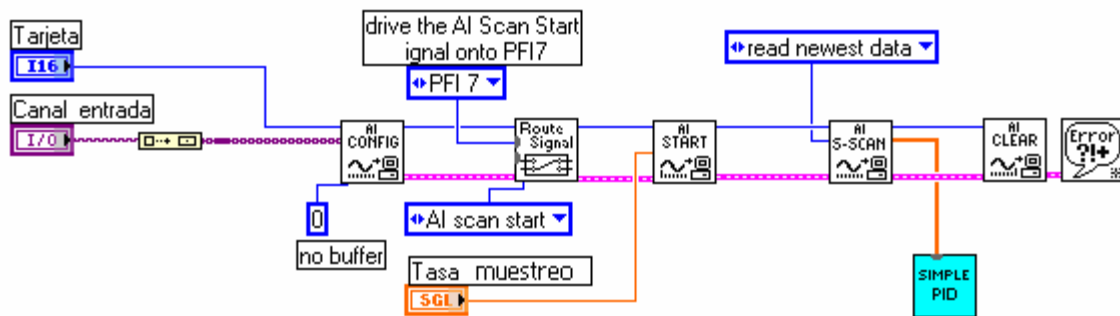


Figura 6-8: Lectura de señal analógica sin buffer, punto a punto.

La secuencia lógica para el envío de datos es la siguiente.

1. AO configure: Permite configurar el canal de salida. Se debe conectar la tarjeta de adquisición de datos, el canal de salida y el tamaño del buffer de salida. Para este caso, el tamaño del buffer es 0, ya que se realiza el envío de un punto.
2. Clock configure: Configura la actualización o el reloj de la salida analógica. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos, la línea de error del bloque anterior y la tasa de muestreo. Además, se debe entregar la especificación de la fuente del reloj (“clock source specification” es el carácter que acompaña al RSTI o PFI) y la fuente del reloj (“clock source”). En este caso, la especificación de la fuente de reloj es 7 y la fuente del reloj es PFI pin, low to high. Solo es válido para las tarjetas NI serie E.
3. Single update: Envía el valor de voltaje determinado por el PID. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos, con la línea de error del bloque anterior y asignar el valor de voltaje a enviar.
4. AO clear: Luego de terminar de enviar los datos, este bloque deja el buffer vacío. Debe estar conectado con la tarjeta de adquisición de datos y con la línea de error del bloque anterior.
5. Error: Permite enviar un mensaje de error, describiendo éste, en caso que algo ocurra en el proceso.

Lo descrito anteriormente se puede observar en la Figura 6-9.

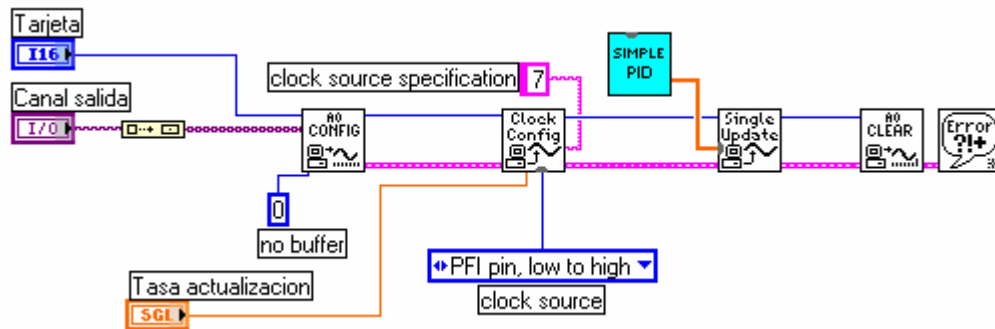


Figura 6-9: Señal analógica sin buffer, punto a punto.

Parte fundamental de la rutina es el controlador PID incorporado. Esta sub-rutina, permite tener control sobre la señal de voltaje enviada. Esta rutina necesita las siguientes entradas para entregar como resultado la variación de voltaje que se debe sumar al de la lectura.

- P, variable proporcional.
- I, variable integral.
- D, variable derivativa.
- Límite máximo de voltaje, en este caso el valor por defecto es +5 [volt].
- Límite mínimo de voltaje, en este caso el valor por defecto es -5 [volt].
- Voltaje entrada, leído mediante el bloque AI single scan.
- Voltaje registro, entregado desde un arreglo.

Las operaciones que resuelve son las siguientes.

1. Calcula la variación del tiempo ΔT , utilizando un reloj para tener tanto el tiempo actual como el anterior. Luego guarda el valor en la variable ΔT para ser utilizado mas adelante.
2. Calcula el error como la resta entre el voltaje del registro y el valor de la lectura en el transductor de posición.
3. Calcula la componente proporcional, multiplicando el error por la variable proporcional.
4. Calcula la componente integral, multiplicando la constante integral, el error y ΔT para luego ser sumado al error anterior.
5. Calcula la componente derivativa, restando el error actual con el error anterior y dividiendo por ΔT para terminar multiplicando por la constante derivativa.
6. Para finalizar y entregar la variación de voltaje que se debe sumar a la lectura, se suman los tres valores correspondientes a las operaciones de P, I, D.

En el Anexo Plano N° 12 se pueden observar los diagramas de bloques de la rutina en su totalidad. Mayor información a través del archivo de Labview incorporado en el CD adjunto.

6.5.2.2.- Panel frontal.

El panel frontal de la rutina “señal de voltaje análogo mediante un controlador PID” tiene la siguiente apariencia.

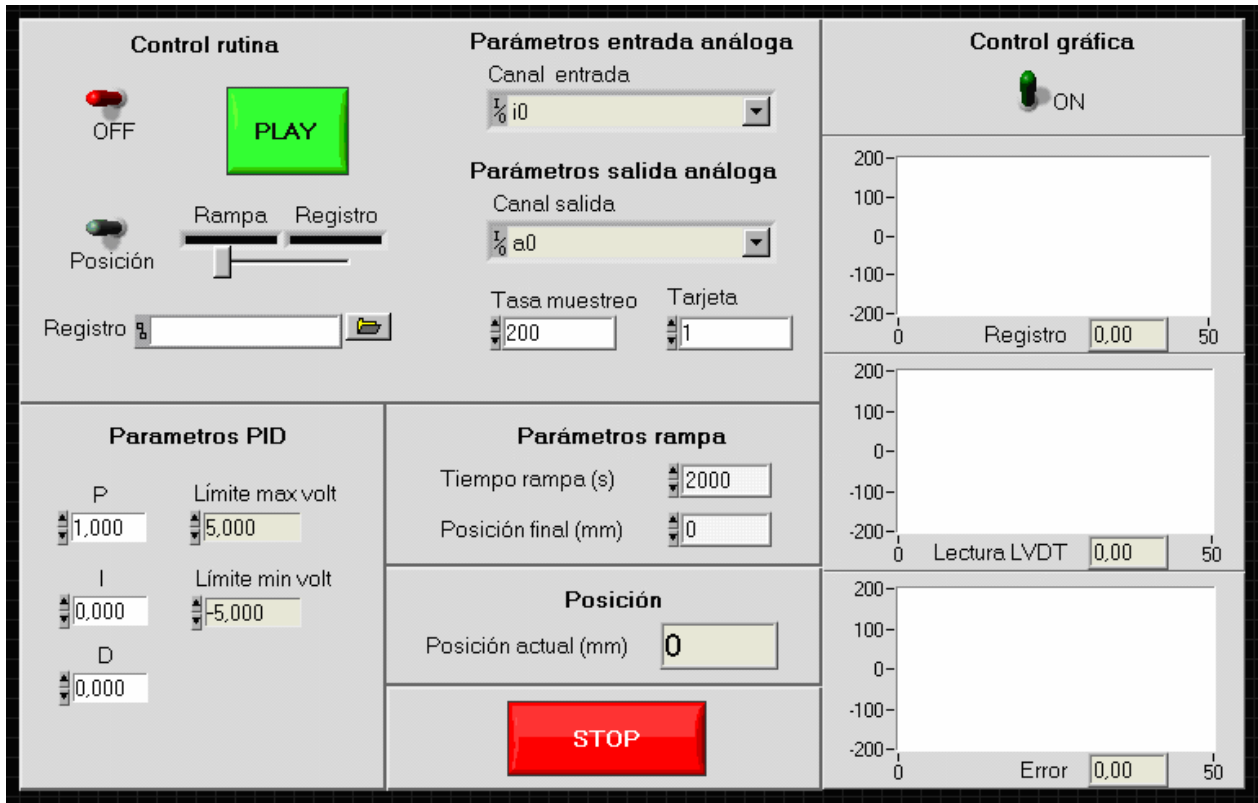


Figura 6-10: Panel frontal, señal de voltaje mediante un controlador PID.

Al igual que el anterior, primero se debe ejecutar el programa desde Labview, quedando éste en modo ejecutable hasta que se desee salir del programa. Luego se debe encender la consola cambiando del estado OFF a ON. Luego, el usuario puede modificar la siguiente información.

Control rutina.

- Elección de la operación que se desee realizar.
 - Volt LVDT
 - Rampa⁴
 - Registro⁴
- El directorio del archivo ASCII que contiene el registro.

⁴ Para operar el modo rampa o registro se debe cambiar del estado “Posición” a “Función”.

Control gráfica.

- Dejar el switch de la gráfica en “ON” para poder ver la gráfica del registro, lectura del LVDT y el error entre ambos o en “OFF” para lo contrario.⁵

Parámetro entrada análoga.

- Canal de entrada, va la letra “i” seguida del número del canal.

Parámetros salida análoga.

- Canal de salida, va la letra “a” seguida del número del canal.
- Tasa de muestreo, corresponde a la tasa del registro. Por defecto 200 [muestras / seg].
- Tarjeta, corresponde a la identificación de ésta. Por defecto 1.

Parámetros rampa.

- Tiempo rampa, tiempo que se demora el registro en ejecutar la rampa. Por defecto 2000 [s].
- Voltaje final, posición al cual se desea llevar al actuador.

Parámetros PID.

- Valor de la constante proporcional P.
- Valor de la constante integral I.
- Valor de la constante derivativa D.
- Valor máximo de la señal de voltaje.
- Valor mínimo de la señal de voltaje.

Algunos parámetros se dejaron bloqueados para que el usuario no los pueda cambiar al ejecutar la rutina. De todos modos, si esta rutina se utiliza en otra aplicación, donde es necesario que estos parámetros tengan otro valor, se pueden desbloquear.

Al igual que el anterior, para ejecutar cualquier rutina de las indicadas en el “control rutina” se debe hacer un clic sobre el botón “PLAY”. En caso que no se haya entregado el directorio del archivo de lectura, el programa se detendrá a la espera de este dato.

⁵ Tener la gráfica encendida puede disminuir la tasa de muestreo y afectar la señal por los recursos que ocupa el computador en actualizar estos.

Al ejecutar el modo “POSICIÓN”, el valor de la posición actual se puede observar en el recuadro ubicado sobre el botón “STOP”. Luego, se debe presionar el botón “STOP” para finalizar la acción y el programa queda a la espera de otra instrucción.

Al ejecutar el modo Rampa, permitirá que el actuador se desplace desde su posición actual hacia la indicada. Cuando este llega a la posición el programa queda a la espera que el usuario haga un clic en el botón “STOP” y luego el programa queda en su modo ejecutable a la espera de otra instrucción. Además, existe la posibilidad de detener su operación en cualquier momento con el botón “STOP”. Al realizar esta detención el valor del voltaje será el del último valor enviado y el programa queda a la espera de otra instrucción.

Del mismo modo, al ejecutar el modo Registro el actuador se moverá según los valores indicados en un archivo ASCII con la relación de la tasa de muestreo. Los valores del archivo ASCII corresponden a valores de desplazamientos. Cuando la lectura del archivo haya terminado el programa queda a la espera que el usuario haga un clic en el botón “STOP” y el programa queda en su modo ejecutable a la espera de otra instrucción. Además, el registro se puede detener en cualquier momento con el botón anterior.

En caso de que exista algún error de software, el programa se detendrá, pero siempre quedando en su modo ejecutable. Para terminar de ejecutar el programa se debe cambiar en el “control rutina” el estado de ON a OFF y hacer clic en “PLAY”.

Para esta rutina, al estar utilizando un controlador PID, las variables del tiempo son sumamente importantes y por lo tanto se necesita un computador que sea lo bastante rápido como para poder tomar lectura del dato y corregir la señal en la tasa de muestreo que se indique. No se recomienda utilizar la gráfica, ya que distorsiona la señal y retrasa la operación (dependerá del computador). En esta rutina no se guardan los datos en un archivo, con el fin de realizar el menor número de operaciones en el diagrama de bloques y gastar menos recursos del computador.

6.6.- Comentarios del sistema de control.

El sistema de control de lazo cerrado es aquél en el cual continuamente se está monitoreando la señal de salida para compararla con la señal de referencia y de esta forma calcular el error asociado, el cual es controlado mediante el control PID para que la señal llegue al valor deseado. Lo anterior es la pieza clave para el buen funcionamiento de la mesa vibratoria, ya que continuamente la señal se va ver afectada por perturbaciones que deben ser corregidas. Por lo tanto, las rutinas anteriormente mencionadas cumplirán dentro del sistema una función fundamental.

En el caso de la mesa, habrán dos opciones de control mediante las rutinas anteriormente mencionadas. La primera será un lazo cerrado simple mediante el modulo Servo-amplificador PI y enviando la señal de voltaje a través de la rutina “señal de voltaje análogo sin

retroalimentación”. Esta rutina se observó que se comporta bastante bien y que la tasa de muestreo se cumple a la perfección (ver Figuras 6-11, 6-12, 6-13, 6-14)⁶. Se mencionó que la mejor forma de enviar una señal era mediante el almacenamiento de datos y que no existan operaciones intermedias para no ocupar recursos del computador. La segunda opción será un doble lazo cerrado mediante el Servo-amplificador PI y la rutina “señal de voltaje análogo mediante un control PID”. No se pudo probar esta rutina integrada en el sistema de forma tal de observar el comportamiento de ésta, pero sí se observó que la rapidez del computador cumple un rol importante, ya que se ve un retardo del muestreo y perturbaciones en la señal cuando se tiene la gráfica encendida, por el mayor consumo de recursos. Ahora, al apagar la gráfica se ve una señal bastante correcta y que cumple con la tasa de muestreo.

Los parámetros del controlador PID deben ser calculados para el sistema. Este tema se desarrolla en el capítulo siguiente.

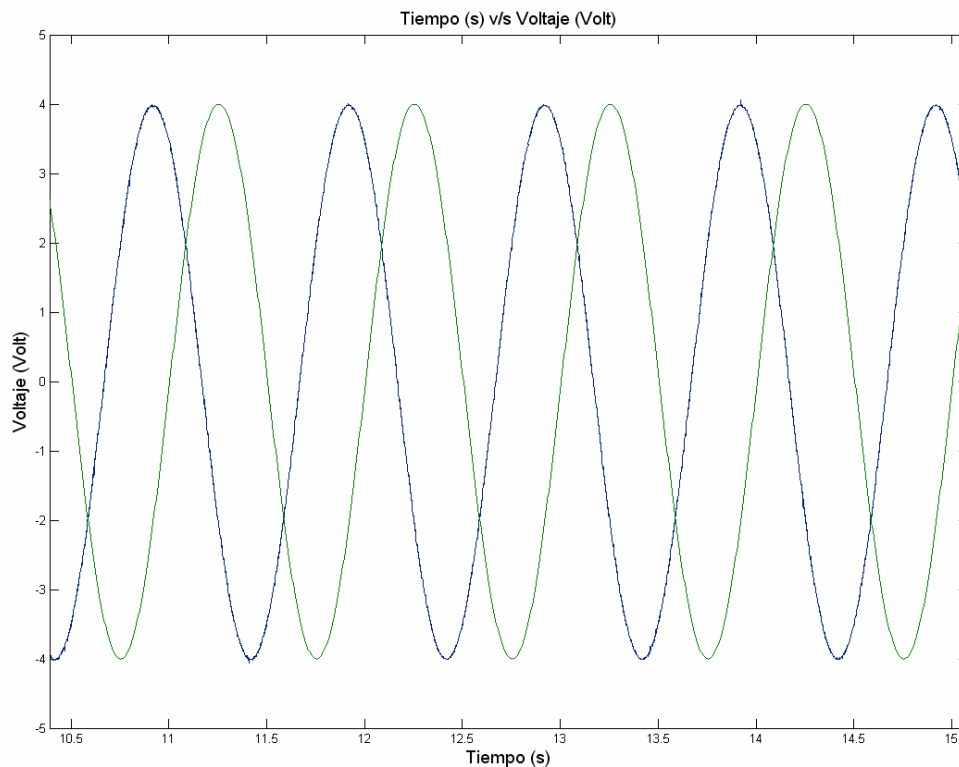


Figura 6-11: Gráfico para prueba de control a frecuencia de 1 [Hz].

