

UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS Y MATEMATICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA CIVIL

T
1998
H433mp
C.2

MAQUINA PARA ENSAYAR PROBETAS DE GOMA A CORTE DIRECTO



RICARDO ANTONIO HERRERA MARDONES

PROFESOR GUIA: SR. MAURICIO SARRAZIN A.
PROFESORES DE COMISION: SRA. MARIA OFELIA MORONI Y.
SR. RUBEN BOROSCHEK K.

**MEMORIA PARA OPTAR AL TITULO DE
INGENIERO CIVIL**

**SANTIAGO DE CHILE
OCTUBRE 1998**

671-2909

RESUMEN.

La aplicación de aislación sísmica requiere un control de calidad muy cuidadoso de la fabricación de los aisladores y determinación de las propiedades de los materiales usados en su elaboración. En particular, en los aisladores elastoméricos debe conocerse con exactitud las propiedades de rigidez y amortiguamiento del elastómero.

Este trabajo tuvo como objetivo diseñar, fabricar y probar un sistema mecánico de bajo costo, para ensayar, a corte directo, el material utilizado en dispositivos de aislación y disipación de energía a base de elastómeros, con el fin de obtener sus propiedades dinámicas (módulo de corte G y amortiguamiento β), y determinar si cumplen con los valores supuestos en el diseño.

La motivación del trabajo fue la no existencia en el país de sistemas que realizaran específicamente este tipo de ensayos, por lo que, para controlar la calidad del elastómero, se recurría a costosas máquinas, cuya capacidad estaba sobredimensionada para cubrir dicha necesidad.

El ensayo consiste, básicamente, en aplicar a una probeta de goma, de una forma determinada, una deformación de corte directo que varía sinusoidalmente con el tiempo. Para conseguir esto, se aisló la componente en una dirección del movimiento circular uniforme descrito por un eje excéntrico, por medio de dispositivos especialmente diseñados.

En el diseño de la máquina, cuyos componentes principales son elementos de acero, se utilizó el método de tensiones admisibles. La construcción se hizo en un taller de mecánica de precisión perteneciente al Departamento de Física de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas.

La máquina produce un desplazamiento cercano a una sinusoidal por lo menos hasta el 100% de deformación; para deformaciones mayores, el sistema motor - reductor no entrega suficiente potencia y la curva se aleja de la ideal. Sin embargo, incluso para deformaciones mayores, los resultados obtenidos muestran el comportamiento esperado de la goma.

La máquina entrega valores de G y β dentro de un rango aceptable de variación (menor al 10%), con respecto a los entregados por la máquina MTS del Laboratorio Nacional de Vialidad, la que se ha usado como instrumento patrón. Estos resultados son reproducibles, ya que en distintos ensayos sobre una misma probeta las curvas resultantes son idénticas. Sin embargo, no es posible repetir un mismo porcentaje de deformación en ensayos sucesivos.

El costo de la máquina es de aproximadamente 70 UF, sin considerar el valor de la ingeniería de diseño. Aún así, el costo es muy inferior al de una máquina de ensayo comprada en el mercado. Por lo tanto, esta máquina es una alternativa adecuada cuando se quiere realizar este tipo de ensayos.

AGRADECIMIENTOS.

A mis profesores Mauricio Sarrazín, M. Ofelia Moroni y Rubén Boroschek, por su apoyo y confianza, especialmente a Don Mauricio, quien, a pesar de sus múltiples actividades, siempre tuvo tiempo para atenderme y poner claridad en mis extravíos.

Al proyecto Fondecyt N° 1970732, por el financiamiento.

Al Departamento de Física de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, por facilitarme su taller mecánico. A Ricardo Silva, por el empeño y entusiasmo puesto en la fabricación de la máquina.

A Pedro Soto, por sus conocimientos y buena voluntad. A Mariela Mualin, por su excelente disposición y por los momentos de conversación que ayudaron a aliviar el trabajo.

A mi familia, por su paciencia para soportar mis malos días y por darme la oportunidad de tener la mejor educación.

Por último, a Pamela, mi pareja y mi amiga, por su compañía, apoyo, ayuda y comprensión más allá de todo límite, y por compartir conmigo penas y alegrías durante estos años.

INDICE

CAPITULO 1. INTRODUCCION.....	1
1.1. INTRODUCCION.....	1
1.2. OBJETIVOS.....	2
CAPITULO 2. IDENTIFICACION DE LAS NECESIDADES.....	4
2.1. INTRODUCCION.....	4
2.2. PRESENTACION DE LA OPORTUNIDAD.....	4
2.3. CARACTERISTICAS DEL OBJETO.....	5
2.4. REQUISITOS.....	10
2.5. CONCLUSIONES.....	11
CAPITULO 3. ANALISIS DE ALTERNATIVAS.....	12
3.1. INTRODUCCION.....	12
3.2. PRESENTACION DE ALTERNATIVAS.....	13
3.2.1. El sistema generador del movimiento.....	13
3.2.2. El sistema de sujeción de la pieza.....	15
3.2.3. Adquisición de datos.....	17
3.3. CONCLUSIONES.....	18
CAPITULO 4. DISEÑO Y FABRICACION.....	21
4.1. INTRODUCCION.....	21
4.2. DISEÑO.....	22
4.2.1. Diseño inicial.....	22
4.2.1.1. Potencia requerida.....	23
4.2.1.2. Diseño de superficies.....	24
4.2.1.3. Diseño del mecanismo de verificación del desplazamiento rotacional.....	25
4.2.1.4. Diseño de partes metálicas.....	27
4.3. PROCESO DE FABRICACION.....	28
4.4. MATERIALES.....	29
4.5. MONTAJES.....	30
CAPITULO 5. CALIBRACION Y ENSAYO DE PROTOTIPO.....	32
5.1. INTRODUCCION.....	32
5.2. CALIBRACION DE LA MAQUINA.....	33
5.3. ENSAYO DEL PROTOTIPO.....	34
5.3.1. Descripción de los componentes del sistema de ensayo.....	34
5.4. CONCLUSIONES.....	35
5.4.1. Etapa de Calibración.....	35
5.4.2. Pruebas Finales.....	36
CAPITULO 6. CONCLUSIONES.....	37
6.1. CUMPLIMIENTO DE OBJETIVOS.....	37
6.2. PROBLEMAS RESUELTOS Y SOLUCIONES.....	38
REFERENCIAS.....	39

A mi abuelo

*Ricardo Segundo Mardones González.
(1923-1996)*

INDICE

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. COMENTARIOS.....	2
CAPÍTULO 2. IDENTIFICACIÓN DE LAS NECESIDADES.....	4
2.1. INTRODUCCIÓN.....	4
2.2. PROPIEDADES DE LA GOMA.....	4
2.3. CARACTERÍSTICAS DEL ENSAYO.....	8
2.4. REQUISITOS.....	10
2.5. CONCLUSIONES.....	11
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	12
3.1. INTRODUCCIÓN.....	12
3.2. PRESENTACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	12
3.2.1. El sistema generador del movimiento.....	13
3.2.2. El sistema de sujeción de la probeta.....	17
3.2.3. Adquisición de datos.....	17
3.3. CONCLUSIONES.....	19
CAPÍTULO 4. DISEÑO Y FABRICACIÓN.....	21
4.1. INTRODUCCIÓN.....	21
4.2. DISEÑO.....	22
4.2.1. Diseño inicial.....	22
4.2.1.1. Potencia requerida.....	23
4.2.1.2. Diseño de soportes.....	24
4.2.1.3. Diseño del mecanismo de variación del desplazamiento máximo.....	25
4.2.1.4. Diseño de partes metálicas.....	27
4.3. PROCESO DE FABRICACIÓN.....	29
4.4. PRUEBAS PRELIMINARES.....	32
4.5. COMENTARIOS.....	34
CAPÍTULO 5. CALIBRACIÓN Y ENSAYO DE PROTOTIPO.....	36
5.1. INTRODUCCIÓN.....	36
5.2. CALIBRACIÓN DE LA MÁQUINA.....	36
5.3. ENSAYO DEL PROTOTIPO.....	39
5.3.1. Descripción de los componentes del sistema de ensayo.....	40
5.4. CONCLUSIONES.....	42
5.4.1. Etapa de Calibración.....	42
5.4.2. Pruebas Finales.....	68
CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES.....	87
6.1. CUMPLIMIENTO DE OBJETIVOS.....	87
6.2. PROBLEMAS: POSIBLES CAUSAS Y SOLUCIONES.....	88
REFERENCIAS.....	92

ANEXO A. MEMORIA DE CÁLCULO DE LA MÁQUINA.	94
A.1. SOPORTES DE GOMA REFORZADA.....	94
A.2. FUERZA MÁXIMA Y POTENCIA REQUERIDA.....	95
A.2.1. Fuerza máxima.....	95
A.2.2. Potencia requerida.....	96
A.3. BARRAS LONGITUDINALES.....	96
A.4. CÁLCULO DEL EJE MÓVIL.....	97
A.5. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL MECANISMO DE VARIACIÓN DE LA AMPLITUD.....	97
A.6. CÁLCULO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA PROBETA.....	98
A.6.1. Barra de sujeción tercio central.....	98
A.6.2. Soportes tercios extremos.....	98
A.7. BUJES DE BRONCE.....	99
A.8. ELECCIÓN DEL RODAMIENTO.....	99
A.9. CONEXIONES.....	101
A.9.1. Conexión soporte - viga.....	101
A.9.2. Conexión del alma del perfil IPE a la barra longitudinal.....	102
A.9.3. Conexión de los bujes de bronce a la placa.....	102
A.9.4. Conexiones de la tapa del sistema de variación de la amplitud.....	104
A.9.4.1. Pernos de la tapa.....	104
A.9.4.2. Conexión eje-tapa.....	105
ANEXO B. MANUAL DE OPERACIÓN.....	106
B.1. PROCEDIMIENTOS DE ENSAYO:.....	106
B.2. PROCEDIMIENTOS POST ENSAYO:.....	108
ANEXO C. RESULTADOS.....	110
C.1. ETAPA DE CALIBRACIÓN.....	110
C.2. DEFORMACIONES OBTENIDAS.....	111
C.3. RESULTADOS DE LOS ENSAYOS.....	113
C.4. EFECTO DEL FILTRO SOBRE EL VALOR DEL MÓDULO DE CORTE.....	117
C.5. EFECTO DEL FILTRO SOBRE EL VALOR DEL AMORTIGUAMIENTO.....	121
ANEXO D. CICLOS DE HISTÉRESIS E HISTORIA DE TIEMPO.....	125

PLANOS:

Plano 1: Planta, Elevación y Detalles Máquina de Ensayo.

CAPÍTULO 1.

INTRODUCCIÓN.

1.1. Introducción.

La palabra “goma” engloba un grupo de materiales capaces de soportar grandes deformaciones y recuperar casi completamente, y de manera instantánea, su forma, una vez que se ha retirado la fuerza que provocó la deformación. Esta propiedad se debe a la particular distribución de la estructura molecular de este tipo de materiales, llamados elastómeros, la que tiene las siguientes características:

- a) Las moléculas son muy largas y pueden rotar libremente en sus enlaces, formando unidades moleculares con sus vecinas,
- b) las moléculas forman estructuras tridimensionales como un tejido de red y
- c) las moléculas son capaces de cambiar de ubicación relativa rápidamente; en otras palabras, las fuerzas de atracción intermoleculares son pequeñas (fuerzas secundarias o de van der Waals).

La característica más importante de los elastómeros, en términos de su uso en aislación sísmica, es su gran capacidad de absorber energía al deformarse (50 veces más que un resorte de acero templado de igual peso) y de liberarla al recuperar su forma. Adicionalmente, como la curva de descarga nunca coincide con la de carga, un porcentaje de la energía absorbida se disipa en forma de calor, cuya magnitud queda representada por el área encerrada por el ciclo de histéresis, y que es usada como una medida de su amortiguamiento. Este efecto es beneficioso, ya que evita que la estructura continúe moviéndose indefinidamente después de terminado un evento sísmico (el caso de un oscilador sin amortiguamiento); sin embargo, el calentamiento puede hacer que la “goma” alcance altas temperaturas y se dañe, perdiendo las propiedades que la hacen recomendable en dispositivos de aislación.

1.2. Comentarios.

El diseño de los aisladores sísmicos depende de las propiedades de la goma que se va a utilizar, principalmente del módulo de corte (G) y amortiguamiento (β). Por lo tanto, la goma utilizada como material base en los dispositivos de aislación sísmica debe tener un G y un β cercanos a los definidos en la etapa de diseño. La determinación de estas propiedades, en consecuencia, es parte importante del control de calidad del proceso de fabricación de dispositivos de aislación sísmica, ya que el cumplimiento o no de este requisito implica la aceptación, el rechazo o modificación de un determinado compuesto. La necesidad de hacer ensayos es evidente, dado que no es posible predecir con certeza estos valores a partir de la composición o de otras variables.

Hasta ahora se ha recurrido a una máquina MTS del Laboratorio Nacional de Vialidad que, entre varias aplicaciones, puede adaptarse también para este propósito. Sin embargo, la disponibilidad de uso está limitada por dos factores:

- El Laboratorio de Vialidad utiliza la máquina de acuerdo a sus necesidades; así, cada vez que se requiere probar probetas nuevas, hay que esperar que la máquina no esté ocupada.
- Cada ensayo tiene un costo, por el hecho de ocupar personal, maquinarias y dependencias del Laboratorio. Además, existe un costo en tiempo, ya que la Facultad se encuentra alejada del Laboratorio.

Por estas razones, surge la necesidad de tener un instrumento específico de bajo costo y características adecuadas a los requerimientos de uso y disponibilidad. El objetivo principal de esta memoria es, por lo tanto, construir una máquina para realizar ensayos de corte a probetas de goma, con el fin de determinar su módulo de corte (G) y su amortiguamiento (β). Como objetivos secundarios están revisar los procedimientos de ensayo utilizados actualmente y proponer cambios para adecuarlos a la nueva máquina; establecer una correlación adecuada con los resultados entregados por la MTS, que oficia de instrumento patrón; y proponer futuras mejoras al sistema de ensayo. La importancia de este trabajo radica en la agilización del proceso de fabricación de los aisladores, ya que se dispone de los resultados del ensayo de la goma en menor tiempo, con lo que se puede converger más rápidamente a la dosificación adecuada; todo

esto ligado, además, a una disminución de los costos.

A continuación se entrega un breve resumen del contenido de los capítulos siguientes.

- Capítulo II: En este capítulo se definen los requisitos y restricciones que limitan el diseño de la máquina. Estos son: forma de la probeta, tipo de movimiento, rangos de desplazamiento, de período y cantidad de ciclos. Además se incluye una descripción de la metodología para determinar las propiedades de la goma.
- Capítulo III: Con las condiciones del problema bien definidas en el capítulo anterior, se procede a estudiar las alternativas de diseño y se elige la más adecuada, considerando tanto su funcionalidad como su costo.
- Capítulo IV: Se define completamente el diseño en cuanto a forma, dimensiones, conexiones y partes anexas a la máquina. Se expone en detalle las hipótesis y fórmulas utilizadas en el cálculo de cada componente. Por último, se describe a grandes rasgos los pasos del proceso de fabricación, destacando los puntos más delicados de éste.
- Capítulo V: En este capítulo se hace una comparación entre los resultados y las condiciones de ensayo del prototipo y de la máquina del Laboratorio de Vialidad.
- Capítulo VI: Se exponen las conclusiones obtenidas en cuanto a reproducibilidad de los ensayos, precisión y exactitud de los resultados obtenidos, condiciones de ensayo recomendadas, rangos de funcionamiento. Se proponen además posibles mejoras o extensiones a la máquina, que permitan modificar alguna de las variables consideradas fijas en este diseño, o aplicarla a otro tipo de ensayos.

CAPÍTULO 2.

IDENTIFICACIÓN DE LAS NECESIDADES.

2.1. Introducción.

Ya se sabe que la máquina debe realizar ensayos de corte a probetas de goma, pero ¿qué forma tienen las probetas?, ¿se trata de un ensayo estático o dinámico?; si es dinámico ¿qué tipo de desplazamiento se aplica?, ¿con qué período?, etc. Por otro lado, es importante conocer algunas de las características del material del que se está hablando, que pueden ser relevantes al momento de elegir entre distintas opciones de mecanismos o componentes. En este capítulo se presentan estos antecedentes generales.

2.2. Propiedades de la goma [1].

Las propiedades elásticas de la goma pueden explicarse cuantitativamente según la primera ley de la Termodinámica. Los átomos que conforman las largas cadenas moleculares están en constante movimiento debido a las vibraciones térmicas, lo que provoca que las moléculas tomen una forma sinuosa irregular (como un plato de tallarines), cuya distancia de principio a fin es mucho menor que si estuviera extendida. Cuando la goma es deformada, las moléculas se alinean más o menos en la dirección de la deformación. Las leyes de la termodinámica establecen que este estado “más ordenado” es menos probable que el original y que es necesario aplicar un trabajo si se quiere mantener ese estado. En consecuencia, la goma se opone a la deformación y vuelve a su forma original si es liberada, en otras palabras, la goma tiene una entropía máxima en el estado no deformado y siempre retorna a este estado en ausencia de restricciones externas. Esto puede ser expresado por:

$$dE = dQ + dW$$

Es decir, el cambio en la energía interna (dE) es igual a la variación de calor aplicado (dQ) más el trabajo externo (dW).

Además,

$$dQ = T dS$$

donde dS : variación de entropía del material.

dQ : variación de calor aplicado al material.

T : temperatura del material.

y, por otro lado,

$$dW = F dl$$

siendo dW : variación de trabajo aplicado al material

F : fuerza que realiza el trabajo.

dl : desplazamiento debido a la fuerza.

luego,

$$dE = T dS + F dl$$

y, finalmente,

$$F = \frac{dE}{dl} - T \frac{dS}{dl} \quad (2.1)$$

El primer término representa la tasa de cambio de la energía durante la deformación y el segundo, la tasa de cambio de la entropía.

De la ecuación (2.1), se puede ver que la tensión aumenta proporcionalmente con la temperatura, ya que el término dS/dl es negativo. Esta dependencia es conocida como efecto Gough-Joule y muestra la diferencia radical entre la deformación de un metal y de la goma. En un metal, la deformación es predominantemente energética, es decir, el término dE/dl es el que la controla; todo el trabajo se gasta en cambiar las distancias interatómicas. En consecuencia, el rango elástico de un metal es muy pequeño en comparación con el de una goma.

Otra característica de la deformación de la goma es que no se produce completamente en forma instantánea, debido a que la energía vibratoria de los átomos debe superar primero a la atracción intermolecular. A bajas temperaturas estas vibraciones no son lo suficientemente fuertes como para vencer la atracción rápidamente, con lo que el comportamiento se acerca al de un sólido rígido. Lo mismo ocurre al aumentar la tasa de deformación; las

moléculas no tienen tiempo de reacomodarse y la goma actúa como sólido rígido. Adicionalmente a estos dos efectos, existe un efecto de fluencia lenta o “creep”, debido a que las uniones de moléculas producidas por la vulcanización nunca son perfectas, por lo que se van rompiendo gradualmente, causando un aumento de deformación. Al descargar la goma, este efecto queda representado por una deformación remanente. Estas tres características hacen que la curva de descarga nunca coincida con la curva de carga.

Las curvas tensión - deformación típicas para una goma muestran que la rigidez decae rápidamente al aumentar la deformación. Este comportamiento es deseable en un sistema de aislación basal, ya que, para pequeñas excitaciones del sistema (micro vibraciones, viento) la goma prácticamente no se deforma, con lo que se evita que el edificio esté continuamente oscilando; y para grandes desplazamientos de la base (sismos) la goma absorbe gran parte de la deformación.

La explicación molecular del comportamiento de la goma es usada para formular la teoría estadística de la elasticidad de la goma, la que permite predecir el comportamiento tensión - deformación de una unidad. Sin embargo, por tratarse de una teoría estadística, requiere de ensayos para obtener resultados.

Otras propiedades del material base, que pueden ser relevantes en el diseño de dispositivos de aislación sísmica, son las siguientes:

- a. **Térmicas:** en general, estos materiales son pésimos conductores del calor y tienen un coeficiente de dilatación térmica mucho mayor que el de los metales. Por lo tanto, se debe evaluar el calor que se genera por la deformación y si es necesario, contemplar en el diseño la forma adecuada de evacuarlo. Además, como el proceso de vulcanización se produce a temperaturas elevadas, deben tomarse precauciones para evitar la introducción de tensiones que puedan producir la falla prematura de la unión metal-goma.
- b. **Eléctricas:** es conocido su uso en aislación eléctrica. En el caso de la goma natural vulcanizada, provee una alta resistencia eléctrica.
- c. **Fractura por flexión:** cuando se somete la goma a condiciones en que es flectada repetidamente, se pueden producir serias roturas por fatiga. Se ha visto que estas fallas ocurren cerca de los puntos de cero deformación. El uso de antioxidantes puede ayudar a reducir este efecto.

- d. Comportamiento en presencia de líquidos: la mayoría de las gomas tienen la propiedad de absorber líquidos orgánicos (petróleo, aceites, etc.). En el caso de la goma natural, esto provoca un aumento de su volumen, que involucra una merma en sus propiedades mecánicas. Puede limitarse la absorción en goma vulcanizada utilizando aditivos, pero se produce una pérdida de resiliencia (capacidad de absorber energía de deformación inelástica). Por esta razón, es preferible colocar barreras físicas entre la goma y los líquidos nocivos. De todos modos, la distancia de penetración de un líquido en la goma es una función de la raíz cuadrada del tiempo de contacto, por lo que el volumen le da una vida útil extremadamente larga, incluso si el elastómero no es particularmente resistente al contacto con líquidos.
- e. Envejecimiento: por ser un material orgánico, la goma sufre cambios graduales de sus propiedades con el paso del tiempo. La principal causa es la oxidación por el oxígeno atmosférico, la que puede ser agravada por la luz, altas temperaturas o ciertos elementos como cobre o manganeso. Como consecuencia de esto, se produce una pérdida de resistencia, flexibilidad y otras propiedades útiles de la goma. El efecto de la luz, obviamente, es sólo superficial, y puede ser evitado utilizando goma de color negro. Sin embargo, el efecto más serio es el agrietamiento superficial debido al ozono; incluso el ozono presente en el aire (alrededor de una parte en cada 10 millones) puede producir serias fisuras si la goma no está hecha especialmente para resistir. Este aspecto debe ser considerado especialmente en Santiago, una ciudad que presenta altos niveles de emisión de ozono, y sobre todo si la goma se encuentra en la cercanía de equipos eléctricos de alta tensión. Algunos polímeros (notablemente policloropreno y butil-goma) poseen resistencia natural al ozono; al usarlos como aditivos en el compuesto, la resistencia de la goma natural vulcanizada puede incrementarse en 250 veces o más. Además, para mejorar aún más la resistencia al ozono, puede agregarse a la mezcla ceras especiales que afloran a la superficie y forman una película protectora, o bien aprovechar el barniz usado para aislación contra aceites, si es que se requiere una goma altamente resistente al ozono.
- f. Propiedades friccionales: la goma tiene un alto coeficiente de fricción y, por lo tanto, propiedades únicas de adherencia. Sin embargo, esta propiedad puede verse disminuida por la entrada de agua o de aceites.
- g. Permeabilidad a gases: esta propiedad es variable, debido a que depende de factores como el tamaño de las moléculas de gas y la solubilidad del gas en la goma, pero en general, existe un ordenamiento según el tipo de compuesto. La permeabilidad aumenta rápidamente a medida que sube la temperatura y disminuye al incrementar el espesor de goma.

- h. Inflammabilidad: todos los elastómeros, cual más cual menos, son inflamables, en el sentido de que siguen ardiendo una vez que se han encendido. Sin embargo, se pueden agregar algunos elementos a la mezcla que pueden darle el carácter de resistente al fuego.

2.3. Características del ensayo.

El concepto básico del ensayo es producir una deformación conocida de corte puro a una probeta de goma, de una forma específica, y medir la fuerza de resistencia y la deformación angular, con el fin de obtener los valores del módulo de corte (G) y del amortiguamiento (β) del elastómero.

Se trata de un ensayo dinámico y cíclico; la goma es sometida a un desplazamiento que sigue un movimiento armónico simple, en una sola dirección, de la forma:

$$d = A \times \sin(\omega \times t) \quad \text{o} \quad d = A \times \sin\left(\frac{2\pi}{T} \times t\right)$$

Hay que definir los parámetros A y ω que mejor representen las propiedades de la goma bajo las condiciones de diseño. Para ello se debe recurrir a las normas, pero éstas son escasas. La norma ASTM D 945 [2] detalla un método para medir propiedades de la goma en compresión o corte, por medio de un aparato conocido como oscilógrafo mecánico de Yerzley. Este artefacto permite cuantificar características como resiliencia, módulos estáticos y dinámicos, energía cinética y creep. Sin embargo, es aplicable sólo al rango denominado de pequeñas deformaciones, entendido como deformaciones menores al 20%, y está orientada a la aislación y absorción de impactos y vibraciones de máquinas. Entonces, la única alternativa es aprovechar las experiencias previas en sistemas de aislación sísmica.

Uno de los pocos antecedentes que se tienen es el ensayo que se utilizó para el material base de los aisladores del "Foothill Communities Law and Justice Center" en el condado de San Bernardino, California [3]. La probeta es similar, en forma, a la definida por la norma ASTM D 945. Está constituida por tres placas de acero, separadas por dos capas de goma de 1" (25.4 mm) de arista por 0.2" (5.08 mm) de espesor (ver figura 2.1), a las que se les realiza un

ensayo dinámico, a distintas frecuencias y deformaciones. Los valores de deformación usados, expresados en porcentaje del espesor de cada lámina de goma, son 2, 10, 25, 50, 60, 80 y 100%.

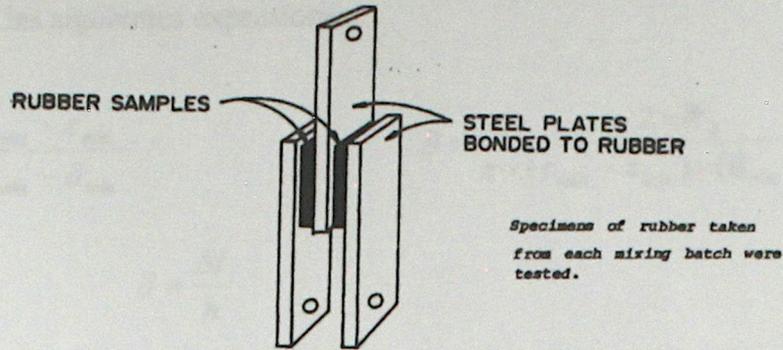


Figura 2.1: “Probeta usada en el Foothill Communities Law and Justice Center.”

Es este ensayo el que se usa como base para los realizados hasta ahora por el Departamento de Ingeniería Civil [4]. Sin embargo, hay diferencias en lo formal. La probeta (ver Figura 2.2) es un prisma cuadrado de 30 mm de arista, constituido por tres paralelepípedos de acero de 50 mm de largo, unidos entre sí por dos capas de 6 mm de goma, que es la que se ensaya. Los tercios extremos se fijan mediante un sistema de mordazas, diseñado especialmente, y el tercio central se desplaza en dirección transversal al eje de la probeta. La goma se ensaya a 2, 5, 10, 20, 30, 50, 75, 100 y 200% de deformación, aplicando pulsos sinusoidales periódicos, con una frecuencia fija de 0,5 [Hz], durante 20 ciclos. De esos ciclos se escogen el 5, el 10 y el 15.

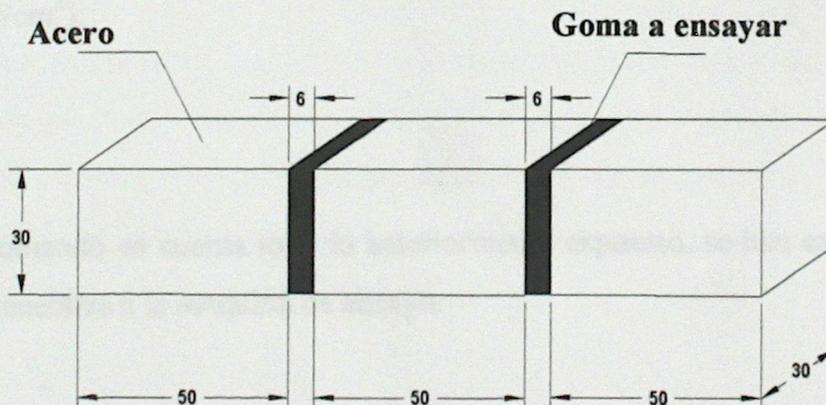


Figura 2.2: “Probeta usada por el Depto. de Ingeniería Civil de la U. de Chile.”

De los ciclos de histéresis escogidos se obtienen los valores de las propiedades de la goma, de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$G = \frac{\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{mín}}}{\delta_{\text{máx}} - \delta_{\text{mín}}}$$

$$\beta = \frac{2 \times W_d}{\pi \times (\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{mín}}) \times (\delta_{\text{máx}} - \delta_{\text{mín}})} \times 100$$

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \delta = \frac{\Delta l}{h}$$

$$A = A_c$$

- donde G : Módulo de corte del material.
 τ : Tensión de corte.
 δ : Deformación de corte, en fracciones del espesor de goma.
 β : Amortiguamiento del material.
 W_d : Área del ciclo de histéresis medido.
 A : Área de corte.

Los valores de diseño especificados para G y β son los que se obtienen para 4 ciclos a un 50 % de deformación máxima y a una frecuencia de 0.5 [Hz]. El valor del módulo de corte G de las gomas ensayadas ha variado entre 4 y 15 [Kgf/cm²], para valores especificados en torno a los 7[Kgf/cm²].

2.4.Requisitos.

Tomando en cuenta todo lo anteriormente expuesto, se han exigido los siguientes requerimientos generales a la máquina de ensayo:

- Producir una deformación de corte puro a una probeta de goma que siga un movimiento armónico simple en una sola dirección (de forma sinusoidal).
- Permitir seleccionar períodos de oscilación comprendidos entre 0.5 y 2 [s].
- Permitir la variación de la amplitud de movimiento, de acuerdo a la siguiente tabla:

% de deformación	Desplazamiento [mm]
0	0.00
2	0.12
10	0.60
20	1.20
30	1.80
50	3.00
75	4.50
100	6.00
200	12.00

- Poder ensayar probetas de goma cuyo módulo de corte G esté comprendido entre los 4 y los 15 $[\text{Kgf}/\text{cm}^2]$, y de la forma definida anteriormente.

2.5. Conclusiones.

En el ensayo de San Bernardino se determinó que no existe influencia de la frecuencia en el rango entre los 0 y los 0.5 [Hz], y que para frecuencias de 10 [Hz], la rigidez y el amortiguamiento aumentan en un 10%. Además, al comparar con ensayos hechos a un set de aisladores fabricados con esa goma se detectó una desviación promedio de un 5% y máxima de un 15%, lo que revela una buena correlación.

En el caso de los ensayos hechos por la sección Estructuras del Departamento de Ingeniería Civil, se llegó a conclusiones similares.

Las probetas de los ensayos chilenos tienen un factor de escala de 1.18 con respecto a las usadas en la corte de San Bernardino, en cuanto a sus dimensiones geométricas (ancho y espesor). Esto se hizo con el fin de adecuarse al sistema métrico que se usa en Chile y no afecta los resultados finales, ya que las magnitudes que se analizan, tensión y deformación, son por unidad de área y de longitud respectivamente.

CAPÍTULO 3.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.

3.1. Introducción.

Con los antecedentes entregados en el capítulo anterior se llegó a una definición de los objetivos y funcionamiento que debe tener la máquina. Sin embargo, hay diferentes opciones para conseguir lo que se busca, las que pueden abarcar, por ejemplo, desde comprar el producto terminado hasta fabricar cada uno de los componentes necesarios, y que difieren en términos de costo y de factibilidad técnica. Es importante, por lo tanto, estudiar las posibilidades, de forma de poder encontrar aquella que implique un menor costo y, a la vez, cumpla a plena satisfacción los requerimientos establecidos previamente. Este proceso es el que se presenta en las siguientes páginas.

3.2. Presentación de alternativas.

La primera gran decisión a tomar es comprar una máquina o fabricarla. Comprar tiene varios puntos a su favor: se obtiene un dispositivo cuyo funcionamiento correcto está avalado por el fabricante; sólo se debe esperar el tiempo que demora el envío desde su origen; una vez recibido puede ser usado inmediatamente. Pero, su costo es más elevado que el de la otra opción, y esta diferencia se ve incrementada debido a que no se fabrican máquinas que específicamente realicen este tipo de ensayos, por lo que hay que adquirir aparatos más complejos (como la MTS del Laboratorio Nacional de Vialidad). Además, el fabricar el dispositivo permite cubrir absolutamente, y a la medida, los requisitos; en el otro caso se debe elegir lo que más se acerque a las necesidades y adaptarlo. Tomando en cuenta todo lo anterior, se optó por fabricar el mecanismo, fundamentalmente por razones de costo.

A continuación, se debe elegir el material con el que se van a fabricar las partes de la máquina. Considerando que el sistema va a estar sometido a esfuerzo y va a operar cíclicamente, el material debe ser resistente a la fatiga. Además, debido al nivel de deformaciones con el que se trabaja, no puede ser muy deformable, es decir, debe tener un módulo de Young (E)

alto. Con estas consideraciones, se escogió como material el acero, ya que cumple con las exigencias y es de bajo costo.

El paso siguiente es definir el tipo de mecanismo. Este se divide básicamente en tres partes: el sistema generador del movimiento; el sistema de sujeción de la probeta; y el sistema de adquisición de datos.

3.2.1. El sistema generador del movimiento.

A pesar que la idea básica puede parecer sencilla, no es directa la consecución de un movimiento armónico simple en una sola dirección. La forma más sencilla de conseguirlo es mediante la transformación de un movimiento circular uniforme en uno que siga una sola dirección (la otra alternativa es obtenerlo mediante algún sistema de control automático que actúe sobre un dispositivo, lo que implica tarjetas especiales para la comunicación, más trabajo, más tiempo y mayor costo). Los sistemas basados en el mecanismo de biela – manivela, que a primera vista son una buena alternativa, no sirven, debido a que incorporan una segunda armónica al movimiento circunferencial, dada por la rotación de la manivela (ver figura 3.1). Si se tiene un punto que gira describiendo un movimiento circular uniforme con una cierta amplitud, el problema es lograr aislar las componentes en dos direcciones perpendiculares, de forma de usar una para el desplazamiento de la probeta, a la vez que se anule la otra. Es decir, se debe conseguir que el mecanismo actúe, en una dirección, como cuerpo rígido con ese punto y, en la otra, como cuerpo independiente.

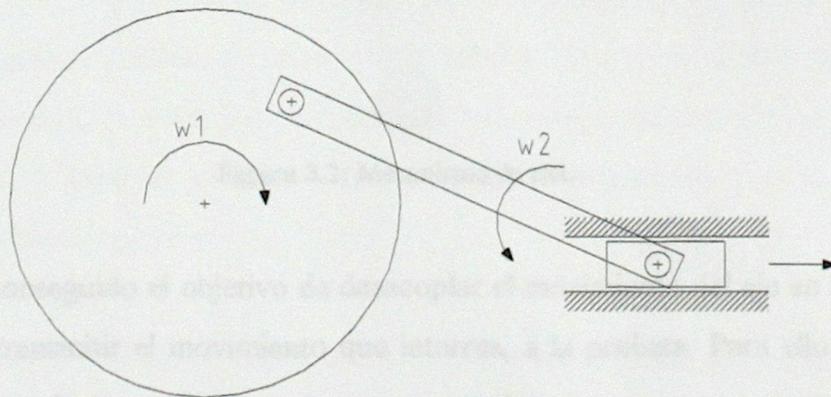


Figura 3.1: Mecanismo de biela-manivela.

Imaginando ese punto como un eje, se puede pensar en un riel transversal a la dirección de movimiento de la probeta (ver figura 3.2). A partir de esta idea básica, considerando factores como la facilidad de fabricación y de reemplazo, se decidió aprovechar la experiencia en aislación sísmica y utilizar dos soportes de goma reforzada con láminas de acero, muy rígidos en dirección longitudinal, pero muy flexibles en transversal, que hicieran las veces de riel. Estos soportes, para cumplir con su objetivo, deben conectarse a dos superficies paralelas, una fija y otra móvil. La superficie móvil debe ser solidaria con el eje que gira. Para materializar esa unión se recurrió a un perfil doble T con una perforación en su alma, donde se aloja un rodamiento en el que se encaja el eje giratorio; este perfil posee la ventaja de tener dos caras paralelas (una para cada soporte) y que sólo debe perforarse un alma (a diferencia del cajón), con lo que no existe riesgo de que el eje entre inclinado en la perforación, lo que distorsionaría el movimiento e induciría esfuerzos no contemplados en el diseño. Como superficie fija se usó el mismo tipo de perfil por dos razones: para mantener uniformidad tanto en rigidez como en dimensiones; y porque permite apernar con más facilidad que un cajón.

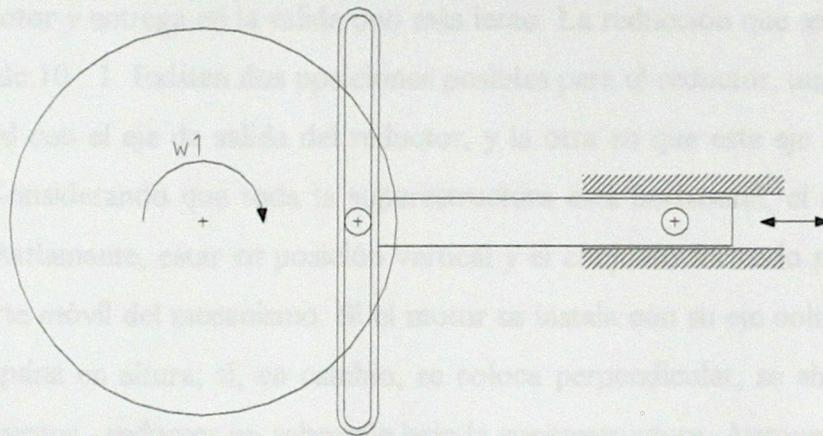


Figura 3.2: Mecanismo de riel.

Ya conseguido el objetivo de desacoplar el movimiento del eje en una dirección, se busca la forma de transmitir el movimiento que interesa, a la probeta. Para ello, los perfiles son soldados a dos barras de acero, las que sirven como guías para mantener el movimiento en una sola dirección. Cada guía pasa a través de dos apoyos, que evitan que todo el conjunto tienda a salirse de la recta que rige el desplazamiento, debido a las reacciones de los soportes de goma reforzada. Todo esto se ubica en posición horizontal, en consideración a la facilidad de ensamble y

para evitar irregularidades en el movimiento, que pueden producirse por la diferencia de fuerza que debe aplicar el motor para vencer el peso propio de la máquina. Para conectar el cuerpo móvil con la probeta se utiliza una barra de acero que sale desde la zona central de uno de los perfiles externos, paralela a las barras longitudinales.

Ahora hay que materializar el supuesto sobre el que se construye todo, es decir, hay que analizar cómo poder obtener un eje que gire describiendo un movimiento circular uniforme. Para solucionar esto se utiliza un motor que se tiene a disposición, pero que debe ser adaptado. De acuerdo a un informe de calibración, se trata de un motor de corriente continua de 1/3 de HP de potencia, cuya velocidad angular varía linealmente con el voltaje, alcanzando las 1400 rpm para el voltaje mayor. El movimiento que se quiere tiene una frecuencia máxima de 2 Hz (120 rpm), por lo tanto, hay que disminuir la frecuencia del motor. Para ello, se recurre a un reductor de velocidad que se intercala entre el motor y el eje que origina el movimiento. Un reductor es un sistema de engranajes que, sin disminuir la potencia del motor, recibe como entrada el giro del eje del motor y entrega en la salida uno más lento. La reducción que se necesita en este caso es de una tasa de 10 : 1. Existen dos posiciones posibles para el reductor, una en la que el eje del motor es colineal con el eje de salida del reductor, y la otra en que este eje es perpendicular con el del motor. Considerando que toda la superestructura está horizontal, el eje de salida del reductor debe, necesariamente, estar en posición vertical y el conjunto formado por el motor y el reductor, bajo la parte móvil del mecanismo. Si el motor se instala con su eje colineal, se aumenta el tamaño de la máquina en altura; si, en cambio, se coloca perpendicular, se ahorra espacio, ya que todo el sistema motor - reductor no sobresale bajo la superestructura. Aprovechando, además, esta disposición de una estructura superior y otra inferior, se decide montar el sistema en una especie de repisa metálica, formada por dos planchas de acero paralelas unidas por ángulos en sus esquinas; en la plancha superior se ubica la parte móvil de la máquina y en la parte inferior la generadora del movimiento circular.

Lo último a resolver, con respecto a esta primera parte, es que no basta con tener una amplitud del movimiento sinusoidal fija, sino que debe existir la posibilidad de variarla, para poder aplicar diferentes niveles de deformación a la probeta. Esta variación debe hacerse necesariamente en el eje que describe el movimiento circular uniforme. Para ello se proponen dos sistemas alternativos que permiten graduar esta variable (ver fig. 3.3.a y 3.3.b). La primera

consiste en montar el eje sobre una especie de tuerca colocada en un tornillo sin fin; al girar el tornillo, la tuerca se desplaza hacia un lado u otro, hasta obtener la excentricidad deseada; la graduación es directa. La segunda se compone de dos círculos no concéntricos, de distinto tamaño, que pueden girar relativamente uno respecto al otro, de modo que en la posición inicial el centro de ambos coincide y, a medida que se giran se va produciendo la excentricidad. Esta última es la alternativa escogida debido a que, a pesar de que su graduación es más compleja, su materialización de forma que no tenga juego, ni posibilidad de desplazarse es más fácil.

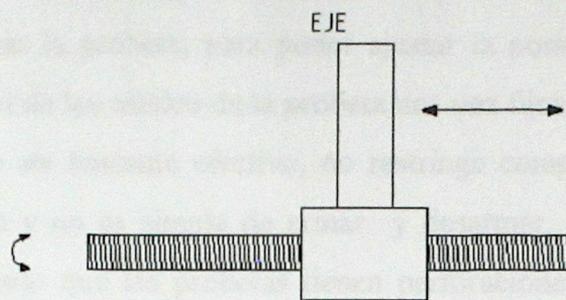


Figura 3.3.a: Tornillo sin fin.

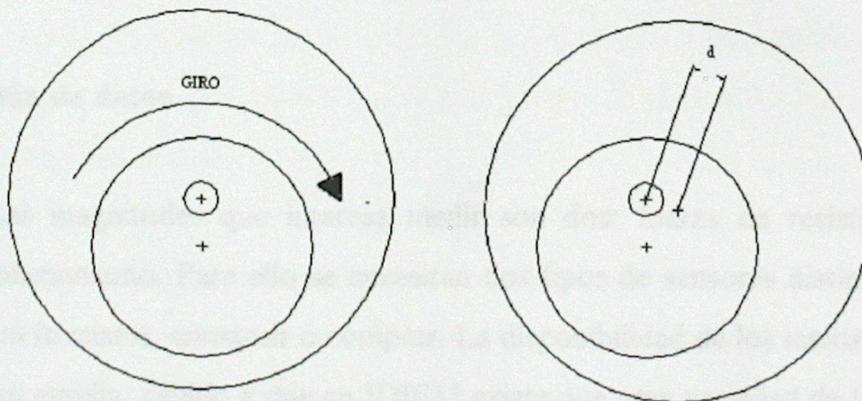


Figura 3.3.b: Dos círculos.

