

RESPUESTA EXPERIMENTAL INELASTICA DE UNA ESTRUCTURA METALICA
PROVISTA DE ELEMENTOS DISIPADORES DE ENERGIA

OTILIA RAMIREZ CASTRO

TRABAJO

Presentado a la División de Estudios de Posgrado de la

FACULTAD DE INGENIERIA
DE LA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

como requisito para obtener
el grado de

MAESTRO EN INGENIERIA
(E S T R U C T U R A S)

CIUDAD UNIVERSITARIA , D.F. , FEBRERO 1992



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 esta 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.



DEPFI



DEPFI

T. UNAM

1 9 4 2

RAM

INDICE

1. INTRODUCCION
 - 1.1 Antecedentes
 - 1.2 Objetivos

 2. CARACTERISTICAS DEL DISIPADOR DE ENERGIA
 - 2.1 Generalidades
 - 2.2 Configuración y características

 3. DISEÑO DE ESTRUCTURA PROTOTIPO
 - 3.1 Características dinámicas de mesa vibradora
 - 3.2 Diseño del prototipo
 - 3.3 Respuesta teórica del prototipo
 - 3.4 Comentarios

 4. RESPUESTA EXPERIMENTAL
 - 4.1 Características dinámicas
 - 4.2 Instrumentación
 - 4.3 Respuesta experimental
 - 4.3.1 Respuesta ante excitación de baja amplitud
 - 4.3.2 Respuesta ante excitación de alta amplitud
 - 4.4 Correlación de respuestas experimental y analítica

 5. CONCLUSIONES FINALES

 6. REFERENCIAS
- TABLAS Y FIGURAS

1. INTRODUCCION

1.1 Antecedentes

En la filosofía actual de diseño de estructuras se pretende disipar la energía provocada por los temblores aprovechando la ductilidad que son capaces de desarrollar las estructuras, lo que implica deformaciones inelásticas importantes que pueden producir agrietamientos indeseables, fallas frágiles prematuras o aún el colapso total de la estructura.

En investigaciones recientes se ha mostrado la conveniencia de suministrar dispositivos externos de disipación de energía a las estructuras, los cuales disminuyen las demandas de ductilidad en los sistemas estructurales [1]. El concepto básico es que la energía se disipe a través del trabajo mecánico de estos dispositivos y no por el comportamiento dúctil de los elementos de la estructura.

Estos dispositivos pueden clasificarse, según su funcionamiento, como de control pasivo y de control activo. Los dispositivos de control pasivo responden al movimiento de la estructura de una forma prefijada por el diseñador, mientras que los dispositivos activos responden de acuerdo a un mecanismo de control que se ajusta a la excitación que está ocurriendo durante un sismo actual y que se retroalimenta con la respuesta que está ocurriendo.

DISPOSITIVOS DE CONTROL PASIVO

En este tipo de dispositivos se han desarrollado básicamente tres sistemas: disipadores de energía, aisladores de base y osciladores resonantes. Las principales características de estos tres sistemas se presentan a continuación.

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 han sido creados bajo este concepto, destacando aquellos basados en la fricción

[2] y en la deformación plástica de los metales [3].

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), los cuales ya han sido empleados en diferentes experimentos con resultados muy satisfactorios [4].

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) [5], compresión [6], tensión [7] y torsión (fig 3) [8].

Desde 1974, en el Instituto de Ingeniería de la UNAM se ha estudiado el comportamiento de dispositivos disipadores de energía en forma "U" (fig 4), cuyo comportamiento histerético es muy estable y el número de ciclos de carga que soportan depende de la amplitud de deformación a que se vean sometidos[9].

Otro tipo de dispositivo mecánico son los elementos ADAS (fig 5): 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 aún bajo grandes deformaciones y numerosos ciclos de carga [10].

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 que la soporta. 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

contenidos de frecuencia altos [11].

Se han construido estructuras que usan aislamiento sísmico por lo menos en 17 países [12]. 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 relacionados con plantas nucleares y 7 estructuras de tipo industrial.

Osciladores resonantes

Son pisos adicionales colocados sobre diferentes niveles, comúnmente el último nivel de una estructura, con ciertas propiedades dinámicas que reducen la respuesta de la misma [13].

Una de las dificultades de estos sistemas se encuentran en 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 [14].

DISPOSITIVOS DE CONTROL ACTIVO

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

Masa activa

El movimiento de la masa sobre el último nivel de la estructura se controla por medio de una computadora instalada en el mismo nivel, que detecta el movimiento del edificio a través de sensores y envía a los actuadores una señal que provoca la aplicación de fuerzas externas a las masas (fig 6).

Tendones activos

Su principal objetivo es modificar el periodo fundamental de la estructura para evitar que se encuentre cerca de la frecuencia dominante del temblor para cada instante de tiempo y así evitar grandes amplificaciones del movimiento (fig 7) [15].

1.2 Objetivos

En esta investigación se analiza el comportamiento de placas en forma de "U" como sistemas de disipación de energía en una estructura prototipo mediante pruebas en mesa vibradora. El principal objetivo es el determinar si los mecanismos de disipación utilizados llegan a provocar una disminución apreciable en la respuesta del prototipo y comparar esta con la proveniente de los modelos matemáticos utilizados para idealizar a la estructura. En la primera parte de este trabajo se presentan las principales características del mecanismo de disipación utilizado, así como sus condiciones de fatiga y su comportamiento histerético ante cargas cíclicas. Se analizan las características dinámicas de la mesa vibradora utilizada para el experimento, discutiéndose las limitaciones encontradas para el uso adecuado de la misma. Se presenta una descripción del diseño del prototipo, efectuándose una simulación matemática de la respuesta que puede presentarse al excitar al mismo a movimientos armónicos de baja y alta amplitud de aceleración.

Finalmente, se discuten los principales resultados obtenidos experimentalmente durante las pruebas de baja y alta amplitud de aceleración, cuando se somete al prototipo a excitaciones de tipo armónico en su base.

2. CARACTERISTICAS DEL DISIPADOR DE ENERGIA

2.1 Generalidades

A mediados de la década de los 70 se inició en el Instituto de Ingeniería de la UNAM 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 [9]. Los dispositivos tienen como componentes básicos elementos disipadores de energía en forma de "U", elaborados con solera de acero comercial. Este tipo de configuración, estudiada anteriormente por diversos investigadores [16], 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 mecanismos de disipación de energía, al colocarlos en la superestructura de los edificios.

2.2 Configuración y características del disipador

Los elementos disipadores de energía presentan una configuración como la que se muestra en la fig 8. Están hechos con acero comercial, cuya sección es de 1.3 x 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", el procedimiento consiste en montarlo en el marco de carga e iniciar la prueba cíclica, en la cual 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 este del orden al que puede esperarse en un entrepiso de un edificio flexible ante la acción de un sismo, según las normas actuales del Distrito Federal [17]. Dentro de los principales resultados encontrados destacan los siguientes:

- a) Una disminución relativamente pequeña en la deformación unitaria nominal, 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, indicada en la fig 8.
- c) Un cambio significativo en el periodo del ciclo de carga afecta sólo levemente la capacidad de carga y el número de ciclos a la falla. Esto implica que estos dispositivos se puedan usar en estructuras, sin importar su 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 [18]. Se hicieron pruebas de fatiga a frecuencia constante de 0.50 Hz, con amplitudes de ± 0.5 , ± 1.0 , ± 1.5 , ± 2.0 , ± 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 uno de los elementos.

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 ni en

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 cendencia. La máxima carga alcanzada para el sistema mencionado fue de aproximadamente + 2800 kg, con una amplitud de desplazamiento de 2.5 cm.

3. DISEÑO DE ESTRUCTURA PROTOTIPO

3.1 Características dinámicas de la mesa vibradora

La mesa vibradora está estructurada con base en una losa nervada de concreto de 4.5 x 2.4 m en planta y 0.40 m de espesor, la cual se apoya en dos traveses longitudinales de 1.30 m de peralte, fig 12. En el sentido transversal tiene tres diafragmas; uno en cada extremo y otro en el centro. Las nervaduras y las traveses de apoyo se presforzaron mediante el método de postensado, además tienen refuerzo de acero convencional. El peso aproximado de la mesa es de 15 ton y tiene capacidad para soportar modelos con un peso de aproximadamente 15 ton. El conjunto descansa sobre cuatro columnas articuladas de acero, de sección tubular, apoyadas sobre la losa de cimentación.

La cimentación está formada por tres partes rígidamente unidas; la losa de piso, los muros de retención y las traveses de borde. La losa y los muros tienen un espesor de 0.50 m. Las dimensiones en planta de la losa son 7.10 x 3.70 m; los muros tienen una altura de 3.00 m. La sección de la traveses de borde es de 0.50 x 1.00 m, excepto en la parte inmediata al actuador, donde su sección es de 0.50 x 1.50 m.

El sistema para controlar y excitar el movimiento de la mesa consiste en un equipo electromecánico de circuito cerrado capaz de generar movimiento senoidal o aleatorio en dirección horizontal. El desplazamiento máximo del actuador es de ± 2.5 cm [19].

La frecuencia fundamental de la mesa sin lastre es de 30 Hz y el coeficiente de amortiguamiento es del 17.4 por ciento del amortiguamiento crítico. Cuando la mesa tiene un lastre de 6775 kg su frecuencia es de 25 Hz y su coeficiente de amortiguamiento es del 16 por ciento del amortiguamiento crítico. La frecuencia es de 20 Hz aproximadamente cuando la mesa se lastra con 13631 kg y su coeficiente de amortiguamiento es del 10 por ciento del amortiguamiento crítico.

En ensayos dinámicos efectuados con la señal de El Centro componente E-W, con lastre y sin él [20], se obtuvo que en el espectro de respuesta se detectan distorsiones importantes de la señal original, para frecuencias

mayores de 10 Hz. Lo mismo sucede en el espectro de Fourier para un intervalo de frecuencias de 20 a 40 Hz.

3.2 Diseño del prototipo

La principal consideración en el diseño del prototipo fue el 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 de un intervalo útil 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, pues se supone que las condiciones obtenidas para este modelo se podrán aplicar directamente a las estructuras civiles.

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, de los cuales se fijó el modelo a la superficie de la mesa vibradora, determinan las dimensiones en planta del modelo. La limitación del peso de la estructura no es tan grave, ya que la capacidad de carga vertical de la mesa es de 15 toneladas, lo que da un margen amplio para este caso. La tercera limitación, la frecuencia del modelo, es importante ya que, como se mencionó anteriormente, la mesa introduce distorsiones en las señales excitadoras de la base que se envían del sistema controlador. Esta distorsión se asocia al hecho de que la frecuencia fundamental del sistema mesa vibradora-actuador presenta valores del orden de 25 Hz, lo que ocasiona una amplificación de la respuesta, así se establece una ventana de operación confiable del sistema en el intervalo de 1 a 15 Hz. El límite inferior está determinado por el hecho de que la mesa

no puede alcanzar aceleraciones mayores de 1 g para frecuencias menores de 1 Hz, además de que en esa frecuencia la distorsión de la señal excitadora empieza a ser muy importante.

La experiencia adquirida con modelos ensayados en la mesa vibradora indica que es necesario proporcionar una rigidez transversal adecuada al modelo de manera que al ensayarlo no se excite fácilmente el modo de torsión [21]. 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).

Se diseñó una estructura formada por columnas, vigas y diagonales en ambas direcciones principales del prototipo. La masa concentrada se le proporciona al modelo a través de un cajón de madera relleno de arena. Para este estudio se eligió un peso en cada nivel correspondiente a 2000 kg. La forma y dimensiones finales de la estructura se pueden apreciar en las figs 14 y 15.

3.3 Respuesta teórica del prototipo

Se llevo a cabo el análisis matemático del prototipo considerando que las diagonales de los marcos longitudinales están provistas de los dispositivos disipadores en estudio. Se obtuvieron las frecuencias naturales y las formas modales de vibrar del modelo matemático, utilizando el programa de computadora SAP-90 [22]. En la tabla 2 se presentan las frecuencias de vibrar obtenidas analíticamente, con un valor de frecuencia fundamental en la dirección longitudinal de 6.45 Hz. En la fig 16 se muestran las configuraciones modales analíticas.

Para poder tomar en cuenta el comportamiento no lineal de la estructura se recurrió al programa DRAIN-2D [23], que presenta la limitación de realizar análisis exclusivamente de estructuras planas. En la fig 17 se presenta una elevación del marco longitudinal del prototipo y se indican las propiedades geométricas de cada uno de los elementos del modelo.

La excitación en la base del modelo presenta las características que se muestran en la fig 18, donde se indica la transición de amplitud cero hasta la amplitud máxima en un intervalo de 2 s, con una duración total de la

señal de 10 s. Bajo las mismas condiciones anteriores, se varió sólo la frecuencia de la excitación en la base del modelo, con lo que se hace el análisis en el dominio de las frecuencias de interés.

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 una sección transversal en cajón bastante sobrada para el resto de la diagonal, esto con el fin de evitar la posibilidad de pandeo de la misma [24]. Esta sección en cajón se formó soldando 2 ángulos de 4"x¹/₄". La diagonal se articuló en ambos extremos con el fin de reducir al mínimo los momentos flexionantes en la misma. El dispositivo se colocó en un extremo de la diagonal.

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 el que se muestra en la fig 19. No se consideró pérdida de rigidez ni de resistencia en el elemento, con base en los resultados experimentales anteriormente mencionados. La pendiente de la segunda rama se estimó en un valor aproximado del 13 por ciento de la pendiente inicial.

Para evaluar el beneficio de colocar dispositivos disipadores se compararon los resultados del análisis no lineal con los resultados del mismo modelo pero suponiendo comportamiento elástico lineal de sus elementos. Como indicadores se usaron los valores máximos de aceleración de los dos niveles, las fuerzas axiales en las diagonales, momentos flexionantes en 2 secciones críticas, cargas axiales en columnas y el momento de volteo en la base.

Con base en un proceso iterativo de análisis se detectó que con una aceleración en la base de 20 gales no existe un comportamiento inelástico en ningún elemento del modelo. Asimismo, se encontró que con 400 gales en la base existe un comportamiento inelástico significativo exclusivamente en las diagonales, permaneciendo elástica el resto de la estructura. Estos dos

niveles de aceleración en la base son los propuestos para utilizar en las pruebas experimentales.

En la fig 20 se presenta la curva de amplificación de aceleración encontrada con una aceleración en la base de 20 gales, en un intervalo de frecuencias de 2 a 8 Hz. Los valores de esta curva se definieron mediante la relación de la aceleración máxima absoluta de la azotea entre la aceleración en la base. Como era de esperarse, se encontró un valor de amplificación cercano a 50 en la condición de resonancia, ya que el amortiguamiento estructural propuesto fue del 1 por ciento del crítico.

En la figura 21 se muestra la curva de amplificación de aceleración al considerar una excitación en la base de 400 gales. En esta figura se detecta que existe un abatimiento considerable en el nivel de aceleración máxima de la azotea, con valores de amplificación que fluctúan alrededor de un valor de 4, con una respuesta prácticamente plana en el intervalo de 4 a 7 Hz. En la fig 22 se presenta el comportamiento histerético teórico de las diagonales con una frecuencia de excitación de 6.4 Hz, que cualitativamente da una idea de la energía disipada por el elemento.

4. RESPUESTA EXPERIMENTAL

4.1 Características dinámicas del prototipo

Para determinar las características dinámicas experimentales del prototipo se recurrió a las metodologías de vibración ambiental y pruebas de impulsos.

Pruebas de vibración ambiental

Estas pruebas consisten en medir las vibraciones en la estructura producidas por sollicitaciones ambientales. Para ello se fijan sensores de aceleración en placas previamente adheridas a los elementos estructurales. Las señales captadas por los acelerómetros se transmiten a acondicionadores de señales, donde dichas señales se amplifican y se filtran las frecuencias superiores a 20 Hz, para eliminar ruidos de alta frecuencia y obtener un registro claro. Posteriormente se envían a un analizador de espectros, en el cual se procesa la señal emitida por los acelerómetros mediante la transformada de Fourier para obtener los espectros de potencia, la función de transferencia y la coherencia.

Para registrar los movimientos se emplearon acelerómetros que se localizaron en los siete puntos de medición que se indican en la fig 23. Como solamente se pueden captar y analizar dos puntos de medición simultáneamente, se eligieron 5 arreglos de posición de sensores. En la tabla 3 se presenta el programa de pruebas realizadas. Los espectros de potencia de las pruebas 1 y 2 se aprecian en las figs 24 y 25. El análisis de estos espectros permitió identificar las frecuencias naturales de la estructura, las cuales se muestran en la tabla 4.

Pruebas de impulsos

Consiste en aplicar una fuerza periódicamente en la estructura, de tal forma que se exciten los modos de vibrar de la misma. En este tipo de ensayos, la dificultad principal consiste en aplicar la fuerza de manera que la estructura vibre únicamente en un solo plano, ya que puede ocurrir que se exciten simultáneamente dos modos distintos de vibrar, debido posiblemente a que sus frecuencias son muy próximas.

Se hicieron dos pruebas, en la primera se uso una frecuencia de impulso de 1 Hz, observándose que la variación de las amplitudes sufren un incremento repentino en un intervalo de 6 a 6.4 Hz, zona próxima a la frecuencia de resonancia de la estructura (fig 26). En la segunda prueba se uso una frecuencia de impulso de 0.48 Hz, apreciándose nuevamente que la amplitud tiene un incremento importante en el intervalo mencionado (fig 27).

Para una frecuencia de impulso de 1 Hz se encontró que la frecuencia natural de la estructura es aproximadamente de 6.55 Hz, en tanto que utilizando una frecuencia de impulso de 0.48 Hz la frecuencia natural se recorrió a 6.35 Hz. En este ensaye la fuerza se aplicó en el segundo nivel, en la dirección longitudinal.

4.2 Instrumentación

La estructura se encuentra instrumentada con cinco sensores de aceleración, cuatro trasductores de desplazamiento y seis trasductores de deformación unitaria.

Los acelerómetros son trasductores que operan con base en un principio de retroalimentación en la captación de aceleraciones. Suministran señales de voltaje directamente proporcionales a las aceleraciones de su base. En este trabajo se utilizaron acelerómetros Donner 4310, cuyo rango es ± 1.0 y ± 2.0 g.

Los trasductores de desplazamiento que se utilizaron son DC-DC LVDT serie 240, con excitación de 6 a 30 volts, los cuales se caracterizan por su excelente linealidad, gran resolución y alta sensibilidad.

Los deformímetros son extensómetros eléctricos de deformación de gran precisión tipo EA-06-250BG-120, con una resistencia en ohms de $120.0 \pm 0.15\%$ y con un factor de ganancia de $2.03 \pm 0.5\%$.

Los trasductores mencionados se colocaron en los puntos que se indican en la fig 28. 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.

El sistema de adquisición utilizado en esta investigación consiste en un adquisidor de datos Keithley 500, que es una unidad diseñada para usarse en combinación con una microcomputadora personal. El objetivo del sistema es recibir las señales analógicas de los 15 transductores utilizados en el experimento, digitalizarlas y almacenarlas en disco a través de la microcomputadora, formando archivos que puedan ser leídos para su procesamiento. Una descripción detallada de este sistema de adquisición se presenta en la referencia 25.

En la tabla 5 se presenta la distribución de los canales de Keithley para los diferentes transductores utilizados, en donde se establece que los primeros 6 canales están asociados a los deformímetros (canales 0 a 5), los siguientes 4 canales a los LVDT (canales 6 a 9) y los últimos 5 canales a los acelerómetros (canales 10 a 14).

4.3 Respuesta experimental.

El principal objetivo del estudio experimental de este prototipo es el 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. Se llevaron a efecto dos tipos de pruebas:

- a) **Pruebas de baja amplitud**, cuyo objetivo principal es el reproducir la curva de amplificación teórica que debería tener el modelo con un comportamiento elástico de sus componentes. Estas pruebas se realizaron con una aceleración en la base de 20 gales, que con base en resultados analíticos se tiene un comportamiento elástico de todos los elementos del modelo.
- b) **Pruebas de alta 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 del nivel de aceleración que se presenta en la estructura. Para estas pruebas se utilizaron aceleraciones en la base de 400 gales.

En ambos tipos de pruebas se utilizaron excitaciones armónicas en la base, para diferentes frecuencias de excitación. Dado que la frecuencia fundamental del modelo obtenida experimentalmente es de 6.6 Hz, el intervalo de pruebas quedó comprendido entre 4 y 8 Hz. En la fig 18 se presenta la excitación que se utilizó en cada una de las pruebas descritas. Se puede observar en la figura que existe una transición en la amplitud, partiendo de un valor nulo en el origen de la señal hasta alcanzar un máximo aproximadamente dos segundos después. Esto obedece a que la consola de control necesita esa transición para alcanzar la amplitud máxima de aceleración.