⁶ Las curvas de las Figuras 6-11, 6-12, 6-13, 6-14 representan el Tiempo v/s Voltaje. Las curvas verdes y azules representan la señal enviada y la señal obtenida respectivamente. El desplazamiento de las curvas se debe a que se envían y toman datos con computadores distintos.

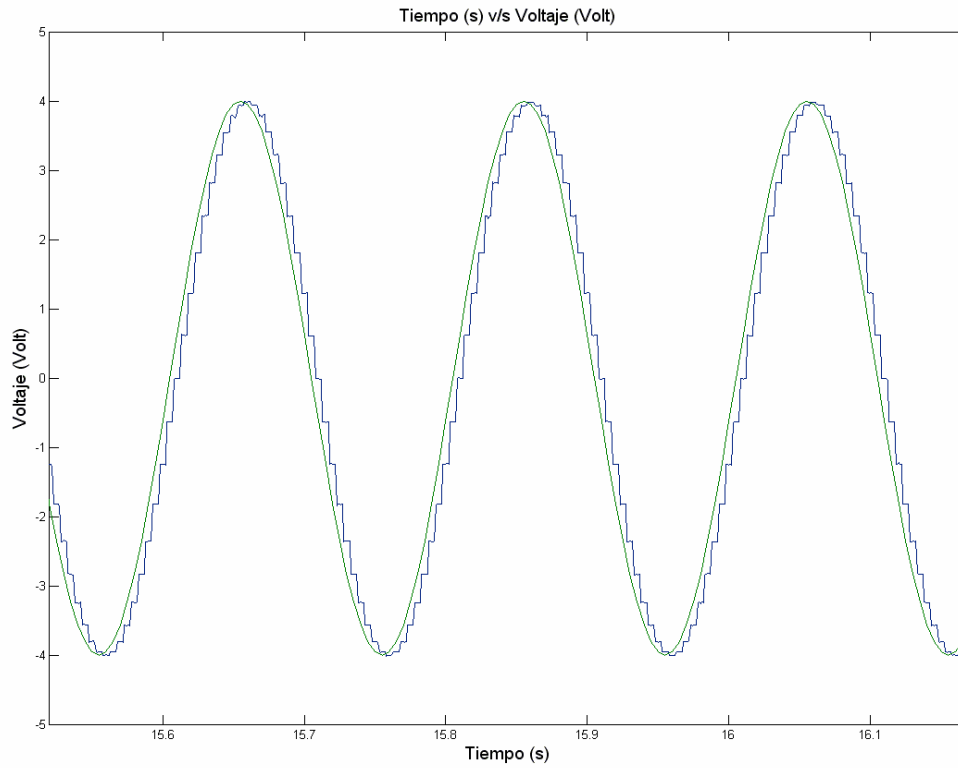


Figura 6- 12: Gráfico para prueba de control a frecuencia de 5 [Hz].

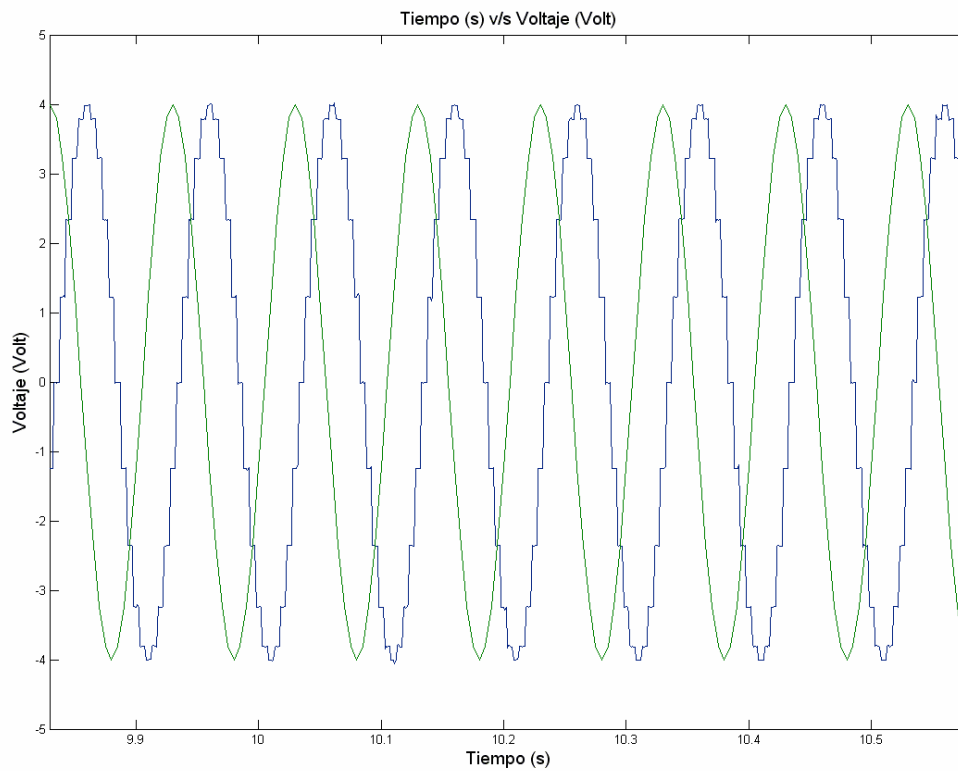


Figura 6- 13: Gráfico para prueba de control a frecuencia de 10 [Hz].

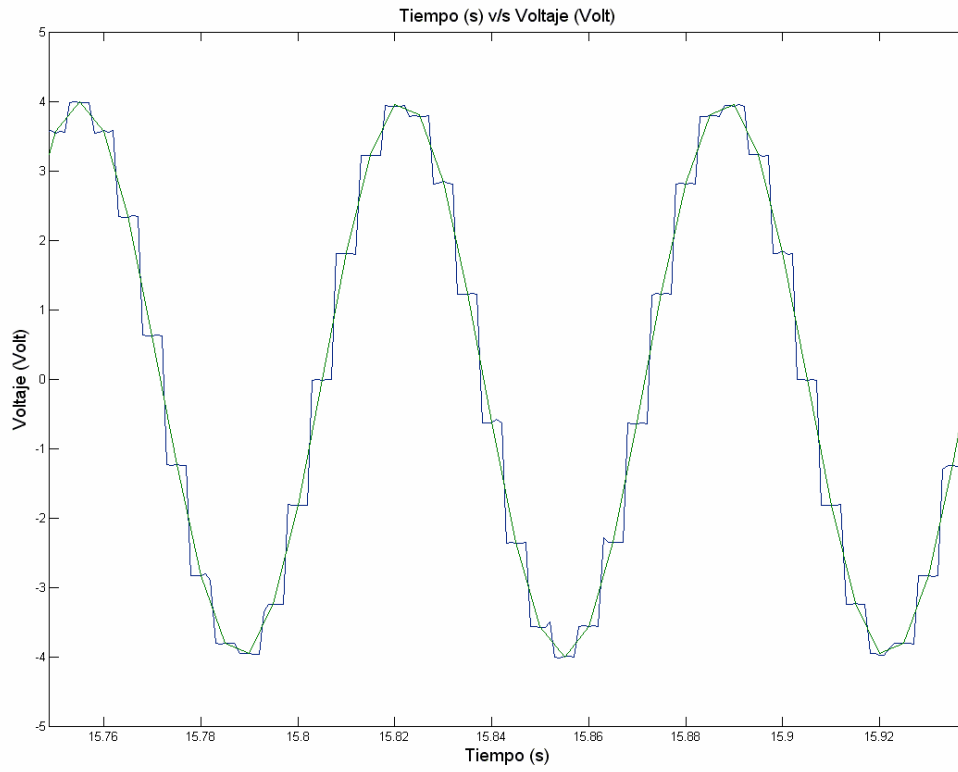


Figura 6- 14: Gráfico para prueba de control a frecuencia de 15 [Hz].

CAPÍTULO 7: SINTONIZACIÓN DEL PID Y VERIFICACIÓN DE LA MESA.

7.1.- Introducción

La teoría de sistemas de control automático engloba un sinnúmero de procesos matemáticos y experimentales para establecer la mejor forma de controlar un sistema determinado. En este capítulo, se introducen algunos temas de la teoría de sistemas de control automático basados en Ogata, (2003).

Se propone una sintonización de las constantes del PID que puede ser realizada tanto experimentalmente como teóricamente por alguno de los métodos que se utilizan usualmente en sistemas de control automático. La utilización del método experimental de prueba y error permite afinar los parámetros obtenidos mediante la sintonización, pero se debe tener cuidado con el valor que se adopte para no dañar el sistema.

Se debe verificar la precisión del funcionamiento de la mesa vibratoria, para lo cual se deben comparar las señales de control con la medición del movimiento efectivo. Se deben realizar pruebas con sinusoides que barran las frecuencias y amplitudes máximas esperadas de tal forma de observar la respuesta de la mesa. Además, se debe verificar la precisión con la cual la mesa reproduce registros de terremotos. Es importante comparar las señales en lazo abierto y lazo cerrado, para así poder observar como mejora el sistema con el uso de retroalimentación.

De esta forma, se obtendrán parámetros como la razón entre la amplitud de control y la amplitud efectiva en función de la frecuencia, niveles de ruido y rangos de amplitudes, de manera que la mesa opere de la mejor manera y con el mínimo de distorsiones.

7.2.- Teoría de sistemas de control automático.

Un controlador automático tiene la función de minimizar el error a cero o a un valor muy pequeño. Para esto, se debe comparar el valor de la salida del sistema con el valor de referencia, realizar la resta que calcula el error y corregir la señal. Los errores se pueden atribuir a diferentes factores que interactúan en el sistema, como por ejemplo.

- Cambios de la señal de referencia pueden provocar errores inevitables tanto en estado transitorio como estacionario.
- Imperfecciones de los equipos que conforman el sistema.
- Mantenimiento poco riguroso del equipo.
- Lugar de operación no cumple con las recomendaciones físicas y ambientales para el sistema.

En la teoría de control automático existen algunas características muy importantes, entre ellas: Estabilidad absoluta, estabilidad relativa y error en estado estacionario. La estabilidad absoluta se refiere a si el sistema es estable o inestable; es decir, cómo se comporta la señal de salida en ausencia de perturbaciones. La estabilidad relativa y error en estado estacionario indican la precisión del sistema al observar la señal del error.

Todo sistema de control responde de forma diferente según la señal de entrada. Por lo tanto, un sistema puede tener un error estacionario igual a cero para una señal de entrada 1, pero puede mostrar un error estacionario distinto de cero para una señal de entrada 2. La teoría de sistemas de control permite identificar el error de un sistema. ¿Cómo se identifican?, el análisis de sistemas de control provee herramientas para el estudio de modelos de sistemas dinámicos que permitan representar el fenómeno del equipo en cuestión. Para poder realizar el estudio del modelo es necesario la obtención de la función de transferencia del sistema. La función de transferencia de un sistema es un modelo matemático que describe el comportamiento de éste, es decir, conocer la respuesta del sistema cuando a su entrada se aplica una variable física. ¿Cuál es la importancia de la función de transferencia?, ésta va a permitir realizar simulaciones para desarrollar un mejor análisis de la respuesta transitoria del sistema y gráficas de la respuesta en frecuencia del equipo, con una entrada y una salida invariante en el tiempo, que permitan tomar mejores decisiones para un buen funcionamiento y obtener los resultados esperados. Por definición, una función de transferencia es el cociente entre la transformada de Laplace de la salida (función de respuesta) y la transformada de Laplace de la entrada (función de excitación), según la ecuación.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)}$$

Donde,

$G(s)$: Función de transferencia.

$Y(s)$: Transformada de Laplace de la salida.

$U(s)$: Transformada de Laplace de la entrada.

Como $G(s)$ se obtiene del cociente de polinomios de s , la ecuación de transferencia es de la forma.

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0 \cdot s^m + b_1 \cdot s^{m-1} + \dots + b_{m-1} \cdot s + b_m}{a_0 \cdot s^n + a_1 \cdot s^{n-1} + \dots + a_{n-1} \cdot s + a_n} \quad (m \leq n), \text{ con } a_n \text{ y } b_m \text{ constantes } \forall n, m = 0, 1, 2, \dots$$

Se habla de ceros de la ecuación de transferencia para referirse a los valores que hacen cero el numerador.

$$b_0 \cdot s^m + b_1 \cdot s^{m-1} + \dots + b_{m-1} \cdot s + b_m = 0$$

y de polos de la ecuación de transferencia para referirse a los valores que hacen cero el denominador o indeterminan la ecuación $G(s)$.

$$a_0 \cdot s^n + a_1 \cdot s^{n-1} + \dots + a_{n-1} \cdot s + a_n = 0$$

Cuando se posee sistemas complejos y por tanto se desconoce la función de transferencia, se puede recurrir a obtenerla mediante un método experimental introduciendo señales conocidas y midiendo su respuesta en lazo abierto. De esta forma se podrá obtener una descripción completa de las características dinámicas del sistema.

Se utilizan distintas señales de pruebas para el análisis y diseño de sistemas de control, donde las más utilizadas son funciones escalón, rampa, impulso y sinusoidal. Para nuestro equipo, la función escalón puede ser una buena señal de prueba, debido a que el equipo va a estar sometido a cambios repentinos de avance en un cierto tiempo como es un registro sísmico. De esta forma, es posible realizar análisis matemáticos y experimentales de la respuesta del sistema. Una respuesta de un sistema está compuesta por una respuesta transitoria (respuesta del estado inicial al estado final) y otra estacionaria (respuesta de la salida cuando el tiempo tiende a infinito). Es decir,

$$y(t) = y_{rt} + y_{ree}(t)$$

Donde,

$y(t)$: Respuesta del sistema

y_{rt} : Respuesta transitoria

$y_{ree}(t)$: Respuesta en estado estacionario.

La respuesta transitoria va a ser de suma importancia para nuestro sistema de control y, por lo tanto, es importante identificar los siguientes tiempos:

1. Tiempo de retardo (t_d): Tiempo requerido de la respuesta para alcanzar por primera vez la mitad del valor deseado.
2. Tiempo de subida (t_r): Tiempo requerido de la respuesta para pasar de un 0 al 100% del valor deseado.
3. Tiempo Peak (t_p): Tiempo requerido por la respuesta para alcanzar el primer peak de sobreelongación.

4. Sobreelongación máxima (M_p): Máximo valor peak de la respuesta, medido a partir del valor deseado. Además, permite obtener de forma directa la estabilidad relativa del sistema.

$$M_p = \frac{y(t_p) - y(\infty)}{y(\infty)} \cdot 100\%$$

5. Tiempo de asentamiento (t_s): Tiempo requerido por la respuesta para estabilizar la señal dentro del rango de 2 a 5 % del valor deseado.

En la Figura 7-1 se puede observar una curva de respuesta frente a un escalón unitario, donde el sistema se encuentra en reposo al comienzo.

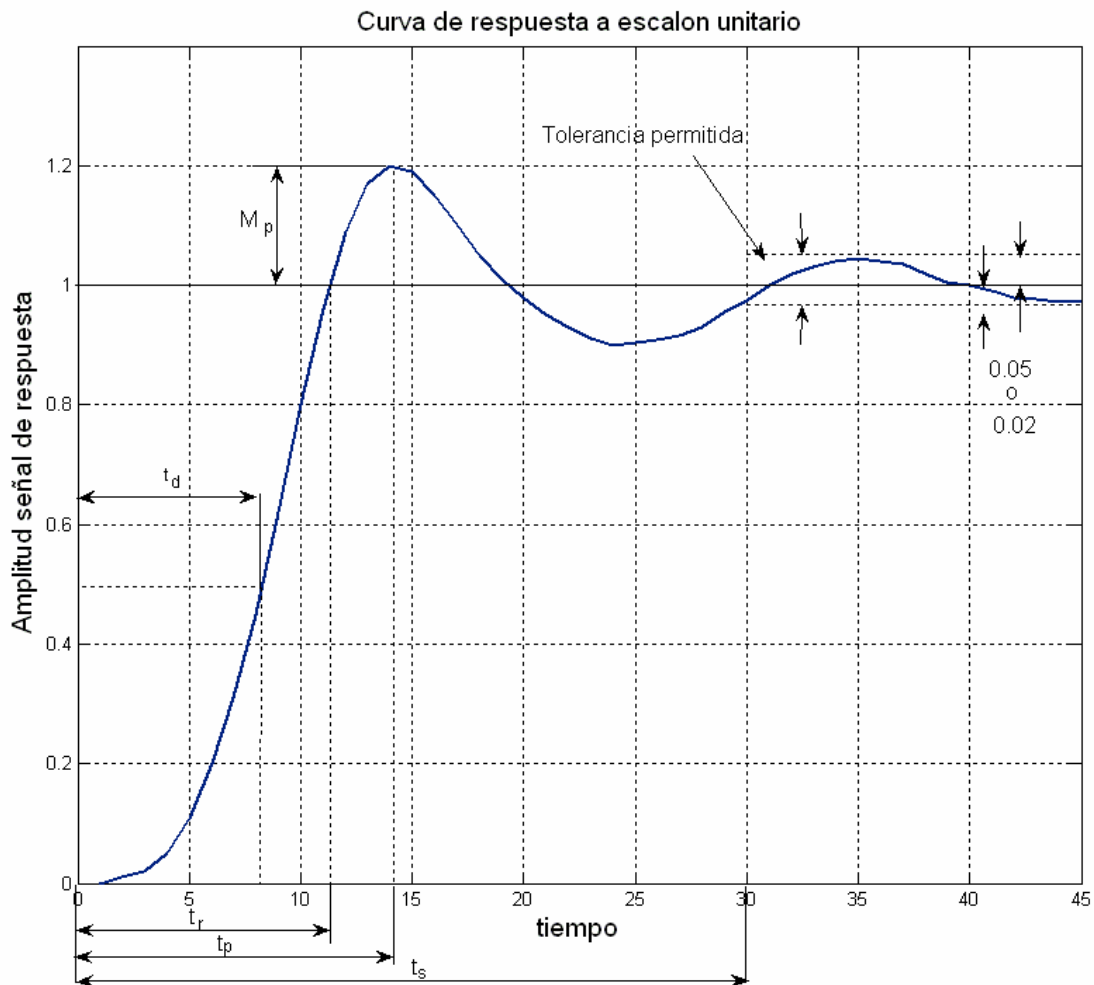


Figura 7-1: Curva de Respuesta a una señal escalón unitario.

