

01161
5
2005
2005

Facultad de Ingenieria

Estudio analitico y experimental
en mesa vibradora...

Maestro en Ingenieria (Estructuras)

FALLA DE ORIGEN

1995



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mis padres:

**Edilberto Díaz Díaz
Graciela Nájera Sánchez**

*Mi agradecimiento eterno por su
apoyo y cariño incondicionales,
aún en las circunstancias más
adversas.*

A mis hermanos:

Paul y Carlos

*Por constituirse en
soporte e impulso en
los momentos difíciles.*

A mis familiares y amigos

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Objetivos	2
2. TIPOS DE DISPOSITIVOS DISIPADORES DE ENERGÍA O DE CONTROL	4
2.1 Dispositivos de control pasivo	4
2.1.1 Disipadores de energía	4
2.1.2 Aisladores de base	5
2.1.3 Osciladores resonantes	6
2.2 Dispositivos de control activo	6
2.2.1 Masa activa	6
2.2.2 Tendones activos	7
3. CARACTERÍSTICAS DE LOS DISPOSITIVOS DISIPADORES EN FORMA DE U	8
3.1 Configuración y características del disipador	8
4. DISEÑO Y PRUEBAS PRELIMINARES DEL PROTOTIPO ORIGINAL	11
4.1 Características dinámicas de la mesa vibradora	11
4.2 Diseño del prototipo	12
4.3 Estudios anteriores practicados en el prototipo	14
5. MODIFICACIÓN DEL PROTOTIPO	16
5.1 Antecedentes	16
5.2 Opciones consideradas para la modificación del prototipo	17
5.3 Modificaciones efectuadas en el prototipo	17
6. ESTUDIO ANALÍTICO DEL PROTOTIPO MODIFICADO	19
6.1 Propiedades dinámicas del modelo elástico lineal	19
6.2 Modelo matemático inelástico	20

6.3 Descripción de los análisis	21
6.4 Resultados de los análisis	22
7. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROTOTIPO MODIFICADO	24
7.1 Instrumentación	24
7.2 Metodología	24
7.3 Respuesta experimental	25
7.4 Comentarios	28
8. ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS EQUIVALENTES DEL SISTEMA	29
8.1 Generalidades	29
8.2 Descripción del método de estimación	30
8.3 Modelo matemático propuesto	32
8.4 Estimación de parámetros	34
8.4.1 Estimación de parámetros considerando señal completa	35
8.4.2 Estimación de parámetros considerando señal por tramos	35
8.5 Comentarios	37
9. CONCLUSIONES	38
TABLAS Y FIGURAS	

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En el diseño de estructuras se presenta la necesidad de conseguir seguridad y economía. Esto representa una tarea de especial dificultad en sitios donde las condiciones geológicas pueden constituir riesgos significativos por su sismicidad. En un sismo de alta intensidad, el daño que pueda sufrir una estructura depende de la manera en que ésta absorba la energía cinética a la que se encuentra sujeta. Los códigos de diseño reconocen implícitamente que el diseñar una estructura para que esta absorba toda la energía dentro de su capacidad elástica resultaría excesivamente costoso. Por esto, en la práctica actual se diseña para que durante un sismo severo las estructuras dependan de la ductilidad de los elementos estructurales que la forman para su estabilidad.

Esta filosofía, sin embargo, presenta el inconveniente de que al amortiguar la respuesta aprovechando la ductilidad de la estructura, los elementos estructurales se deterioran irreversiblemente durante la acción de sismos severos, aunque siempre buscando evitar el colapso parcial o total de la estructura, lo que trae consigo fuertes pérdidas económicas al tener que reconstruir secciones de la estructura o en el peor de los casos, la demolición de la misma.

Es bien sabido que el amortiguamiento en estructuras resulta trascendental en la atenuación de la respuesta. El amortiguamiento natural de una estructura depende de factores tales como el material de construcción, la configuración estructural, los elementos secundarios presentes y de las conexiones entre elementos que la constituyen. Sin embargo, se tiene un gran problema cuando se busca establecer valores de amortiguamiento, pues estos no pueden obtenerse con la misma precisión

que los de masas y rigideces. Solo pueden obtenerse con cierta precisión mediante ensayos directos realizados en las estructuras existentes. Aun así, estos valores son demasiado pequeños como para depender de ellos al buscar disipar grandes cantidades de energía.

Por lo anterior es que se han buscado fuentes que proporcionen amortiguamiento adicional que produzcan reducciones de la respuesta dinámica de la estructura, sin tener que depender de la ductilidad que pueda desarrollar la misma, reduciendo a la vez la posibilidad de daños.

Desde hace algún tiempo, se han invertido esfuerzos en la investigación teórica y experimental para el desarrollo de dispositivos disipadores de energía, debido al reconocimiento de la importancia que tiene el amortiguamiento en la respuesta de una estructura sometida a vibraciones provocadas por sismos.

1.2 Objetivos

El objetivo de este estudio es el de analizar el comportamiento de un prototipo metálico de dos niveles que cuenta con un tipo de dispositivos disipadores de energía.

Se efectúa la comparación entre la respuesta del prototipo obtenida experimentalmente en pruebas de mesa vibradora y su respuesta analítica, obtenida a partir de modelos matemáticos, desarrollados con la finalidad de predecir la respuesta del prototipo durante la experimentación.

Se lleva a cabo también la identificación de parámetros equivalentes del sistema, mediante la técnica de identificación de sistemas.

Con esto se pretende estudiar el efecto que tiene la colocación de los dispositivos

disipadores de energía en la respuesta del prototipo, además de evaluar las variaciones en sus parámetros dinámicos debido al comportamiento no lineal de los disipadores.

2. TIPOS DE DISPOSITIVOS DISIPADORES DE ENERGÍA O DE CONTROL

Los dispositivos disipadores de energía desarrollados hasta ahora pueden clasificarse, según su funcionamiento, en dos grupos: de control pasivo y de control activo.

2.1 Dispositivos de control pasivo

Los dispositivos de control pasivo responden al movimiento de la estructura de una forma prefijada por el diseñador. Dentro de este tipo de dispositivos se han desarrollado básicamente tres sistemas: disipadores de energía, aisladores de base y osciladores resonantes.

2.1.1 Disipadores de energía

Estos dispositivos basan su funcionamiento en el comportamiento histerético de los elementos componentes, por lo que dependen de los desplazamientos relativos de entrepiso que se presenten. Una variedad de mecanismos se han creado bajo este concepto, destacando los basados en la fricción [1] y en la deformación plástica de los metales [2].

Algunos mecanismos de fricción basan su disipación de energía en una especie de balata de freno insertada entre placas de acero sometidas a una presión transversal (fig 1). Estos ya han sido empleados en diferentes experimentos con resultados satisfactorios [3].

Los mecanismos basados en la disipación de energía por plastificación de placas

pueden comprender cualquiera de los siguientes cuatro tipos de deformación: flexión (fig 2) [4], compresión [5], tensión [6], y torsión (fig 3) [7].

Otro tipo de dispositivo mecánico son los elementos ADAS (fig 4). Un diseño propio y una colocación adecuada de dichos dispositivos permite aumentar la resistencia y rigidez de un marco convencional e incrementar sustancialmente la capacidad de disipación de energía de la estructura. Los resultados de las pruebas experimentales efectuadas en la mesa vibradora del Centro de Investigación Sísmica de la Universidad de California en Berkeley, mostraron que el sistema ADAS es altamente confiable para rigidizar e incrementar la capacidad de disipación de energía de marcos convencionales, con un comportamiento muy estable aun a grandes deformaciones y numerosos ciclos de carga [8].

2.1.2 Aisladores de base

La finalidad de estos dispositivos es la de provocar el desacoplamiento de las características dinámicas de la estructura y las del suelo subyacente. Para lograr este resultado, se aumenta la flexibilidad de la base de la estructura utilizando diferentes tipos de sistemas de aislamiento. Los estudios realizados con este tipo de dispositivos muestran un buen comportamiento para edificios no muy esbeltos sometidos a temblores con altos contenidos de frecuencia [9].

Se han construido estructuras que usan aislamiento sísmico por lo menos en 17 países [10]. El número de estructuras que utilizan este sistema es de aproximadamente 120. Este número incluye 45 edificios (la mayoría ubicados en Japón), 58 puentes, 6 estructuras relacionadas con plantas nucleares y 7 estructuras de tipo industrial.

2.1.3 Osciladores resonantes

Consisten en masas adicionales colocadas en diferentes niveles, comúnmente el último nivel de una estructura, con propiedades dinámicas tales que reducen la respuesta de la misma [11].

Una de las dificultades de estos sistemas es efectuar su análisis, dado que la masa adicional suele ser mucho menor que la del resto de la estructura y su amortiguamiento puede diferir considerablemente, con lo que la estructura resultante carece de modos de vibrar clásicos [12].

2.2 Dispositivos de control activo

Los dispositivos de control activo responden de acuerdo a un mecanismo de control que se ajusta a la excitación presente durante un sismo y que se retroalimenta con la respuesta que está ocurriendo. Este tipo de control se basa en el principio de eliminar vibraciones de una estructura mediante la aplicación de fuerzas externas. Este mecanismo de control recurre a equipo analógico o digital de control. Entre los dispositivos más importantes destacan los de masa activa y tendones activos.

2.2.1 Masa activa

El movimiento de una masa adicional colocada en la azotea de la estructura se controla mediante una computadora instalada en el mismo nivel, que registra el movimiento del edificio a través de sensores y envía la señal a los actuadores, lo que provoca la aplicación de fuerzas externas a las masas (fig 5).

2.2.2 Tendones activos

Su objetivo principal es modificar el periodo fundamental de la estructura para evitar que se encuentre cerca de la frecuencia dominante del temblor y así evitar grandes amplificaciones del movimiento (fig 6) [13].

3. CARACTERÍSTICAS DE LOS DISPOSITIVOS DISIPADORES EN FORMA DE U

En la década de los 70, el Instituto de Ingeniería de la UNAM inició un proyecto enfocado a desarrollar dispositivos controladores de hundimientos en edificios, con el fin de ofrecer una alternativa ventajosa en comparación con el sistema de pilotes de control [14]. Los dispositivos desarrollados tienen como componentes básicos elementos en forma de "U", elaborados con solera de acero comercial (fig 7). Este tipo de configuración, anteriormente estudiada por diversos investigadores [15], operan bajo el concepto denominado "rolado por flexión" y disipan energía al desplazarse a la manera de las orugas de un tractor.

A raíz de los sismos de 1985 surgió el interés de usar este tipo de dispositivos de manera más amplia, al utilizarlos no sólo como controladores de hundimientos, sino también como dispositivos de disipación de energía, al colocarlos en la superestructura de los edificios.

3.1 Configuración y características del disipador

Los elementos disipadores de energía presentan una configuración como la que se muestra en la fig 8. Están hechos de acero comercial, cuya sección es de 1.3 por 3.8 cm. La fig 9 muestra un marco de carga utilizado para probar los elementos en una máquina de prueba. El marco consta de un miembro estructural central conectado a una celda de carga que a su vez está unida a la viga transversal de la máquina. A uno y a otro lado del elemento central se tienen elementos que junto con dos barras espaciadoras al frente y dos atrás forman una estructura confinante, la cual va atornillada a un elemento transversal afianzando el émbolo hidráulico de la máquina.

Para probar un conjunto de elementos "U", se aplica un desplazamiento controlado con un movimiento de tipo armónico. La prueba concluye cuando uno de los elementos sufre rotura parcial o total.

En la tabla 1 se presentan los resultados obtenidos en pruebas realizadas en laboratorio. Se utilizó una amplitud de 2.5 cm para todas las pruebas, por ser éste orden de desplazamiento el que puede esperarse en un entrepiso de un edificio flexible ante la acción de un sismo, según las normas actuales del Distrito Federal [16]. Dentro de los principales resultados obtenidos de las pruebas destacan los siguientes:

- a) Una pequeña disminución en la deformación unitaria nominal del dispositivo aumenta de manera significativa el número de ciclos a la falla
- b) El número de ciclos a la falla aumenta conforme se incrementa la dimensión A, que se indica en la fig 8
- c) Un cambio significativo en el periodo de ciclo de carga afecta sólo levemente la capacidad de carga y el número de ciclos a la falla. Esto implica que estos dispositivos se pueden usar en estructuras, sin importar el periodo natural de vibrar
- d) La oxidación del material acorta sensiblemente el número de ciclos a la falla.

Se realizaron ensayos complementarios con el fin de estimar la influencia de la amplitud de la excitación en el comportamiento de los elementos [17]. Se hicieron pruebas de fatiga a frecuencia constante de 0.50 Hz, con amplitudes de 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 y 2.5 cm, efectuándose dos pruebas para cada una de las amplitudes, empleando un juego de dos soleras "U" en cada prueba y aplicando ciclos de deformación hasta causar la falla de una de las soleras.

En la fig 10 se presenta una gráfica que relaciona la amplitud del ciclo de deformación con el número de ciclos a la falla por fatiga del material. En esta figura se aprecia que el número de ciclos para alcanzar la falla para un desplazamiento de 2.5 cm es de aproximadamente 100, mientras que para un desplazamiento de 1.0 cm el número de ciclos crece notablemente, hasta alcanzar un valor aproximado de 1000.

El comportamiento histerético del mecanismo descrito presenta una estabilidad digna de mencionarse, sin pérdida apreciable en rigidez y resistencia. En la fig 11 se muestra la evolución del ciclo histerético del sistema al someterse a diferentes amplitudes de desplazamiento, observándose que a partir de los 0.3 cm se puede establecer una deformación de cedencia. La máxima carga alcanzada para el sistema mencionado fué de aproximadamente 2800 kg, con una amplitud de desplazamiento de 2.5 cm. Las dimensiones de las soleras de prueba se muestran en la fig 8.

4. DISEÑO Y PRUEBAS PRELIMINARES DEL PROTOTIPO ORIGINAL

4.1 Características dinámicas de la mesa vibradora

La mesa vibradora en la cual se ensayó el prototipo constaba de una losa nervada de concreto de 4.5 por 2.4 m en planta y 0.40 m de espesor, la cual se apoyaba en dos trabes longitudinales de 1.30 m de peralte (fig 12). En el sentido trasversal tenía tres diafragmas; uno en cada extremo y otro en el centro. Las nervaduras y las trabes de apoyo se postensaron y, además tenían refuerzo de acero convencional. El peso aproximado de la mesa era de 15 t y tenía una capacidad para soportar modelos de hasta 15 t aproximadamente. El conjunto descansaba sobre cuatro columnas biarticuladas de acero, de sección tubular, apoyadas sobre la losa de cimentación.

La cimentación de concreto armado estaba formada por tres partes rígidamente unidas; la losa de fondo, los muros de retención y las trabes de borde. La losa y los muros tenían un espesor de 0.50 m. Las dimensiones en planta de la losa eran de 7.10 por 3.70 m; los muros tenían una altura de 3.00 m. La sección de la trabe de borde era de 0.50 por 1.00 m, excepto en la parte inmediata al actuador, donde su sección era de 0.50 por 1.50 m.

El sistema para controlar y aplicar el movimiento de la mesa consistía en un equipo electromecánico de circuito cerrado capaz de generar un movimiento senoidal o aleatorio en dirección horizontal. El desplazamiento máximo del actuador era de 2.5 cm [18].

La frecuencia fundamental de la mesa sin lastre era de 30 Hz y el coeficiente de amortiguamiento de 17.4 por ciento del amortiguamiento crítico. Cuando la mesa tenía un lastre de 6775 kg, su frecuencia era de 25 Hz y su coeficiente de amortiguamiento

era del 16 por ciento del amortiguamiento crítico. La frecuencia era de 20 Hz aproximadamente cuando la mesa se lastraba con 13631 kg y su coeficiente de amortiguamiento era del 10 por ciento del amortiguamiento crítico.

En ensayos dinámicos efectuados con la señal de El Centro componente E-O, con lastre y sin él [19], se obtuvo que en el espectro de respuesta se detectaron distorsiones importantes de la señal original, para frecuencias mayores de 10 Hz. Lo mismo sucedió en el espectro de Fourier para un intervalo de frecuencias de 20 a 40 Hz. Se detectó también que el cajón de cimentación de la mesa presentaba movimientos relativos con el suelo, este hecho resultaba evidente a simple vista cuando la mesa se sometía a frecuencias de 10 Hz y a altas amplitudes.

La mesa vibradora aquí descrita ya no existe. El Instituto de Ingeniería de la UNAM, decidió desmontarla para sustituirla por otra de mejores características y que esta siendo montada en la actualidad.

4.2 Diseño del prototipo

La principal consideración en el diseño del prototipo fue la de obtener dimensiones de una estructura que fuera lo suficientemente flexible, de tal manera que se garantizara que los dispositivos disipadores de energía tuvieran oportunidad de trabajar dentro del intervalo esperado de desplazamientos. Por otra parte, se consideró que dentro de los desplazamientos de entrepiso esperados no se alcanzara la condición de cedencia de las columnas y de las vigas.

Un marco de acero estructural soldado surgió como la elección lógica para el modelo, debido a que las condiciones de frontera de todos los elementos estructurales se pueden definir claramente, lo que elimina una fuente de grandes incertidumbres, como es el caso de estructuras de concreto reforzado con losa monolítica. También se

decidió hacer un modelo lo más cercano a uno de escala natural, para facilitar la construcción del modelo usando perfiles comerciales y las técnicas usuales de construcción de estructuras de acero.

La instalación física para hacer la prueba experimental de la estructura que se diseñó impuso una serie de restricciones sobre las dimensiones, peso y frecuencias naturales que debería poseer el prototipo final. En la fig 13 se indican las limitaciones de tamaño para el modelo. La posición de los agujeros, a través de los cuales se fijó el modelo a la superficie de la mesa vibradora, determinaron las dimensiones en planta del mismo. La limitación del peso de la estructura no era tan grave, ya que la capacidad de carga vertical de la mesa era de 15 ton, lo que daba un margen amplio para este caso. La tercera limitación, la frecuencia del modelo, era importante, ya que como se mencionó anteriormente, la mesa introducía distorsiones en las señales excitadoras de la base que se enviaban del sistema controlador. Esta distorsión se asociaba al hecho de que la frecuencia fundamental del sistema mesa vibradora-actuador presentaba valores del orden de 25 Hz, lo que ocasionaba una amplificación de la respuesta, así se estableció una ventana de operación confiable del sistema en el intervalo de 1 a 15 Hz. El límite inferior estaba determinado por el hecho de que la mesa no podía alcanzar aceleraciones mayores de 1 g para frecuencias menores de 1 Hz, además de que en esa frecuencia la distorsión de la señal excitadora era ya importante.

La experiencia adquirida con modelos ensayados en la mesa vibradora indicaba que era necesario proporcionar una rigidez trasversal adecuada al modelo de manera que al ensayarlo no se excitara fácilmente el modo de torsión [20]. En el diseño se buscó que la frecuencia de torsión fuera del orden del doble que la frecuencia del primer modo natural en la dirección longitudinal (dirección del movimiento inducido por la mesa vibradora).

Por tanto, se diseñó una estructura formada por columnas, vigas y diagonales [21].

La masa concentrada se le proporcionó al modelo a través de un cajón de madera relleno de arena. Originalmente se eligió un peso en cada nivel correspondiente a 2 t. La forma y dimensiones finales de la estructura se pueden apreciar en las figuras 14, 15, 16 y 17. Las propiedades geométricas de los elementos estructurales se presentan en la tabla 2.

4.3 Estudios anteriores practicados en el prototipo

El modelo original, que contaba con un peso de 2 t en cada nivel y cuyas características principales se han descrito, fue objeto de una serie de estudios cuyo objetivo fue el observar el comportamiento de los dispositivos disipadores de energía con que se habilitó [22]. Estos estudios comprendieron el análisis teórico del prototipo, tanto elástica como inelásticamente, por medio de modelos matemáticos creados con ayuda de programas de análisis y con una metodología muy similar a la utilizada en este trabajo y que se describirá con amplitud en un capítulo posterior.

Con los resultados obtenidos de los estudios se obtuvieron una serie de conclusiones, entre las que destacan las siguientes:

- 1.- Las características dinámicas obtenidas del modelo matemático presentaron buena correlación con las obtenidas experimentalmente**
- 2.- En el desarrollo de las pruebas experimentales se detectaron movimientos importantes de torsión en el prototipo**
- 3.- Durante las pruebas experimentales, se presentaron vibraciones locales excesivas de la diagonal inferior, cuestión no prevista y que alteró la respuesta esperada de los dispositivos disipadores de energía**

- 4.- **Fueron detectadas atenuaciones importantes en la aceleración del segundo nivel de la estructura debido al comportamiento inelástico de las soleras de acero**
- 5.- **Finalmente, ante los imprevistos encontrados durante los ensayos, se proponía encontrar una configuración más eficiente para la colocación de los elementos disipadores de energía.**

5. MODIFICACIÓN DEL PROTOTIPO

5.1 Antecedentes

Durante los estudios experimentales efectuados con anterioridad en el prototipo, fue detectada una serie de imprevistos que alteraron de alguna manera los resultados esperados, o bien, impedían efectuar las pruebas en la forma deseada.

De entre los problemas detectados, se destacaron los siguientes:

- Se presentaron movimientos importantes de torsión con una frecuencia igual a la del sentido longitudinal del modelo, debido a la existencia de una excentricidad entre el centro de masas y el centro de rigidez del prototipo. Las aceleraciones transversales fueron aproximadamente el 50 por ciento de las aceleraciones longitudinales. Debido a esto, el prototipo original fue rigidizado transversalmente, con un perfil tubular hueco en diagonal de 7.62 cm de diámetro en los dos niveles
- Debido a la frecuencia natural que en el sentido longitudinal presentaba el modelo, las excitaciones que se aplicaron en el intervalo de frecuencias previsto no permitían una amplitud de desplazamiento suficiente para la disipación de energía en el segundo nivel por parte del dispositivo disipador
- Se presentaron vibraciones locales excesivas de las diagonales inferiores, provocando que los dispositivos disipadores de energía no trabajaran de acuerdo a lo esperado, esto es, en forma de orugas de tractor, sino que se abrieron y cerraron en dirección perpendicular al movimiento, lo cual ocasionó la deformación de los dispositivos.