4.3.1 Respuesta ante excitación de baja amplitud

En la tabla 6 se presenta el programa de pruebas considerando una amplitud en la base de 20 gales. Se calcularon tres factores de amplificación:

FDA - Que es el cociente de la aceleración máxima del segundo nivel y la aceleración máxima en la base.

FTE - Que se obtiene de la ordenada de la función de transferencia en la frecuencia de excitación. La función de transferencia se obtiene del cociente del espectro de Fourier del segundo nivel y el espectro de Fourier de la base.

FTP - Que se obtiene de la ordenada de la función de transferencia en la frecuencia fundamental de vibrar de la estructura.

Analizando los resultados de la tabla 6, se observa que el valor del factor FDA crece conforme se aproxima la frecuencia de excitación a la frecuencia fundamental del modelo experimental, alcanzando un valor máximo de 18.49 en 6.2 Hz. Se encontró que los factores FDA y FTE tienen prácticamente el mismo valor para todas las frecuencias de excitación. Al analizar los valores del factor FTP se aprecia que para aquellas frecuencias de excitación alejadas de la frecuencia fundamental de vibrar se presenta un valor próximo a 50, que es el que en teoría se presentaría si el modelo tuviera una fracción de amortiguamiento crítico de 0.01. Con base en los resultados obtenidos, se considera que el amortiguamiento estructural del modelo depende del nivel de aceleración que se presente en la estructura,

tendiendo a aumentar conforme aumenta este último.

El factor de amplificación dinámica en resonancia de un sistema de un grado se calcula en forma aproximada como:

$$FDA = \frac{1}{2\zeta}$$

donde ζ es la fracción de amortiguamiento crítico del sistema. Es posible, entonces, definir un amortiguamiento crítico equivalente a partir de los factores de amplificación encontrados durante las pruebas. Para las frecuencias de excitación alejadas de la resonancia el modelo presentó una fracción de amortiguamiento crítico equivalente de 0.01, mientras que para las frecuencias de excitación cercanas a la resonancia se encontró un valor de 0.03 aproximadamente. En la fig 29 se presenta la curva de amplificación encontrada en estos análisis.

En la fig 30 se presenta la señal registrada en cada uno de los canales del sistema de adquisición para la prueba que considera una frecuencia de excitación de 4 Hz. Los canales 0 a 5 corresponden a los deformímetros colocados en las diagonales de la estructura; los canales 6 a 9 corresponden a los transductores de desplazamiento, mientras que los canales 10 a 14 corresponden a los acelerómetros. Se aprecia que en las señales asociadas a los deformímetros presentan una relación ruido-sígnal muy alta, por lo que la información proveniente de estos canales no es confiable. Sin embargo, tanto en los canales de los LVDT como los de los acelerómetros se presenta una señal relativamente clara.

Fue necesario filtrar analíticamente las señales de los deformímetros, eliminando las frecuencias mayores de 15 Hz con un filtro pasabajos. En la fig 31 se muestran las señales ya filtradas, donde se aprecia que la relación ruido-sígnal disminuye considerablemente y aparece una señal más clara.

Durante las pruebas experimentales se presentaron movimientos de torsión en la estructura, como puede apreciarse en la fig 31, canal 13. Lo anterior sucedió a pesar de la aparente concordancia entre el centro de masa del sistema y el centro de giro del mismo. Cabe destacar que las conexiones de las diagonales tienen una pequeña holgura para montaje de aproximadamente 1

mm; esta holgura no era la misma en las dos diagonales inferiores, lo que posiblemente haya provocado un presfuerzo de diferente magnitud en las diagonales, y por ende una excentricidad en el centro de giro.

En la fig 32 se presentan las señales captadas en el segundo nivel del prototipo y en la base del mismo durante la prueba con frecuencia de excitación de 4 Hz, así como los espectros de Fourier asociados a ambas señales. Puede apreciarse en la señal del segundo nivel que después de los 15 s, que es el instante en que ya no existe excitación en la base, la estructura empieza a vibrar en su frecuencia fundamental, lo cual se detecta claramente en su espectro de Fourier.

4.3.2 Respuesta ante excitación de alta amplitud

Se realizaron las pruebas con 400 gales en la base del prototipo, con las frecuencias de excitación que se presentan en la tabla 7. A diferencia de los valores de amplificación que se obtuvieron durante las pruebas de baja amplitud, los valores que se encontraron en estas pruebas son bastante menores, fluctuando entre 2.11 a 2.93 en la zona cercana a la resonancia. En la fig 33 se presenta la curva de amplificación encontrada en estos ensayos, donde se aprecia una atenuación de los factores de amplificación. La fracción de amortiguamiento crítico equivalente del sistema en resonancia resultó ser de 0.17.

En la fig 34 se presentan las señales registradas en cada uno de los canales del sistema de adquisición, durante la prueba con una frecuencia de 4 Hz. En el canal 11 se muestra la señal captada en planta baja. En la fig 35 se muestran las señales ya filtradas.

Durante las pruebas se detectaron de nuevo movimientos importantes de torsión de la estructura, como puede apreciarse en la fig 35, canal 13. En la fig 36 se presentan las señales captadas en el segundo nivel y en la base del modelo, así como los espectros de Fourier asociados a las mismas.

Cabe destacar que durante las pruebas realizadas se detectó que una de las diagonales provista de los dispositivos de disipación presentó una vibración local excesiva, lo que provocó una deformación permanente del dispositivo (fig 37). Se considera que este movimiento imprevisto es

atribuible al sistema en sí, dado las conexiones de la diagonal con el marco estructural. La existencia de una excentricidad entre el eje de la diagonal y la conexión de sus extremos con el marco pudo provocar un momento flexionante que motivó la vibración del elemento.

Con base en la deformación unitaria registrada en los deformímetros colocados en las diagonales fue posible encontrar la variación de la carga axial en dichos elementos. Si se relaciona esta carga axial con el desplazamiento del dispositivo de disipación se define el comportamiento histerético del sistema de disipación. En las figs 38 a 41 se muestran los comportamientos histeréticos de las soleras para las diferentes frecuencias de excitación.

4.4 Correlación de respuestas experimental y analítica

La validez de las hipótesis consideradas en el modelo matemático del prototipo se pudieron comprobar al correlacionar las frecuencias de vibración calculadas con el modelo y las obtenidas experimentalmente con el método de vibración ambiental. En la tabla 8 se presenta una comparación de dichas frecuencias, donde se detectan diferencias inferiores al 5 por ciento, en los modos fundamentales de vibrar de las componentes L y T. Las configuraciones modales obtenidas experimental y analíticamente se muestran en la fig 16, con una buena correlación entre estas.

Se encontró una buena concordancia entre los factores de amplificación teóricos y experimentales del prototipo para las pruebas de baja amplitud, cuando la frecuencia de excitación está alejada de la frecuencia propia del modelo, con un valor próximo a 50; este valor es el que en teoría debería presentarse en comportamiento elástico, para un amortiguamiento estructural del 1 por ciento del crítico. Se observó que el amortiguamiento depende del nivel de aceleración que presente el modelo, ya que para frecuencias de excitación cercanos a la resonancia el amortiguamiento equivalente tiene un valor del 2.7 por ciento del crítico.

Por otra parte, el modelo matemático había predicho factores de amplificación del orden de 4.1 en la zona cercana a la resonancia para la excitación en la base de 400 gales, mientras que experimentalmente se encontró un valor de 2.92 para la misma zona. Se considera que el modelo

matemático de comportamiento no lineal es representativo del prototipo experimental.

Existen diferencias notables entre la respuesta del modelo matemático y el prototipo experimental es en lo referente a la vibración local excesiva de la diagonal inferior, ya que en el modelo matemático no se consideraron los grados de libertad locales del elemento. Asimismo, no se contemplaban movimientos de torsión en el modelo matemático, mientras que en el prototipo estos movimientos fueron de magnitud considerable.

5. CONCLUSIONES FINALES

Con base en los resultados experimentales obtenidos durante las pruebas realizadas en el prototipo se llega a las siguientes conclusiones:

1. Las características dinámicas del modelo matemático presentaron una muy buena correlación con las obtenidas experimentalmente, por lo que se considera que éste es representativo del comportamiento elástico del prototipo.
2. Durante el desarrollo de las pruebas experimentales se detectaron movimientos importantes de torsión en el prototipo, aunque no existe una excentricidad aparente entre el centro de masa del sistema y el centro de giro del mismo. Esto puede atribuirse a cuestiones constructivas del modelo, en especial a las conexiones de las diagonales.
3. Se detectaron atenuaciones importantes en la aceleración del segundo nivel de la estructura debido al comportamiento inelástico de las soleras de acero, con respecto a aquellos niveles de aceleración que se presentarían si la estructura se comportara elásticamente.
4. Finalmente, se considera que los imprevistos encontrados en el prototipo pueden servir de experiencia para mejorar el dispositivo de disipación y encontrar una configuración más eficiente.

RECONOCIMIENTO

Se agradece al Instituto de Ingeniería de la UNAM y a la Dirección General de Apoyo al Personal Académico (DGAPA) la oportunidad brindada para la realización de este trabajo. Agradezco en forma especial la invaluable colaboración y apoyo del Dr. David Muriá Vila y al M. en I. Ricardo González Alcorta para la realización de este trabajo.

Al Departamento de Instrumentación en las personas del Ing. Rodolfo Peters y del Sr. Raúl Maldonado. Al Ing Roberto Sánchez por su incondicional colaboración.

REFERENCIAS

- [1] Kelly J.M. y Skinner M.J.
"A review of Current Uses Energy Absorbing Devices".
EERC, Report No UCB/EERC-79/10, Berkeley, California.
- [2] 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.
- [3] 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.
Reporte UCB/EERC-79/10, febrero de 1979.
- [4] Wiesner K.B.
"The role of damping systems"
Third International Conference on Tall Buildings: The second
century of the skyscraper. Chicago III. USA, enero 1986.
- [5] Whitaker A., Bertero V., Alonso J. y Thompson C.
"Earthquake simulation testing of steel plate added damping and
stiffness elements"
Reporte UCB/EERC-89/02, enero 1989.
- [6] Hernalsteen P. y Leblois L.C.
"The use of energy absorber against impact loads"
Nuclear Engineering and design, vol. 37, pp 373-406, 1976.
- [7] 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.

- [8] 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, pag. 287-289, 1975.
- [9] Aguirre M. y Sánchez R
"Pruebas de elementos disipadores de energía sísmica"
Revista Construcción y Tecnología, marzo 1989.
- [10] Alonso J.
"Estudios experimentales del sistema ADAS"
Seminario Internacional de Ingeniería Sísmica, México, D.F.,
octubre 1990.
- [11] 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, 93-101, 1975.
- [12] 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,
Vol5, No. 3, pp 63-88, 1972.
- [13] Korenev B.G. and Reznikov L.M.
"Vibration Dynamic Dampers Theory and Technical Additions".
Physical and Mathematical Literature, Moscow, 1988.
- [14] Warburton G.B. and Soni S.R.
"Errors in Response Calculation of Non Classically Damped
Structural Dynamics", 1977.

- [15] Higashino M.
"The Application of Base Isolation and Structural Control System in Takenaca".
Seminario Internacional de Ingeniería Sísmica, México D.F., octubre 1990, pp 249-271.
- [16] Skinner R. I., Kelly J. M., Heine A. J.
"Energy absorption devices for earthquake-resistant structures"
Fifth World Conference on Earthquake Engineering, Roma 1973.
- [17] "Normas Técnicas Complementarias para Diseño por Sismo"
Gaceta Oficial del Departamento del Distrito Federal, México, D.F., noviembre 1987.
- [18] Aguirre M. y Sánchez R.
"Pruebas complementarias de elementos disipadores de energía".
Proyecto 8152, Instituto de Ingeniería UNAM, noviembre 1989.
- [19] Rodríguez E. y Ovando E.
"Determinación experimental de las características dinámicas de una mesa vibradora".
Proyecto 8150, Instituto de Ingeniería UNAM, febrero 1979.
UNAM, febrero 1979.
- [20] Rodríguez M.
Memorando interno del Instituto de Ingeniería UNAM, febrero 1989.
- [21] Rodríguez M. y Chávez J. H.
"Comportamiento sísmico de sistemas losa plana-columna"
Proyecto 8714, Instituto de Ingeniería, UNAM, febrero 1989.

[22] 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.

[23] Kanaan A. y Powell G.

"Drain-2D: General Purpose Plane Structures"

Informe UCB/EERC-73/6, Universidad de California en Berkeley, USA, abril 1973.

[24] Chávez J. H.

"Efecto de amortiguamiento externo en la respuesta de una estructura metálica de dos niveles"

Trabajo Final presentado a la DEPEFI UNAM, para obtener el grado de Maestro en Ingeniería, septiembre 1989.

[25] Rodríguez J. L.

"Desarrollo para el programa de control para el adquisidor de datos Keithley 500"

Proyecto 5747, Instituto de Ingeniería, UNAM. Julio de 1988.

Tabla 1 Pruebas realizadas con el dispositivo de solera

No. de prueba	Deformación unitaria nominal	Amplitud del ciclo, cm	Carga máxima* kg	Dimensión "A" □ cm	No. de ciclos a la falla	Alargamiento** %
1(6.18)	0.16	± 2.5	± 3290	22.5	86	37
2(6.17)	0.16	± 2.5	± 3360	19.5	79	37
3(6.16)	0.16	± 2.5	± 3360	16.5	64	37
4(6.15)	0.16	± 2.5	± 3360	13.5	63	37
5(5.10)	0.16	± 2.5	± 3280	10	49	41
6(5.22)	0.16	± 2.5	± 3540	10	47	41 †
7(5.14)	0.16	± 2.0	± 3220	10	95	41
8(7.19)	0.14 ◆	± 2.5	± 2730	16.5	163	41
9(7.29)	0.14	± 2.5	± 2860 ∇	13.5	110	41
10(7.20)	0.14	± 2.5	± 2830	10	102	41
11(7.21)	0.14	± 2.5	± 2820	10	122	41
12(8.23)	0.14	± 2.5	± 3050	10	90	37
13(8.24)	0.14	± 2.5	± 3000	10	98	37
14(8.25)	0.14	± 2.5	± 3030	10	95	37
15(8.26)	0.14	± 2.5	± 3060	10	87	37
16(8.27)	0.14	± 2.5	± 3040	10	69	37 Δ
17(8.28)	0.14	± 2.5	± 3000	10	68	37 Δ

** Obtenido mediante prueba de tensión simple, con distancia de 5 cm entre puntos.

† Elemento "U" soldado en lugar de atornillado

Δ Elemento "U" oxidado en la zona de deformaciones altas

∇ Obtenida de la gráfica del ciclo histerético.

• Aplicada al conjunto de dos elementos "U"

◆ Corresponde a R = 4.5 cm, e = 1.3 cm

Tabla 2 frecuencias naturales de vibrar obtenidas analíticamente (en Hz)

MODO	COMPONENTE		
	L	T	R
1	6.45	8.28	13.79
2	18.32	26.76	43.63

Tabla 3 Descripción de las pruebas realizadas con vibración ambiental

PRUEBA	ORIENTACION DEL SENSOR	PUNTO DE MEDICION	VENTANA DE OBSERVACION
1	T	1	25 Hz
	T	6	
2	L	1	25 Hz
	L	6	
3	T	1	25 Hz
	T	7	
4	L	1	25 Hz
	L	7	
5	L	3	25 Hz
	T	5	

Tabla 4 Frecuencias naturales de vibrar obtenidas
vibración ambiental (en Hz)

MODO	COMPONENTE		
	L	T	R
1	6.60	8.20	12.20
2	19.00	—	—

Tabla 5 Descripción de los canales del Keithley utilizados en
las pruebas con carga armónica

CANAL	DESCRIPCION
0	DEFORMIMETRO EN DIAGONAL 1 (LADO SUPERIOR)
1	DEFORMIMETRO EN DIAGONAL 1 (LADO INFERIOR)
2	DEFORMIMETRO EN DIAGONAL 2 (LADO SUPERIOR)
3	DEFORMIMETRO EN DIAGONAL 2 (LADO INFERIOR)
4	DEFORMIMETRO EN DIAGONAL 3
5	DEFORMIMETRO EN DIAGONAL 4
6	LVDT EN DIAGONAL 1
7	LVDT EN DIAGONAL 2
8	LVDT EN DIAGONAL 3
9	LVDT EN DIAGONAL 4
10	ACELEROMETRO EN EL SEGUNDO NIVEL CENTRO DIRECCION L
11	ACELEROMETRO EN LA BASE DIRECCION L
12	ACELEROMETRO EN EL PRIMER NIVEL DIRECCION L
13	ACELEROMETRO EN EL SEGUNDO NIVEL PUNTO A DIRECCION T
14	ACELEROMETRO EN EL SEGUNDO NIVEL CENTRO DIRECCION L

Tabla 6 Programa de pruebas realizadas con baja amplitud de aceleración

PRUEBA	FRECUENCIA DE EXCITACION (Hz)	FACTOR DE AMPLIFICACION DINAMICA		
		FDA	FTE	FTP
1	4.0	2.34	1.73	46.12
2	5.0	2.74	2.74	44.99
3	6.0	18.30	16.23	39.92
4	6.2	18.49	18.33	21.01
5	6.4	18.31	19.44	21.89
6	6.6	17.30	19.41	48.79
7	7.0	7.44	7.11	48.09
8	8.0	2.99	2.50	—

Tabla 7 Programa de pruebas realizadas con alta amplitud de aceleración

PRUEBA	FRECUENCIA DE EXCITACION (Hz)	FACTOR DE AMPLIFICACION DINAMICA		
		FDA	FTE	FTP
1	4.0	1.98	2.03	13.71
2	5.0	2.93	2.81	12.77
3	6.0	2.30	2.33	2.41
4	6.2	2.23	2.07	2.07
5	6.4	2.11	1.89	—
6	6.6	2.12	1.93	—
7	7.0	2.01	1.85	—
8	8.0	1.48	1.36	19.90

Tabla 8 Frecuencias naturales de vibrar analíticas y experimentales del prototipo

COMPONENTE	FRECUENCIAS (Hz)			
	MODELO MATEMATICO		EXPERIMENTAL	
	MODO 1	MODO 2	MODO 1	MODO 2
L	6.45	18.32	6.60	19.00
T	8.28	26.76	8.20	—
R	13.79	43.63	12.20	—