7.2.1.- Criterio de estabilidad de Routh (Ogata, 2003).

Uno de los problemas importantes en la teoría de sistemas de control está relacionado con saber en que condiciones el sistema se vuelve inestable y de esta forma poder estabilizar su funcionamiento. Un sistema de control se define estable si y sólo si, todos los polos se encuentran en el semiplano izquierdo del plano s (Figura 7-2).

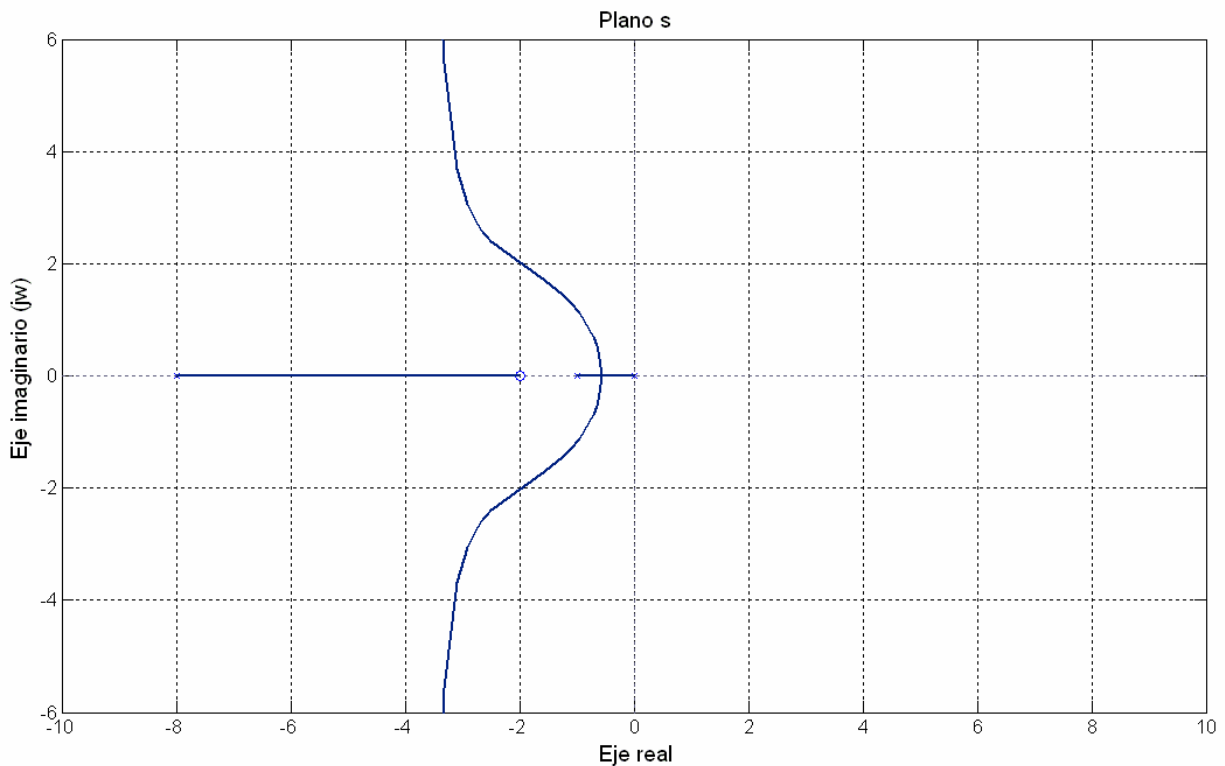


Figura 7-2: Plano s para un sistema estable.

Mediante el criterio de estabilidad de Routh se puede determinar la cantidad de polos que definen inestable la ecuación, pero sin la necesidad de obtener dichos valores, (este criterio es aplicable a polinomios con una cantidad finita de términos). El procedimiento es el siguiente.

1. Se debe escribir el denominador de la función de transferencia, donde todos los coeficientes son reales, (Se supone $a_n \neq 0$).

$$a_0 \cdot s^n + a_1 \cdot s^{n-1} + \dots + a_{n-1} \cdot s + a_n = 0$$

2. Un polinomio en s con coeficientes reales puede factorizarse en factores lineales y cuadráticos como $(s + a)$ y $(s^2 + bs + c)$ respectivamente, donde a, b y c son constantes reales. Estos factores

producen raíces reales negativas cuando las constantes a, b y c son positivas. Por lo tanto, el sistema podría ser estable al poseer el denominador de la función de transferencia solo coeficientes positivos, ya que el producto de factores con coeficientes positivos entrega un polinomio de coeficientes positivos. Si se tienen coeficientes cero o negativo, frente al menos un coeficiente positivo, existe una raíz o raíces imaginarias o que tienen partes reales positivas y por lo tanto el sistema no es estable (si sólo interesa la estabilidad absoluta del sistema, el procedimiento se detiene). En conclusión, la condición necesaria pero no suficiente para la estabilidad del sistema es que todos los coeficientes deben ser positivos y estar presentes en la ecuación.

3. Sólo si todos los coeficientes son positivos, se ordenan estos en filas y columnas de la siguiente forma.

s^n	a_0	a_2	a_4	a_6	\dots
s^{n-1}	a_1	a_3	a_5	a_7	\dots
s^{n-2}	b_1	b_2	b_3	b_4	\dots
s^{n-3}	c_1	c_2	c_3	c_4	\dots
s^{n-4}	d_1	d_2	d_3	d_4	\dots
\cdot	\cdot	\cdot			
\cdot	\cdot	\cdot			
\cdot	\cdot	\cdot			
s^2	g_1	g_2			
s^1	h_1				
s^0	i_1				

El número total de filas es $n + 1$. Los coeficientes $b_1, b_2, b_3, \dots, b_i$ se calculan como.

$$b_1 = \frac{a_1 \cdot a_2 - a_0 \cdot a_3}{a_1}$$

$$b_2 = \frac{a_1 \cdot a_4 - a_0 \cdot a_5}{a_1}$$

$$b_3 = \frac{a_1 \cdot a_6 - a_0 \cdot a_7}{a_1}$$

.....

El cálculo de los coeficientes b continúa hasta que todos los términos restantes sean cero. Para el cálculo de los coeficientes c_i, d_i, e_i, \dots etc se prosigue de la misma forma anterior.

$$\begin{array}{l}
c_1 = \frac{b_1 \cdot a_3 - a_1 \cdot b_2}{b_1} \\
c_2 = \frac{b_1 \cdot a_5 - a_1 \cdot b_3}{b_1} \\
c_3 = \frac{b_1 \cdot a_7 - a_1 \cdot b_4}{b_1} \\
\text{.....}
\end{array}
\quad
\text{y}
\quad
\begin{array}{l}
d_1 = \frac{c_1 \cdot b_2 - b_1 \cdot c_2}{c_1} \\
d_2 = \frac{c_1 \cdot b_3 - b_1 \cdot c_3}{c_1} \\
\text{.....}
\end{array}$$

El proceso termina cuando se completa la n-ésima fila. De esta forma, se construye un arreglo triangular. Routh plantea que el número de raíces de la ecuación con partes reales positivas es igual al número de cambios de signo de los coeficientes de la primera columna del arreglo creado. Por lo tanto la condición necesaria y suficiente para cumplir que el sistema sea estable según el criterio de estabilidad de Routh es que los coeficientes de la ecuación sean positivos y que todos los términos de la primera columna del arreglo tengan signo positivo.

Este criterio es sólo un indicador de estabilidad y, por lo tanto, no entrega herramientas para estabilizar sistemas inestables, pero sí permite ver los efectos sobre la estabilidad del sistema al variar los parámetros que la producen. Aunque el criterio de estabilidad de Routh está limitado al análisis de sistemas de control lineal y se ha mencionado que estos sistemas hidráulicos son no lineales. Se trata de simplificar el modelo a un sistema lineal, ya que las no linealidades son complejas de operar.

Otra herramienta relacionada con la estabilidad del sistema es la gráfica del lugar de las raíces. La respuesta transitoria de un sistema en lazo cerrado está relacionada con la ubicación de los polos en lazo cerrado en el gráfico. De esta forma, se puede observar cómo se mueven los polos en un lazo cerrado sobre el plano s al variar la ganancia del sistema; ya que, algunos sistemas permiten mover los polos a las posiciones deseadas con un ajuste en la ganancia del sistema. Para mayor información sobre cómo obtener la gráfica del lugar de las raíces manualmente o mediante una rutina Matlab consultar Ogata, (2003).

Otro método para observar la estabilidad relativa y absoluta de los sistemas lineales en lazo cerrado es el criterio de estabilidad de Nyquist para un sistema en lazo cerrado, mediante la respuesta en frecuencia en lazo abierto y los polos en lazo abierto.

7.2.2.- Análisis mediante la respuesta en frecuencia.

Mediante la entrada de una señal sinusoidal, se puede observar la respuesta en frecuencia del sistema en estado estacionario. De esta forma, se realiza una variación de la frecuencia de la señal sinusoidal en el rango de funcionamiento del sistema. Esta gráfica se puede obtener mediante datos obtenidos experimentalmente o mediante la ecuación de transferencia.

Los métodos de respuesta en frecuencia fueron desarrollados por Nyquist, Bode y Nichols en la década del treinta y cuarenta. Estos métodos tienen la ventaja que experimentalmente, al someter el sistema a pruebas de la respuesta en frecuencia, se puede obtener la función de transferencia del sistema. Además, permite diseñar ciertos sistemas no lineales y elimina los efectos no deseados.

Las representaciones más utilizadas para la respuesta en frecuencia son:

1. El diagrama de Bode.
2. El diagrama de Nyquist.
3. El diagrama de Nichols.

Sobre los diagramas de Nyquist y Nichols no se profundizará, pero existen rutinas en Matlab para obtener estas gráficas. (Ogata, 2003).

7.2.2.1.- Diagrama de Bode.

El diagrama de Bode es una representación que permite conocer el ángulo de la fase y la magnitud de la función de transferencia del sistema, en función de la frecuencia angular w . La frecuencia se representa en escala logarítmica y la magnitud o el ángulo de fase en una escala lineal. La magnitud se representa en decibelios, la forma de pasar un número a decibelios es:

$$dB = 20 \cdot \text{Log}(|G(iw)|)$$

Donde,

dB : Magnitud logarítmica de la función de transferencia en decibelios.

$G(iw)$: Función de transferencia del sistema.

La fase se puede dar en grados (lo más frecuente) o en radianes y se obtiene de la fase de la función de transferencia, que es en general compleja. Este diagrama se presenta en la Figura 7-3.

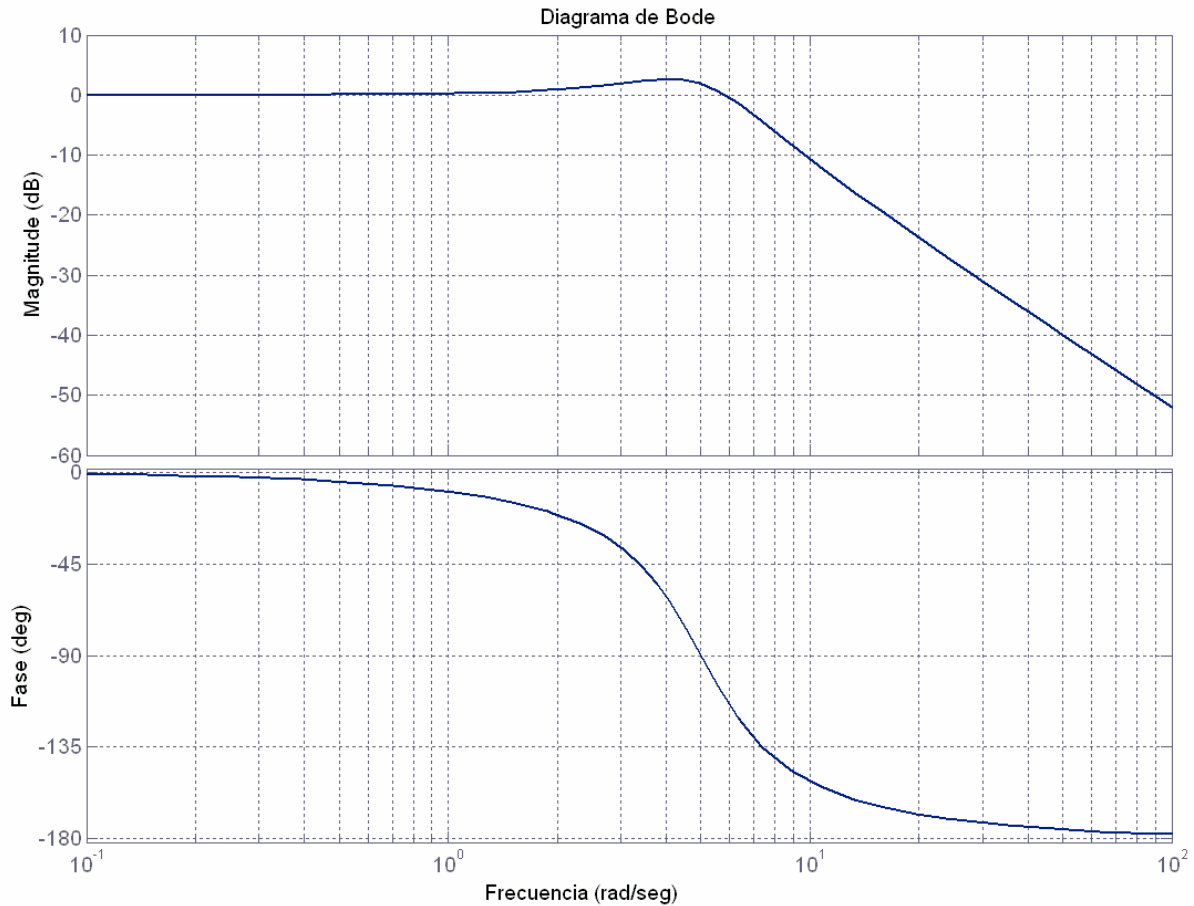


Figura 7-3: Representación del diagrama de Bode.

El diagrama de Bode posee las siguientes ventajas.

1. La multiplicación de magnitudes se convierte en suma.
2. La gráfica se traza aproximadamente mediante asíntotas de manera simple, la cual es suficiente si se desean características generales de la respuesta del sistema.
3. La corrección de las curvas asíntóticas es simple si se desea obtener curvas exactas.
4. Mediante el uso de la escala logarítmica se pueden observar con exactitud las frecuencias bajas.
5. Mediante la gráfica experimental del diagrama de Bode se puede obtener la función de transferencia del sistema.
6. La gráfica se puede realizar mediante Matlab. (Ogata, 2003).

7.2.3.- Función de transferencia mediante método experimental.

La función de transferencia, como se mencionó anteriormente, es un modelo matemático que describe el comportamiento del sistema, lo cual permite realizar simulaciones de prueba al

sistema y corregir desviaciones sin tener que someter al equipo a pruebas experimentales que puedan producir errores y dañar los equipos. Esta función se puede obtener a través de modelos matemáticos que describen el comportamiento físico de todos los elementos involucrados o a través de algún método experimental. Cuando no se conocen todas las variables involucradas en el sistema se prefiere optar por algún método experimental. Existen distintos métodos que se utilizan en la teoría de control automático para la obtención de la función de transferencia de forma experimental. Se mencionan dos de ellos, el primero mediante el diagrama de Bode o segundo a través de la teoría de Identificación de Sistemas.