5.2 Opciones consideradas para la modificación del prototipo

Se ha mencionado ya que el problema de torsión que presentaba el modelo se corrigió casi en su totalidad mediante la colocación de diagonales en el sentido trasversal. Por tanto, los problemas por corregir en el prototipo para estos ensayos eran el de la frecuencia natural en el sentido longitudinal y el del movimiento trasversal de las diagonales.

Para el cambio de frecuencia natural, las opciones a considerar eran las de alterar la rigidez de la estructura, o bien, la masa de la misma. La primera opción presentaba el problema de rediseñar la estructura, con el consiguiente costo en tiempo y material. La segunda opción se presentaba con una solución más sencilla y económica, por lo cual fue la que se seleccionó.

El paso siguiente era decidir qué tanto debía incrementarse la masa, puesto que lo que se buscaba era disminuir la frecuencia natural del modelo. Para esto, se trabajó con los modelos matemáticos existentes, en los cuales se consideraron masas de 3, 4 y 6 t por nivel. Con estos modelos se estudiaron las propiedades dinámicas y el comportamiento teórico del prototipo para determinar la conveniencia y la factibilidad de efectuar la modificación de la masa en la estructura real. A la vista de los resultados obtenidos, se consideró como mejor opción el peso de 3 t por nivel, pues de esta manera se lograba un comportamiento que permitía apreciar con claridad el trabajo de los dispositivos disipadores de energía.

5.3 Modificaciones efectuadas en el prototipo

El incremento del peso de la estructura se llevó a cabo mediante la colocación de bloques de concreto (fig 18), que fueron parte de pruebas efectuadas en el laboratorio de materiales del Instituto de Ingeniería. Para esto, se efectuó una selección de los

bloques más adecuados de acuerdo a su tamaño, debido a las restricciones que en cuanto a dimensiones imponía el prototipo. Puesto que los bloques eran distintos entre sí, debió hacerse una clasificación de ellos de acuerdo a su peso, a fin de determinar el número de bloques que en suma proporcionara el lastre requerido. Ya determinados los bloques, hubo de precisar su ubicación en la estructura, tratando de distribuirlos simétricamente de acuerdo a su peso, para evitar alteraciones significativas del centro de masa y con ello posibles movimientos de torsión.

En lo que respecta al problema del movimiento transversal de las diagonales inferiores, la solución consistió en colocar soleras de acero soldadas sobre el marco en el que se ubicaron los dispositivos disipadores de energía, en sentido transversal al de la barra guía y colocados sobre y bajo de esta (fig 19). Así se evitaron los movimientos fuera del eje de la barra, aún cuando se presentó una cierta fricción entre ésta y las soleras adicionadas, pero que no alteró significativamente el funcionamiento global del dispositivo.

6. ESTUDIO ANALÍTICO DEL PROTOTIPO MODIFICADO

6.1 Propiedades dinámicas del modelo elástico lineal

En esta parte del trabajo se estudia el modelo suponiendo un comportamiento elástico lineal de todos los elementos que lo componen, partiendo de la suposición de que no se alcanza la condición de cedencia en las columnas y vigas cuando la excitación en la base provoca la resonancia de la estructura. Los resultados obtenidos en esta etapa se complementan con el análisis no lineal de la estructura y de esta manera se estima la respuesta teórica de la estructura con disipadores de energía.

Para la obtención de las propiedades dinámicas de la estructura se utilizó el programa SAP90 [22]. Este permite considerar articulada la base de la estructura y el comportamiento tridimensional de la misma.

Se consideró un modelo articulado en su base, idealizándolo tridimensionalmente y considerando un peso de 3 t por nivel. Se supuso la existencia de zonas rígidas en la unión de columnas y trabes, y que la rigidez diagonal del dispositivo disipador de energía es igual a la rigidez del dispositivo. En el sistema de pisos se utilizó la opción de diafragma infinitamente rígido en su plano.

Las frecuencias naturales y los periodos de la estructura obtenidos en estos análisis se presentan en la tabla 3 para el modelo con peso de 3 t por nivel y adicionalmente se presentan también estos resultados para el modelo original (2 t por nivel) para fines comparativos.

6.2 Modelo matemático inelástico

Para determinar el comportamiento no lineal de la estructura se utilizó el programa DRAIN-2D [24]. Este programa analiza inelásticamente estructuras planas ante excitaciones sísmicas. El programa funciona por medio del método de las rigideces, considerando que los desplazamientos y los giros de los nudos se desconocen. El programa considera tres posibles grados de libertad por nudo: desplazamientos horizontal, vertical y rotacional. Considera que la masa de la estructura se encuentra concentrada en los nudos y que la aplicación de las cargas estáticas es anterior a las dinámicas. Se incluye el efecto P- Δ . La respuesta dinámica de la estructura se obtiene por integración numérica paso a paso.

Para el análisis matemático se seleccionó un marco longitudinal, representándolo como se muestra en la fig 20. Para modelar el dispositivo disipador se utilizó el elemento armadura del programa DRAIN-2D, con la opción que no permite pandeo en compresión de la diagonal, lo que concuerda con las propiedades de la diagonal con dispositivo disipador, ya que se diseñó conservadoramente con sección transversal en forma de cajón con la finalidad de evitar el posible pandeo de la misma (fig 21). Se consideró también a las diagonales articuladas en su unión con el marco en ambos extremos, con el fin de reducir al mínimo los momentos flexionantes en la misma (fig 22); el dispositivo se colocó en un extremo de la diagonal (fig 23).

El área equivalente de la diagonal se definió al considerar que el sistema diagonal-disipador se puede representar como un sistema de dos resortes en serie, con constantes de rigidez definidas por la rigidez axial de la diagonal y la rigidez del disipador de energía. Una vez que se define la rigidez equivalente es posible definir el área equivalente del elemento. Se consideró un comportamiento bilineal del elemento diagonal, como se muestra en la fig 24. No se consideró pérdida de rigidez ni de resistencia en el elemento, con base en los resultados experimentales ya mencionados. La pendiente de la segunda rama se estimó en un valor aproximado del

13 por ciento de la pendiente inicial. Esto se obtuvo a partir de la tendencia que mostraban las gráficas de comportamiento histerético de los dispositivos disipadores a partir de las pruebas efectuadas.

Se consideró que para los dos modos de vibrar, el amortiguamiento estructural fue del 1 por ciento del amortiguamiento crítico, por tratarse de una estructura metálica. Este valor se comprobó experimentalmente mediante pruebas de vibración libre del prototipo.

6.3 Descripción de los análisis

Para analizar la respuesta teórica se aplicaron excitaciones armónicas en la base, como la que se muestra en la fig 25, donde puede observarse la transición de la amplitud en un intervalo de 2 s, manteniéndose ésta constante durante un intervalo de 8 s, para posteriormente disminuir hasta una amplitud cero en un intervalo de 0.7 s.

Para determinar la respuesta en el modelo se realizó un barrido de frecuencias, con la finalidad de conocer la respuesta dentro del intervalo seleccionado de frecuencias de la excitación al considerar las limitaciones impuestas por la mesa vibradora, esto es, en función del desplazamiento máximo que podía tener la mesa, que era de 2.5 cm.

Por tanto, se aplicaron una serie de excitaciones con amplitudes de 400 gal y en un intervalo de frecuencias de 1 a 7 Hz. El barrido se realizó con intervalos de 0.1 Hz.

Para evaluar el beneficio de colocar dispositivos disipadores se comparan los resultados del análisis no lineal con los resultados del mismo modelo pero suponiendo comportamiento elástico lineal.

Las variables estudiadas en esta parte del trabajo, con las cuales se pretende describir

el comportamiento del prototipo, son el cortante basal máximo, aceleración máxima en azotea, desplazamiento máximo en la azotea, ductilidad en el primer entrepiso, ductilidad en el dissipador del primer entrepiso y el factor de amplificación dinámica (con base en aceleraciones).

Además, se efectúan una serie de análisis del modelo sometido a excitaciones con frecuencias constantes de 5.1 Hz y de 5.5 Hz, pero ahora con amplitudes variables (de 200 a 1200 gal), con la finalidad de estudiar si la respuesta del modelo queda acotada por el comportamiento inelástico de las soleras de acero que conforman los dispositivos disipadores de energía.

6.4 Resultados de los análisis

En la fig 26 se presentan las curvas obtenidas para las variables antes referidas. En todas las curvas (excepto las de ductilidad) se puede apreciar claramente que al aplicar una excitación con una frecuencia igual a la del modelo (5.1 Hz) la respuesta se amplifica extraordinariamente si se considera un comportamiento elástico lineal del sistema, esto debido a la pequeña fracción de amortiguamiento crítico con que cuenta. En el caso del factor de amplificación dinámica de aceleración se observa que éste alcanza en la resonancia un valor aproximado a 49, el cual concuerda con el obtenido en la referencia 21.

Al considerar un comportamiento no lineal del modelo se observa en todas las curvas un corrimiento en el valor máximo de la curva hacia la izquierda respecto al observado cuando se tiene un comportamiento lineal, esto es, se observa un cambio en la frecuencia del modelo, hasta alcanzar un valor cercano a 3 Hz.

En todas las curvas resulta notable el efecto benéfico de los dispositivos disipadores de energía en el modelo, ya que la respuesta del modelo no lineal resulta notablemente

menor a la del modelo elástico lineal, excepto cuando se tiene excitaciones con frecuencias cercanas a los 3 Hz.

Para el caso de las curvas de ductilidad tanto de entrepiso como del dispositivo disipador de energía se observa para el modelo lineal, como era de esperarse, un valor de ductilidad constante igual a 1, mientras que para el modelo inelástico se observa una gran similitud de ambas curvas. Esto puede explicarse en el hecho de que es el elemento disipador el único que contribuye a la disipación de energía en el entrepiso, ya que las columnas nunca presentan trabajo inelástico. Esto aparece reflejado en la fig 27 , donde se muestra el ciclo histerético que presenta el primer entrepiso de la estructura ante excitaciones con frecuencias de 3 Hz y 5.1 Hz.

Las curvas obtenidas de los análisis realizados con el modelo considerando frecuencia constante y amplitud variable se muestran en la fig 28. En estas curvas se observa claramente un comportamiento lineal del modelo si se considera elástico, pero se muestra que la respuesta del modelo no lineal (desplazamiento máximo de azotea, cortante basal máximo y aceleración máxima en la azotea) queda definida por el comportamiento inelástico de los dispositivos disipadores de energía, al mostrarse que el nivel de la amplitud de la respuesta permanece prácticamente constante a pesar del aumento en la amplitud de la excitación.

7 ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROTOTIPO MODIFICADO

7.1 Instrumentación

La estructura se instrumentó con cinco sensores de aceleración, cuatro trasductores de desplazamiento y seis trasductores de deformación unitaria (fig 29). Los acelerómetros son transductores que operan con base en un principio de retroalimentación en la captación de aceleraciones. Suministran señales de voltaje directamente proporcionales a las aceleraciones. Los trasductores de desplazamiento que se utilizaron son DC-DC LVDT, los cuales se caracterizan por su excelente linealidad, gran resolución y alta sensibilidad. Los deformímetros son extensómetros eléctricos de deformación de gran precisión.

Los trasductores mencionados se colocaron en los puntos que se indican en la fig 29. Se ubicó un acelerómetro en la base y dos en cada uno de los niveles del modelo. Los trasductores de desplazamiento se colocaron en el extremo inferior de las diagonales, justo donde se inicia el dispositivo disipador de energía, uno en cada diagonal. Se ubicaron dos deformímetros en cada diagonal del primer nivel, uno en la cara superior y otro en la inferior. En el segundo nivel se colocó un deformímetro por diagonal.

7.2 Metodología

El principal objetivo del estudio experimental de este prototipo fue determinar la influencia que tienen los dispositivos de disipación de energía en la respuesta global de la estructura, cuando esta última es sometida a excitaciones armónicas en la base. Para esto se llevaron a efecto pruebas de gran amplitud, con las que en teoría se debe presentar la disipación de energía en los dispositivos. La finalidad de estas pruebas

es determinar experimentalmente la reducción de nivel de aceleración que se presenta en la estructura. Para estas pruebas se utilizaron aceleraciones en la base de 400 gal, de tipo armónico y para diferentes frecuencias de excitación.

Dado que la frecuencia fundamental del modelo obtenida teóricamente es de 5.1 Hz, las pruebas se realizaron en un intervalo de frecuencias que quedó comprendido entre 3 y 7 Hz. En la fig 25 se presenta la excitación que se utilizó en cada una de las pruebas descritas. Se observa en la figura que existe una transición en la amplitud, partiendo de un valor nulo en el origen hasta alcanzar su máximo aproximadamente después de dos segundos. Esto obedece a que la consola de control necesita esa transición para alcanzar la amplitud máxima de aceleración.

De manera análoga a como se realizó en el estudio teórico, se efectuaron también experimentalmente una serie de pruebas al prototipo en las cuales las excitaciones fueron de frecuencia constante (5.1 y 5.5 Hz) y se variaron las amplitudes desde los 150 gal hasta casi los 600 gal. Es importante señalar que en la última de estas pruebas efectuadas se presentó la falla de una de las soleras de acero que hacen de elemento disipador de energía, como puede verse en la fig 30. Se constató físicamente que las soleras disipan energía, ya que se iban calentando paulatinamente en el transcurso de las pruebas y llegaron a alcanzar una alta temperatura antes de llegar a la falla.

7.3 Respuesta experimental

Se realizaron las pruebas con 400 gal en la base del prototipo, con las frecuencias de excitación que se presentan en la tabla 4.

En la fig 31 aparecen las señales registradas en cada uno de los canales del sistema de adquisición, durante la prueba con una frecuencia de 5.1 Hz. En la fig 32 se

muestran las señales filtradas y en la fig 33 se muestran las señales filtradas y con el factor correspondiente a cada canal ya aplicado.

Las variables a considerar con las cuales se pretende describir el comportamiento de la estructura son el desplazamiento máximo en azotea, la aceleración máxima en azotea y el factor de amplificación en aceleración. En la fig 34 se muestran las curvas obtenidas de estas variables.

Por lo que se refiere al desplazamiento máximo se observa que el pico de la curva esta muy próxima a 4.2 Hz y con una amplitud de aproximadamente 12 mm comenzando su rama descendente a partir de esta frecuencia.

La curva de aceleraciones máximas muestra un comportamiento muy similar a la de desplazamientos con una amplitud máxima de aproximadamente 1450 gal.

En la curva referente al factor de amplificación se observa que la amplitud máxima se localiza aproximadamente a la misma frecuencia que las dos anteriores pero en este caso se achata no siendo una cresta bien definida.

En la fig 35 se muestran las gráficas de estas variables obtenidas tanto experimental como teóricamente. En estas puede observarse una muy buena correlación en los casos de aceleración y factor de amplificación aún cuando las amplitudes teóricas resultan ser mayores; las amplitudes máximas se encuentran exactamente a la misma frecuencia que los de las gráficas experimentales.

En las figuras 36, 37, 38 y 39 se muestran los desarrollos de los ciclos histeréticos de las diagonales de la estructura. En estos se observa que el comportamiento de los disipadores de energía resulta muy similar al obtenido en las pruebas que se describen en la ref 14. Además, como se esperaba, los disipadores del primer nivel disipan mayor energía puesto que se presentan mayores desplazamientos y porque el primer

nivel absorbe un cortante mayor que el segundo. Los disipadores del segundo nivel disipan muy poca energía.

Como se mencionó anteriormente, se realizaron adicionalmente 6 pruebas en las cuales se mantuvo constante la frecuencia de la excitación, variándose la amplitud. En tres de estas pruebas la frecuencia de la excitación fue de 5.5 Hz y en las tres restantes de 5.1 Hz. En estas pruebas se buscaba llevar a la falla a los dispositivos disipadores de energía con la finalidad de precisar el comportamiento de los mismos mediante su comportamiento histerético.

Se realizaron en primer lugar las pruebas con excitaciones a frecuencia constante de 5.5 Hz. Los ciclos de histéresis de los elementos disipadores durante estas pruebas no mostraron un cambio significativo en su comportamiento, esto es, siguió siendo estable, sin observarse cambios importantes en rigidez y resistencia, lo cual se muestra en la fig 40.

Fue en las pruebas con excitaciones a frecuencia constante de 5.1 Hz, la misma del prototipo, que se llegó a la falla de una de las soleras del primer nivel. En la fig 41 se muestra el desarrollo de los ciclos de histéresis de la solera que falló. Si bien en la primera de estas pruebas se muestra un comportamiento muy estable de la solera, es debido a la baja amplitud de la excitación, pero en la prueba 34 comienza a notarse ya una cierta pérdida de rigidez en el elemento, situación que es ya muy notoria en la prueba 35, que muestra el desarrollo de la última prueba en la cual se registró la falla del elemento.

Algo que llamó la atención fue que las soleras ubicadas en la cara posterior del prototipo no presentaran un comportamiento similar, como puede observarse en la fig 42, que muestran un ciclo histerético estable. Esto puede atribuirse a que a pesar de todo, el prototipo siguió presentando movimientos de torsión, como se puede ver en la fig 33, donde se aprecia que los acelerómetros que registraban la aceleración en la

dirección transversal del prototipo, detectaron aceleraciones de casi el 50 por ciento de las detectadas en el sentido longitudinal. Este efecto se mantuvo aún durante las pruebas que llevaron a la falla a la solera, como se observa en las figs 43 a 45. Resulta evidente que la relación de 2 a 1 entre las aceleraciones longitudinal y transversal registradas en el prototipo se mantiene, aún cuando en la última prueba se observa un súbito decaimiento en la aceleración registrada en el sentido longitudinal a partir de los 6 s de prueba, coincidente quizá con el momento en que falla la solera.

7.4 Comentarios

El haber efectuado las modificaciones ya descritas al modelo permitió que las pruebas resultaran exitosas, aunque hay que mencionar que de haber podido incrementarse aún más la masa del prototipo se habrían obtenido mejores resultados.

Debe mencionarse la buena correlación obtenida en las respuestas tanto experimental como teórica, mostrando con ello la validez del modelo matemático empleado.

Por otro lado, debe hacerse notar que a pesar de las modificaciones efectuadas al dispositivo sobre el cual se montan los disipadores, se presentaron movimientos no deseados en las diagonales, esto es, movimientos fuera del plano donde se ubicaron, sobre todo en las del segundo nivel, pero pudo también concluirse que estos eran poco factibles de predecir y por lo tanto de controlar, lo cual puede constituir una fuente de estudio para futuros trabajos de investigación.

8. ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS EQUIVALENTES DEL SISTEMA

8.1 Generalidades

En la Ingeniería Estructural, los principales esfuerzos de ingenieros, científicos e investigadores se dirigen hacia la predicción del comportamiento dinámico de sistemas estructurales sujetos a cargas dinámicas. El punto clave de estos esfuerzos es la definición de un modelo matemático representativo capaz de determinar la respuesta dinámica del sistema. Desde un punto de vista teórico es posible determinar un gran número de modelos matemáticos para un sistema estructural, y las soluciones de ellos proporcionarán la respuesta dinámica de la estructura en consideración con diferente grado de aproximación. El problema es como seleccionar el modelo más adecuado.

El enfoque directo para el estudio de la respuesta dinámica de una estructura consiste en emplear las aceleraciones obtenidas en campo libre como excitación en la base del modelo y se propone la forma y el tipo de modelo matemático a partir de programas de computadora desarrollados exprofeso [23, 24] correlacionando la respuesta del modelo con la obtenida experimentalmente.

En realidad, son pocos los sistemas estructurales que pueden modelarse usando exclusivamente un planteamiento teórico, ya que existen parámetros en el modelo analítico, particularmente parámetros constitutivos, los cuales deben asumirse o determinarse empíricamente. Al instrumentar edificios se puede obtener información experimental muy valiosa que la teoría por sí misma no puede proporcionar. Sin embargo, los datos experimentales frecuentemente son incomprensibles sin un marco teórico que permita la reducción de datos. La identificación de sistemas y la estimación de parámetros son herramientas naturales para ser el enlace entre un modelo analítico y los datos experimentales.

En este capítulo se establece la metodología usada para evaluar los parámetros estructurales del prototipo, utilizando la técnica de identificación de sistemas. En este trabajo se hace uso de metodologías y estrategias desarrolladas con anterioridad [26]. Los parámetros evaluados son los de rigidez y amortiguamiento del prototipo.

8.2 Descripción del método de estimación

La identificación de sistemas se puede definir como el proceso para seleccionar un modelo matemático, usando información experimental medida, en donde se realice un ajuste sistemático de sus parámetros de tal manera que establezca la mejor correlación posible entre las respuestas predichas por el modelo matemático y las obtenidas experimentalmente. En el proceso de identificación se distinguen tres etapas [27]:

- a) La determinación de la forma del modelo y sus parámetros
- b) La selección de una función donde se establezca un criterio de error entre las respuestas del modelo y el sistema real. Esta función se conoce como función criterio
- c) La selección de un algoritmo o estrategia para el ajuste de los parámetros de tal forma que las diferencias entre las respuestas del modelo y el sistema real, medidas por la función criterio mencionada, se minimicen.

En el método de identificación de sistemas la elección del modelo matemático es la parte más importante del proceso. De ella depende que se alcance una correlación aceptable de las respuestas. Un modelo adecuado es aquel que no únicamente produce una buena correlación con la respuesta medida, sino aquel que contenga términos que se puedan relacionar directamente con propiedades físicas definidas. El paso final de esta etapa es aislar los parámetros desconocidos a evaluar, generalmente asociados a la rigidez y amortiguamiento del sistema, así como a parámetros que definan las leyes constitutivas del mismo.