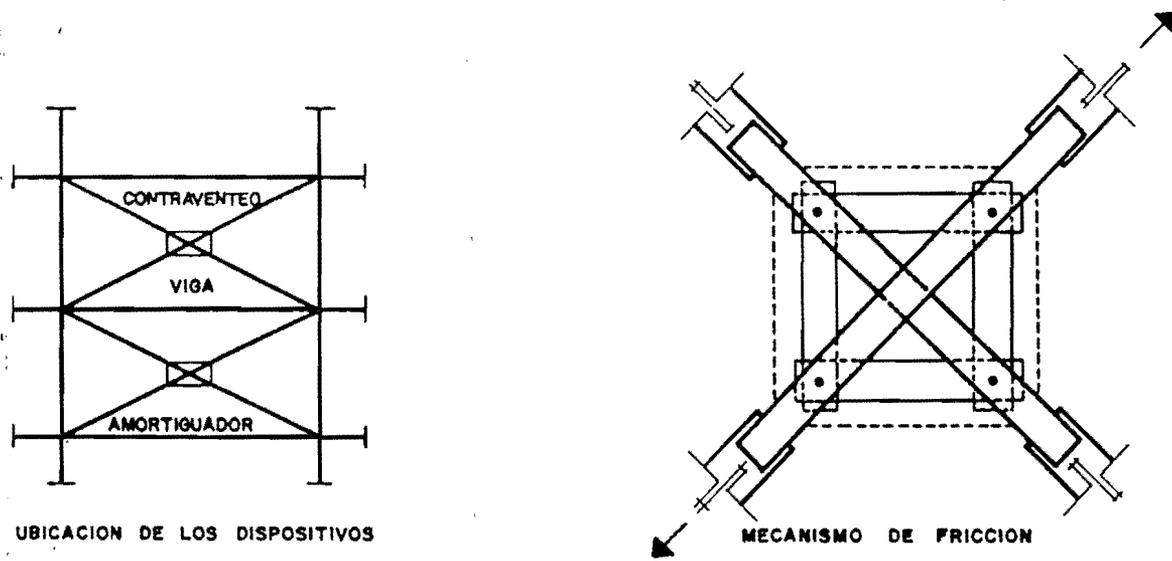


Fig. 1 Mecanismos de fricción

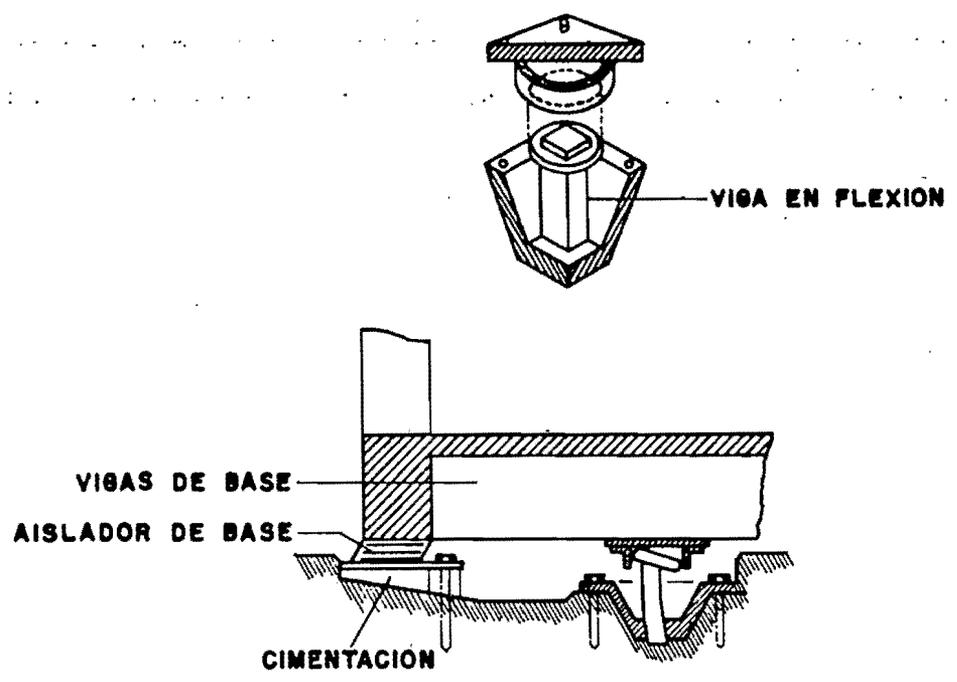


Fig. 2 Dispositivo de flexión

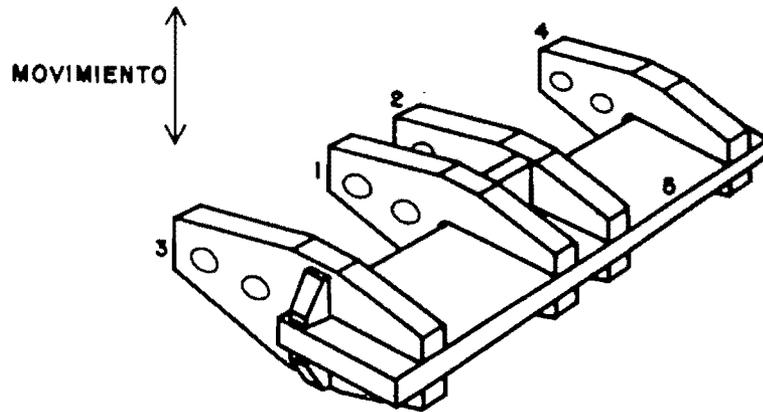


Fig. 3 Dispositivo de torsión

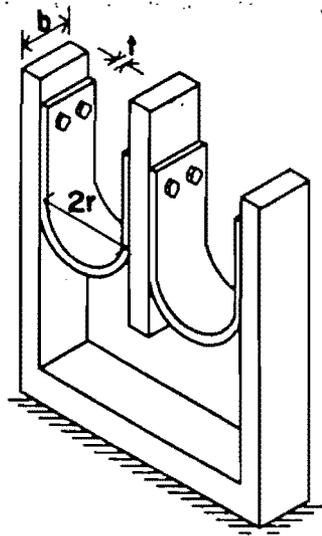
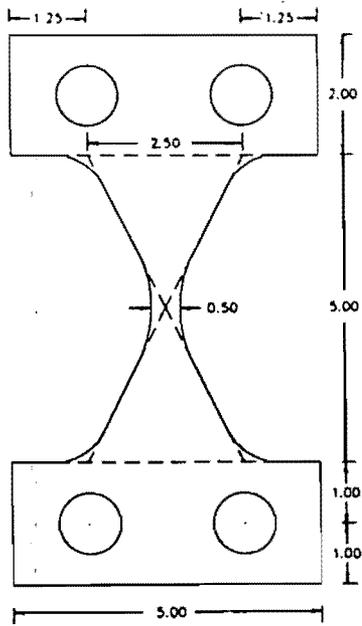
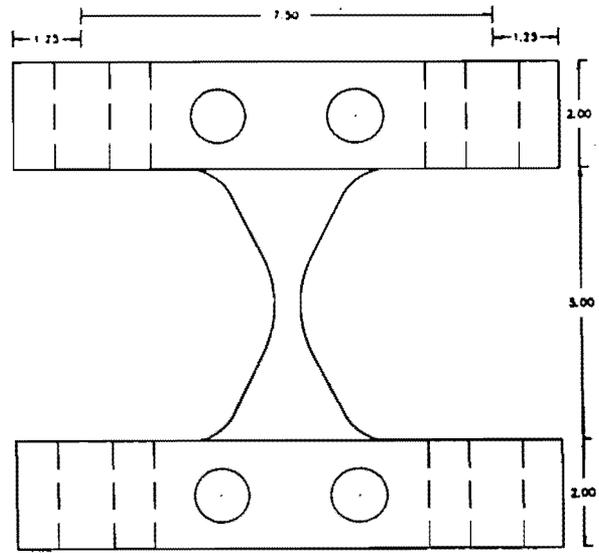


Fig. 4 Dispositivo de solera en forma de "U"



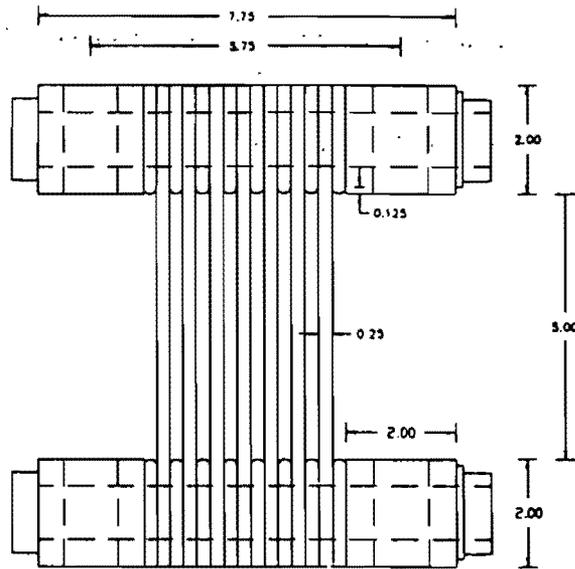
Dimensiones en pulgadas

Placa X - elevación



Dimensiones en pulgadas

Elemento ADAS - vista frontal



Dimensiones en pulgadas

Elementos ADAS - vista lateral

Fig. 5 Dispositivos ADAS

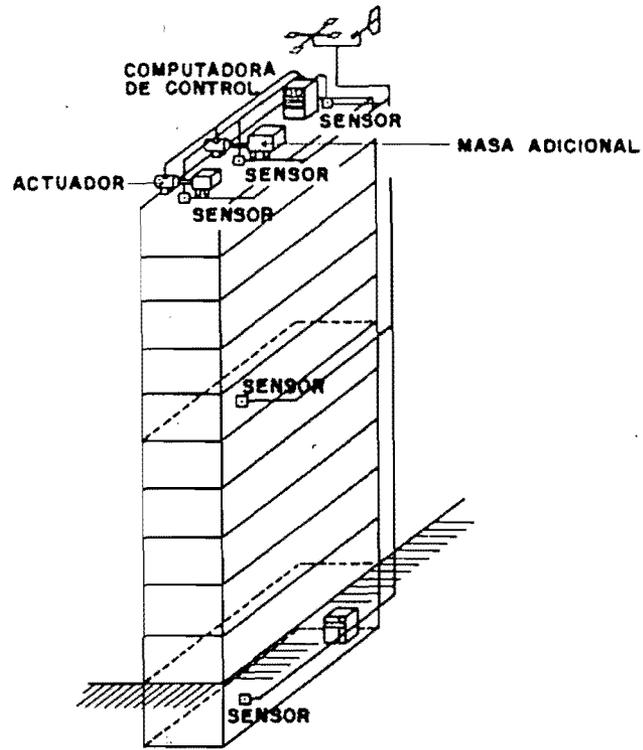


Fig. 6 Masa activa

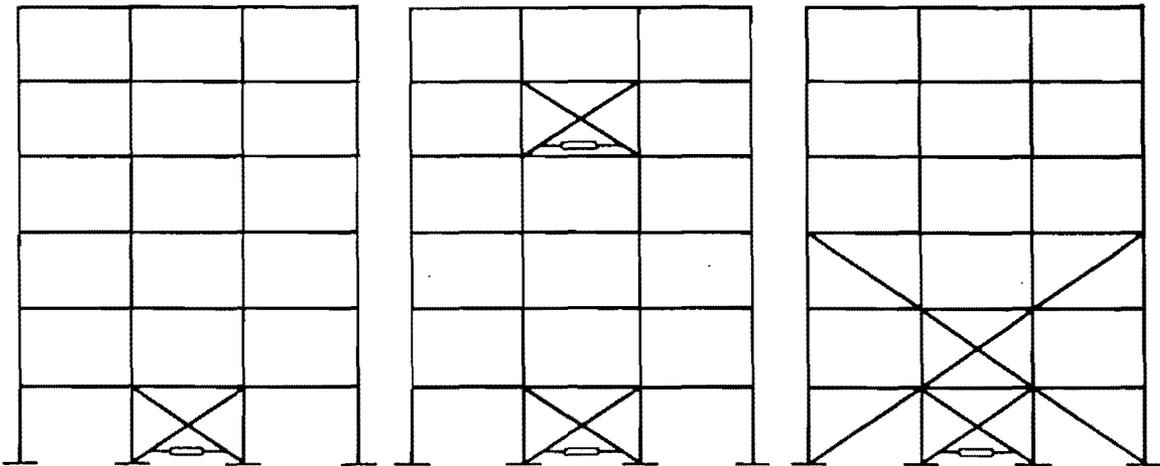
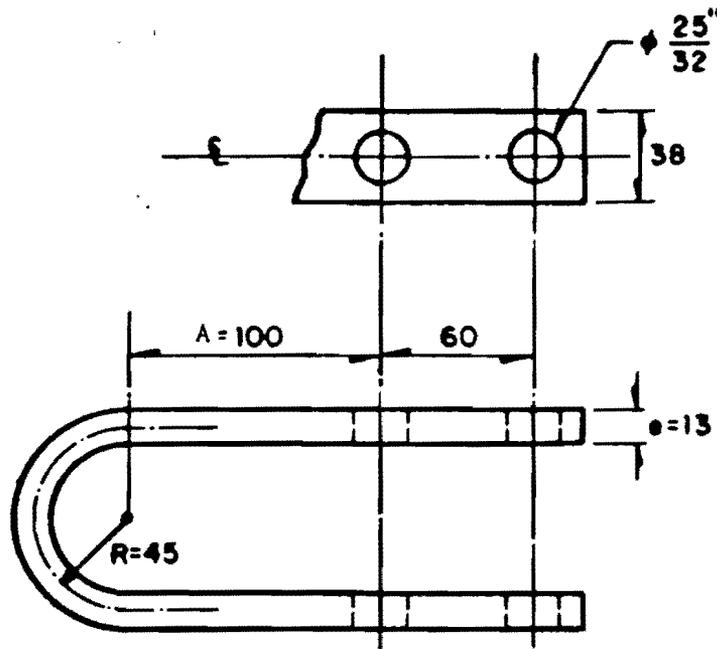


Fig. 7 Tendones activos



Acotaciones en mm

Fig. 8 Configuración del dispositivo en "U"

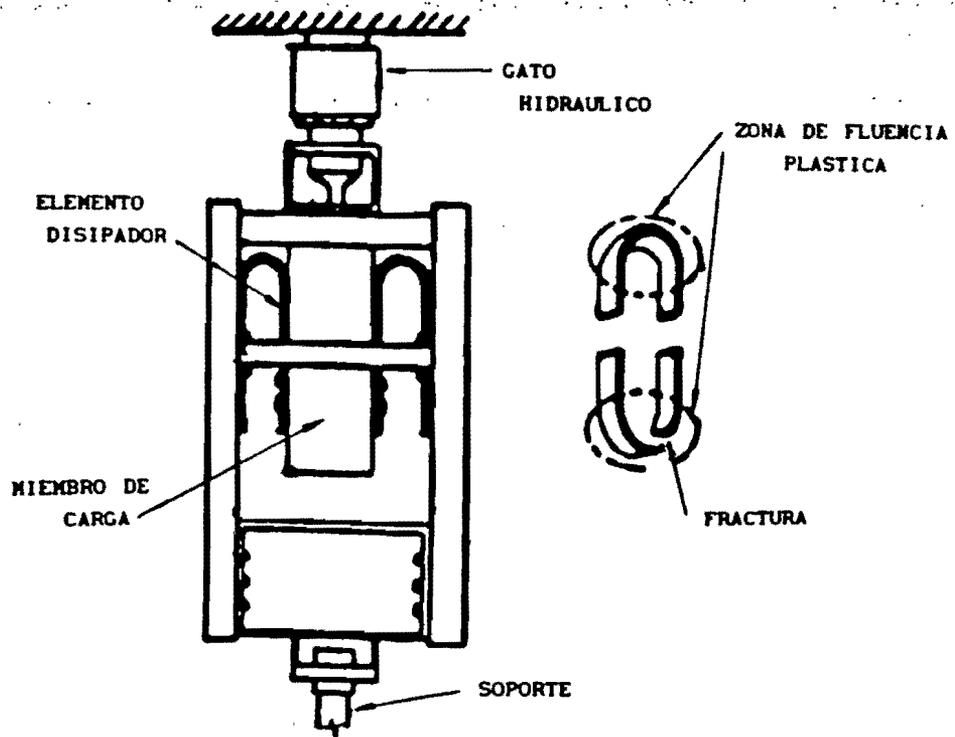


Fig. 9 Marco de carga para probar las soleras de acero

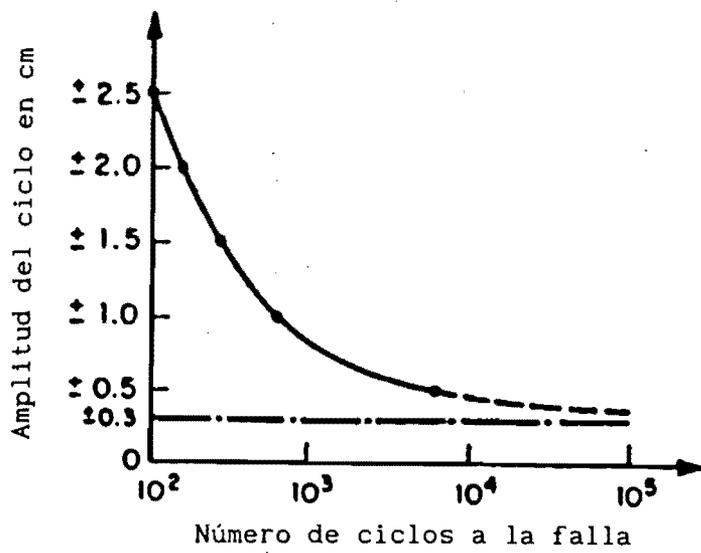


Fig. 10 Curva de fatiga de los disipadores de energía

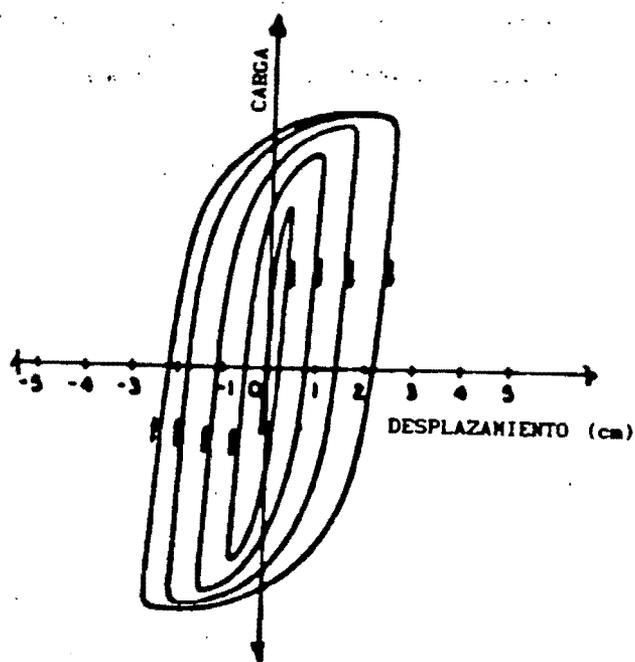
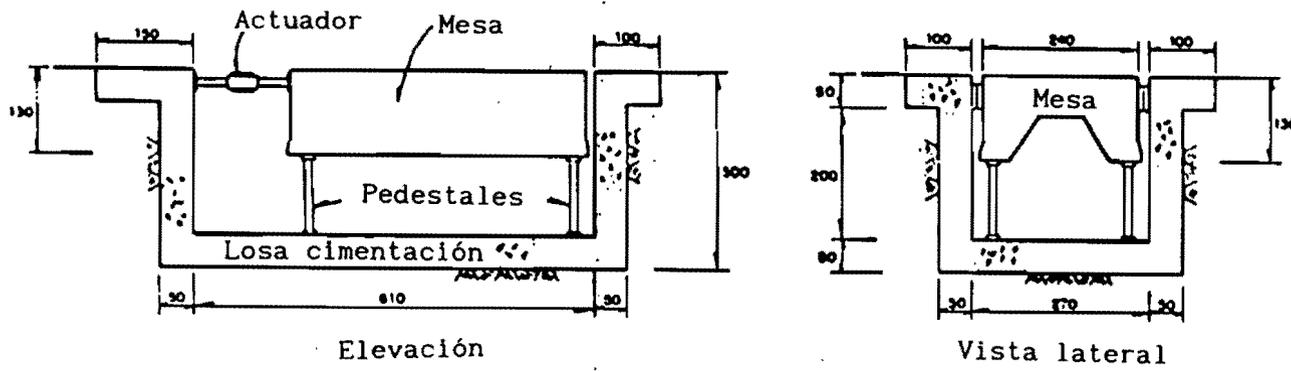


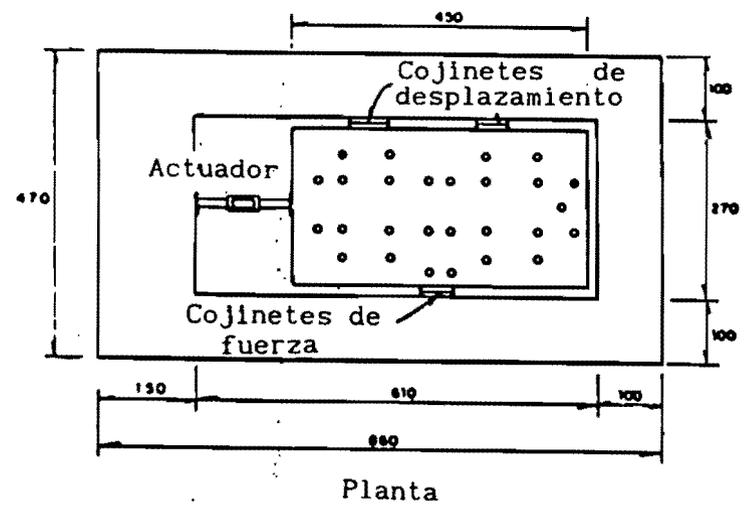
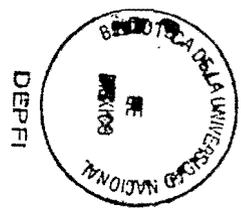
Fig. 11 Evolución del ciclo histerético del dispositivo