7.2.3.1.- Función de transferencia a partir del diagrama de Bode.

Como se mencionó, una de las ventajas de obtener el diagrama de Bode es que a partir de éste se puede caracterizar el sistema. Para la construcción del diagrama se deben medir la magnitud y el cambio de fase para distintas frecuencias dentro del rango que el equipo opera, (en este caso, 0 a 15 [Hz]), ya que para frecuencias mayores el equipo no responderá.

Para proceder a obtener una estimación de la función de transferencia del sistema se deben realizar los siguientes pasos.

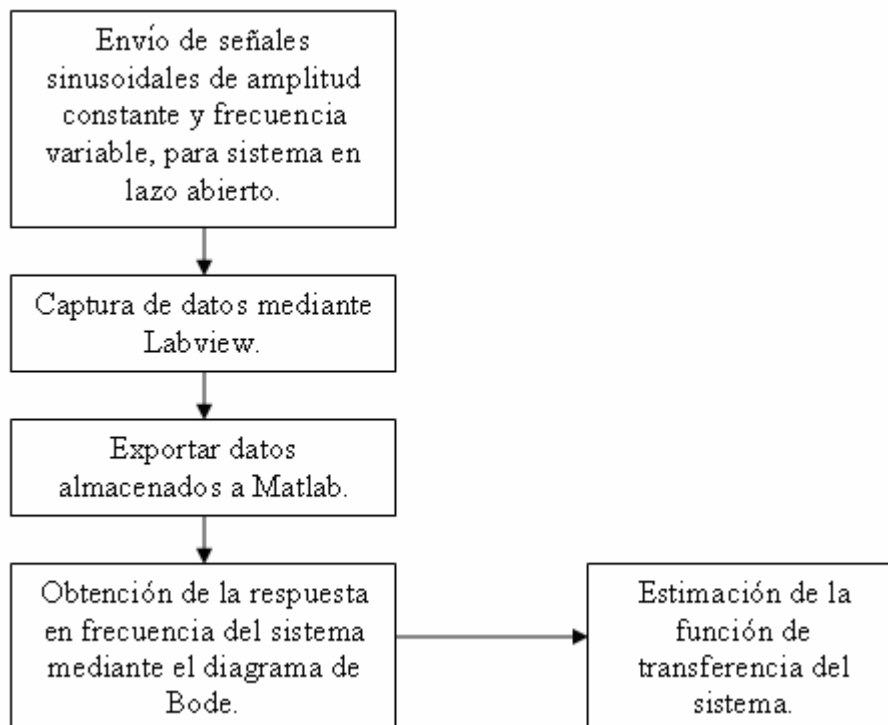


Figura 7-4: Esquema de proceso para obtener función de transferencia.

A continuación se presenta una introducción para obtener la estimación de la función de transferencia mediante el diagrama de Bode (Ogata, 2003). Primero se deben trazar las asíntotas de magnitud logarítmica para la curva obtenida de forma experimental. Las asíntotas deben tener pendientes de múltiplos de ± 20 dB/década (una década es una banda de frecuencia de w_1 a $10w_1$, donde w_1 es cualquier frecuencia). Al analizar las asíntotas se obtiene la siguiente información:

Si la pendiente cambia de -20 a -40 dB/década en $w = w_1$, existe un factor en la función de transferencia del tipo

$$\frac{1}{[1 + j(\frac{w}{w_1})]}$$

Si la pendiente cambia -40 dB/década en $w = w_2$, existe un factor en la función de transferencia del tipo

$$\frac{1}{[1 + 2 \cdot \zeta \cdot (j \cdot \frac{w}{w_2}) + (j \cdot \frac{w}{w_2})^2]}$$

Donde,

ζ : Factor de amortiguamiento relativo.

w_i : Frecuencia esquina.

La ganancia se calcula a partir de la curva en bajas frecuencias, debido a que términos como los descritos anteriormente son unitarios cuando w tiende a cero, de esta forma la función de transferencia se escribe como

$$\lim_{w \rightarrow 0} G(jw) = \frac{K}{(jw)^\lambda}, \quad \lambda \in \{0,1,2\} \text{ y } w \ll 1$$

Para la correcta obtención de la función de transferencia, se debe tener claro como identificar polos y ceros en un diagrama de Bode. En la Figura 7-5, se describe la representación de asíntotas y frecuencia esquina en un diagrama de Bode.

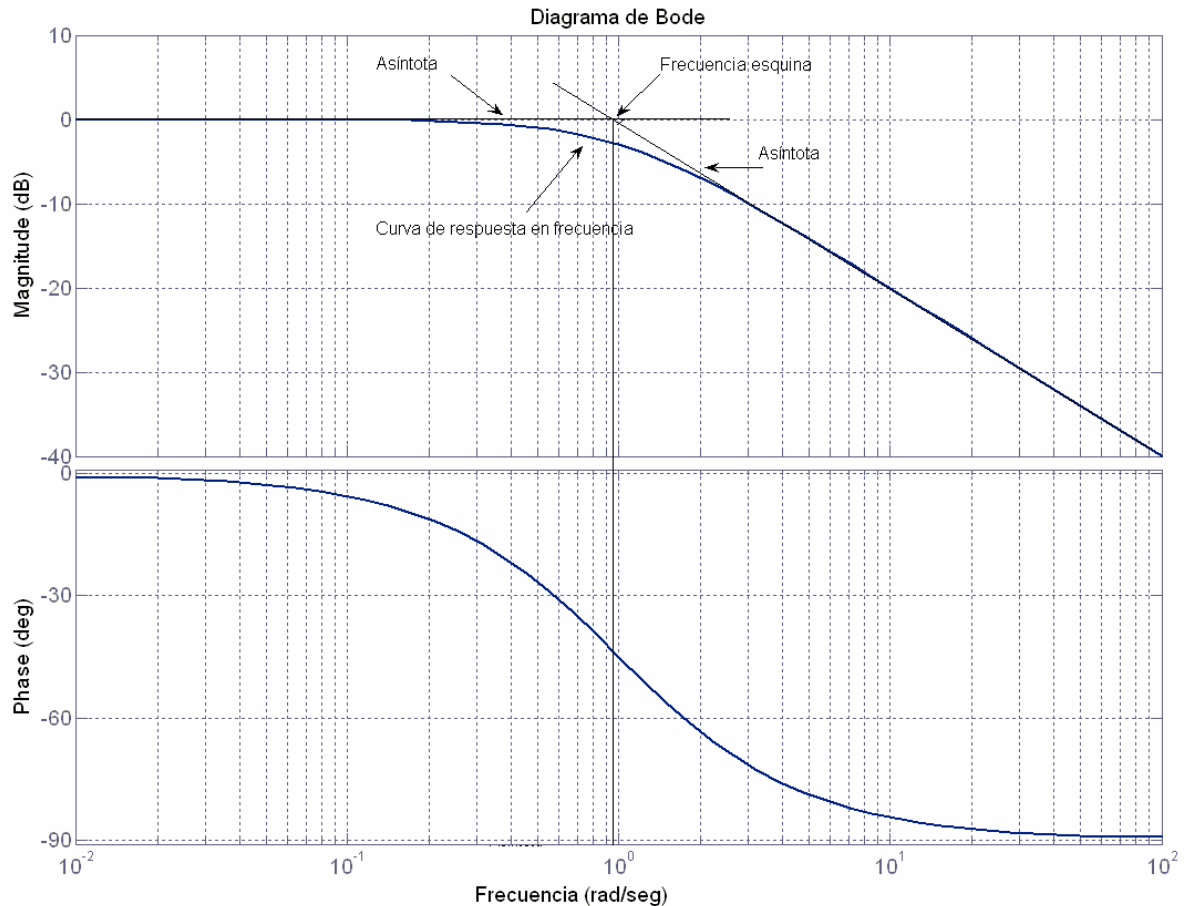


Figura 7-5: Diagrama de Bode, representación de asíntotas y frecuencia esquina.

7.2.3.2.- Función de transferencia mediante Identificación de Sistemas.

La teoría de Identificación de sistemas, al igual que el método anterior, permite obtener la función de transferencia experimentalmente. Identificación de sistemas es la determinación de un modelo M perteneciente a una clase de modelos CM tal que M sea la mejor representación de un sistema, dada una clase de señales U de entrada y un criterio V . Todo esto sobre la base de mediciones sólo de las variables de entrada y salida del sistema (definición por Zadeh, L.⁷). Clase de modelos CM , es el conjunto de modelos donde se busca un modelo M que mejor represente a la planta según el criterio V y el conjunto de señales U elegidos.

Para la identificación de sistemas multivariables, se utilizan básicamente dos métodos: el de mínimos cuadrados y el del gradiente. El método de mínimos cuadrados es el adecuado

⁷ Lofti A. Zadeh, profesor de la Universidad de California, da la definición del concepto de Identificación de Sistemas mencionada. Esta definición es obtenida del apunte del profesor González, G. del curso de Identificación de sistemas dado por el Departamento de Ingeniería Eléctrica de la Universidad de Chile. El apunte se encuentra en el CD adjunto.

cuando las ecuaciones matemáticas del sistema son conocidas y lo que hay que determinar son los coeficientes de dichas ecuaciones. El método del gradiente se utiliza cuando se identifica al sistema basándose en la señal de error que se produce cuando se le compara con un modelo.

El método de mínimos cuadrados permitiría obtener la función de transferencia del sistema. Lo que se trata de identificar son los coeficientes a_{ij} de las ecuaciones:

$$\begin{aligned}\hat{y}_1 &= \hat{a}_{11} \cdot x_1 + \hat{a}_{12} \cdot x_2 + \dots + \hat{a}_{1n} \cdot x_n \\ \hat{y}_2 &= \hat{a}_{21} \cdot x_1 + \hat{a}_{22} \cdot x_2 + \dots + \hat{a}_{2n} \cdot x_n \\ &\dots \\ &\dots \\ \hat{y}_n &= \hat{a}_{n1} \cdot x_1 + \hat{a}_{n2} \cdot x_2 + \dots + \hat{a}_{nn} \cdot x_n\end{aligned}$$

Este es el modelo matemático de una planta de r salidas y n entradas. De las variables de salida (y) se sabe que sigue un comportamiento lineal respecto a otras variables x_i , el vector x es la entrada al sistema puesto que todos sus valores son conocidos. Utilizando mínimos cuadrados se pueden obtener el valor de las constantes y el sistema queda identificado mediante su ecuación de transferencia $y = A \cdot x$.

7.2.4.- Reglas de sintonización de controladores PID.

El proceso de seleccionar los parámetros del controlador para que la señal cumpla con las especificaciones del estado transiente y del estado estacionario se conoce como sintonización del controlador. La sintonización de los controladores PID se puede realizar de dos formas.

1. Mediante un modelo matemático del sistema, se pueden realizar distintos métodos analíticos de diseño para determinar los parámetros del controlador.
2. Si no se posee un modelo matemático del sistema, por lo complicado de obtener, se puede recurrir a métodos experimentales.

En la literatura existen varios tipos de métodos de sintonización, pero unos de los más usados y con el cual se obtienen buenos resultados es el método de sintonización de Ziegler y Nichols (Ziegler y Nichols, 1942) para determinar los valores de la ganancia proporcional K_p , del tiempo integral T_i y del tiempo derivativo T_d basándose en la respuesta escalón o en el valor de K_p que produce estabilidad marginal cuando sólo se usa la acción de control proporcional. Los métodos de Ziegler y Nichols se aplican al diseño de sistemas con modelos analíticos conocidos, pero son muy convenientes para la sintonización experimental por lo sencillo de su aplicación. Se debe tener en cuenta que el sistema resultante puede presentar una gran sobreelongación de su respuesta y por lo tanto que esta no sea aceptable para el sistema. En tal caso se debe realizar una

serie de ajustes finos con el fin de obtener el resultado deseado. Estos ajustes finos se realizan experimentalmente mediante prueba y error. De esta forma, las reglas de sintonía de Ziegler y Nichols entregan una estimación de los parámetros del controlador, el cual es el punto de partida para la realización la sintonía fina. Los dos métodos de Ziegler y Nichols se detallan a continuación.

1.- Primer método de Ziegler y Nichols. En este primer método, se pretende observar la respuesta del sistema cuando se ingresa como entrada una señal escalón unitario de manera experimental y en lazo abierto (en caso de poseer un modelo analítico de la planta se puede realizar el mismo análisis mediante una simulación). Por lo tanto, se debe realizar lo que se muestra en la Figura 7-6.

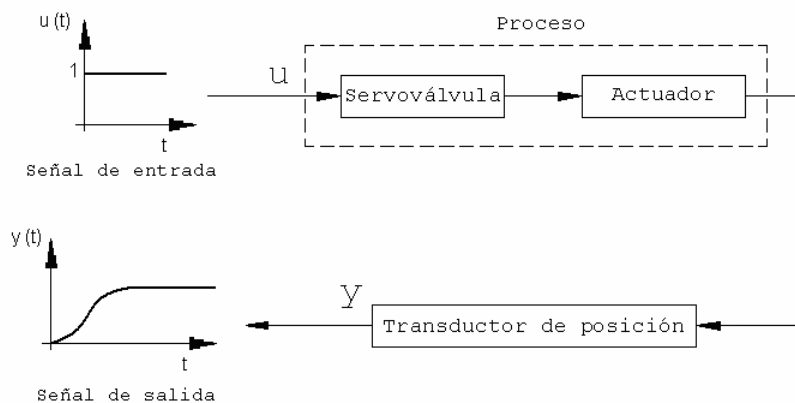


Figura 7-6: Sistema en lazo abierto para primer método de Ziegler y Nichols.

Este método sólo se puede aplicar si la respuesta del proceso muestra una gráfica en forma de “S”. La curva con forma de “S” está caracterizada por dos parámetros.

1. Tiempo de retardo (L). Es el tiempo desde el inicio hasta la intersección del eje del tiempo con la recta tangente al punto de inflexión de la curva “S”.
2. Constante de tiempo (T). Es el tiempo desde L hasta la intersección de la línea cuando $y(t) = K$ con la recta tangente al punto de inflexión de la curva “S”. La constante K, es el valor donde se estabiliza la función.

Para comprender lo anterior, la Figura 7-7 muestra la curva “S” con los parámetros que la caracterizan.

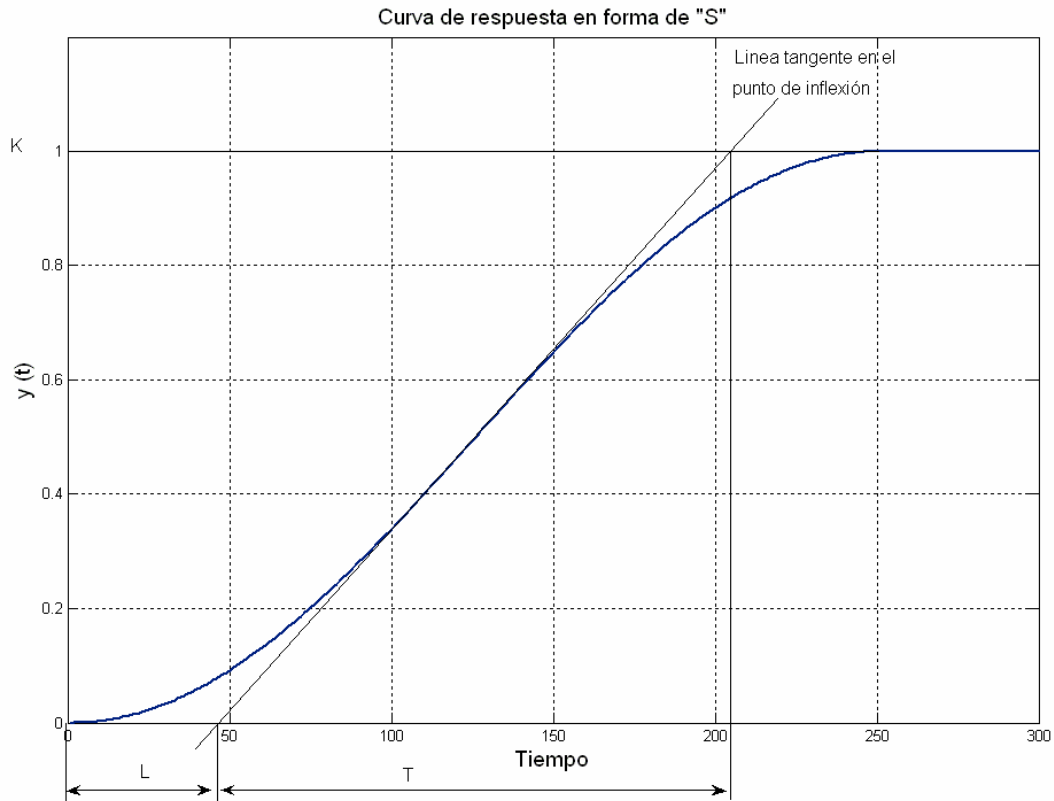


Figura 7-7: Curva de respuesta en forma de “S”.