La siguiente etapa en el proceso de identificación es el establecimiento de una función para evaluar el error entre la respuesta del sistema real y la estimada del modelo matemático. La tercera y última etapa del proceso de identificación es la selección de un algoritmo que sistemáticamente ajuste los parámetros en el modelo matemático de tal forma que la función criterio se minimice. En la teoría de optimización matemática existe un gran número de métodos que se pueden usar como estrategia para el ajuste de los parámetros; sin embargo, en algunos de ellos no se encuentra una convergencia incondicional. Los métodos para la estimación de parámetros se pueden clasificar en [28]:

- a) Métodos Iterativos; en los cuales se asignan valores a los parámetros y se evalúa la función criterio para todo el intervalo de muestreo, de tal forma que iterativamente se busca el mínimo de la función. Los métodos comúnmente usados para evaluar la función criterio son los de mínimos cuadrados y los de máxima verosimilitud. Para la estrategia de minimización se utilizan métodos como el de Newton, Newton-Raphson y Gauss-Newton, entre otros.

- b) Métodos Recursivos; con los cuales es posible realizar el ajuste de los parámetros en cada intervalo de tiempo. Estos métodos también son conocidos como en "línea" y "en tiempo real". Dentro de las principales estrategias destaca la del filtro de Kalman [29], la cual ha sido aplicada ampliamente para el estudio de sistemas con parámetros variantes en el tiempo.

Existe un buen número de aplicaciones del método de identificación de sistemas a la ingeniería estructural, motivados fundamentalmente por el deseo de tener una descripción más adecuada de las estructuras y sus características dinámicas. Los procedimientos de identificación se pueden dividir en técnicas en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia. Las técnicas en el dominio del tiempo se basan en la estimación de parámetros utilizando la historia de la respuesta estructural. Las técnicas en el dominio de la frecuencia se relacionan con estimaciones espectrales e

identificación de características dinámicas a partir de la respuesta en frecuencia del sistema.

Las aplicaciones en la ingeniería estructural de la técnicas en el dominio del tiempo reportadas en la literatura se pueden agrupar dentro de tres líneas de investigación [26]:

- a) Ensayes de prototipos experimentales en pruebas de laboratorio
- b) Edificios instrumentados con aparatos de registro sísmico
- c) Criterios para la estimación del nivel de daño en edificios.

El caso que corresponde a este trabajo se circunscribe dentro del ámbito de aplicación de técnicas de identificación paramétrica en prototipos experimentales, y que es motivada por el hecho de que en este tipo de sistemas estructurales se tiene un mayor control tanto del tipo de excitación a la que se somete el prototipo como de la respuesta del mismo, gracias a los avances recientes en los equipos de adquisición de datos experimentales.

Al tener el control del tipo de excitación en la base del prototipo, caracterizado principalmente por el nivel de aceleración y el contenido de frecuencias de la señal de excitación, es posible ajustar el mismo para que el prototipo presente ya sea un comportamiento lineal o bien francamente no lineal, por lo que se pueden realizar estudios para estos tipos de comportamiento en un mismo prototipo experimental.

8.3 Modelo matemático propuesto

En sistemas estructurales, un modelo matemático se puede construir a partir de condiciones de equilibrio, cinemática de las deformaciones y características constitutivas de los materiales. El modelo matemático puede procesarse con

herramientas numéricas como los métodos: de las rigideces, de elemento finito, de las diferencias finitas, etc.. Haciendo uso de datos experimentales, las técnicas de estimación de parámetros pueden ajustar los parámetros del modelo a fin de que éste represente de la mejor forma el comportamiento real de la estructura durante el evento. Dentro de los parámetros se pueden incluir las propiedades constitutivas, caracterizadas principalmente por la rigidez, la masa y el amortiguamiento.

La identificación de los modelos a partir de los resultados obtenidos de éstos, involucra un criterio para la toma de decisiones por parte de quien trata de encontrar el modelo apropiado, así como un soporte de programas de computadora para apoyar dichas decisiones. Los programas interactivos constituyen una herramienta práctica para llevar a cabo la identificación de parámetros, además de que engloban en una forma conveniente la extensa teoría matemática, haciéndola más accesible al usuario.

En este trabajo se eligió como ambiente el paquete de computadora denominado MATLAB [30], el cual desarrolla esta teoría con la profundidad requerida. Este programa es de uso general y tiene una serie de librerías especializadas para resolver problemas de control y de identificación de sistemas. Se eligió la subrutina de minimización que se basa en el método de Gauss-Newton modificado.

El programa requiere de un planteamiento de estado de las ecuaciones de equilibrio, el cual es una forma común de describir sistemas lineales. Una descripción amplia del planteamiento de estado se puede encontrar en las referencias 28 y 31. En el planteamiento de estado las relaciones entre las señales de entrada, ruido y salida se definen como un sistema de ecuaciones diferenciales de primer orden o ecuaciones en diferencias, usando un vector auxiliar de estado [28]. Para la mayoría de los sistemas físicos es más simple construir los modelos matemáticos con un planteamiento continuo en el tiempo, simplemente porque la mayoría de las leyes físicas (leyes del movimiento de Newton, relaciones en circuitos eléctricos, etc.) se expresan de esta forma.

Dentro del planteamiento de estado, las variables del vector de estado tienen un significado físico (desplazamiento, velocidad, etc.), de tal forma que la información experimental proporcione los valores reales de las variables. En nuestro caso, la información experimental consiste fundamentalmente en registros de aceleración absoluta, por lo que fue necesario hacer uso de programas que realizaran integración numérica a fin de obtener velocidades y desplazamientos del sistema real.

8.4. Estimación de parámetros

Para representar el comportamiento dinámico de prototipo se trabajó con un modelo matemático de dos grados de libertad, uno por cada nivel, donde es posible estimar coeficientes de rigidez y amortiguamiento asociados a la estructura. El número total de parámetros a evaluar es de cuatro, dos de rigidez y dos de amortiguamiento, con los valores de masa en los dos grados de libertad conocidos, así como la excitación en la base y las respuestas teóricas de desplazamiento, velocidad y aceleración en cada grado de libertad. El modelo utilizado en este trabajo fue desarrollado por González et al [26], y adaptado a las características propias del prototipo a simular, además de seguir la metodología propuesta por los mismos para la identificación de parámetros.

Para el modelo de dos grados de libertad se consideraron dos opciones para la estimación de parámetros:

- a) *Señal completa*, opción en la cual se tomó para la estimación de parámetros los 20 s de duración del evento, debido a lo cual, las condiciones iniciales fueron cero.
- b) *Señal por tramos*, opción en la cual se dividió a la señal en tres tramos, uno en el intervalo de cada transición de la señal y otro en el intervalo donde la señal es constante (fig 46), donde se tuvieron condiciones iniciales para cada

intervalo y los parámetros iniciales de cada uno de ellos fueron los obtenidos en el tramo anterior.

8.4.1 Estimación de parámetros considerando señal completa.

Con la metodología descrita, fue posible encontrar los parámetros que minimizan el error, estos se presentan en la tabla 5. Estimados los parámetros de rigidez y amortiguamiento, es posible calcular las frecuencias naturales de vibrar (f_i) y las fracciones de amortiguamiento crítico (ξ_i) del sistema. Los resultados son:

$$\begin{array}{ll} f_1 = 5.06 \text{ Hz} & \xi_1 = 0.17 \\ f_2 = 12.58 \text{ Hz} & \xi_2 = 0.27 \end{array}$$

En las figs 46 a 49 se presenta la comparación de las respuestas teóricas calculadas con los parámetros estimados y las obtenidas a partir de las pruebas experimentales efectuadas al prototipo, en lo referente a desplazamientos, velocidades, aceleraciones relativas y aceleraciones absolutas. Se aprecia que el modelo matemático predice adecuadamente la respuesta para ambos grados de libertad tanto en frecuencia como en amplitud del movimiento al correlacionarse con gran exactitud las respuestas, además de que se aprecia un alto nivel de amortiguamiento por el comportamiento inelástico del modelo.

8.4.2 Estimación de parámetros considerando señal por tramos

Se efectuó esta estimación de parámetros por tramos con intención de observar si mejoraba la respuesta del modelo, debido a que se observó cierta diferencia entre las respuestas experimentales y las calculadas con los parámetros obtenidos considerando señal completa en las zonas de transición de las señales.

Debido a que en el primer tramo considerado, el tramo de la transición en el arranque de la señal, se tenía alrededor de un segundo con excitación casi nula, esto provocaba problemas al modelo matemático, por lo cual se optó por cortar de la señal este tramo.

En este caso se tuvieron condiciones iniciales de velocidad y desplazamiento diferentes de cero. Los parámetros iniciales para la estimación en cada tramo correspondieron a los obtenidos en el tramo anterior. Los parámetros obtenidos en cada tramo se muestran en la tabla 6.

Estimados los parámetros de rigidez y amortiguamiento en cada tramo, se calcularon las frecuencias y fracciones de amortiguamiento crítico también en cada tramo, obteniéndose lo siguiente:

Tramo 1:

$$f_1 = 5.04 \text{ Hz} \quad \xi_1 = 0.17$$

$$f_2 = 12.59 \text{ Hz} \quad \xi_2 = 0.24$$

Tramo 2:

$$f_1 = 5.03 \text{ Hz} \quad \xi_1 = 0.17$$

$$f_2 = 12.55 \text{ Hz} \quad \xi_2 = 0.26$$

Tramo 3:

$$f_1 = 4.62 \text{ Hz} \quad \xi_1 = 0.29$$

$$f_2 = 11.84 \text{ Hz} \quad \xi_2 = 0.47$$

En las figuras 50 a 53 se muestra la comparación de las respuestas en forma análoga al punto anterior. Puede observarse una mejor correlación entre las respuestas experimental y matemática, pues aún en las zonas de transición de la señal se observan las respuestas prácticamente iguales.

8.5 Comentarios

Con el modelo de 2 grados de libertad estudiado fue posible reproducir la respuesta en ambos niveles del prototipo, así como definir los parámetros de rigidez y amortiguamiento que caracterizan al sistema estructural analizado. Resultó notable la buena predicción de la respuesta del modelo en ambos grados de libertad tanto en frecuencia como en amplitud del modelo al correlacionarse con bastante precisión con la respuesta obtenida experimentalmente. Se observó así mismo que al dividir la señal en tramos la correlación con la señal obtenida experimentalmente resultó prácticamente perfecta, sin embargo, considerando señal completa también se obtiene una muy buena correlación, ya que solo existe una diferencia con respecto a la experimental cerca a 17 s, zona en la cual la excitación es pequeña. Resultó también destacado el alto nivel de amortiguamiento equivalente que se presenta en el modelo por el comportamiento no lineal del mismo.

9. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha estudiado la respuesta de una estructura metálica de dos niveles provista de dispositivos disipadores de energía, bajo excitaciones de tipo armónico. Este estudio ha comprendido tanto la respuesta teórica, obtenida a partir de modelos matemáticos, como la experimental, por medio de pruebas en mesa vibradora. Los dispositivos disipadores de energía de los que está provisto el prototipo son tipo solera en forma de "U".

Con base en los resultados obtenidos, se ha podido llegar a las siguientes conclusiones:

- 1.- Las características dinámicas del modelo matemático, presentaron buena correlación con las obtenidas experimentalmente, lo que valida el modelo.
- 2.- En el análisis matemático resultó notable el efecto que tiene en la estructura la inclusión de los dispositivos disipadores de energía en la disminución de la respuesta ante excitaciones sísmicas. Pudo también determinarse que la respuesta del modelo queda claramente definida por el comportamiento no lineal de los disipadores de energía.
- 3.- Por lo que respecta a los estudios experimentales, el que se efectuaron las modificaciones descritas al prototipo, permitió que los resultados obtenidos dieran una idea muy clara del comportamiento de la estructura. Las respuestas teórica y experimental del prototipo presentaron muy buena correlación.
- 4.- A pesar de las modificaciones efectuadas al marco de soporte de los dispositivos disipadores, se presentaron aún movimientos no deseados en ellos.

Estos movimientos no eran factibles de ser previstos y por tanto de ser controlados. Esto arroja fuentes de incertidumbre en cuanto a la correcta colocación de estos dispositivos. Esto puede constituir una fuente de estudio para futuras investigaciones.

- 5.- En lo que se refiere a la identificación de parámetros, el modelo de dos grados libertad usado en el estudio resultó suficiente, ya que con el fue posible reproducir la respuesta en ambos niveles del prototipo, así como definir los parámetros de rigidez y amortiguamiento que caracterizan al sistema estructural estudiado. Además, pudo constatarse el alto nivel de amortiguamiento equivalente que se presenta en el modelo debido al comportamiento no lineal del mismo.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido posible solo gracia al apoyo total e incondicional del Maestro en Ingeniería Ricardo González Alcorta. Agradezco infinitamente el que a pesar de todo, nunca perdió la confianza y siempre tuvo paciencia para conmigo. Considero un privilegio el haber trabajado a su lado. Mil gracias Ricardo.

Agradezco también las aportaciones y el apoyo a este trabajo del Dr. David Murìà Vila.

La amistad que me brindaron mis compañeros del Instituto de Ingeniería constituyó un fuerte impulso para la consecución de este trabajo. Gracias a mis compañeros.

También agradezco al Instituto de Ingeniería de la U.N.A.M. la oportunidad y el apoyo brindado en todos sentidos para mi desarrollo.

El patrocinio para este trabajo fue otorgado por la Dirección General de Apoyo al Personal Académico de la UNAM.

REFERENCIAS

- [1] Pall A.S.
"Response of friction damped buildings"
VIII Conferencia Mundial de Ingeniería Sísmica, Volumen V, julio 1984, San Francisco California, USA, pp. 1007-1014.
- [2] Kelly J.M. y Skinner M. S.
"The Design of steel energy absorbing restrainers and their incorporation into nuclear power plants for enhanced safety" Volumen 4. Review of current uses of energy absorbing devices. Informe UCB/EERC-79/10, febrero 1979.
- [3] Wiesner K.B.
"The role of damping systems" Third International Conference on Tall Buildings: The second century of the skyscraper. Chicago Ill. USA, enero 1986.
- [4] Whitaker A. et al
"Earthquake simulation testing of steel plate added damping and stiffness elements". Informe UCB/EERC-89/02, enero 1989.
- [5] Hernalsteen P. y Leblois L.C.
"The use of energy absorber against impact loads". Nuclear Engineering and Design, Vol. 37, pp 373-406, 1976.
- [6] Esswein G.A.
"Development of a plastic strain energy absorbing pipe with restraint". Proceedings, ASCE Special Conference on Structural Design of Nuclear Power Plant Facilities, Vol. 2, pp 171-200, 1973.
- [7] Skinner R.I., Kelly J.M. y Heine A.J.
"Hysteretic Dampers for Earthquake-Resistant Structures". International Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 3, pp. 287-289, 1975.
- [8] Alonso J.
"Estudios experimentales del sistema ADAS". Seminario Internacional de Ingeniería Sísmica, México D.F., octubre 1990.
- [9] Skinner R.I. and McVerry, G.H.
"Base isolation for increased earthquake resistance of buildings". Bull N. Z. Nat. Soc. Earth Eng., Vol 8, No 2, pp. 93-101, 1975.

- [10] Kelly J.M., Skinner R.I. y Heine A.J.
"Mechanisms of energy absorption in special devices for use in earthquake resistant structures". Bulletin of the New Zealand Society for Earthquake Engineering, Vol 5, No 3, pp 63-88, 1972.
- [11] Korenev B.G. and Reznikov L.M.
"Vibration dynamic dampers theory and technical additions". Physical and Mathematical Literature, Moscow, 1988.
- [12] Warburton G.B. and Soni S.R.
"Errors in response calculation of non classically damped structural dynamics", 1977.
- [13] Higashino M.
"The application of base isolation and structural control system in Takenaka". Seminario Internacional de Ingeniería Sísmica, México D.F., octubre 1990, pp 249-271.
- [14] Aguirre M. y Sánchez R.
"Pruebas de elementos disipadores de energía sísmica". Revista Construcción y Tecnología, marzo 1989.
- [15] Skinner R.I., Kelly J.M., Heine A.J.
"Energy absorption devices for earthquake-resistant structures". Fifth World Conference on Earthquake Engineering, Roma 1973.
- [16] "Normas Técnicas Complementarias para Diseño por Sismo". Gaceta Oficial del Departamento del Distrito Federal, México D.F., noviembre 1987.
- [17] Aguirre M. y Sánchez R.
"Pruebas complementarias de elementos disipadores de energía". Informe Interno, Proyecto 8152, Instituto de Ingeniería UNAM, noviembre 1989.
- [18] Rodríguez E. y Ovando E.
"Determinación experimental de las características dinámicas de una mesa vibradora". Proyecto 8150, Instituto de Ingeniería UNAM, febrero 1979.
- [19] Murià-Vila D., Sánchez R. y Maldonado J.
"Evaluación de la mesa vibradora del laboratorio de dinámica". Informe Interno, Proyecto 2556, Instituto de Ingeniería, UNAM, febrero 1994
- [20] Rodríguez M. y Chávez J.H.
"Comportamiento sísmico de sistemas losa plana-columna". Proyecto 8714, Instituto de Ingeniería, UNAM, febrero 1989.

- [21] **Chávez J.H.**
"Efecto de amortiguamiento externo en la respuesta de una estructura metálica de dos niveles". Trabajo final presentado a la DEPTI UNAM, para obtener el grado de Maestro en Ingeniería, septiembre 1989.
- [22] **González A.R., Chávez J.H., Sánchez R.R. y Ramírez C.O.**
"Efecto de amortiguadores en la respuesta de una estructura metálica de dos niveles". Proyecto 9721, Instituto de Ingeniería UNAM, enero 1992.
- [23] **Wilson E. y Habibullah A.**
"SAP-90: Structural analysis programs. A series of computer programs for the static and dynamic finite element analysis of structures". Computers and Structures Inc. en Berkeley, California, agosto 1984.
- [24] **Kanaan A. y Powell G.**
"DRAIN-2D: General purpose plane structures". Informe UCB/EERC-73/6, Universidad de California en Berkeley, USA, abril 1973.
- [25] **Guzmán S., Guzmán I., Murià-Vila D., Fernández F.**
"Diseño e implementación de un sistema de captura y procesamiento de señales". Proyecto 0707, Instituto de Ingeniería UNAM, octubre 1992.
- [26] **González R., Esteva L., Murià-Vila D., Hernández L.**
"Aplicación de Técnicas de Identificación de Sistemas para la Determinación de Parámetros Estructurales del Edificio Jalapa". Proyecto 2561, Instituto de Ingeniería, UNAM, enero 1994.
- [27] **Bekey, G.A.**
"System Identification - An Introduction and a Survey", Simulation, Vol. 5, No. 4, octubre 1970, pp. 151-166, Vol 116,10
- [28] **Ljung L.**
"System Identification - Theory for the User", Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1987.
- [29] **Kalman R.E.**
"A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems", Journal of Basic Engineering, marzo 1960.
- [30] **MATLAB, "High-Performance Numeric Computation Software", 1985**
- [31] **DeCarlo R.**
"Linear System - A State Variable Approach with Numerical Implementation". Prentice Hall, 1989.