Elevación

Vista lateral

Acotaciones en cm



Planta

Fig. 12 Dimensiones generales de la mesa vibradora

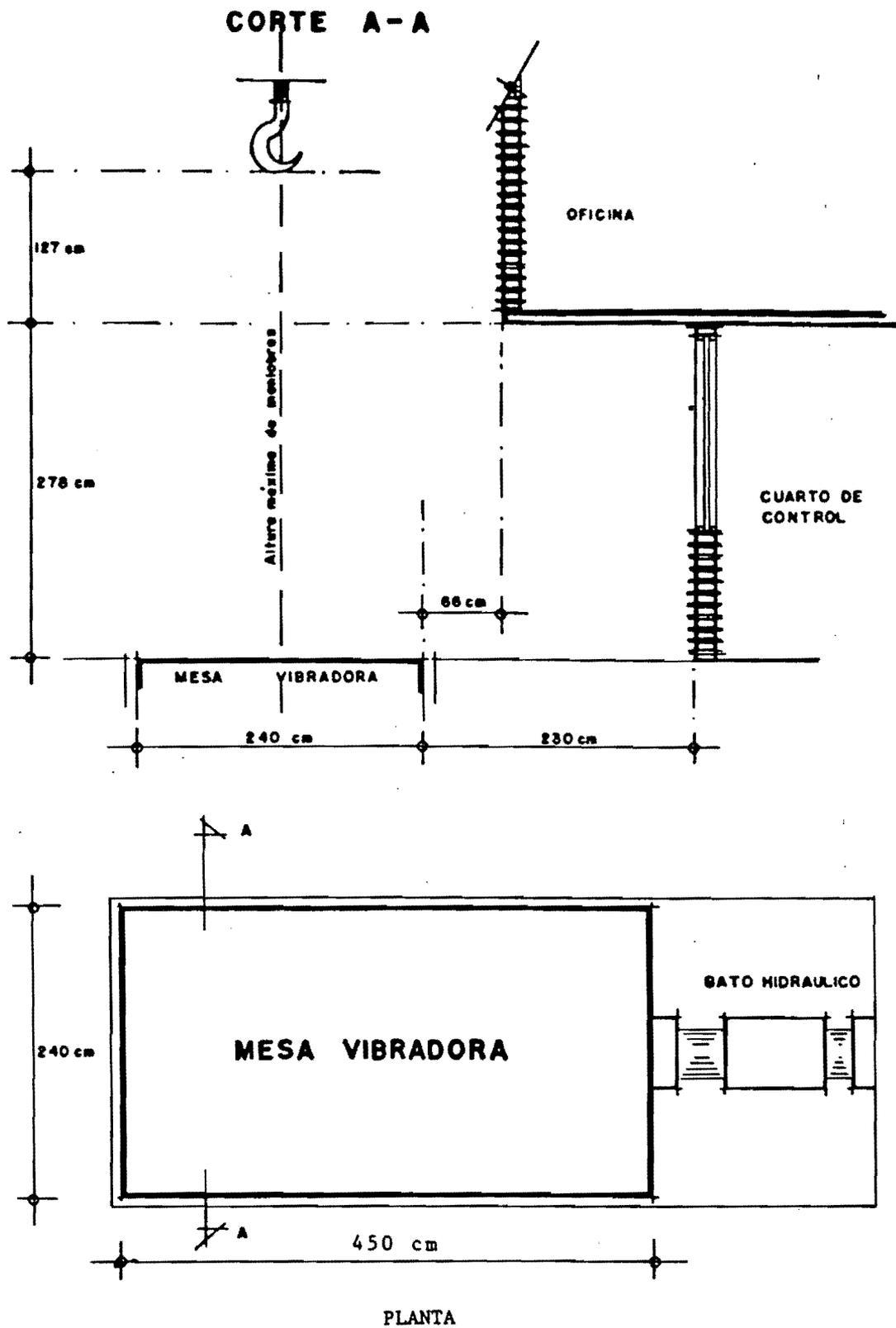
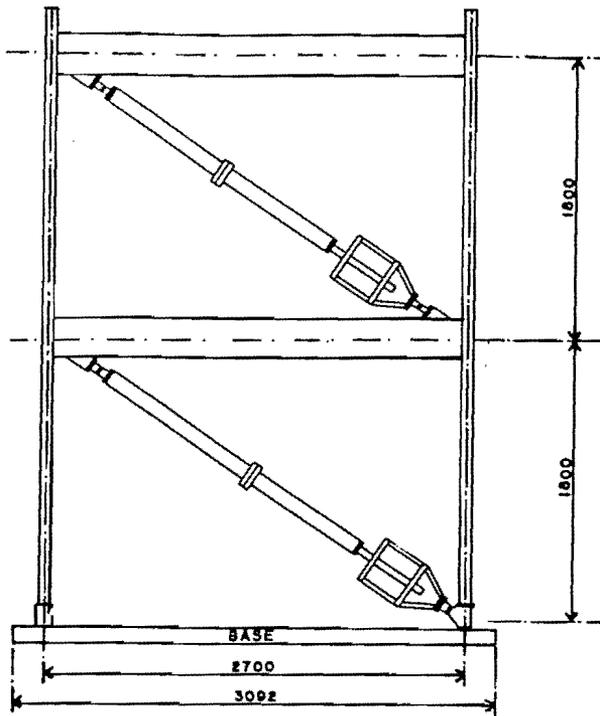
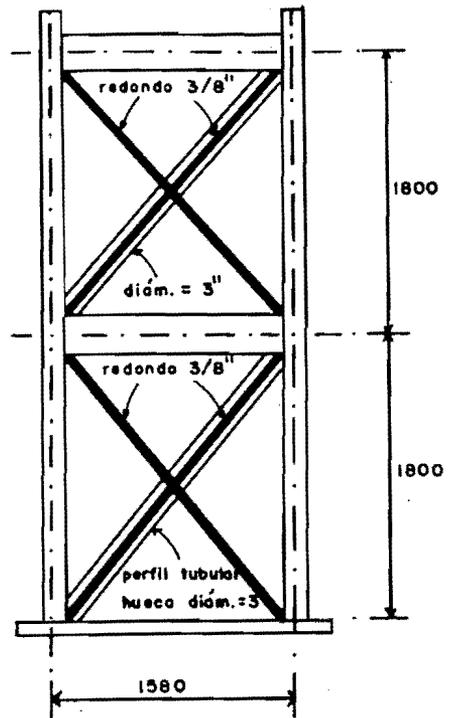


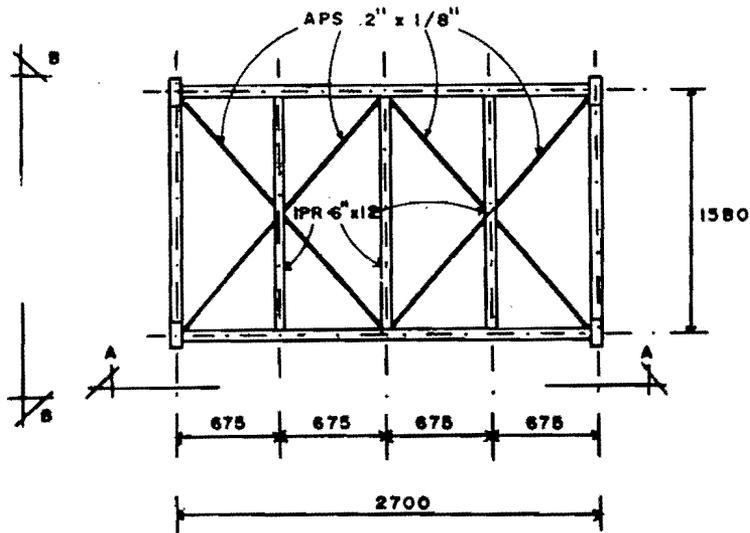
Fig. 13 Dimensiones del área de prueba en la mesa vibradora del Instituto de Ingeniería



VISTA A - A



VISTA B - B



Nota: coteos en mm

PLANTA DE PISO TIPO

Fig. 14 Dimensiones finales del prototipo

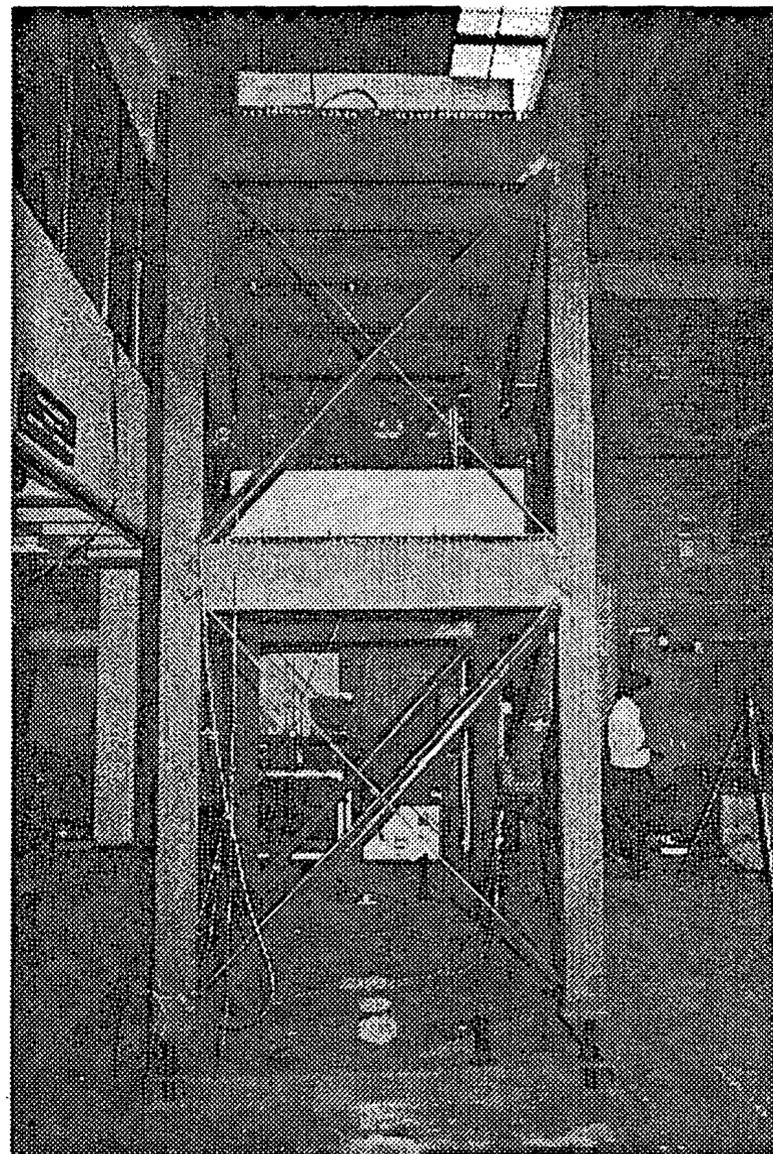
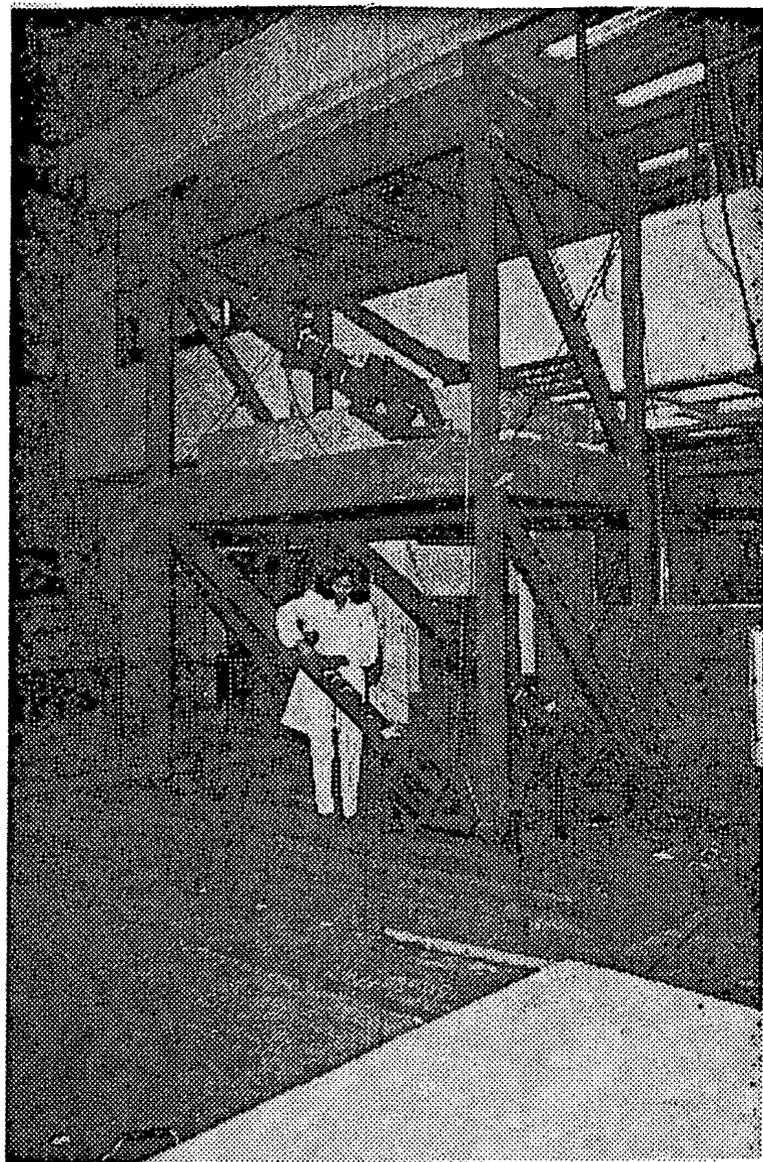
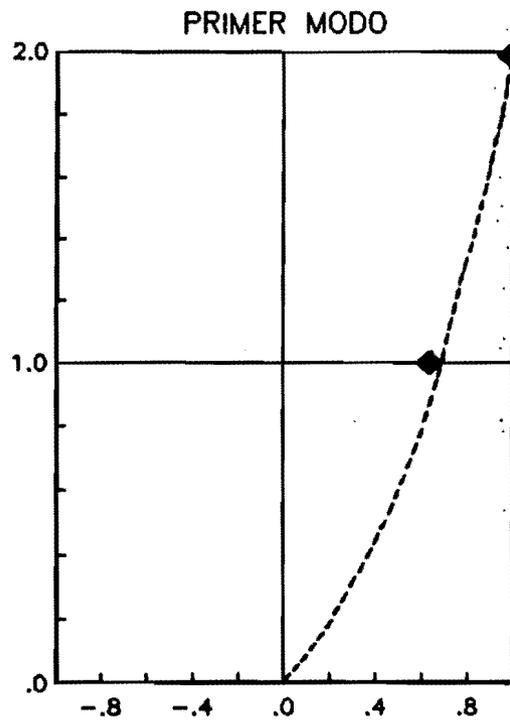
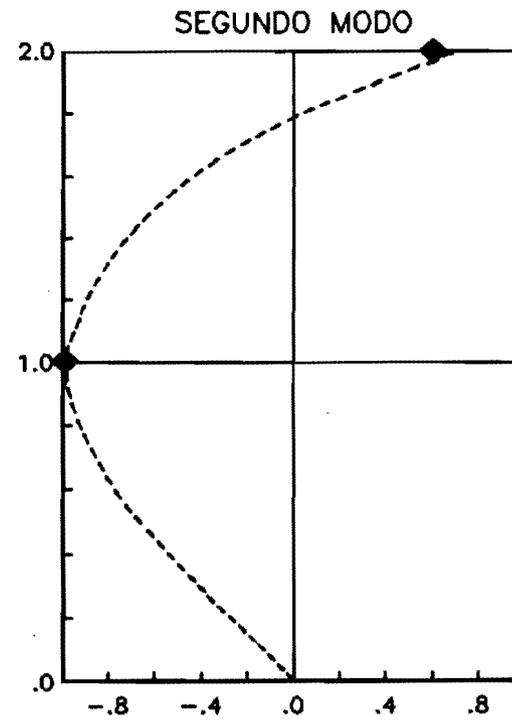


Fig. 15 Prototipo experimental

DIRECCION L



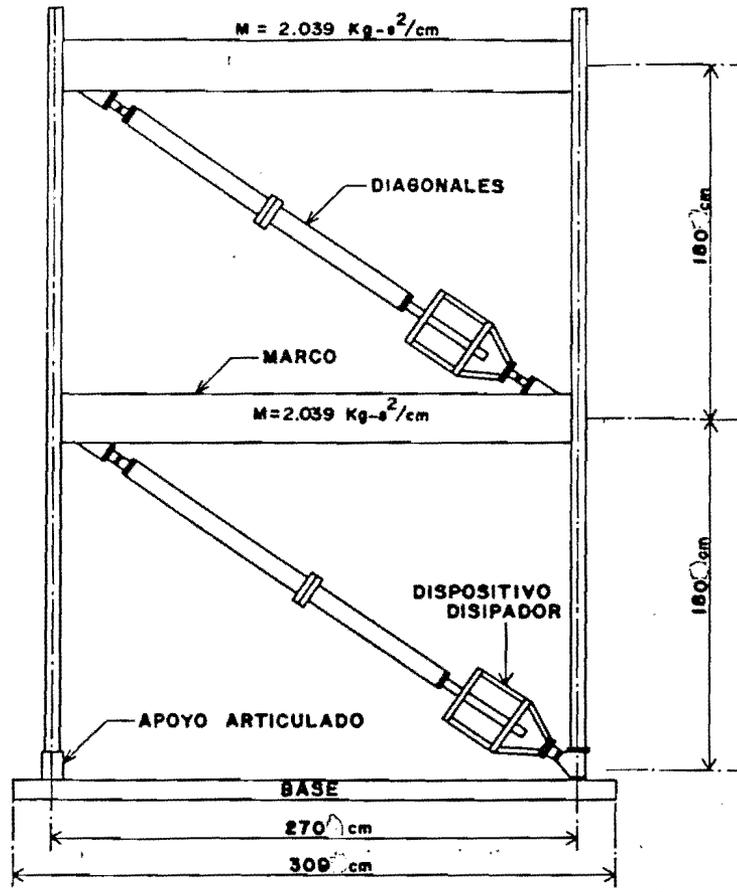
F = 6.45 Hz



F = 18.32 Hz

◆ Experimental
----- Analítico

Fig. 16 Configuraciones modales obtenidas analítica y experimentalmente en el prototipo



Elevación longitudinal.