3.2.2. El sistema de sujeción de la probeta.

Antes de decidir qué sistema de sujeción usar, se debe definir cual es la posición de la probeta. En este caso, hay dos posibles posiciones lógicas: horizontal o vertical. Poner la probeta verticalmente implica hacer crecer el tamaño de la máquina, levantar todo un sistema para sujetar la probeta y, además, introduce tracciones o compresiones sobre la goma, debido al peso propio del trozo central de acero, lo que eventualmente puede distorsionar los resultados. Por esto, se decide colocar la probeta horizontalmente.

Hay dos características fundamentales que debe cumplir el sistema, las que son: facilidad de fijar y soltar la probeta, para poder ajustar la posición y cambiarla rápidamente; y asegurar la inamovilidad de los tercios de la probeta una vez fijos. El sistema de sujeción utilizado en la MTS, a pesar de ser bastante efectivo, no restringe completamente el giro de los tercios extremos de la probeta y no es simple de armar y desarmar, por lo que se busca un sistema alternativo. Aprovechando que las probetas tienen perforaciones que atraviesan de lado a lado cada uno de los trozos de acero, se idea un sistema de sujeción que utiliza dos pernos que pasan a través de los orificios de los tercios extremos, ajustándolos a dos trozos de ángulo soldados a la placa base, que tienen la finalidad de impedir el giro, y apretados mediante tuercas en el otro lado. El tercio central se ajusta mediante el eje que transmite el movimiento del cuerpo de la máquina a la probeta, que tiene hilo y dos tuercas, con las que se fija (ver plano adjunto).

3.2.3. Adquisición de datos.

Las magnitudes que interesa medir son dos: fuerza de resistencia de la goma ensayada, y desplazamiento. Para ello se necesitan dos tipos de sensores distintos. La alternativa en ambos casos es la misma, construir o comprar. La disponibilidad de los instrumentos para medir desplazamiento es amplia, debido a que en IDIEM existe una gran variedad de LVDT en cuanto a tamaño y rango de medición; por lo tanto, la alternativa de fabricar el sensor, en este caso, está descartada. Con el sensor de fuerza se da una situación distinta. La celda de carga adecuada debe ser capaz de medir tracción y compresión, y además realizar mediciones dinámicas. Esto representa un problema, debido a que en Chile existe muy poca variedad de celdas de carga, con el agregado de que la mayoría de las existentes sólo miden compresión y lo hacen para cargas

estáticas, ya que son usadas principalmente en balanzas y faenas de pesaje. Sin embargo, fabricar un sensor no es tarea simple, a pesar de que el principio es medir la deformación de un material bajo una carga determinada y luego asociarla a ella. El problema es conseguir medidas confiables y un instrumento que perdure en el tiempo. Por lo tanto, la decisión es adquirir la celda de carga.

A continuación, hay que definir dónde colocar los sensores. Esta es una decisión importante, ya que se debe asegurar que el desplazamiento y la fuerza medidos sean efectivamente a los que está sometida la probeta. Para colocar la celda de carga existen dos alternativas: mantener un extremo fijo y el otro en contacto con la máquina, o intercalarla entre la máquina y la probeta. Se opta por la segunda alternativa porque es más fácil de materializar, ya que no requiere piezas adicionales y no se opone al movimiento, a diferencia de la primera. En el caso del LVDT, teóricamente el desplazamiento se puede medir en cualquier parte de la máquina que se mueva en la dirección de interés; sin embargo, para evitar posibles variaciones por la deformación de los materiales, se decide ponerlo en línea con el eje que atraviesa la probeta y en el extremo donde ésta se encuentra.

El siguiente escollo es cómo enviar los datos a un computador, para poder trabajar luego con ellos. La salida de los sensores es un impulso eléctrico cuyo voltaje varía en función del cambio de la magnitud medida. Este impulso, por lo general, es del orden de mV (miliVolts), por lo que es necesario pasar la señal por un acondicionador antes de enviarla al computador. En el caso del LVDT, se dispone de un acondicionador que funciona adecuadamente, pero no es así para la celda. Por lo tanto, es necesario adquirir este aparato, después de conocida la celda que se va a utilizar y sus características.

Una vez que se tiene la señal acondicionada, ésta ya puede ser detectada y manejada por alguno de los sistemas de adquisición de datos computacional. Se dispone de dos sistemas alternativos para esto, Daqbook y ATS. Ambos trabajan bajo ambiente Windows. El sistema ATS tiene ventajas por sobre el otro, en términos de la calidad de la salida que se obtiene: los datos son entregados en archivos de texto que contienen la información según una escala de tiempo y con sus respectivas magnitudes; permite visualizar el comportamiento de cada una de las variables medidas, por separado o en conjunto (puede verse el ciclo de histéresis directamente, o bien el tipo de desplazamiento, la fuerza, etc.). El sistema Daqbook, en cambio, requiere de una

elaboración externa de los datos, ya que la salida original es un archivo binario, el que debe convertirse a texto, que contiene el número de orden del valor tomado y el voltaje registrado. El primer dato, de acuerdo al número de muestras por segundo tomadas y el tiempo de muestreo, se convierte a tiempo, mientras que el segundo, mediante alguna curva de calibración Magnitud v/s Voltaje, se transforma a las unidades adecuadas. Sin embargo, se puede usar indistintamente uno u otro, de acuerdo a la disponibilidad.

3.3. Conclusiones.

A lo largo del desarrollo del capítulo se ha definido el diseño conceptual y prediseño de forma de la máquina, basado en criterios de ventajas en términos de costo, tiempo, trabajo, necesidad o buena práctica. De acuerdo a estos criterios, la máquina tiene la siguiente configuración:

- Una parte móvil formada por tres perfiles doble T conectados a través de los soportes de goma, dos de ellos (los extremos) unidos a dos barras redondas de acero, que hacen las veces de guías, y el tercero, perforado para alojar un rodamiento en su centro, que recibe el eje que describe el movimiento circular uniforme. Desde uno de los perfiles doble T sale una barra que cumple la función de transmitir el movimiento a la probeta, ajustándose por medio de pernos al tercio central de ella, y con la celda de carga intercalada.
- Un sistema generador del movimiento compuesto por un motor eléctrico y un reductor, ubicados en línea, pero con la salida del reductor perpendicular al eje del motor.
- Una pieza que conecta la parte móvil del mecanismo con la parte motriz y cumple dos objetivos: transmitir el giro que se obtiene a la salida del reductor al eje que describe el movimiento circular y permitir variar la amplitud de ese movimiento.
- Un dispositivo de fijación de la probeta, construido a base de dos ángulos soldados a una base inmóvil, a los que se apernan los tercios extremos de ésta.

- Un contenedor metálico constituido por dos planchas de acero paralelas, unidas por ángulos en sus esquinas. En la inferior se ubican el motor y el reductor; en la superior está soldado el dispositivo de fijación y apertados cuatro soportes, dos para cada barra guía. Cumple la función de ser una especie de losa de reacción para la máquina.

Es posible que las características definidas en este capítulo no sean exactamente las que finalmente tenga la máquina, sin embargo, con este diseño conceptual se puede comenzar a calcular, de acuerdo a criterios de resistencia y deformación, las dimensiones adecuadas de cada una de las piezas, considerando para ello los valores admisibles sugeridos en las normas.

CAPÍTULO 4.

DISEÑO Y FABRICACIÓN.



4.1. Introducción.

En este punto ya se han tomado las decisiones básicas respecto al tipo de máquina y se ha optado por la alternativa que se considera más conveniente, es decir, el diseño conceptual ya está hecho. El paso siguiente es, entonces, materializar la idea que se tiene. Este proceso se divide en dos partes: la etapa de cálculo y la de fabricación. El cálculo consiste en llevar las ideas a dimensiones y formas determinadas, a un nivel de detalle que permita la adecuada construcción de la máquina. Para ello es necesario apoyarse en normas, recomendaciones y la experiencia previa que está disponible.

Por otro lado, en la etapa de fabricación, como en toda etapa de ejecución de un proyecto, es posible que se presenten diferencias con lo que inicialmente se esperaba encontrar. Frente a esto existen tres opciones: cambiar completamente lo ya hecho, mantenerlo o ajustarlo. Tomar una u otra dependerá de la relevancia que tenga el cumplimiento estricto de una condición establecida en la fase de diseño.

Esa es la importancia de este capítulo, ya que en él se muestran las etapas y el resultado final del proceso, indicando las características que se deben mantener a toda costa, en caso de realizar modificaciones o mejoras a la máquina.

4.2.Diseño.

En general, los métodos de cálculo de tensiones de trabajo y deformaciones son similares cuando se trata de ingeniería estructural o mecánica. El problema es encontrar los valores adecuados de tensiones admisibles, lo que no está completamente resuelto. La mayoría de los autores hace hincapié en la importancia de la experiencia a la hora de elegir; sin embargo, hay recomendaciones que sugiere la literatura para cuando no hay experiencia previa [5][6]. Para el caso de cargas estáticas se recomienda tomar una tensión admisible de un tercio a dos tercios de la tensión de fluencia. Si se trata de cargas cíclicas se propone un tercio del límite de endurecimiento (tensión máxima para la que no se produce falla por fatiga, sin importar el número de ciclos).

A continuación se presenta un resumen de los resultados del cálculo de las piezas, indicando las principales consideraciones y la elección final. El cálculo detallado puede ser consultado en el anexo A.

4.2.1.Diseño inicial:

Los supuestos de cálculo adoptados fueron:

1. Para el diseño de las partes metálicas se utilizó un método de tensiones admisibles.
2. El valor de tensión admisible base considerado, para acero, fue el siguiente:

$$\sigma_c = 1440 \quad [\text{Kg/cm}^2]$$

$$\sigma_v = 960 \quad [\text{Kg/cm}^2]$$

3. La tensión admisible del bronce utilizada fue:

$$\sigma_c = 800 \quad [\text{Kg/cm}^2]$$

4. Se utilizaron aceros corrientes A 37-24ES, o aceros SAE 1020 según la nomenclatura usada en ingeniería mecánica. Excepcionalmente, se empleó acero inoxidable en las partes sometidas a fricción, debido a que en esos lugares no era posible aplicar una protección superficial contra la corrosión.
5. La goma utilizada en los soportes fue una goma de bajo contenido de carbono, con un módulo de corte G de diseño de 7 Kgf/cm².
6. En general, se utilizaron pernos corrientes (grado 3), salvo que se requiriera una dureza especial, por razones de importancia de la pieza.

4.2.1.1. Potencia requerida:

Para determinar la potencia requerida por el sistema, se consideró sólo la resistencia de la goma a ensayar, despreciando la fuerza de inercia debida a la masa del mecanismo y la fuerza de resistencia de los soportes de goma reforzada y de los bujes de bronce. Teniendo en cuenta que, en general, los valores del módulo de corte (G) de la goma de prueba fluctúan entre 4 Kgf/cm² y 15 Kgf/cm², y que la declinación en función de la deformación es muy rápida, se tomó un valor de G de 7 Kgf/cm², para un desplazamiento máximo de 200% del espesor de la capa de goma.

Con estas consideraciones, el máximo instantáneo de la fuerza de resistencia quedó dado por:

$$\gamma_{\text{máx}} = \arctg(2) = 1,107$$

$$\tau_{\text{máx}} = G \times \gamma_{\text{máx}} = 7 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \times 1,107 = 7,75 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$F_{\text{máx}} = \tau_{\text{máx}} \times A = 7,75 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \times 9 \text{cm}^2 = 70 \text{Kgf}$$

$$F_{\text{goma}} = 2 \times F_{\text{máx}} = 140 \text{Kgf}$$

Luego, la potencia requerida fue:

$$v_{\text{máx}} = d_{\text{máx}} \times \omega_{\text{máx}} = 0,012 \times \left(\frac{2 \times \pi}{0,5} \right) = 0,15 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$P_{\text{requerida}} = F_{\text{goma}} \times v_{\text{máx}} = 1400 \text{[N]} \times 0,15 \left[\frac{m}{s} \right] = 210 \text{[W]} = 0,28 \text{[HP]}$$

4.2.1.2. Diseño de soportes:

Aceptando un 50% de deformación, el espesor total de goma fue

$$t_r = \frac{12 \text{ mm}}{50} \times 100 = 24 \text{ mm} .$$

Considerando 5 capas de 5 mm. de espesor, se completó un espesor total $t_r = 25$ mm. Además, se usaron 4 placas intermedias de acero de 2 mm. de espesor y dos de borde de 4 mm. de espesor. Así se llegó a una altura total de 41 mm.

A continuación, se determinaron las otras dimensiones del soporte. En este caso, por limitaciones de espacio para su colocación, la forma más adecuada de éste fue la de un rectángulo, con su lado más largo paralelo al eje de desarrollo del perfil.

El valor de la rigidez vertical debió ser lo suficientemente alto para que la deformación del soporte no distorsionara el movimiento armónico simple, mientras que el de la rigidez horizontal debió ser bastante pequeño (de modo que la potencia del motor se gastara en la probeta y no en vencer la resistencia de los soportes).

Aproximando el problema al de una franja infinitamente larga de ancho $2b$, las fórmulas para el diseño fueron las siguientes[9]:

$$K_h = \frac{G * A}{t_r} \quad K_v = \frac{E_c * A}{t_r}$$
$$E_c = 4 * G * S^2$$
$$S = \frac{b}{t}$$

donde G : módulo de corte de la goma (7 Kgf/cm^2)

t_r : espesor total de goma (25 mm)

t : espesor de cada lámina de goma (5 mm)

S : razón de aspecto.

Con estas fórmulas y conocido el valor de las rigideces horizontal y vertical requeridas, el diseño final del soporte resultó así:

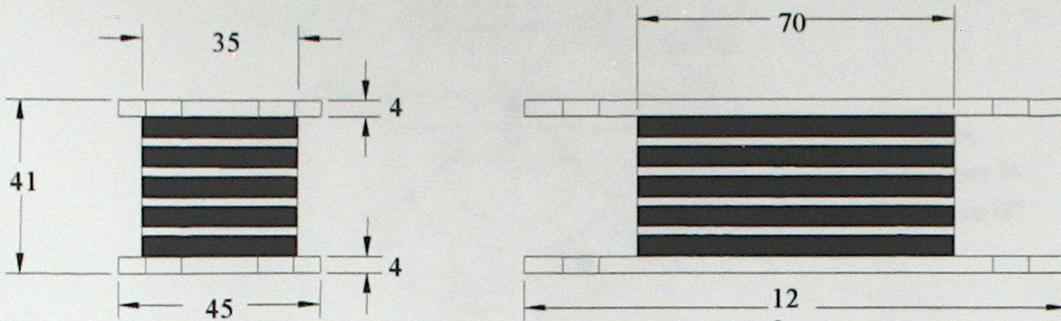


Fig. 4.1. : Soporte de goma reforzada.

La resistencia al desplazamiento de estos soportes resultó ser del orden de la resistencia de la goma a ensayar. Sin embargo, no impedía el movimiento de la máquina, debido a que actuaba en dirección perpendicular respecto a ésta última, por lo que el máximo de la fuerza total no sobrepasó el límite admisible dado por las características del motor.

4.2.1.3. Diseño del mecanismo de variación del desplazamiento máximo:

Las variables a determinar fueron el espesor y la longitud de cada una de las partes que componían el sistema. Cada pieza debió resistir la fuerza que actuaba sobre ella sin fallar por aplastamiento ni por corte. Adicionalmente, la pieza para conectar el eje de salida del reductor, debió tener una longitud suficiente para cubrir completamente la chaveta y de este modo evitar que se saliera accidentalmente.

Otro aspecto importante en este punto fue el tipo de ajuste y la tolerancia que debían tener las piezas. La condición básica a cumplir por este dispositivo fue que permitiera girar con suavidad un disco sobre otro cuando estaba suelto, pero que al fijarse en una posición, permaneciera completamente solidario durante el ensayo, para cada nivel de deformación que se quisiera aplicar. De esta forma se determinó que el tipo de ajuste debía ser apretado suave y la calidad de terminación de las superficies, precisa. Además, para asegurar la fijación se

dispusieron cuatro pernos en cruz de dureza especial. Las dimensiones finales del mecanismo se muestran en la figura 4.2.

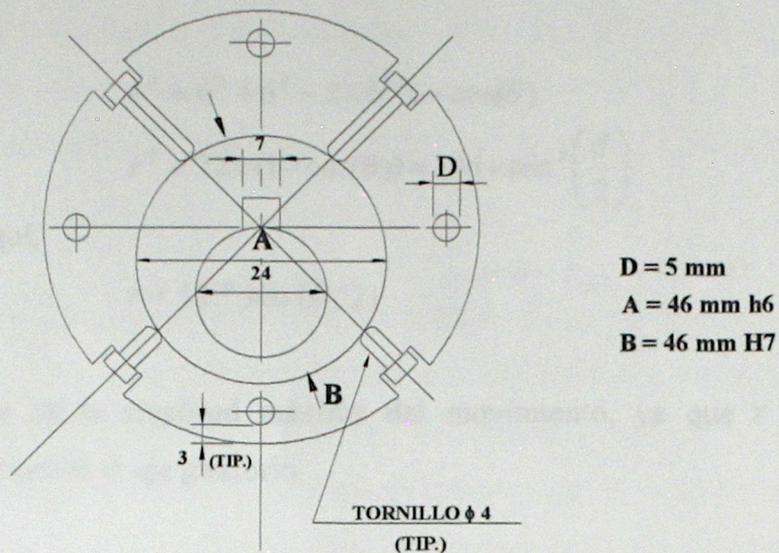


Fig. 4.2. : Mecanismo de variación de la amplitud.

Para estas dimensiones se determinó teóricamente una relación entre el giro aplicado y el desplazamiento máximo obtenido. A continuación se muestra la situación inicial, de cero desplazamiento, y una situación intermedia cualquiera.

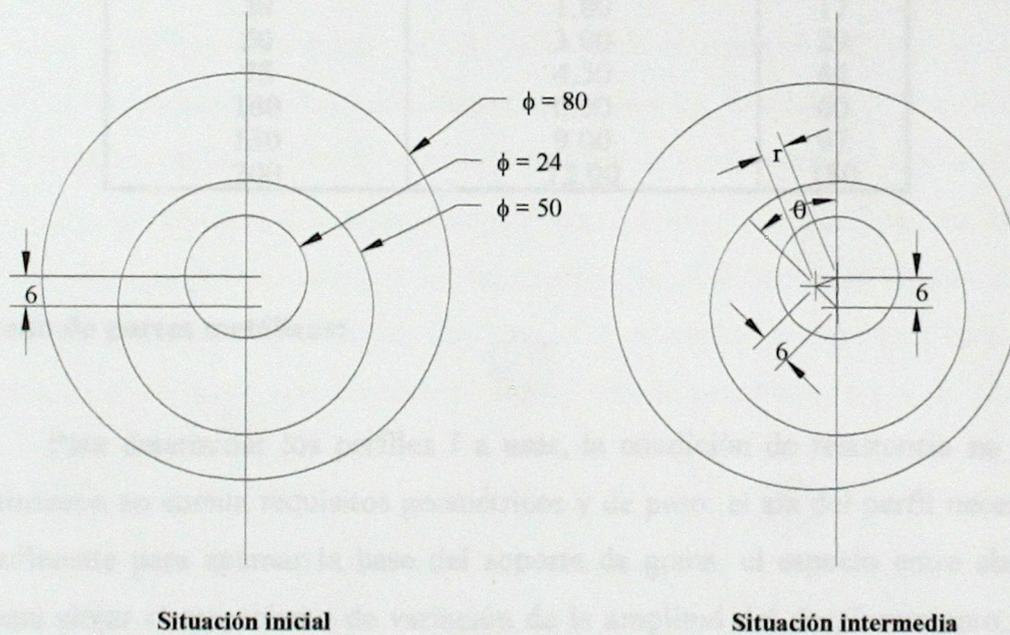


Fig. 4.3. : Posiciones del mecanismo de variación de la amplitud.

A partir de las dos posiciones, aplicando el teorema del coseno, se determinaron las siguientes ecuaciones:

$$r^2 = 6^2 + 6^2 - 2 \times 6 \times 6 \times \cos(\theta)$$

$$r^2 = 72 \times (1 - \cos(\theta)) = 144 \times \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)$$

De aquí,

$$r = 12 * \sin(\theta/2)$$

$$\text{arD}_1(r/12) \cdot 2 = \theta$$

que es la expresión de la amplitud máxima del movimiento, ya que r es el radio de la circunferencia que describe el eje giratorio.

A partir de esta relación, se construyó la siguiente tabla:

% de deformación	Desplazamiento [mm]	θ [°]
0	0.00	0
2	0.12	1
5	0.30	3
10	0.60	6
20	1.20	11
30	1.80	17
50	3.00	29
75	4.50	44
100	6.00	60
150	9.00	97
200	12.00	180

1,15 → 0,12

4.2.1.4. Diseño de partes metálicas:

Para determinar los perfiles I a usar, la condición de resistencia no controló el diseño. Se tomaron en cuenta requisitos geométricos y de peso: el ala del perfil necesitaba tener un ancho suficiente para apernar la base del soporte de goma, el espacio entre alas debía ser suficiente para alojar el mecanismo de variación de la amplitud del desplazamiento, y, además, ser lo más liviano posible. Con estas restricciones, se eligió el perfil laminado IPE 100 para el trozo central (que aloja el mecanismo); y el IPE 80 para los otros dos trozos.

Para seleccionar el rodamiento adecuado que recibiera el eje giratorio y lo conectara con el perfil, se utilizaron tablas y fórmulas de diseño entregadas por SKF en su manual [7]. Se estudió dos tipos de rodamiento: de bolas y de agujas. Considerando 12000 horas de servicio, una frecuencia promedio de funcionamiento de 1.25 [Hz] y una fuerza promedio de 150 Kg, además de restricciones geométricas y de peso, se eligió el rodamiento de agujas NA 4902.

Las barras longitudinales debían resistir la fuerza de reacción de los soportes de goma sin sufrir una deformación que impidiera su libre deslizamiento sobre los bujes de bronce. Considerando un módulo de corte $G=7 \text{ Kgf/cm}^2$, esta fuerza resultó ser aproximadamente 170 Kgf. La condición de tensión admisible fue menos restrictiva que la de deformación admisible, ya que se consideró que la deflexión máxima, para no distorsionar el movimiento circular, debía ser menor que un 1% de la amplitud. Bajo esas condiciones, el diámetro adecuado resultó ser 20 mm. Debido a que la superficie de estas barras deslizaría dentro de sus soportes, no era efectiva la aplicación de una protección superficial contra la corrosión; por lo tanto, se decidió usar barras de acero inoxidable.

Los soportes de las barras longitudinales debían traspasar las reacciones de estas barras a la placa base (que se supuso rígida). Para elegir el material del buje que alojaría las barras, se utilizaron recomendaciones de diseño (ver tabla 4.1). Tomando en cuenta que la barra longitudinal no giraría dentro del buje (velocidad tangencial cero) y que la presión sería baja, el material adecuado, de acuerdo a la tabla, fue el bronce, debido a su facilidad de fabricación y bajo costo. De tablas proporcionadas por los fabricantes, se obtuvieron las tensiones admisibles de corte y de aplastamiento de este metal, con las que se determinó el espesor y largo necesarios del buje. La camisa de acero que recubre al bronce quedó determinada por la geometría del sistema, en cuanto a su altura, y por condiciones de resistencia, en cuanto a su espesor.

A continuación, se definieron las conexiones de la máquina, determinando los diámetros de los pernos y el espesor de los cordones de soldadura. Las conexiones apernadas fueron las siguientes: soportes de goma con los perfiles I, soportes de las barras con la placa base, tapa del mecanismo de variación de la amplitud, fijación de este sistema. Las conexiones soldadas fueron las de las barras longitudinales a los perfiles I, del alojamiento de la probeta a la placa base y del eje giratorio a la tapa del mecanismo de variación de la amplitud.

Tabla 4.1: PRESIONES ADMISIBLES SOBRE COJINETES DE SOPORTES [8].

Materiales	Velocidad tangencial [m/min.]	Presión [kg/cm²]	Aplicación	Observaciones
Acero sobre bronce	≤ 30	≤ 200	Diversidad de máquinas.	Fácil de fabricar y de bajo costo.
Acero sobre hierro fundido	≤ 45	≤ 35	Cojinetes y guías sencillas.	Fabricación sencilla y bajo costo.
Acero sobre acero	≤ 50	≤ 35	Guías.	Fabricación sencilla; engrase (evitando oxidación).
Acero sobre anti fricción dispuesta en cojinetes de fundición o acero	≤ 300	≤ 70	Motores y maquinaria.	Requieren buena lubricación.
Acero sobre plásticos	≤ 130	≤ 175	Cojinetes pesados, bombas.	Bajo rozamiento; exigen buena lubricación.
Acero sobre caucho	Alta velocidad	≤ 6	Bombas, turbinas, etc.	Resistentes a la abrasión; absorben vibraciones. Gran duración.
Acero sobre grafito	Altas velocidades	≤ 40	Motores eléctricos.	No exige engrase
Acero sobre madera	Altas velocidades	Presiones ligeras	Transportadores.	Sin engrase; baja temperatura

4.3. Proceso de fabricación.

Previo a la fabricación se realizó la compra de los materiales. En este punto ya aparecieron modificaciones que resolver. Una de las razones de los cambios tuvo que ver con la modulación preestablecida por los fabricantes de los materiales a usar. Debido a esto se modificó: el diámetro de las barras longitudinales, ya que el acero inoxidable no es suministrado en dimensiones métricas, por lo que no había barras de $\phi 20$ mm, sino de 19 mm (3/4"); las dimensiones de los ángulos L60x60x5, que no existen en el mercado, por lo que se usaron ángulos L65x65x5. También hubo consideraciones de un buen aprovechamiento del material, para evitar, en lo posible, despuntes muy grandes, ya que no todo se pudo adquirir con la

dimensión justa. Así, se usó sólo un tipo de perfil doble T (el IPE 100), que cumplía con las dos restricciones consideradas en el diseño inicial.

El siguiente paso fue la fabricación. En primer lugar se procedió a rectificar las dos planchas de acero que servirían de soporte al cuerpo de la máquina y al sistema motor-reductor. Esta operación tuvo como objetivo eliminar cualquier posible curvatura producida en la plancha por un defecto de laminación o por efecto del oxicorte, para que ambas superficies quedaran completamente paralelas al ser montadas. Luego, se cortaron los ángulos que unirían ambas planchas en cada esquina, los cuales debían quedar de largos idénticos, por la misma razón.

El paso siguiente fue instalar, de acuerdo a las medidas, el sistema motor-reductor en la plancha inferior. Debido a que el eje de salida del motor y el de entrada del reductor no eran compatibles, ya que el reductor se adquirió después, se debió utilizar un acoplamiento entre ambos ejes. Por ello, lo más importante en este punto fue que ambos ejes quedaran perfectamente alineados, para así evitar el desgaste que se produciría posteriormente si esto no se cumplía, y que podía dañar seriamente el motor o el reductor. Otro detalle importante fue que el eje de salida del reductor quedara perpendicular a las planchas, para que el mecanismo montado sobre él no se inclinara, ya que esto distorsionaría el desplazamiento sinusoidal requerido e induciría tensiones durante el funcionamiento, no contempladas en el diseño, que podían llevar al fatigamiento de la pieza.

Ya instalado el sistema, sin usar una unión definitiva, se montó el contenedor formado por las dos planchas con los ángulos, para verificar que éstas se mantuvieran paralelas, y para determinar el lugar de la perforación de la plancha superior por donde atravesaría el eje, de manera de evitar que algún desplazamiento accidental durante el montaje causara roces entre el sistema de variación de la amplitud del movimiento y la plancha. Luego se separaron para poder trabajar en forma cómoda con la plancha superior.

Paralelamente a todo lo anterior se fabricaron los soportes de goma reforzada. Al manufacturar un prototipo se constató que era demasiado rígido, por lo que se disminuyó su ancho a la mitad para los soportes definitivos.

A continuación, se armó toda la estructura que conformaría el cuerpo de la máquina: se cortaron las barras longitudinales de acero inoxidable, se cortaron y perforaron los perfiles doble T para meter las barras y el rodamiento que alojaría al eje, se hicieron las perforaciones para los pernos que conectarían los soportes de goma con la estructura y con el eje de excentricidad variable, se fabricaron los bujes de bronce que servirían de guías para las barras. Todo el conjunto ensamblado, se montó sobre la placa superior y se posicionó de acuerdo a la ubicación de la perforación y del eje giratorio. Una vez ubicado, se marcó la posición de los bujes, para hacer los orificios para los pernos. Después de hechos los hoyos, se instaló todo el cuerpo en la posición de cero desplazamiento y se soldaron las barras longitudinales a las doble T, con el fin de evitar que con el calor de la soldadura se produjera alguna desviación entre ambas que impidiera el movimiento de la máquina. Esta operación fue de las que se realizó con especial cuidado, durante el proceso de construcción. Finalmente, se armó en forma definitiva todo lo hecho ese momento, soldando o apernando cada parte, según fuera el caso.

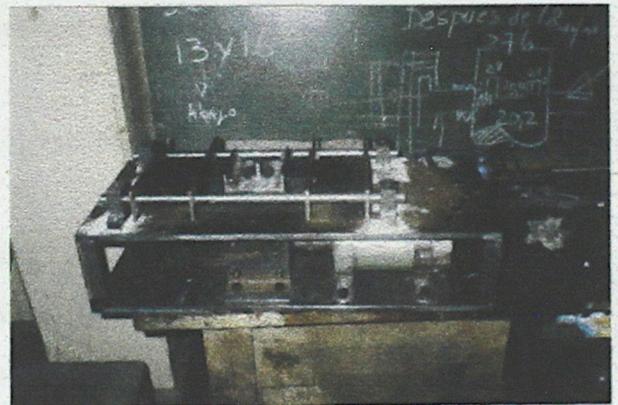


Figura 4.4. : Etapas de la fabricación.

El siguiente paso fue posicionar correctamente las piezas donde se alojaría la probeta a ensayar y los sensores. Es condición “sine qua non” que tanto el tercio central de la probeta como la celda de carga y el L.V.D.T. estén completamente colineales entre sí y con el eje que gira (cuando está en la posición de cero desplazamiento). Ubicar bien la probeta fue importante, ya que la base en que se colocó iba a ser conectada mediante soldadura a la plancha de acero, por lo que su posición no sería fácilmente corregible. También se debió cuidar la ubicación del eje que conectaría la celda con el perfil I, ya que debido al poco espacio existente para fabricar una conexión apernada, la barra debió soldarse.

La lubricación merece una mención aparte. En general, toda superficie que está en contacto con otra debe estar lubricada. Sin embargo, esto no es fácil de hacer, ya que hay que impedir que el lubricante salpique y ensucie todo el entorno cuando la máquina está en funcionamiento. En este sentido, el punto más complicado fue el buje de bronce. Para evitar el efecto, se dispusieron dos O-Ring en el interior de cada una de estas piezas; estos son anillos de goma que tienen como función impedir que el lubricante se salga del buje cuando la barra desliza durante su movimiento.

4.4.Pruebas preliminares.

Con la máquina terminada de acuerdo al diseño, se procedió a realizar pruebas de funcionamiento, las que tuvieron por objetivo determinar si el mecanismo se comportaba correctamente, es decir, verificar: si se movía, si no había ruidos que pudieran indicar un funcionamiento anómalo, si se producían deformaciones que distorsionaran los resultados, etc.

Estas pruebas dejaron en evidencia dos falencias importantes:

1. Los soportes de goma reforzada eran muy rígidos, e impedían el movimiento, aun para deformaciones inferiores al 50%; además su deformación axial fue mayor que la que se calculó, debido a la disminución del ancho a la mitad. Por lo tanto, fue necesario cambiar estas piezas por un sistema mecánico que cumpliera la misma función, sin ofrecer resistencia al desplazamiento.
2. Las placas de acero del contenedor sufrieron deformaciones apreciables a simple vista. Esto afectó las medidas del desplazamiento y de la fuerza, debido a que el borde de la placa rotaba, haciendo girar el LVDT. Para solucionar este problema se debió poner arriostramientos.

Para solucionar el primero de los problemas, se diseñó un riel en forma de cola de milano (ver figura 4.5), con dimensiones tales que ocupara el mismo espacio que los soportes de goma reforzada.

En el caso de lo segundo, se decidió apernar dos placas de acero, una por cada lado del contenedor, las que aumentaron la rigidez del conjunto, disminuyendo la deformación.

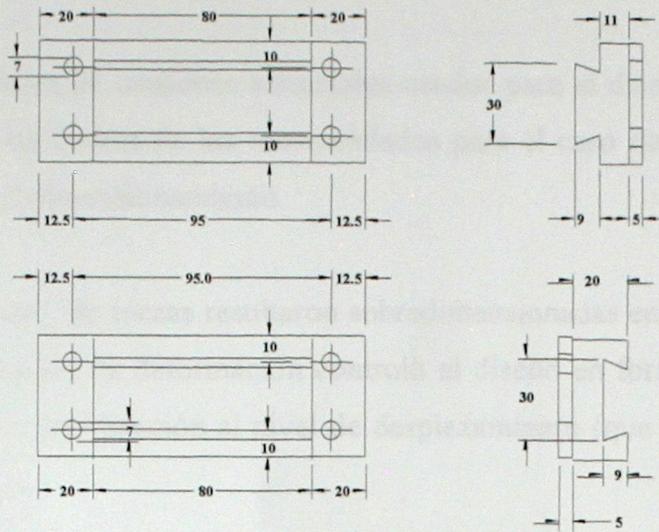


Fig. 4.5. : Riel metálico.

Estas modificaciones no afectaron el cálculo realizado para determinar las dimensiones de la máquina, ya que no se consideró, inicialmente, la resistencia de los soportes de goma y el efecto de las placas de acero aumentó la resistencia del contenedor.

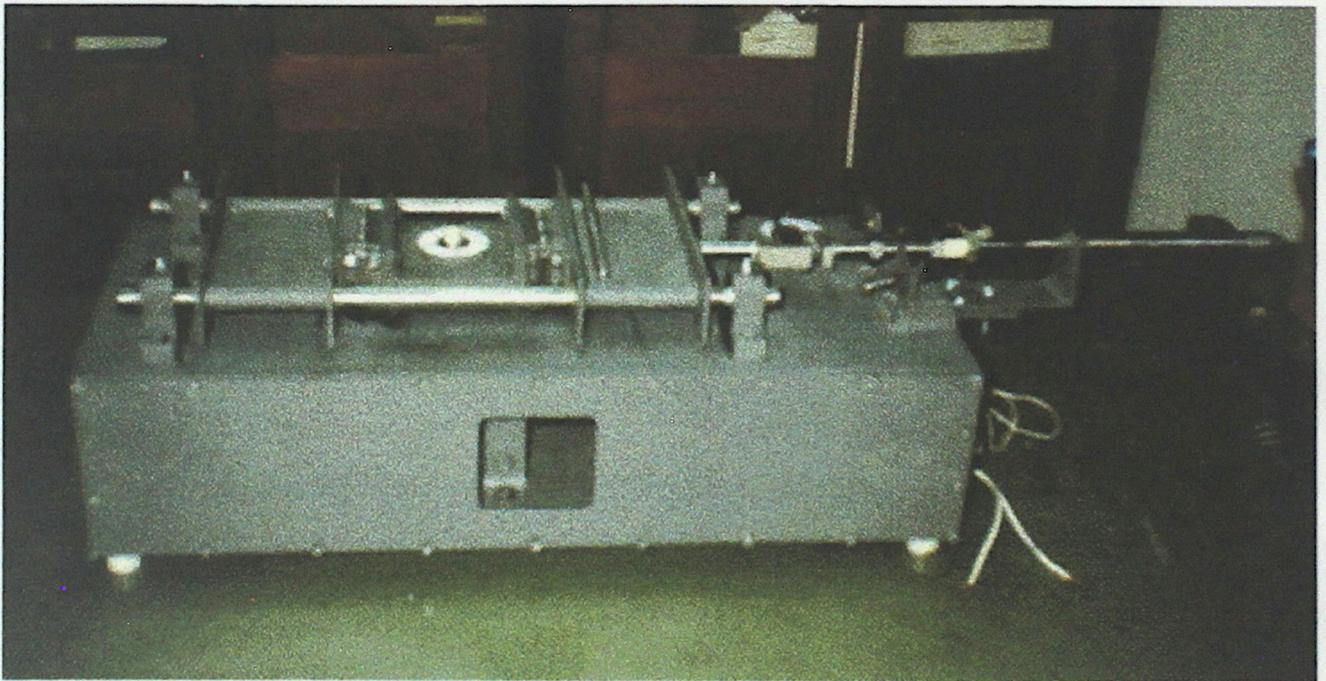


Fig. 4.6. : Máquina terminada.

4.5.Comentarios.

Los valores de tensiones admisibles usados para el diseño por la norma AISC se encuentran dentro de los límites de los recomendados para el caso de cargas dinámicas. Por lo tanto, se utilizaron en el dimensionamiento.

En general, las piezas resultaron sobredimensionadas en cuanto a resistencia. Esto se debió a que la condición de deformación controló el diseño en forma muy restrictiva, por la precisión requerida, en consideración al nivel de desplazamiento (que alcanza los 0.12 mm para un 2% de deformación).

Es muy importante la calidad de los materiales, la mano de obra y el proceso de fabricación de los distintos componentes. Esto quedó de manifiesto en lo sucedido con los soportes de goma reforzada, los que, de acuerdo al diseño podían ser utilizados, pero que, sin embargo, resultaron muy rígidos, debido a que el fabricante no pudo conseguir una goma más flexible.

Como el aparato es un mecanismo, requiere mantención periódica, la que incluye lubricación, reemplazo de piezas cada cierto tiempo y chequeo de las condiciones de operación. En cuanto a la lubricación, ésta debe hacerse con grasa delgada, no con aceite, debido a que este último escurre con más facilidad y se pierde más rápido. El reductor viene sellado de fábrica con aceite en su interior, por lo que no es necesario cambiarlo. Algo similar ocurre con el sistema de variación de la amplitud del desplazamiento, el cual está lubricado por precaución y no debe sufrir pérdidas durante su uso. Por lo tanto, las únicas piezas que requieren lubricación periódica son los bujes de bronce y los rieles que reemplazaron a los soportes de goma reforzada. Lamentablemente, por su forma, no es posible mantener el lubricante dentro de los rieles durante el funcionamiento, por lo que estos requieren lubricación más frecuente que los bujes de bronce. Por otro lado, las piezas a reemplazar son aquellas que sufren desgaste. Dentro de éstas, están los O-Ring y los pernos y tuercas que sujetan la probeta y el sistema de variación de la amplitud. Debido a que no hay antecedentes, el periodo promedio de lubricación y reemplazo de piezas debe ser determinado por la experiencia que provea el uso de la máquina. Por lo tanto, debe existir un monitoreo constante sobre el funcionamiento en general de la máquina y en particular, de cada uno de sus componentes.

CAPITULO 5

Por último, cualquier modificación posterior que se realice a la máquina debe mantener el funcionamiento de ésta, al menos, dentro de los límites aceptables, en cuanto a precisión, potencia y rangos de uso.

Antes de comenzar el ensayo, se debe verificar que el sistema sea adecuado, esto es, que el sistema de adquisición de datos sea capaz de capturar los datos de forma adecuada. Para esto se debe asegurar la repetibilidad de las medidas, es decir, que al repetir el ensayo se obtengan resultados similares. Esto se logra realizando ensayos previos de calibración y verificación de los rangos de uso de cada una de las variables que se miden, además de un control de calidad de los datos.

Después de esto, se debe comprobar el funcionamiento con algunos parámetros de ensayo, para verificar que las mediciones estén de acuerdo con el comportamiento teórico. Una vez que se ha verificado esto, la máquina se prepara para ser usada con algunos parámetros de ensayo que se entregan.

5.1. Descripción del Sistema

El primer tipo de ensayo que se realiza es el ensayo de desplazamiento (LVDT) y de fuerza (célula de carga), en las condiciones en que van a funcionar durante el ensayo, es decir, antes de que se comience con las respectivas mediciones de ensayo. Esta calibración permite determinar la sensibilidad e h_V de transformación que existe entre el voltaje registrado por el instrumento y el magnitud física que se quiere medir.

Para calibrar el LVDT, se utiliza un aparato especialmente diseñado. Este consiste en un soporte de metal que tiene dos mordazas alineadas en una de ellas se fija un tornillo alfiler. En la otra se ubica el LVDT, de forma que cuando se mueve el del mordazas y el del alfiler, éste calibra (ver figura 5.1). El sistema se conecta con el acondicionador de señal del LVDT y un voltaje de

CAPÍTULO 5.

CALIBRACIÓN Y ENSAYO DE PROTOTIPO.

5.1. Introducción.

Una vez construida la máquina, hay que verificar que el resultado sea satisfactorio, de acuerdo a todos los requerimientos expuestos con anterioridad. Se debe verificar que: el movimiento sea sinusoidal; la máquina sea capaz de cubrir completamente los rangos de desplazamiento y período. Además se debe asegurar la repetitibilidad de las medidas, es decir, que se obtengan resultados similares para condiciones de ensayo aproximadamente iguales. Esto significa establecer una graduación para cada una de las variables que se controlan, además de un procedimiento de uso de la máquina.

A continuación, se debe comprobar el funcionamiento con algunas probetas ya ensayadas en la MTS para confirmar que las mediciones estén de acuerdo con el instrumento patrón. Cumplidos estos dos pasos, la máquina se encuentra lista para ser usada con absoluta confianza en los resultados que entregue.

5.2. Calibración de la máquina.

En primer lugar, deben calibrarse los sensores de desplazamiento (LVDT) y de fuerza (celda de carga), en las condiciones en que van a funcionar durante el ensayo; es decir, deben estar conectados con sus respectivos acondicionadores de señal. Esta calibración persigue determinar la equivalencia o ley de transformación que existe entre el voltaje registrado por el instrumento y la magnitud física que se quiere medir.

Para calibrar el LVDT, se utiliza un aparato especialmente diseñado. Éste consiste en un soporte de metal que tiene dos mordazas alineadas; en una de ellas se fija un tornillo micrométrico y en la otra se ubica el LVDT, de forma que ambos vástagos, el del micrómetro y el del instrumento, estén colineales (ver figura 5.1). El sistema se completa con el acondicionador de señal del LVDT y un voltímetro.

El proceso a seguir es el siguiente:

1. Instalar el acondicionador de señal, enchufando los conectores de salida y del cable del LVDT.
2. Encender el acondicionador y dejar que se estabilice; el tiempo adecuado es indicado por cada fabricante. Conectar el voltímetro a los cables de salida.
3. Girar el control del cero del acondicionador hasta obtener una lectura nula en el voltímetro.
4. Conectar el LVDT al cable y montarlo en el sistema de calibración, de forma de obtener nuevamente una lectura cero en el voltímetro. Si esto no es posible, ubicarse lo más cerca y luego ajustar con el control del cero.
5. Aplicar el desplazamiento máximo que puede tener el vástago durante los ensayos. Con el control de ganancia ('span' en el panel frontal del acondicionador), fijar una lectura de 4 Volts. Esta operación persigue evitar dañar los sistemas de adquisición de datos, ya que las tarjetas soportan un máximo de 5 Volts.
6. Volver a la posición inicial y ajustar el valor del cero si es necesario.
7. Repetir los pasos 5 y 6 hasta que no se produzca variación en ninguna de las dos lecturas.
8. Construir una tabla Voltaje v/s Desplazamiento, tomando datos en los dos sentidos de medición y cubriendo todo el rango de trabajo.
9. Efectuar una regresión sobre los datos para determinar los parámetros de la curva que relaciona voltaje con desplazamiento.