No de prueba	Deformación unitaria nominal	Amplitud del ciclo cm	Carga máxima kg	Dimensión "A" cm	No de ciclos a la falla	Al * %
1	0.16	2.5	3290	22.5	86	37
2	0.16	2.5	3360	19.5	79	37
3	0.16	2.5	3360	16.5	64	37
4	0.16	2.5	3360	13.5	63	37
5	0.16	2.5	3280	10	49	41
6	0.16	2.5	3540	10	47	41
7	0.16	2.0	3220	10	95	41
8	0.14	2.5	2730	16.5	163	41
9	0.14	2.5	2860	13.5	110	41
10	0.14	2.5	2830	10	102	41
11	0.14	2.5	2820	10	122	41
12	0.14	2.5	3050	10	90	37
13	0.14	2.5	3000	10	98	37
14	0.14	2.5	3030	10	95	37
15	0.14	2.5	3060	10	87	37
16	0.14	2.5	3040	10	69	37
17	0.14	2.5	3000	10	68	37

* Alargamiento

Tabla 1 Pruebas realizadas con el dispositivo de solera [14]

ELEMENTOS ESTRUCTURALES	AREA (cm ²)	MOMENTO DE INERCIA	
		I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)
COLUMNA	25.07	726.80	146.57
VIGA	57.50	5567.60	1789.30
DIAGONALES	0.89		
TENSORES	0.71		

Tabla 2 Propiedades geométricas de las secciones de la estructura

MODELO	FRECUENCIA (Hz)		PERIODO (s)	
	MODO 1	MODO 2	MODO 1	MODO 2
LONGITUDINAL				
2 T POR NIVEL	6.450	18.520	0.155	0.054
3 T POR NIVEL	5.180	14.710	0.193	0.068
TRANSVERSAL				
2 T POR NIVEL	8.260	27.030	0.121	0.037
3 T POR NIVEL	6.650	21.740	0.150	0.046
ROTACIONAL				
2 T POR NIVEL	13.790	43.670	0.073	0.023
3 T POR NIVEL	11.110	35.710	0.090	0.028

Tabla 3 Frecuencias y periodos teóricos de los dos primeros modos de vibrar para los modelos con 2 y 3 t por nivel

PRUEBA	AMPLITUD	SPAN	FRECUENCIA (Hz)
1	400	5.98	3.0
2	400	5.26	3.2
3	400	4.66	3.4
4	400	4.16	3.6
5	400	3.73	3.8
6	400	3.36	4.0
7	400	3.05	4.2
8	400	2.88	4.4
9	400	2.66	4.5
10	400	2.54	4.6
11	400	2.44	4.7
12	400	2.33	4.8
13	400	2.24	4.9
14	400	2.16	5.0
15	400	2.07	5.1
16	400	1.99	5.2
17	400	1.91	5.3
18	400	1.84	5.4
19	400	1.78	5.5
20	400	1.72	5.6
21	400	1.59	5.8
22	400	1.50	6.0
23	400	1.40	6.2
24	400	1.31	6.4
25	400	1.24	6.6
26	400	1.17	6.8
27	400	1.09	7.0

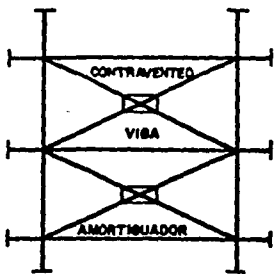
Tabla 4 Pruebas realizadas con alta amplitud de aceleración

PARAMETRO	VALOR ESTIMADO
K_1 (kg / cm)	6673.9
K_2 (kg / cm)	8875.2
C_1 (kg s / cm)	10.48
C_2 (kg s / cm)	141.26

Tabla 5. Parámetros estimados con el modelo de dos grados de libertad considerando señal completa

PARAMETRO	VALOR ESTIMADO		
	TRAMO 1	TRAMO 2	TRAMO 3
K_1 (kg / cm)	6781.9	6703.0	6267.0
K_2 (kg / cm)	8661.8	8671.4	6970.3
C_1 (kg s / cm)	6.23	9.06	6.97
C_2 (kg s / cm)	139.71	140.77	179.30

Tabla 6. Parámetros estimados con el modelo de dos grados de libertad considerando señal por tramos



UBICACION DE LOS DISPOSITIVOS

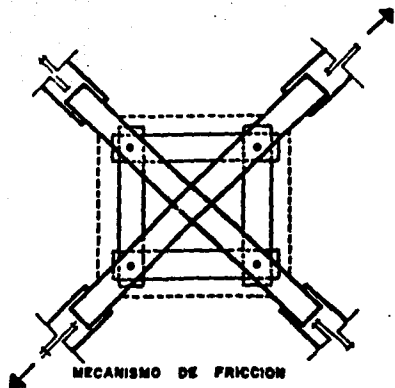


Fig 1 Mecanismos de fricción

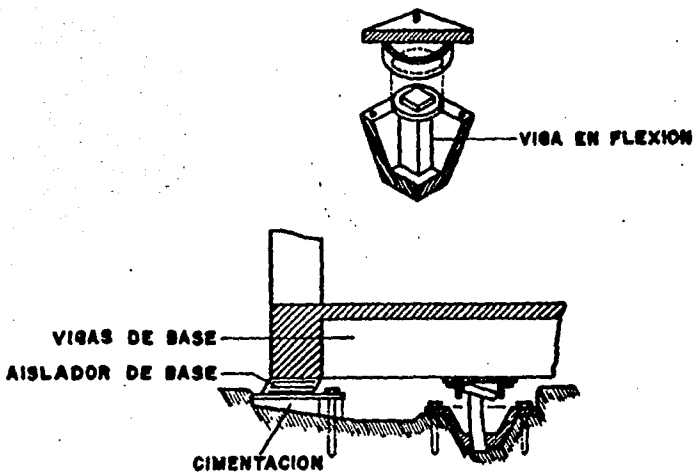


Fig 2 Dispositivo de flexión

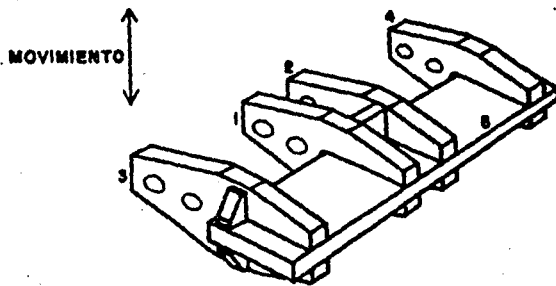
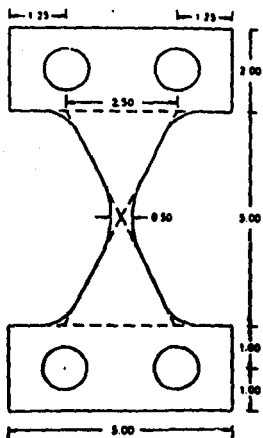
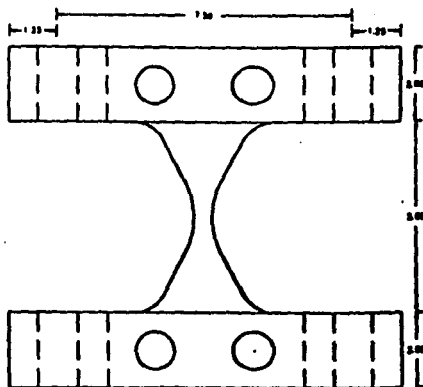


Fig 3 Dispositivo de torsión



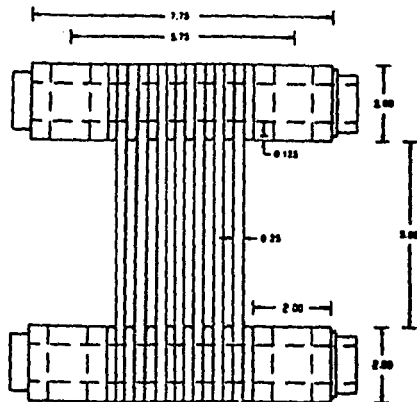
Dimensiones en pulgadas

Placa X - elevación



Dimensiones en pulgadas

Elemento ADAS - vista frontal



Dimensiones en pulgadas

Elementos ADAS - vista lateral

Fig 4 Dispositivos ADAS

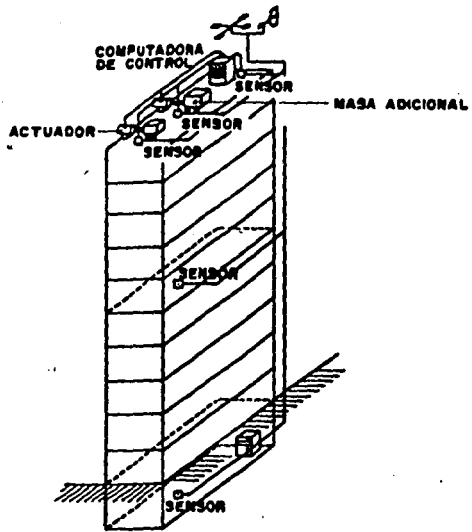


Fig 5 Masa activa

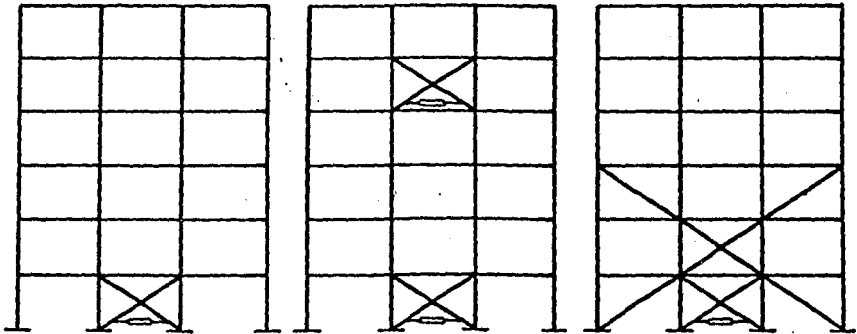


Fig 6 Tendones activos

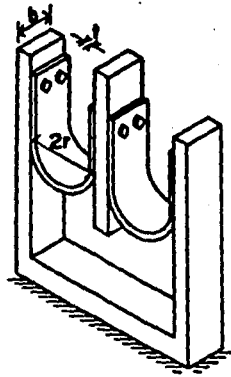
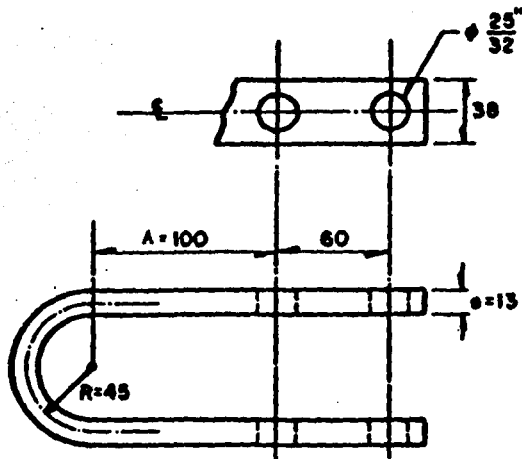


Fig 7 Dispositivo de solera en forma de "U"



Acotaciones en MM

Fig 8 Configuración del dispositivo en "U"

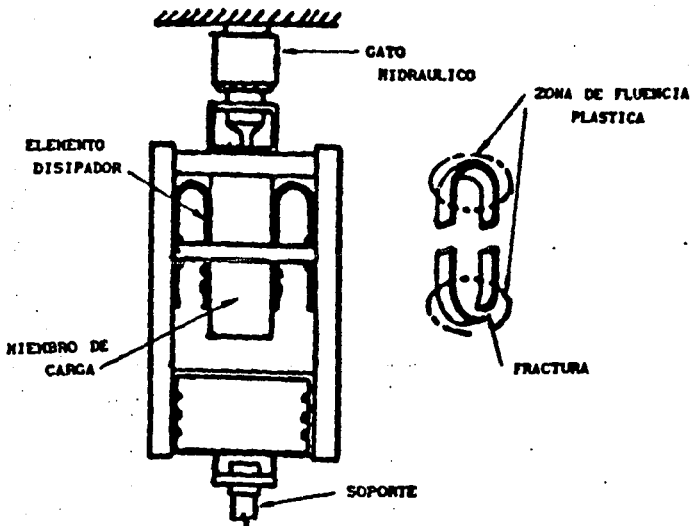


Fig 9 Marco de carga para probar las soleras de acero

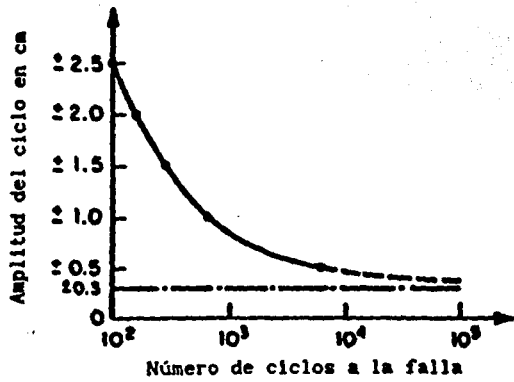


Fig 10 Curva de fatiga de los disipadores de energía

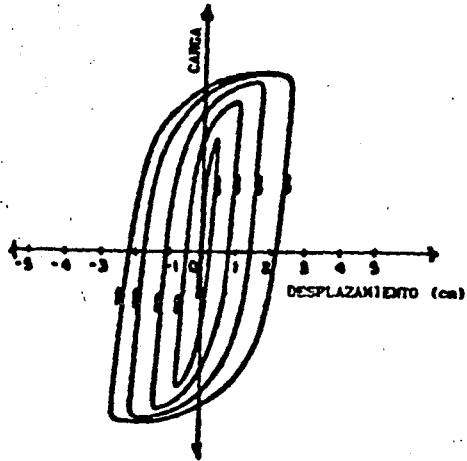
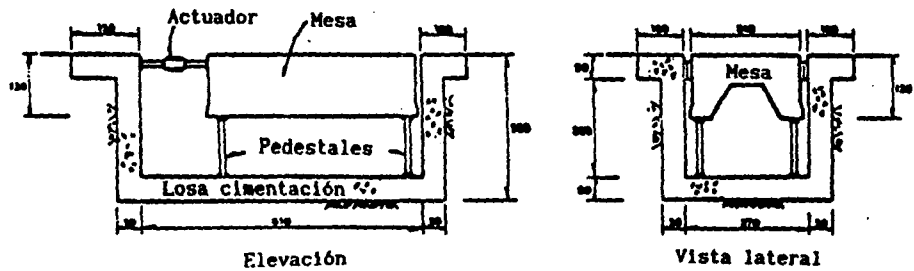


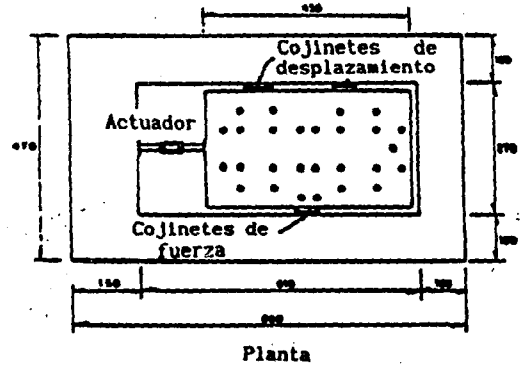
Fig 11 Evolución del ciclo histerético del dispositivo



Elevación

Vista lateral

Acotaciones en cm



Planta

Fig 12 Dimensiones generales de la mesa vibradora

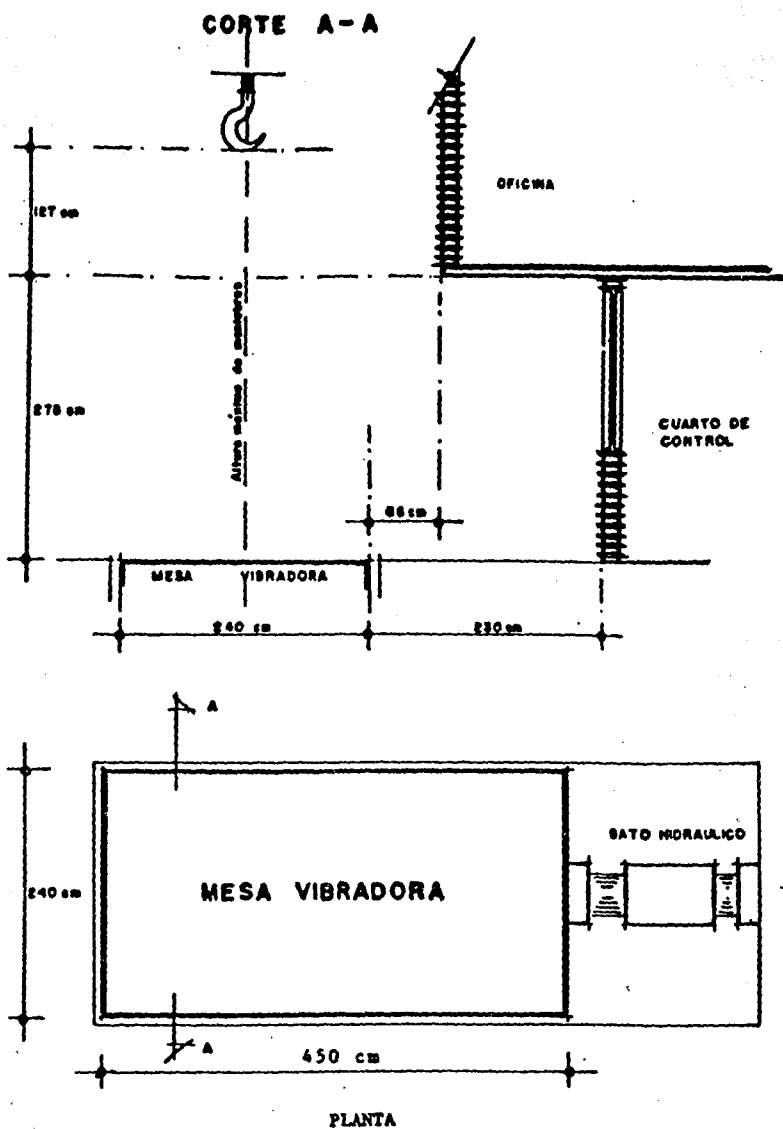
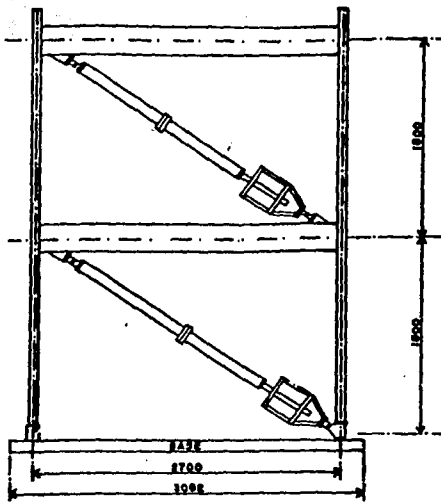
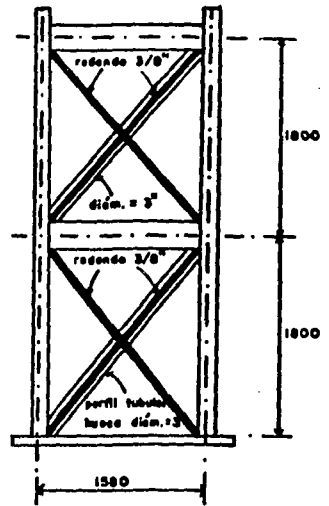


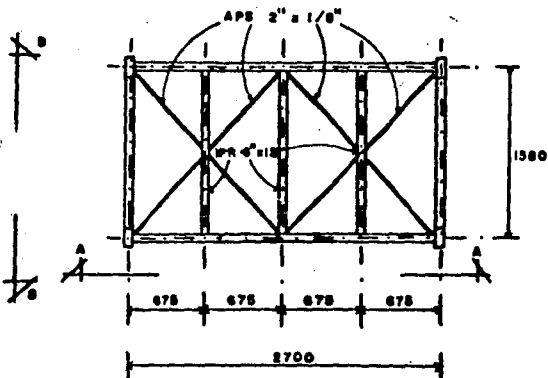
Fig 13 Dimensiones del área de prueba en la mesa vibradora del Instituto de Ingeniería



VISTA A - A



VISTA B - B



Nota: mediciones en mm

PLANTA DE PISO TIPO

Fig 14 Dimensiones finales del prototipo

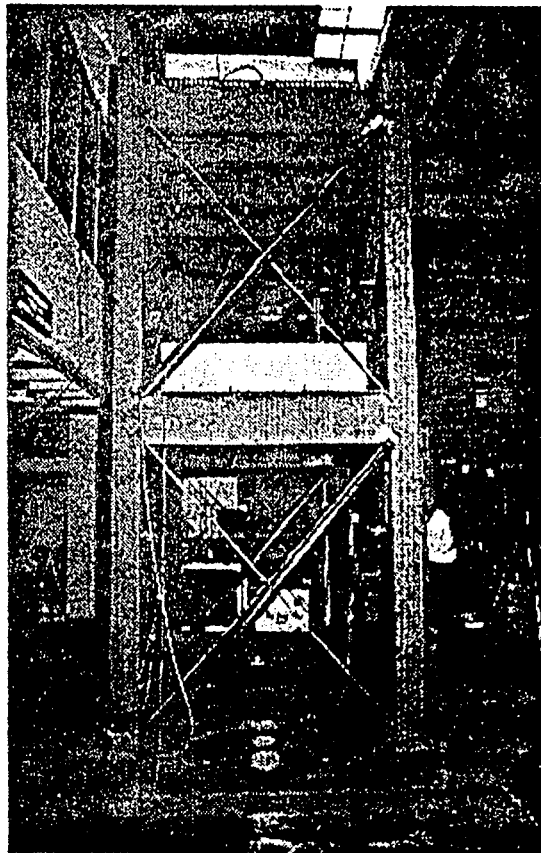


Fig 15 Prototipo experimental

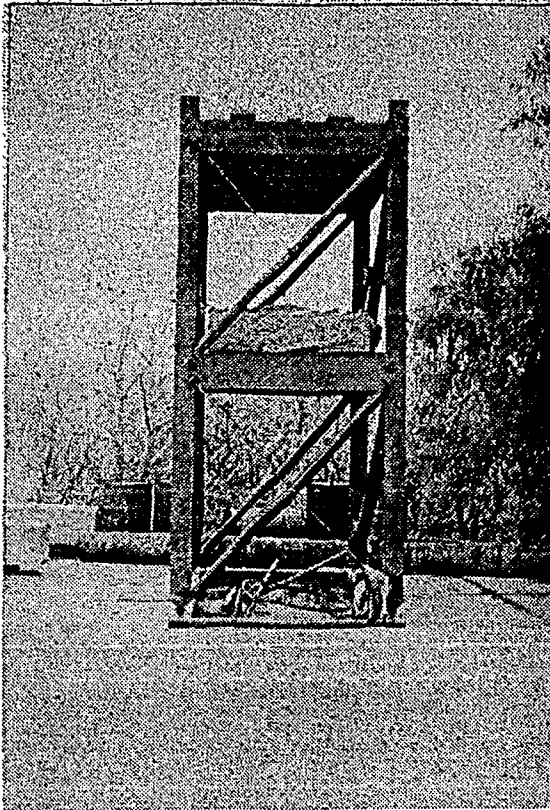


Fig 16 Aspecto del prototipo experimental

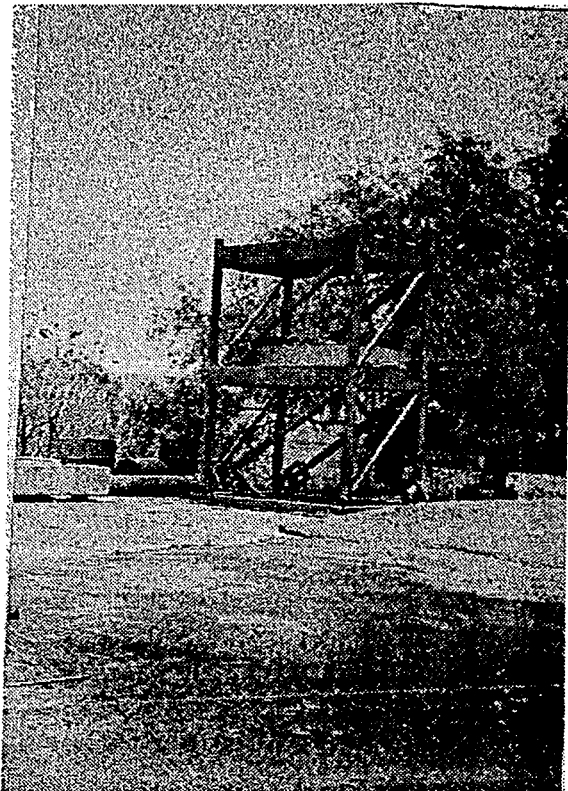


Fig 17 Aspecto del prototipo experimental

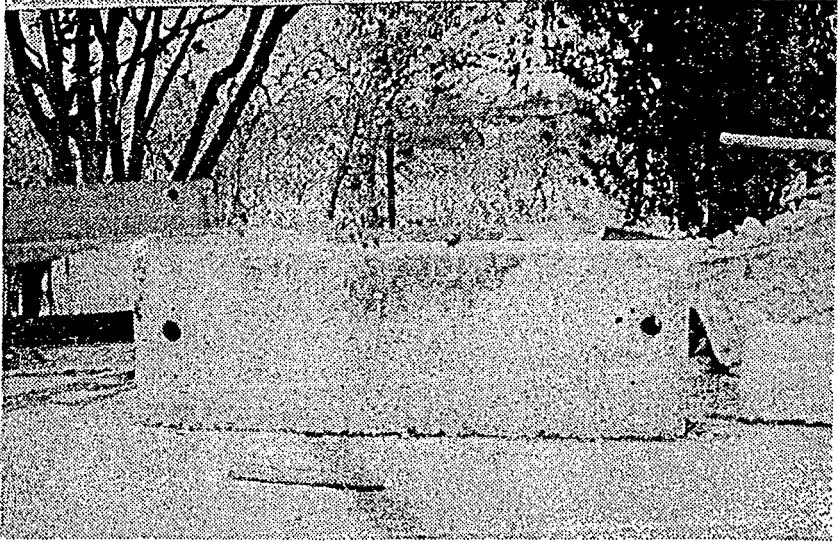


Fig 18 Bloque de concreto usado para lastre del prototipo

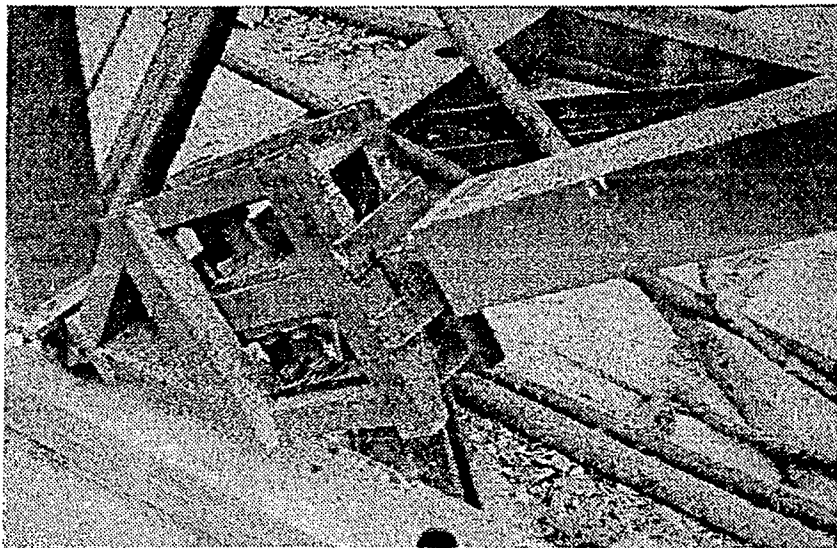


Fig 19 Placas de acero soldadas para evitar movimiento trasversal de la barra guía