ELEMENTOS ESTRUCTURALES	SECCION	AREA (cm ²)	MOMENTO DE INERCIA (cm ⁴)
COLUMNA	1 CPS 6" x 10.5 1 PLACA 2/8"	25.07	146.57
VIGA	2 CPS 10" x 20	57.50	5567.60
DIAGONALES	2 APS 4" x 1/4"	0.89	

Fig. 17 Propiedades geométricas del marco longitudinal

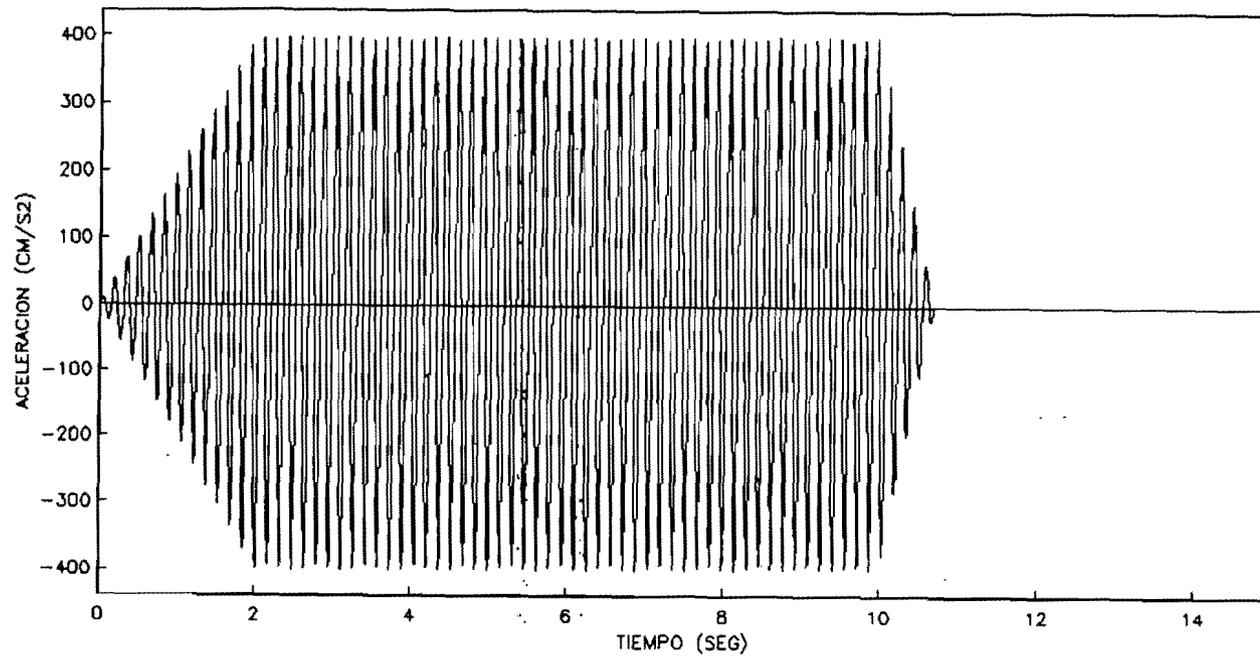


Fig. 18 Excitación armónica utilizada en las pruebas

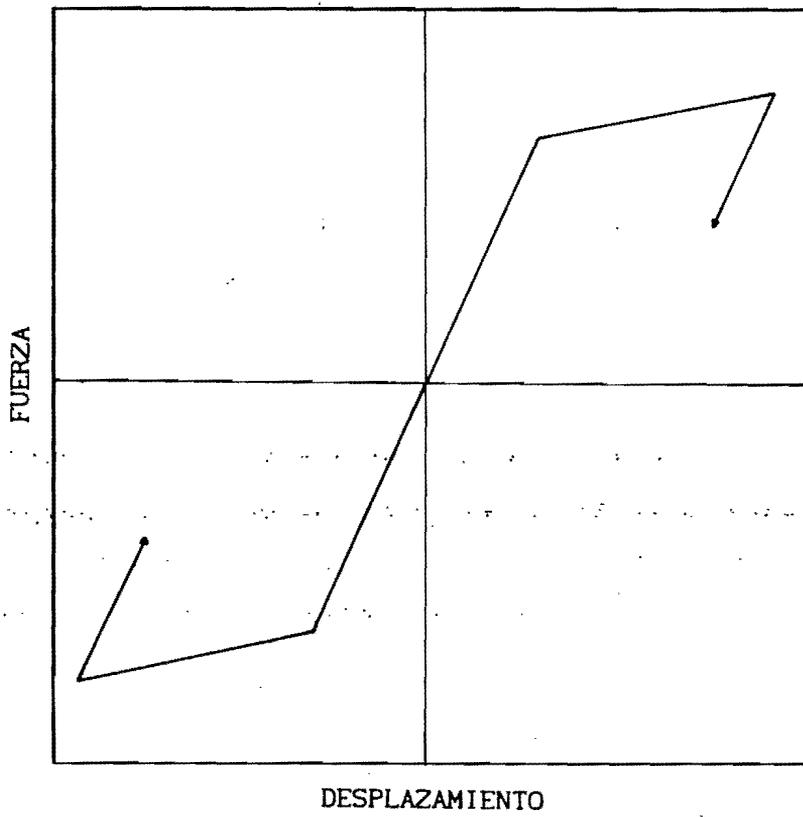


Fig. 19 Comportamiento bilineal teórico del dispositivo

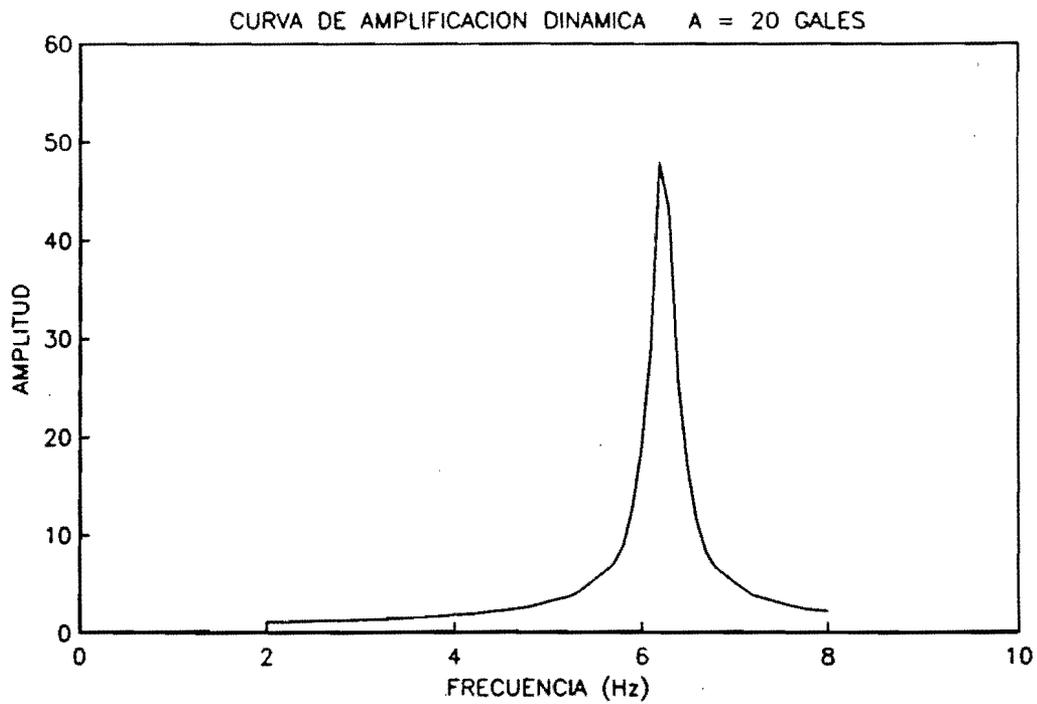


Fig. 20 Curva de amplificación de aceleraciones encontrada analíticamente con 20 gales de excitación en la base

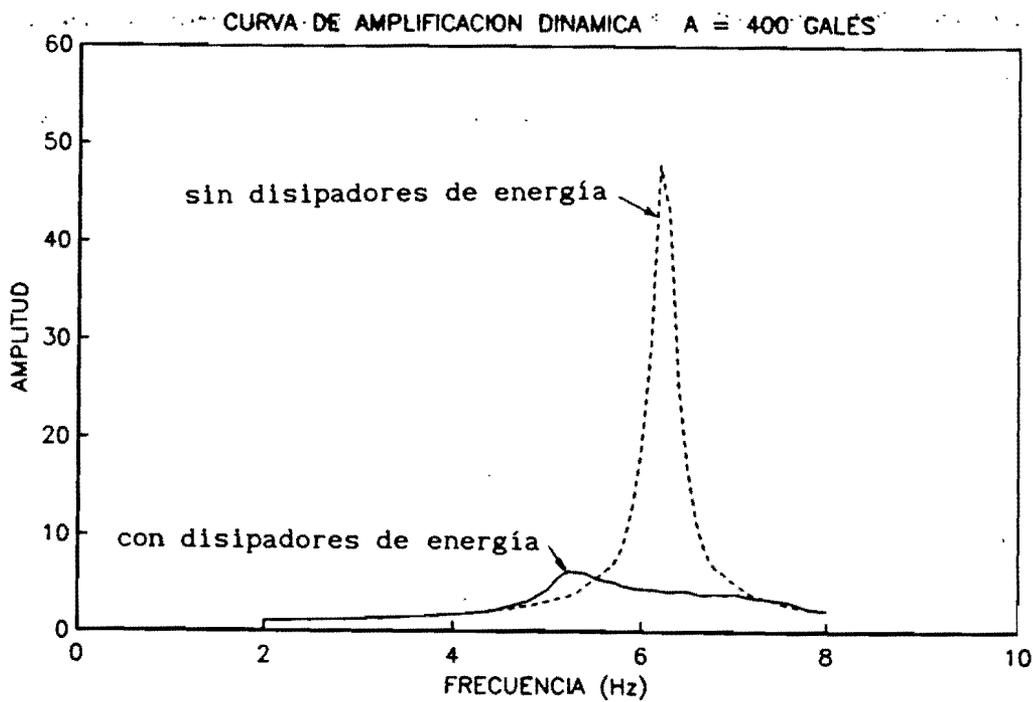


Fig. 21 Curva de amplificación de aceleraciones encontrada analíticamente con 400 gales de excitación en la base

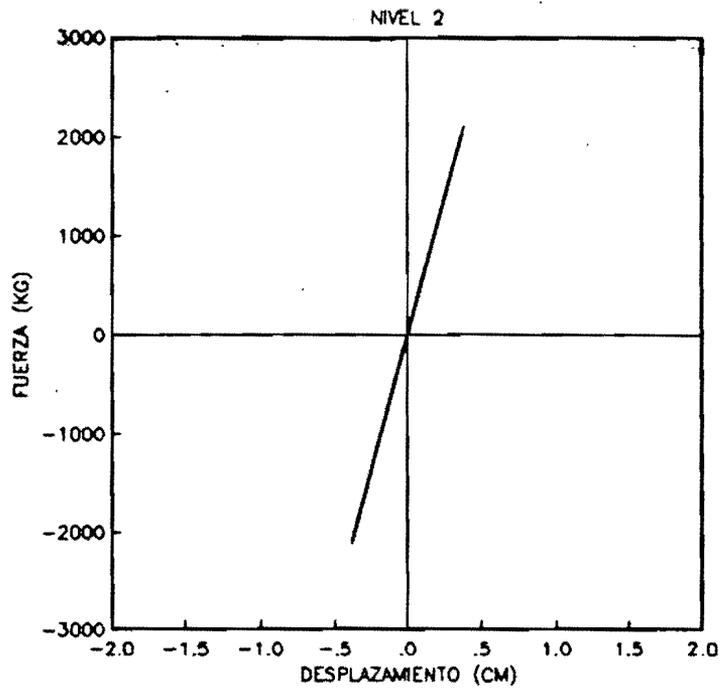
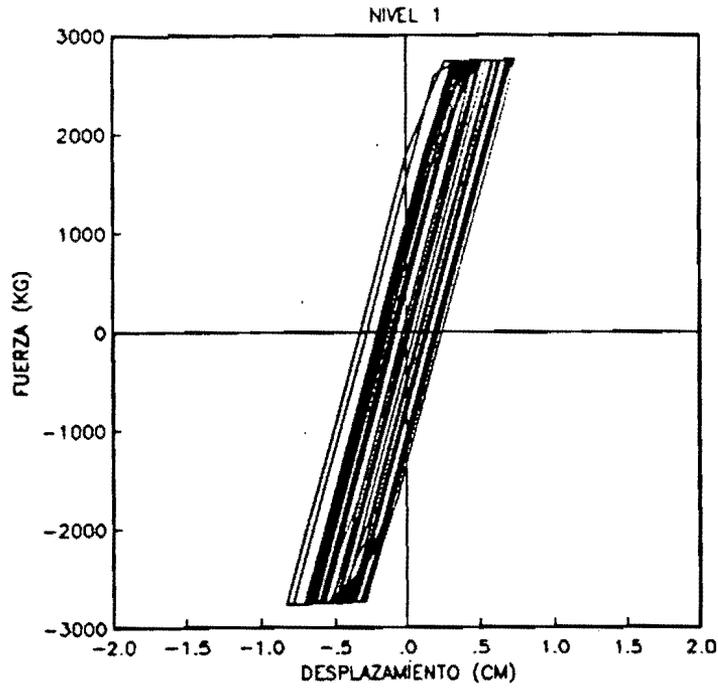
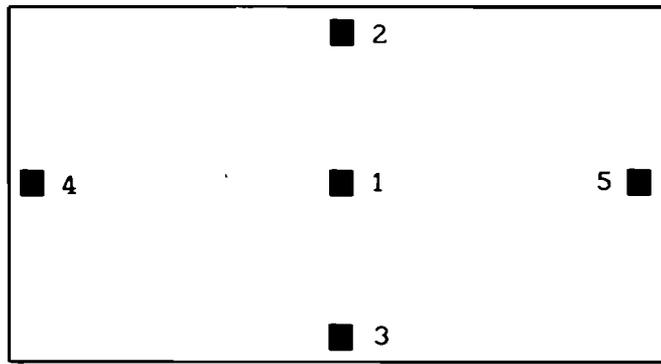
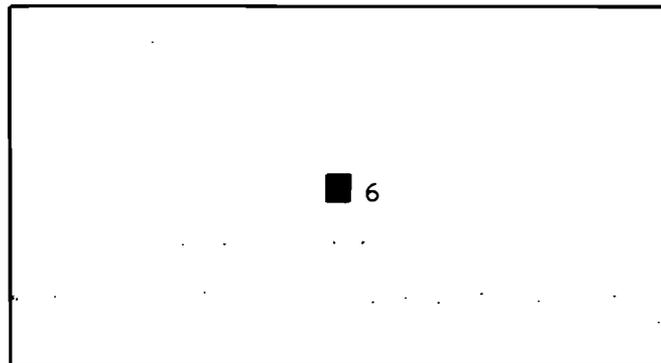


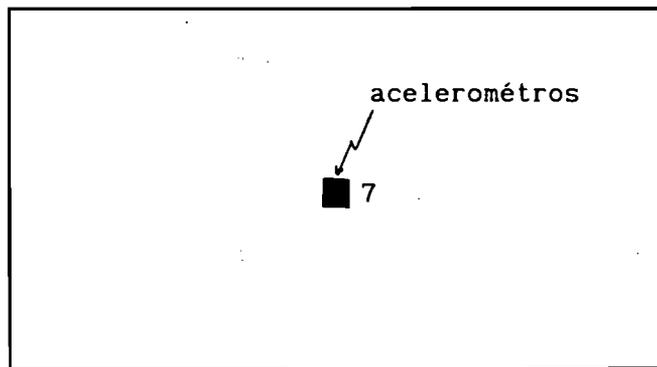
Fig. 22 Comportamiento histerético teórico para una aceleración de 400 gales y una frecuencia de 6.4 Hz



SEGUNDO NIVEL



PRIMER NIVEL



BASE

Fig. 23 Ubicación de acelerómetros durante las pruebas de vibración ambiental

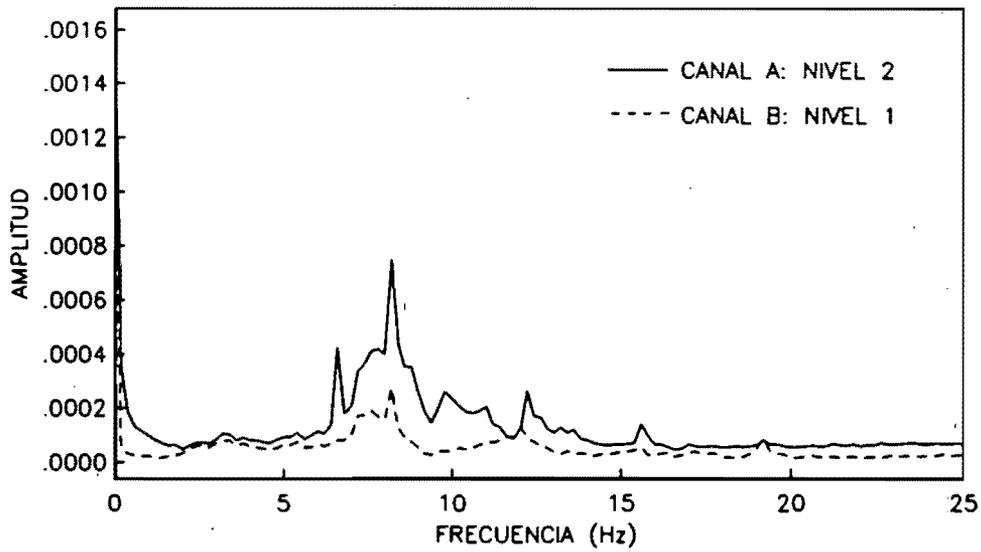


Fig. 24 Espectros de Potencia obtenidos de las pruebas de vibración ambiental, durante la prueba 1

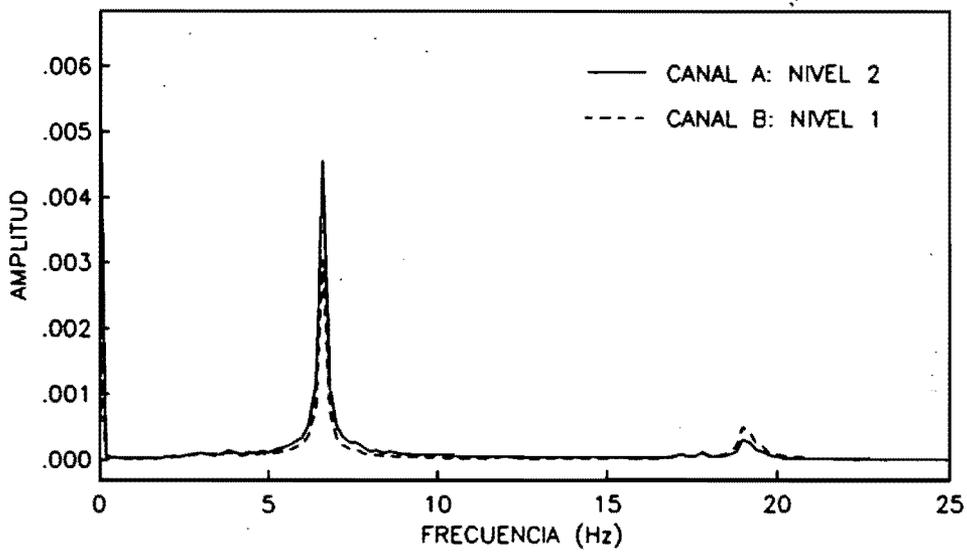


Fig. 25 Espectros de Potencia obtenidos de las pruebas de vibración ambiental, durante la prueba 2

PRUEBA DE IMPULSOS

(FRECUENCIA DE IMPULSOS = 1.00 Hz)

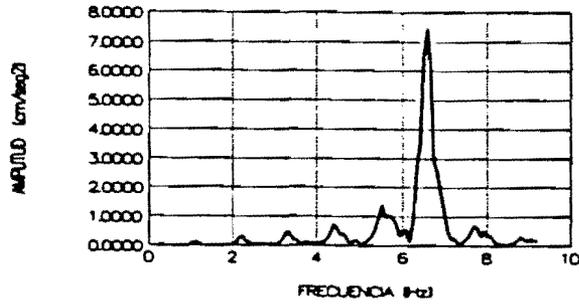


Fig. 26 Prueba de impulsos para una frecuencia de 1 Hz

PRUEBA DE IMPULSOS

(FRECUENCIA DE IMPULSOS = 0.48 Hz)