Este primer método de Ziegler y Nichols sugiere, en función de los parámetros L y T, los valores de las constantes K_p , T_i y T_d de acuerdo a la Tabla 7-1

Tabla 7-1: Constantes primer método de Ziegler y Nichols.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0.9 \cdot \frac{T}{L}$	$\frac{L}{0.3}$	0
PID	$1.2 \cdot \frac{T}{L}$	$2 \cdot L$	$0.5 \cdot L$

2.- Segundo método de Ziegler y Nichols. En este segundo método, sólo se utiliza la acción de control proporcional. Por lo tanto, se deben fijar los valores de las constantes integral y derivativa en cero. Se debe realizar un lazo cerrado como se muestra en la Figura 7-8.

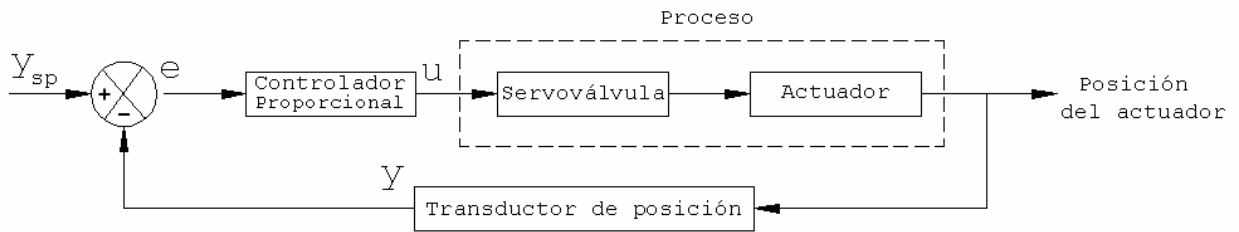


Figura 7-8: Sistema en lazo cerrado para segundo método de Ziegler y Nichols.

La forma de proceder es en este caso incrementar la constante proporcional K_p desde 0 hasta un valor crítico K_{cr} , para el cual se podrá observar que la señal de salida presenta oscilaciones sostenidas en el tiempo (si la salida no presenta oscilaciones para ningún valor de K_p , este método no se puede aplicar). Para el cálculo de las constantes del controlador, se deben obtener experimentalmente o mediante simulación la ganancia crítica K_{cr} y el periodo P_{cr} de la señal de salida, la Figura 7-9 presenta la oscilación sostenida con periodo P_{cr} para la ganancia crítica K_{cr} .

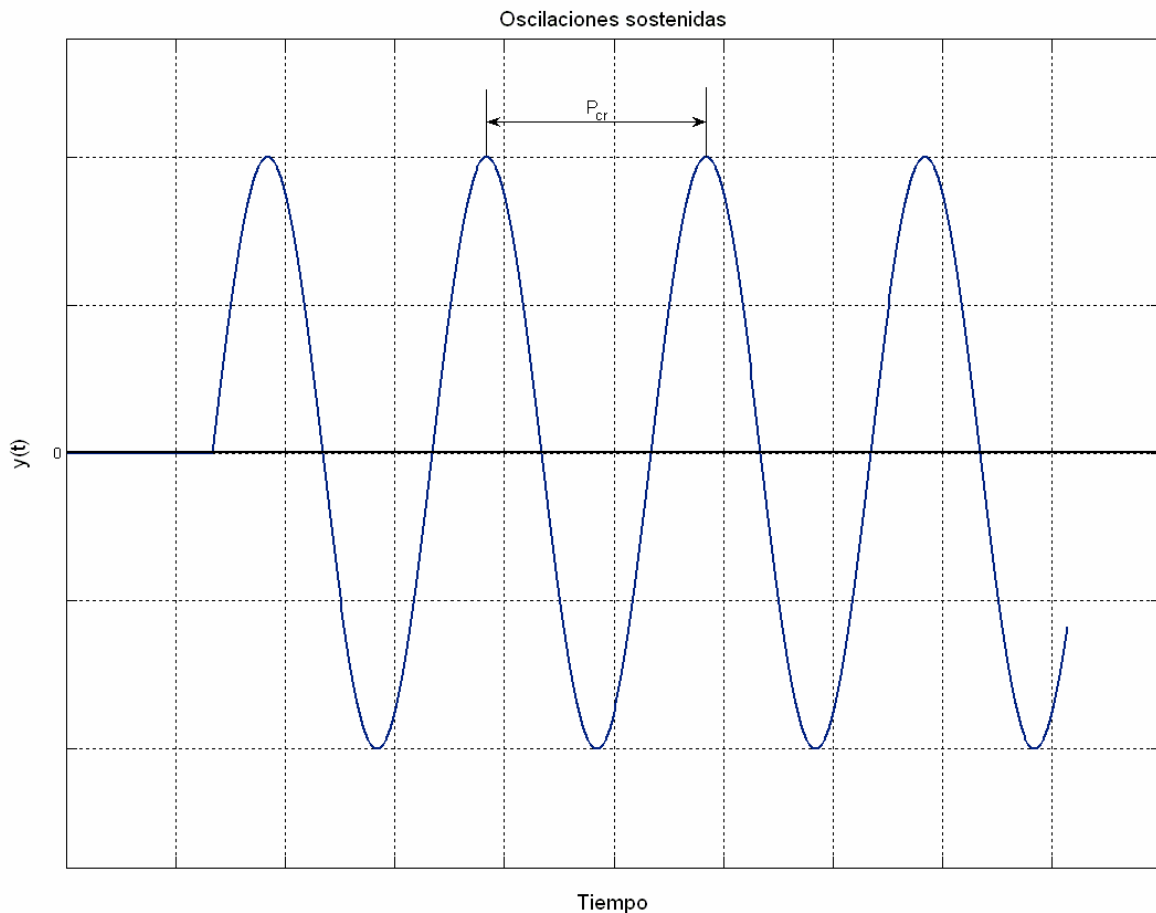


Figura 7-9: Señal de respuesta para controlador proporcional de constante K_{cr} .

Este segundo método de Ziegler y Nichols sugiere, en función de los parámetros K_{cr} y P_{cr} de la oscilación sostenida, los valores de las constantes K_p , T_i y T_d de acuerdo a la Tabla 7-2.

Tabla 7-2: Constantes primer método de Ziegler y Nichols.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0.5 \cdot K_{cr}$	∞	0
PI	$0.45 \cdot K_{cr}$	$\frac{1}{1.2} \cdot P_{cr}$	0
PID	$0.6 \cdot K_{cr}$	$0.5 \cdot P_{cr}$	$0.125 \cdot P_{cr}$

7.3.- Verificación del funcionamiento de la mesa.

Para la comprobación del funcionamiento de la mesa se debe reproducir una serie de sinusoides de distintos periodos y amplitudes que barran el rango de respuesta de la mesa. Las sinusoides tendrán una duración variable, para conseguir un número de ciclos que asegure una muestra válida. Luego, en un gráfico trilogarítmico, se representan los valores máximos de respuesta de la mesa y los valores de las sinusoides con las cuales se realiza la comprobación del funcionamiento.

Con archivos en formato ASCII se ingresaran las sinusoides al sistema de control, que envía la información a la servo-válvula la cual realiza los desplazamientos del actuador y que permitirá obtener un registro de salida, los datos obtenidos se grafican en un papel trilogarítmico, con tal de apreciar las distorsiones que hay entre el input y el output.

Además, se debe comprobar cómo la mesa responde frente a registros sísmicos. Para este caso se deberá analizar la respuesta de la mesa frente a registros de desplazamiento de sismos históricos.

La calibración de la mesa consiste en realizar variar pruebas, con el método de comprobación de funcionamiento de la mesa, para detectar las distorsiones en el sistema e ir modificando en el sistema de control los valores de las constantes del PID, de manera que el input coincida con el output y obtener así resultados confiables.

CAPÍTULO 8: COMENTARIOS Y CONCLUSIONES

8.1.- Comentarios.

El trabajo realizado para el diseño y fabricación de una mesa vibratoria uni-direccional con un actuador hidráulico comprende varias áreas de la ingeniería. Es por ese motivo, que se debió adquirir ciertos conceptos básicos de otras áreas para poder desarrollar el trabajo y así comprender el funcionamiento del equipo. Principalmente, la teoría de control es una de las áreas más complejas y de la cual dependerán los resultados que se obtengan, ya que con los recursos económicos que el proyecto cuenta, se trata de elegir los mejores equipos que cumplan con los objetivos del trabajo propuesto.

El trabajo se divide en cuatro áreas principalmente.

1.- Diseño estructural.

Se diseñaron los componentes estructurales de la mesa:

- a) Estructura mesa: Plataforma de acero de 2.1 [m] x 1.3 [m] x 0.2 [m] que debe soportar los prototipos a ensayar. Es una estructura rígida para evitar deformaciones y vibraciones que afecten los resultados de los ensayos.
- b) Perfil IN para posicionamiento de guías lineales: Perfil especial para poder ajustar la posición de las guías lineales. Se debió mecanizar ala superior del perfil para poder cumplir con tolerancias especificadas para guías lineales.
- c) Estructura de montaje servo-actuador: Estructura en la cual va montado el servo-actuador. Es una estructura que está dimensionada para evitar deformaciones y vibraciones que puedan interferir con el ensayo.
- d) Conexión rótula-mesa: Pieza estructural que une la rótula del actuador con la placa de conexión de la mesa y permite el desplazamiento de ésta al accionar el servo – actuador.

Además, se realizaron algunas obras mayores tales como:

- a) Refuerzo de la losa del piso del laboratorio: El laboratorio contaba con una losa de espesor 14[cm] que no poseía la armadura suficiente para resistir las sollicitaciones por efecto del funcionamiento de la mesa. Por este motivo se decidió aumentar el espesor a 20[cm] en la zona especificada y colocar la armadura superior necesaria.
- b) Ampliación de la caseta: Se debió ampliar la caseta para la colocación de la central oleohidráulica. De esta forma quedó en un lugar seguro y cercano al resto de los equipos.
- c) Colocación de anclajes químicos en losa y muro para fijar estructuras metálicas.

Todo el trabajo quedo materializado a través de planos de construcción con sus respectivos detalles y especificaciones.

2.- Diseño del sistema oleohidráulico.

El sistema oleohidráulico es estándar para este tipo de equipos. A grandes rasgos, consta de una bomba – motor que expulsa un determinado caudal de aceite a determinada presión hacia el punto de entrada, P, de la servo-válvula, la cual está montada sobre el servo-actuador, y donde el punto de salida T devuelve el flujo a tanque. Es común observar en estos sistemas acumuladores, cuya función es amortiguar golpes de ariete y a veces actuar como fuente auxiliar de energía. En el caso del presente sistema, los acumuladores sólo cumplen una función de seguridad frente golpes de ariete, ya que la unidad de bombeo debe ser capaz de entregar el caudal necesario.

Las principales diferencias se observan en las válvulas de seguridad y en la colocación de filtros. El sistema cuenta con una válvula limitadora de presión para descargar a tanque cuando la presión sea mayor a la que el sistema fue diseñado (3000[psi]). Para el caso de los filtros, los componentes MOOG exigen que se respeten ciertas exigencias sobre el nivel de limpieza del aceite, por lo tanto se incorporó un sistema independiente de lavado del aceite. Además, para que el aceite sea más depurado aún, a la llegada a los componentes MOOG se exige un filtro de alta presión en la línea P.

La elección de los componentes del sistema oleohidráulico está determinada por el costo, ya que estos equipos, según sus características, pueden llegar a grandes sumas de dinero. Para la elección del servo-actuador y la servo-válvula MOOG, se tenían dos posibles configuraciones. La primera hubiera sido la ideal para nuestras intenciones, ya que permitía operar hasta frecuencias de 30[Hz], pero el costo era mayor que los recursos disponibles para la compra y por lo tanto se decidió por la opción que permite operar hasta frecuencias de 15 [Hz].

Para este tipo de sistemas donde el equipo es sometido a cambios repentinos de posición en una variación de tiempo pequeño, conviene que el actuador no sea demasiado grande, ya que de esta manera se puede tener un mayor control sobre la velocidad de la mesa. Por este motivo, los equipos se seleccionaron de manera de cumplir con las exigencias impuestas de desplazamiento, velocidad y aceleración.

En el futuro es posible mejorar la calidad de respuesta cambiando el servo-actuador y la servo-válvula, sin modificar el resto del sistema.

3.- Diseño del sistema de control.

El sistema de control es un elemento clave en la calidad de la respuesta de la mesa. Los equipos siempre responden con ciertas distorsiones que pueden ser corregidas mediante un controlador PID y para lo cual se debe realizar un lazo cerrado del sistema, es decir, retroalimentar el sistema con el valor de la salida.

Existen en el mercado programas que permiten realizar el control de sistemas mediante el envío de señales de corriente o voltaje. Estos programas son una caja negra a la cual el usuario no tiene la posibilidad de intervenir. Por este motivo, se decidió desarrollar las rutinas en Labview. No es un lenguaje complicado para programar en comparación a otros, ya que es totalmente gráfico a través de sus diagramas de bloques predefinidos. Permite tener una visión completa de la secuencia lógica en que está operando el sistema y poder manipular el código cuando sea necesario.

Las dos rutinas creadas se construyeron a partir de diferentes ejemplos que trae Labview incorporados y que se fueron manipulando hasta llegar a los resultados mostrados en esta memoria. Estas rutinas fueron comprobadas conectando el canal de salida a un osciloscopio y también conectando la salida con el canal de entrada directamente para hacer funcionar la rutina de señal de voltaje análogo mediante un control PID. Además, se tomó datos con otro computador para comparar las señales de entrada y de salida. La rutina de señal de voltaje análogo sin retroalimentación envía una señal adecuada y cumple la tasa de muestreo que se define desde su panel frontal. Por otro lado, no se pudo probar la rutina de señal de voltaje análogo mediante un control PID y por lo tanto su comportamiento integrado al sistema es una incógnita, principalmente lo que suceda con la tasa de muestreo, ya que si el sistema oleohidráulico es lento retardará la tasa de muestreo, pues uno de los parámetros de entrada es la posición de salida.

La construcción de la rutina que procede a enviar la señal análoga de voltaje es sólo uno de los puntos que comprende el sistema de control. Es el punto de partida para el funcionamiento del sistema que va a permitir realizar primero una prueba del equipo y finalmente poder realizar el método de sintonización del PID y verificar la respuesta de la mesa. Es por este motivo que se incorporó un marco teórico de sistemas de control automático basado en los autores Ogata (2003) (principalmente), Aström y Hägglund (1995). Normalmente se producen errores en el sistema debido a diferentes circunstancias que distorsionan la respuesta, pero existen herramientas para minimizarlos.

Con el sistema instalado y operando se deben realizar pruebas en lazo abierto para observar cómo se comporta la señal. Según el comportamiento de ésta se puede proseguir a calcular los valores de las constantes del PID por alguno de los métodos indicados, pero se recomienda el primer método por la simplicidad de trabajar con un lazo abierto. Para conocer el comportamiento para diferentes señales debe obtenerse la función de transferencia mediante alguno de los métodos indicados. Con ello se puede estudiar el comportamiento de sistema mediante simulación. Además, mediante la función de transferencia se puede observar la

estabilidad del sistema y dónde éste se indefina, y así tomar decisiones más acertadas para el control. Finalmente, se puede corroborar las constantes calculadas con simulaciones de distintas señales antes de ingresar éstas en el control.

Con las rutinas que se crearon existen dos posibilidades de control, pero el sistema debiera funcionar sin problemas cerrando el lazo mediante el servo amplificador PI. La incorporación de un segundo controlador dependerá de los resultados obtenidos de la primera configuración, y podría no ser necesaria. Se utiliza un controlador PI y no un PID ya que la acción derivativa podría influir negativamente en el diseño de este sistema, distorsionando la señal. La acción derivativa es utilizada para estabilizar la señal cuando la respuesta del sistema oscila indefinidamente y este no debería ser el caso.

4.- Montaje de equipos.

En el momento que se tienen todos los equipos se procede a su montaje. El punto más delicado es la exactitud con la cual estos deben quedar montados, por lo cual se utilizan equipos topográficos de precisión. Principalmente se debe hacer coincidir el eje de acción del actuador con el de la mesa en elevación y que las guías lineales queden paralelas al eje mencionado. Además, deben quedar todos estos nivelados correctamente para no producir distorsiones en los equipos y evitar esfuerzos no considerados en el diseño que pueden producir vibraciones que interfieran en las mediciones.