Una vez terminado este proceso, se configura el programa de adquisición de datos, de acuerdo a las instrucciones del manual, entregándole los valores determinados (si se usa el ATS), o bien utilizando la ley de transformación obtenida para cambiar las lecturas en volt del archivo de salida a su equivalente en las unidades de desplazamiento (si se usa el Daqbook).

La misma operación se realiza para la celda de carga, pero en este caso, se requiere: una prensa de carga de la sala de máquinas del IDIEM, que permite ensayarla tanto en tracción como en compresión; el acondicionador de señal de la celda; un voltímetro digital; dos mordazas y dos vástagos para la etapa de tracción. Los vástagos son dos pernos de 1/2" NF (hilo fino), cada uno con una arandela para poder ajustarlos a las mordazas. Para obtener la curva de calibración, se prueba la celda, primero a tracción y luego a compresión, registrando carga y voltaje. En este caso, las cargas aplicadas son 50, 100, 150, 200 y 225 Kg (500 lb), que es la carga máxima nominal de la celda. Con estos puntos se realiza un análisis de regresión que arroja la

relación a usar.

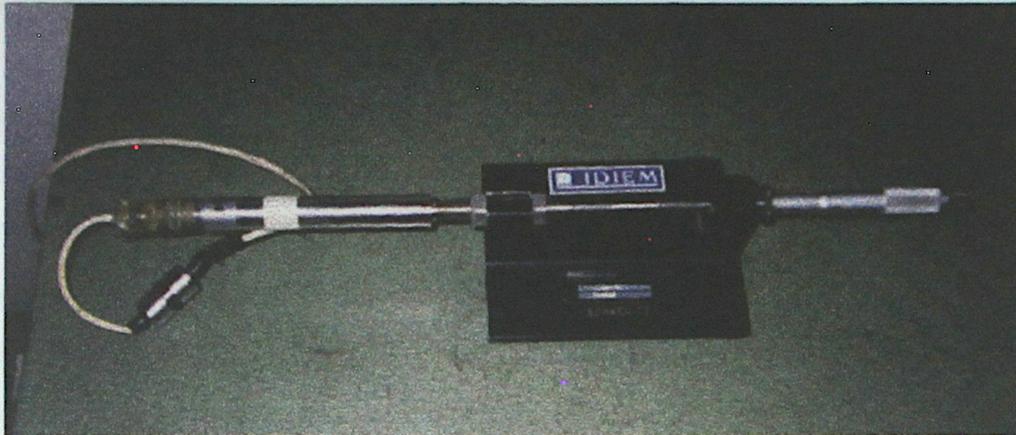


Figura 5.1: Banco de calibración del LVDT.

El paso siguiente es verificar que el movimiento obtenido es efectivamente un movimiento sinusoidal unidireccional. Para ello se hace una prueba de funcionamiento con una probeta, y se toma medidas, para las distintas frecuencias y desplazamientos máximos, con el LVDT y alguno de los sistemas de adquisición de datos. A continuación, se intenta ajustar estas medidas a una curva sinusoidal, por el método de minimización de la suma de los errores al cuadrado. Si esto es posible de conseguir, con una tolerancia adecuada, se cumple este requisito.

A pesar de que se ha determinado teóricamente la graduación de la amplitud en función del giro, hay que asegurar que se cumpla lo preestablecido. Con ese objetivo, se aplican diferentes desplazamientos, de acuerdo a la escala determinada en función del ángulo de giro, y se realiza una medición del desplazamiento máximo, en cada caso. Con esto se construye una tabla que relacione ambas variables.

Otro aspecto importante es conocer perfectamente a que velocidad gira el motor, para un voltaje y una amplitud de desplazamiento dados. Este es un dato un poco incierto, debido a que puede existir una dependencia entre la rigidez de la goma a ensayar y la frecuencia de giro. Sin embargo, hay que cuantificar esta relación aunque sea en términos aproximados. El método consiste en utilizar una probeta, que ya haya sido usada, aplicarle diferentes porcentajes de deformación y medir para qué voltaje se obtiene la frecuencia deseada.

Con todos estos requisitos cumplidos, se puede proceder a probar el prototipo en funcionamiento completo, para validar sus resultados por la vía de compararlos con los obtenidos con el instrumento patrón.

5.3. Ensayo del prototipo.

La etapa final de validación de los resultados de la máquina consiste en la realización de pruebas a probetas previamente ensayadas en la máquina del Laboratorio Nacional de Vialidad. El criterio de aceptación consiste en obtener valores para el amortiguamiento y el módulo de corte que se encuentren dentro de los rangos admisibles de variación de éstos, establecidos por el instrumento patrón.

Los especímenes a ensayar son: tres probetas de la goma utilizada en la fabricación de disipadores pasivos de energía, tres probetas de la usada en la fabricación de aisladores y cuatro encargadas por la empresa Ferrocaucho.

Las siguientes son las características habituales del ensayo hecho en la máquina MTS del Laboratorio Nacional de Vialidad:

- i. Frecuencia : 0.5 [Hz].
- ii. Porcentajes de deformación : 10, 20, 50, 75, 100, 200.
- iii. Número de ciclos : 4.
- iv. Muestras por segundo : 100.

Estas son las deformaciones típicas de ensayo de las probetas. Sin embargo, existen variaciones entre los distintos conjuntos de probeta ensayados. Las probetas de goma de los disipadores fueron originalmente ensayadas además a un 5%, mientras que las probetas de Vulco fueron ensayadas a un 2% y a un 30% en lugar del 20%, y sólo se llegó hasta el 100% de deformación.

5.3.1. Descripción de los componentes del sistema de ensayo.

Aparte de la máquina propiamente tal, se necesitan otros componentes para poder realizar los ensayos. El siguiente es el detalle de cada uno de ellos:

1. **Fuente de corriente continua:** su función es alimentar el motor de la máquina con la potencia necesaria para mover la probeta. En los ensayos se utiliza una fuente facilitada por el Departamento de Ingeniería Eléctrica.
2. **Cable del LVDT:** transmite la señal del LVDT al acondicionador.
3. **Cable de la celda de carga:** Idem anterior.
4. **Conector del LVDT:** tiene la función de traspasar la señal del los pines del LVDT al cable que va al acondicionador de señal.
5. **Cable de salida del acondicionador:** lleva la señal ya amplificada desde el acondicionador a la tarjeta conectora.
6. **Cable serial:** lleva la señal desde la tarjeta conectora al puerto de adquisición de datos del computador.
7. **Tarjeta conectora:** cumple la función de facilitar la conexión desde los cables de salida de los acondicionadores al puerto de adquisición del computador. La tarjeta empleada es una ADclone.
8. **Acondicionador de señal del LVDT:** como su nombre lo dice tiene la función de tomar la señal del LVDT y dejarla en condiciones de ser captada por un sistema de adquisición de datos. Se utiliza el modelo ATA de Lucas-Schaevitz.
9. **Acondicionador de señal de la celda de carga:** Idem anterior. Se usa un acondicionador marca Bermat.
10. **Tarjeta de adquisición de datos:** Recibe las señales en voltajes procedentes de cada acondicionador y la transforma en información digital, capaz de ser procesada por el computador.
11. **Computador:** equipado con una tarjeta y un programa de adquisición de datos, para recibir la información de los sensores.

El esquema de conexiones es el que se muestra en la figura 5.2. La secuencia de conexión se encuentra explicada en el Anexo B, junto a las recomendaciones de uso.

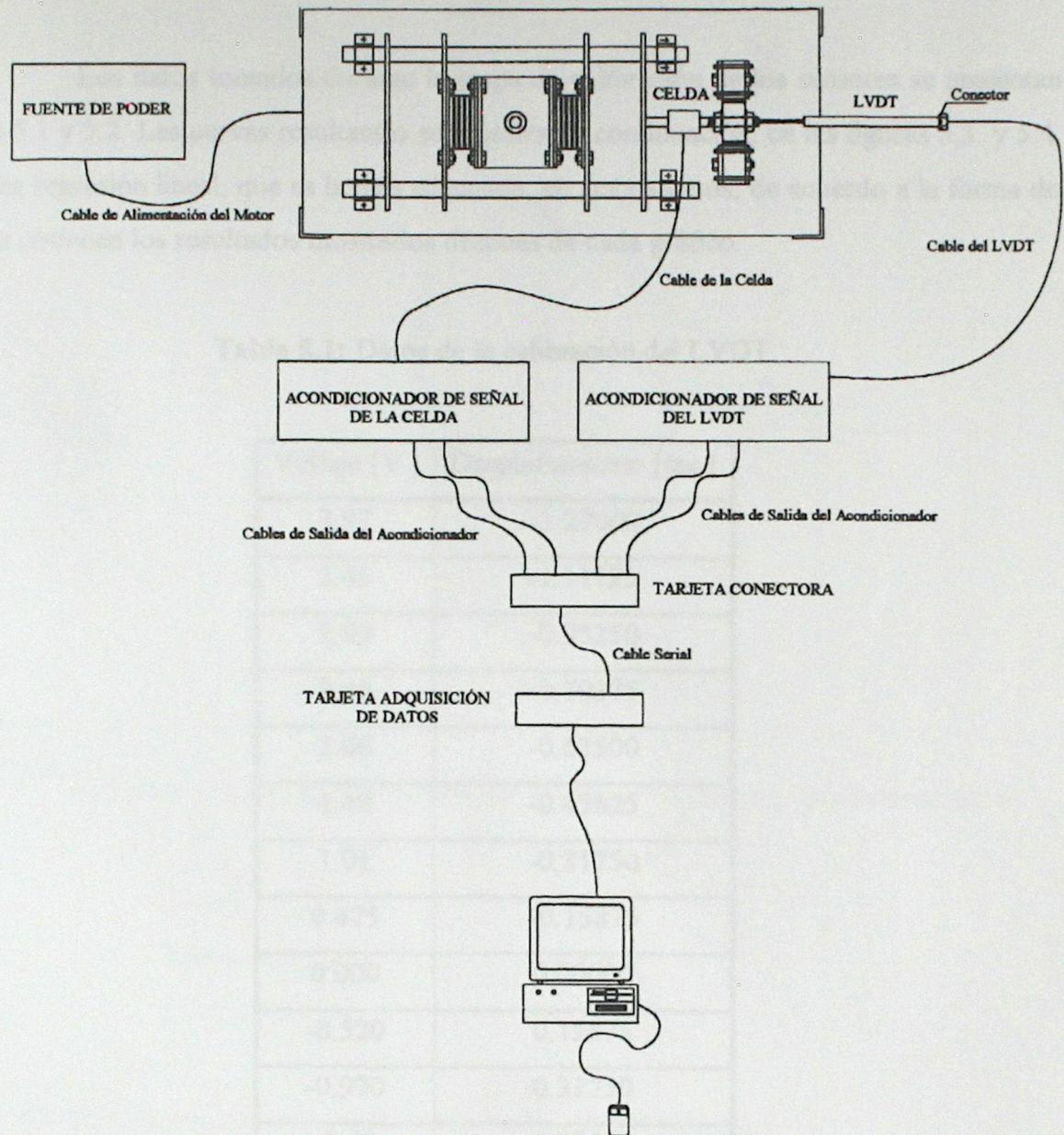


Figura 5.2: Esquema de componentes y conexiones del sistema.

5.4. Conclusiones.

5.4.1. Etapa de Calibración.

Los datos tomados durante la etapa de calibración de los sensores se presentan en las tablas 5.1 y 5.2. Las curvas resultantes se muestran a continuación, en las figuras 5.3. y 5.4. Al aplicar una regresión lineal, que es la más adecuada, en ambos casos, de acuerdo a la forma de las curvas, se obtienen los resultados mostrados después de cada gráfico.

Tabla 5.1: Datos de la calibración del LVDT.

Voltaje [V]	Desplazamiento [cm]
3.97	-1.27000
3.45	-1.11125
2.99	-0.95250
2.46	-0.79375
2.00	-0.63500
1.48	-0.47625
1.01	-0.31750
0.475	-0.15875
0.000	0.00000
-0.520	0.15875
-0.970	0.31750
-1.48	0.47625
-1.96	0.63500
-2.53	0.79375
-3.00	0.95250
-3.54	1.11125
-4.02	1.27000

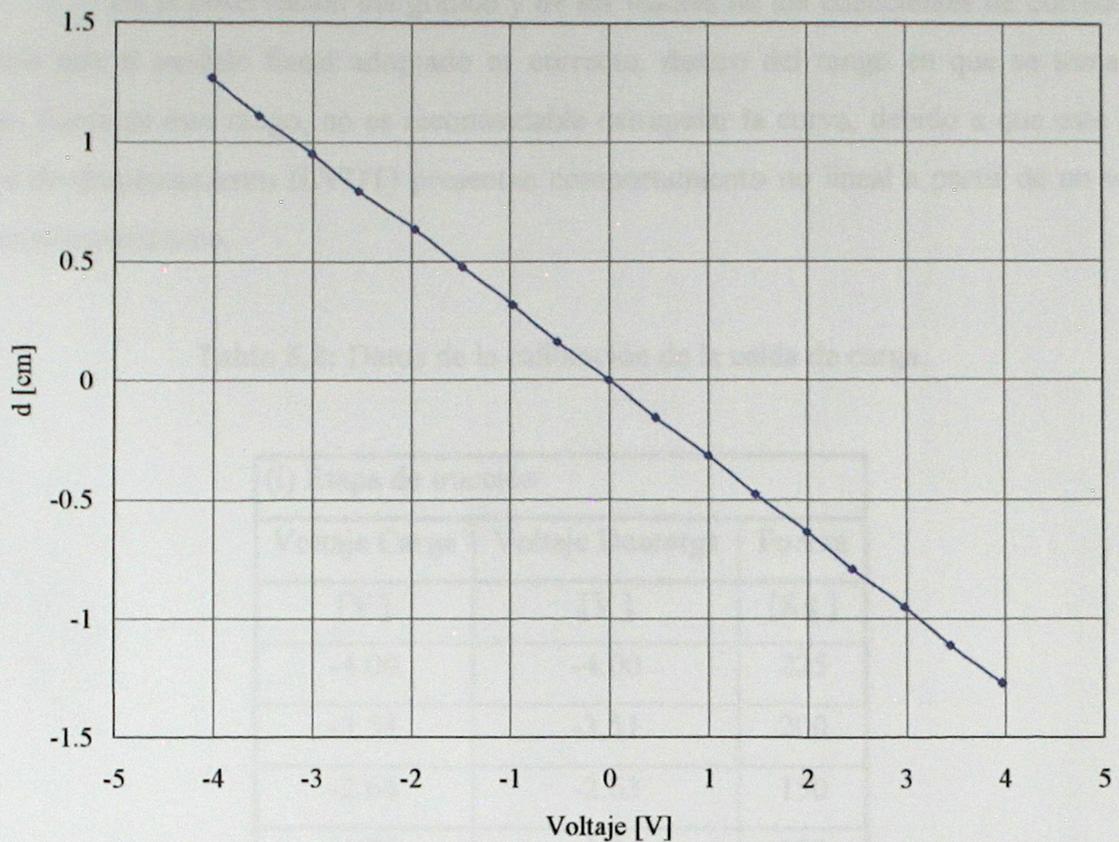


Figura 5.3: Curva de calibración del LVDT.

La forma general de la ecuación que relaciona Voltaje con Desplazamiento es

$$d = a \times V + b$$

donde d : Desplazamiento.

V : Voltaje medido.

a, b : Coeficientes.

Los resultados del análisis de regresión son los siguientes:

<i>Coeficientes</i>	<i>Valor</i>	<i>Error típico</i>
<i>a</i>	-0.3184	0.0008
<i>b</i>	-0.003	0.002

Coeficiente de correlación múltiple	0.999953298
Coeficiente de determinación R ²	0.999906598
R ² ajustado	0.999900371
Error típico	0.008
Observaciones	17

De la observación del gráfico y de los valores de los coeficientes de correlación se desprende que el modelo lineal adoptado es correcto, dentro del rango en que se tomaron las medidas. Fuera de este rango, no es recomendable extrapolar la curva, debido a que este tipo de sensores de desplazamiento (LVDT) presentan comportamiento no lineal a partir de un valor de desplazamiento máximo.

Tabla 5.2: Datos de la calibración de la celda de carga.

(i) Etapa de tracción		
Voltaje Carga	Voltaje Descarga	Fuerza
[V]	[V]	[Kg]
-4.00	-4.00	225
-3.54	-3.51	200
-2.66	-2.63	150
-1.76	-1.74	100
-0.88	-0.85	50
0.02	0.03	0
(ii) Etapa de compresión		
Voltaje Carga	Voltaje Descarga	Fuerza
[V]	[V]	[Kg]
0.02	0.03	0
0.96	0.92	50
1.84	1.81	100
2.74	2.69	150
3.62	3.58	200
4.06	4.06	225

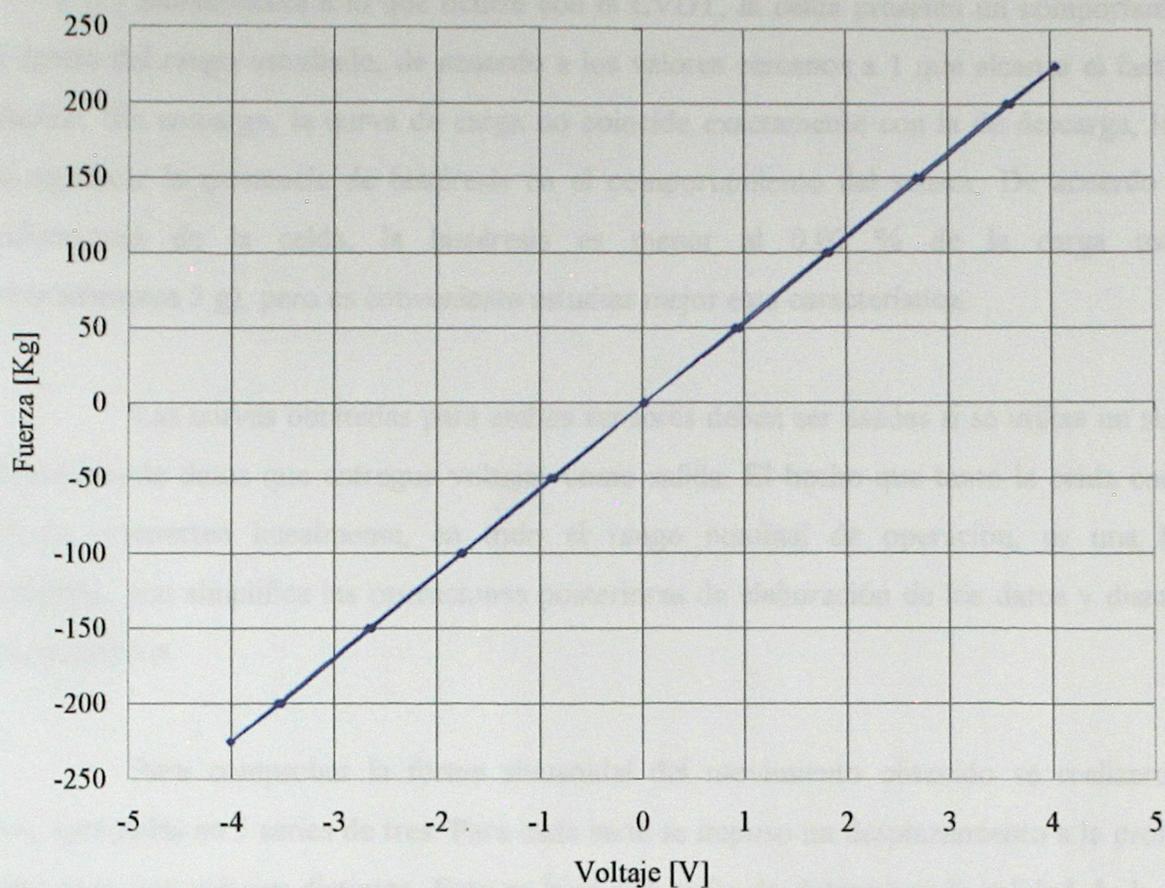


Figura 5.4: Curva de calibración de la celda de carga.

Al igual que en el caso del LVDT, la forma de la ecuación más adecuada es:

$$F = c \times V + d$$

donde F : Desplazamiento.

V : Voltaje medido.

c, d : Coeficientes.

y los resultados son los siguientes:

<i>Coeficientes</i>	<i>Valor</i>	<i>Error típico</i>
c	55.98	0.09
d	-1.9	0.2

Coeficiente de correlación múltiple	0.999972835
Coeficiente de determinación R^2	0.999945671
R^2 ajustado	0.999942811
Error típico	1
Observaciones	21

Similarmente a lo que ocurre con el LVDT, la celda presenta un comportamiento lineal dentro del rango estudiado, de acuerdo a los valores cercanos a 1 que alcanza el factor de correlación. Sin embargo, la curva de carga no coincide exactamente con la de descarga, lo que puede significar la existencia de histéresis en el comportamiento del sensor. De acuerdo a las especificaciones de la celda, la histéresis es menor al 0.02 % de la carga máxima (aproximadamente 5 g), pero es conveniente estudiar mejor esta característica.

Las curvas obtenidas para ambos sensores deben ser usadas si se utiliza un sistema de adquisición de datos que entregue voltajes como salida. El hecho que tanto la celda como el LVDT se comporten linealmente, en todo el rango nominal de operación, es una buena característica, que simplifica las operaciones posteriores de elaboración de los datos y disminuye errores numéricos.

Para comprobar la forma sinusoidal del movimiento obtenido se realizaron 15 pruebas, agrupadas en 5 series de tres. Para cada serie se impuso un desplazamiento a la probeta y se probó para tres voltajes distintos. Esto se hizo con el fin de determinar la calidad de la curva real obtenida para todo el rango de frecuencias y desplazamientos. Como criterio de bondad de la aproximación se tomó un error relativo calculado como la suma de los cuadrados de las diferencias entre la señal medida y la curva aproximada, dividida por la suma de las medidas al cuadrado. A continuación, se muestran sólo cuatro ciclos de cada una de las pruebas realizadas para verificar esta condición, junto a los valores de los parámetros, el error calculado y el voltaje aplicado. El registro completo de cada una de las pruebas es de 40 segundos, a 100 muestras por segundo. La definición de los términos sigue la siguiente nomenclatura:

- Ecuación de ajuste utilizada:

$$d = A \text{ sen}(2 \times \pi \times f \times t - \phi)$$

donde A : Desplazamiento máximo (cm).

f : Frecuencia de giro (Hz).

ϕ : Desfase (°).

- Expresiones de error usadas

$$E = \sum (x - x_0)^2; \text{ error total.}$$

$$E = \frac{\sum (x - x_0)^2}{\sum x_0^2}; \text{ error relativo.}$$

x : Valor ajustado.

x_0 : Valor medido.

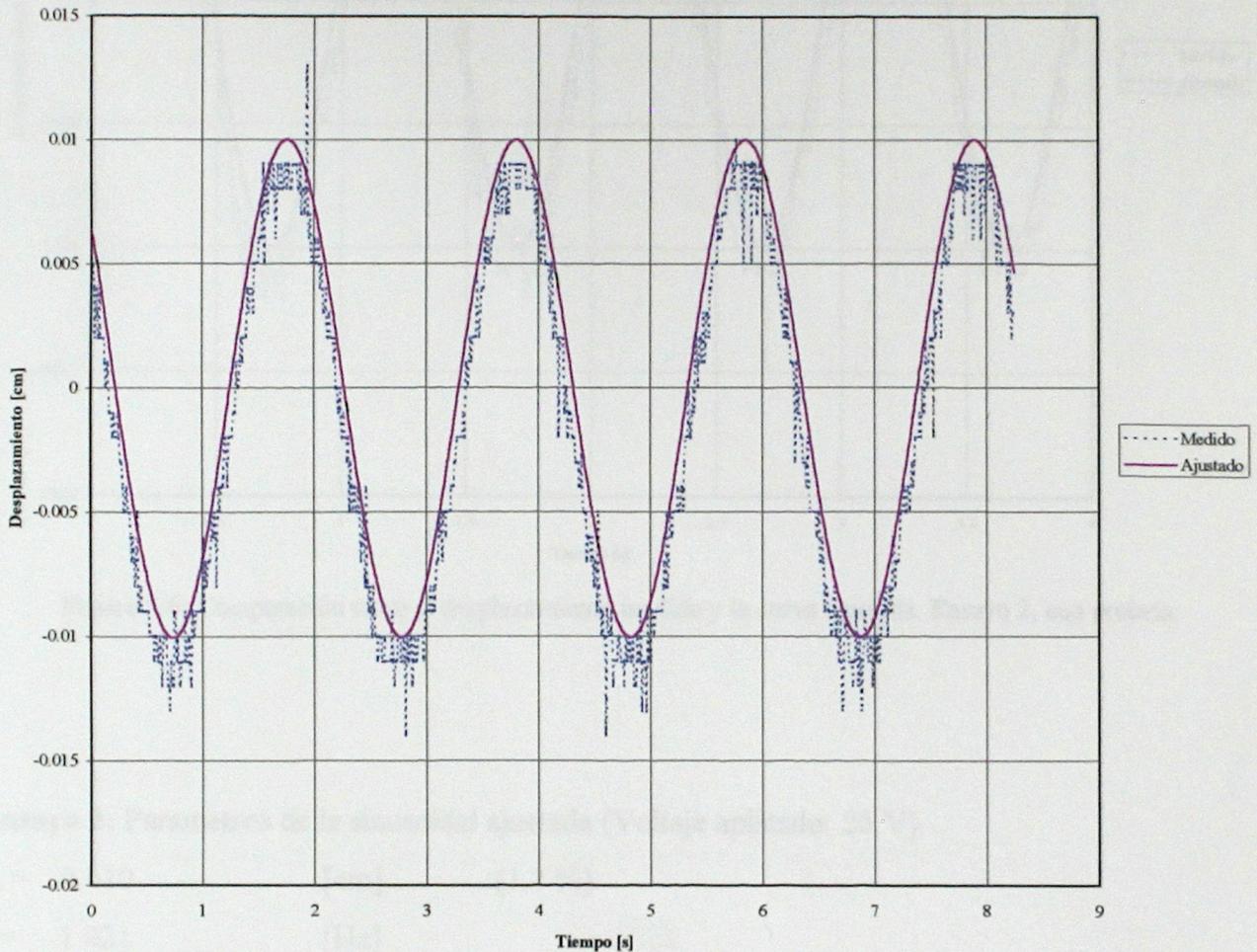


Figura 5.5: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 1, con probeta.

Ensayo 1: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 12.5 V).

$A = 0.010$ [cm] (1.7 %)

$f = 0.489$ [Hz]

$\phi = -140.527$ [°]

$E = 0.013$

$E_r = 0.062$

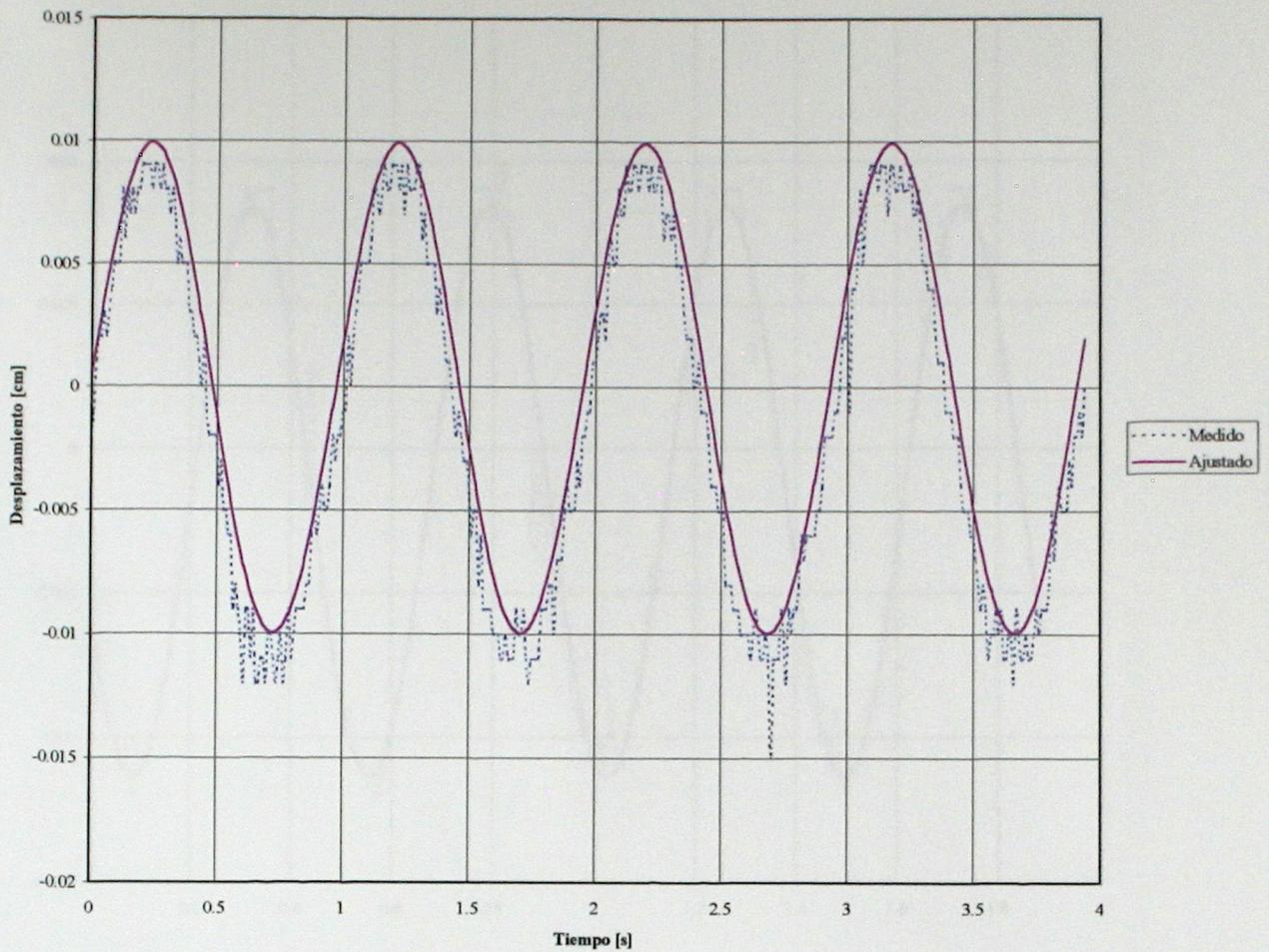


Figura 5.6: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 2, con probeta.

Ensayo 2: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 25 V).

$A = 0.010$ [cm] (1.7 %)

$f = 1.021$ [Hz]

$\phi = -2.946$ [°]

$E = 0.013$

$E_r = 0.060$

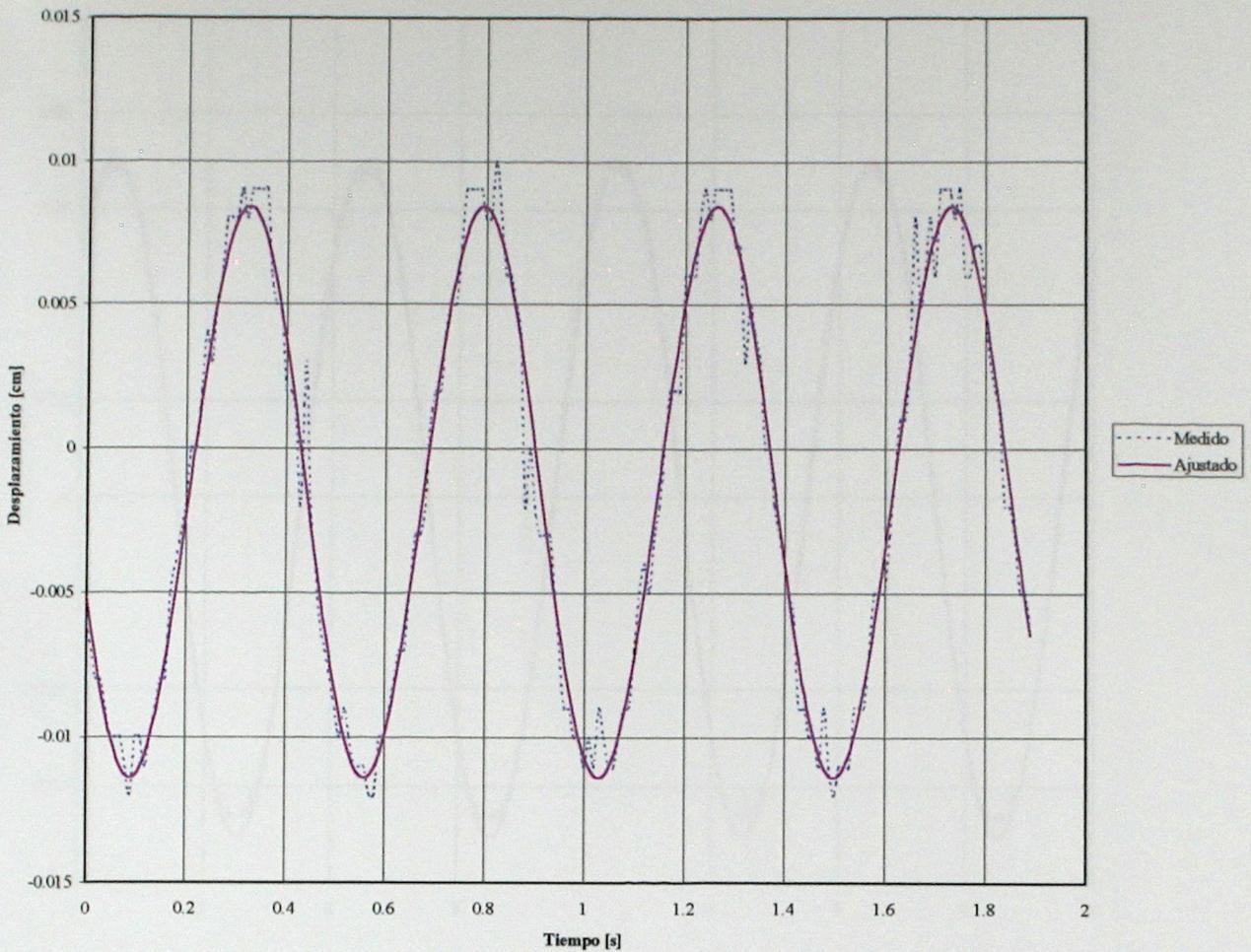


Figura 5.7: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 3, con probeta.

Ensayo 3: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 50 V).

$A = 0.010$ [cm] (1.7 %)

$f = 2.128$ [Hz]

$\phi = 158.073$ [°]

$E = 0.004$

$E_r = 0.018$

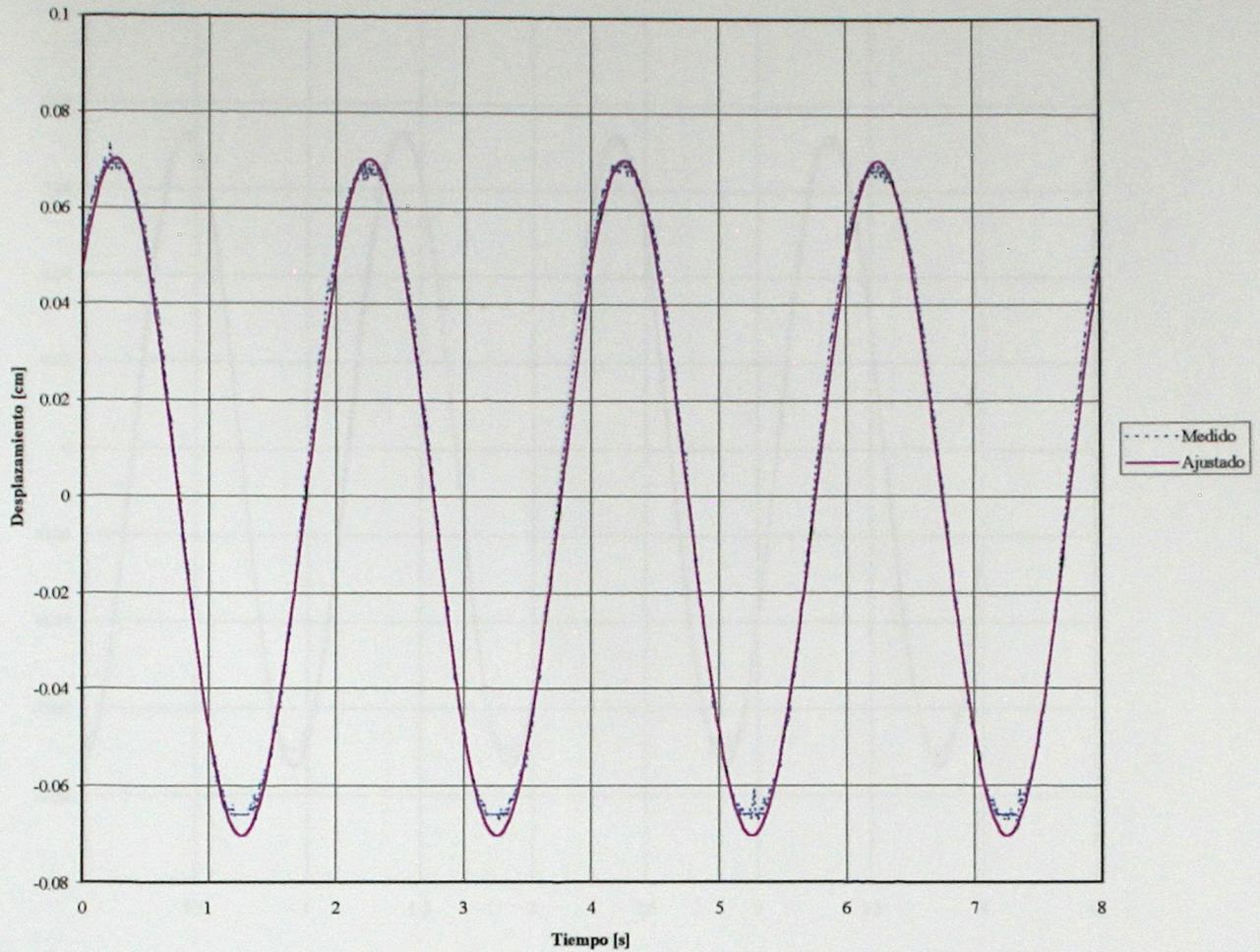


Figura 5.8: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 4, con probeta.

Ensayo 4: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 12.5 V).

$$A = 0.070 \quad [\text{cm}] \quad (11.7\%)$$

$$f = 0.501 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = 317.803 \quad [^\circ]$$

$$E = 0.026$$

$$E_r = 0.003$$

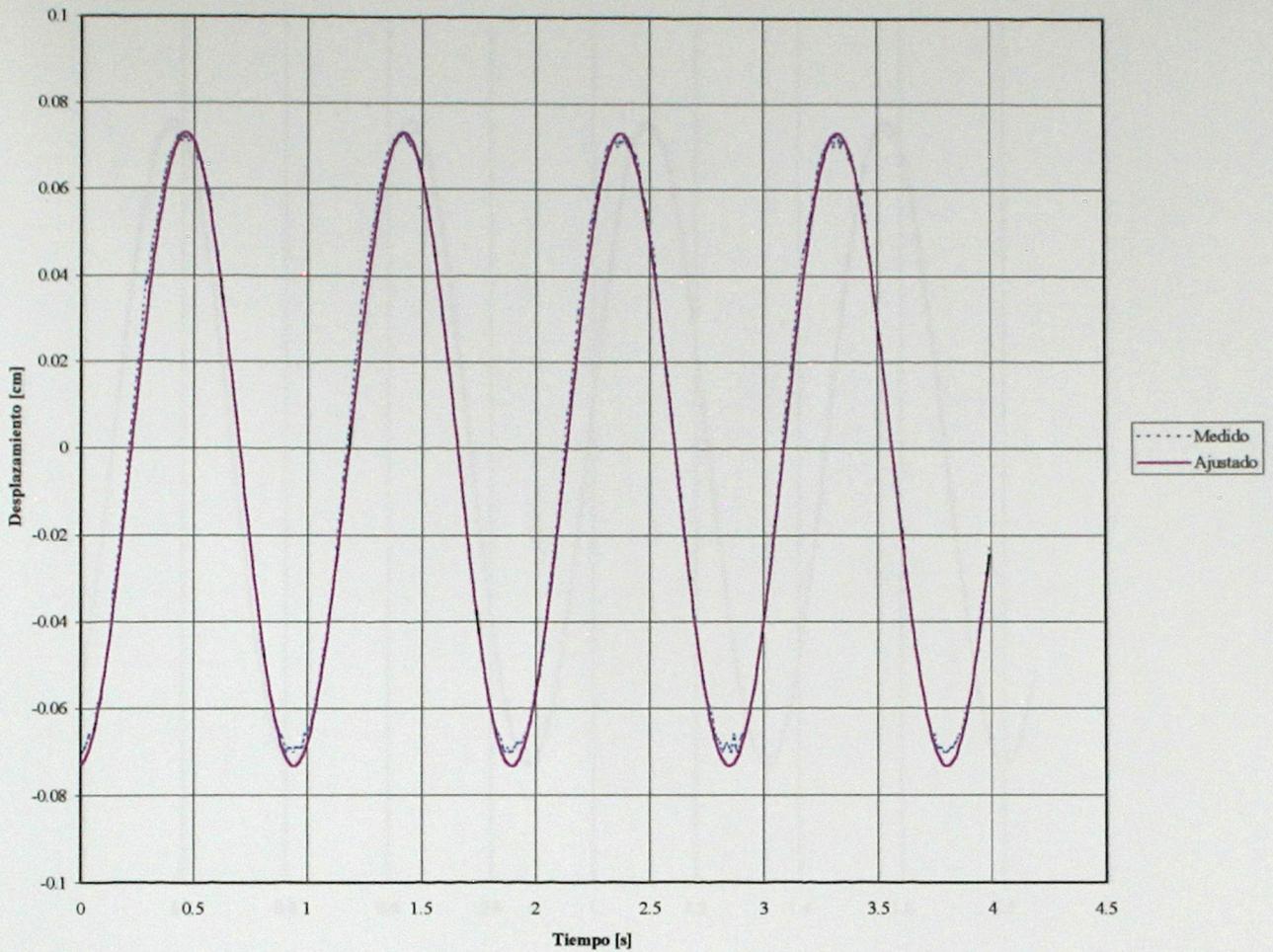


Figura 5.9: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 5, con probeta.