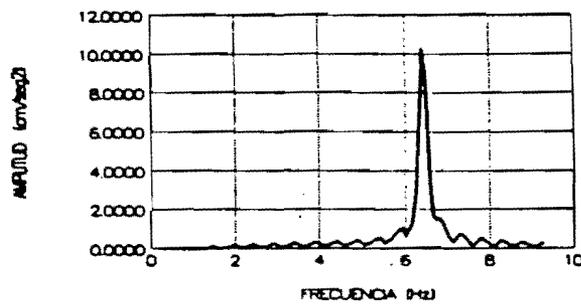


Fig. 27 Prueba de impulsos para una frecuencia de 0.48 Hz

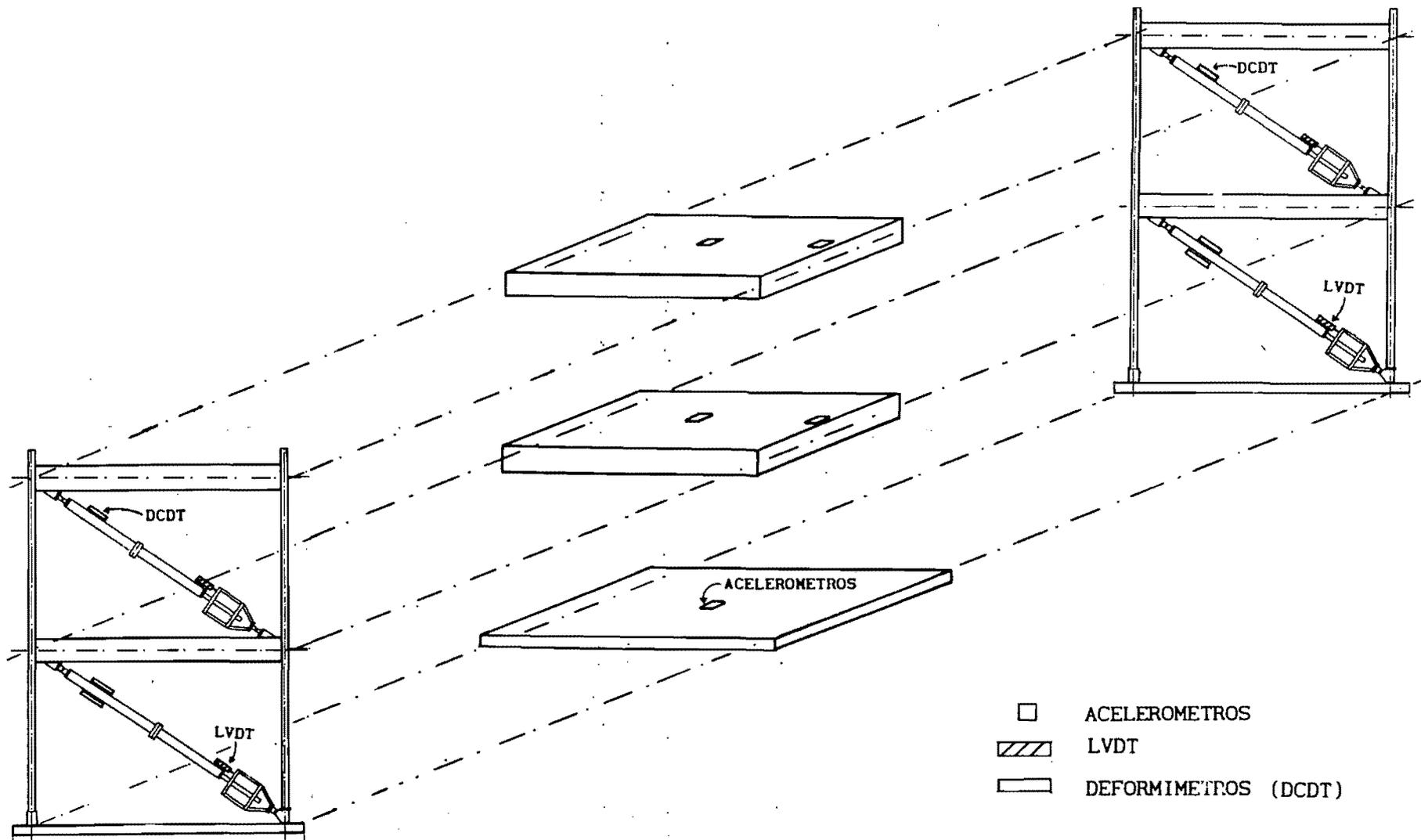


Fig. 28 Ubicación de transductores en el prototipo

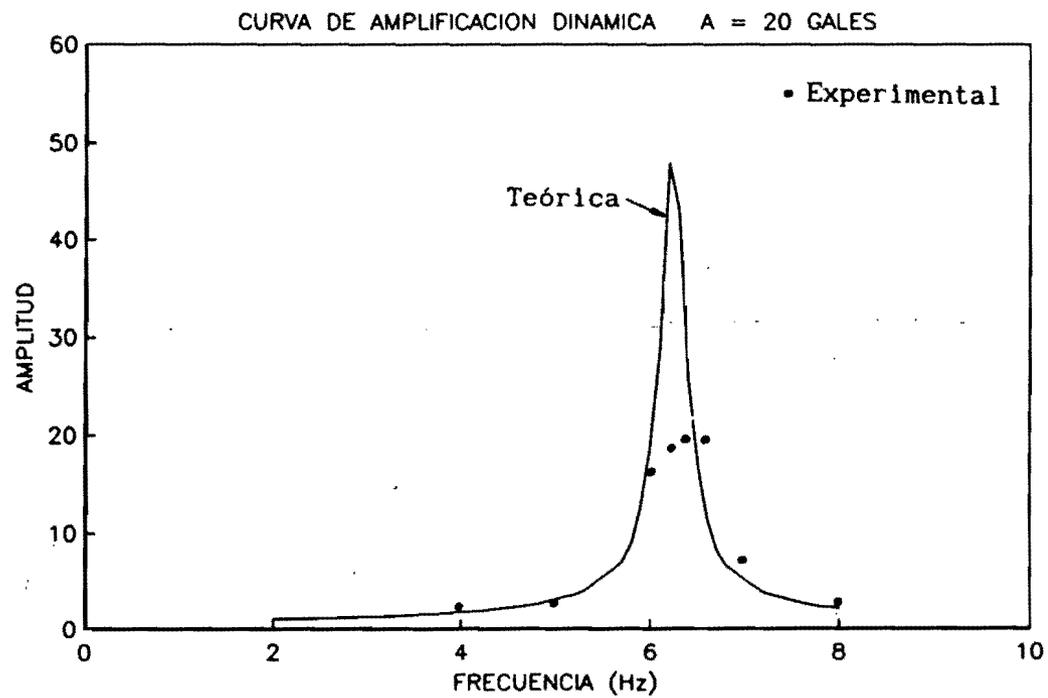


Fig. 29 Curva de amplificación encontrada durante las pruebas con 20 gales de excitación

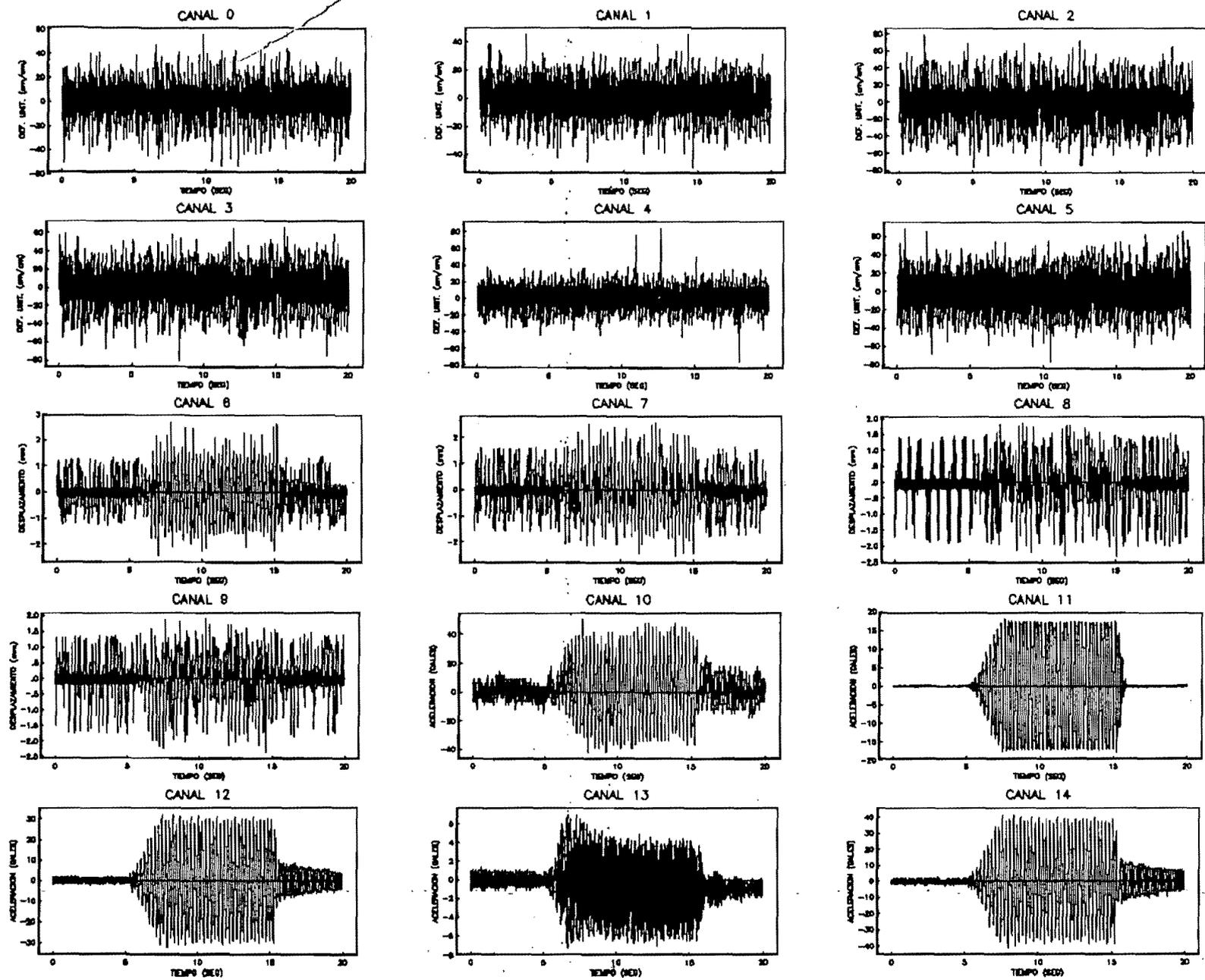


Fig. 30 Señales registradas en los transductores durante las pruebas con una aceleración de 20 gales en la base y 4 Hz de frecuencia

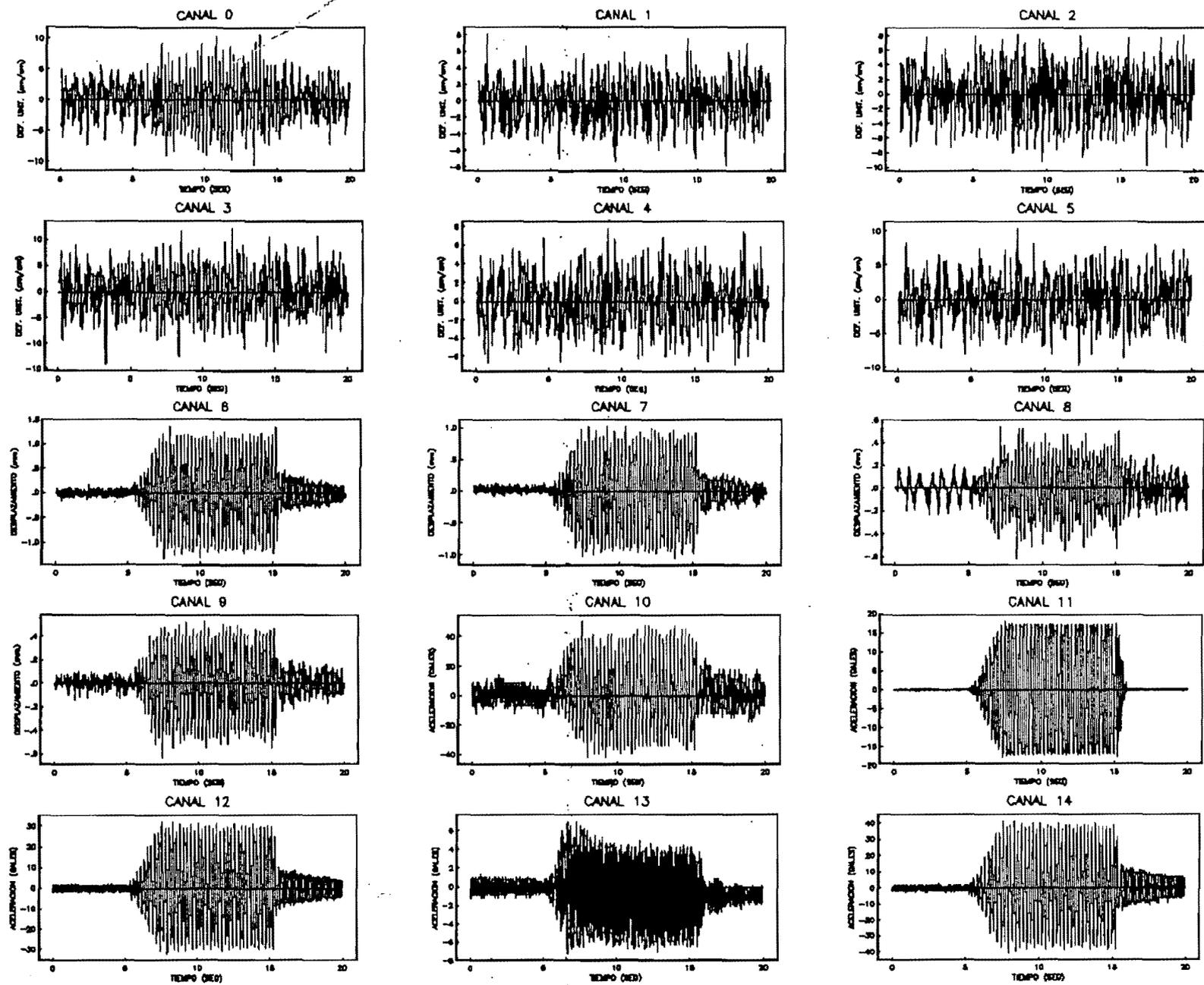


Fig. 31 Señales filtradas con una aceleración de 20 gales en la base y 4 Hz de frecuencia

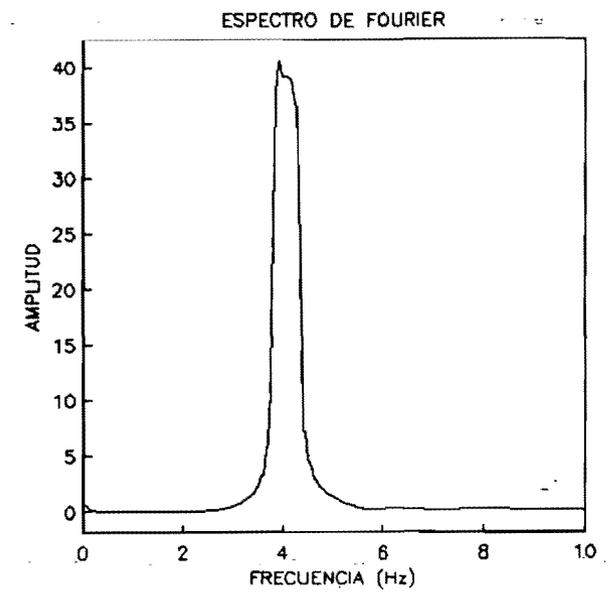
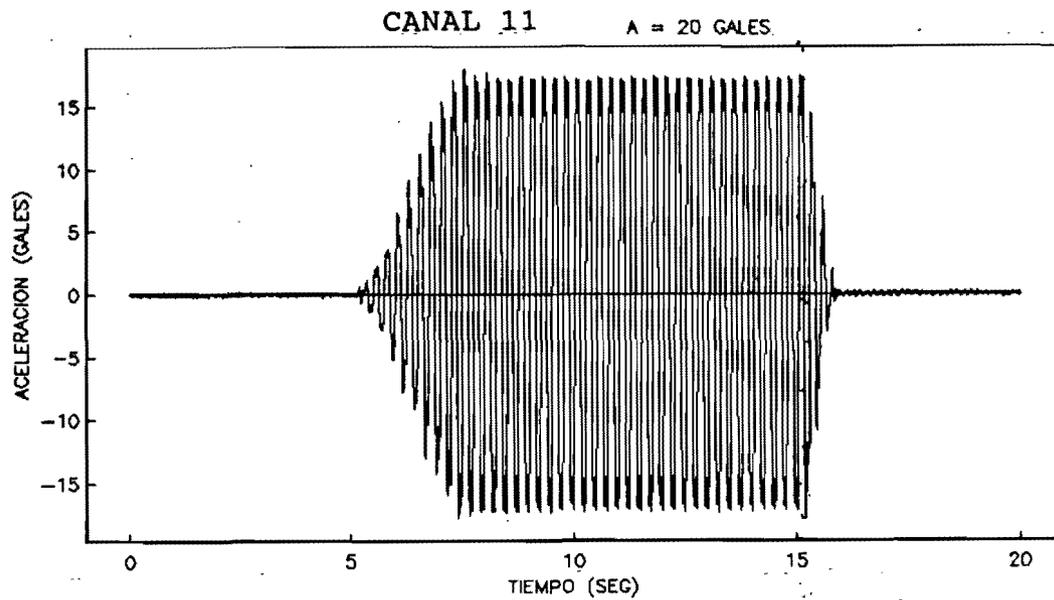
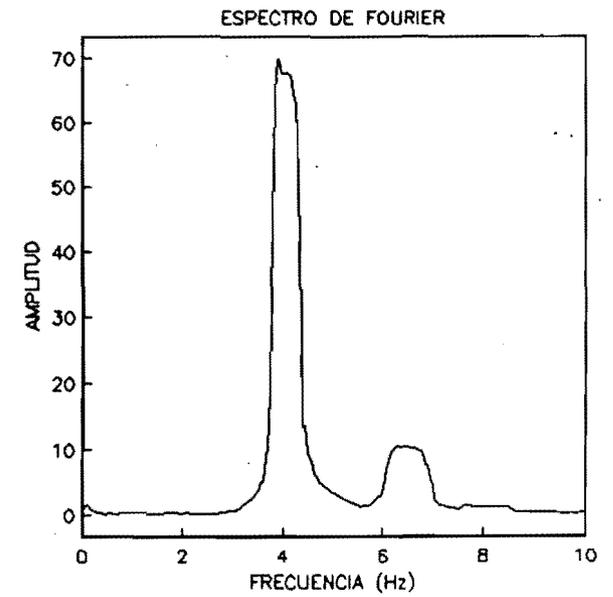
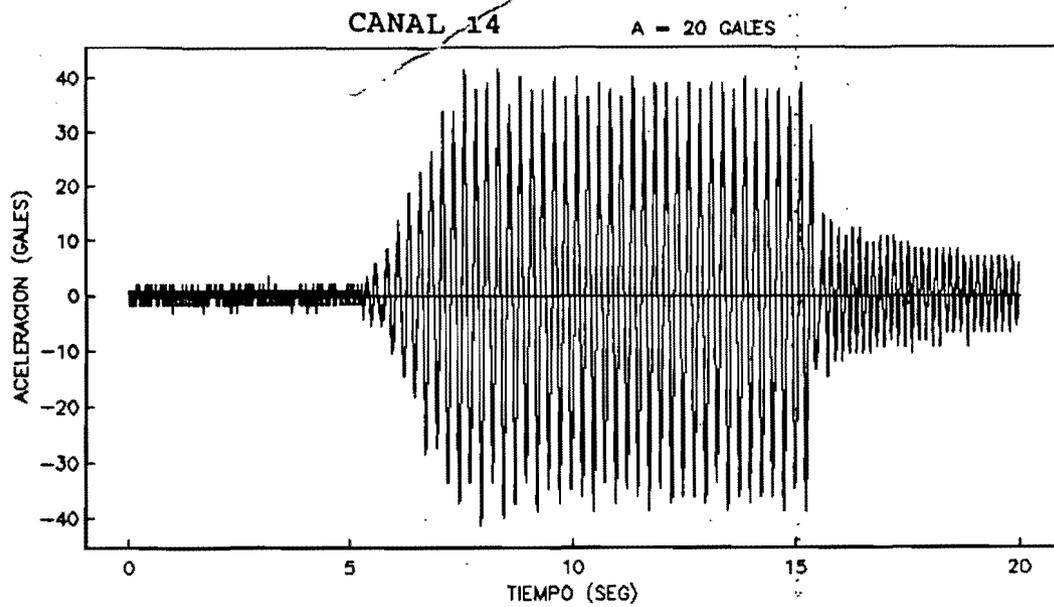


Fig. 32 Señales captadas en el segundo nivel y en la base del prototipo y con una amplitud de 20 gales

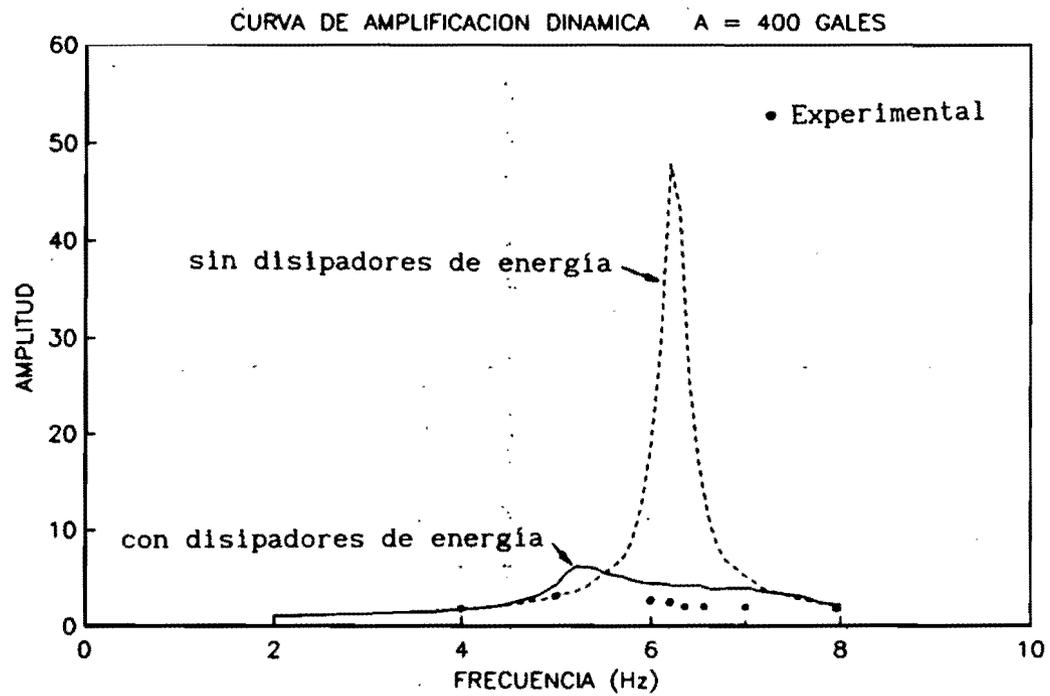


Fig. 33 Curva de amplificación encontrada durante las pruebas con 400 gales de excitación