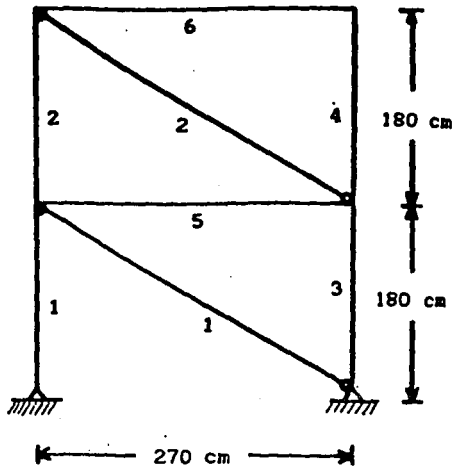


Fig 20 Modelo matemático

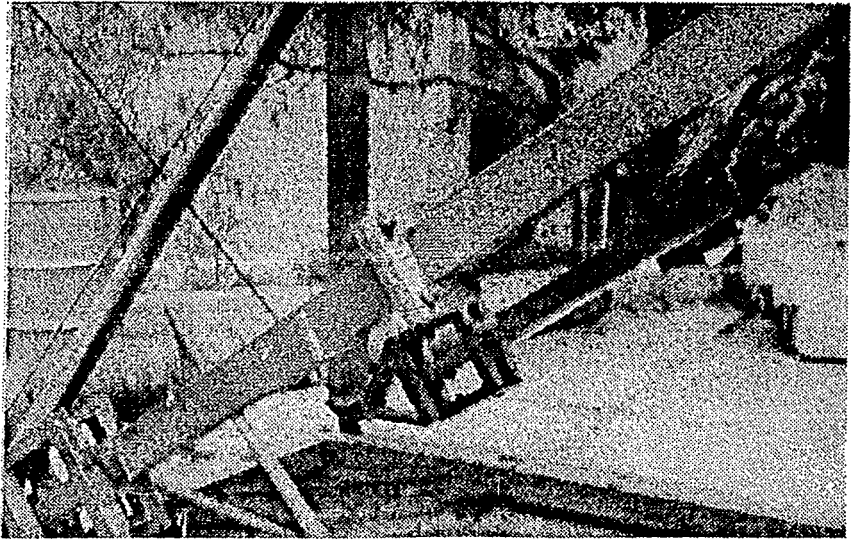


Fig 21 Aspecto de las diagonales del prototipo

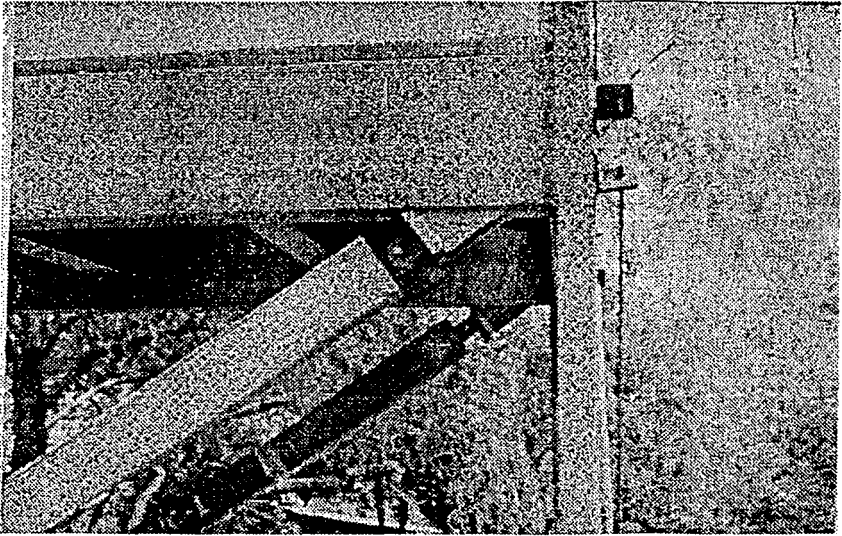


Fig 22 Unión articulada marco-diagonal

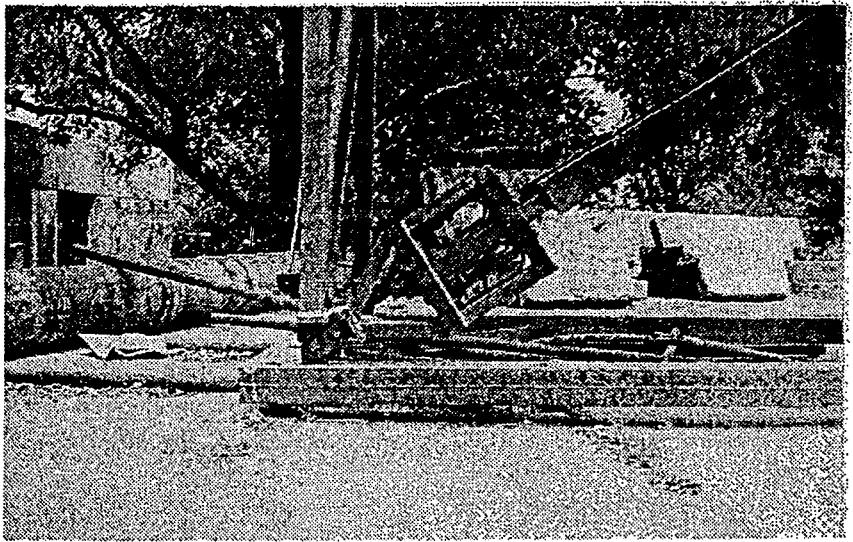


Fig 23 Ubicación de los dispositivos disipadores de energía

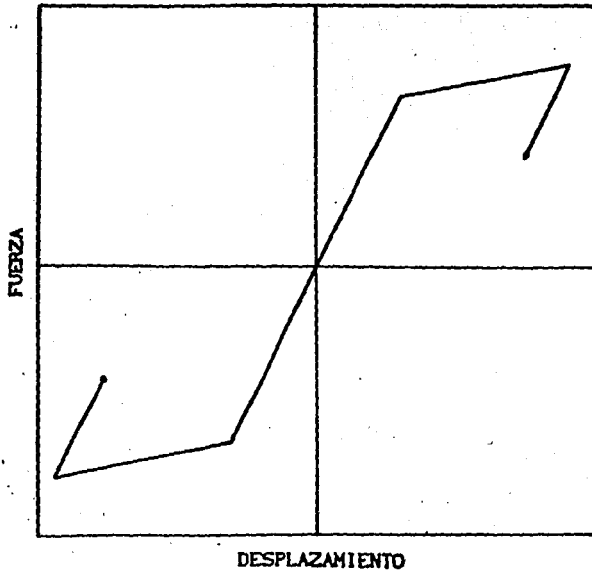


Fig 24 Comportamiento bilineal teórico del dispositivo

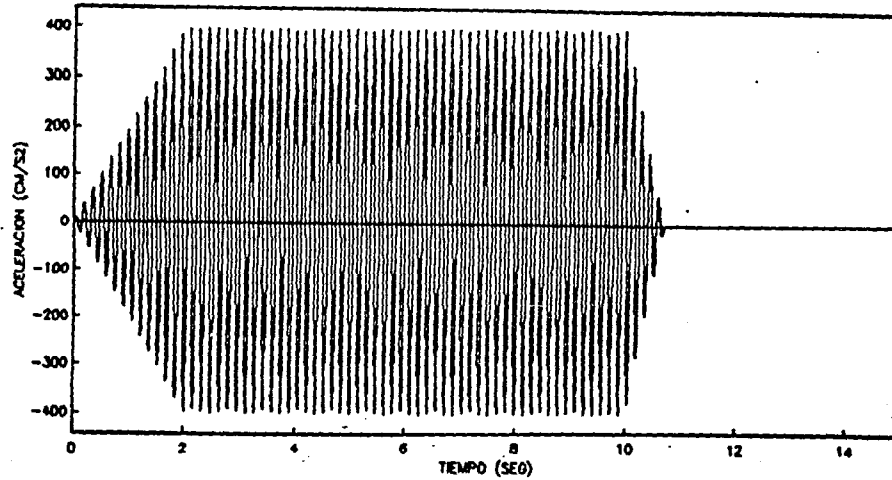


Fig 25 Excitación armónica aplicada en las pruebas teóricas y experimentales

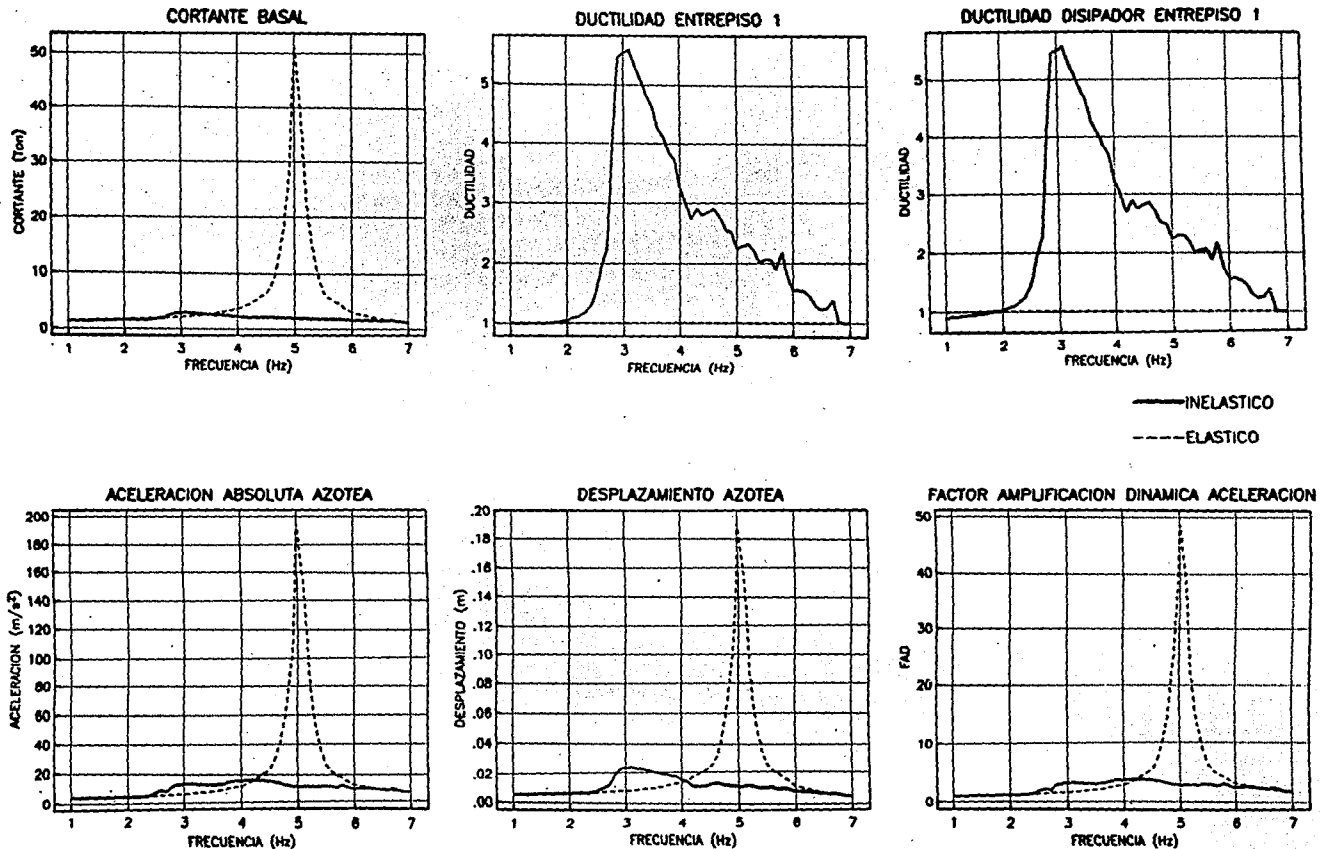
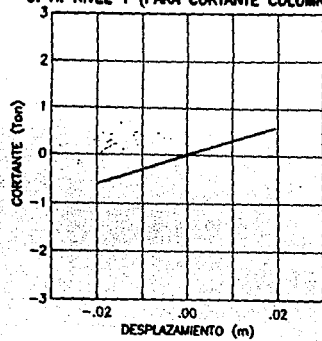
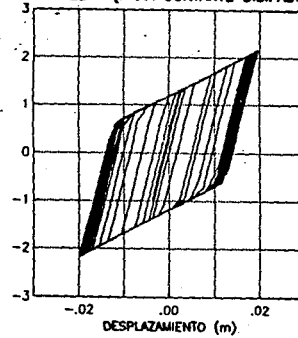


Fig 26 Respuesta teórica en pruebas ante excitación de frecuencia variable y amplitud constante (400 gales)

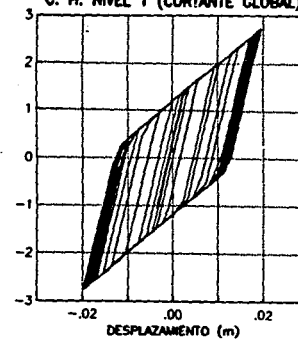
C. H. NIVEL 1 (PARA CORTANTE COLUMNAS)



C. H. NIVEL 1 (PARA CORTANTE DISIPADORES)

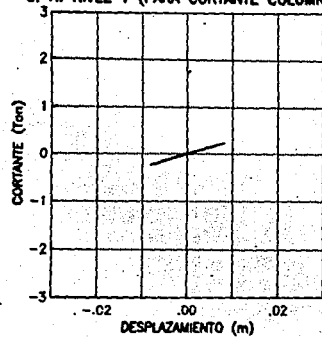


C. H. NIVEL 1 (CORTANTE GLOBAL)

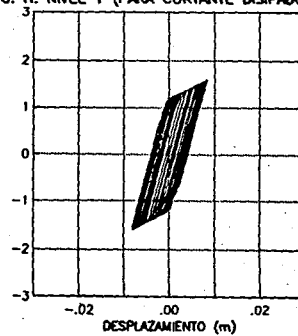


EXCITACION 3 Hz

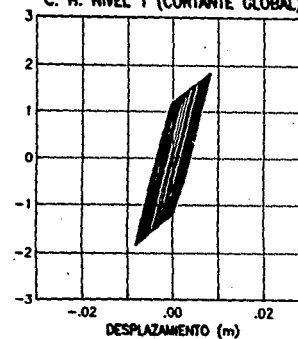
C. H. NIVEL 1 (PARA CORTANTE COLUMNAS)



C. H. NIVEL 1 (PARA CORTANTE DISIPADORES)

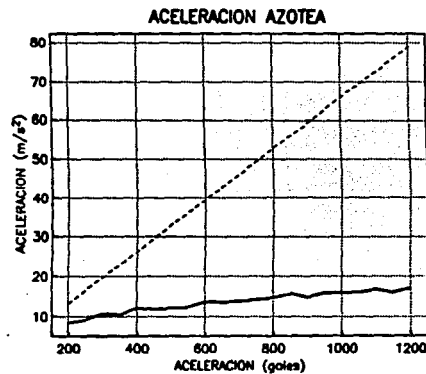
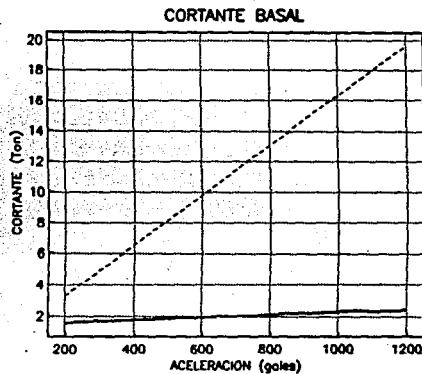
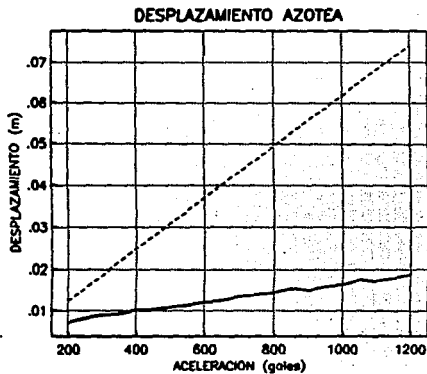


C. H. NIVEL 1 (CORTANTE GLOBAL)



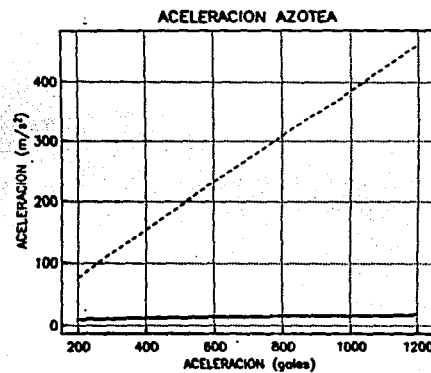
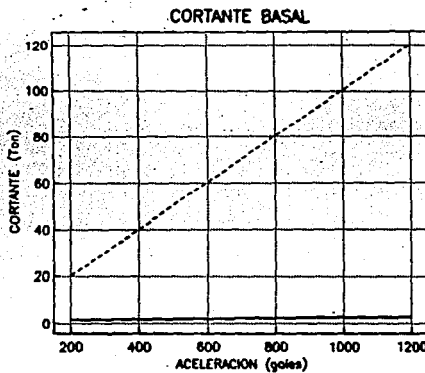
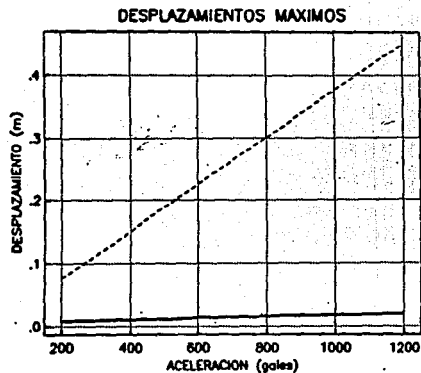
EXCITACION 5.1 Hz

Fig 27 Comportamiento histerético del primer entrepiso considerando por separado cortante en columnas, en disipadores y cortante global



EXCITACION 5.5 Hz

— INELASTICO
 - - - ELASTICO



EXCITACION 5.1 Hz

Fig 28 Respuesta teórica en pruebas ante excitación de frecuencia constante (5.1 y 5.5 Hz) y amplitud variable