Ensayo 5: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 25 V).

$$A = 0.073 \quad [\text{cm}] \quad (12.2 \%)$$

$$f = 1.049 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -274.182 \quad [^\circ]$$

$$E = 0.020$$

$$E_r = 0.002$$

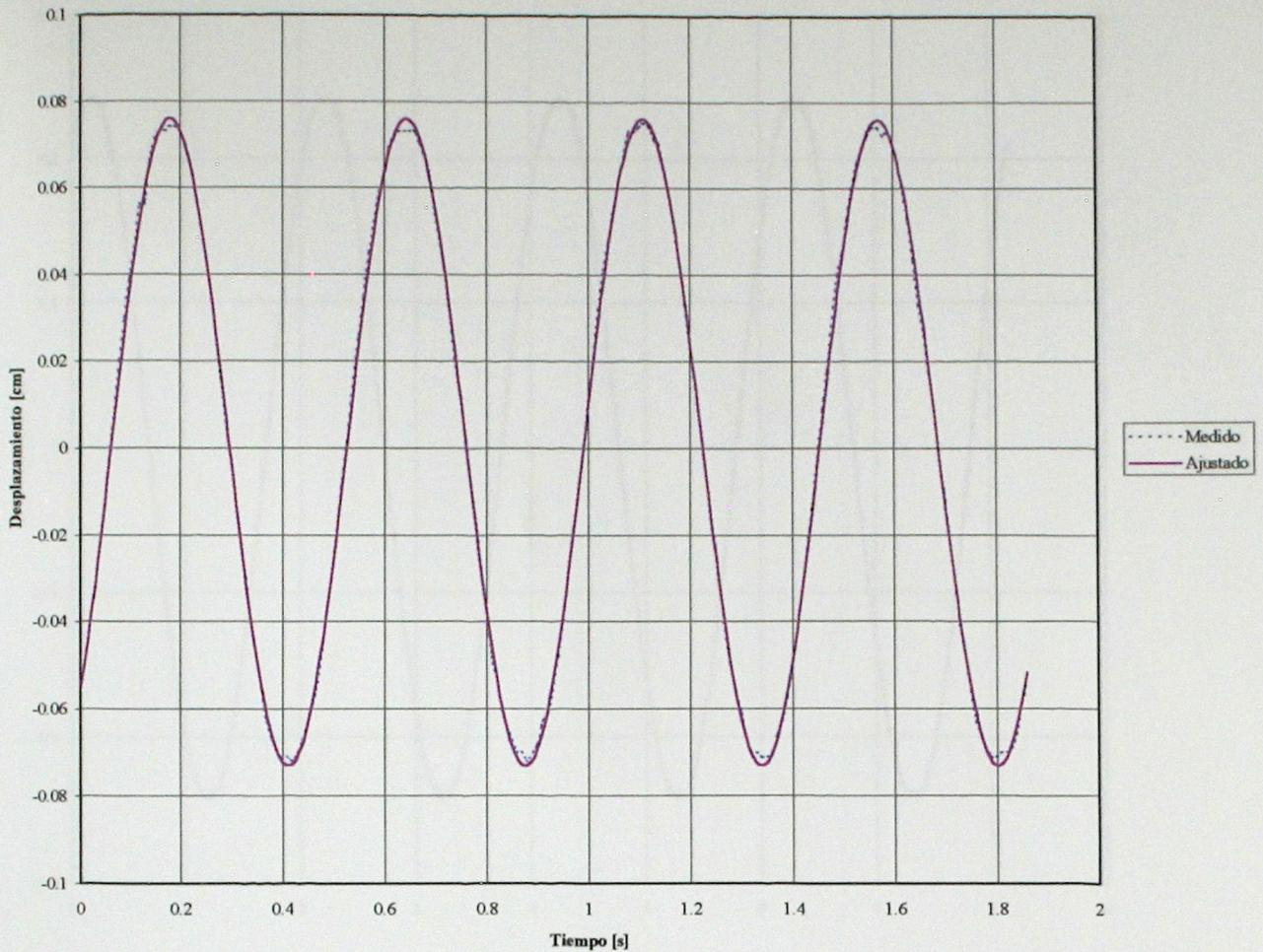


Figura 5.10: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 6, con probeta.

Ensayo 6: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 50 V).

$$A = 0.075 \quad [\text{cm}] \quad (12.5 \%)$$

$$f = 2.157 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = 49.583 \quad [^\circ]$$

$$E = 0.010$$

$$E_r = 0.001$$

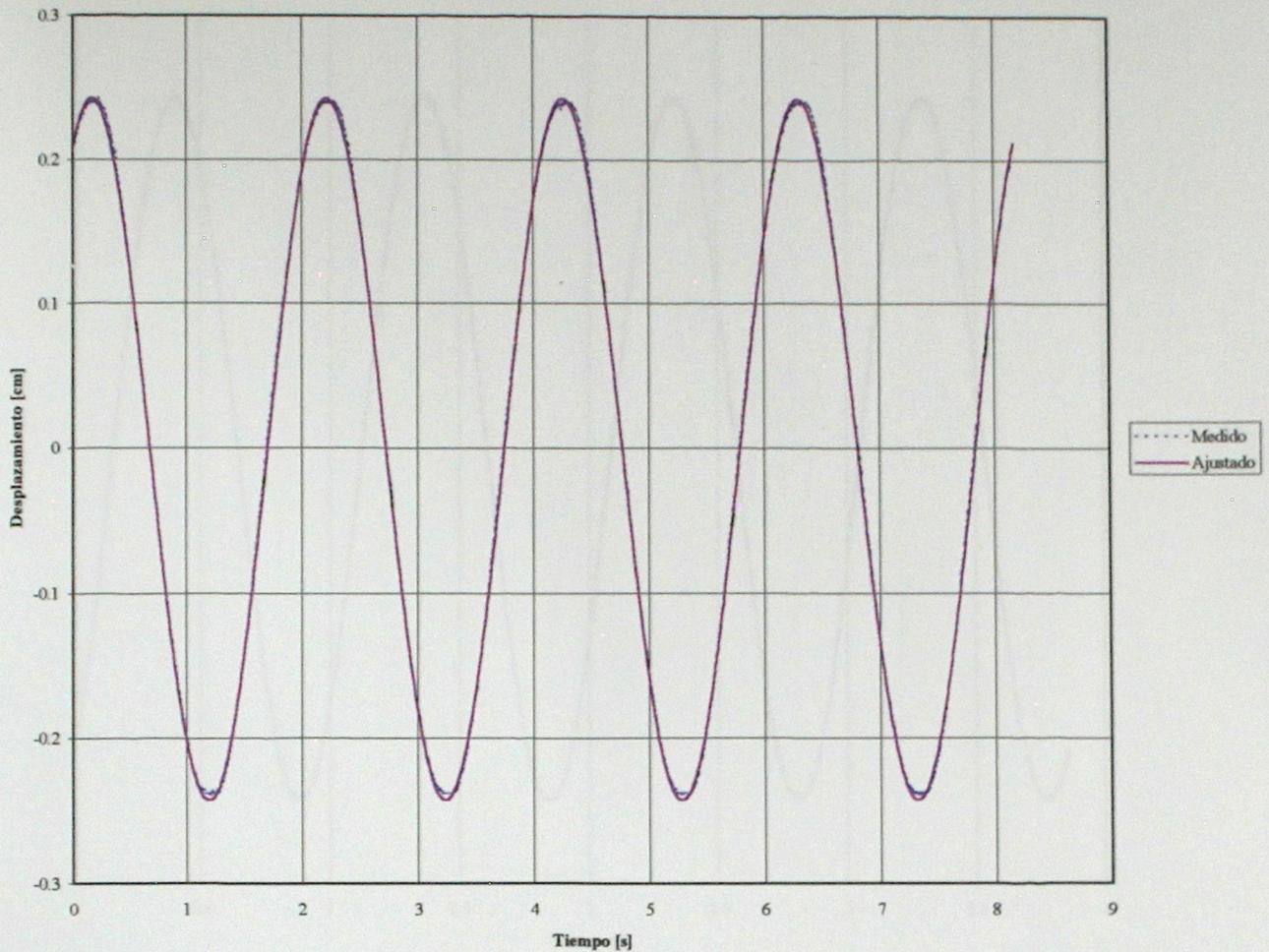


Figura 5.11: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 7, con probeta.

Ensayo 7: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 12.5 V).

$$A = 0.243 \quad [\text{cm}] \quad (40.5 \%)$$

$$f = 0.490 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -59.090 \quad [^\circ]$$

$$E = 0.117$$

$$E_r = 0.001$$

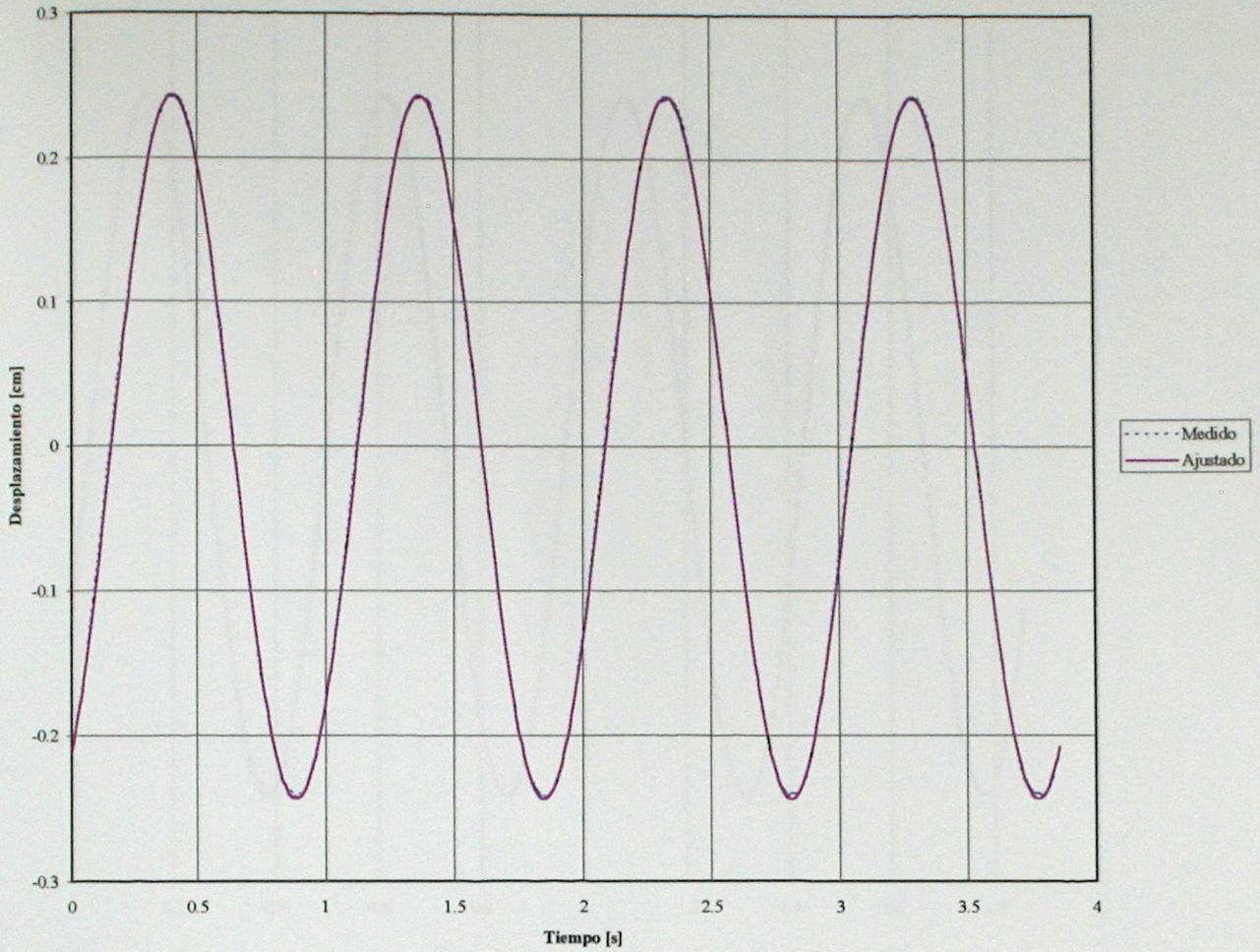


Figura 5.12: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 8, con probeta.

Ensayo 8: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 25 V).

$$A = 0.244 \quad [\text{cm}] \quad (40.7 \%)$$

$$f = 1.038 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -299.540 \quad [^\circ]$$

$$E = 0.023$$

$$E_r = 0.0001$$

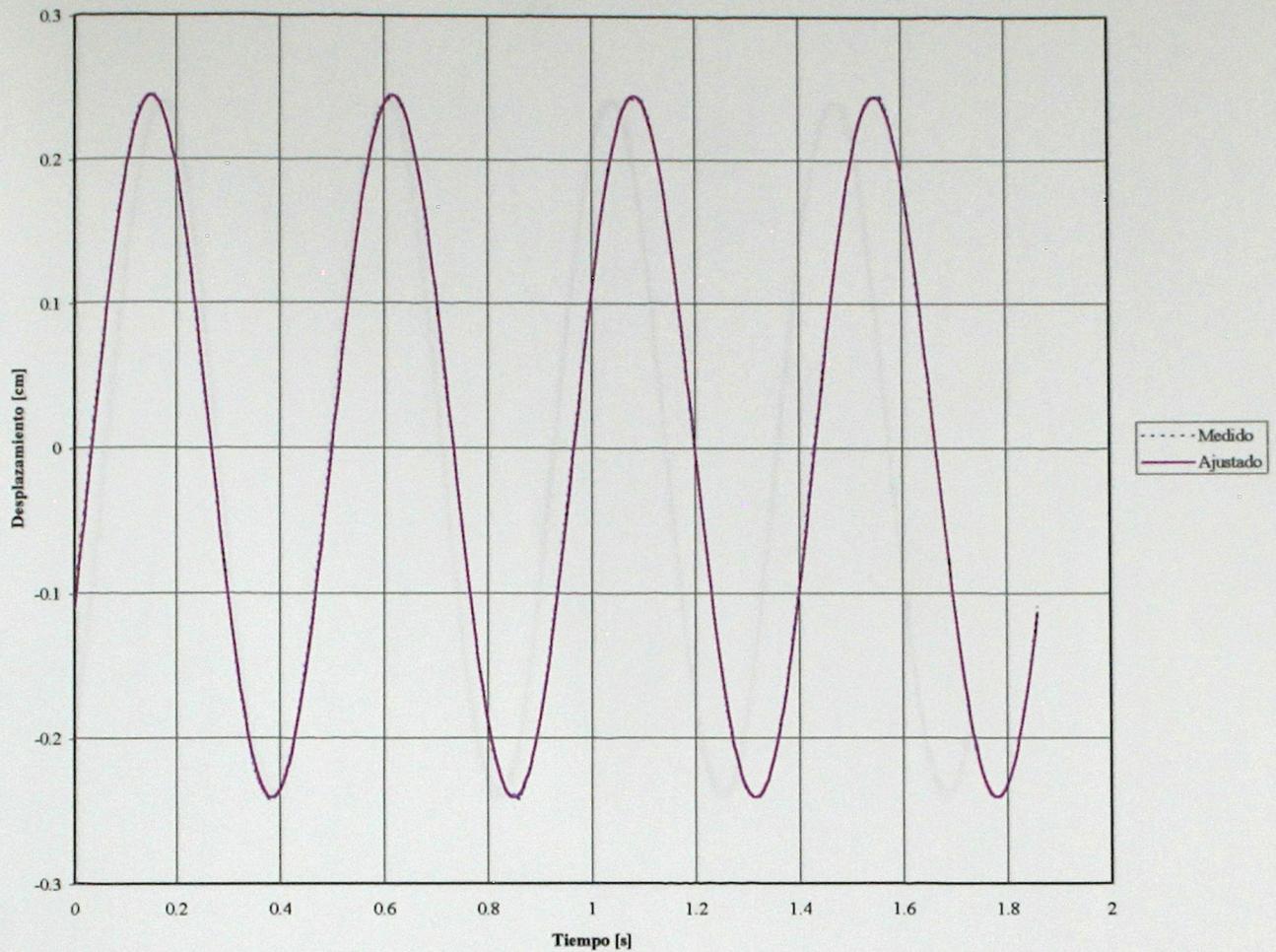


Figura 5.13: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 9, con probeta.

Ensayo 9: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 50 V).

$A = 0.243$ [cm] (40.5 %)

$f = 2.150$ [Hz]

$\phi = 27.748$ [°]

$E = 0.021$

$E_r = 0.0002$

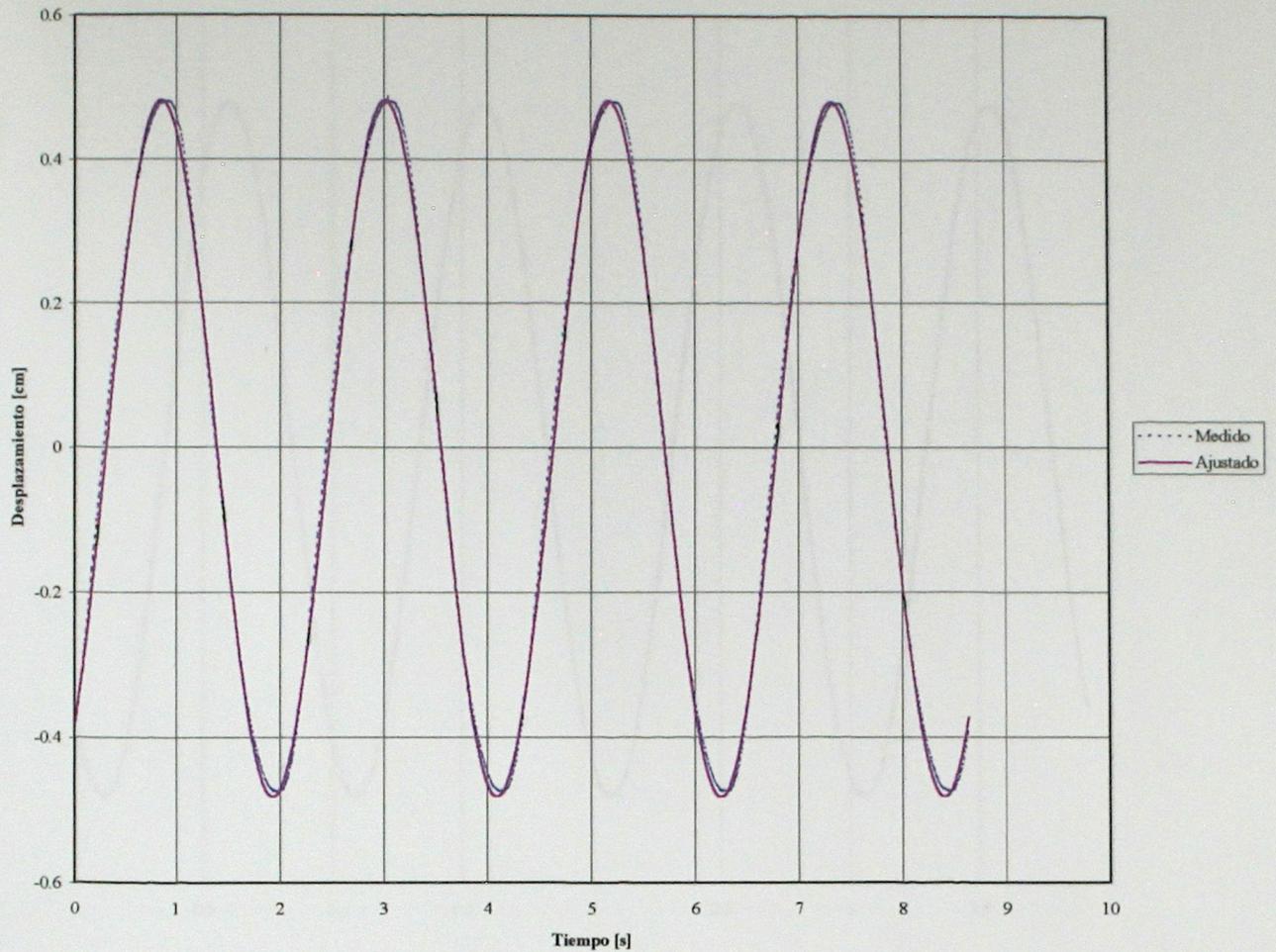


Figura 5.14: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 10, con probeta.

Ensayo 10: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 12.5 V).

$$A = 0.482 \quad [\text{cm}] \quad (80.3 \%)$$

$$f = 0.464 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -306.938 \quad [^\circ]$$

$$E = 0.840$$

$$E_r = 0.002$$

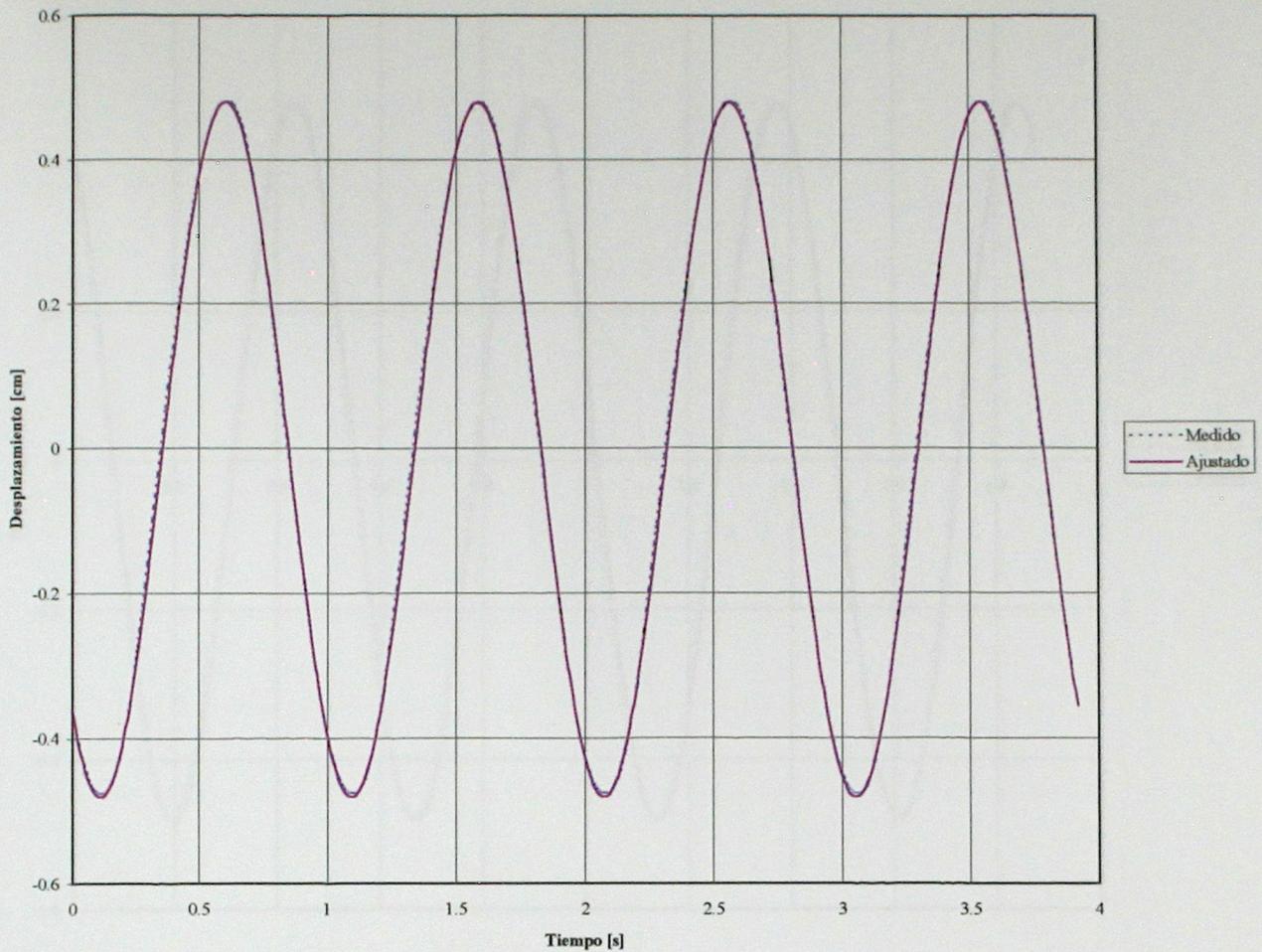


Figura 5.15: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 11, con probeta.

Ensayo 11: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 25 V).

$$A = 0.481 \quad [\text{cm}] \quad (80.2 \%)$$

$$f = 1.020 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -228.407 \quad [^\circ]$$

$$E = 0.240$$

$$E_r = 0.0005$$

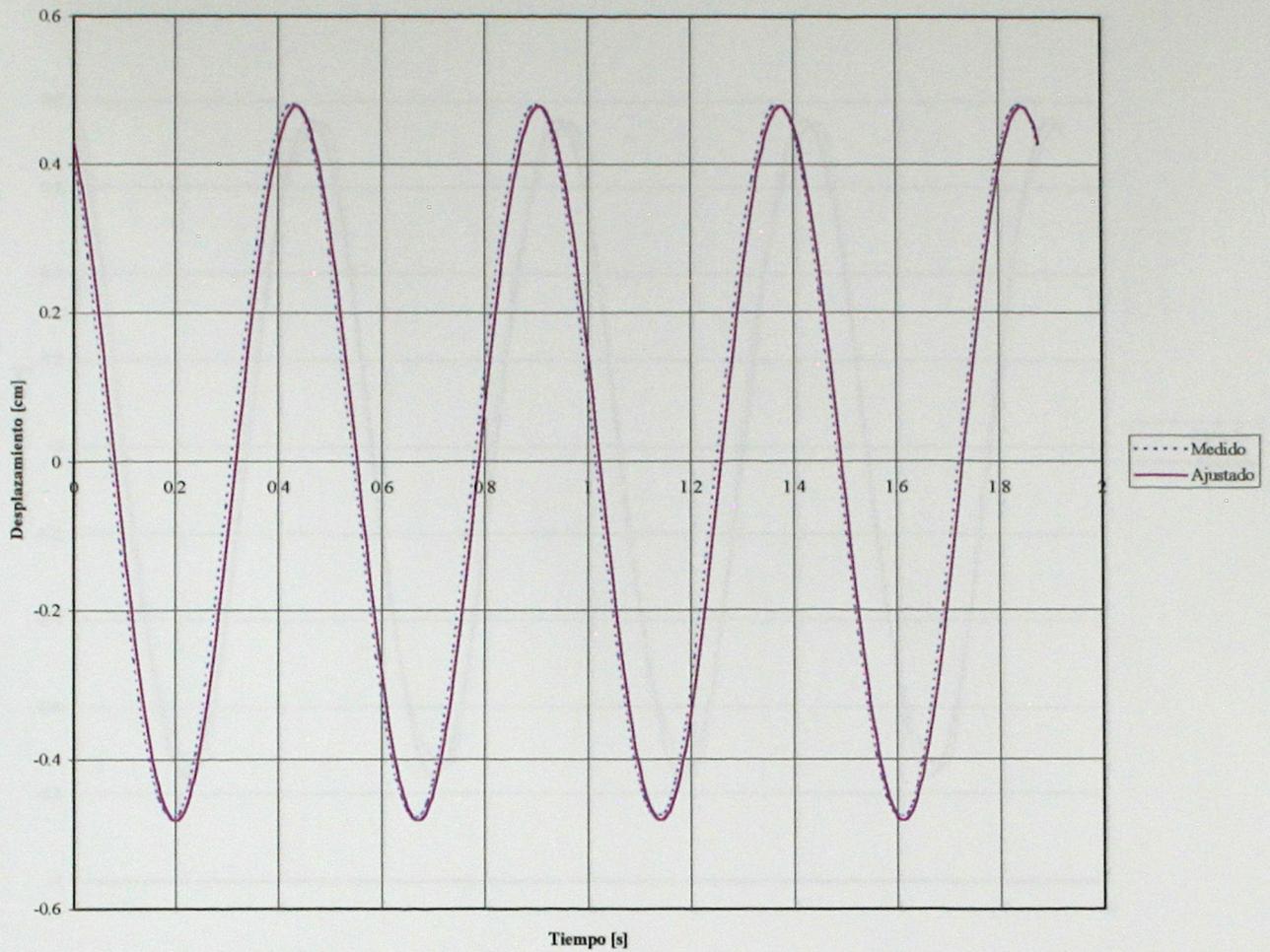


Figura 5.16: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 12, con probeta.

Ensayo 12: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 50 V).

$$A = 0.480 \quad [\text{cm}] \quad (80.0 \%)$$

$$f = 2.128 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -116.110 \quad [^\circ]$$

$$E = 1.071$$

$$E_r = 0.002$$

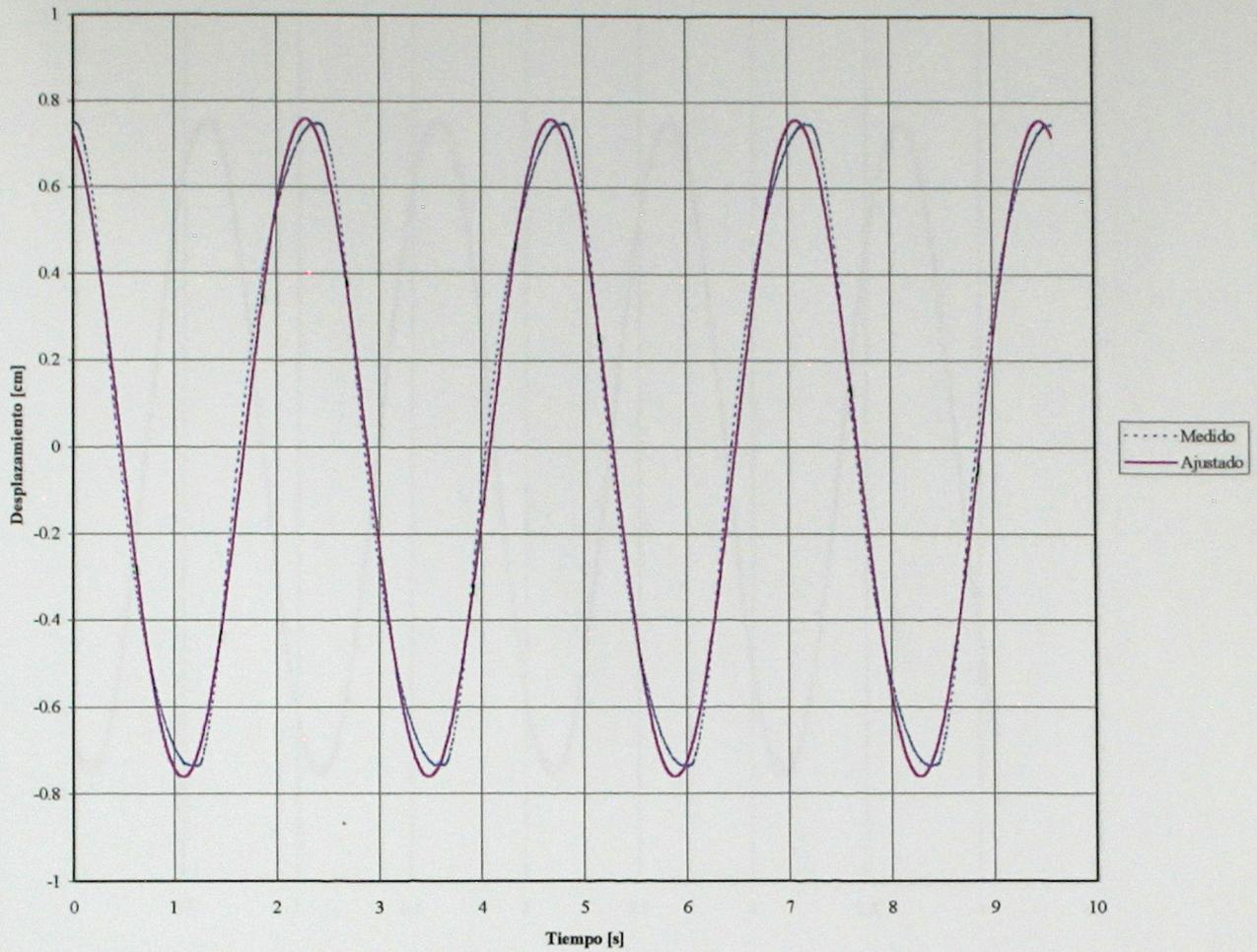


Figura 5.17: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 13, con probeta.

Ensayo 13: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 12.5 V).

$$A = 0.760 \quad [\text{cm}] \quad (126.7 \%)$$

$$f = 0.417 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -106.520 \quad [^\circ]$$

$$E = 8.526$$

$$E_r = 0.007$$

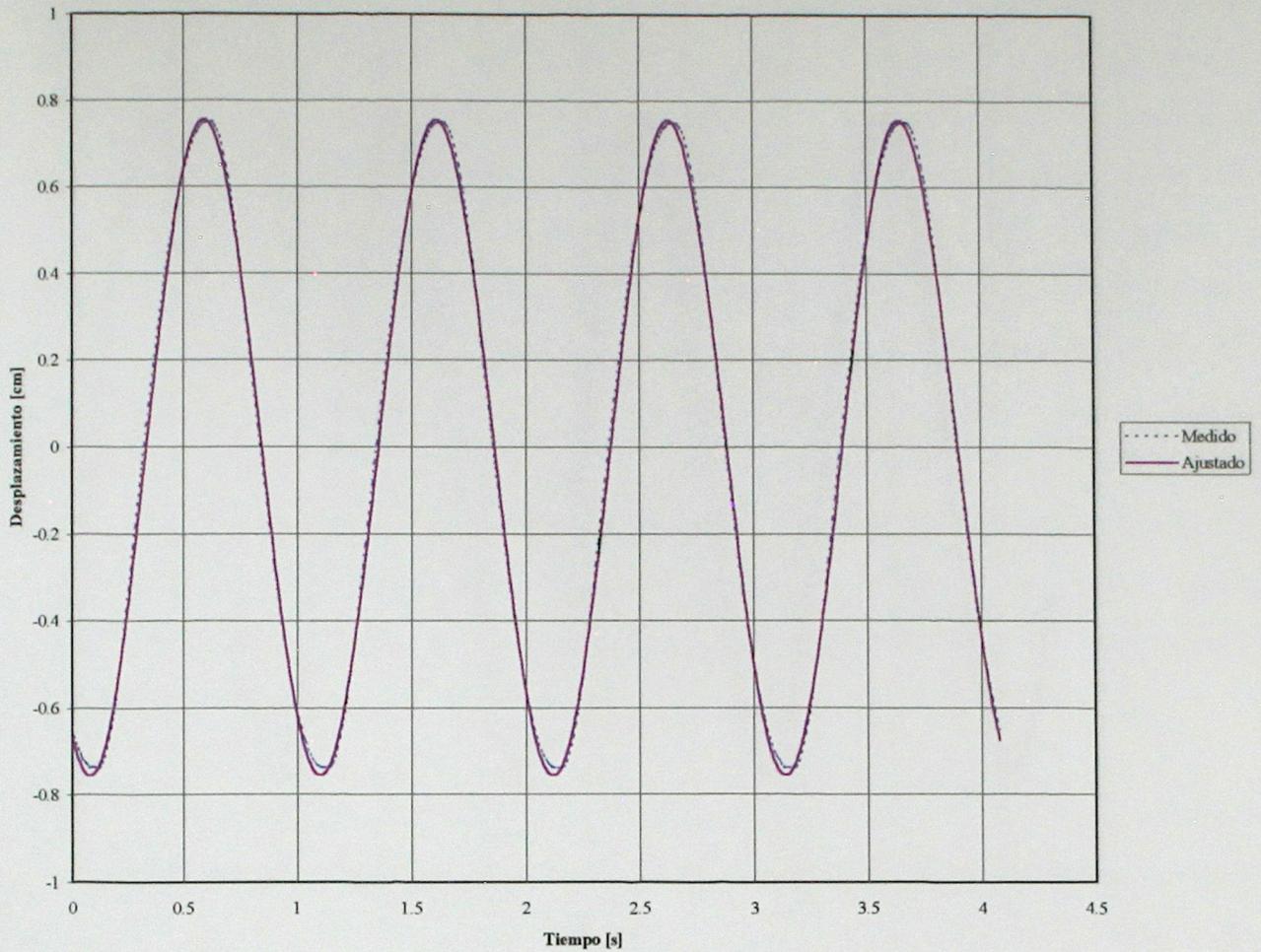


Figura 5.18: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 14, con probeta.

Ensayo 14: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 25 V).

$$A = 0.756 \quad [\text{cm}] \quad (126.0 \%)$$

$$f = 0.982 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = -240.912 \quad [^\circ]$$

$$E = 1.613$$

$$E_r = 0.001$$

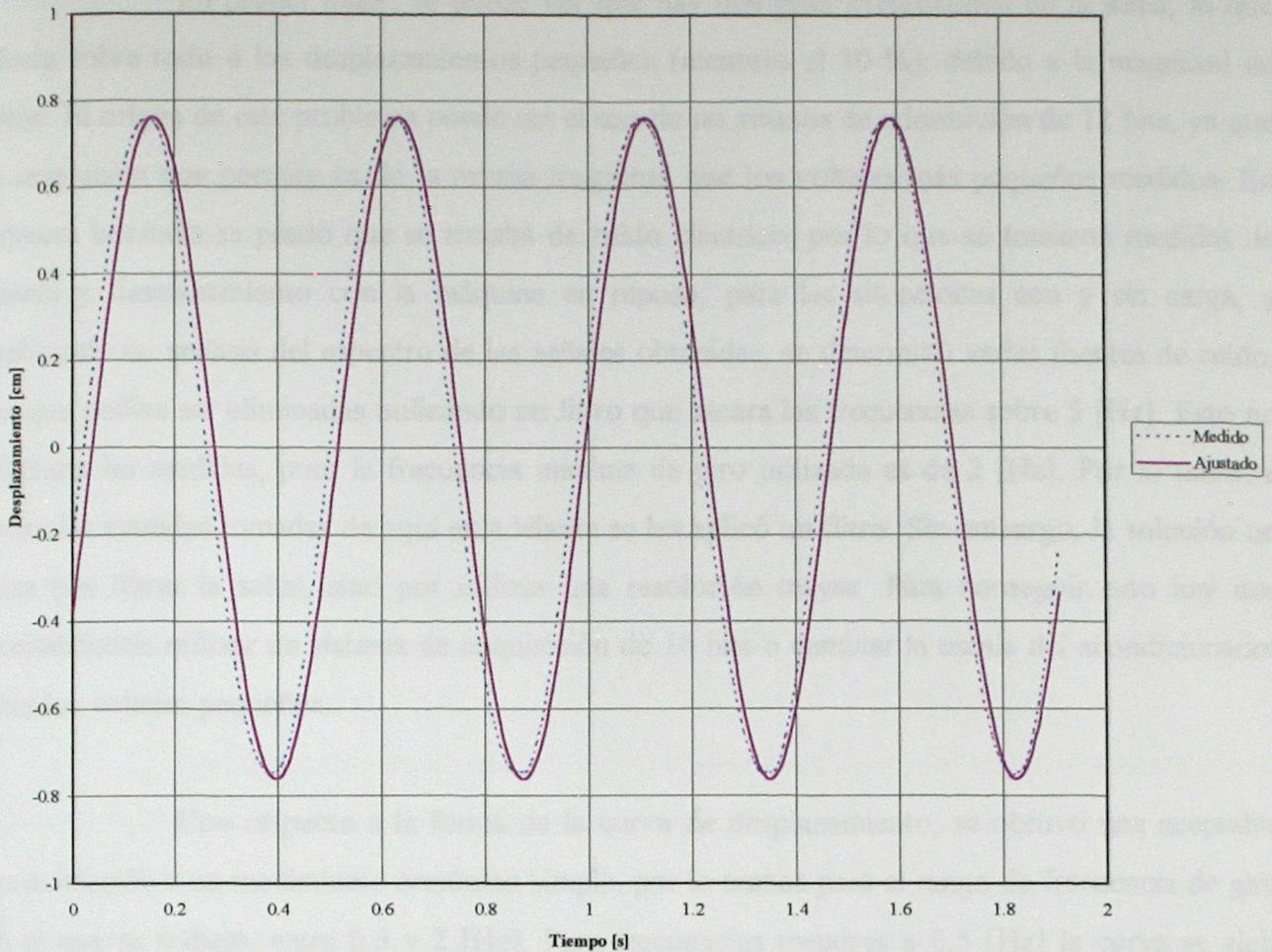


Figura 5.19: Comparación entre el desplazamiento medido y la curva ajustada. Ensayo 15, con probeta.

Ensayo 15: Parámetros de la sinusoidal ajustada (Voltaje aplicado: 50 V).

$$A = 0.761 \quad [\text{cm}] \quad (126.8 \%)$$

$$f = 2.101 \quad [\text{Hz}]$$

$$\phi = 30.468 \quad [^\circ]$$

$$E = 4.952$$

$$E_r = 0.004$$

En primer lugar, se puede ver que hay una gran irregularidad de la señal, lo que afecta sobre todo a los desplazamientos pequeños (menores al 10 %), debido a la magnitud de estos. El origen de este problema puede ser el uso de un sistema de adquisición de 12 bits, ya que la resolución que permite es de la misma magnitud que los voltajes más pequeños medidos. En primera instancia se pensó que se trataba de ruido eléctrico, por lo que se tomaron medidas de fuerza y desplazamiento con la máquina en reposo, para las situaciones con y sin carga, y realizando un análisis del espectro de las señales obtenidas, se determinó varias fuentes de ruido, las que podían ser eliminadas utilizando un filtro que sacara las frecuencias sobre 5 [Hz]. Esto no afectaría las medidas, pues la frecuencia máxima de giro utilizada es de 2 [Hz]. Por lo tanto, a todas las medidas tomadas de aquí en adelante se les aplicó un filtro. Sin embargo, la solución no pasa por filtrar la señal, sino por utilizar una resolución mayor. Para conseguir esto hay dos posibilidades: utilizar un sistema de adquisición de 16 bits o cambiar la escala del acondicionador para los voltajes pequeños.

Con respecto a la forma de la curva de desplazamiento, se obtuvo una aceptable aproximación a un movimiento armónico simple, por lo menos para el rango de frecuencia de giro en el que se trabajó, entre 0.5 y 2 [Hz]. Para frecuencias menores a 0.5 [Hz] la curva se aleja bastante de la ideal. La razón de esto es que el eje que describe la circunferencia presenta una desviación de la línea vertical. Esta desviación varía su orientación a medida que el eje describe la circunferencia, haciendo que el perfil I que recibe al eje cambie su inclinación, lo que produce un cabeceo de éste, cuyo efecto se hace más notorio cuando el movimiento es más lento. Se trata de un problema de fabricación cuyo origen puede estar en:

- el reductor, que al ser apernado quedó inclinado; la solución es soltar este dispositivo, ubicarlo en su posición correcta y volver a apernarlo;
- el sistema de variación del desplazamiento máximo, si alguna de sus piezas fue perforada con una inclinación; la solución es rehacer todo el sistema o la pieza defectuosa;
- la unión entre el eje de salida del reductor y el sistema de variación de la amplitud, si la pieza fue mal perforada; la solución es rehacer la conexión;
- el orificio de alojamiento del rodamiento, si quedó inclinado; la solución es cambiar el perfil I y el rodamiento.

Esta inclinación del eje tiene como consecuencia otro efecto no contemplado. Para la situación inicial, en que no se ha aplicado ningún giro al sistema de variación del desplazamiento, se tiene una deformación mínima distinta de cero, debido a que la inclinación del eje hace que se produzca un movimiento al poner en funcionamiento la máquina. De acuerdo a las pruebas realizadas este desplazamiento mínimo produce una deformación del orden de un 2%. Por lo tanto, la situación inicial coincide con el mínimo desplazamiento requerido.

Se puede observar en alguna de las figuras anteriores que hay un desfase entre el desplazamiento real y la curva ajustada. Esto se debe a que el ajuste se hizo para el registro completo de 40 segundos y se produce un aumento de la frecuencia durante ese tiempo, causado por el ablandamiento de la goma. Sin embargo, para registros de 10 segundos, este problema ya no es relevante y el ajuste es adecuado.