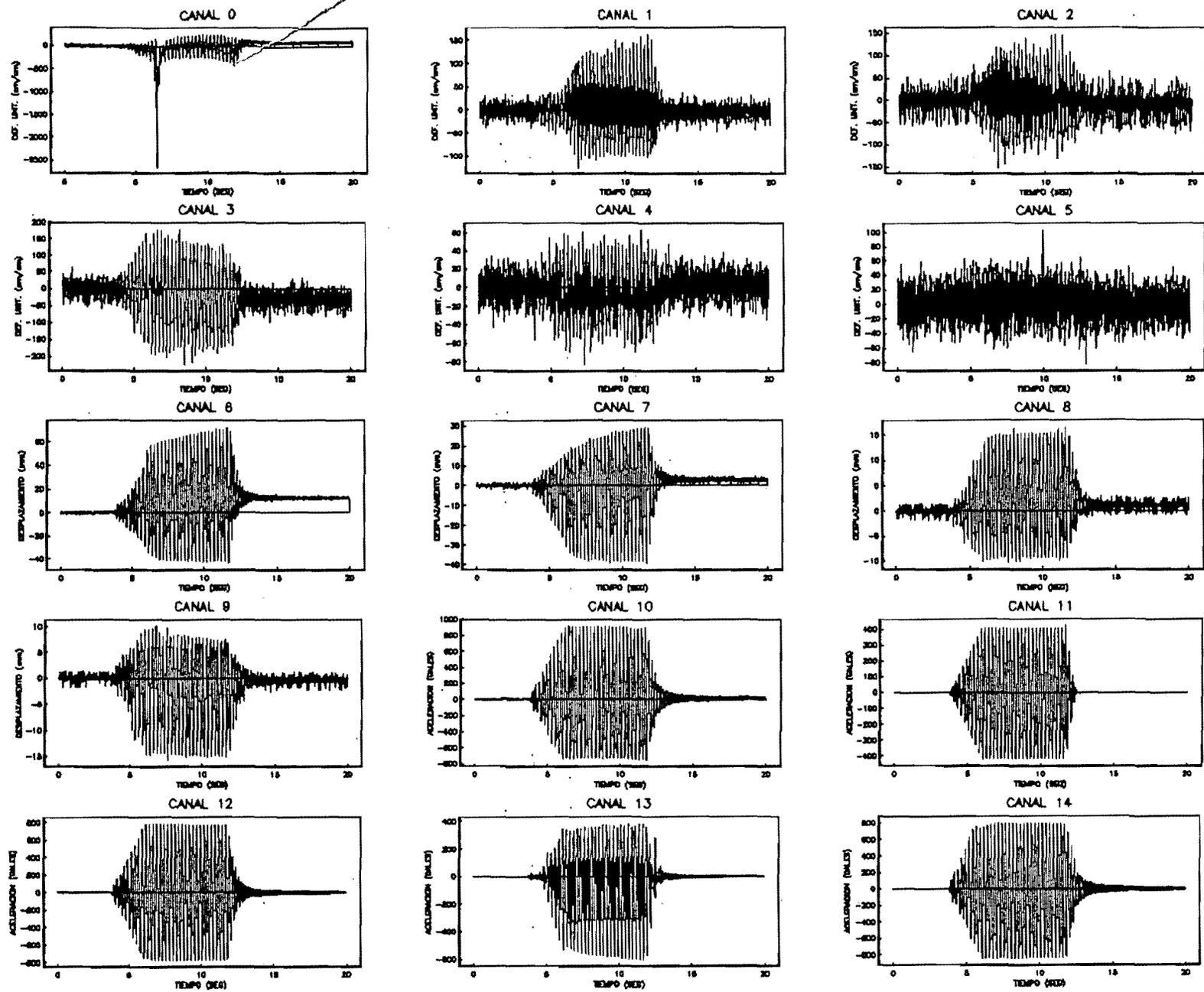


Fig. 34 Señales captadas durante las pruebas con una aceleración de 400 gales en la base y 4 Hz de frecuencia

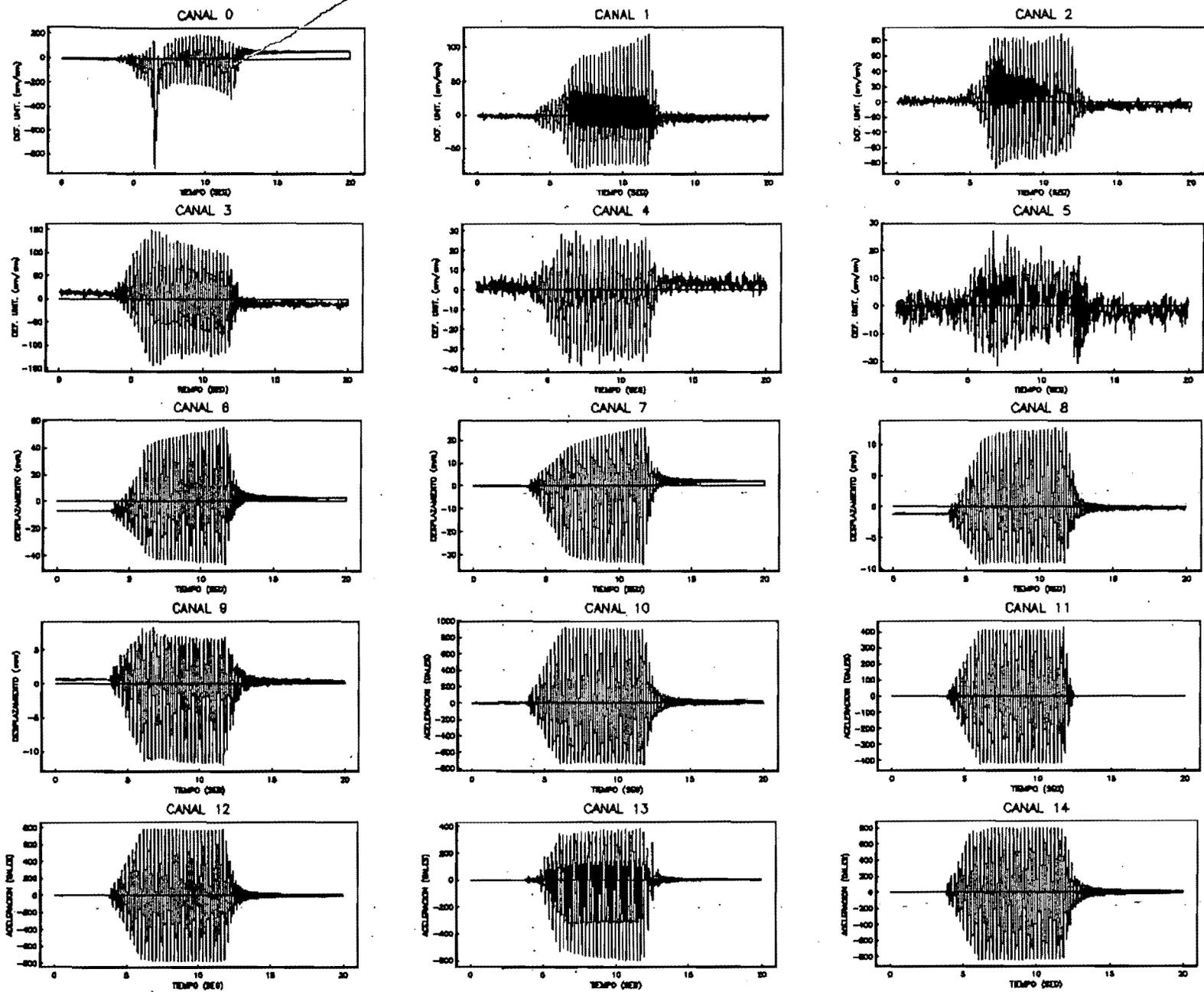


Fig. 35 Señales filtradas con una aceleración de 400 gales en la base y 4 Hz de frecuencia

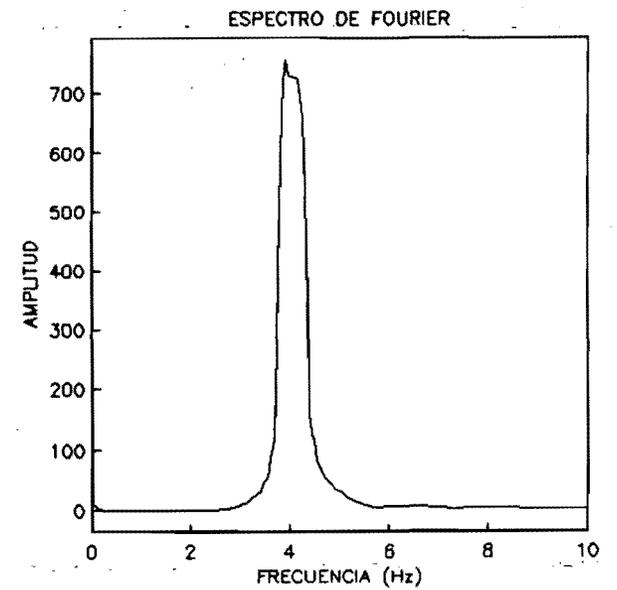
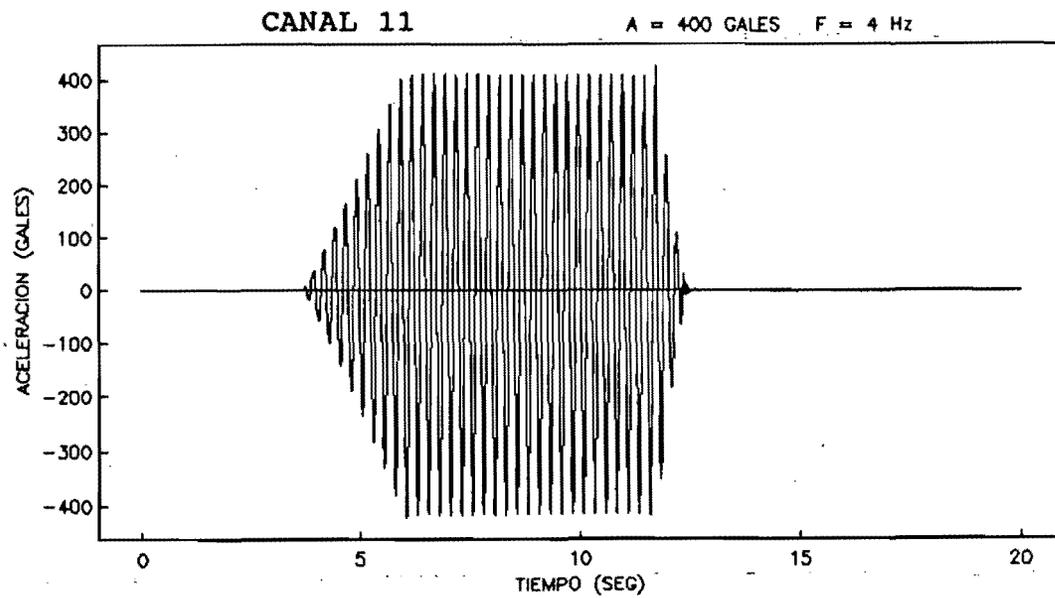
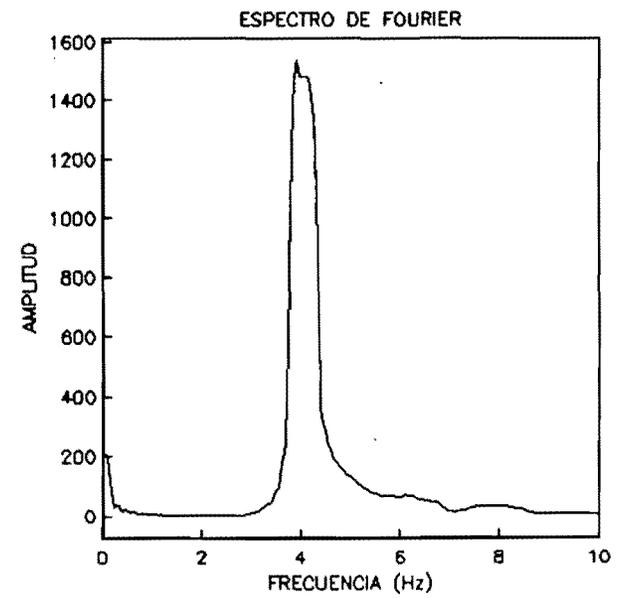
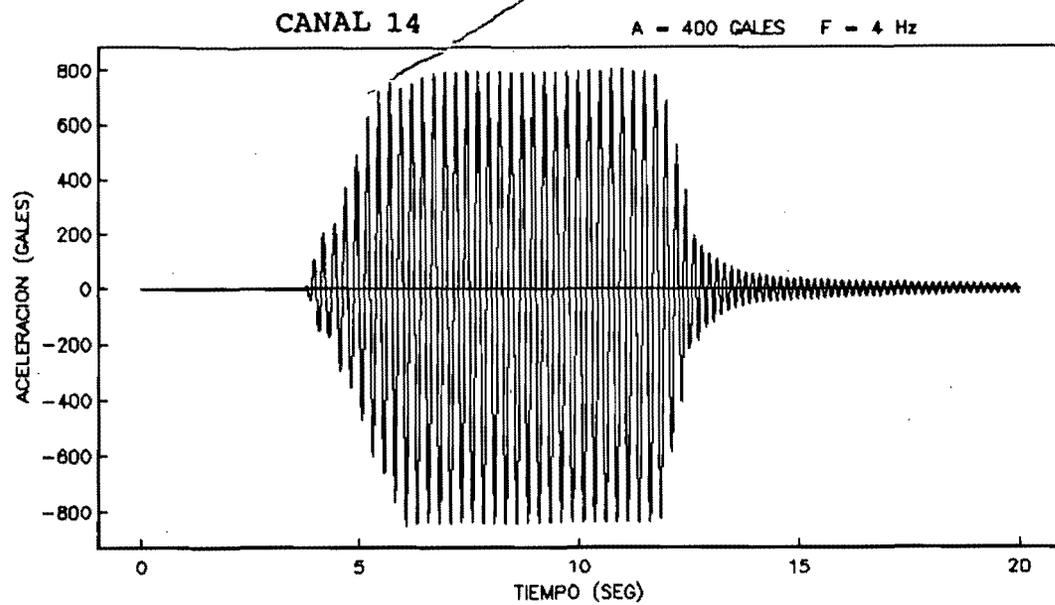


Fig. 36 Señales captadas en el segundo nivel y en la base del prototipo con amplitud de 400 gales



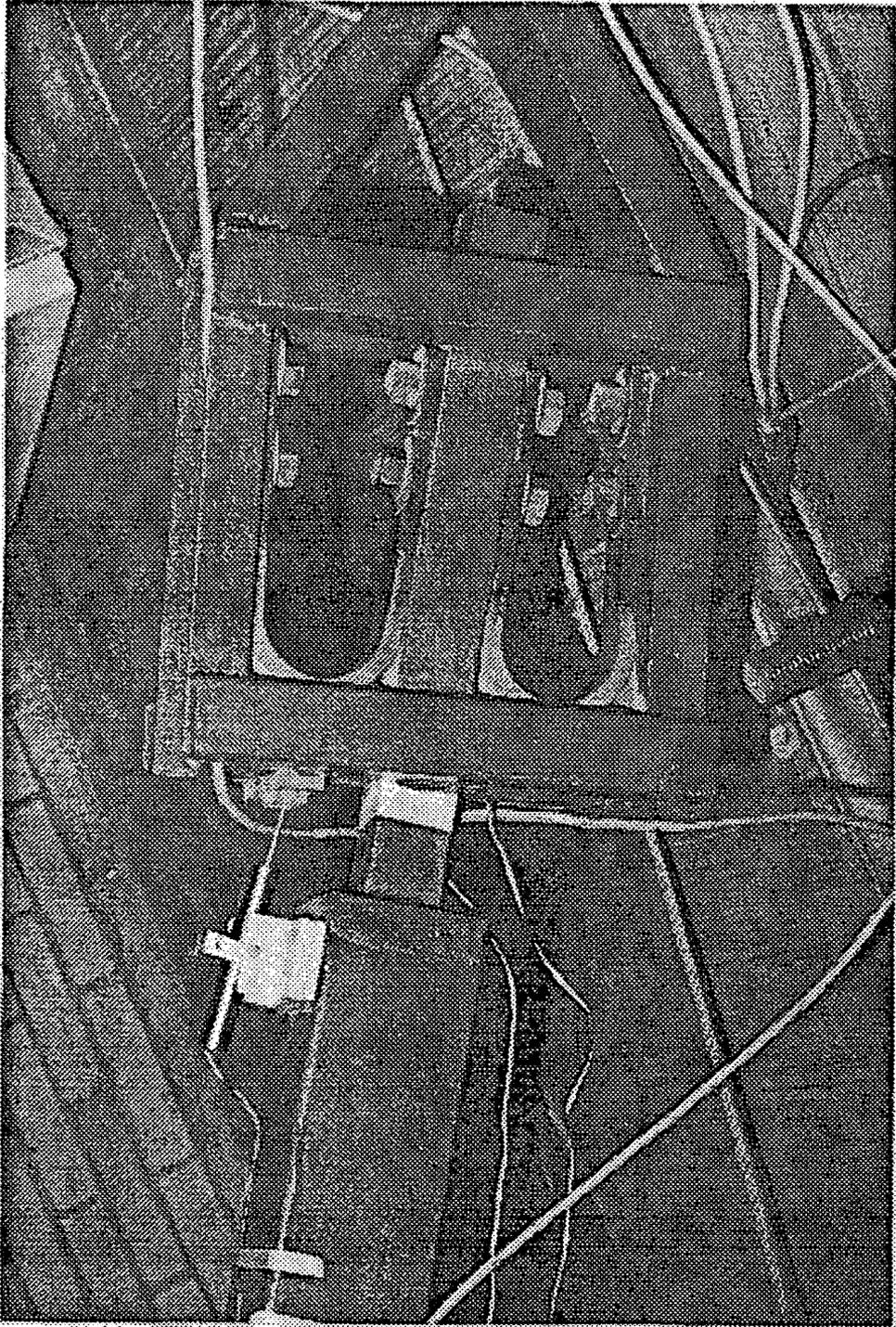


Fig. 37 Configuración del dispositivo después de efectuarse las pruebas de alta amplitud