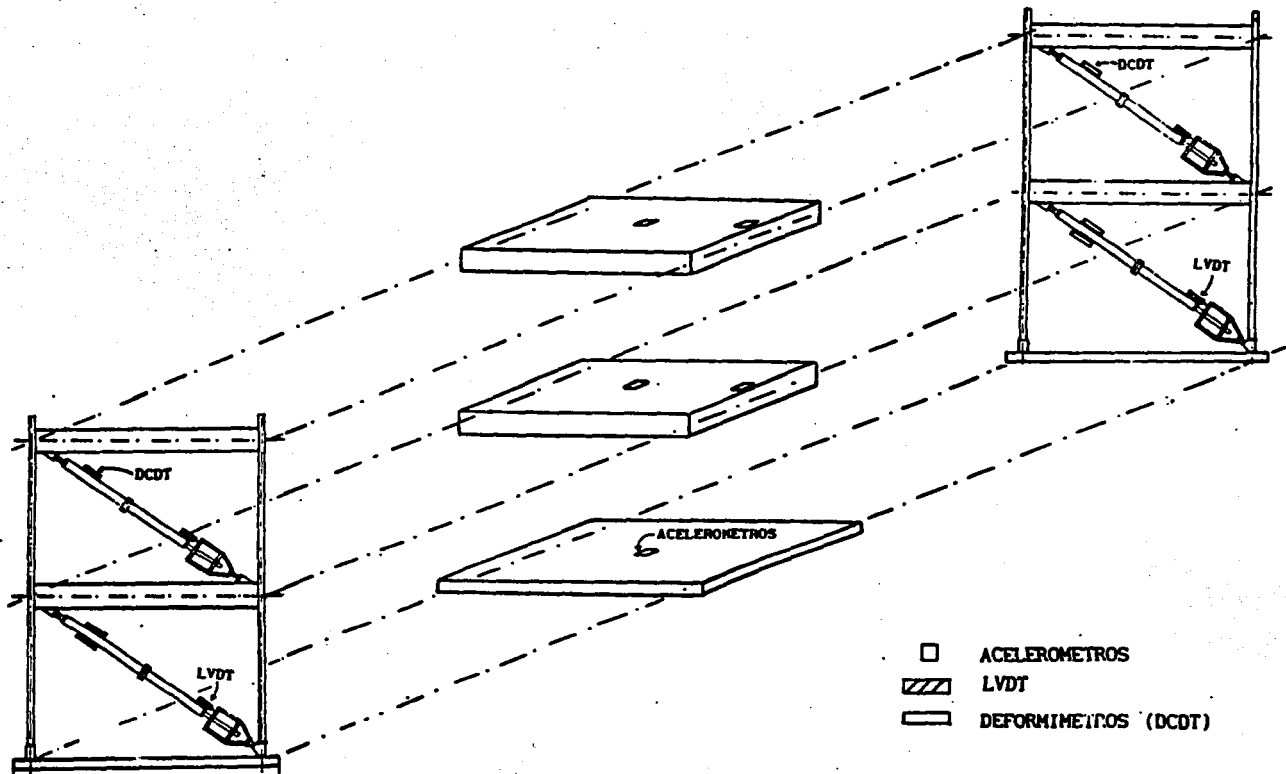


Fig 29 Ubicación de transductores en el prototipo

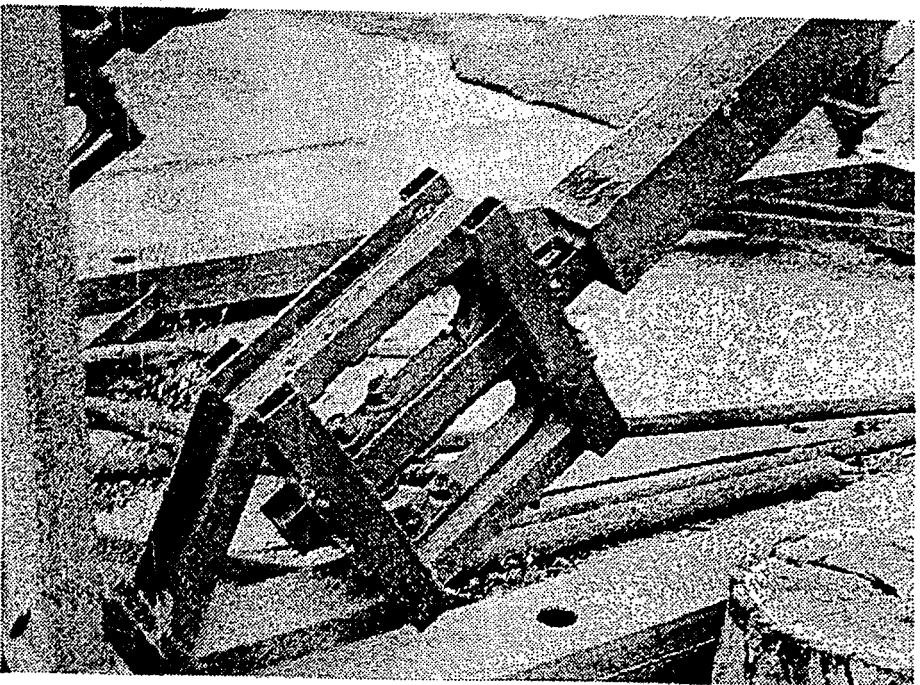
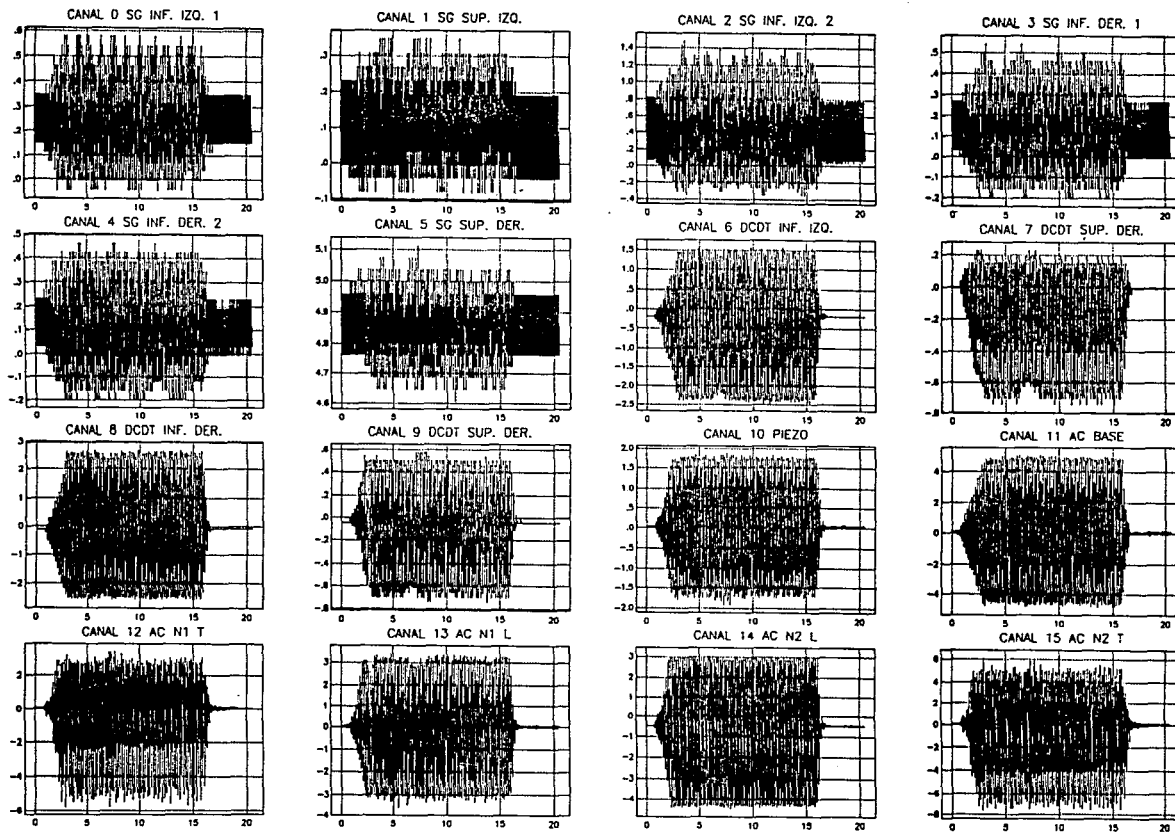


Fig 30 Falla en el elemento disipador (solera de acero)



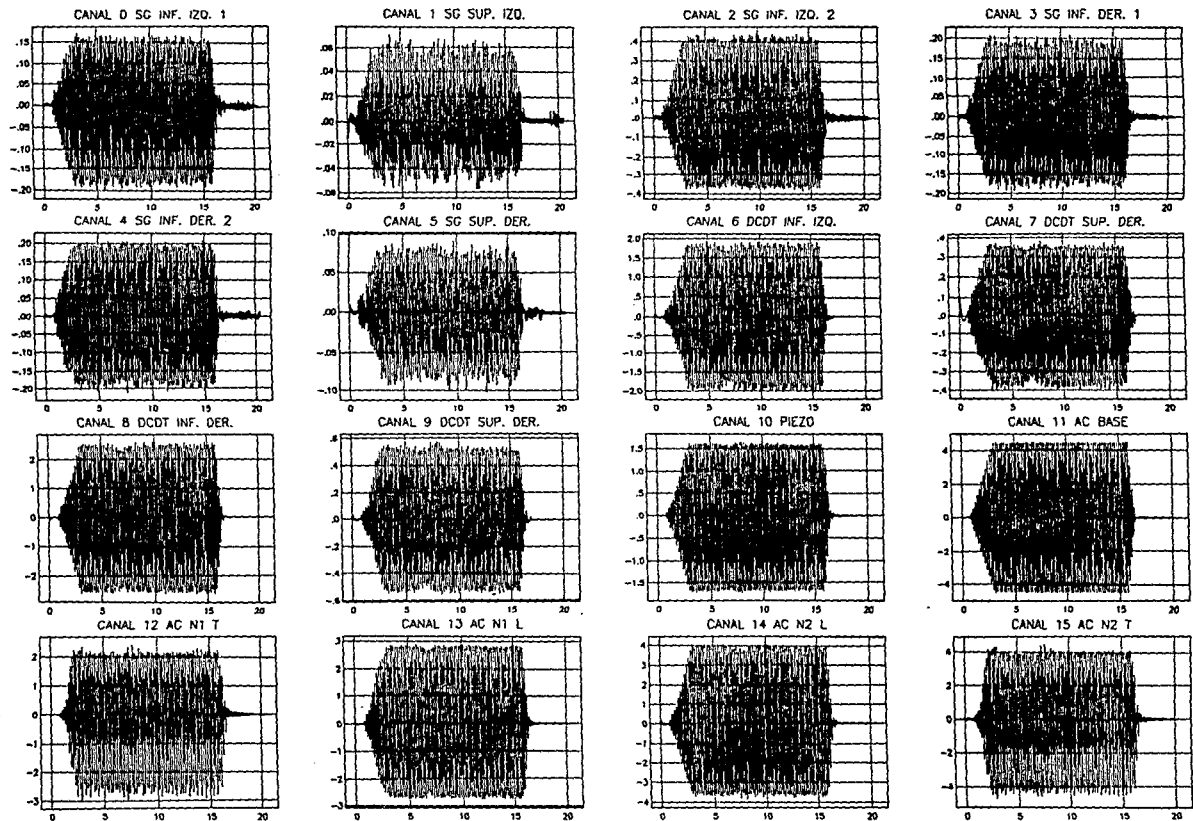
PRUEBA 15

FRECUENCIA 5.1 Hz

SPAN = 2.07

NO FACTORIZADO

Fig 31 Señales registradas en los transductores durante las pruebas con una aceleración de 400 gales y 5.1 Hz de frecuencia

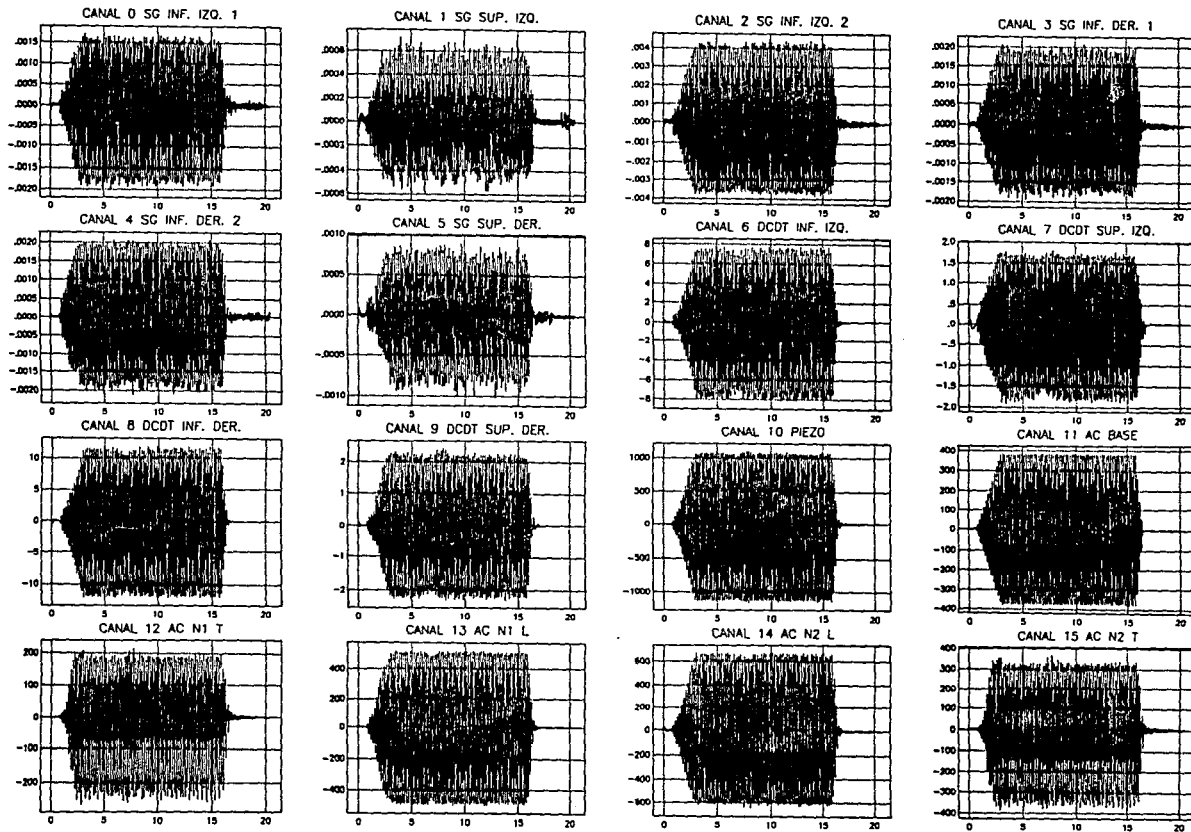


PRUEBA 15 FRECUENCIA 5.1 Hz

SPAN = 2.07

NO FACTORIZADO

Fig 32 Señales filtradas con una aceleración de 400 gales en la base y frecuencia de 5.1 Hz



PRUEBA 15 FRECUENCIA 5.1 Hz

SPAN = 2.07

FACTORIZADO

Fig 33 Señales filtradas y factorizadas para una aceleración de 400 gales en la base y frecuencia de 5.1 Hz

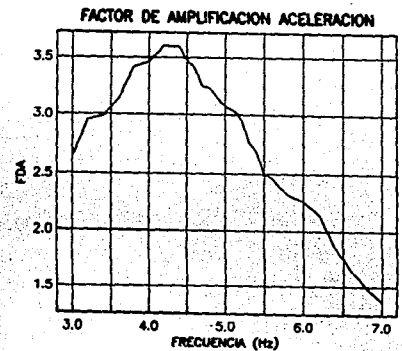
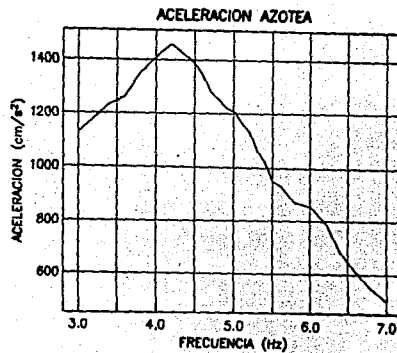
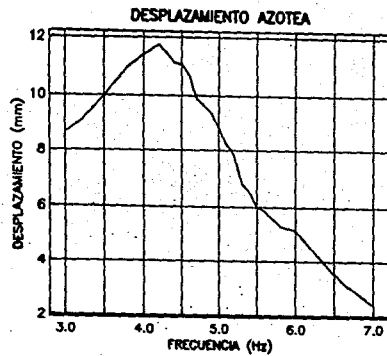


Fig 34 Respuesta experimental en pruebas ante excitación de frecuencia variable y amplitud constante (400 gales)

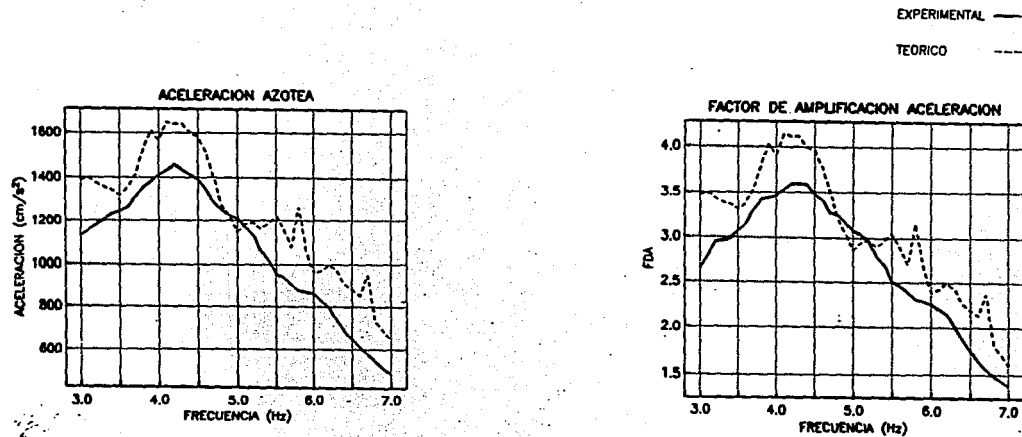
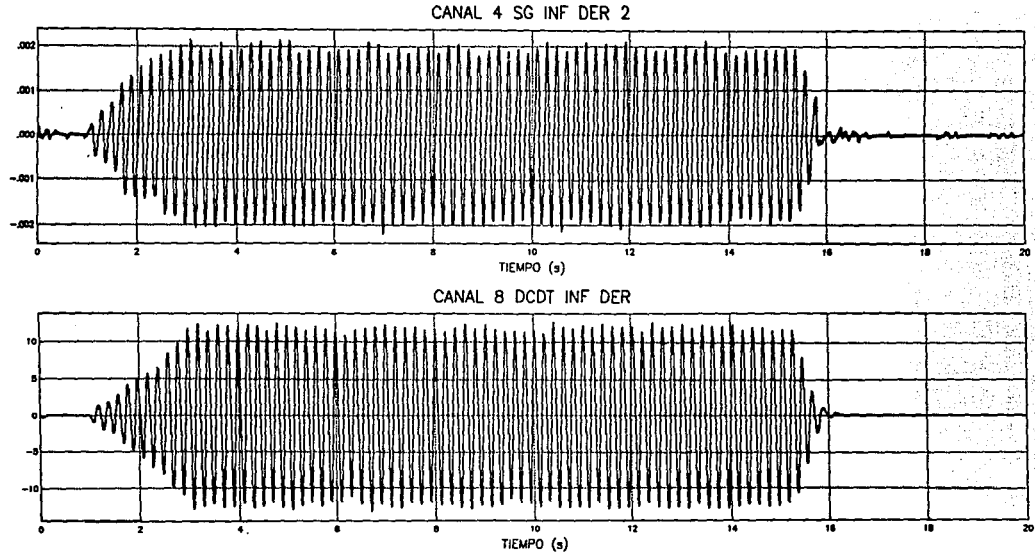


Fig 35 Comparación entre respuesta teórica y experimental del prototipo

DIAGONAL INFERIOR DERECHA



PRUEBA 15 EXCITACION 5.1 Hz

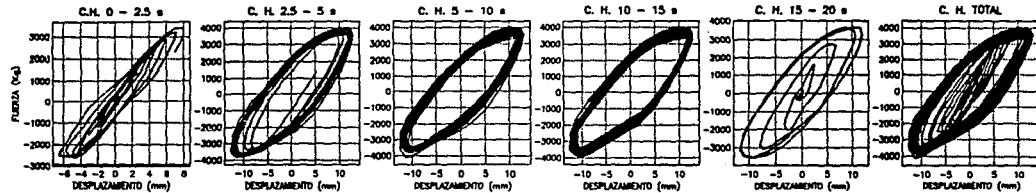
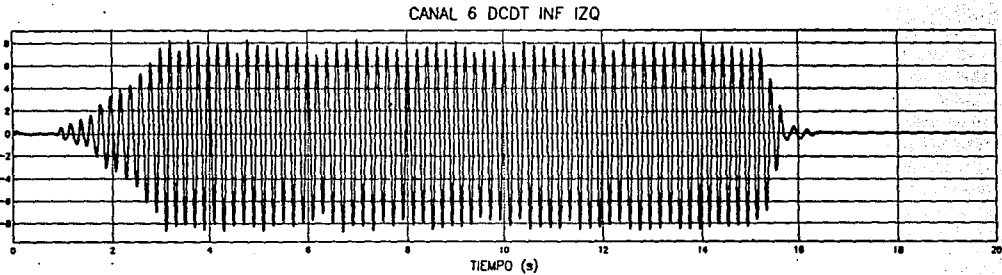
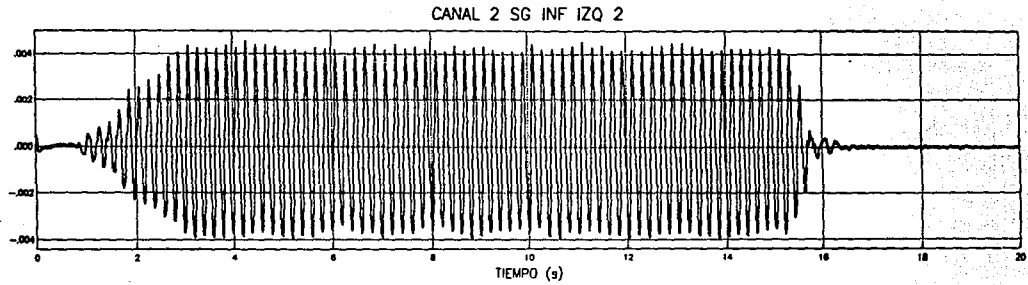


Fig 36 Desarrollo del ciclo histerético en el elemento disipador ubicado en la diagonal inferior derecha