Los resultados de las pruebas para estudiar la relación que rige el comportamiento del sistema de variación del desplazamiento máximo, muestran que se obtienen desplazamientos menores a los esperados. Se debe consignar que la magnitud del giro aplicado no puede ser controlada absolutamente a voluntad, debido a la forma en que se manipula el mecanismo. Esta incertidumbre significa variaciones del orden de 2.5° en el ángulo girado, las que pueden significar variaciones importantes en el desplazamiento resultante. A través de un análisis teórico se determina que la forma de la curva es sinusoidal. Con las pruebas realizadas con diferentes probetas y un ajuste sinusoidal similar al utilizado para validar la forma de la curva de desplazamiento, se determina la siguiente relación experimental entre el ángulo girado y el desplazamiento resultante:

$$d = 0.986 \times \text{sen}(\theta - 0.965) \text{ cm; } \theta \text{ en } ^\circ$$

y los errores respectivos

$$E = 0.003$$

$$E_r = 0.060\%$$

La figura 5.20 muestra los resultados de estos ensayos y la curva ajustada. Los datos se muestran en la tabla C.1 del Anexo C.

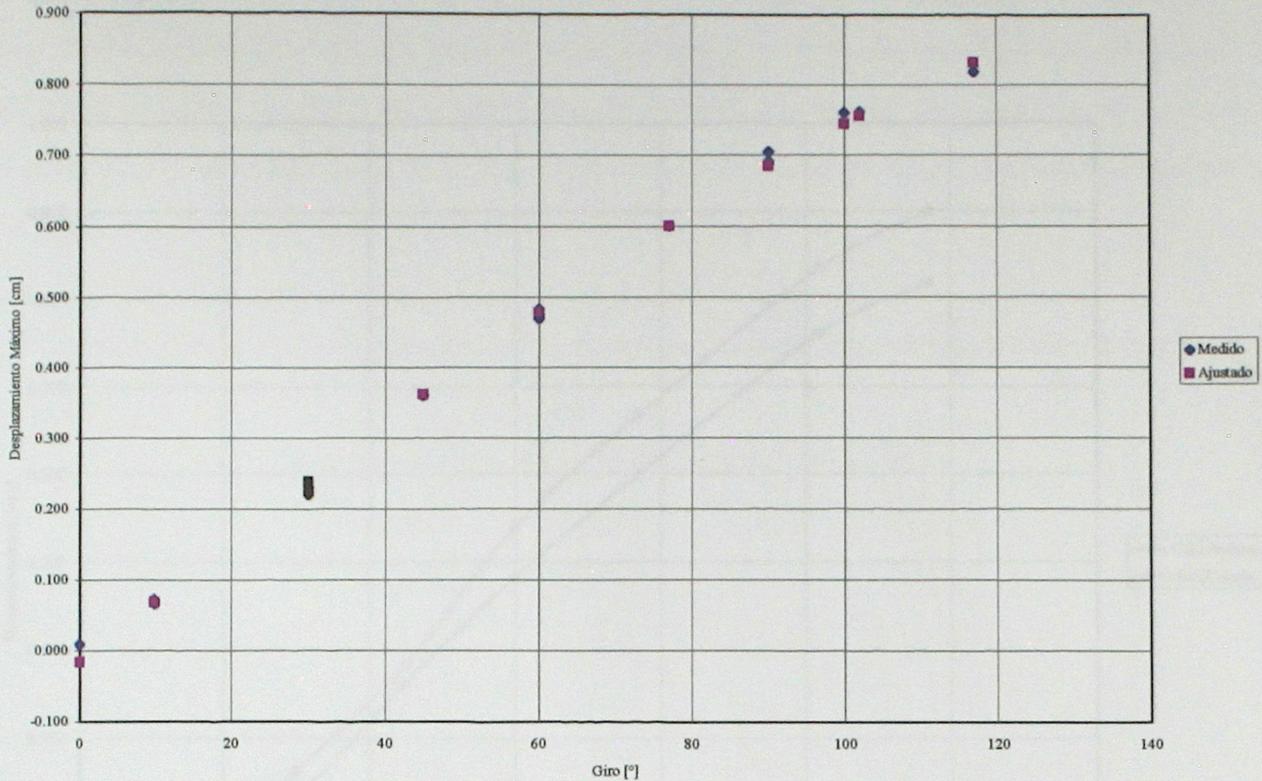


Figura 5.20: Calibración giro aplicado v/s desplazamiento obtenido.

Adicionalmente, para estudiar el efecto de la resistencia de la goma sobre el desplazamiento máximo obtenido, se hacen pruebas consecutivas con y sin probeta, las que se muestran en la figura 5.21 (ver datos en tabla C.2, Anexo C). Los resultados de estos ensayos muestran que se produce una disminución del desplazamiento máximo cuando la probeta está presente. Este efecto hace que la diferencia, para cada giro, con respecto al desplazamiento esperado, sea mayor. Las posibles causas de esta distorsión pueden estar en dos puntos:

- El LVDT no se mantiene en posición horizontal cuando está la probeta, por lo que, al girar, mide desplazamientos menores a los que se registran realmente. Este giro es producto de un efecto local que se produce en el borde de la placa donde se fija el sensor. La reacción de la goma ensayada produce sobre los soportes de la probeta, que están ubicados en el mismo extremo que la fijación del LVDT, un momento que tiende a hacerlos girar, ya que la rigidez de la placa no es suficiente para impedir el giro.

- La celda de carga sufre una deformación con la fuerza que resulta en un desplazamiento menor que el esperado.

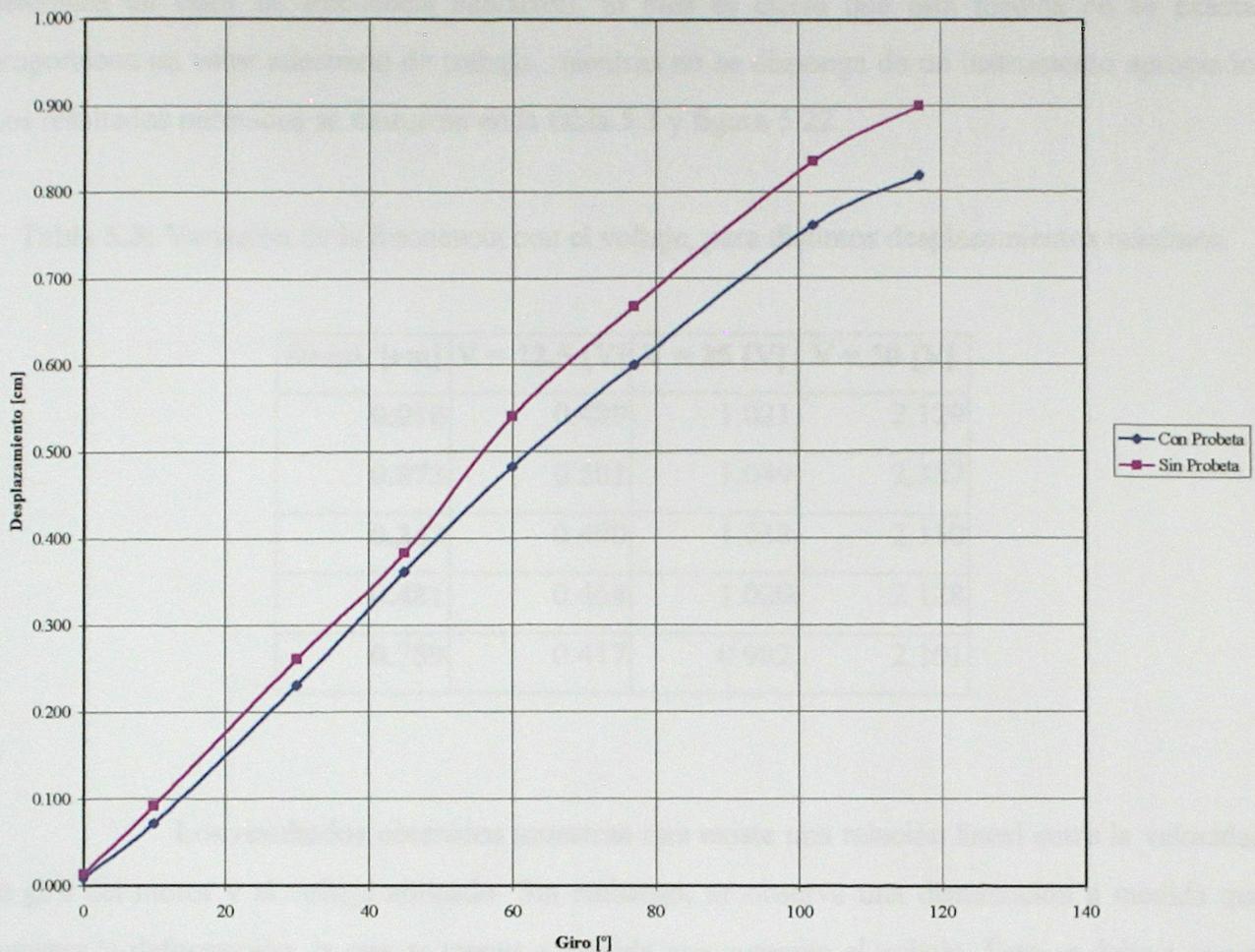


Figura 5.21: Comparación de desplazamientos máximos obtenidos con y sin probeta.

La ecuación de la curva ajustada para el caso sin probeta es:

$$d = 1.063 \times \text{sen}(\theta - 0.069) \text{ cm}; \theta \text{ en } ^\circ$$

y los errores respectivos

$$E = 0.001$$

$$E_r = 0.048\%$$

De acuerdo a los resultados de los ensayos, la diferencia alcanza a ser del orden de 0.1 mm. Las especificaciones de la celda indican que para la carga máxima la celda tiene una deformación menor a este valor. Por lo tanto, se descarta la segunda alternativa.

Debido a que no se dispone de un instrumento que mida dinámicamente la frecuencia, en lugar de determinar el voltaje para el que se obtiene la frecuencia deseada, se hace la operación inversa. Es decir, se toma un voltaje dado y, a través de una regresión sinusoidal, se determina un valor de frecuencia adecuado. Si bien es cierto que esta medida no es exacta, proporciona un valor adecuado de trabajo, mientras no se disponga de un instrumento apropiado. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 5.3 y figura 5.22.

Tabla 5.3: Variación de la frecuencia con el voltaje, para distintos desplazamientos máximos.

Despl. [cm]	V = 12.5 [V]	V = 25 [V]	V = 50 [V]
0.010	0.489	1.021	2.129
0.073	0.501	1.049	2.157
0.243	0.490	1.038	2.150
0.481	0.464	1.020	2.128
0.759	0.417	0.982	2.101

Los resultados obtenidos muestran que existe una relación lineal entre la velocidad de giro del motor y el voltaje aplicado. Sin embargo, se observa una disminución a medida que aumenta la deformación, la que es menor a medida que aumenta el voltaje. Esto se debe a que el motor desarrolla su mayor potencia para su velocidad máxima y la declinación es brusca. Así, al aumentar la deformación aumenta la potencia requerida y, para voltajes menores, el movimiento se hace más irregular, ya que la potencia entregada por el motor es alcanzada por la requerida hasta hacerse insuficiente. La ecuación que representa la relación entre voltaje y frecuencia es de la forma

$$f = a \times V + b$$

- donde f : Frecuencia de giro.
 V : Voltaje aplicado.
 a, b : Coeficientes.

Los resultados de la regresión realizada son los siguientes:

<i>Coefficientes</i>	<i>Valor</i>	<i>Error típico</i>
<i>A</i>	0.0443	0.0004
<i>B</i>	-0.08	0.01

Coeficiente de correlación múltiple	0.99937026
Coeficiente de determinación R ²	0.998740918
R ² ajustado	0.998644065
Error típico	0.03
Observaciones	15

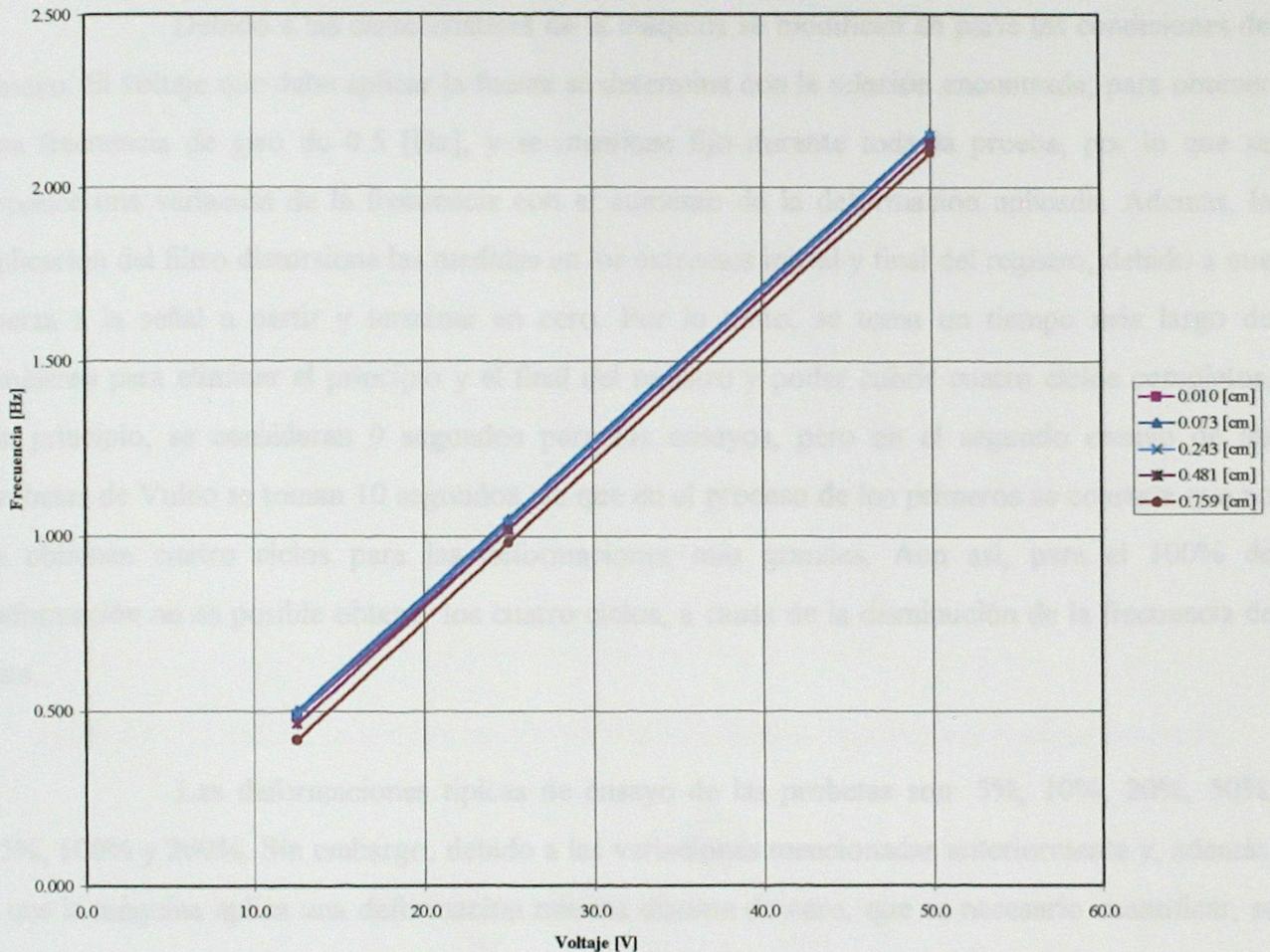


Figura 5.22: Variación de la frecuencia de giro con el voltaje.

La mayor potencia requerida por el aumento de la deformación (debido a la rigidez de la goma) implica, también, una mayor demanda de amperaje. Por lo tanto, la restricción está, además, por el lado de la fuente que se requiere para alimentar el motor. Ésta debe ser capaz de entregar la potencia necesaria para mover la probeta, para los distintos voltajes.

5.4.2. Pruebas Finales.

Físicamente, la máquina es capaz de cubrir el rango de deformación exigido. Sin embargo, la señal de desplazamiento tiene un nivel de irregularidad que altera significativamente las medidas para deformaciones menores al 10 %. Además, el efecto del cabeceo del perfil I se hace notorio, ya que es del mismo orden. Por lo tanto, se utiliza un filtro digital de 8 polos, sobre un registro no decimado de 100 muestras por segundo, que elimina las frecuencias superiores a 5 [Hz], para las señales de ambos sensores.

Debido a las características de la máquina se modifican en parte las condiciones de ensayo. El voltaje que debe aplicar la fuente se determina con la relación encontrada, para obtener una frecuencia de giro de 0.5 [Hz], y se mantiene fijo durante toda la prueba, por lo que se produce una variación de la frecuencia con el aumento de la deformación aplicada. Además, la aplicación del filtro distorsiona las medidas en los extremos inicial y final del registro, debido a que fuerza a la señal a partir y terminar en cero. Por lo tanto, se toma un tiempo más largo de muestreo para eliminar el principio y el final del registro y poder cubrir cuatro ciclos completos. En principio, se consideran 9 segundos para los ensayos, pero en el segundo ensayo de las probetas de Vulco se toman 10 segundos, ya que en el proceso de los primeros se constata que no se obtienen cuatro ciclos para las deformaciones más grandes. Aun así, para el 100% de deformación no es posible obtener los cuatro ciclos, a causa de la disminución de la frecuencia de giro.

Las deformaciones típicas de ensayo de las probetas son: 5%, 10%, 20%, 50%, 75%, 100% y 200%. Sin embargo, debido a las variaciones mencionadas anteriormente y, además, a que la máquina aplica una deformación mínima distinta de cero, que es necesario cuantificar, se decide entonces ensayar la siguiente secuencia de deformación para todas las probetas: porcentaje mínimo, 5%, 10%, 20%, 50%, 75%, 100% y 200%.

Al realizar las pruebas, se constata que con ninguna de las probetas se puede alcanzar el 200 % nominal, por lo que se cambia este porcentaje por el 150%. Aun así, para las probetas de G más alto, tampoco es posible alcanzar este valor, por lo que, en esos casos, se llega sólo hasta el 120 % real.

La dispersión de los valores de desplazamiento máximo con respecto a los nominales esperados es importante, alcanzando diferencias de hasta un 36 % al considerar todas los ensayos juntos y un 90 % al considerar los resultados por probetas del mismo origen, como se puede ver en las tablas 5.4 a 5.8 (los resultados por probeta se muestran en las tablas C.3 a C.6 en el Anexo C). El problema se produce porque en el momento de realizar el giro para variar el desplazamiento, se impide el movimiento del eje del motor sujetando manualmente el acoplamiento entre este y el reductor, por lo que es imposible conseguir el mismo ángulo girado siempre. Además, se observa que, en general, los desplazamientos obtenidos son mayores que los esperados, lo que indica que la calibración está distorsionada.

Tabla 5.4: Variación de la deformación promedio obtenida respecto a la nominal esperada.

Probetas Disipadores.

Def. Esperada	Promedio	Diferencia
[%]	[%]	[%]
2	2.7	36.03
5	7.9	58.45
10	11.8	17.76
20	20.8	3.84
50	55.3	10.69
75	84.5	12.71
100	111.0	11.04
150	176.2	17.45

Tabla 5.5: Variación de la deformación promedio obtenida respecto a la nominal esperada.

Probetas Ferrocuacho.

Def. Esperada	Promedio	Diferencia
[%]	[%]	[%]
2	2.6	27.83
5	6.9	37.19
10	11.0	9.52
20	21.1	5.63
50	52.6	5.27
75	82.2	9.64
100	112.2	12.22

Tabla 5.6: Variación de la deformación promedio obtenida respecto a la nominal esperada.

Probetas Vulco (26/05/95), primer ensayo.

Def. Esperada	Promedio	Diferencia
[%]	[%]	[%]
2	1.9	6.93
5	6.3	26.96
10	10.2	2.13
20	20.3	1.71
50	51.0	2.08
75	81.5	8.67
100	111.3	11.31

Tabla 5.7: Variación de la deformación promedio obtenida respecto a la nominal esperada.

Probetas Vulco (26/05/95), segundo ensayo.

Def. Esperada	Promedio	Diferencia
[%]	[%]	[%]
2	3.8	89.93
5	3.2	35.01
10	6.1	39.45
20	15.4	22.77
50	46.9	6.21
75	77.8	3.76
100	107.4	7.44

Tabla 5.8: Variación de la deformación promedio obtenida respecto a la nominal esperada.

Total de las pruebas.

Def. Esperada	Promedio	Diferencia
[%]	[%]	[%]
2	2.7	36.03
5	6.2	23.07
10	9.8	1.58
20	19.6	2.24
50	51.6	3.14
75	81.6	8.77
100	110.6	10.63
150	176.2	17.45

Con respecto a la reproducibilidad de las medidas, se realizaron ensayos sucesivos a la probeta 1 del grupo proveniente de los disipadores (ver figuras 5.23 y 5.24). Los resultados de estas pruebas muestran que las curvas obtenidas, prácticamente, se superponen una sobre otra, lo que indica que los resultados obtenidos con la máquina son reproducibles.

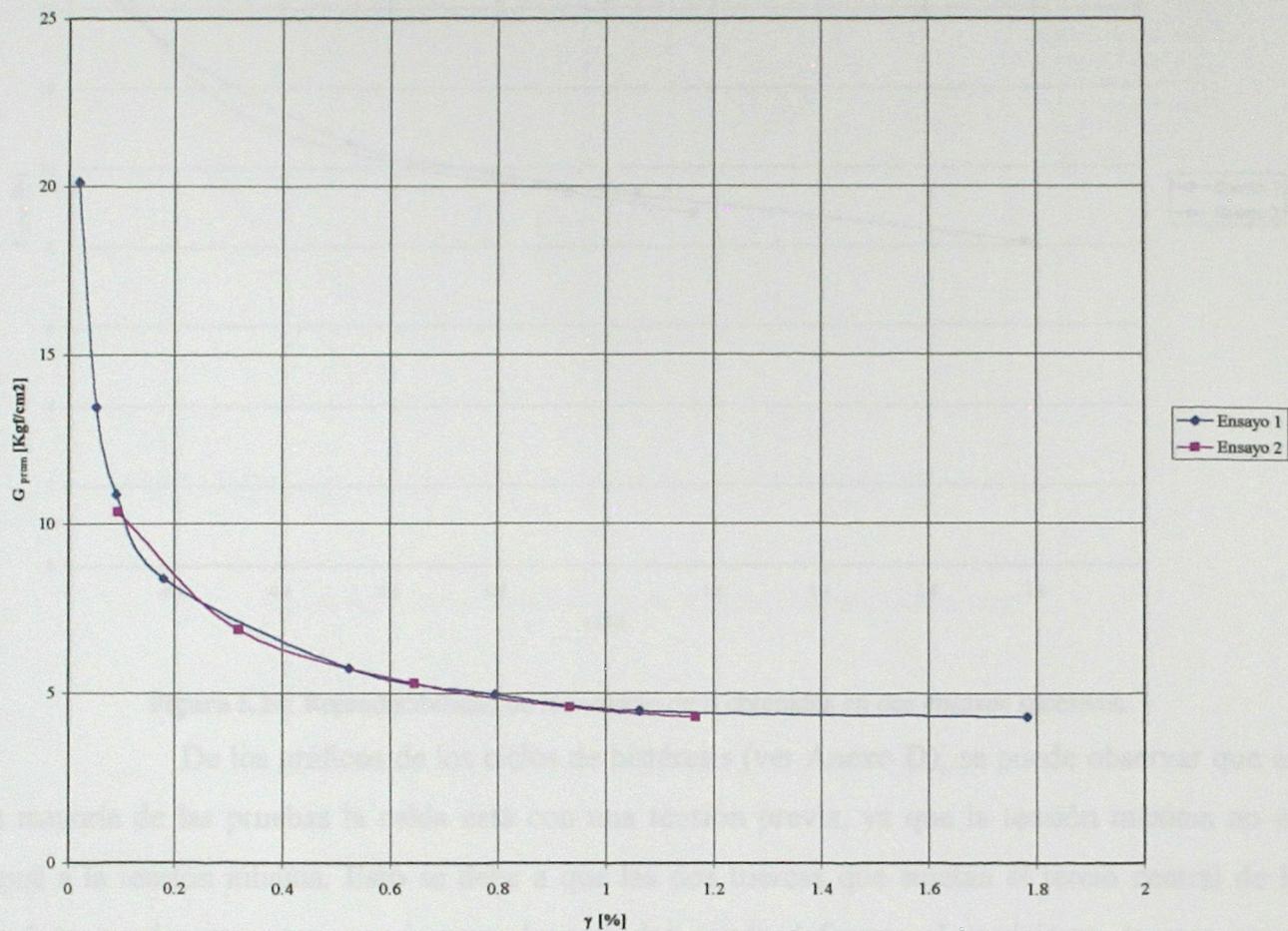


Figura 5.23: Reproducibilidad de los valores de G obtenidos en dos ensayos sucesivos.

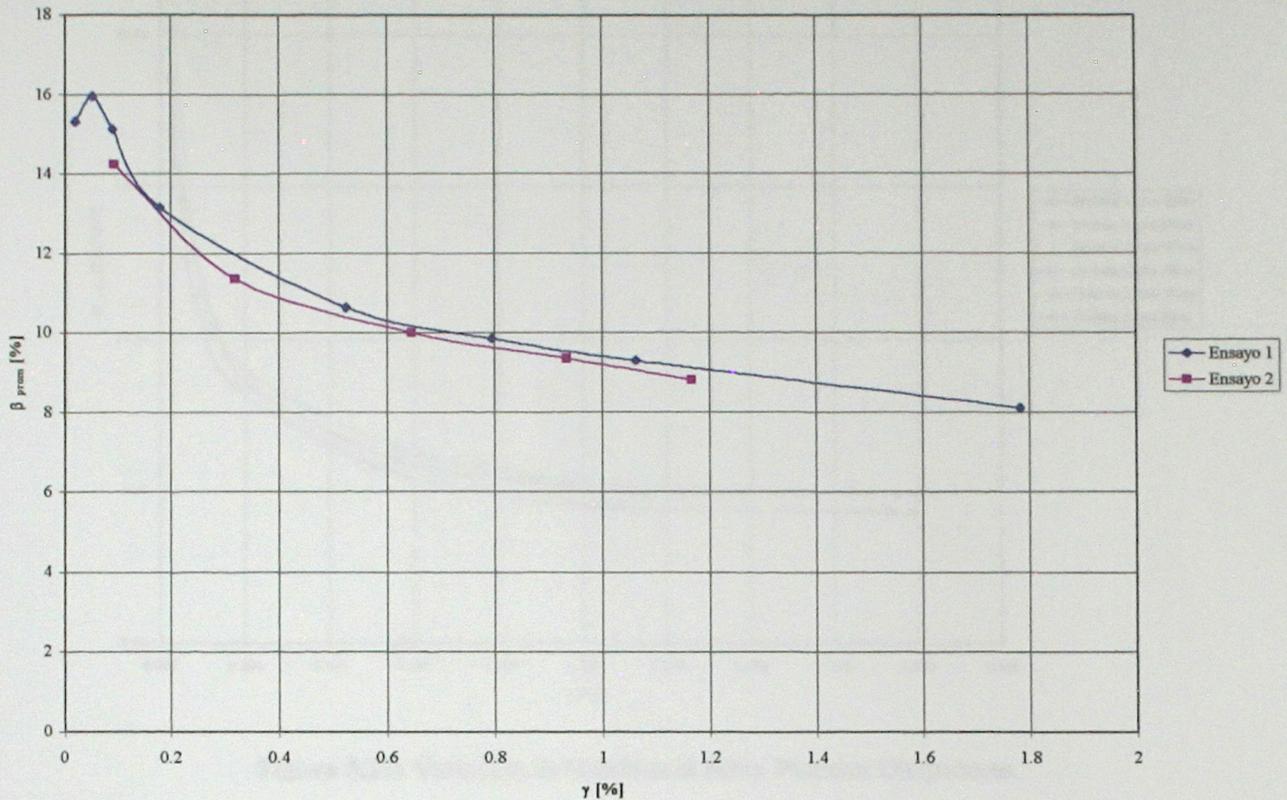


Figura 5.24: Reproducibilidad de los valores de β obtenidos en dos ensayos sucesivos.

De los gráficos de los ciclos de histéresis (ver Anexo D), se puede observar que en la mayoría de las pruebas la celda está con una tensión previa, ya que la tensión máxima no es igual a la tensión mínima. Esto se debe a que las dos tuercas que sujetan el tercio central de la probeta pueden moverse, por lo que al apretarlas puede deformar al espécimen, lo que causa esfuerzos que son detectados por la celda, pero no generan deformaciones sensibles para el LVDT. Este efecto no puede ser eliminado mediante técnicas matemáticas, debido a que es una condición mecánica del sistema, por lo que su supresión implicaría falsear los datos. Por lo tanto, es necesario cuidar especialmente, en futuras mediciones, el posicionamiento de la probeta.

El efecto del filtro sobre la representatividad de los resultados es poco importante, sobre todo para deformaciones mayores al 10% (ver figuras 5.25 a 5.32). En ese caso, los valores determinados a partir de los datos con y sin filtro, presentan una diferencia menor al 2 % en promedio, siendo en general inferior al 1% (ver tablas en Anexo C). Por lo tanto, puede utilizarse sin problemas.

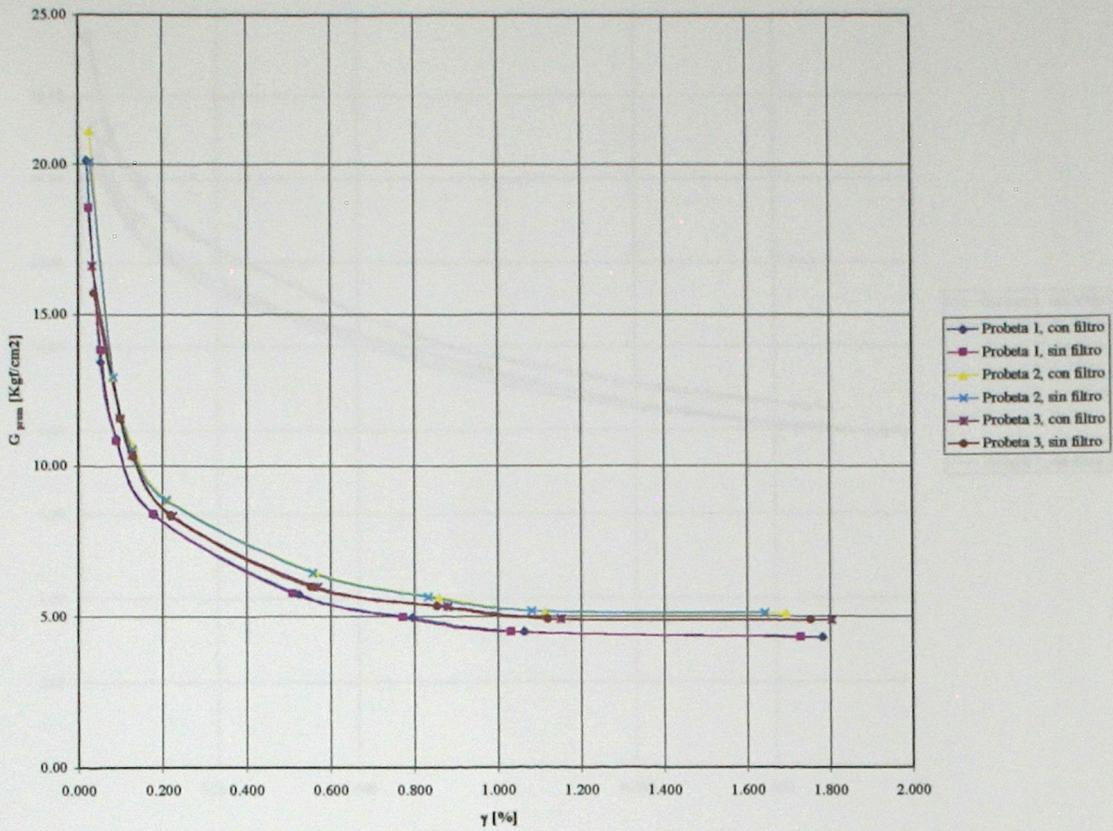


Figura 5.25: Variación de G debida al filtro. Probetas Disipadores.

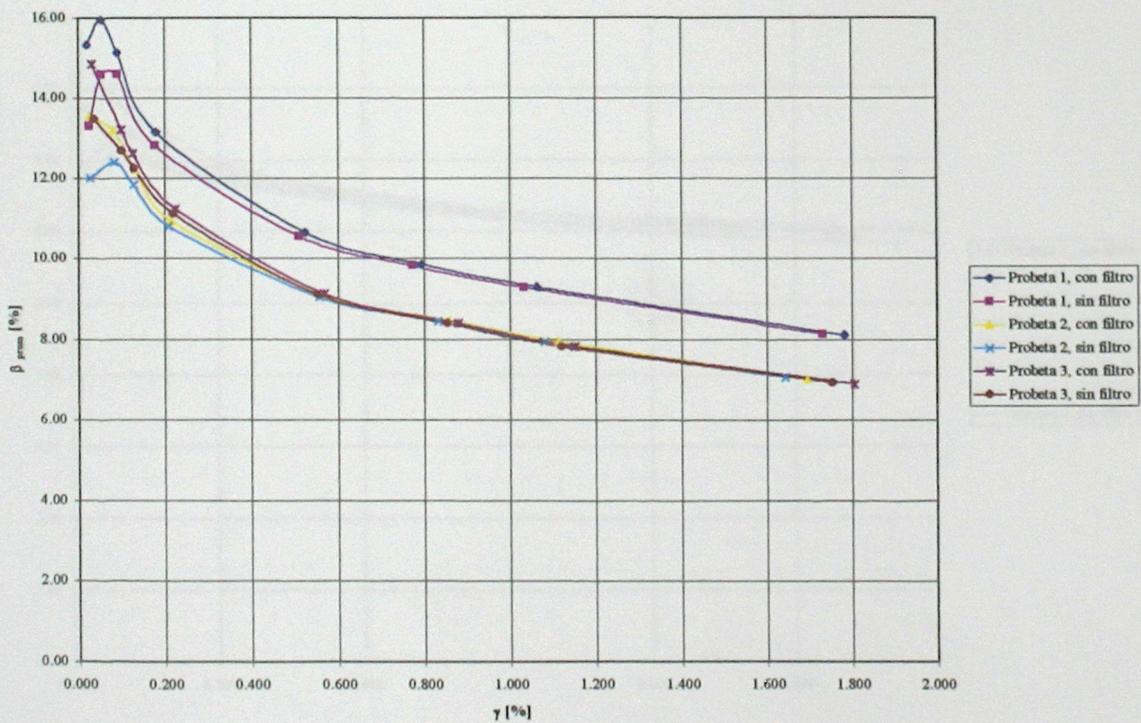


Figura 5.26: Variación de β debida al filtro. Probetas Disipadores.

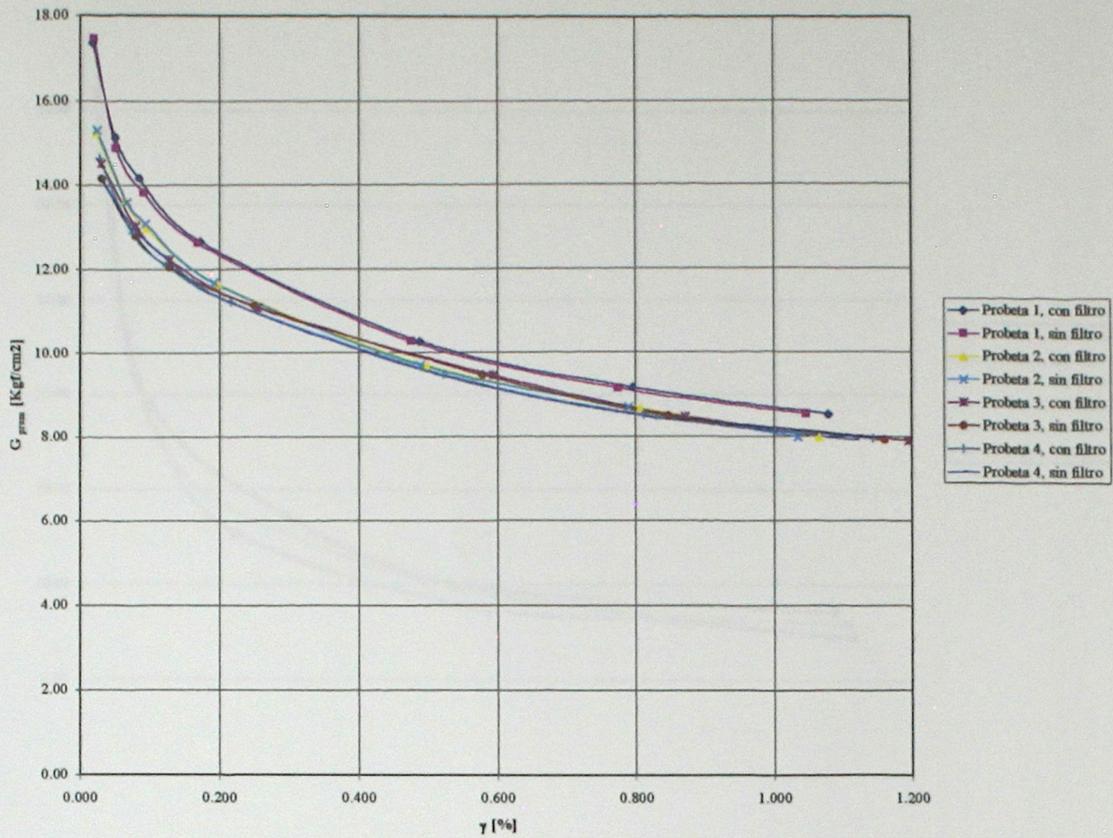


Figura 5.27: Variación de G debida al filtro. Probetas Ferrocaucho.

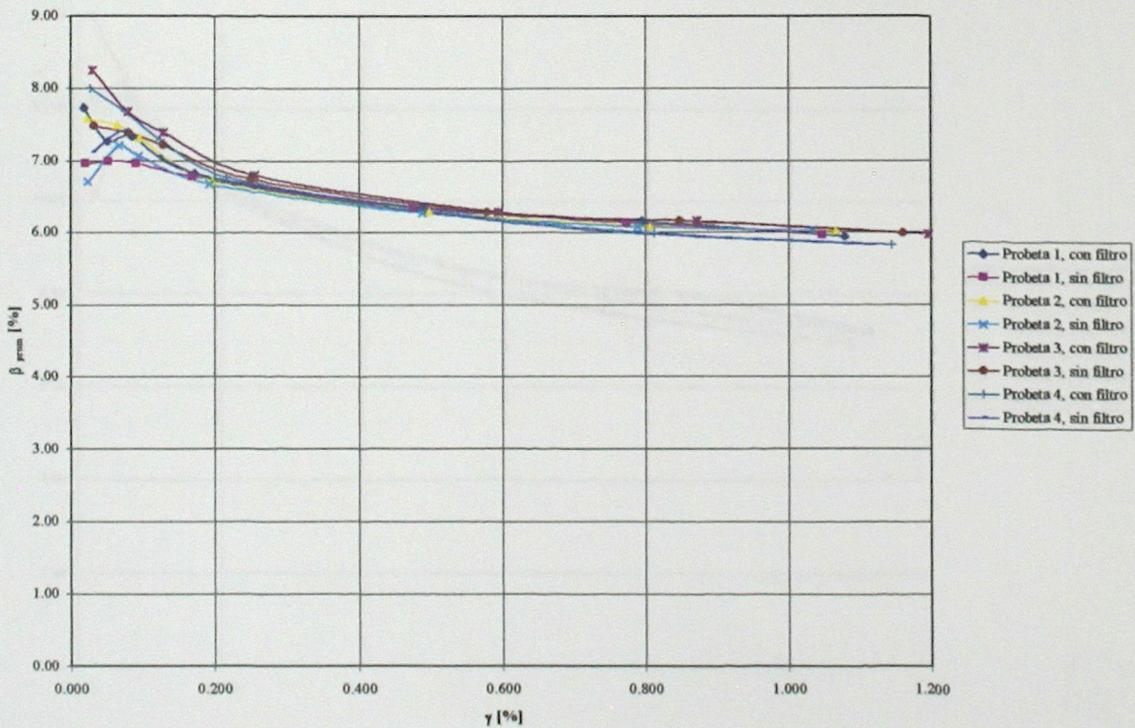


Figura 5.28: Variación de β debida al filtro. Probetas Ferrocaucho.

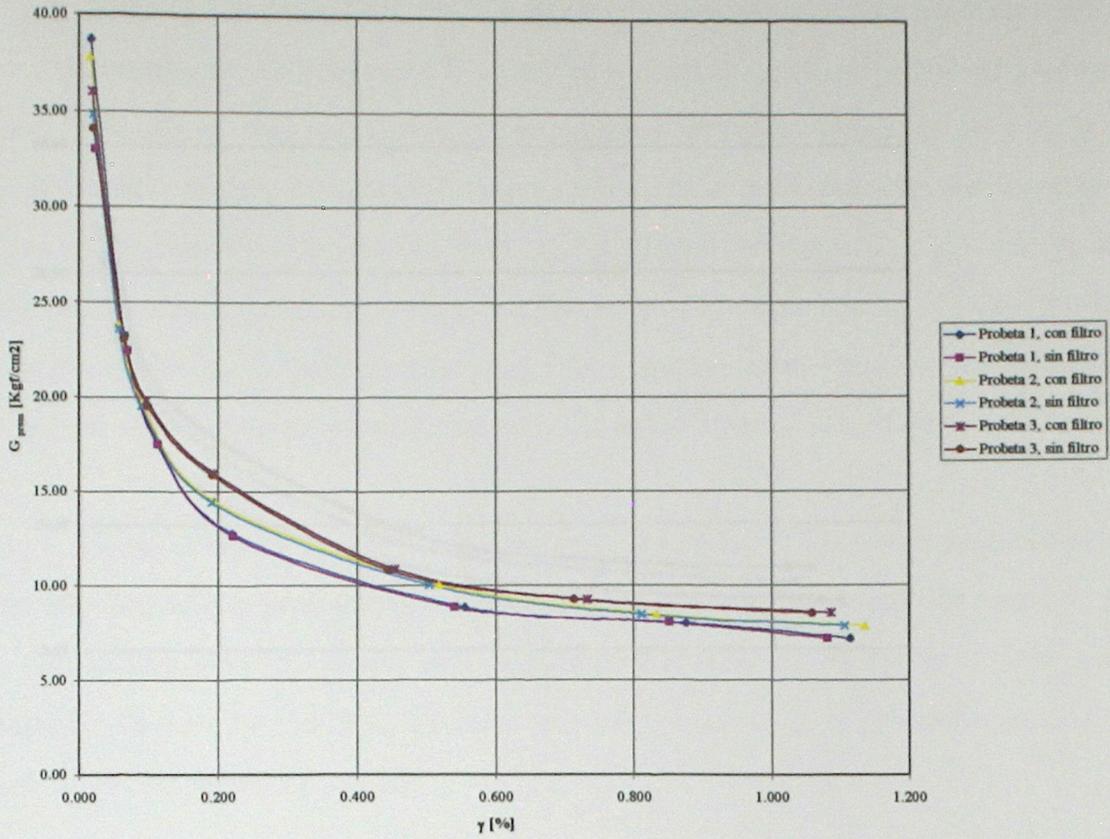


Figura 5.29: Variación de G debida al filtro. Probetas Vulco, primer ensayo.