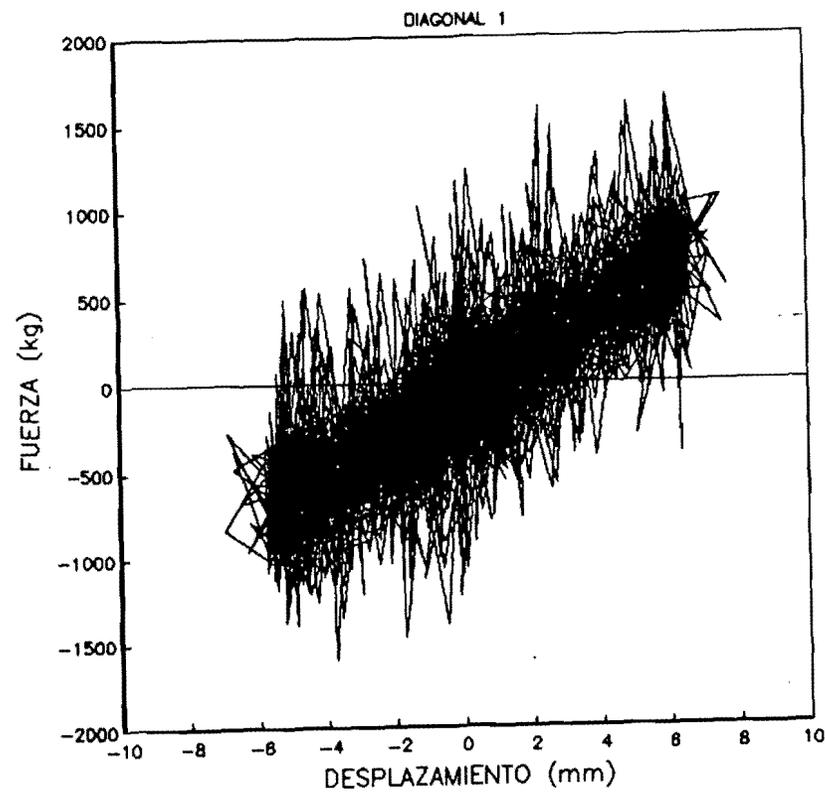
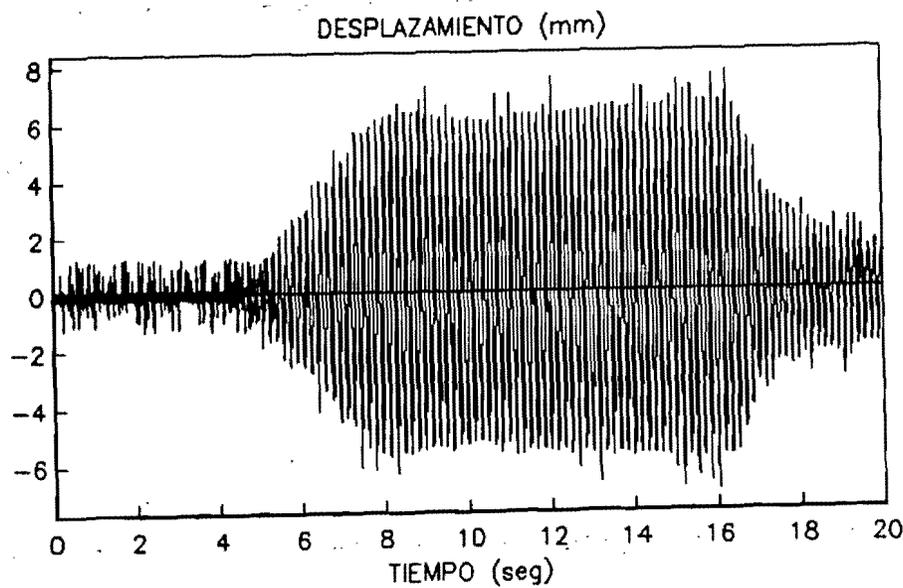
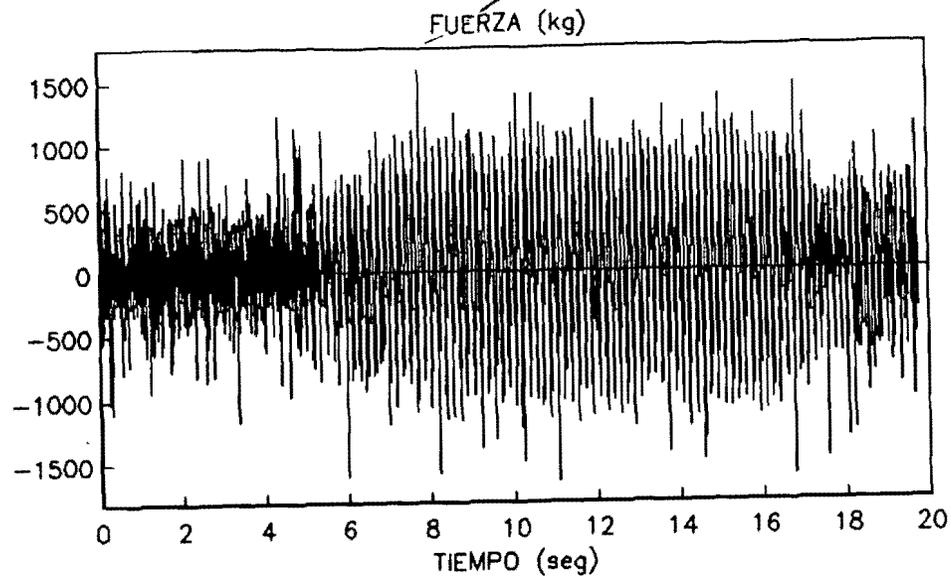


Fig. 38 Comportamiento histerético experimental con una aceleración de 20 gales en la base y 6 Hz de frecuencia, sin filtrado

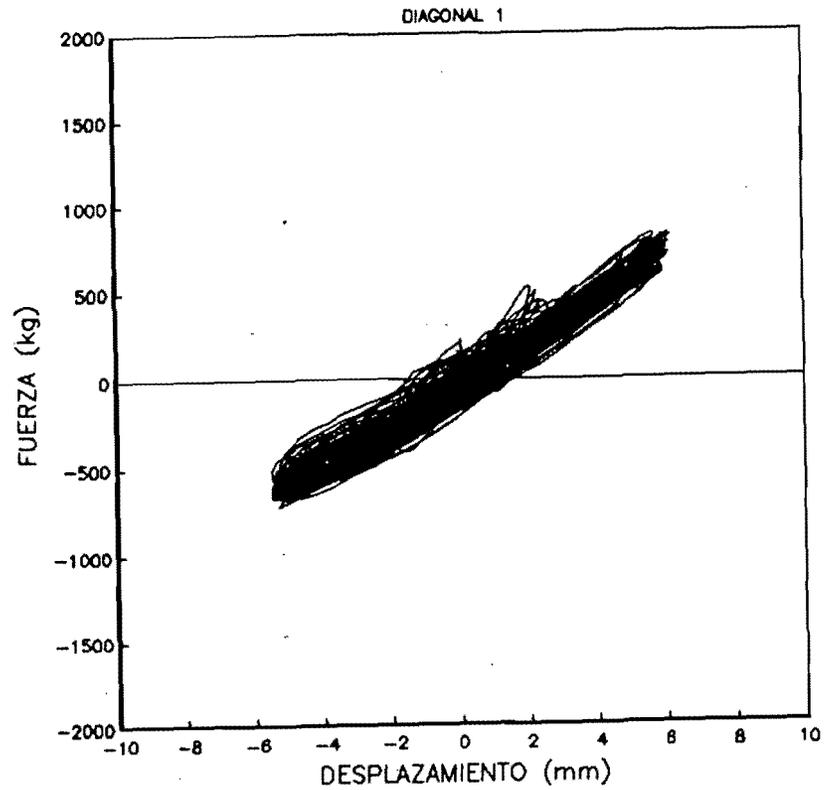
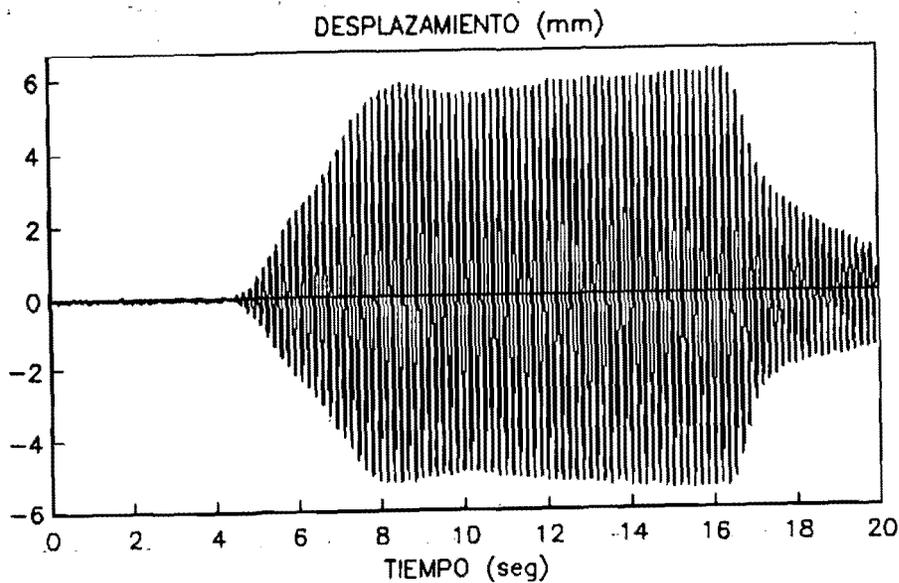
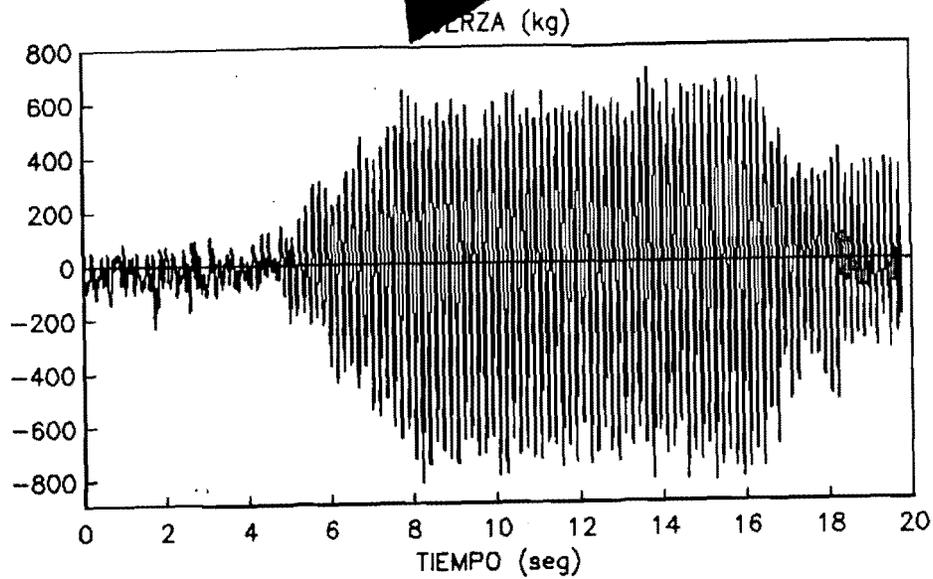


Fig. 39 Comportamiento histerético experimental con una aceleración de 20 gales en la base y 6 Hz de frecuencia, con filtrado

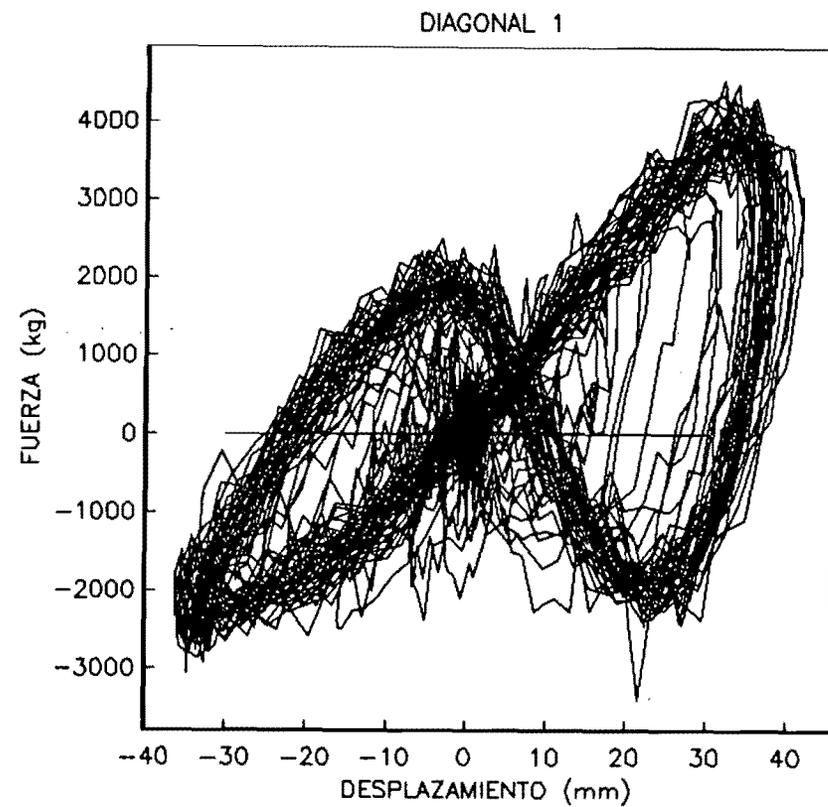
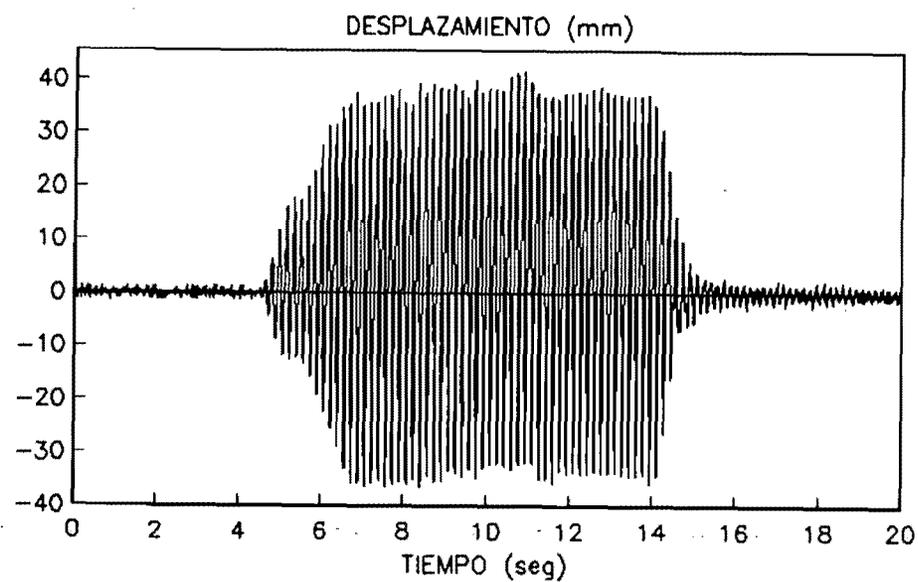
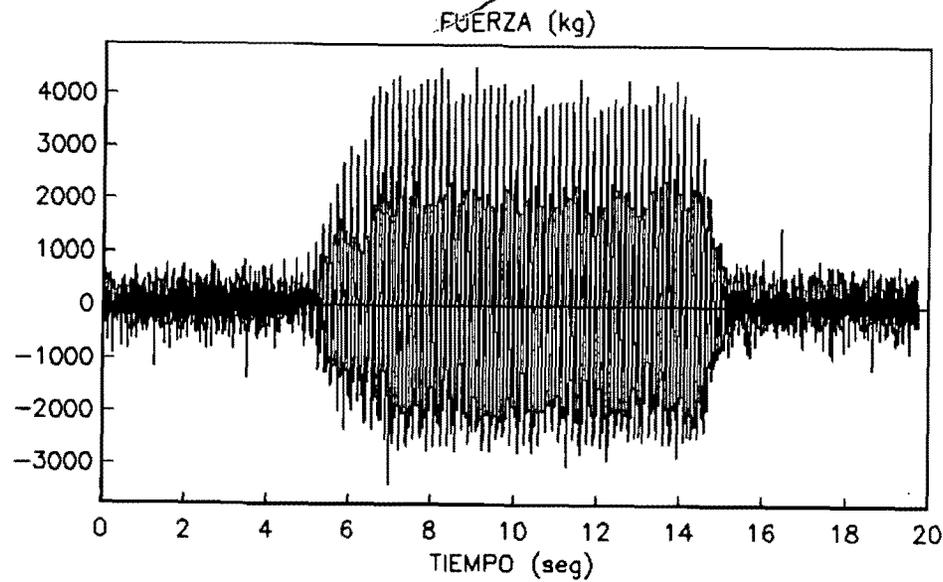


Fig. 40 Comportamiento histerético experimental con una aceleración de 400 gales en la base y 6 Hz de frecuencia, sin filtrado

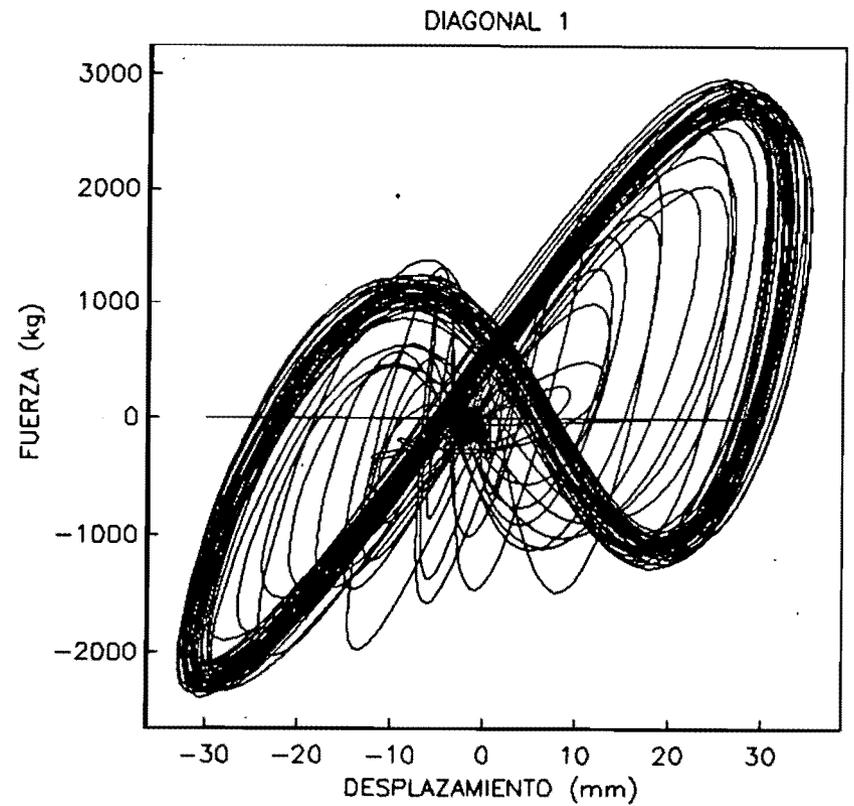
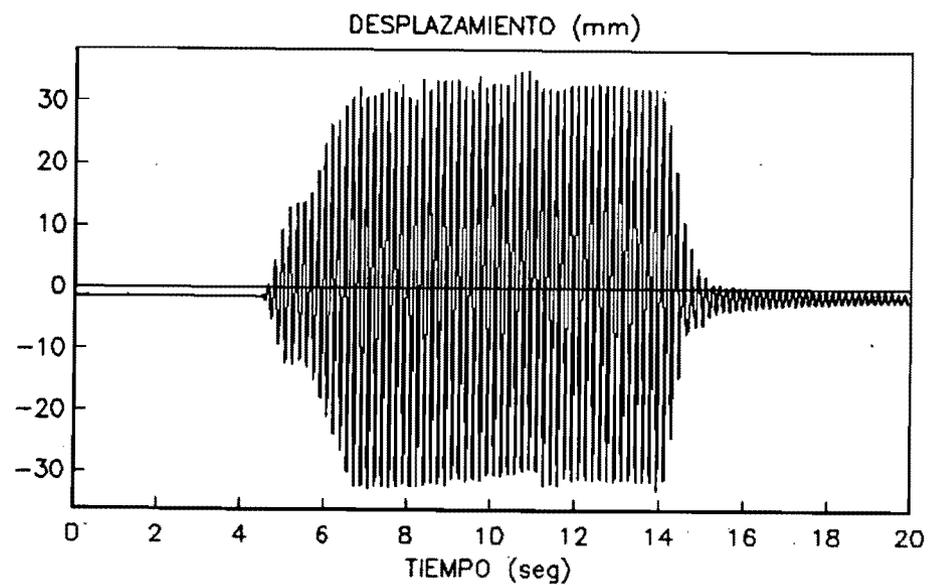
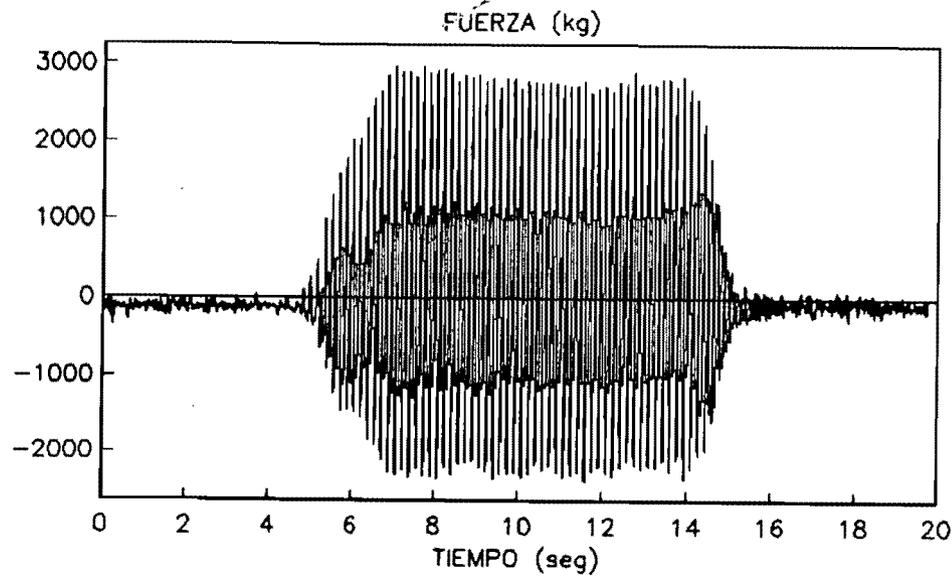


Fig. 41 Comportamiento histerético experimental con una aceleración de 400 gales en la base y 6 Hz de frecuencia, con filtrado