DIAGONAL INFERIOR IZQUIERDA



PRUEBA 15 EXCITACION 5.1 Hz

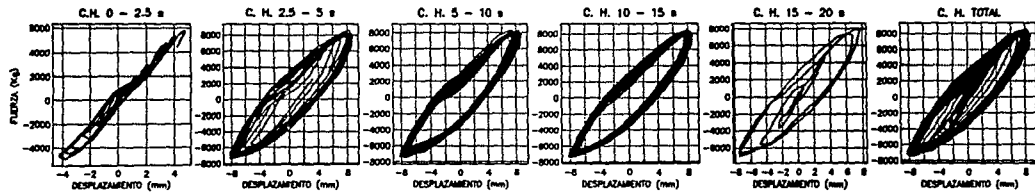
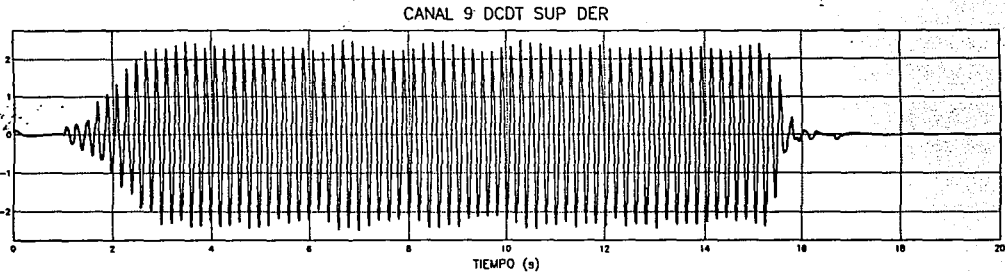
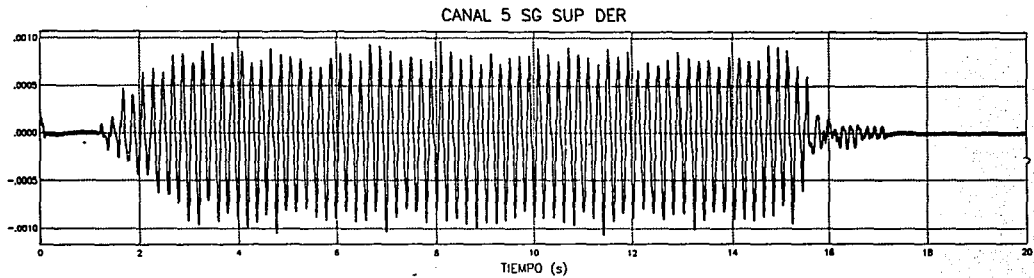


Fig 37 Desarrollo del ciclo histerético en el elemento disipador ubicado en la diagonal inferior izquierda

DIAGONAL SUPERIOR DERECHA



PRUEBA 15 EXCITACION 5.1 Hz

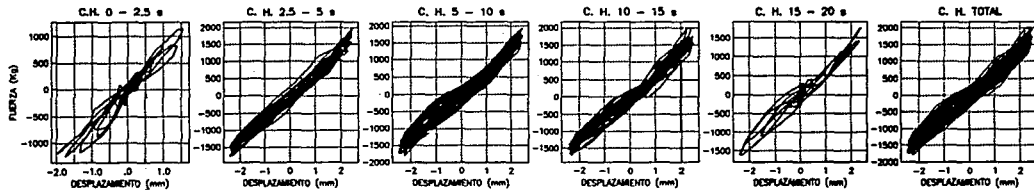
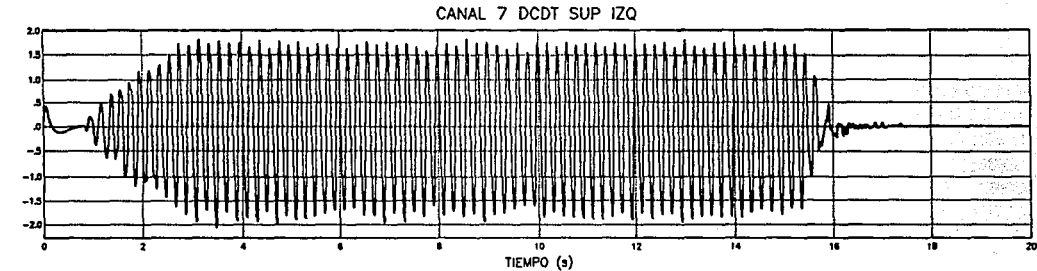
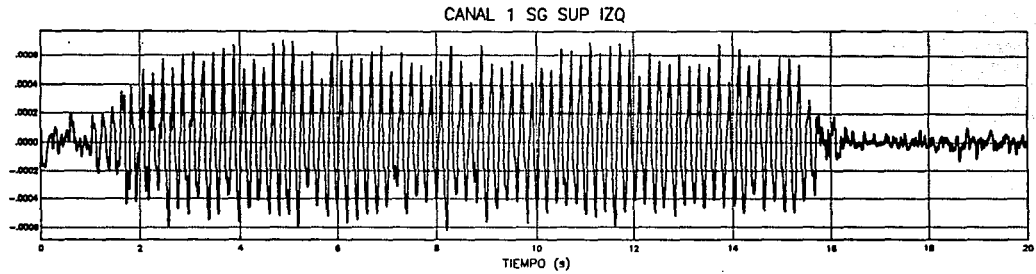


Fig 38

Desarrollo del ciclo histerético en el elemento disipador ubicado en la diagonal superior derecha

DIAGONAL SUPERIOR IZQUIERDA



PRUEBA 15 EXCITACION 5.1 Hz

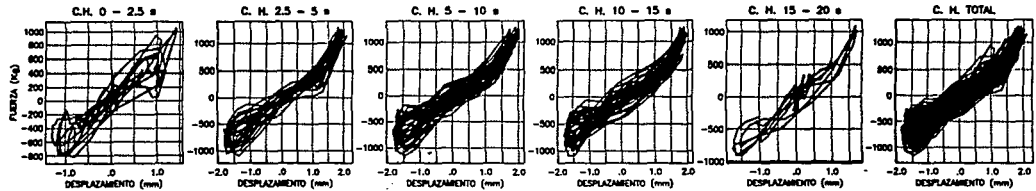
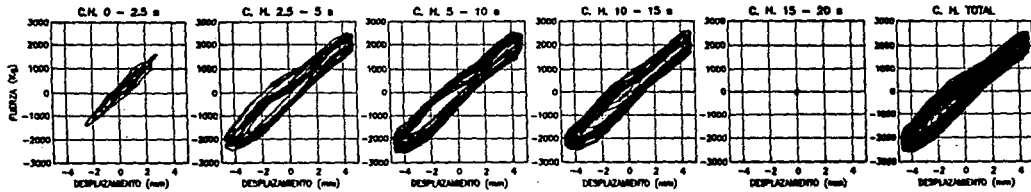


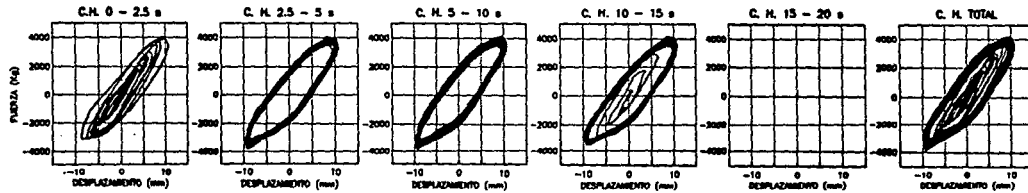
Fig 39 Desarrollo del ciclo histerético en el elemento disipador ubicado en la diagonal superior izquierda

DIAGONAL INFERIOR DERECHA

PRUEBA 28 EXCITACION 5.5 Hz



PRUEBA 29 EXCITACION 5.5 Hz



PRUEBA 30 EXCITACION 5.5 Hz

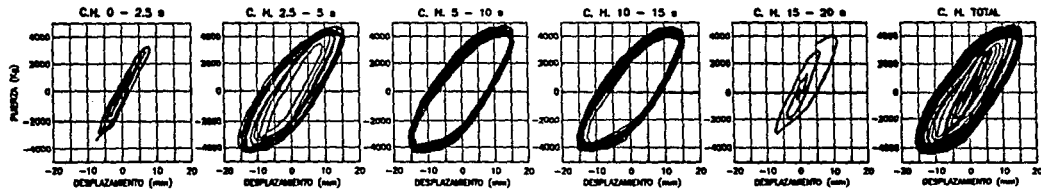


Fig 40

Desarrollo del ciclo histerético durante pruebas a frecuencia constante (5.5 Hz) y amplitud variable en la solera que presentó falla

DIAGONAL INFERIOR DERECHA

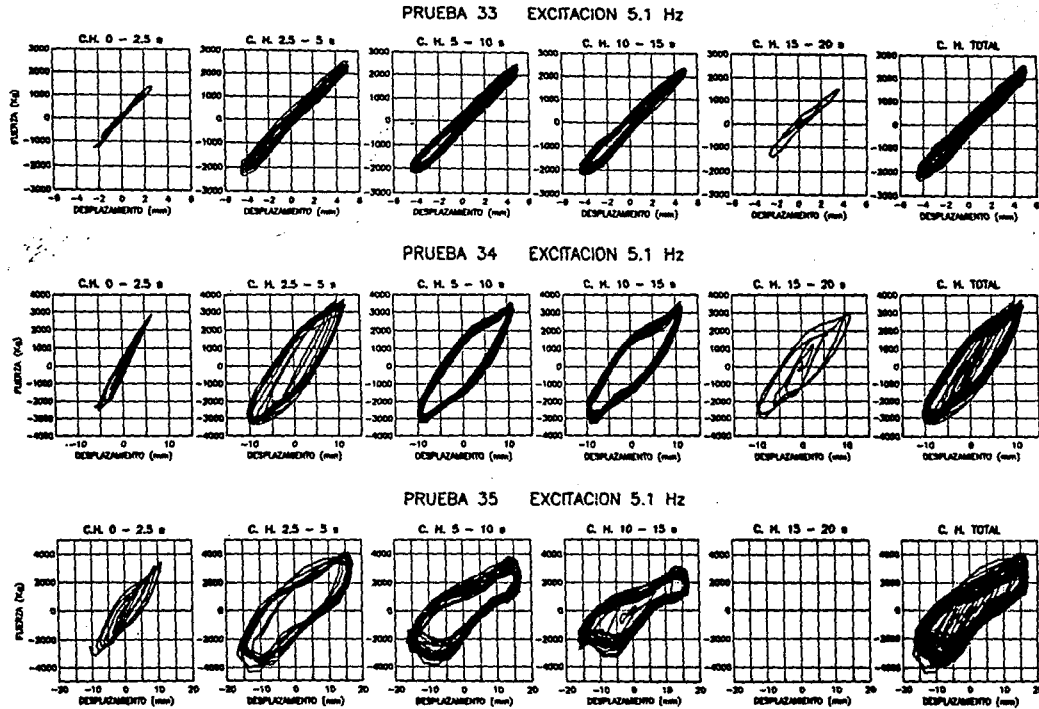
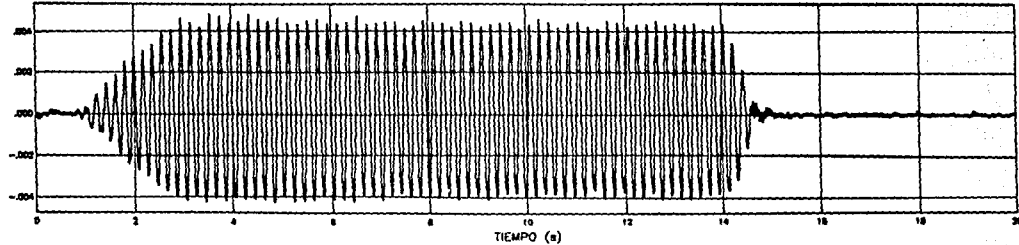


Fig 41

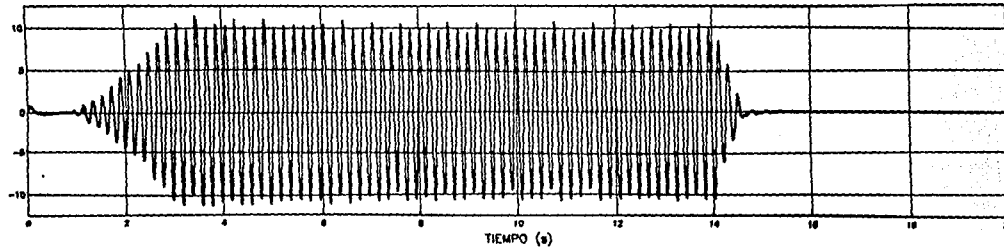
Desarrollo del ciclo histérico durante pruebas a frecuencia constante (5.1 Hz) y amplitud variable en la solera que presentó falla

DIAGONAL INFERIOR IZQUIERDA

CANAL 2 SG INF IZQ 2



CANAL 6 DCDT INF IZQ



PRUEBA 35 EXCITACION 5.1 Hz

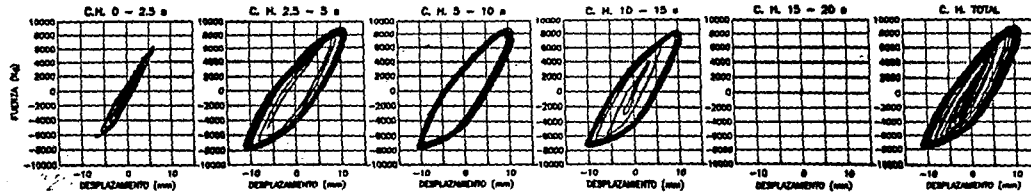
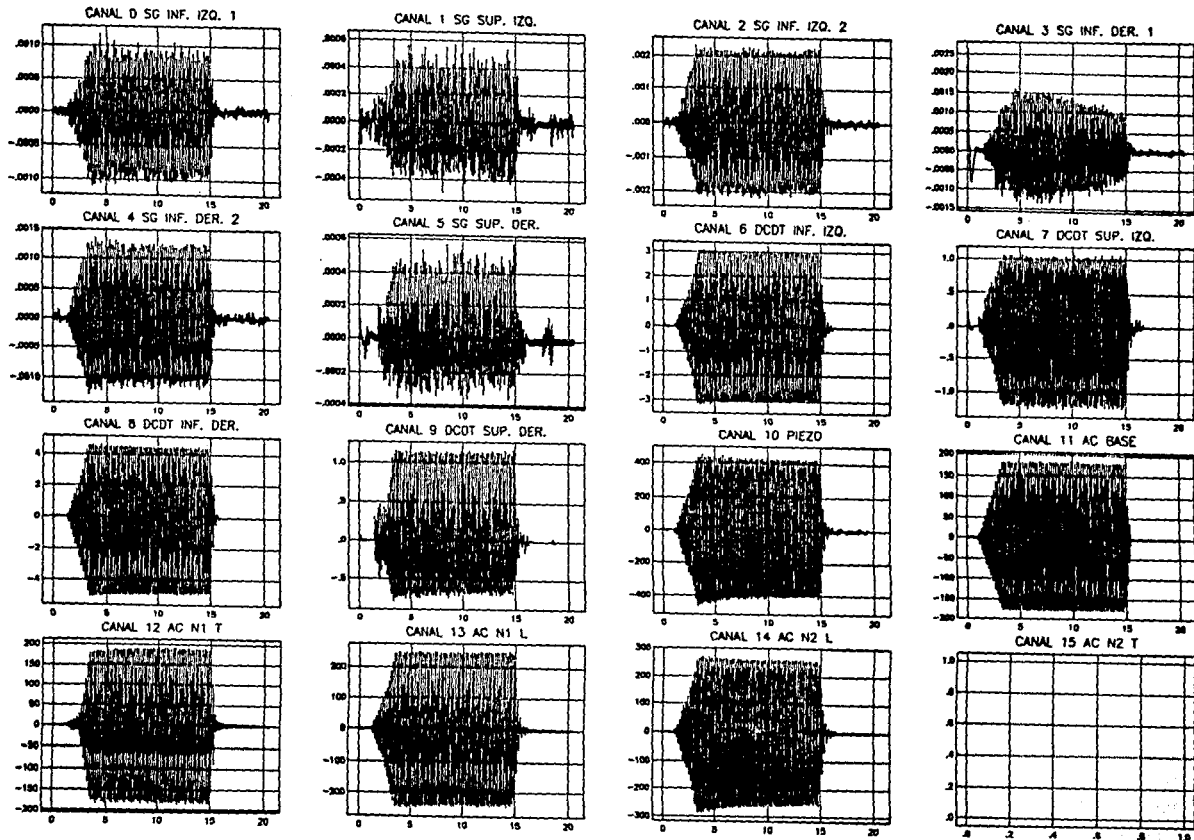


Fig 42

Desarrollo del ciclo histerético durante pruebas a frecuencia constante (5.1 Hz) y amplitud variable en la solera que no presentó falla



PRUEBA 33

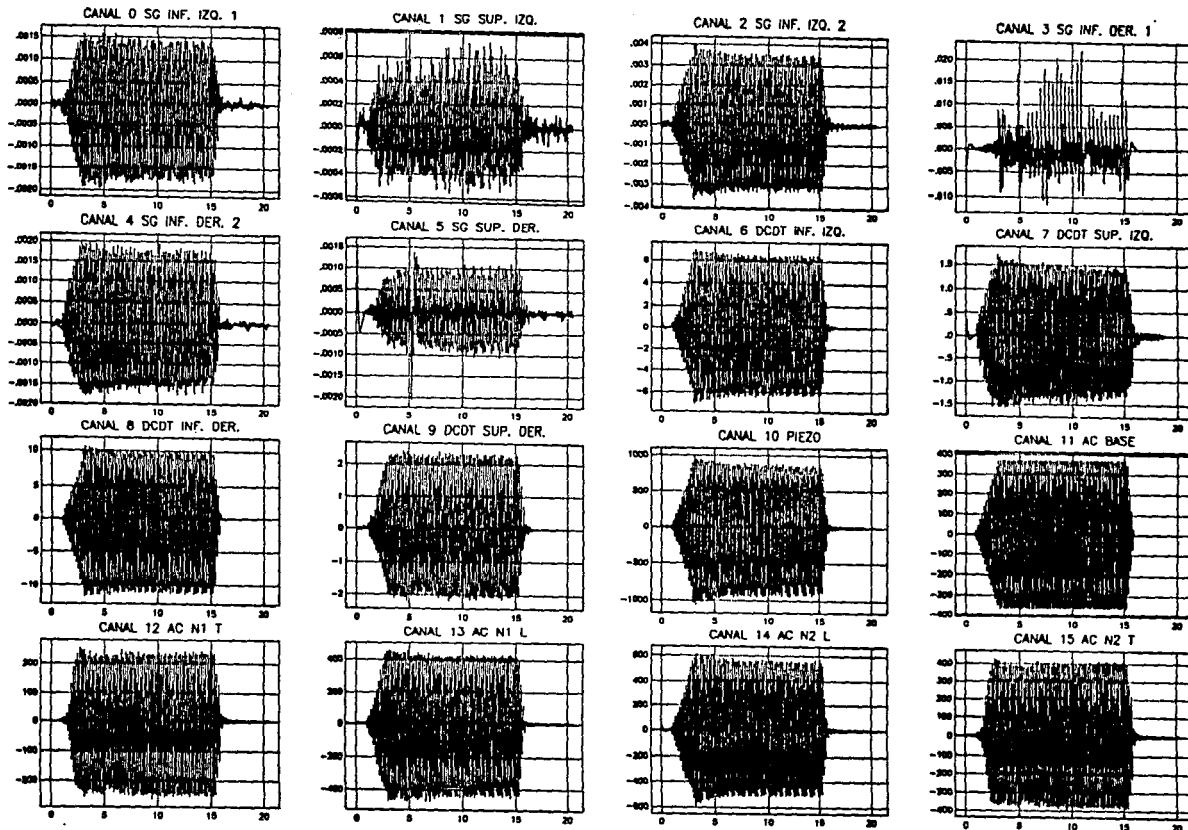
FRECUENCIA 5.1 Hz

SPAN = 1

FACTORIZADO

Fig 43

Señales obtenidas en los diferentes canales para una aceleración de 175 gal y frecuencia de 5.1 Hz



PRUEBA 34

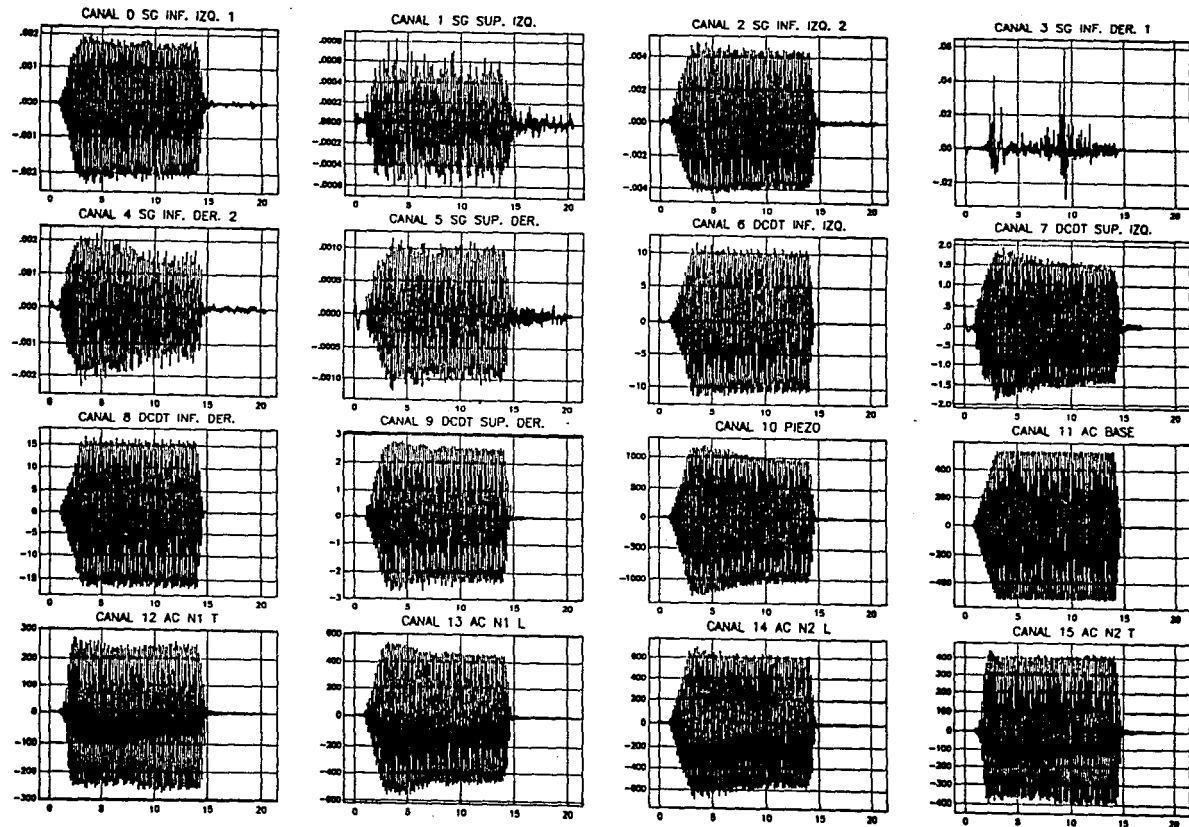
FRECUENCIA 5.1 Hz

SPAN = 2

FACTORIZADO

Fig 44

Señales obtenidas en los diferentes canales para una aceleración de 375 gal y frecuencia de 5.1 Hz