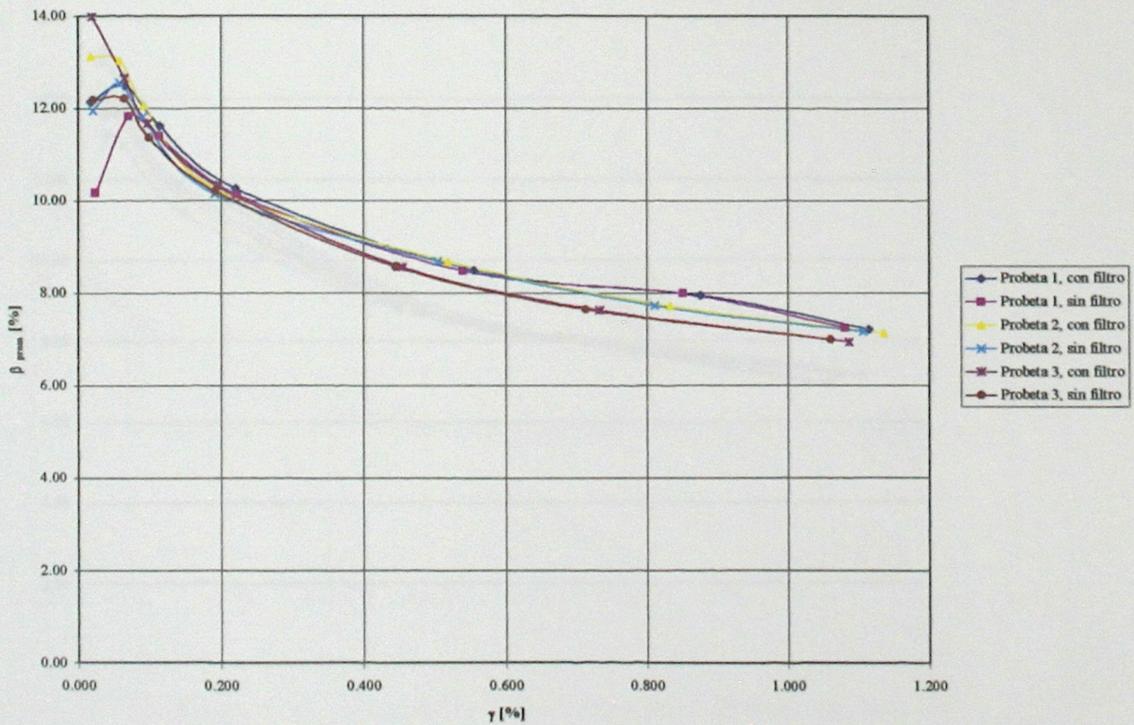


Figura 5.30: Variación de β debida al filtro. Probetas Vulco, primer ensayo.

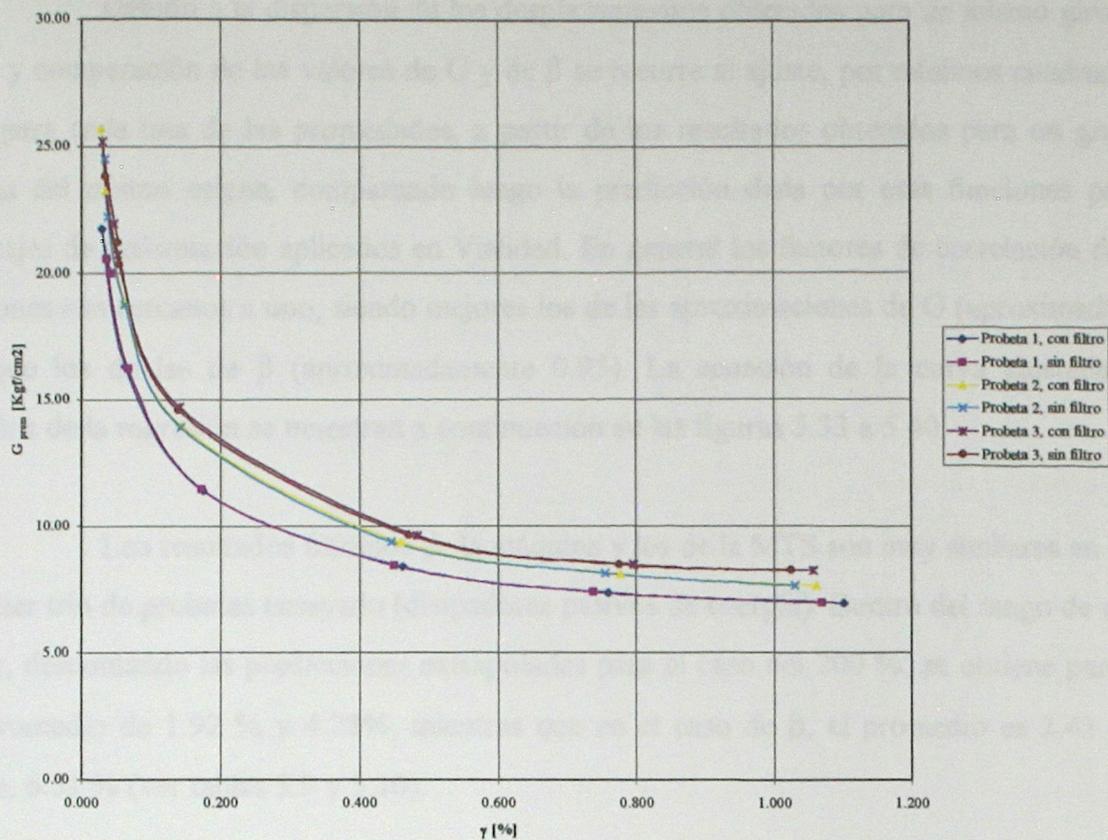


Figura 5.31: Variación de G debida al filtro. Probetas Vulco, segundo ensayo.

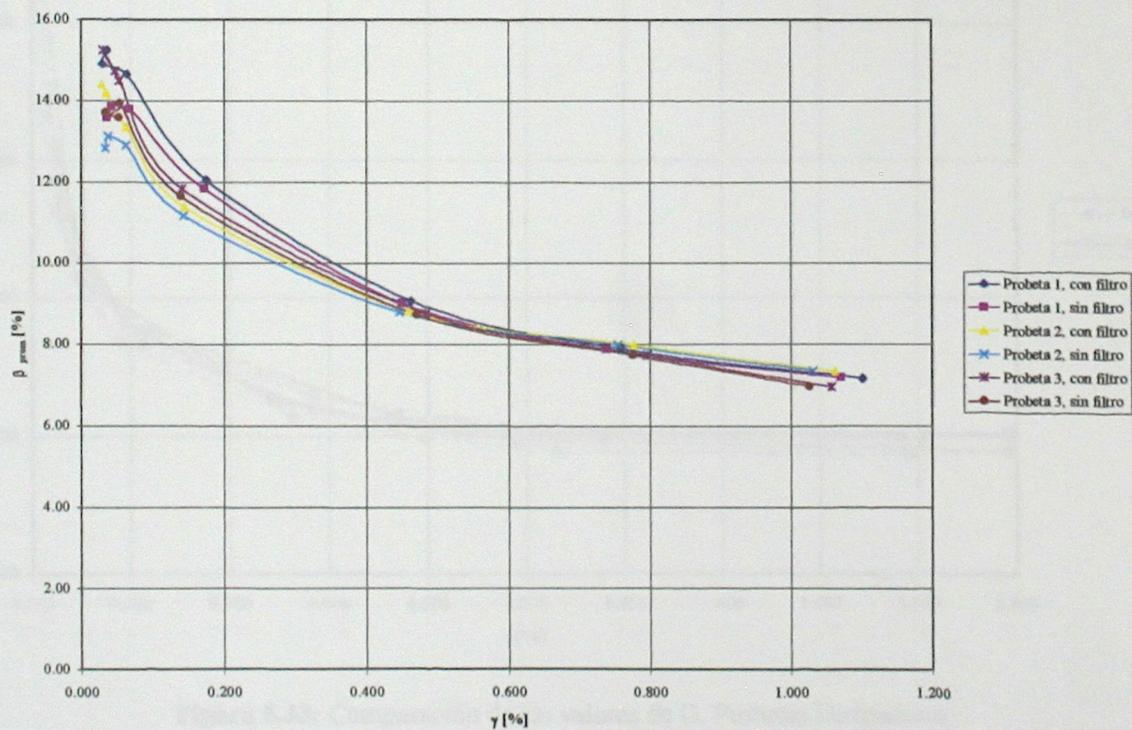


Figura 5.32: Variación de β debida al filtro. Probetas Vulco, segundo ensayo.

Debido a la dispersión de los desplazamientos obtenidos para un mismo giro, en el análisis y comparación de los valores de G y de β se recurre al ajuste, por mínimos cuadrados, de curvas para cada una de las propiedades, a partir de los resultados obtenidos para un grupo de probetas del mismo origen, comparando luego la predicción dada por esas funciones para los porcentajes de deformación aplicados en Vialidad. En general los factores de correlación de estas regresiones son cercanos a uno, siendo mejores los de las aproximaciones de G (aproximadamente 0.98) que los de las de β (aproximadamente 0.95). La ecuación de la curva ajustada y los resultados de la regresión se muestran a continuación de las figuras 5.33 a 5.40.

Los resultados filtrados de la máquina y los de la MTS son muy similares en el caso del primer trío de probetas ensayado (disipadores pasivos de energía). Dentro del rango de ensayo, es decir, descontando las predicciones extrapoladas para el caso del 200 %, se obtiene para G un error promedio de 1.92 % y 4.28%, mientras que en el caso de β , el promedio es 2.43 % y el máximo, 6.51 % (ver tablas 5.9 y 5.10).

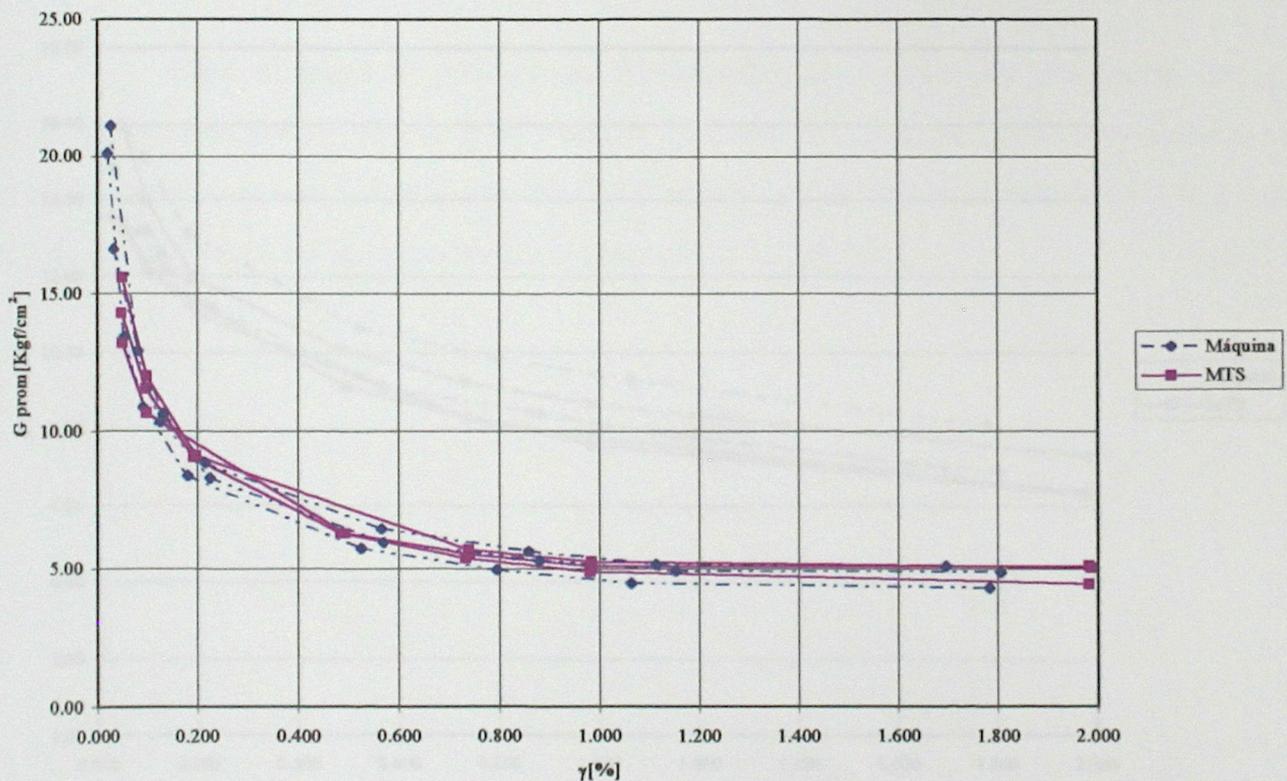


Figura 5.33: Comparación de los valores de G . Probetas Disipadores.

$$G = 5.167 \times \gamma^{-0.346}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.986358154
Coefficiente de determinación R ²	0.972902408
R ² ajustado	0.9716707
Error típico	0.08
Observaciones	24

Tabla 5.9: Comparación de los resultados de G predichos con los obtenidos en la MTS.
Probetas Disipadores.

Resultados Vialidad						
γ	G Prob. 1	G Prob. 2	G Prob. 3	G Promedio	G máquina	Diferencia
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]				
5	14.30	15.60	13.21	14.37	14.55	1.27
10	11.53	12.01	10.66	11.40	11.45	0.47
20	9.04	9.13	-	9.09	9.01	0.83
50	6.29	-	6.30	6.30	6.57	4.28
75	5.38	5.70	5.52	5.53	5.71	3.18
100	4.90	5.27	5.10	5.09	5.17	1.48
200	4.46	5.05	5.11	4.87	4.07	16.54

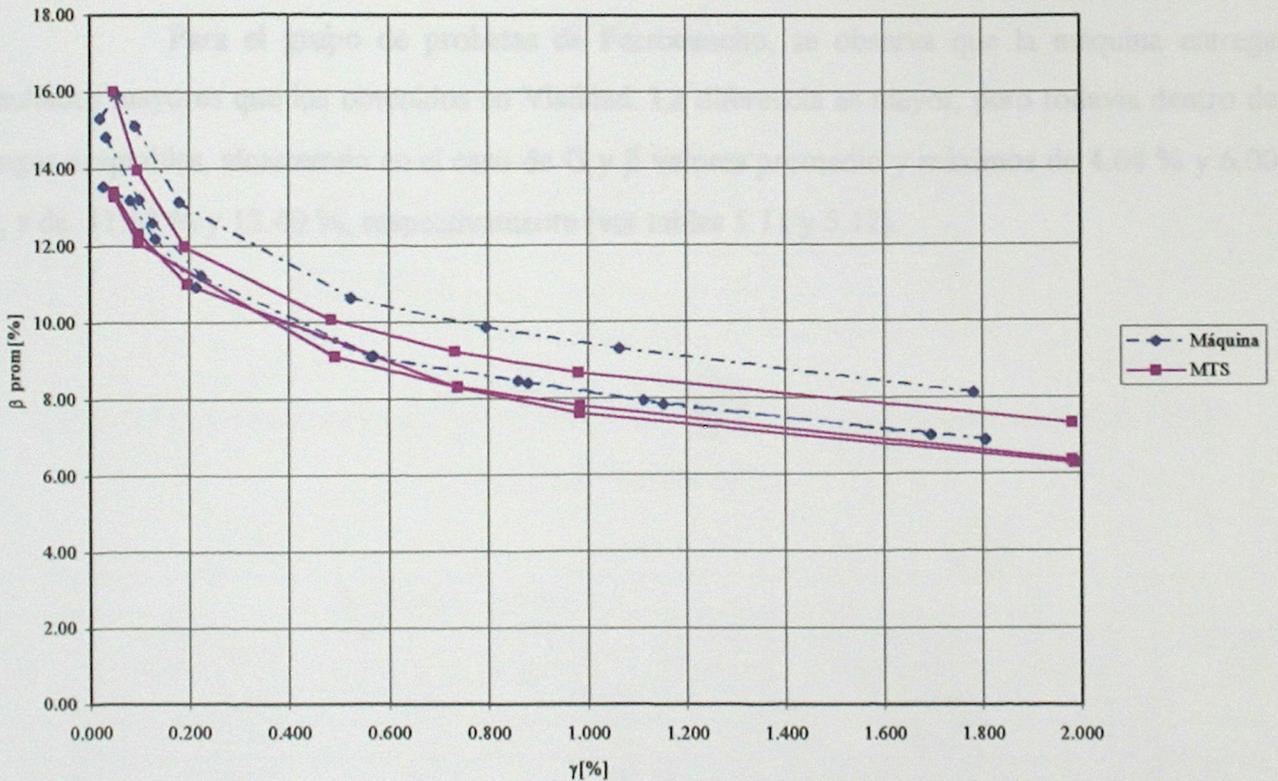


Figura 5.34: Comparación de los valores de β . Probetas Disipadores.

$$\beta = 8.541 \times \gamma^{-0.176}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.946225053
Coefficiente de determinación R ²	0.89534185
R ² ajustado	0.890584662
Error típico	0.09
Observaciones	24

Tabla 5.10: Comparación de los resultados de β predichos con los obtenidos en la MTS.

Probetas Disipadores.

Resultados Vialidad						
γ	β Prob. 1	β Prob. 2	β Prob. 3	β Promedio	β máquina	Diferencia
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
5	16.01	13.42	13.29	14.24	14.48	1.65
10	13.97	12.33	12.10	12.80	12.81	0.11
20	11.98	11.00		11.49	11.34	1.32
50	10.06		9.10	9.58	9.65	0.71
75	9.23	8.30	8.32	8.62	8.99	4.28
100	8.66	7.60	7.80	8.02	8.54	6.51
200	7.32	6.30	6.35	6.66	7.56	13.53

Para el grupo de probetas de Ferrocachaço, se observa que la máquina entrega resultados mayores que los obtenidos en Vialidad. La diferencia es mayor, pero todavía dentro de rangos aceptables, alcanzando en el caso de G y β valores promedio y máximos de 4.64 % y 6.00 %, y de 11.63 % y 12.40 %, respectivamente (ver tablas 5.11 y 5.12).

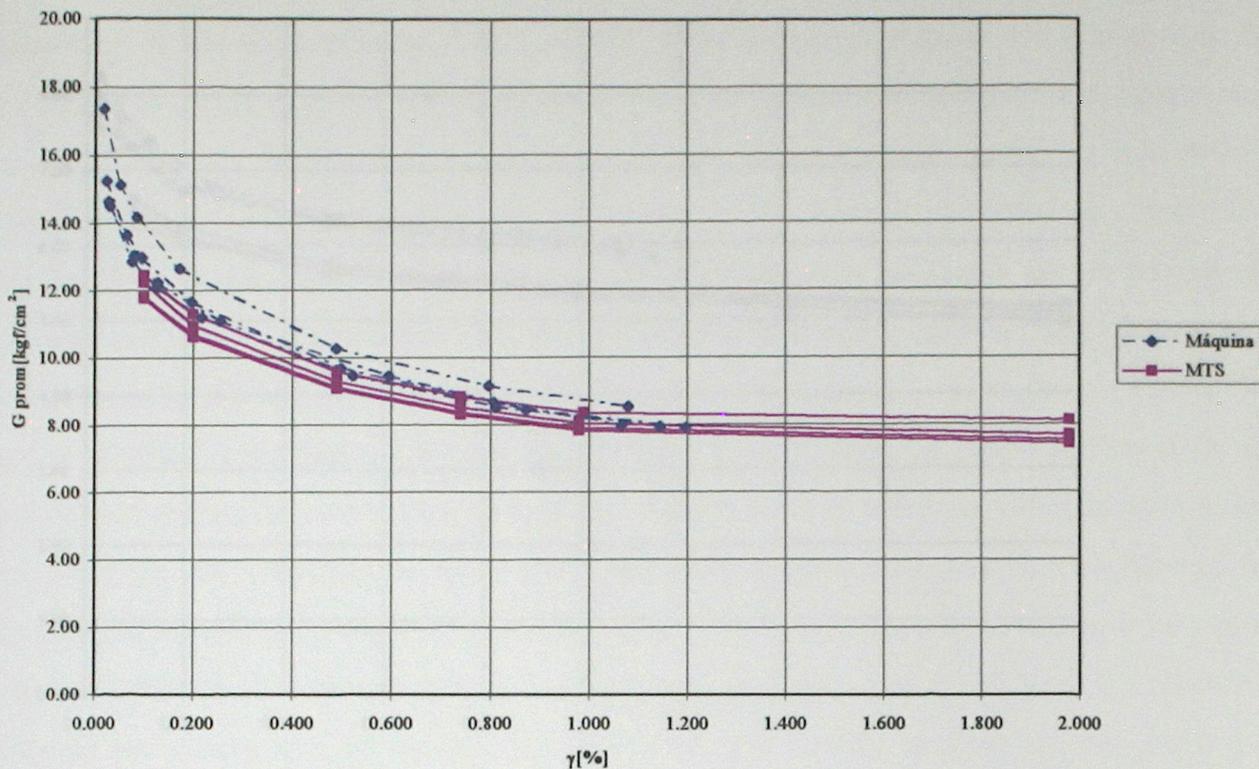


Figura 5.35: Comparación de los valores de G. Probetas Ferrocaucho.

$$G = 8.514 \times \gamma^{-0.173}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.981879433
Coefficiente de determinación R ²	0.96408722
R ² ajustado	0.962705959
Error típico	0.05
Observaciones	28

Tabla 5.11: Comparación de los resultados de G predichos con los obtenidos en la MTS. Probetas Ferrocaucho.

Resultados Vialidad						G máquina [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
γ [%]	G Prob. 1 [Kgf/cm ²]	G Prob. 2 [Kgf/cm ²]	G Prob. 3 [Kgf/cm ²]	G Prob. 4 [Kgf/cm ²]	G Promedio [Kgf/cm ²]		
10	12.45	11.77	12.24	11.81	12.07	12.69	5.15
20	11.30	10.63	10.96	10.70	10.90	11.25	3.26
50	9.60	9.07	9.29	9.12	9.27	9.60	3.57
75	8.83	8.30	8.52	8.37	8.51	8.95	5.22
100	8.36	7.83	8.04	7.90	8.03	8.51	6.00
200	8.11	7.43	7.69	7.53	7.69	7.55	1.82

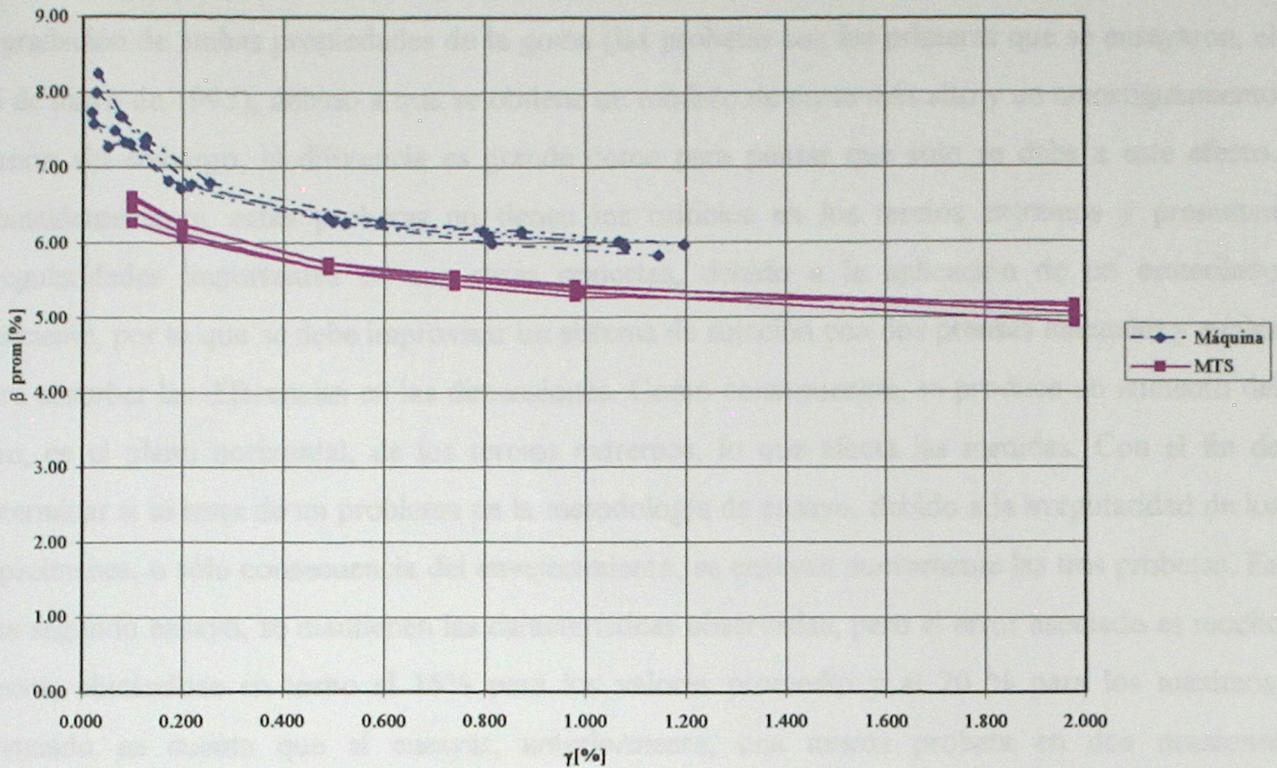


Figura 5.36: Comparación de los valores de β . Probetas Ferrocachaço.

$$\beta = 6.028 \times \gamma^{-0.078}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.965959996
Coefficiente de determinación R^2	0.933078714
R^2 ajustado	0.930504818
Error típico	0.03
Observaciones	28

Tabla 5.12: Comparación de los resultados de β predichos con los obtenidos en la MTS. Probetas Ferrocachaço.

Resultados Validad						β Predicción	Diferencia
γ	β Prob. 1	β Prob. 2	β Prob. 3	β Prob. 4	β Promedio		
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
10	6.62	6.58	6.26	6.46	6.48	7.21	11.23
20	6.25	6.24	6.07	6.13	6.17	6.83	10.65
50	5.73	5.74	5.64	5.64	5.69	6.36	11.84
75	5.51	5.56	5.51	5.43	5.50	6.16	12.02
100	5.34	5.43	5.40	5.28	5.36	6.03	12.40
200	4.92	5.05	5.13	5.17	5.07	5.71	12.71

En el caso de las probetas de Vulco, se llega a diferencias del orden del 30 %, lo que ya no es aceptable. Como primera aproximación, se puede pensar que se trata de la degradación de ambas propiedades de la goma (las probetas son las primeras que se ensayaron, el 26 de mayo de 1995), debido a que se obtiene un módulo de corte más alto y un amortiguamiento menor; sin embargo, la diferencia es grande como para pensar que sólo se deba a este efecto. Coincidentemente, estas probetas no tienen los orificios en los tercios extremos y presentan irregularidades importantes en sus caras opuestas, debido a la aplicación de un esmerilado deficiente, por lo que se debe improvisar un sistema de sujeción con dos prensas manuales y suples para absorber las diferencias en las dimensiones. Como consecuencia, se produce un aumento del giro, en el plano horizontal, de los tercios extremos, lo que afecta las medidas. Con el fin de determinar si se trata de un problema en la metodología de ensayo, debido a la irregularidad de los especímenes, o sólo consecuencia del envejecimiento, se ensayan nuevamente las tres probetas. En este segundo ensayo, se mantienen las características observadas, pero el error asociado es mucho menor, ubicándose en torno al 15% para los valores promedio y al 20 % para los máximos. Tomando en cuenta que al ensayar, anteriormente, una misma probeta en dos ocasiones consecutivas las curvas de G y β resultaron prácticamente superpuestas, la diferencia obtenida en este caso tiene dos posibles causas: por un lado, se puede pensar que debido a la diferencia existente entre la forma de la probeta usada en el diseño y estos especímenes, se vio afectada la reproducibilidad de sus resultados; por otro, puede ser que por la antigüedad de las probetas, se haya producido una solidificación de la goma, la que fue revertida, en parte, al realizar la primera prueba.

Hay algo más en este ensayo que destacar. Al procesar los datos, se observa que para las probetas 1 y 3, la primera y la tercera medida son muy similares y la segunda es menor que ambas. Esto se debe a que la posición inicial está mal ubicada, producto de la forma en que se realiza esta operación.

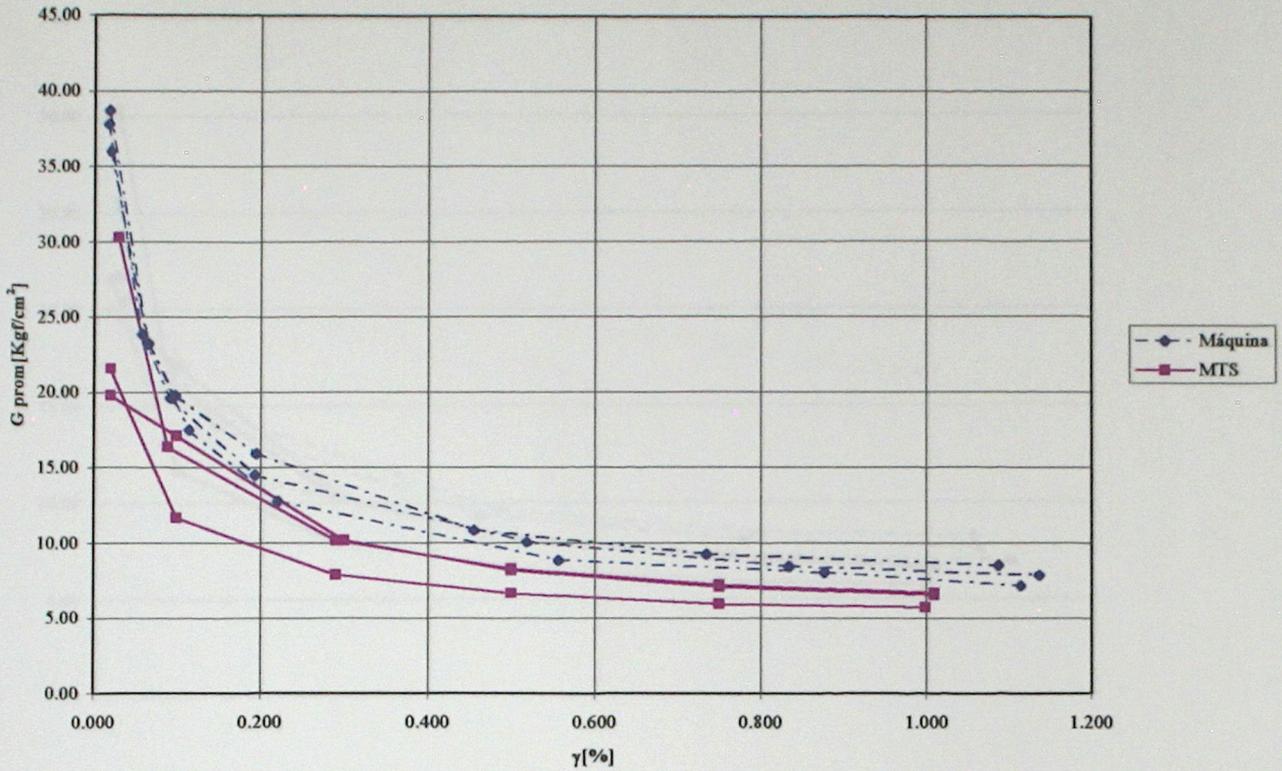


Figura 5.37: Comparación de los valores de G. Probetas Vulco, primer ensayo.

$$G = 7.872 \times \gamma^{-0.390}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.995591407
Coefficiente de determinación R ²	0.991202251
R ² ajustado	0.990739211
Error típico	0.05
Observaciones	21

Tabla 5.13: Comparación de los resultados de G predichos con los obtenidos en la MTS.

Probetas Vulco, primer ensayo.

Resultados Vialidad						
γ	G Prob. 1	G Prob. 2	G Prob. 3	G Promedio	G máquina	Diferencia
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]				
2	21.59	30.29	19.82	23.90	36.14	51.23
10	11.68	16.36	17.13	15.06	19.31	28.23
30	7.91	10.19	10.19	9.43	12.58	33.44
50	6.69	8.30	8.21	7.73	10.31	33.35
75	5.95	7.22	7.10	6.76	8.81	30.33
100	5.73	6.72	6.56	6.34	7.87	24.23

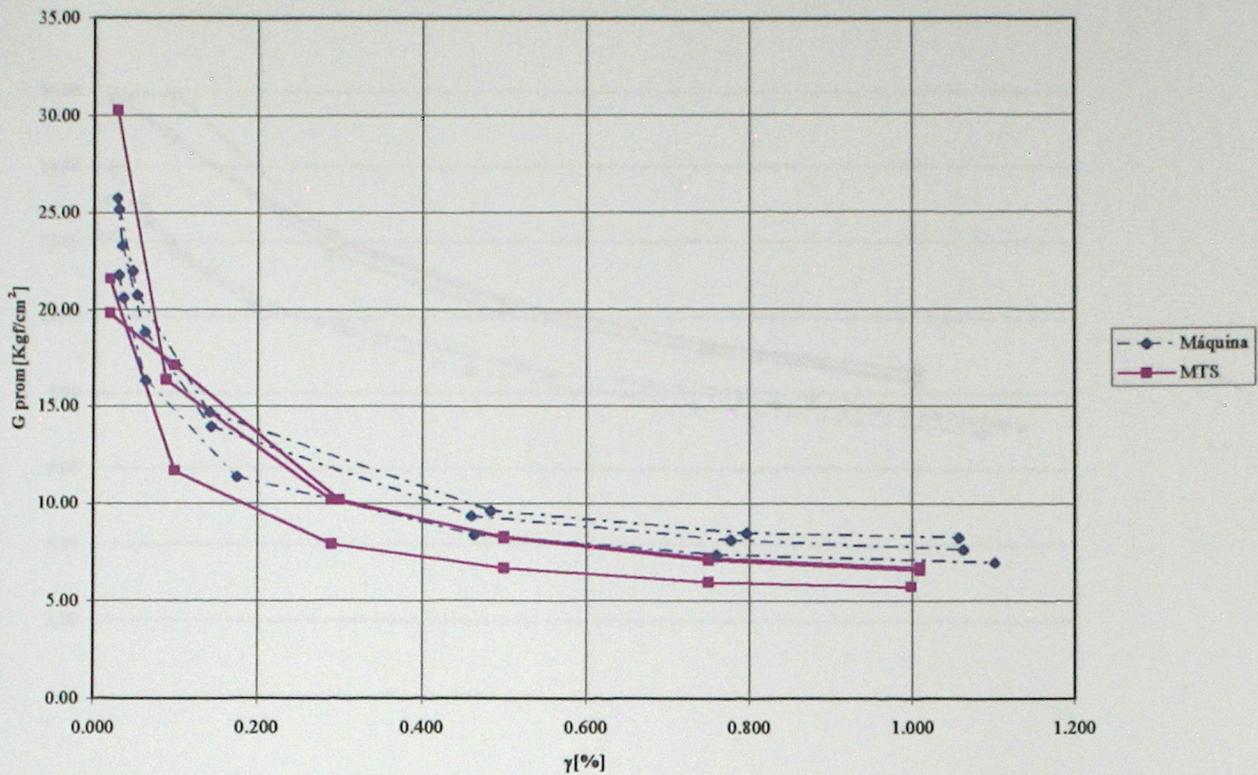


Figura 5.38: Comparación de los valores de G. Probetas Vulco, segundo ensayo.

$$G = 7.367 \times \gamma^{-0.333}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.986448069
Coefficiente de determinación R ²	0.973079793
R ² ajustado	0.97166294
Error típico	0.08
Observaciones	21

Tabla 5.14: Comparación de los resultados de G predichos con los obtenidos en la MTS. Probetas Vulco, segundo ensayo.

Resultados Vialidad						
γ [%]	G Prob. 1 [Kg/cm ²]	G Prob. 2 [Kg/cm ²]	G Prob. 3 [Kg/cm ²]	G Promedio [Kg/cm ²]	G máquina [Kg/cm ²]	Diferencia [%]
2	21.59	30.29	19.82	23.90	27.14	13.55
10	11.68	16.36	17.13	15.06	15.87	5.42
30	7.91	10.19	10.19	9.43	11.01	16.72
50	6.69	8.30	8.21	7.73	9.28	20.05
75	5.95	7.22	7.10	6.76	8.11	20.03
100	5.73	6.72	6.56	6.34	7.37	16.29

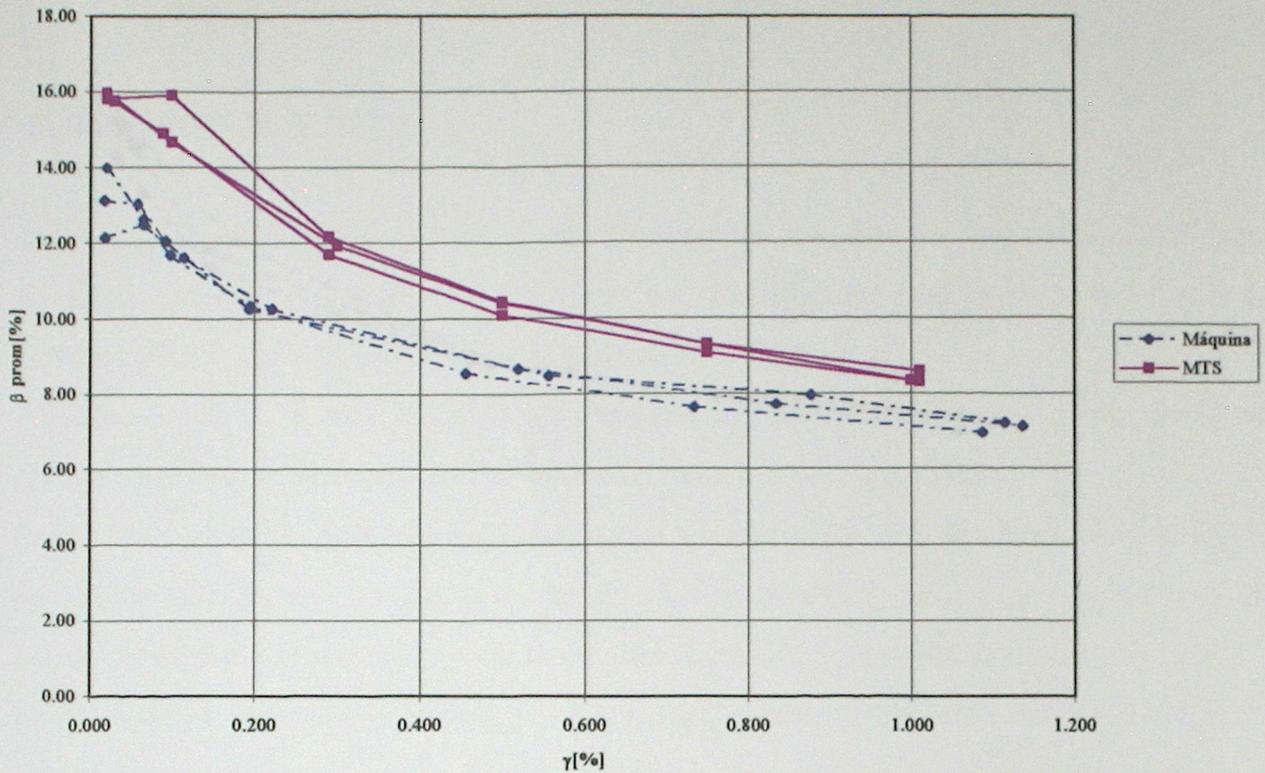


Figura 5.39: Comparación de los valores de β . Probetas Vulco, primer ensayo.

$$\beta = 7.661 \times \gamma^{-0.159}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.957596037
Coefficiente de determinación R ²	0.91699017
R ² ajustado	0.912621232
Error típico	0.07
Observaciones	21

Tabla 5.15: Comparación de los resultados de β predichos con los obtenidos en la MTS.

Probetas Vulco, primer ensayo.

Resultados Vialidad							
γ [%]	β Prob. 1 [%]	β Prob. 2 [%]	β Prob. 3 [%]	β Promedio [%]	β máquina [%]	Diferencia [%]	
2	15.82	15.74	15.99	15.85	14.29	9.85	
10	15.90	14.90	14.68	15.16	11.06	27.07	
30	12.18	11.71	11.94	11.94	9.28	22.29	
50	10.45	10.11	10.41	10.32	8.56	17.13	
75	9.30	9.08	9.31	9.23	8.02	13.11	
100	8.34	8.31	8.58	8.41	7.66	8.91	

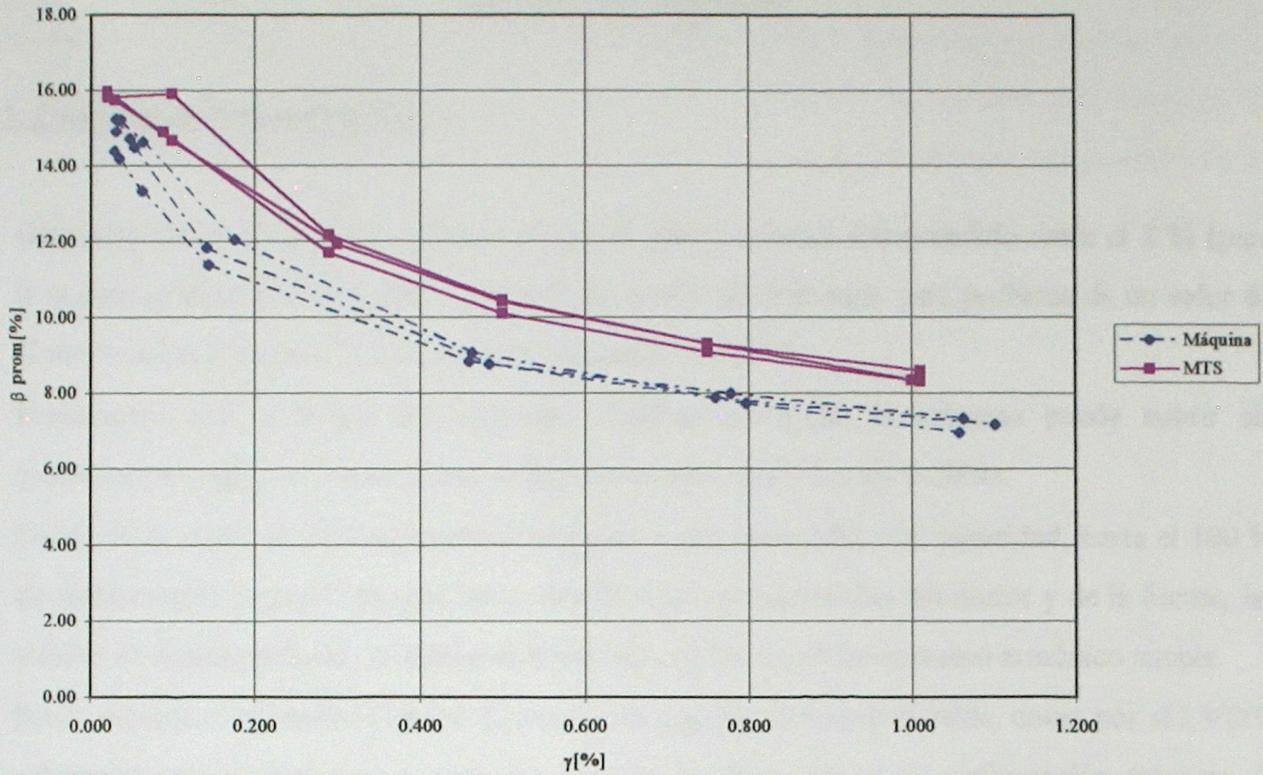


Figura 5.40: Comparación de los valores de β . Probetas Vulco, segundo ensayo.

$$\beta = 7.511 \times \gamma^{-0.211}$$

Coefficiente de correlación múltiple	0.98647846
Coefficiente de determinación R ²	0.973139752
R ² ajustado	0.971726055
Error típico	0.05
Observaciones	21

Tabla 5.16: Comparación de los resultados de β predichos con los obtenidos en la MTS.
Probetas Vulco, segundo ensayo.