La etapa de montaje no se encuentra completa, principalmente por demoras en la entrega de equipos y trabajos estructurales. Se tuvo que modificar el diseño inicial de la mesa para la fijación de los carros de las guías lineales debido a que las guías lineales especificadas no se pudieron obtener y fueron cambiadas por el modelo KUVÉ 45 (estos poseen una menor capacidad de carga que los anteriores, pero cumplen con la carga diseñada. Observar detalles en Anexo A). Para ello se modifica la estructura de la mesa como lo detalla la Ficha N° 1 adjunta en el Anexo C. Además, se debe enviar a mecanizar los perfiles de acero IN para cumplir con las tolerancias requeridas para las guías lineales.

El montaje finalmente quedará documentado en una memoria posterior que realizará la puesta en marcha y calibración de la mesa vibratoria. De todos modos en la Figura 8-1 se puede apreciar el montaje virtual de la mesa vibratoria uni-direccional.

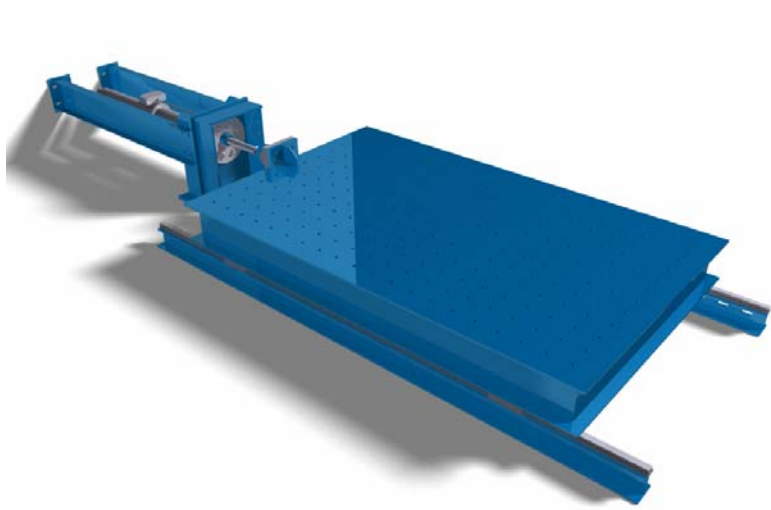


Figura 8- 1: Vista frontal mesa vibratoria.

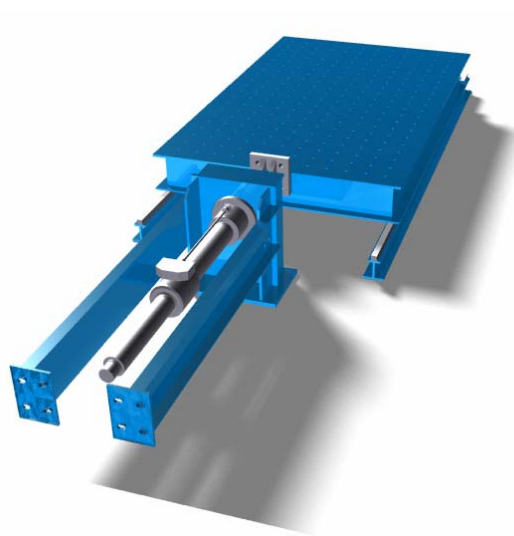


Figura 8- 2: Vista trasera mesa vibratoria.

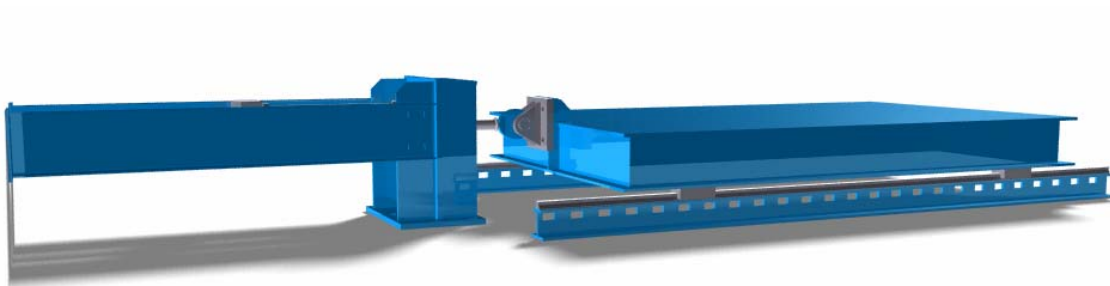


Figura 8- 3: Vista lateral mesa vibratoria.

8.2- Conclusiones.

El objetivo general de esta memoria es el diseño y fabricación de mesa una vibratoria unidireccional con un actuador hidráulico. Este objetivo se ha cumplido al realizar cada una de las etapas especificadas:

1. Diseño de la estructura de la mesa.
2. Selección de los equipos.
3. Definición del sistema de control
4. Instalación y montaje.

El resultado de los componentes estructurales diseñados y realizados en maestranza son buenos, pero se observan algunas curvaturas producto de las soldaduras. Estas curvaturas interfieren en el montaje de los equipos, ya que la precisión solicitada para el paralelismo es de 12 [μm] y para la cota de 120 [μm]. Se recomienda que piezas estructurales de acero que sean utilizadas para colocar equipos de precisión sean mecanizadas en maestranza para corregir deformaciones producto del corte de la placa y de soldaduras. Además, las obras de refuerzo de la losa y ampliación de la caseta fueron desarrolladas sin mayores problemas por la constructora.

La central oleohidráulica está operando a su 100% y cumple con los requisitos para operar con los componentes MOOG. El equipo MOOG operando a su 100% debe permitir realizar simulaciones que alcancen hasta una frecuencia de 15 [Hz], según las características entregadas por el fabricante. Es importante realizar mantenimientos a los equipos hidráulicos como lo indican los proveedores para que no se deterioren y mantener las condiciones de limpieza del laboratorio, ya que el vástago introduce agentes contaminantes al aceite que pueden interferir en el correcto funcionamiento de los equipos.

El sistema de control, tal como se menciona anteriormente, cumplirá un rol fundamental en el funcionamiento de la mesa. Poseer rutinas propias para el control del sistema permite tener un mayor grado de independencia al poder realizar cambios al código, al contrario de programas cajas negras. Además, equipos hidráulicos y mecánicos son definitivos, por lo tanto el sistema de control es el único que podrá ser modificado, por la flexibilidad de éste, para obtener mejores resultados.

Esta memoria finaliza con la etapa de montaje de todos los componentes involucrados para la confección de la mesa vibratoria. Las etapas que deben continuar son:

- a) Prueba de equipos.
- b) Comparar señales de entrada y salida en lazo abierto.
- c) Sintonización de los parámetros del PID.
- d) Obtener curva de respuesta del sistema en lazo cerrado.
- e) Obtener función de transferencia (opcional).

Otra prueba que debe realizarse es comparar las señales de salida para distintos estados de carga sobre la mesa, para ver como influye el peso del prototipo en la respuesta del sistema. Al variar el peso sobre la mesa, su respuesta varía y por ende la sintonización del PID. Por este motivo, quizás sea necesario obtener una sintonización válida para un rango de pesos.

El diseño y fabricación de la mesa vibratoria uni-direccional es un proyecto importante para el desarrollo de la ingeniería sísmica en el país, por cuanto permitirá ensayar modelos de mayor tamaño y bajo condiciones más cercanas a los movimientos sísmicos reales que otras mesas disponibles. Permitirá, también, realizar pruebas de equipos eléctricos y de telecomunicaciones ante vibraciones sísmicas.

Cabe destacar el bajo costo de la mesa en comparación con otras disponibles en el mercado internacional y la posibilidad que tiene de mejorarla en el futuro según necesidad modificando el servo-actuador y la servo-válvula para conseguir una respuesta fiel para frecuencias sobre 15 [Hz].

Referencias bibliografías.

1. Caprile, M. – “Validación experimental del modelo de comportamiento de un cuerpo rígido no anclado bajo excitación bidimensional en mesa vibradora” – Memoria Facultad de Ciencias Físicas y Matemática. Universidad de Chile 2003.
2. Kuehn, J., Epp, D. and Patten W. – “High – fidelity control of a seismic shake table” – Center for Structural control, University of Oklahoma 1999. - *Earthquake Engineering Structure Dynamics* 28, 1235-1254 (1999).
3. Carnicer, E. y Mainar, C. – “Oleohidráulica: Conceptos básicos”. – Editorial Paraninfo, 1998.
4. Dyke, S., Spencer, B., Quast, P. and Sain, M. – “Role of control-structure interaction in protective system design”. – *Journal of Engineering Mechanics* 121(2), 322-338 (1995).
5. Symans, M. and Constantinou, M. – “Seismic testing of a building structure with a semi-active fluid damper control system”. – *Earthquake Engineering Structure Dynamics* 26, 759-777 (1997).
6. Blondet, M. and Esparza, C. – “Analysis of shaking table-structure interaction effects during seismic simulation tests”. - *Earthquake Engineering Structure Dynamics* 16, 473-490 (1988).
7. Aström, K. y Hägglund, T. – “PID controllers: Theory, design and tuning” – 2nd edition. Research Triangle Park: Instrument Society of America, cop. 1995.
8. Ogawa, N., Kajiwara, K., Ohtani, K. y Katayama, T. – “Construction and use of the 3-D full scale earthquake testing facility” – 8th World Seminar on Seismic Isolation, Energy Dissipation and Active Vibration Control of Structure, Yerevan, Armenia, 6-10-2003.
9. Ogata, K. – “Ingeniería de control moderna” Cuarta edición – Editorial Pearson Educación, 2003.
10. Ziegler, J. and Nichols, N. – "Optimum settings for automatic controllers" – *ASME Transactions*, v64 (1942), pp. 759-768.
11. Freire, F – “Estudio cinemático y dinámico de un sólido elástico giratorio accionado mediante un servoactuador hidráulico” – Tesis Doctoral Departamento de Mecánica de Fluidos. Universitat Politècnica de Catalunya, 2002.
12. Microstar Laboratorios (1994-2007) – <http://www.mstarlabs.com/control/znrule.html>.⁸
13. Microstar Laboratorios (1994-2007) – <http://www.mstarlabs.com/control.html>.⁹

⁸ Teoría de sistemas de control automático.

⁹ Aplicaciones y técnicas de control.

Anexo A

ANEXO A.1: SISTEMA DE GUIAS LINEALES CON RECIRCULACION A BOLAS
KUVE45-B-KT-SL.

Las características del producto KUVE45-B-KT-SL son las siguientes:

Tabla A- 1: Características de las guías lineales KUVE45-B-KT-SL.

Características del producto (INA-FAG)		
H	60 mm	
B	86 mm	
L	171.1 mm	
1)		Cara de apoyo
4)		Marcación
6)		Engrasador con cabeza cónica según DIN 71 412-B M6, excepto KUVE20-B..: según DIN 71 412-B M5 y KUVE15-B..: según DIN 3 405 M3
7)		Conexión de lubricación lateral
A₁	20.5 mm	
A₂	13 mm	
A₃	16.5 mm	
A₄	16.5 mm	
A_{L1}	19 mm	
a_{L max}	94 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a_{L min}	20 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a_{R max}	94 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a_{R min}	20 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
b	45 mm	Tolerancia -0.005/-0.03
G₂	M10	para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete máx. Nm: M10 = 41 Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación
H₁	9.7 mm	
H₅	9.25 mm	
h	34.2 mm	
h₁	16.2 mm	
I_{max}	2940 mm	Longitud máxima de carriles-guía de un solo tramo; carriles más largos se suministran en varios tramos, convenientemente marcados.
J_B	60 mm	
J_L	80 mm	
J_{L6}	35.3 mm	
j_L	105 mm	

K₁	M12	para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete máx. Nm: M12 = 140 Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación
L₁	134.6 mm	
N₃	5.6 mm	
T₅	17 mm	
m_W	2.7 kg	Peso del carro de guiado
m_S	9.2 kg/m	Peso del carril-guía
C	79000 N	Capacidad de carga Cálculo de la capacidad de carga según DIN 636. La experiencia práctica ha demostrado que un aumento de la capacidad de carga dinámica es posible.
C₀	171000 N	Capacidad de carga Cálculo de la capacidad de carga según DIN 636. La experiencia práctica ha demostrado que un aumento de la capacidad de carga dinámica es posible.
M_{0x}	4715 Nm	momento
M_{0y}	4335 Nm	momento
M_{0z}	4330 Nm	momento

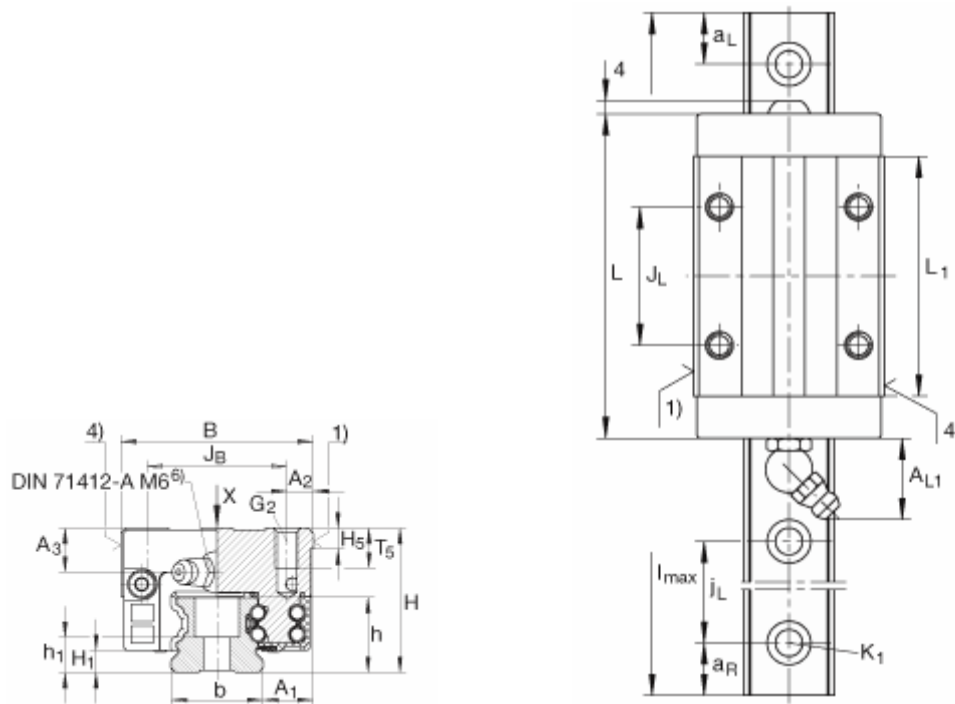


Figura A- 1: Características guías lineales KUVE45-B-KT-SL.

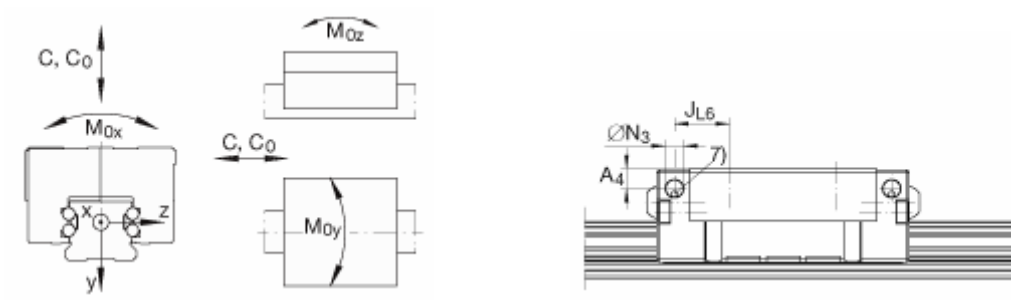


Figura A-2: Características guías lineales KUV45-B-KT-SL.

ANEXO A.2: SISTEMA DE GUIAS LINEALES CON RECIRCULACION A BOLAS
KUVE45.

Las características del producto KUVE45 son las siguientes:

Tabla A- 2: Características de las guías lineales KUVE45.