PRUEBA 35 FRECUENCIA 5.1 Hz

SPAN = 3

FACTORIZADO

Fig 45

Señales obtenidas en los diferentes canales para una aceleración de 450 gal y frecuencia de 5.1 Hz

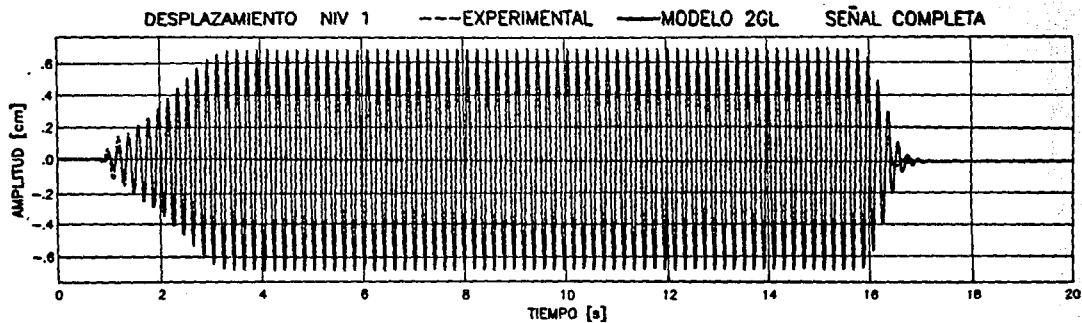
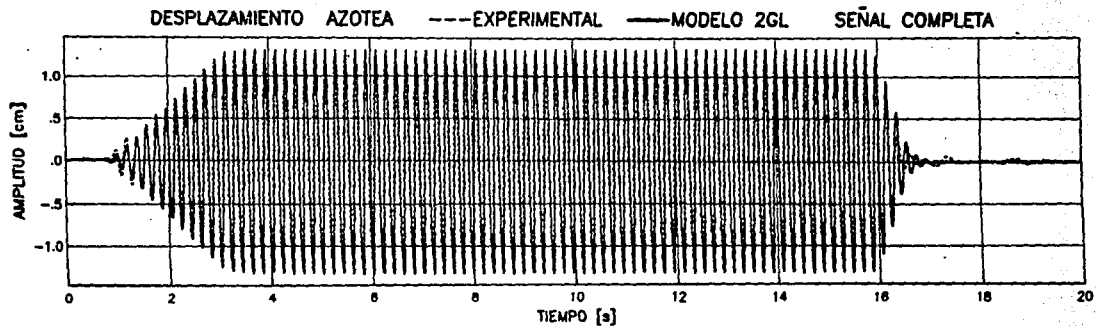


Fig 46 Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (desplazamiento) con el modelo de 2 GL considerando señal completa

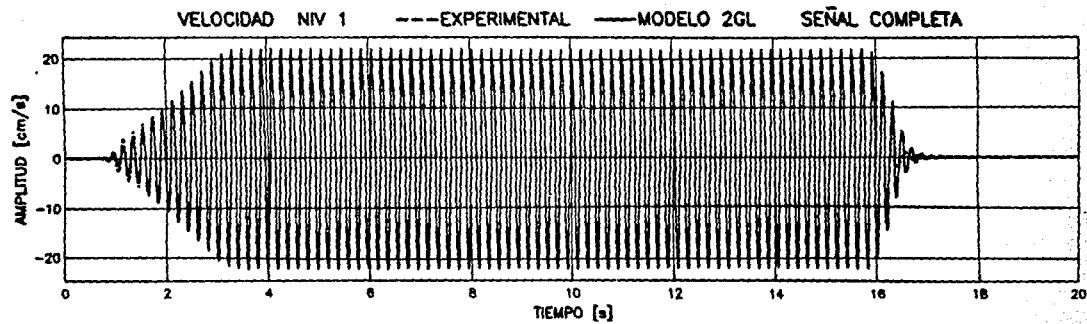
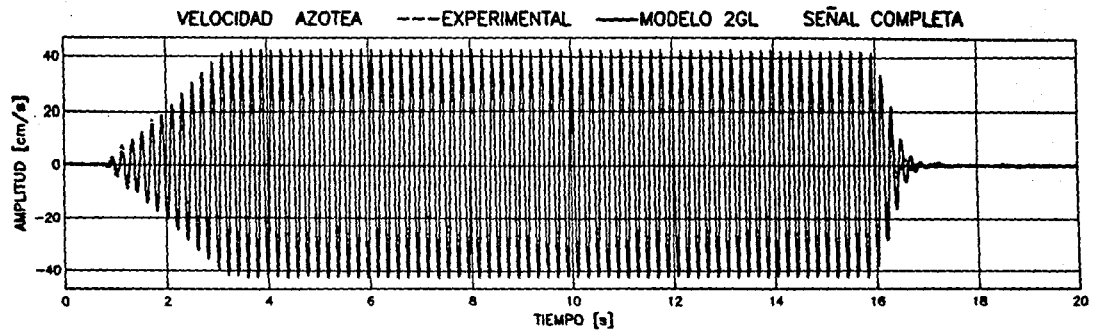


Fig 47

Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (velocidad) con el modelo de 2 GL considerando señal completa

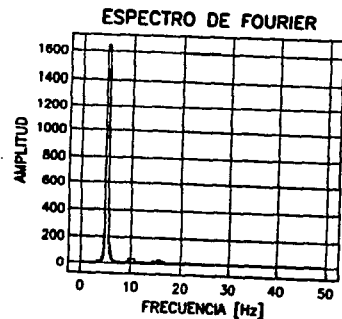
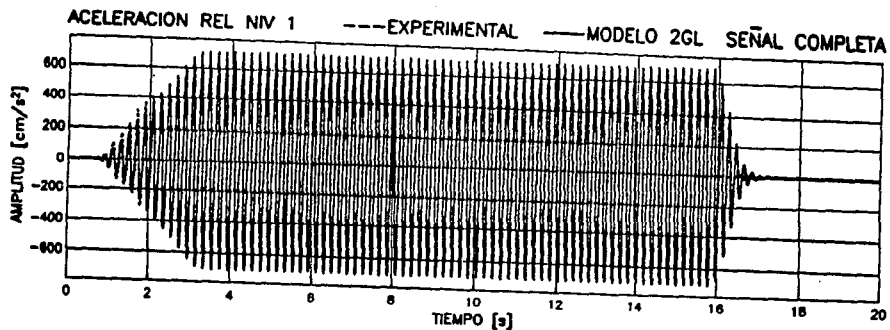
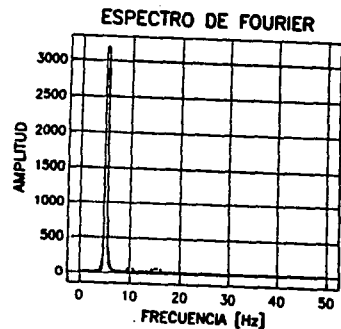
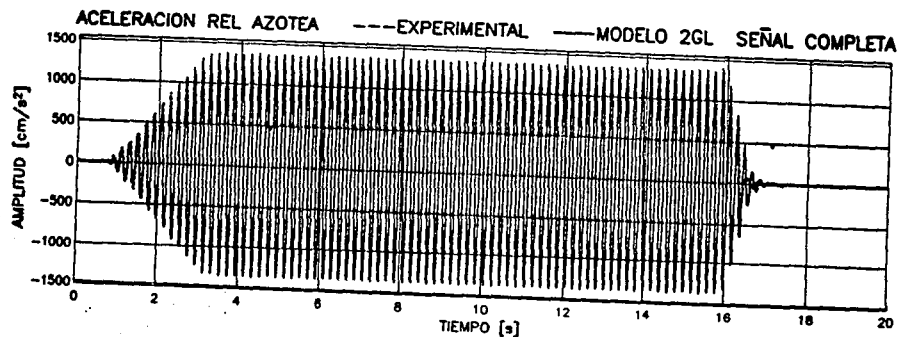


Fig 48

Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (aceleración relativa) con el modelo de 2 GL considerando señal completa

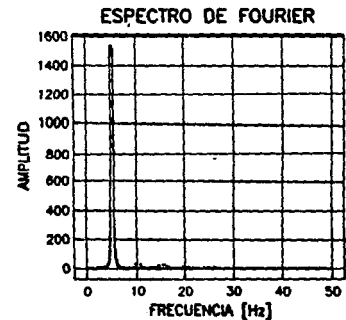
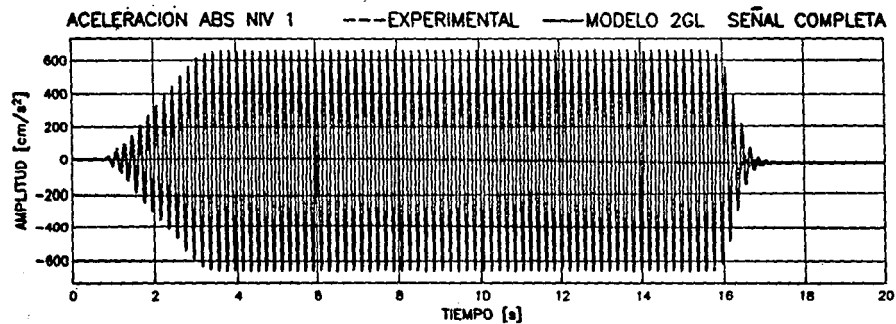
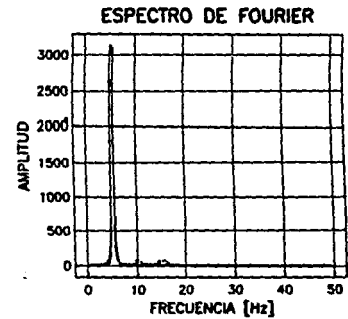
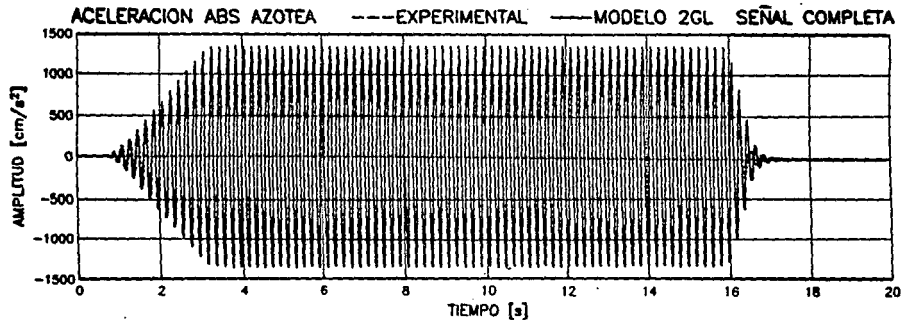


Fig 49

Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (aceleración absoluta) con el modelo de 2 GL considerando señal completa

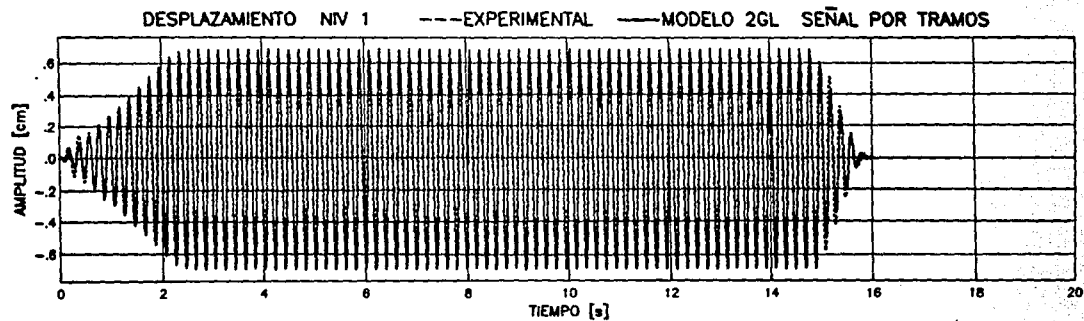
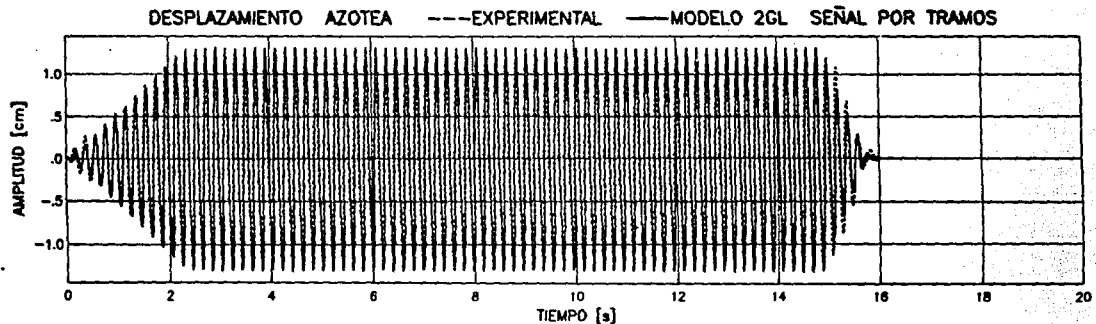


Fig 50

Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (desplazamiento) con el modelo de 2 GL considerando señal por tramos

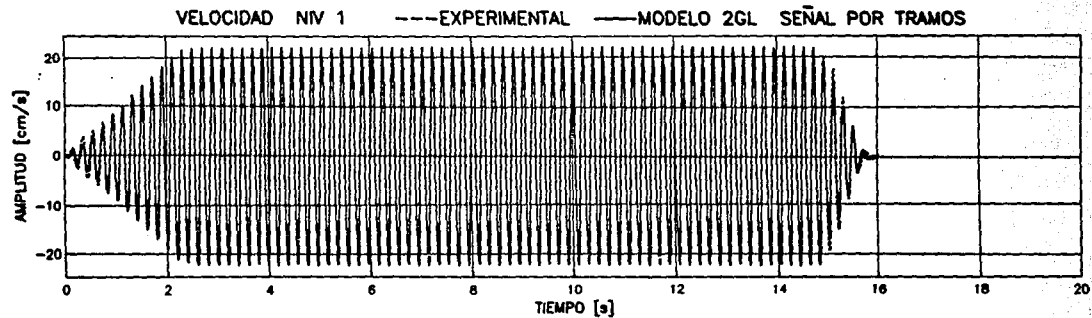
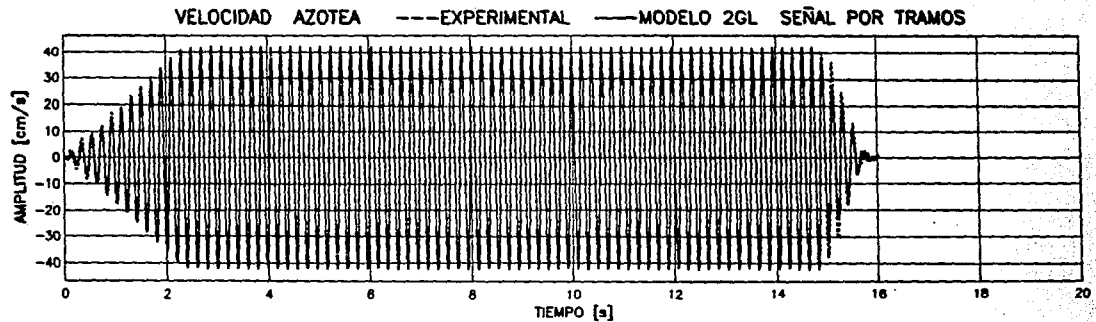


Fig 51

Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (velocidad) con el modelo de 2 GL considerando señal por tramos

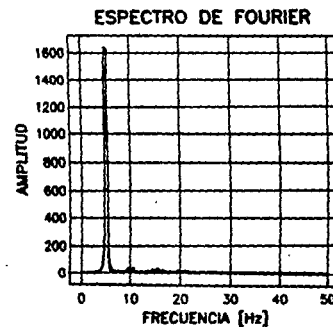
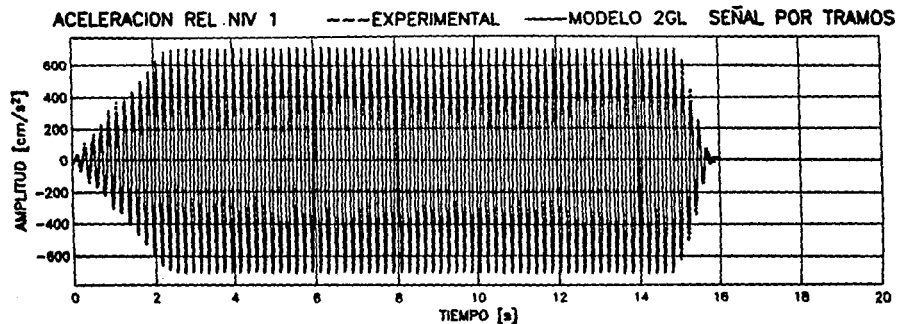
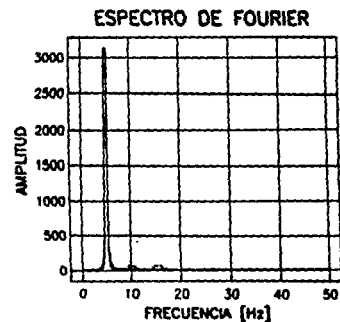
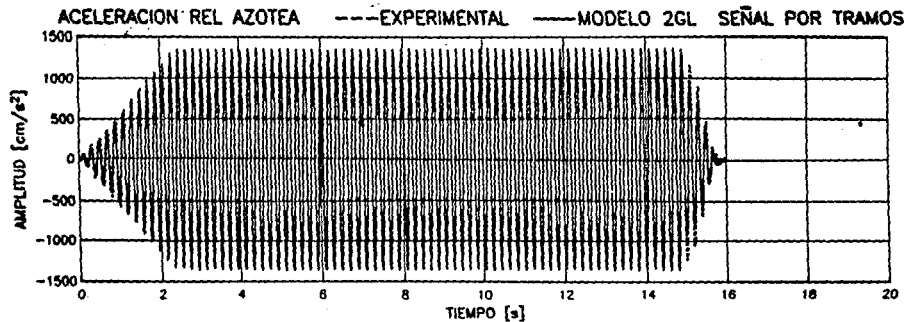


Fig 52

Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (aceleración relativa) con el modelo de 2 GL considerando señal por tramos

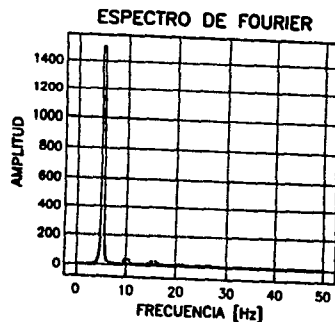
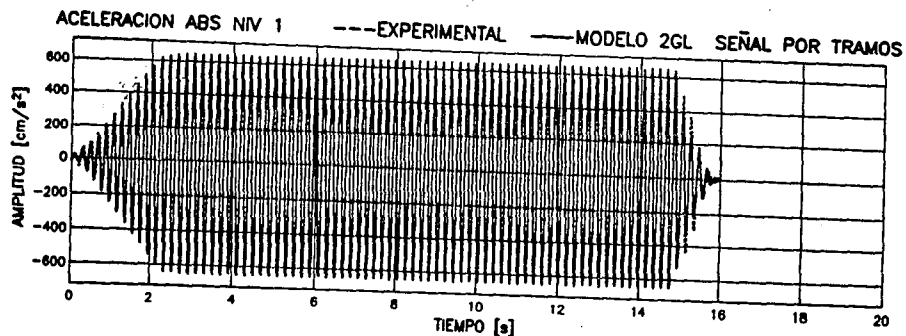
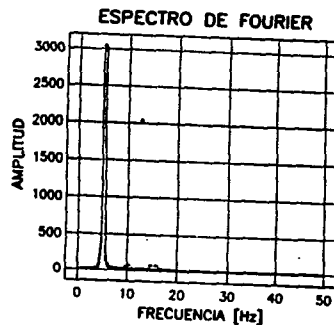
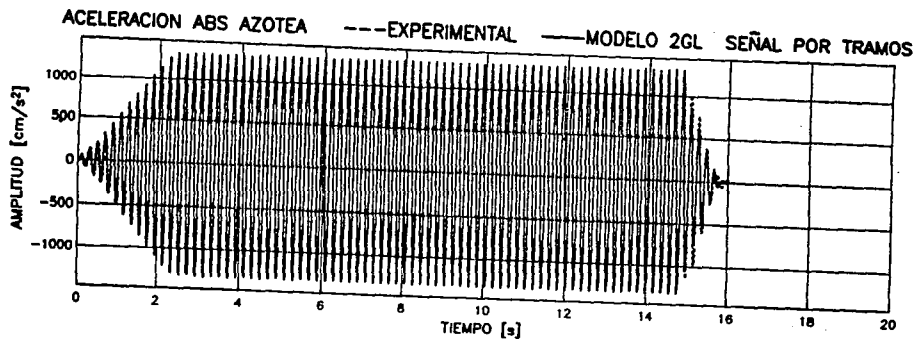


Fig 53

Comparación entre la respuesta registrada y la calculada (aceleración absoluta) con el modelo de 2 GL considerando señal por tramos