Resultados Vialidad						
γ	β Prob. 1	β Prob. 2	β Prob. 3	β Promedio	β máquina	Diferencia
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
2	15.82	15.74	15.99	15.85	17.13	8.07
10	15.90	14.90	14.68	15.16	12.20	19.51
30	12.18	11.71	11.94	11.94	9.68	18.95
50	10.45	10.11	10.41	10.32	8.69	15.80
75	9.30	9.08	9.31	9.23	7.98	13.54
100	8.34	8.31	8.58	8.41	7.51	10.69

CAPÍTULO 6.

CONCLUSIONES.

6.1. Cumplimiento de objetivos.

- Desplazamiento: la máquina cubre el rango de deformaciones comprendido entre el 2 % (para la mínima graduación) y el 180 % (para la máxima). Sin embargo, para probetas de un valor de G mayor a los 8 Kgf/cm^2 , sólo es posible alcanzar el 100 %.
- Frecuencia: con la fuente de corriente continua adecuada, la máquina puede cubrir sin problemas el rango de frecuencias comprendidas entre los 0.5 y los 2 Hertz.
- Forma de la señal: se obtienen señales cercanas a una sinusoidal, con seguridad, hasta el 100 % de deformación. A partir de este valor, debido a las características del motor y de la fuente, las señales de desplazamiento se alejan cada vez más de las de un movimiento armónico simple.
- Ruido eléctrico: es necesario filtrar los datos entregados tanto por la celda, como por el LVDT, sobretodo para deformaciones menores a un 10 %. Para valores de deformación mayores, la magnitud de la distorsión causada por el ruido eléctrico se hace cada vez menos importante.
- Costo: el costo aproximado de la máquina es \$ 900.000, el cual puede desglosarse de la siguiente forma: Materiales, \$ 440000, Taller, \$ 460.000; no se incluye el costo del diseño. Por tratarse de un prototipo, el costo de esta unidad resulta ser más elevado, debido a que se incurre en errores propios del desarrollo de algo nuevo lo que redundaría en: fabricación de componentes que no se utilizan finalmente (por ejemplo, el costo de los soportes de goma, que es del orden de \$ 150.000), utilización de más horas de taller y materiales no utilizados. Sin embargo, también debe contemplarse en el costo de futuras unidades, el motor, que en el caso de este prototipo estaba disponible, el LVDT, que fue cedido por IDIEM y la fuente de corriente continua, facilitada por el Departamento de Ingeniería Eléctrica. Aún así, si se considera el costo de una máquina de ensayo como las que existen en el mercado, se puede llegar a la conclusión de que esta es una alternativa de un costo mucho menor, cuando sólo se requiere hacer ensayos de este tipo.
- Facilidad de fabricación: la máquina puede ser fabricada en cualquier taller de mecánica de precisión, siempre que cuente con herramientas y mano de obra adecuadas, ya que se trabaja

con límites de tolerancia muy pequeños, debido a la magnitud de los desplazamientos mínimos requeridos.

- Repetibilidad de las medidas: esta es la mayor debilidad de la máquina; en ensayos sucesivos de probetas de la misma familia, se observa una dispersión del 31 % en cuanto a la deformación máxima obtenida para el mismo giro, lo cual indica que no es posible obtener porcentajes de deformación idénticos. Sin embargo, para determinar las propiedades se puede realizar un análisis de regresión para encontrar una relación que represente el comportamiento de las propiedades estudiadas de la goma en forma satisfactoria, garantizando los resultados obtenidos con un error asociado, mientras se mejora el comportamiento de la máquina en este aspecto. Adicionalmente, la reproducibilidad del ensayo es buena, ya que, aunque no se obtienen desplazamientos idénticos, los resultados iguales para ensayos sobre una misma probeta
- Forma de la probeta: las probetas a usar en la máquina deben ser de la forma indicada en el capítulo 3, similares a las usadas anteriormente, pero con tres perforaciones circulares, una de 17 mm de diámetro en el tercio central y otras dos de 10 mm, una en cada tercio extremo. Se debe especificar claramente estas características, para evitar tener que adaptar el sistema de sujeción, con el consiguiente riesgo de perjudicar los resultados. En lo posible se debe evitar el maquinado de la probeta, una vez que ya se ha realizado la vulcanización de la goma a los cubos de acero, ya que se pueden producir irregularidades o bien, la goma puede ver alteradas sus propiedades debido al alza de temperatura del metal al ser trabajado.

6.2. Problemas: posibles causas y soluciones.

La dificultad para mantener la máquina en una posición fija, mientras se varía el desplazamiento máximo, produce dos dificultades que perjudican la repetibilidad de las medidas. Por un lado, no es posible fijar a voluntad un porcentaje de deformación. Por otro, una vez que se mueve el sistema a otro desplazamiento, no es posible repetir exactamente un desplazamiento anterior; adicionalmente, esto redundante en la dificultad de volver el sistema al punto de cero desplazamiento. Los resultados muestran que se produce una dispersión de un 44 %, considerando todos los ensayos, o de un 26 %, si se analiza por ensayo, entre medidas que nominalmente deben ser iguales. Esto significa que para poder determinar el valor de la rigidez especificado a un cierto porcentaje, es necesario interpolar entre los puntos de la curva que se obtuvo, con lo que se añade

un grado mayor de incertidumbre en los valores obtenidos. Por otra parte, para subsanar el problema de reubicación del cero, se debe recurrir al artificio indicado en el Anexo B, mientras no se mejore el sistema. Hay dos posibles soluciones: diseñar una forma de fijar el mecanismo mientras se varía el desplazamiento, o cambiar el sistema de variación del desplazamiento máximo por otro cuya graduación sea más sencilla de ejecutar. Puede ser algo similar a la alternativa que se descartó inicialmente para este fin, esto es, montar el eje que gira sobre un tornillo sin fin, el que produce la excentricidad deseada de acuerdo a las vueltas que se le apliquen.

Debido a la influencia de la resistencia de la goma, no es posible conseguir una relación precisa entre el voltaje y la frecuencia, ya que se producen variaciones al cambiar las características del material a ensayar. Sin embargo, se puede obtener una graduación que entregue valores cercanos a los predichos, con los que se puede trabajar, efectuando modificaciones menores a los programas de análisis de los datos que consideren la variación en la cantidad de puntos por ciclo. Además, una vez que se tenga control sobre el desplazamiento que se induce a la probeta, se puede construir una tabla de voltaje versus frecuencia para cada uno de los porcentajes de deformación usados.

El sistema de sujeción de la probeta, a pesar de cumplir satisfactoriamente con su objetivo, puede ser mejorado. Para deformaciones del orden de 50 % y mayores, se observa que los ángulos que sujetan los tercios extremos tienden a girar por efecto de la reacción de la goma sobre ellos, arrastrando consigo a la placa en este punto, en la dirección del movimiento del tercio central de la probeta, por un efecto local de concentración de tensiones. Esto podría explicar el que los desplazamientos medidos con probeta son siempre menores a los medidos sin probeta, ya que el LVDT está apernado a este mismo borde, viéndose arrastrado también. Adicionalmente, se observa, ahora en el plano vertical, que el ala de los ángulos que recibe la reacción de la probeta, tiende a girar también, originando que el tercio central no se encuentre en todo momento paralelo a los tercios extremos, de forma que se induce una deformación torsional a la capa de goma. Estos fenómenos, a la luz de los datos, no afectan de manera apreciable los resultados obtenidos con la máquina, pero sí a su rango de operación, ya que se alcanzan desplazamientos máximos menores. Se sugiere rigidizar los ángulos y la placa en ese borde, de modo de evitar así estos movimientos anómalos. Además, se puede usar un sistema de mordazas similar al utilizado en los ensayos hechos en Vialidad, montado sobre el actual, para poder tener un mejor control en caso de

variaciones en las dimensiones de la probeta.

No es posible obtener un desplazamiento nulo de la máquina. Las posibles causas de esta falencia ya fueron expuestas en el capítulo 5. Sean cuales sean las razones, a pesar de que no lograr deformaciones cero no representa un problema importante en el funcionamiento de la máquina, el cabeceo de la doble T que se produce como un efecto colateral, puede ser una de las causas del alto nivel de ruido que registran los sensores. Por lo tanto, sería conveniente tratar de solucionar este problema, tanto por el ruido, como por el mayor desgaste sobre las piezas que induce ese movimiento de la doble T central.

Como ya se dijo, para deformaciones superiores al 100 % se produce un distanciamiento del movimiento sinusoidal puro, hasta finalmente no lograr movimiento alguno. Este problema tiene dos causas posibles que no son excluyentes. La primera es que el motor no tiene un freno que impida que, ante aceleraciones aplicadas en el sentido de giro, aumente la velocidad, por lo que la parte del semiciclo en que se está deformando la goma es más larga que la parte en que se restituye a su forma original. Además, debido a que el motor trabaja a 0.5 Hz (un cuarto de la velocidad máxima aproximadamente), entrega una potencia mucho menor, por lo que el movimiento se hace irregular antes de lo esperado. La segunda razón es que para desarrollar la potencia necesaria para mover la probeta a un determinado nivel de deformación, es necesario que la fuente sea capaz de entregar el amperaje que requiere el motor. Es importante, entonces, realizar un estudio más detallado del motor por parte de expertos, para determinar la fuente más adecuada para aprovechar completamente su capacidad. Esta fuente deberá, probablemente, ser fabricada a pedido, ya que se utilizó en las pruebas una fuente con las características existentes en el mercado en cuanto a voltaje y amperaje. Sin embargo, es posible que, aún si se alcanza el 200 % de deformación con una nueva fuente, la curva de desplazamiento resultante se aleje de una senoide, debido al problema enunciado en primer lugar. En ese caso, este factor podría ser obviado, ya que en las pruebas que se pudo realizar a más de un 150 % de deformación se observa que, a pesar de que no se obtienen curvas sinusoidales, la forma del ciclo de histéresis está de acuerdo al comportamiento observado para grandes deformaciones de las probetas ensayadas con anterioridad.

Existen dos mejoras importantes, en cuanto a sistema de control, que ahorrarían

tiempo de proceso y permitirían obtener mejores resultados. La primera es establecer simultaneidad entre el inicio del funcionamiento de la máquina y la toma de datos, lo cual puede implementarse en forma sencilla, utilizando un relé y el programa de adquisición de datos ATS. Este programa tiene la capacidad de poder controlar la apertura y cierre de válvulas, a través del envío de un pulso eléctrico, y el relé abre o cierra un circuito según reciba un pulso de un cierto voltaje. Bastaría entonces con intercalar un relé adecuado entre la fuente y la alimentación del motor, y conectarlo a la tarjeta de adquisición del ATS. La segunda mejora es más compleja, ya que consiste en tener un control de la frecuencia que, por medio de un sistema de retroalimentación, permita mantenerla fija en un valor determinado a priori. Esto requiere un monitoreo instantáneo del parámetro y un manejo dinámico del voltaje, para efectuar las correcciones necesarias inmediatamente.

Es recomendable contar con un mueble con ruedas en el cual ubicar todos los componentes anexos a la máquina propiamente tal (acondicionadores de señal, fuente de poder y computador de adquisición de datos). Esto provee un mayor orden y comodidad en el momento del ensayo, ya que permite tener al alcance del operador todos los controles.

Considerando todo lo anterior, se puede concluir que la máquina ha cumplido en gran medida con sus objetivos, aunque es necesario realizar algunas reparaciones y modificaciones, para poder establecer que se encuentra en funcionamiento perfecto, de las cuales la más importante es el perfeccionamiento del sistema de variación del desplazamiento máximo.

REFERENCIAS.

1. Freakley, P. K. and Payne, A. R., "Theory and Practice of Engineering with Rubber.", Applied Science Publishers, Londres, 1978.
 2. ASTM, "Standard Test Methods for Rubber Properties in Compression or Shear (Mechanical Oscillograph).", Norma ASTM D 945-87.
 3. Tarics, A. G., Kelly, J., Way, D. and Holland, R., "Quality Assurance and Control of Fabrication for High-Damping-Rubber Base Isolation System.", Proceedings of a Seminar and Workshop on Base Isolation and Passive Energy Dissipation, ATC 17, Applied Technology Council, San Francisco, California, 1986.
 4. Araya, M., "Desarrollo y Fabricación de Aisladores Sísmicos para Edificio Habitacional.", Memoria para optar al título de Ingeniero Civil, Universidad de Chile, 1994.
 5. Marks, L., "Manual del Ingeniero Mecánico.", UTEHA, México, 1960.
 6. Kent, R., "Kent's Mechanical Engineers' Handbook.", John Wiley, 1923.
 7. SKF, "Catálogo General SKF.", Diciembre 1975.
 8. Larburu, N., "Máquinas: Prontuario: Técnicas Máquinas Herramientas.", Paraninfo, Madrid, 1996.
 9. Kelly, J., "Earthquake Resistant Design with Rubber.", Springer-Verlag, Londres, 1993.
- Arze, E., "Guía para el Diseño en Acero.", Publicación SES, Noviembre 1981.
 - Sousa, J. and Bronstein, M., "ATS Tutorial, Version 3.1.", SHRP Corporation, 1995.
 - Vishay Measurements Group, Instrument Division, "2100 System. Strain Gage Conditioner and Amplifier System. Instruction Manual.", Measurements Group, 1992.

ANEXO A

MEMORIA DE CÁLCULO DE LA MAQUINA

A.1. Sistema de ejes referencial

Inicialmente, usando las fórmulas de diseño de los ejes, se intenta un cálculo previo, aproximando el problema por el de una cinta infinita de ancho B . Para determinar el valor de los ejes a usar, se considerará dos condiciones:

1. La deformación vertical máxima es de 0.01 cm (aproximadamente un 1% del mayor desplazamiento relativo).

$$K_v = \frac{V_{max}}{2 \times \Delta_{max}} = \frac{100 \text{ Kg}}{2 \times 0.01 \text{ cm}} = 5000 \text{ Kg/cm}$$

2. La rigidez relativa horizontal debe ser tal que el motor pueda desplazar el soporte.

$$K_h = \frac{F_{max}}{2 \times \Delta_{max}} = \frac{20 \text{ N}}{2 \times 0.01 \text{ m}} = 1000 \text{ N/m} = 10 \text{ Kg/cm}$$

ANEXOS

Desarrollando las fórmulas de diseño, se llega a las siguientes ecuaciones:

$$K_v = \frac{E \times A \times (3 \times D \times P^2) + (2 \times G \times D)}{16 \times G \times \pi \times D \times (D/1)}$$

$$\pi \times D^3 = \frac{K_v \times L^3}{16 \times G} \quad (1)$$

$$K_h = \frac{G \times A \times C \times (2 \times D)}{L}$$

$$\pi \times D^2 = \frac{K_h \times L}{4 \times G} \quad (2)$$

Reemplazando (2) en (1)

$$\frac{K_v \times L^3}{4 \times G} \times \frac{K_h \times L \times P^2}{16 \times G} = \frac{K_v \times L^3}{4 \times G} \times \frac{K_h \times L}{G \times K_v \times P^2}$$

Despues de los valores determinados de cada parámetro, se obtiene un soporte de goma rectangular de $5 \times 4 \text{ cm}$, que es un soporte adecuado. Por lo tanto, como se ve en la figura adjunta se modifican estas dimensiones y se verifica si los parámetros resultante cumplen con

ANEXO A.

MEMORIA DE CÁLCULO DE LA MÁQUINA.

A.1. Soportes de goma reforzada.

Inicialmente, usando las fórmulas de diseño de los aisladores, se intenta un cálculo teórico, aproximando el problema por el de una cinta infinita de ancho $2b$. Para determinar el valor de las rigideces a usar, se consideran dos condiciones:

1. La deformación vertical máxima es de 0.01 cm (aproximadamente un 1% del menor desplazamiento máximo).

$$K_v = \frac{V_{total}}{2 \times \Delta_{vmax}} = \frac{140 \text{Kgf}}{2 \times 0.01 \text{cm}} = 7000 \text{Kgf / cm}$$

2. La máxima resistencia horizontal debe ser tal que el motor pueda desplazar el soporte.

$$F_h = \frac{P_{max}}{v_{max}} = \frac{248 \text{ W}}{0.15 \text{ m/s}} = 16503 \text{ N} \approx 165 \text{Kgf}$$
$$\Rightarrow K_h = \frac{F_h}{2 \times \Delta_{max}} = \frac{165 \text{Kgf}}{2 \times 1.2 \text{cm}} = 68.75 \text{Kgf / cm}$$

Desarrollando las fórmulas de diseño, se llega a las siguientes ecuaciones:

$$K_v = \frac{E_c \times A}{t_r} = \frac{(4 \times G \times S^2) \times (2a \times 2b)}{t_r} = \frac{16 \times G \times a \times b \times (b/t)^2}{t_r}$$

$$\Rightarrow a \times b^3 = \frac{K_v \times t_r \times t^2}{16 \times G} \quad (1)$$

$$K_h = \frac{G \times A}{t_r} = \frac{G \times 2a \times 2b}{t_r}$$

$$\Rightarrow a \times b = \frac{K_h \times t_r}{4 \times G} \quad (2)$$

Reemplazando (2) en (1)

$$\frac{K_h \times t_r}{4 \times G} \times b = \frac{K_v \times t_r \times t^2}{16 \times G} \Rightarrow b = \frac{K_v \times t^2}{4 \times K_h} \quad a = \frac{K_h^2 \times t_r}{G \times K_v \times t^2}$$

Ocupando los valores determinados de cada parámetro, se obtiene un soporte de goma rectangular de $5 \times 4.8 \text{ cm}$, que es un soporte cuadrado. Por lo tanto, como no es la forma adecuada se modifican estas dimensiones y se verifica si las propiedades resultantes cumplen con

las restricciones. Las dimensiones escogidas para el soporte son 3.5 cm de ancho y 7.0 cm de longitud. Con estos números, los valores de la rigidez horizontal y vertical del soporte son:

$$K_v = \frac{E_c \times A}{t_r} = \frac{4 \times G \times S^2 \times A}{t_r} = 3360 \text{Kgf} / \text{cm}^2$$

$$K_h = \frac{G \times A}{t_r} = 68.6 \text{Kgf} / \text{cm}^2$$

Para estos valores, si sólo existe la resistencia de los soportes de goma, la potencia requerida y el desplazamiento vertical máximo son:

$$\Delta_v = \frac{F_{total}}{2 \times K_v} = \frac{140 \text{Kgf}}{6720 \text{Kgf} / \text{cm}} = 0.02 \text{cm}$$

$$P_{requerida} = F_h \times v_h = 1646.4 \text{N} \times 0.15 \text{m} / \text{s} = 247 \text{W} = 0.33 \text{HP}$$

A.2. Fuerza máxima y potencia requerida.

Ya conocidos los valores de la rigidez de la probeta y de los soportes de goma reforzada, se procede a realizar un análisis más refinado para determinar la fuerza máxima que requiere el sistema y la potencia necesaria para desplazarlo. El problema, en ambos casos, puede abordarse como la optimización de una función de dos variables, con restricciones sobre su dominio.

A.2.1. Fuerza máxima.

La resistencia del soporte y de la probeta actúan siempre en dos direcciones perpendiculares. Por lo tanto, para encontrar el máximo de la fuerza es necesario encontrar la magnitud máxima de la resultante de la suma vectorial de ambas fuerzas. El problema original puede escribirse como:

$$\text{Máx } F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$\text{s.a. } x^2 + y^2 = 1.44$$

el que es equivalente a

$$\text{Máx } F^2 = F_x^2 + F_y^2$$

$$\text{s.a. } x^2 + y^2 = 1.44$$

Si identificamos x con la dirección del desplazamiento de corte puro de la probeta, e y con la del desplazamiento lateral de los soportes de goma, podemos escribir ambas componentes como:

$$F_x = \gamma \times G \times 2A = \arctg\left(\frac{x}{0.6}\right) \times 7\text{Kgf/cm}^2 \times 2 \times 9\text{cm}^2 = 126 \times \arctg\left(\frac{x}{0.6}\right) \text{Kgf}$$

$$F_y = 2K_h \times y = 2 \times 68.6\text{Kgf/cm} \times y = 137.2 \times y \text{Kgf}$$

con x e y en cm.

Resolviendo el problema se llega a un valor de F máximo de 170 Kgf.

A.2.2. Potencia requerida.

Para determinar la potencia total requerida se hace un cálculo simplificado, que está por el lado de la seguridad. La potencia se calcula como el producto entre la fuerza máxima y la velocidad tangencial máxima esperada. Bajo estos supuestos, el valor máximo esperado de la potencia es 250 W, que equivale aproximadamente a 1/3 HP.

A.3. Barras longitudinales.

Para el cálculo de las barras se considera como modelo una viga en voladizo de largo l , con una carga P en el borde igual a la mitad de la reacción del soporte de goma reforzada (ya que son cuatro apoyos). Para ese modelo se calcula tensión y deformación admisible, probando distintos diámetros hasta dar con el adecuado. La longitud de la viga en voladizo se considera igual a la máxima separación entre el perfil doble T y el apoyo, aun cuando para esa situación la carga P es cero. La tensión por flexión de la barra y su desplazamiento máximo están dados por:

$$f_t = \frac{M}{W} = \frac{Pl}{I} \times \frac{d}{4} \leq f_{adm} \quad \Delta = \frac{Pl^3}{3EI}$$

donde

$$I = \frac{\pi d^4}{64} : \text{momento de inercia de la barra}$$

d : diámetro de la barra

Probando para distintos diámetros se concluye que una barra de 20 *mm* de diámetro sufre una deformación razonable $\Delta = 30 \mu m$. La condición de resistencia es ampliamente satisfecha.

A.4. Cálculo del eje móvil.

El modelo adoptado es una columna en voladizo con la carga de 170 *Kgf* aplicada en el extremo superior, cuya altura es 10 *mm*. Usando las fórmulas de resistencia y deformación se concluye que el diámetro más adecuado es 15 *mm*. No se usa 16 *mm*, que es lo común, debido a que el orificio interior del rodamiento, donde se aloja esta barra no viene en esta medida.

A.5. Cálculo de las dimensiones del mecanismo de variación de la amplitud.

Se conoce el diámetro del eje de salida del reductor, que está impuesto de fábrica, la fuerza máxima sobre el sistema y las tensiones admisibles de aplastamiento y de corte del acero:

$$\phi_{reductor} = 24 \text{ mm}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 170 \text{ Kgf}$$

$$f_{aplast} = 800 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$f_v = 960 \text{ Kgf/cm}^2$$

La sección crítica se produce en la unión entre el eje de salida del reductor y la pieza que lo recibe, dado que es la superficie de contacto de menor diámetro. Las condiciones de resistencia son:

(i) Resistencia al aplastamiento

$$f = \frac{F_{max}}{\phi_{reductor} \times e} \leq f_{aplast} \Rightarrow e \geq \frac{F_{max}}{\phi_{reductor} \times f_{aplast}} = \frac{170 \text{ Kgf}}{2.4 \text{ cm} \times 800 \text{ Kgf/cm}^2} \approx 0.1 \text{ cm}$$

Se elige $e = 5 \text{ mm}$ (espesor mínimo de las partes del mecanismo).

(ii) Resistencia al corte

$$f = \frac{F_{max}}{h \times e} \leq f_v \Rightarrow e \geq \frac{F_{max}}{e \times f_{aplast}} = \frac{170 \text{Kgf}}{0.5 \text{cm} \times 960 \text{Kgf / cm}^2} \approx 0.4 \text{cm}$$

Se elige $h = 5 \text{ mm}$ (altura mínima de las partes del mecanismo).

Las dimensiones finales de cada parte del sistema de variación de la amplitud del desplazamiento se determinan considerando requisitos geométricos y respetando estos mínimos calculados.

A.6. Cálculo del sistema de sujeción de la probeta.

A.6.1. Barra de sujeción tercio central.

Esta barra sufre compresión y tracción alternada, debido a la reacción de la goma de la probeta. El caso más desfavorable es la compresión, para la que se disminuye la tensión admisible según la esbeltez. La sección crítica está donde se produce la conexión con la celda de carga, debido a que el diámetro de los extremos roscados debe ser 12 mm .

$$\begin{aligned} \phi 12 &\rightarrow A = 1.131 \text{cm}^2 \\ f &= \frac{V_{total}}{A_{barra}} = \frac{140 \text{Kgf}}{1.131 \text{cm}^2} = 124 \text{Kgf / cm}^2 \\ \lambda &= \frac{L}{r} = \frac{5.5 \text{cm}}{0.3 \text{cm}} = 18.3 \Rightarrow f_{adm} = 1400 \text{Kgf / cm}^2 \end{aligned}$$

Por otro lado, la sección para calcular la deformación es la total de la barra. Considerando una barra de 16 mm de diámetro, se obtiene una deformación axial total de $4 \mu\text{m}$, aproximadamente un 0.03% del desplazamiento mínimo.

A.6.2. Soportes tercios extremos.

El ángulo se modela como una columna empotrada que recibe la mitad de la reacción de la probeta, distribuida uniformemente en su longitud. Para esta situación, de acuerdo a las ecuaciones de resistencia

$$\frac{M_{max}}{W} \leq F_{adm} \Rightarrow W \geq \frac{M_{max}}{F_{adm}} = \frac{105Kgf - cm}{1440Kgf / cm^2} = 0.10 cm^3$$

$$W = \frac{1}{6}bh^2 = 0.5h^2 \Rightarrow h \geq 4.6mm$$

Se elige $e = 5 mm$, de donde la deformación resulta ser $30 \mu m$. Estos valores de deformación y tensión son mayores que los que realmente se pueden dar, debido a que la misma probeta actúa como rigidizador, impidiendo en parte el giro del ala del ángulo. Sin embargo, proveen una aproximación razonable al problema.

A.7. Bujes de bronce.

La tensión admisible por aplastamiento del bronce es $800 Kgf/cm^2$. Como reacción sobre el buje se considera la fuerza máxima que se determinó anteriormente, es decir $170 Kgf$, el diámetro ϕ es el de la barra longitudinal ($20 mm$). Con estos datos se tiene lo siguiente:

$$f_{apl} = \frac{F}{L\phi} \leq f_{adm} \Rightarrow L \geq \frac{F}{\phi \times f_{adm}} = \frac{170Kgf}{2cm \times 800Kgf / cm^2} = 0.1cm$$

$$f_v = \frac{F}{\phi e} \leq f_{v adm} = 0.4F_f \Rightarrow e \geq \frac{F}{\phi \times f_{v adm}} = \frac{170Kgf}{2cm \times 640Kgf / cm^2} = 0.13cm$$

Estos valores son muy pequeños, por lo que no se usan. Las dimensiones definitivas del buje son $20 mm$ de diámetro interior y $5 mm$ de espesor.

A.8. Elección del rodamiento.

1. Condiciones existentes:

$$d = \phi_{int} \approx 16 mm$$

$$D = \phi_{ext} \leq 85 mm$$

$$B \leq 25 mm$$

$$F_{máx} = 170 Kgf$$

$$\text{Tolerancia} = \pm 0.005 mm = 5 \mu m$$

2. Condiciones de operación:

$$L_{10h} = 12000 \text{ hrs de servicio}$$

$$n = 1.25 \text{ Hz, frecuencia promedio de trabajo}$$

$$P = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3} = \frac{140\text{Kgf} + 2 \times 170\text{Kgf}}{3} = 160\text{Kgf}$$

Se prueban dos tipos de rodamiento:

(i) Rodamiento rígido de bolas:

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60 \times \ddot{n}} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$\Rightarrow C = 575 \text{ Kgf} = 5750 \text{ N}$$

De las tablas SKF, el rodamiento más pequeño que satisface la condición $C_0 \geq C$ es el 6303, cuyas características son

$$d = 17 \text{ mm}$$

$$D = 47 \text{ mm}$$

$$B = 14 \text{ mm}$$

$$C_0 = 6550 \text{ N}$$

(ii) Rodamiento de agujas:

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60 \times \ddot{n}} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3}$$

$$\Rightarrow C = 503 \text{ Kgf} = 5030 \text{ N}$$

De las tablas SKF, el rodamiento más pequeño que satisface la condición $C_0 \geq C$ es el NA 4902, cuyas características son

$$d = 15 \text{ mm}$$

$$D = 28 \text{ mm}$$

$$B = 13 \text{ mm}$$

$$C_0 = 8650 \text{ N}$$

Comparando los tamaños y la sobrerresistencia que entrega cada una de las dos alternativas, se escoge el rodamiento SKF NA 4902. El juego radial de los rodamientos de agujas está entre 20 y 30 μm para un rodamiento normal. El ajuste requerido para el eje que se aloja en el

rodamiento es k_5 , ya que el orificio de alojamiento es H_6 (orificio normal, calidad perfecta, semiapretado). El ajuste requerido para el alojamiento del rodamiento es K_7 , ya que el aro exterior del rodamiento es h_6 (eje normal, calidad precisa, semiapretado).

A.9. Conexiones.

A.9.1. Conexión soporte - viga.

Se realizan dos verificaciones: la resistencia del perno a tracción y corte, y la resistencia de la plancha al aplastamiento. La primera se usa para encontrar el diámetro del perno adecuado, y la segunda, para encontrar el espesor de plancha correcto.

Para un perno corriente ASTM A307, los valores de las tensiones admisibles de tracción y corte son:

- $\sigma_{adm} = 1409 \text{ Kgf/cm}^2$
- $\tau_{adm} = 730 \text{ Kgf/cm}^2$

Las ecuaciones y los resultados adecuados son los siguientes:

$$\tau = \frac{V_{soporte}}{\frac{\pi\phi^2}{4} \times n} \leq \tau_{adm} \Rightarrow \phi^2 \geq \frac{V_{soporte}}{\frac{\pi \times \tau_{adm}}{4} \times n} \Rightarrow \phi \geq 2.7 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{0.5 \times V_{total}}{\frac{\pi\phi^2}{4} \times n} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow \phi^2 \geq \frac{0.5 \times V_{total}}{\frac{\pi \times \sigma_{adm}}{4} \times n} \Rightarrow \phi \geq 1.3 \text{ mm}$$

- donde $V_{soporte}$: reacción máxima esperada del soporte de goma (165 Kgf)
 V_{total} : fuerza máxima esperada de resistencia de la probeta de goma (140 Kgf)
 n : número de pernos (4).

Se eligen, entonces, pernos de 4 mm de diámetro para esta conexión.

La resistencia al aplastamiento de una plancha de acero A37-24ES es de 1944 Kgf/cm^2 ($1.35 \times F_y$). La ecuación de verificación queda

$$\frac{V_{soporte}}{d \times e} \leq 1.35 \times F_y \Rightarrow e \geq \frac{V_{soporte}}{d \times 1.35 \times F_y}$$

de donde se deduce que el espesor mínimo de las planchas a conectar, considerando pernos de 4mm de diámetro, es de 2.1 mm. Tanto la plancha de borde del soporte como el ala del perfil IPE tienen un espesor mayor al mínimo, por lo que la condición está cubierta.

A.9.2. Conexión del alma del perfil IPE a la barra longitudinal.

La resistencia de un filete manual de 3 mm hecho con electrodos E60XX y con material base acero A37-24ES, es de 0.20 T/cm. Considerando que la soldadura debe resistir la reacción de la probeta, que son cuatro soldaduras y que el largo de cada soldadura es $l = 80 \text{ mm}$, el corte a resistir debe ser tal que

$$V \leq l \times 0.20T / \text{cm} = 8\text{cm} \times 200\text{Kgf} / \text{cm} = 1600\text{Kgf}$$

dado que $V = 35 \text{ Kgf}$, se cumple ampliamente la condición.

A.9.3. Conexión de los bujes de bronce a la placa.

Los valores de las tensiones admisibles de corte y de tracción para pernos corrientes ASTM A307 son las siguientes:

- $f_{t \text{ adm}} = 1409 \text{ Kgf/cm}^2$
- $f_{v \text{ adm}} = 1409 \text{ Kgf/cm}^2$

El esquema de carga es el mostrado en la figura A.1. La fuerza horizontal V , reacción de los soportes de goma, se descompone en un par de fuerzas, F_1 y F_2 , sobre los pernos. De acuerdo a este esquema, Las ecuaciones son:

$$V = 170\text{Kgf} \Rightarrow F_1 = -F_2 = 85\text{Kgf}$$

$$f_t = \frac{F_1}{\pi \frac{\phi^2}{4}} \leq f_{t \text{ adm}} \Rightarrow \phi \geq \sqrt{\frac{4 F_1}{\pi \times f_{t \text{ adm}}}} = \sqrt{\frac{4 \times 85\text{Kgf}}{\pi \times 1409\text{Kgf} / \text{cm}^2}} = 0.28\text{cm}$$

$$f_t = \frac{\frac{V}{2}}{\pi \frac{\phi^2}{4}} \leq f_{v \text{ adm}} \Rightarrow \phi \geq \sqrt{\frac{2V}{\pi \times f_{v \text{ adm}}}} = \sqrt{\frac{2 \times 85\text{Kgf}}{\pi \times 703\text{Kgf} / \text{cm}^2}} = 0.28\text{cm}$$

Este cálculo es aproximado, una estimación más exacta debe hacerse utilizando las fórmulas de interacción Tracción-Cizalle:

$$F_t = 1.83 - 1.8 \times f_v \leq 1.41T / cm^2 \Rightarrow F_t = 1.41T / cm^2$$

Por lo tanto, el cálculo primero es correcto. Se decide utilizar pernos de 6 mm de diámetro.

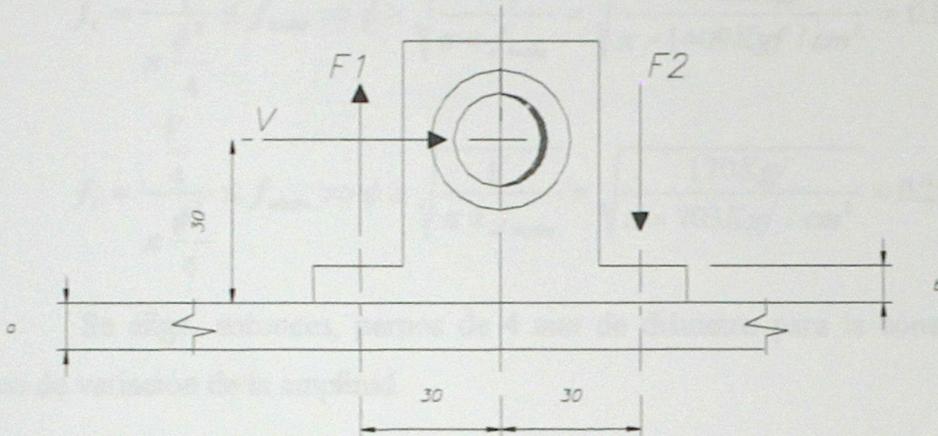


Figura A.1: Fuerzas sobre el buje de bronce.

La otra verificación a realizar es la resistencia al aplastamiento de la base. La tensión admisible de aplastamiento del acero es:

$$F_{aplast} = 1.35 F_y = 3240 \text{ Kg/cm}^2$$

Considerando un agujero de 7 mm para alojar el perno y una reacción de 85 Kg, el espesor de la placa base debe ser

$$\frac{R}{d \times e} \leq F_{aplast} \Rightarrow e \geq \frac{R}{d \times F_{aplast}} = 0.37 \text{ mm}$$

Se opta finalmente, por un espesor de 3 mm para la base.

A.9.4. Conexiones de la tapa del sistema de variación de la amplitud.

A.9.4.1. Pernos de la tapa.

La figura A.2. muestra el estado de carga a que está sometida la tapa. En esas condiciones, suponiendo que la tapa se comporta como una placa rígida, las ecuaciones de dimensionamiento son:

$$V = 170\text{Kgf} \quad M = 170\text{Kgf} \cdot \text{cm} \Rightarrow F_1 = -F_2 = 25\text{Kgf}$$

$$f_t = \frac{F_1}{\pi \frac{\phi^2}{4}} \leq f_{tadm} \Rightarrow \phi \geq \sqrt{\frac{4 F_1}{\pi \times f_{tadm}}} = \sqrt{\frac{4 \times 25\text{Kgf}}{\pi \times 1409\text{Kgf/cm}^2}} = 0.15\text{cm}$$

$$f_t = \frac{V}{\pi \frac{\phi^2}{4}} \leq f_{vadm} \Rightarrow \phi \geq \sqrt{\frac{V}{\pi \times f_{vadm}}} = \sqrt{\frac{170\text{Kgf}}{\pi \times 703\text{Kgf/cm}^2}} = 0.28\text{cm}$$

Se elige, entonces, pernos de 4 mm de diámetro para la conexión de la tapa al mecanismo de variación de la amplitud.

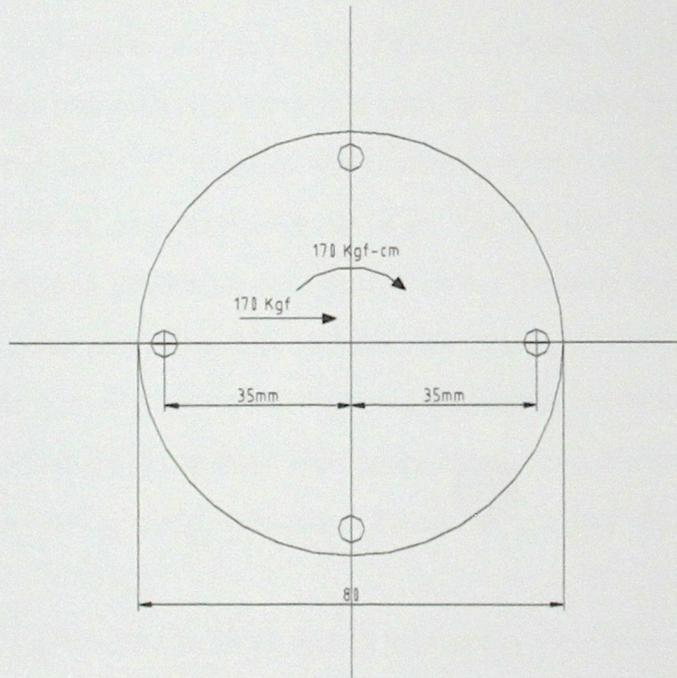


Figura A.2: Fuerzas sobre la tapa del sistema de variación del desplazamiento.

A.9.4.2. Conexión eje-tapa.

El eje que gira está soldado a la tapa del sistema de variación del desplazamiento. Los esfuerzos en la base del eje son iguales a los usados para el cálculo anterior. Las resistencias de la soldadura a tracción, por centímetro lineal, y cizalle son 200 Kg/cm y 960 Kg/cm^2 , respectivamente. Las fórmulas de diseño son:

Traccion

$$\frac{M \times r}{I} = 96 \text{Kg/cm} \leq 200 \text{Kg/cm}$$

Cizalle

$$\frac{F}{g \times l} = 172 \text{Kg/cm}^2 \leq 960 \text{Kg/cm}^2$$

Por lo tanto, basta con soldar el eje en todo su contorno.

ANEXO B.

MANUAL DE OPERACIÓN.

Para un mejor funcionamiento y obtención de resultados adecuados, es necesario seguir un esquema de trabajo. Se presentan en este anexo recomendaciones de uso y de mantenimiento para obtener un rendimiento mayor. Las recomendaciones están divididas en dos partes: Procedimientos de Ensayo y Procedimientos post Ensayo.

B.1. Procedimientos de Ensayo:

1. Posicionar todas las componentes del sistema: fuente de corriente continua, acondicionador del LVDT, acondicionador de la celda, computador de adquisición de datos, tarjeta conectora.
2. Conectar todos los cables en sus extremos correctos. Ajustar el conector del LVDT en su posición, enchufar el cable del LVDT al conector por un extremo y a la entrada del acondicionador por el otro. Unir el cable de la celda al conector de entrada de su acondicionador y enchufarlo. Conectar los cables de salida de los acondicionadores a sus puertos y a los pines adecuados de la tarjeta conectora; el cable común debe estar conectado con la tierra y el otro cable con el canal alto correspondiente. El cable serial se une a la tarjeta conectora y al puerto de adquisición de datos del computador (Precaución: no conectar este último cable hasta que la probeta a ensayar esté en su posición correcta, perfectamente fija, y todos los aparatos estén encendidos; el no hacer esto puede exponer la tarjeta de adquisición de datos a voltajes más elevados que los que admite, dañándola irremediablemente).
3. Encender todos los componentes eléctricos: acondicionadores, fuente y computador. En el caso del acondicionador de la celda, además, colocar la palanca de excitación del sensor en encendido.
4. Confirmar que los sensores estén funcionando correctamente. En el caso del LVDT imponer un desplazamiento conocido y observar si se obtiene la variación de voltaje esperada. En el caso de la celda, empujar y tirar alternadamente el eje que sale de un extremo de ella, revisando si se produce un cambio en la lectura del sensor. Si alguno de los dos no funciona correctamente, revisar, en primer lugar, la continuidad de todos los cables y de los conectores.

5. Comprobar que el sistema se encuentra en el desplazamiento mínimo. Si no es así, colocar una probeta que ya no se use, soltar los cuatro pernos del sistema de variación de la amplitud y poner en funcionamiento la máquina. Esta operación hace, por medio de la resistencia de la goma, que el sistema busque su posición inicial. Se recomienda siempre realizarla, ya que si bien no asegura la posición inicial, entrega una aproximación razonable a ese punto.
6. Conectar el cable serial a la tarjeta conectora y al puerto de adquisición de datos del computador.
7. Leer el voltaje del LVDT y girar manualmente el eje del motor hasta obtener una lectura cero; esta es la posición inicial del ensayo. Si esto no se consigue, revisar la ubicación y el apriete de la tuerca y el perno que está por el lado del LVDT.
8. Comenzar el ensayo, siempre siguiendo un orden ascendente según el porcentaje de deformación. Para aplicar el primer desplazamiento (que debe ser el menor), utilizar la tabla de desplazamiento versus giro. Soltar los cuatro pernos de ajuste del sistema de variación del desplazamiento. Utilizar la barra de acero fabricada para aplicar el giro, sujetando con la mano el acoplamiento motor-reductor para impedir el movimiento. Para no deformar la probeta, soltar la tuerca del lado opuesto al LVDT y girar de forma que el sistema se mueva hacia este sensor. Apretar los cuatro pernos de ajuste del sistema de variación del desplazamiento. Luego, devolver el sistema a su posición inicial, girando con la mano el acoplamiento, leer el voltaje de la celda de carga y ajustar ambas tuercas de forma de no modificar la lectura cero.
9. Preparar el software de adquisición para iniciar la toma de datos, configurando el número de muestras por segundo y el tiempo total de muestreo.
10. Aplicar con la fuente de corriente continua el voltaje adecuado, de acuerdo a la relación voltaje versus frecuencia determinada.
11. Conectar la alimentación del motor a la fuente e iniciar la toma de datos.
12. Una vez terminado el muestreo, desconectar la alimentación del motor de la fuente.
13. Ubicar la posición cero.
14. Soltar la tuerca interior de sujeción de la probeta y los pernos de ajuste del sistema de variación de la amplitud, y girar el ángulo que falta para obtener el siguiente desplazamiento, cuidando de no deformar la probeta.
15. Volver al punto 8, hasta terminar.

16. Una vez concluido el ensayo de la probeta, desconectar el cable del puerto de adquisición, sacar la probeta ya ensayada y repetir el procedimiento descrito en el punto 4 para devolver el sistema a su posición inicial.
17. Colocar la nueva probeta a ensayar y repetir el procedimiento.