Características del producto (INA-FAG)		
H	60 mm	
B	120 mm	
L	139 mm	
1)		Cara de apoyo
4)		Marcación
A₁	37.5 mm	
A₂	10 mm	
A₃	16.5 mm	
A_{L1}	19 mm	
a_{L max}	94 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a_{L min}	20 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a_{R max}	94 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a_{R min}	20 mm	a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
b	45 mm	Tolerancia -0.005/-0.03
G₂	M12	para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete máx. Nm: M12 = 83 Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación
H₁	9.8 mm	
H₄	19.8 mm	
H₅	9 mm	
h	34.2 mm	
h₁	16.2 mm	
J_B	100 mm	
J_L	80 mm	
J_{LZ}	60 mm	
j_L	105 mm	
K₁	M12	para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete máx. Nm: M12 = 140
K₃	M10	para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete máx. Nm: M12 = 140

K₆	M10	para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete máx. Nm: M12 = 140 Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación
L₁	102.5 mm	
I_{max}	2940 mm	Longitud máxima de carriles-guía de un solo tramo; carriles más largos se suministran en varios tramos, convenientemente marcados
T₅	15 mm	
T₆	15 mm	para fijación desde arriba: profundidad máx. de penetración para agujeros roscados centrados T6 + 2.5 mm
m_w	3.75 kg	Peso del carro de guiado
m_s	9.2 kg/m	Peso del carril-guía
C	69000 N	Capacidad de carga
C₀	141000 N	Capacidad de carga
M_{0x}	3610 Nm	momento
M_{0y}	2485 Nm	momento
M_{0z}	2485 Nm	momento

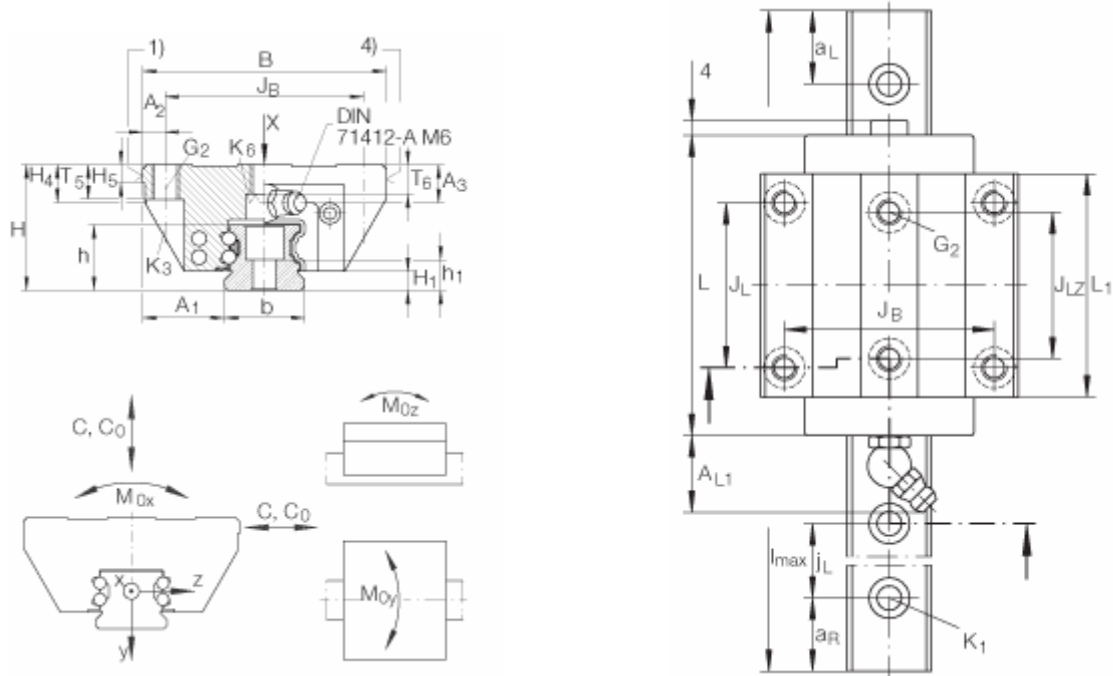


Figura A- 3: Características guías lineales KUVE45.

ANEXO A.3: CATALOGOS DE EQUIPOS

Anexo B

ANEXO B.1: PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LA AMPLIACIÓN DE LA CASETA.



Figura B-1: Construcción ampliación caseta.

ANEXO B.2: PROCESO DE CONSTRUCCIÓN PARA EL REFUERZO DE LA LOSA DEL LABORATORIO.



Figura B-2: Construcción refuerzo losa.

ANEXO B.3: CENTRAL OLEOHIDRÁULICA DEL SISTEMA.

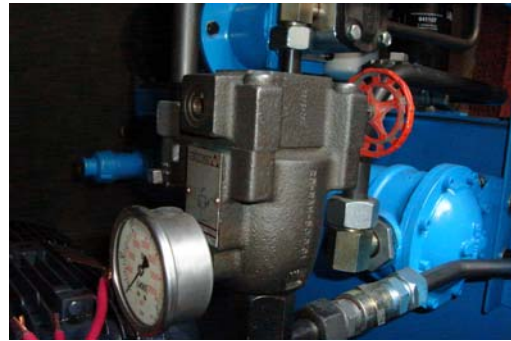
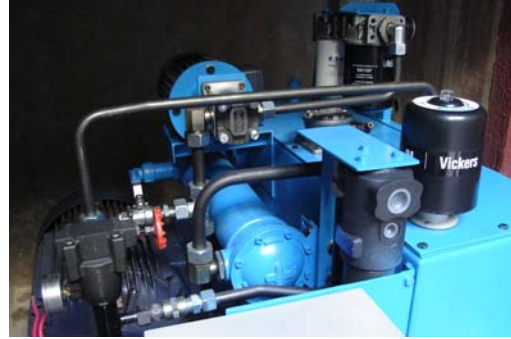


Figura B-3: Central Oleohidráulica.

ANEXO B.4: EQUIPOS HIDRÁULICOS Y ELECTRÓNICOS MOOG.



Figura B- 4: Equipos hidráulicos y electrónicos MOOG.

ANEXO B.5: COLOCACIÓN ANCLAJES QUÍMICOS.

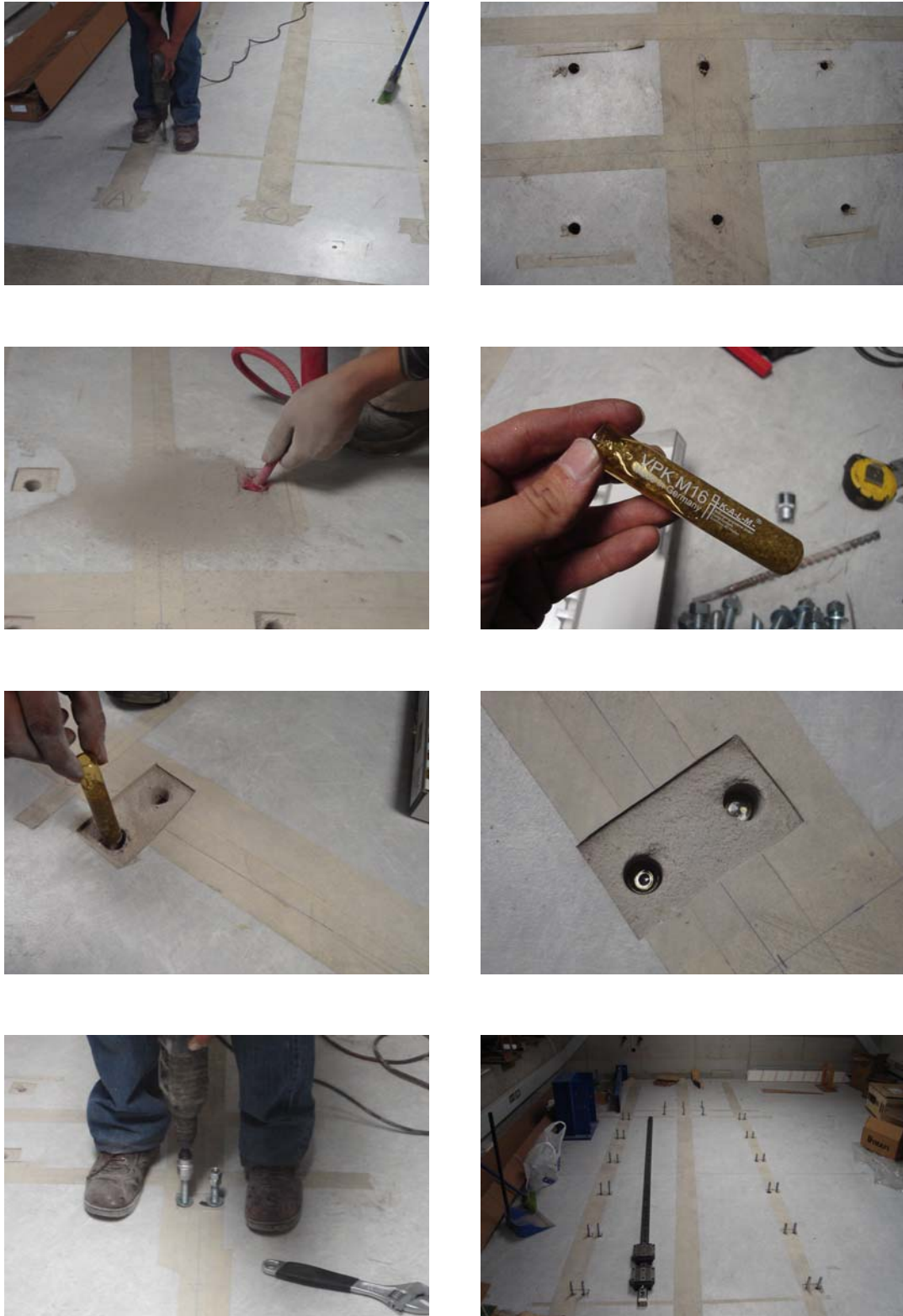


Figura B- 5: Colocación anclajes químicos.

ANEXO B.6: ESTRUCTURAS DISEÑADAS Y FABRICADAS.

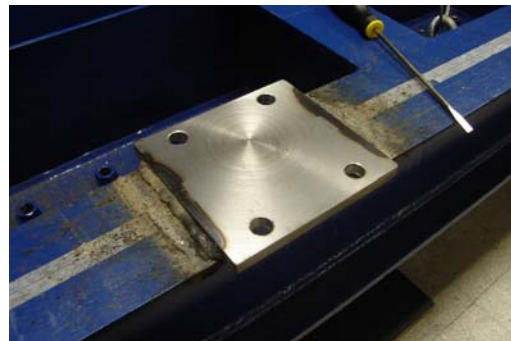
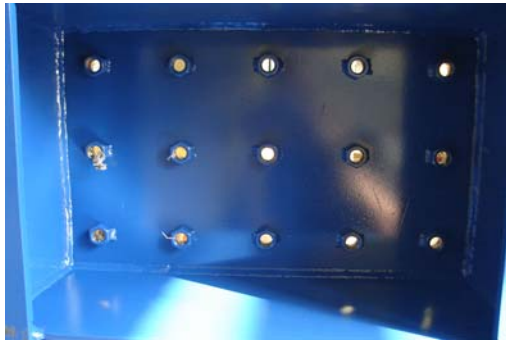


Figura B- 6: Estructuras diseñadas y fabricadas.

Anexo C

ANEXO C.1: DISEÑO ESTRUCTURA DE MONTAJE SERVO - ACTUADOR.

C1.1.- Diseño a compresión de la viga.

1.- Dimensiones y propiedades del perfil.

Las dimensiones para el perfil canal son:

H := 200 mm	Altura del perfil
B := 50 mm	Ancho del perfil
e := 6 mm	Espesor del perfil

Algunas propiedades del perfil son:

Área	$A = 16.816 \text{ cm}^2$	
Peso	$\text{peso} = 13.201 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$	
Momentos de Inercia	$I_x = 851.036 \text{ cm}^4$	$I_y = 30.993 \text{ cm}^4$
Módulos de flexión	$S_x = 85.104 \text{ cm}^3$	$S_y = 7.931 \text{ cm}^3$
Radios de giro	$r_x = 7.114 \text{ cm}$	$r_y = 1.358 \text{ cm}$
Módulos plásticos	$Z_x = 106.633 \text{ cm}^3$	
Constante de alabeo	$C_w = 2171.28 \text{ cm}^6$	
Constante de torsión	$J = 2.018 \text{ cm}^4$	

Según la definición de esbeltez:

$$\text{ESBELTEZ} := \begin{cases} \text{"MENOR QUE 200"} & \text{if } k_x \cdot \frac{L_x}{r_x} \leq 200 \vee k_y \cdot \frac{L_y}{r_y} \leq 200 \\ \text{"MAYOR QUE 200"} & \text{if } k_x \cdot \frac{L_x}{r_x} > 200 \vee k_y \cdot \frac{L_y}{r_y} > 200 \end{cases}$$

, el perfil tiene una esbeltez menor que 200, por lo cual cumple.

2.- Diseño por pandeo, método LRFD del AISC del manual del ICHA.

Se calcula el parámetro de esbeltez.

$$\lambda_{cx} := \left(\frac{k_x \cdot L_x}{\pi \cdot r_x} \right) \cdot \sqrt{\frac{F_y}{E}} \quad \lambda_{cx} = 0.21 \quad \lambda_{cy} := \left(\frac{k_y \cdot L_y}{\pi \cdot r_y} \right) \cdot \sqrt{\frac{F_y}{E}} \quad \lambda_{cy} = 1.13$$
$$\lambda_c := \max(\lambda_{cx}, \lambda_{cy})$$

Límite de esbeltez para el ala.

$$\lambda_{rf} := \begin{cases} 0.42 \sqrt{\frac{E}{F_y}} & \text{if tipo_perfil= 1} \\ 0.56 \sqrt{\frac{E}{F_y}} & \text{if tipo_perfil= 2} \end{cases} \quad \lambda_{rf} = 12$$

Límite de esbeltez para el alma.

$$\lambda_{rw} := \begin{cases} 1.28 \sqrt{\frac{E}{F_y}} & \text{if tipo_perfil= 1} \\ 1.49 \sqrt{\frac{E}{F_y}} & \text{if tipo_perfil= 2} \end{cases} \quad \lambda_{rw} = 37$$

Relación ancho espesor del ala.

$$\lambda_f := \begin{cases} \frac{b}{e} & \text{if tipo_perfil= 1} \\ \frac{B}{e} & \text{if tipo_perfil= 2} \end{cases} \quad \lambda_f = 6$$

Relación ancho espesor del alma.

$$\lambda_w := \frac{h}{t} \quad \lambda_w = 29$$

2.1.- Pandeo local del ala.

$$\text{PANDEO_ALA} := \begin{cases} \text{"No hay pandeo del ala"} & \text{if } \lambda_f \leq \lambda_{rf} \\ \text{"Hay pandeo del ala"} & \text{if } \lambda_f > \lambda_{rf} \end{cases} \quad Q_s = 1$$

Por lo tanto no existe pandeo local del ala.

2.2.- Pandeo local del alma.

$$\text{PANDEO_ALMA} := \begin{cases} \text{"No hay pandeo del alma"} & \text{if } \lambda_w \leq \lambda_{rw} \\ \text{"Hay pandeo del alma"} & \text{if } \lambda_w > \lambda_{rw} \end{cases} \quad Q_a = 1$$

Por lo tanto no existe pandeo local del alma.

3.- Calculo de la resistencia nominal a la compresión.

El valor de resistencia nominal, ϕP_n , es.

$$Q := Q_a \cdot Q_s \quad Q = 1$$
$$F_{cr} := \begin{cases} Q \cdot (0.658^{Q \cdot \lambda_c^2}) \cdot F_y & \text{if } \lambda_c \cdot \sqrt{Q} \leq 1.5 \\ \frac{0.877 \cdot F_y}{\lambda_c^2} & \text{if } \lambda_c \cdot \sqrt{Q} > 1.5 \end{cases} \quad F_{cr} = 1.412 \frac{\text{tonf}}{\text{cm}^2}$$

$$\phi P_n := 0.85 \cdot A \cdot F_{cr}$$

$$\phi P_n = 20.178 \text{ tonf}$$

4.- Factor de utilización, FU.

$$P_u = 1.75 \text{ tonf}$$

$$\phi P_n = 20.178 \text{ tonf}$$

$$FU := \frac{P_u}{\phi P_n} \quad FU = 0.087$$

El perfil C 200x50x6 resiste la sollicitación, pero esta sobredimensionado.

C1.2.- Diseño de la placa que conecta la estructura con el muro.

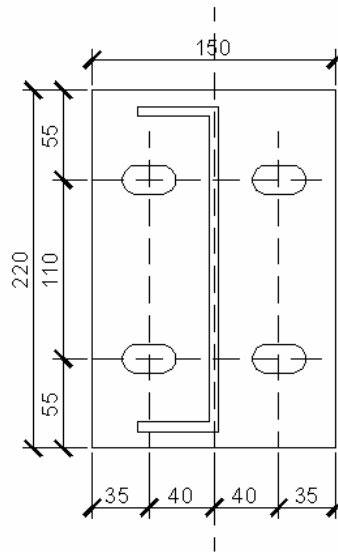


Figura C- 1: Placa que conecta al muro

La Figura C-1 muestra la placa que conecta la estructura con el muro. La placa tiene un espesor de 12 [mm] y realizando los cálculos, el espesor requerido es menor tal como lo muestra la Tabla C-1. Por lo tanto la placa resiste las solicitaciones.

Tabla C-1: Calculo del espesor requerido.

Dato	Nomenclatura	Valor	Unidad
Carga axial	N	1.75	ton
Ancho placa	a	150	mm
Largo placa	b	220	mm
Tensión	f	0.005	$\frac{ton}{cm^2}$
Momento libre	M	0.137	ton · cm
Espesor requerido	e_{req}	0.677	cm

Se utiliza anclajes químicos de diámetro 5/8” para conectar al muro, la resistencia permisible y última del anclaje se observa en la Tabla C-2.

Tabla C-2: Resistencia anclajes químicos.

Datos Anclaje químico	Valor	Unidad
Diámetro varilla	15.9	<i>mm</i>
Resistencia permisible tracción	2.61	<i>ton</i>
Resistencia permisible corte	1.35	<i>ton</i>
Resistencia última tracción	5.94	<i>ton</i>
Resistencia última corte	3.56	<i>ton</i>

Por lo tanto, los anclajes químicos resisten frente a las solicitaciones que provoca el sistema.

C1.3.- Conexiones en los extremos de la viga.

Se realiza un chequeo de las conexiones en los puntos A y B, tal como se observa en la Figura C-2.

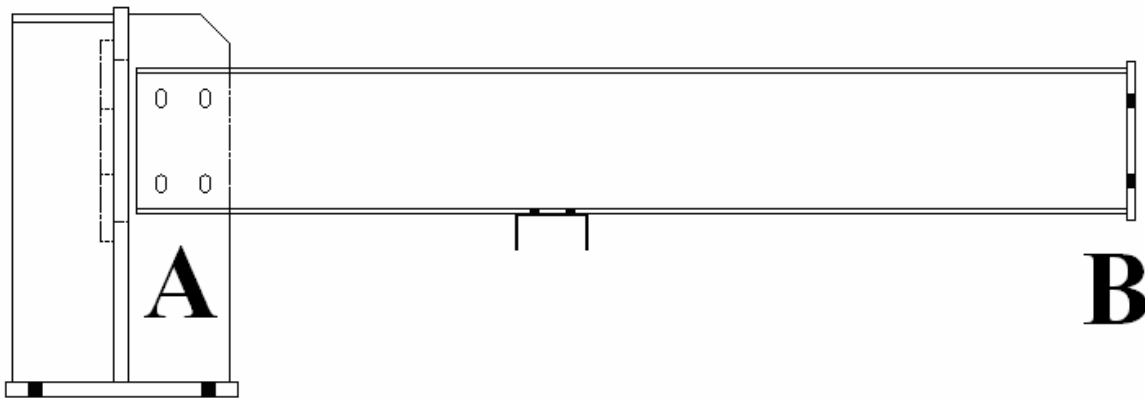


Figura C-2: Conexiones en los extremos de la viga.

Los estados límites de diseño son:

a) E.L.1 Fluencia.

$$0.9 \cdot P_n = 0.9 \cdot A_g \cdot F_y \geq P_u$$

$$0.9 \cdot 16.8[cm^2] \cdot 2.4\left[\frac{ton}{cm^2}\right] = 36.288[ton] \geq 1.75[ton], \text{ OK}$$

b) E.L.2 Rotura.

$$\phi \cdot A_e \cdot F_u \geq P_u$$

$$0.75 \cdot A_e \cdot F_u \geq P_u$$

Donde,

$$A_e = U \cdot A_n$$

b1) Para el punto A.

Se tiene que,

$$U = 1 - \frac{\bar{x}}{l} \leq 0.9$$

$$U = 1 - \frac{1.09}{6} = 0.818 \leq 0.9$$

Donde,

$$\bar{x} = 1.09[cm]$$

$$l = 6[cm]$$

Se tiene que,

Área gruesa $A_g = 16.8[cm^2]$

Ancho grueso $B_g = \frac{A_g}{e} = 28[cm]$

Área neta $A_n = (B_g - n \cdot d) \cdot e$

Número de pernos por línea. $n = 2$

Diámetro orificio $d = 1.4[cm]$

Entonces,

$$0.75 \cdot A_e \cdot F_u \geq P_u$$

$$0.75 \cdot 0.818 \cdot (28[cm] - 2 \cdot 1.4[cm]) \cdot 0.6[cm] \cdot 3.7\left[\frac{ton}{cm^2}\right] = 34.322[ton] \geq 1.75[ton]P_u \quad \text{OK}$$

b1) Para el punto B.

Se tiene que,

$$U = 1$$

$$A_n = A_g = 16.8[cm^2]$$

$$F_u = 3.7\left[\frac{ton}{cm^2}\right]$$

Entonces,

$$0.75 \cdot A_e \cdot F_u \geq P_u$$

$$0.75 \cdot 1 \cdot 16.8[cm^2] \cdot 3.7\left[\frac{ton}{cm^2}\right] = 46.62[ton] \geq 1.75[ton]P_u \quad \text{OK}$$

c) E.L.3 Bloque de corte.

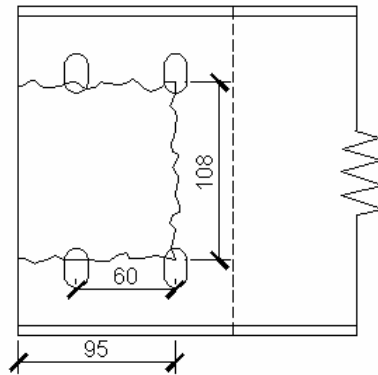


Figura C- 3: Bloque de corte

Cálculo de áreas.

Área gruesa corte.

$$A_{gc} = 2 \cdot 9.5 \cdot 0.6 = 11.4[cm^2]$$

Área neta corte.

$$A_{nc} = 2 \cdot (9.5 - 1.5 \cdot 1.4) \cdot 0.6 = 8.88[cm^2]$$

Área gruesa tracción.

$$A_{gt} = 10.8 \cdot 0.6 = 6.48[cm^2]$$

Área neta tracción.

$$A_{nt} = (10.8 - 1 \cdot 1.4) \cdot 0.6 = 5.64[cm^2]$$

Falla por bloque de corte, se elige el mayor de ambos.

$$a) \phi \cdot P_n = \phi \cdot (F_u \cdot A_{nt} + 0.6 \cdot F_y \cdot A_{gc}) \leq \phi \cdot (F_u \cdot A_{nt} + 0.6 \cdot F_u \cdot A_{nc})$$

$$0.75 \cdot (3.7 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 5.64 [\text{cm}^2] + 0.6 \cdot 2.4 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 11.4 [\text{cm}^2]) = 27.963 [\text{ton}]$$

$$0.75 \cdot (3.7 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 5.64 [\text{cm}^2] + 0.6 \cdot 3.7 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 8.88 [\text{cm}^2]) = 30.436 [\text{ton}]$$

$$\phi \cdot P_n = 27.963 [\text{ton}] \leq 30.436 [\text{ton}]$$

$$b) \phi \cdot P_n = \phi \cdot (F_y \cdot A_{gt} + 0.6 \cdot F_u \cdot A_{nc}) \leq \phi \cdot (F_u \cdot A_{nt} + 0.6 \cdot F_u \cdot A_{nc})$$

$$0.75 \cdot (2.4 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 6.48 [\text{cm}^2] + 0.6 \cdot 3.7 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 8.88 [\text{cm}^2]) = 26.451 [\text{ton}]$$

$$0.75 \cdot (3.7 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 5.64 [\text{cm}^2] + 0.6 \cdot 3.7 \left[\frac{\text{ton}}{\text{cm}^2} \right] \cdot 8.88 [\text{cm}^2]) = 30.436 [\text{ton}]$$

$$\phi \cdot P_n = 26.451 [\text{ton}] \leq 30.436 [\text{ton}]$$

$$\phi \cdot P_n = 27.963 [\text{ton}] \geq 1.75 [\text{ton}] = P_u \quad \text{OK}$$

C1.4.- Diseño de la placa que soporta el servo – actuador.

Se realiza un modelo simplificado en Sap 2000 para chequear; las tensiones de la placa de espesor 20[mm] al actuar la fuerza de reacción producto del servo - actuador y la deformación. La placa está simplemente apoyada en sus cuatro bordes y se aplica un fuerza de 0.437[ton] en la ubicación de cada uno de los 8 pernos que soportan el servo actuador, en el sentido del eje acción.

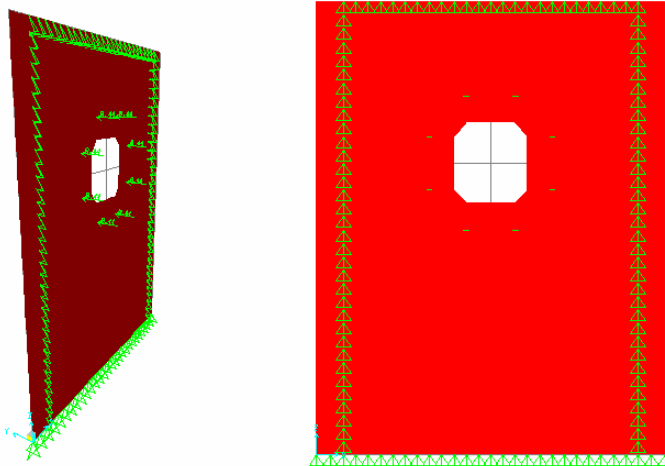


Figura C- 4: Modelo placa que soporta el servo – actuador.

1.- Tensiones de la placa de espesor 20[mm].

Las tensiones en la placa son menores que la tensión admisible por el acero. Las tensiones máximas y mínimas sobre la placa se muestran en la Tabla C-3.

Tabla C-3: Tensiones en la placa de acero.

Placa 12 [mm]	S11 [Ton/cm ²]	S22 [Ton/cm ²]	Tensión Admisible [Ton/cm ²]
Máx.	0.239	0.094	1.44
Min.	-1.338	-0.944	-1.44

Las tensiones sobre la placa, al aplicar la fuerza de reacción producto del servo - actuador, se observan en la Figura C-5.

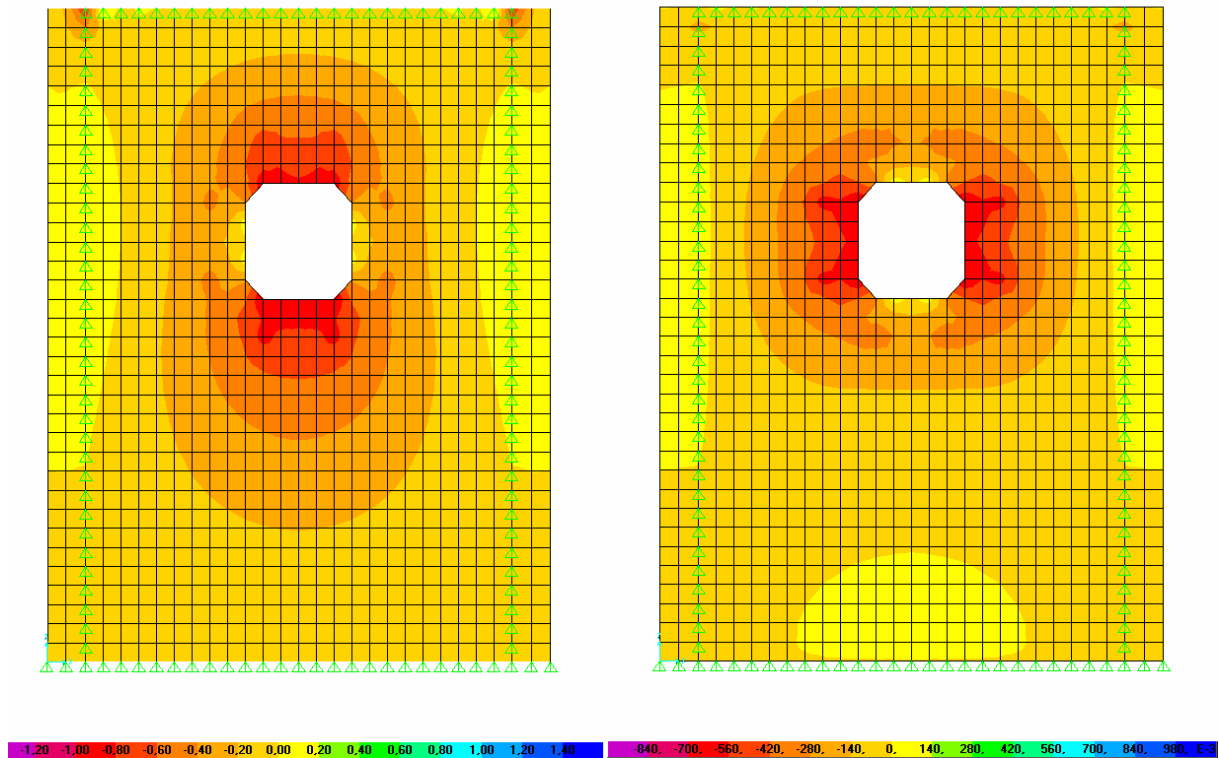


Figura C- 5: Tensión según S11 y S22.

2.- Deformaciones.

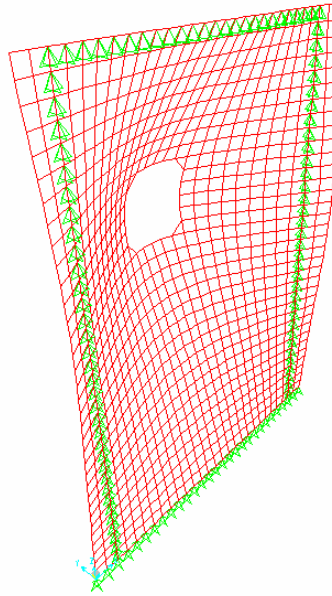


Figura C- 6: Deformación placa.

La deformación máxima de la placa son ± 0.365 [mm], es decir, aproximadamente $\frac{1}{1000}$ de la luz menor.

C1.5.- Diseño de la placa que conecta la estructura con la losa.

La estructura es diseñada para que las fuerzas de reacción del servo-actuador sean traspasadas al muro mediante las vigas paralelas al eje del servo-actuador. Por lo tanto, los esfuerzos sobre la placa son bastante pequeños, quedando ésta sobredimensionada.

La Figura C-7 muestra la placa que conecta la estructura con la losa. La placa tiene un espesor de 20 [mm].

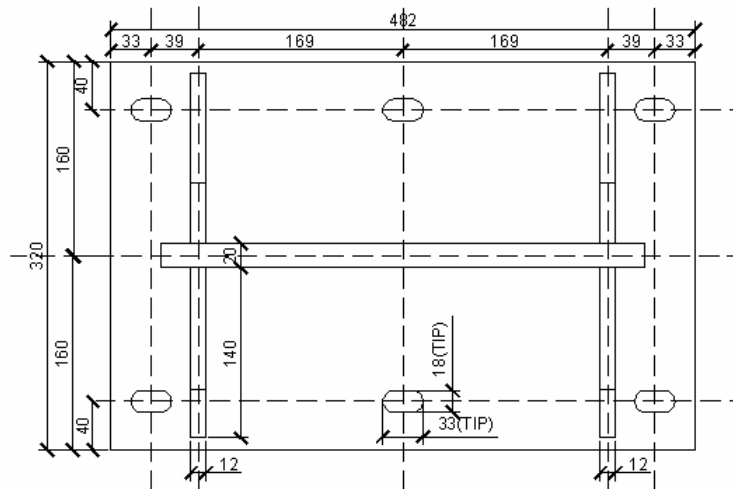


Figura C-7: Placa que conecta la estructura con la losa.

Se utiliza anclajes químicos de diámetro 5/8" para conectar a la losa, la resistencia permisible y última del anclaje se observa en la Tabla C-4. Cada anclaje está sobredimensionado al comparar la fuerza a la cual se someterá éste.

Tabla C-4: Resistencia anclajes químicos.

Datos Anclaje químico	Valor	Unidad
Diámetro varilla	15.9	<i>mm</i>
Resistencia permisible tracción	2.61	<i>ton</i>
Resistencia permisible corte	1.35	<i>ton</i>
Resistencia última tracción	5.94	<i>ton</i>
Resistencia última corte	3.56	<i>ton</i>

Finalmente, el diseño cumple con los parámetros chequeados.

ANEXO C.2: MODIFICACIÓN ESTRUCTURAL DE LA MESA (FICHA N° 1).

Anexo D

ANEXO D.1: PLANO SERVO – ACTUADOR HIDRÁULICO.

ANEXO D.2: PLANO DIAGRAMA CABLEADO SISTEMA MOOG.

ANEXO D.3: PLANO DIAGRAMA HIDRÁULICO SERVO-CONTROL MOOG.

Anexo E

ANEXO E.1: INFORMACIÓN ADJUNTA EN CD.

Anexo planos