B.2. Procedimientos post Ensayo:

1. Es recomendable dejar siempre el sistema en su posición inicial después de terminados los ensayos. Esta práctica permite ahorrar tiempo la próxima vez que se realicen pruebas.
2. Para apagar el sistema se debe seguir la siguiente secuencia: cerrar los programas de toma de datos, desconectar el cable del puerto de adquisición, apagar los acondicionadores, apagar el resto de los componentes. Si no se van a realizar ensayos durante el mismo día o al día siguiente, guardar los acondicionadores, la fuente y la tarjeta conectora en sus respectivas cajas y embalajes, enrollar los cables de la celda, el LVDT y el motor.
3. El paso siguiente es procesar los datos de los ensayos, para obtener los parámetros que se están estudiando. Todo este proceso está automatizado a través de software. Los programas son: PUCH98, que calcula y dibuja la curva de histéresis para una probeta con un nivel de deformación, junto con el amortiguamiento y el módulo de corte; GPRM y BPRM, que calculan y dibujan las curvas de G y β promedio versus deformación para un conjunto de probetas. Estos son archivos de proceso por lotes (Batch) que llaman a otros programas, que no es necesario detallar, y cuyo resultado es almacenado en archivos, para su posterior uso. Estos archivos se detallan en la tabla B.1.
4. Con los resultados de módulo de corte y amortiguamiento versus deformación, para cada grupo de probetas del mismo origen, ajustar por mínimos cuadrados una curva de la cual se pueda obtener los valores de G y β para los valores de deformación especificados. Determinar los errores asociados a cada valor.

Tabla B.1: Contenido de los archivos de salida del proceso.

Extensión del archivo	Contenido
.SAL	Fuerza, Desplazamiento y Tiempo.
.DAT	Deformación, Esfuerzo y Tiempo.
.TX, .TF	Desplazamiento y Tiempo, Fuerza y Tiempo.
.TD, .TE	Deformación y Tiempo, Esfuerzo y Tiempo.
.INF	G máximo y su desviación, G mínimo y su desviación, G promedio, β máximo y su desviación, β mínimo y su desviación, β promedio, módulo de pérdida (GP) y módulo de almacenaje (GA).
.IN0	Deformación máxima y esfuerzo máximo.
.RET	Parámetros de la recta.
.IN1, .IN2, .IN3, .IN4, .IN5, .IN6	Fuerza máxima, desplazamiento máximo, esfuerzo máximo, deformación máxima, deformación máxima y G promedio, deformación máxima y β promedio.

ANEXO C.
RESULTADOS.

C.1. Etapa de Calibración.

Tabla C.1: Relación entre el giro y el desplazamiento, con probeta.

Giro	Medido	Ajustado
[°]	[cm]	[cm]
10	0.068	0.069
10	0.069	0.069
10	0.070	0.069
30	0.226	0.239
30	0.227	0.239
30	0.226	0.239
60	0.472	0.479
60	0.470	0.479
60	0.470	0.479
90	0.692	0.685
90	0.690	0.685
90	0.689	0.685
0	0.010	-0.017
10	0.066	0.069
30	0.221	0.239
60	0.476	0.479
90	0.705	0.685
100	0.760	0.745
0	0.010	-0.017
10	0.072	0.069
30	0.232	0.239
45	0.362	0.362
60	0.483	0.479
77	0.600	0.601
102	0.761	0.756
117	0.819	0.832

Tabla C.2: Relación entre el giro y el desplazamiento, comparación con probeta y sin probeta.

Con Probeta		Sin Probeta	
Giro	Desplazamiento	Giro	Desplazamiento
[°]	[cm]	[°]	[cm]
0	0.010	0	0.014
10	0.072	10	0.093
30	0.232	30	0.262
45	0.362	45	0.383
60	0.483	60	0.541
77	0.600	77	0.668
102	0.761	102	0.836
117	0.819	117	0.900

C.2. Deformaciones obtenidas.

Tabla C.3: Deformaciones reales filtradas, probetas Disipadores.

Probeta 1	Probeta 2	Probeta 3
[cm/cm]	[cm/cm]	[cm/cm]
0.021	0.027	0.033
0.054	0.082	0.101
0.092	0.133	0.128
0.181	0.216	0.226
0.525	0.565	0.570
0.796	0.860	0.880
1.064	1.114	1.153
1.783	1.696	1.807

Tabla C.4: Deformaciones reales filtradas, probetas Ferrocuacho.

Probeta 1	Probeta 2	Probeta 3	Probeta 4
[cm/cm]	[cm/cm]	[cm/cm]	[cm/cm]
0.019	0.024	0.031	0.028
0.052	0.066	0.080	0.076
0.086	0.097	0.129	0.126
0.173	0.199	0.256	0.218
0.489	0.499	0.595	0.523
0.796	0.807	0.873	0.813
1.080	1.067	1.196	1.145

Tabla C.5: Deformaciones reales filtradas, probetas Vulco, primer ensayo.

Probeta 1	Probeta 2	Probeta 3
[cm/cm]	[cm/cm]	[cm/cm]
0.018	0.018	0.020
0.066	0.059	0.066
0.115	0.093	0.099
0.221	0.194	0.195
0.556	0.519	0.456
0.877	0.834	0.734
1.115	1.137	1.088

Tabla C.6: Deformaciones reales filtradas, probetas Vulco, segundo ensayo.

Probeta 1	Probeta 2	Probeta 3
[cm/cm]	[cm/cm]	[cm/cm]
0.037	0.029	0.048
0.031	0.035	0.031
0.065	0.063	0.054
0.176	0.145	0.142
0.463	0.460	0.484
0.760	0.778	0.797
1.102	1.063	1.058

C.3. Resultados de los ensayos.

(a) Disipadores.

(a.1) Probeta 1

(i) Con filtro

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.021	20.13	15.31
0.054	13.45	15.96
0.092	10.89	15.12
0.181	8.38	13.15
0.525	5.73	10.63
0.796	4.96	9.85
1.064	4.48	9.29
1.783	4.31	8.11

(ii) Sin filtro

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.026	18.56	13.30
0.055	13.82	14.59
0.092	10.82	14.58
0.179	8.40	12.82
0.511	5.77	10.54
0.774	4.96	9.82
1.034	4.49	9.28
1.732	4.31	8.14

(iii) MTS

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.049	14.30	16.01
0.097	11.53	13.97
0.193	9.04	11.98
0.486	6.29	10.06
0.733	5.38	9.23
0.982	4.90	8.66
1.982	4.46	7.32

(a.2) Probeta 2

(i) Con filtro

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.027	21.13	13.55
0.082	12.94	13.19
0.133	10.63	12.20
0.216	8.85	10.93
0.565	6.47	9.10
0.860	5.64	8.46
1.114	5.16	7.94
1.696	5.10	7.02

(ii) Sin filtro

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.030	20.06	11.99
0.085	12.95	12.40
0.130	10.52	11.83
0.211	8.85	10.80
0.559	6.45	9.04
0.835	5.65	8.46
1.083	5.18	7.94
1.645	5.10	7.06

(iii) MTS

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.050	15.60	13.42
0.099	12.01	12.33
0.197	9.13	11.00
0.739	5.70	8.30
0.985	5.27	7.60
1.986	5.05	6.30

(a.3) Probeta 3

(i) Con filtro

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.033	16.63	14.83
0.101	11.57	13.22
0.128	10.34	12.61
0.226	8.32	11.23
0.570	5.98	9.13
0.880	5.33	8.40
1.153	4.91	7.83
1.807	4.87	6.89

(ii) Sin filtro

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.039	15.69	13.48
0.102	11.57	12.68
0.131	10.27	12.24
0.221	8.35	11.11
0.554	5.98	9.11
0.856	5.33	8.40
1.120	4.92	7.83
1.755	4.87	6.93

(iii) MTS

Deformación [%]	G_{prom} [Kgf/cm ²]	β_{prom} [%]
0.050	13.21	13.29
0.099	10.66	12.10
0.493	6.30	9.10
0.739	5.52	8.32
0.985	5.10	7.80
1.982	5.11	6.35

(b) Ferrocachaço.**(b.1) Probeta 1****(i) Con filtro**

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.019	17.35	7.74
0.052	15.13	7.28
0.086	14.17	7.34
0.173	12.66	6.82
0.489	10.27	6.35
0.796	9.15	6.15
1.080	8.52	5.94

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.021	17.46	6.96
0.053	14.89	7.00
0.092	13.83	6.97
0.170	12.62	6.78
0.476	10.28	6.34
0.775	9.15	6.14
1.048	8.53	5.96

(iii) MTS

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.100	12.45	6.62
0.200	11.30	6.25
0.490	9.60	5.73
0.740	8.83	5.51
0.990	8.36	5.34
1.980	8.11	4.92

(b.2) Probeta 2**(i) Con filtro**

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.024	15.26	7.59
0.066	13.64	7.50
0.097	12.98	7.32
0.199	11.66	6.72
0.499	9.69	6.28
0.807	8.67	6.08
1.067	7.98	6.01

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.025	15.30	6.71
0.068	13.59	7.22
0.096	13.09	7.07
0.194	11.68	6.68
0.489	9.70	6.27
0.790	8.70	6.08
1.036	7.98	6.02

(iii) MTS

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.100	11.77	6.58
0.200	10.63	6.24
0.490	9.07	5.74
0.740	8.30	5.56
0.980	7.83	5.43
1.980	7.43	5.05

(b.3) Probeta 3**(i) Con filtro**

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.031	14.52	8.25
0.080	13.04	7.68
0.129	12.24	7.39
0.256	11.08	6.80
0.595	9.46	6.28
0.873	8.46	6.15
1.196	7.91	5.97

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.033	14.15	7.48
0.081	12.78	7.39
0.130	12.05	7.22
0.251	11.13	6.75
0.580	9.47	6.28
0.849	8.48	6.16
1.161	7.91	5.99

(iii) MTS

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.100	12.24	6.26
0.200	10.96	6.07
0.490	9.29	5.64
0.740	8.52	5.51
0.980	8.04	5.40
1.980	7.69	5.13

(b.4) Probeta 4**(i) Con filtro**

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.028	14.64	8.00
0.076	12.86	7.69
0.126	12.09	7.30
0.218	11.20	6.78
0.523	9.48	6.27
0.813	8.52	5.99
1.145	7.94	5.82

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.031	14.17	7.12
0.077	13.01	7.42
0.124	12.29	7.06
0.213	11.24	6.71
0.510	9.51	6.25
0.792	8.53	5.99
1.120	7.93	5.82

(iii) MTS

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.100	11.81	6.46
0.200	10.70	6.13
0.490	9.12	5.64
0.740	8.37	5.43
0.980	7.90	5.28
1.980	7.53	5.17

(c) Vulco (26/05/95). Primer Ensayo.**(c.1) Probeta 1****(i) Con filtro**

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.018	38.71	12.14
0.066	23.22	12.49
0.115	17.53	11.62
0.221	12.77	10.25
0.556	8.87	8.49
0.877	8.04	7.95
1.115	7.19	7.22

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.025	32.98	10.18
0.071	22.42	11.82
0.114	17.44	11.40
0.223	12.62	10.12
0.541	8.87	8.48
0.852	8.05	7.99
1.082	7.19	7.25

(iii) MTS

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.020	21.59	15.82
0.100	11.68	15.90
0.290	7.91	12.18
0.500	6.69	10.45
0.750	5.95	9.30
1.000	5.73	8.34

(c.2) Probeta 2**(i) Con filtro**

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.018	37.82	13.13
0.059	23.84	13.04
0.093	19.65	12.06
0.194	14.50	10.25
0.519	10.06	8.68
0.834	8.48	7.72
1.137	7.86	7.13

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.022	34.84	11.95
0.059	23.58	12.56
0.091	19.52	11.81
0.193	14.40	10.14
0.505	10.05	8.69
0.812	8.48	7.73
1.107	7.87	7.17

(iii) MTS

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.030	30.29	15.74
0.090	16.36	14.90
0.290	10.19	11.71
0.500	8.30	10.11
0.750	7.22	9.08
1.010	6.72	8.31

(c.3) Probeta 3**(i) Con filtro**

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.020	36.04	14.00
0.066	23.18	12.64
0.099	19.81	11.68
0.195	15.93	10.33
0.456	10.86	8.56
0.734	9.26	7.63
1.088	8.55	6.95

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.022	34.09	12.19
0.066	23.05	12.21
0.101	19.48	11.36
0.193	15.85	10.20
0.446	10.85	8.56
0.714	9.27	7.65
1.061	8.54	6.99

(iii) MTS

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kg/cm ²]	[%]
0.020	19.82	15.99
0.100	17.13	14.68
0.300	10.19	11.94
0.500	8.21	10.41
0.750	7.10	9.31
1.010	6.56	8.58

(d) Vulco (26/05/95). Segundo ensayo.

(d.1) Probeta 1

(i) Con filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.037	20.60	15.24
0.031	21.76	14.92
0.065	16.33	14.65
0.176	11.42	12.05
0.463	8.39	9.08
0.760	7.37	7.88
1.102	6.97	7.16

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.044	19.99	13.86
0.037	20.58	13.57
0.068	16.23	13.80
0.174	11.46	11.83
0.451	8.44	9.03
0.739	7.39	7.87
1.071	6.97	7.18

(d.2) Probeta 2

(i) Con filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.029	25.74	14.40
0.035	23.29	14.19
0.063	18.83	13.34
0.145	13.97	11.39
0.460	9.37	8.83
0.778	8.10	7.99
1.063	7.64	7.33

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.035	24.52	12.83
0.039	22.24	13.12
0.064	18.76	12.90
0.144	13.91	11.19
0.447	9.39	8.81
0.756	8.12	7.99
1.032	7.64	7.35

(d.3) Probeta 3

(i) Con filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.048	21.97	14.73
0.031	25.19	15.25
0.054	20.74	14.50
0.142	14.69	11.84
0.484	9.63	8.76
0.797	8.47	7.73
1.058	8.24	6.95

(ii) Sin filtro

Deformación	G_{prom}	β_{prom}
[%]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.054	21.24	13.59
0.035	23.85	13.71
0.055	20.38	13.94
0.141	14.58	11.65
0.471	9.64	8.74
0.776	8.47	7.74
1.026	8.26	6.98

C.4. Efecto del filtro sobre el valor del módulo de corte.

(a) Disipadores.

(a.1) Probeta 1

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.021	20.13	0.026	18.56	8.48%
0.054	13.45	0.055	13.82	2.67%
0.092	10.89	0.092	10.82	0.64%
0.181	8.38	0.179	8.40	0.20%
0.525	5.73	0.511	5.77	0.66%
0.796	4.96	0.774	4.96	0.06%
1.064	4.48	1.034	4.49	0.18%
1.783	4.31	1.732	4.31	0.04%

(a.2) Probeta 2

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.027	21.13	0.030	20.06	5.32%
0.082	12.94	0.085	12.95	0.03%
0.133	10.63	0.130	10.52	1.10%
0.216	8.85	0.211	8.85	0.05%
0.565	6.47	0.559	6.45	0.39%
0.860	5.64	0.835	5.65	0.17%
1.114	5.16	1.083	5.18	0.36%
1.696	5.10	1.645	5.10	0.11%

(a.3) Probeta 3

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.033	16.63	0.039	15.69	5.95%
0.101	11.57	0.102	11.57	0.04%
0.128	10.34	0.131	10.27	0.66%
0.226	8.32	0.221	8.35	0.35%
0.570	5.98	0.554	5.98	0.02%
0.880	5.33	0.856	5.33	0.14%
1.153	4.91	1.120	4.92	0.24%
1.807	4.87	1.755	4.87	0.07%

(b) Ferrocacha.**(b.1) Probeta 1**

Deformación	G filtrado	Deformación	G no filtrado	Diferencia
[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.019	17.35	0.021	17.46	0.59%
0.052	15.13	0.053	14.89	1.63%
0.086	14.17	0.092	13.83	2.41%
0.173	12.66	0.170	12.62	0.25%
0.489	10.27	0.476	10.28	0.09%
0.796	9.15	0.775	9.15	0.04%
1.080	8.52	1.048	8.53	0.10%

(b.2) Probeta 2

Deformación	G filtrado	Deformación	G no filtrado	Diferencia
[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.024	15.26	0.025	15.30	0.28%
0.066	13.64	0.068	13.59	0.34%
0.097	12.98	0.096	13.09	0.89%
0.199	11.66	0.194	11.68	0.20%
0.499	9.69	0.489	9.70	0.14%
0.807	8.67	0.790	8.70	0.28%
1.067	7.98	1.036	7.98	0.06%

(b.3) Probeta 3

Deformación	G filtrado	Deformación	G no filtrado	Diferencia
[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.031	14.52	0.033	14.15	2.58%
0.080	13.04	0.081	12.78	1.97%
0.129	12.24	0.130	12.05	1.52%
0.256	11.08	0.251	11.13	0.44%
0.595	9.46	0.580	9.47	0.10%
0.873	8.46	0.849	8.48	0.25%
1.196	7.91	1.161	7.91	0.08%

(b.4) Probeta 4

Deformación	G filtrado	Deformación	G no filtrado	Diferencia
[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[cm/cm]	[Kgf/cm ²]	[%]
0.028	14.64	0.031	14.17	3.34%
0.076	12.86	0.077	13.01	1.18%
0.126	12.09	0.124	12.29	1.61%
0.218	11.20	0.213	11.24	0.33%
0.523	9.48	0.510	9.51	0.32%
0.813	8.52	0.792	8.53	0.14%
1.145	7.94	1.120	7.93	0.15%

(c) Vulco (26/05/95), primer ensayo.

(c.1) Probeta 1

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.018	38.71	0.025	32.98	17.37%
0.066	23.22	0.071	22.42	3.58%
0.115	17.53	0.114	17.44	0.52%
0.221	12.77	0.223	12.62	1.17%
0.556	8.87	0.541	8.87	0.02%
0.877	8.04	0.852	8.05	0.10%
1.115	7.19	1.082	7.19	0.06%

(c.2) Probeta 2

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.018	37.82	0.022	34.84	8.55%
0.059	23.84	0.059	23.58	1.08%
0.093	19.65	0.091	19.52	0.62%
0.194	14.50	0.193	14.40	0.71%
0.519	10.06	0.505	10.05	0.10%
0.834	8.48	0.812	8.48	0.04%
1.137	7.86	1.107	7.87	0.06%

(c.3) Probeta 3

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.020	36.04	0.022	34.09	5.73%
0.066	23.18	0.066	23.05	0.54%
0.099	19.81	0.101	19.48	1.65%
0.195	15.93	0.193	15.85	0.52%
0.456	10.86	0.446	10.85	0.10%
0.734	9.26	0.714	9.27	0.08%
1.088	8.55	1.061	8.54	0.06%

(d) Vulco (26/05/95), segundo ensayo.

(d.1) Probeta 1

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.037	20.60	0.044	19.99	3.03%
0.031	21.76	0.037	20.58	5.75%
0.065	16.33	0.068	16.23	0.67%
0.176	11.42	0.174	11.46	0.42%
0.463	8.39	0.451	8.44	0.52%
0.760	7.37	0.739	7.39	0.27%
1.102	6.97	1.071	6.97	0.02%

(d.2) Probeta 2

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.029	25.74	0.035	24.52	4.98%
0.035	23.29	0.039	22.24	4.72%
0.063	18.83	0.064	18.76	0.37%
0.145	13.97	0.144	13.91	0.41%
0.460	9.37	0.447	9.39	0.18%
0.778	8.10	0.756	8.12	0.25%
1.063	7.64	1.032	7.64	0.05%

(d.3) Probeta 3

Deformación [cm/cm]	G filtrado [Kgf/cm ²]	Deformación [cm/cm]	G no filtrado [Kgf/cm ²]	Diferencia [%]
0.048	21.97	0.054	21.24	3.41%
0.031	25.19	0.035	23.85	5.63%
0.054	20.74	0.055	20.38	1.77%
0.142	14.69	0.141	14.58	0.81%
0.484	9.63	0.471	9.64	0.17%
0.797	8.47	0.776	8.47	0.01%
1.058	8.24	1.026	8.26	0.17%

C.5. Efecto del filtro sobre el valor del amortiguamiento.

(a) Disipadores.

(a.1) Probeta 1

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.021	15.31	0.026	13.30	15.15%
0.054	15.96	0.055	14.59	9.36%
0.092	15.12	0.092	14.58	3.71%
0.181	13.15	0.179	12.82	2.56%
0.525	10.63	0.511	10.54	0.86%
0.796	9.85	0.774	9.82	0.27%
1.064	9.29	1.034	9.28	0.04%
1.783	8.11	1.732	8.14	0.31%

(a.2) Probeta 2

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.027	13.55	0.030	11.99	12.94%
0.082	13.19	0.085	12.40	6.37%
0.133	12.20	0.130	11.83	3.13%
0.216	10.93	0.211	10.80	1.19%
0.565	9.10	0.559	9.04	0.58%
0.860	8.46	0.835	8.46	0.06%
1.114	7.94	1.083	7.94	0.09%
1.696	7.02	1.645	7.06	0.63%

(a.3) Probeta 3

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.033	14.83	0.039	13.48	10.07%
0.101	13.22	0.102	12.68	4.21%
0.128	12.61	0.131	12.24	3.01%
0.226	11.23	0.221	11.11	1.08%
0.570	9.13	0.554	9.11	0.13%
0.880	8.40	0.856	8.40	0.04%
1.153	7.83	1.120	7.83	0.03%
1.807	6.89	1.755	6.93	0.53%

(b) Ferrocacha.**(b.1) Probeta 1**

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.019	7.74	0.021	6.96	11.08%
0.052	7.28	0.053	7.00	4.03%
0.086	7.34	0.092	6.97	5.27%
0.173	6.82	0.170	6.78	0.59%
0.489	6.35	0.476	6.34	0.14%
0.796	6.15	0.775	6.14	0.17%
1.080	5.94	1.048	5.96	0.33%

(b.2) Probeta 2

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.024	7.59	0.025	6.71	13.07%
0.066	7.50	0.068	7.22	3.93%
0.097	7.32	0.096	7.07	3.54%
0.199	6.72	0.194	6.68	0.62%
0.499	6.28	0.489	6.27	0.28%
0.807	6.08	0.790	6.08	0.03%
1.067	6.01	1.036	6.02	0.14%

(b.3) Probeta 3

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.031	8.25	0.033	7.48	10.30%
0.080	7.68	0.081	7.39	3.85%
0.129	7.39	0.130	7.22	2.47%
0.256	6.80	0.251	6.75	0.79%
0.595	6.28	0.580	6.28	0.07%
0.873	6.15	0.849	6.16	0.09%
1.196	5.97	1.161	5.99	0.39%

(b.4) Probeta 4

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.028	8.00	0.031	7.12	12.39%
0.076	7.69	0.077	7.42	3.63%
0.126	7.30	0.124	7.06	3.41%
0.218	6.78	0.213	6.71	1.00%
0.523	6.27	0.510	6.25	0.25%
0.813	5.99	0.792	5.99	0.06%
1.145	5.82	1.120	5.82	0.04%

(c) Vulco (26/05/95), primer ensayo.

(c.1) Probeta 1

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.018	12.14	0.025	10.18	19.34%
0.066	12.49	0.071	11.82	5.71%
0.115	11.62	0.114	11.40	1.93%
0.221	10.25	0.223	10.12	1.31%
0.556	8.49	0.541	8.48	0.13%
0.877	7.95	0.852	7.99	0.51%
1.115	7.22	1.082	7.25	0.49%

(c.2) Probeta 2

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.018	13.13	0.022	11.95	9.81%
0.059	13.04	0.059	12.56	3.87%
0.093	12.06	0.091	11.81	2.19%
0.194	10.25	0.193	10.14	1.07%
0.519	8.68	0.505	8.69	0.07%
0.834	7.72	0.812	7.73	0.15%
1.137	7.13	1.107	7.17	0.56%

(c.3) Probeta 3

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.020	14.00	0.022	12.19	14.86%
0.066	12.64	0.066	12.21	3.49%
0.099	11.68	0.101	11.36	2.80%
0.195	10.33	0.193	10.20	1.27%
0.456	8.56	0.446	8.56	0.08%
0.734	7.63	0.714	7.65	0.19%
1.088	6.95	1.061	6.99	0.61%

(d) Vulco (26/05/95), segundo ensayo.

(d.1) Probeta 1

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.037	15.24	0.044	13.86	9.92%
0.031	14.92	0.037	13.57	9.88%
0.065	14.65	0.068	13.80	6.16%
0.176	12.05	0.174	11.83	1.86%
0.463	9.08	0.451	9.03	0.57%
0.760	7.88	0.739	7.87	0.13%
1.102	7.16	1.071	7.18	0.18%

(d.2) Probeta 2

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.029	14.40	0.035	12.83	12.23%
0.035	14.19	0.039	13.12	8.20%
0.063	13.34	0.064	12.90	3.41%
0.145	11.39	0.144	11.19	1.84%
0.460	8.83	0.447	8.81	0.21%
0.778	7.99	0.756	7.99	0.08%
1.063	7.33	1.032	7.35	0.32%

(d.3) Probeta 3

Deformación [cm/cm]	β filtrado [%]	Deformación [cm/cm]	β no filtrado [%]	Diferencia [%]
0.048	14.73	0.054	13.59	8.37%
0.031	15.25	0.035	13.71	11.21%
0.054	14.50	0.055	13.94	4.04%
0.142	11.84	0.141	11.65	1.60%
0.484	8.76	0.471	8.74	0.24%
0.797	7.73	0.776	7.74	0.11%
1.058	6.95	1.026	6.98	0.38%

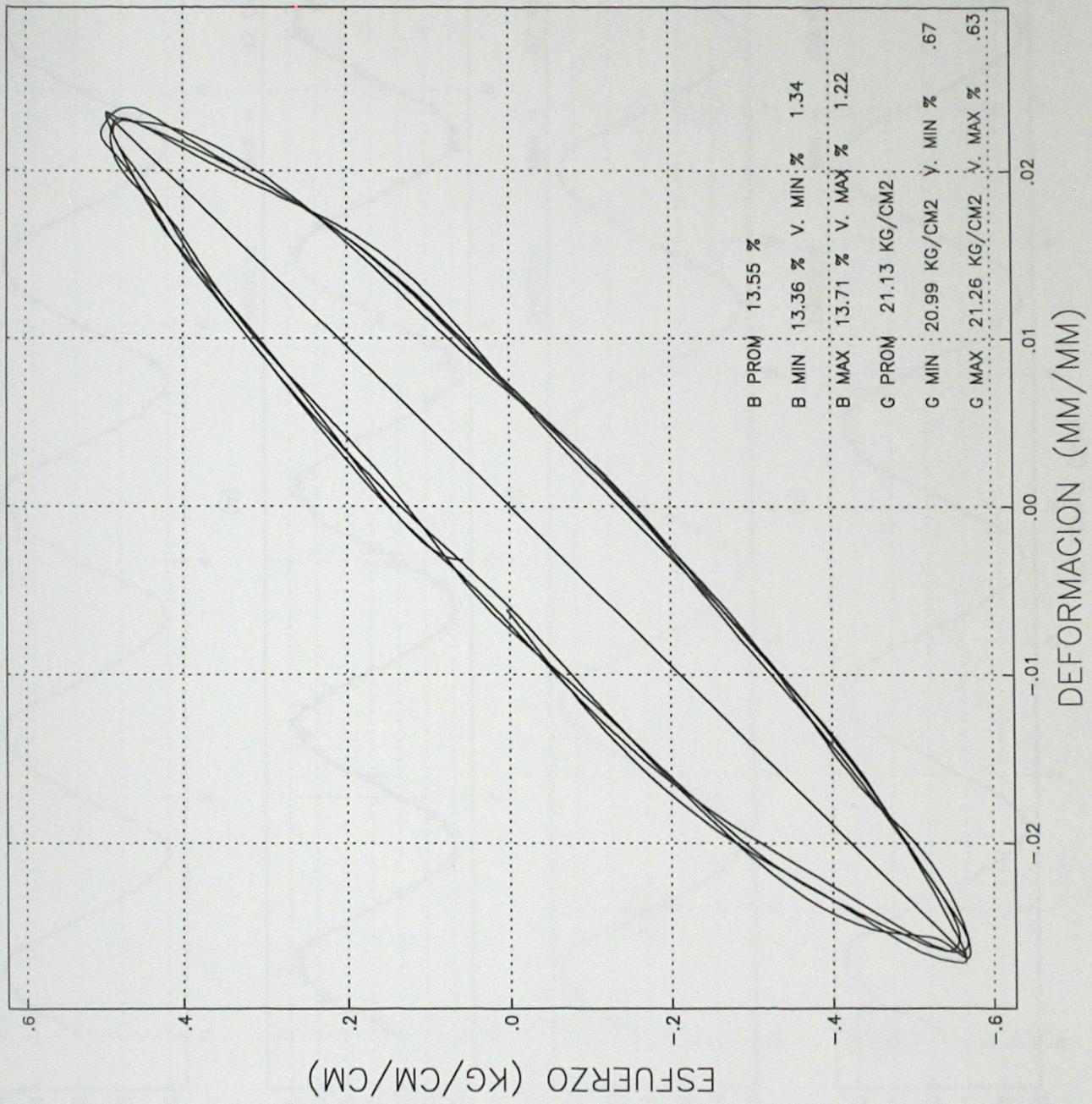
ANEXO D.

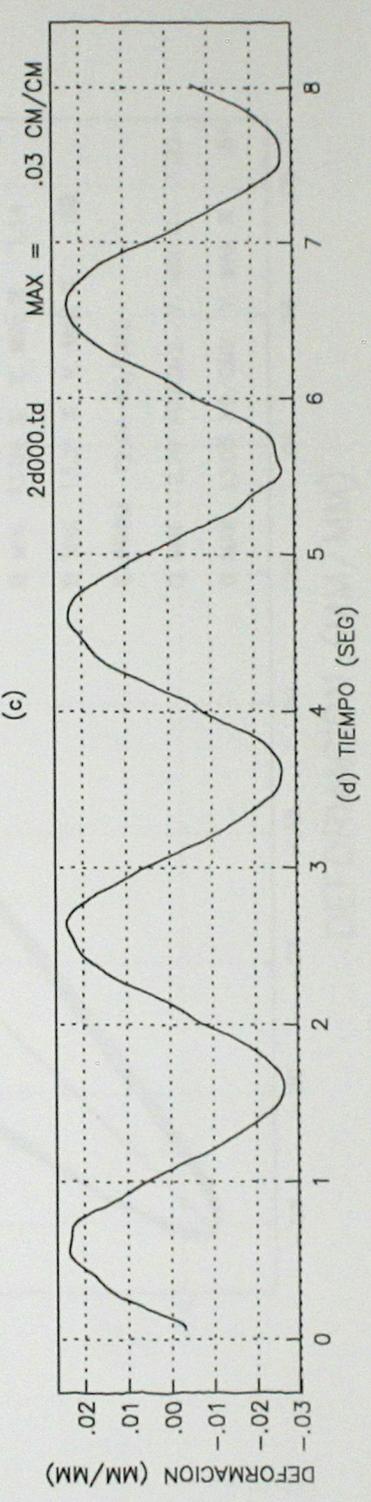
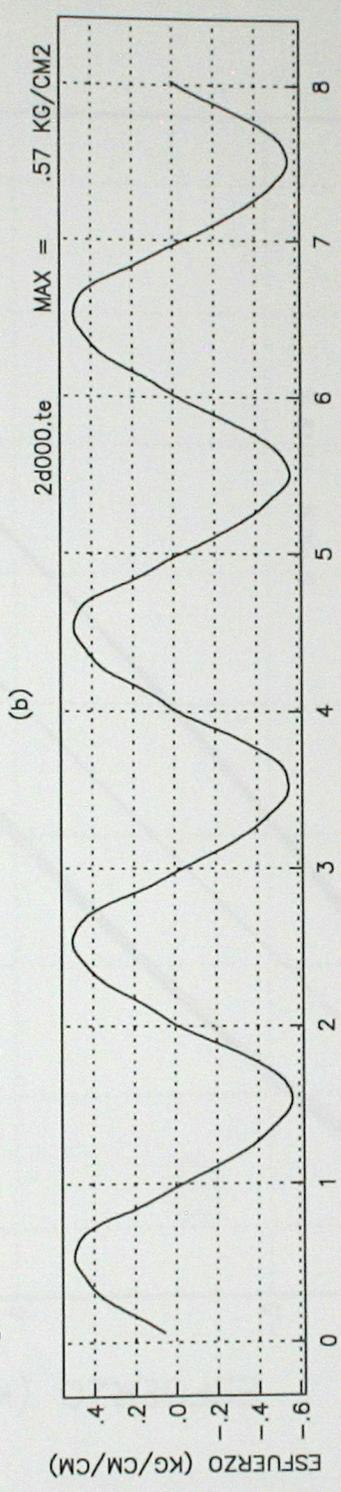
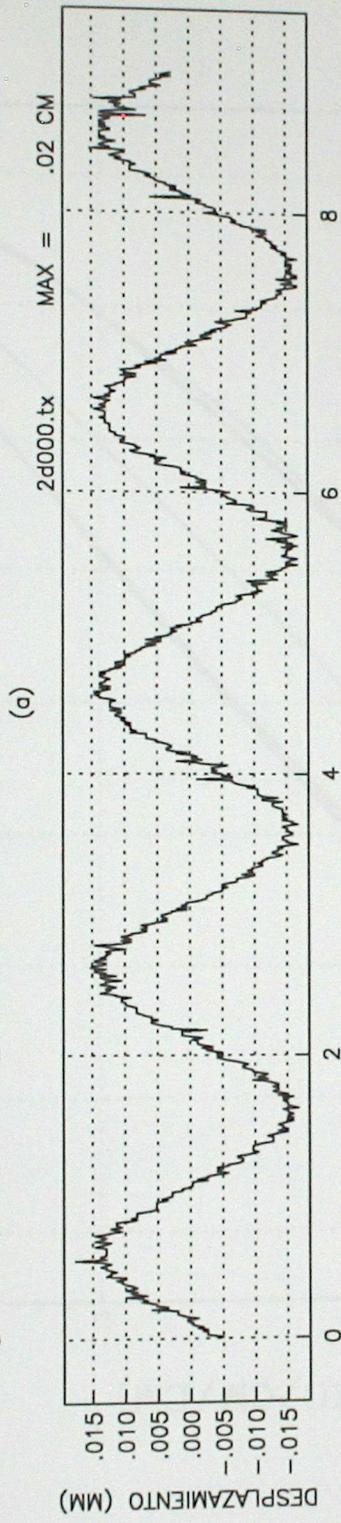
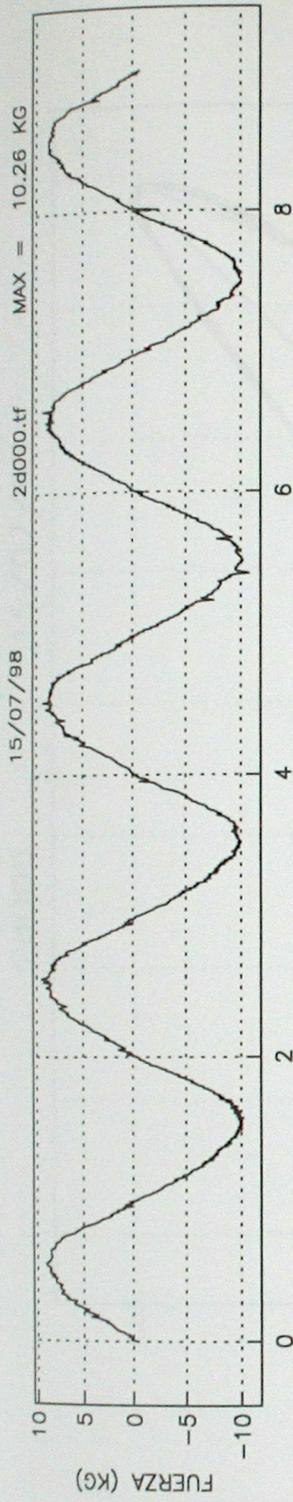
CICLOS DE HISTÉRESIS E HISTORIA DE TIEMPO.

En este anexo, se muestran los ciclos de histéresis y la historia de tiempo resultantes del ensayo de una de las probetas, hecha de goma utilizada en la fabricación de los disipadores pasivos de energía. El objetivo es mostrar, cualitativamente, la forma de las curvas resultantes del uso de la máquina, para todo el rango operacional de desplazamiento, así como la salida gráfica de datos proporcionada por el programa. Por esta razón, no se incluyen los resultados de todas las probetas.

15/07/98

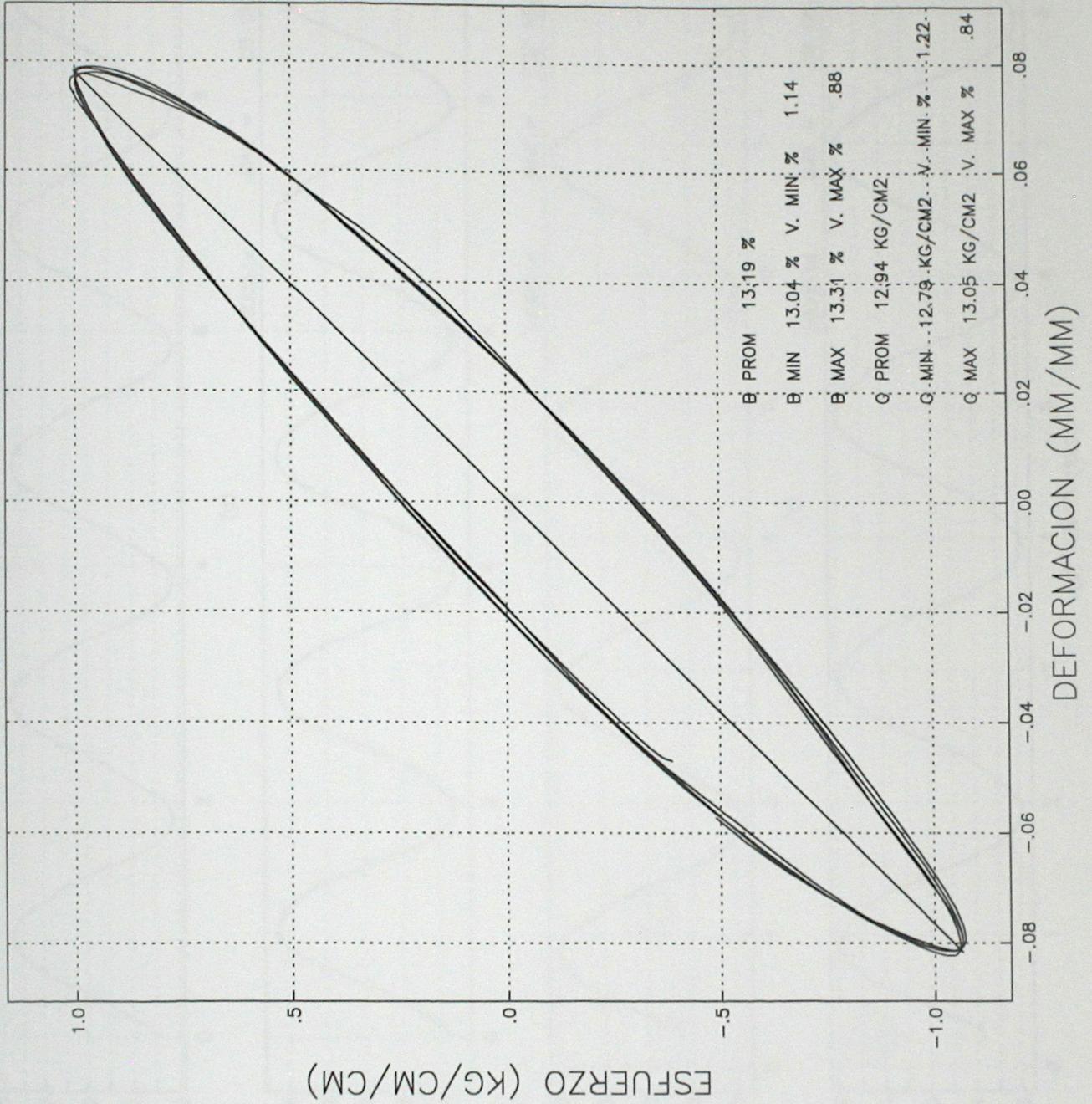
2d000

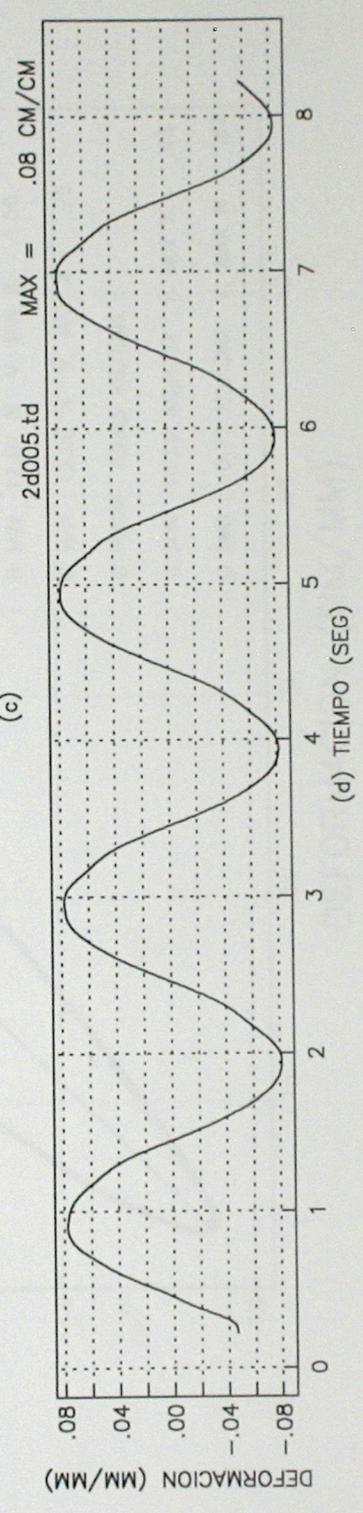
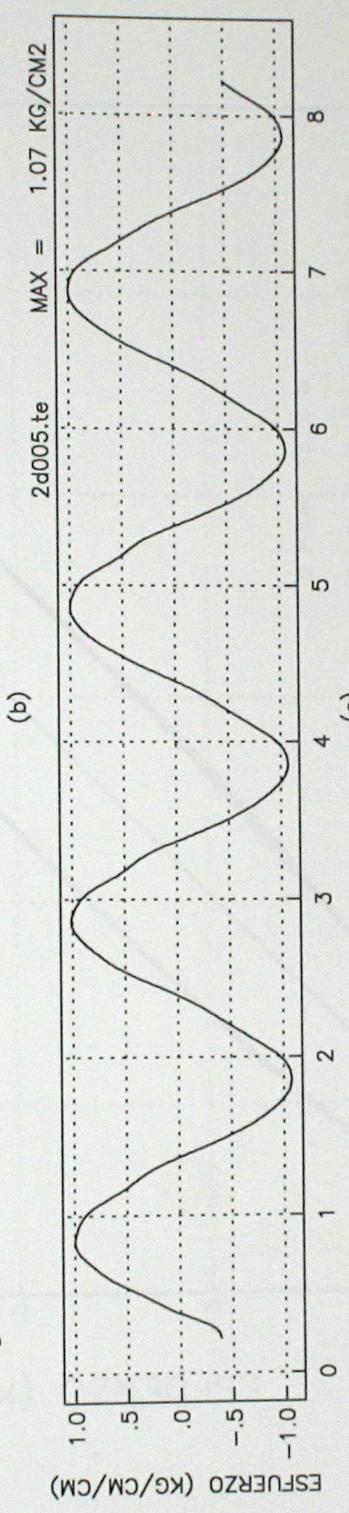
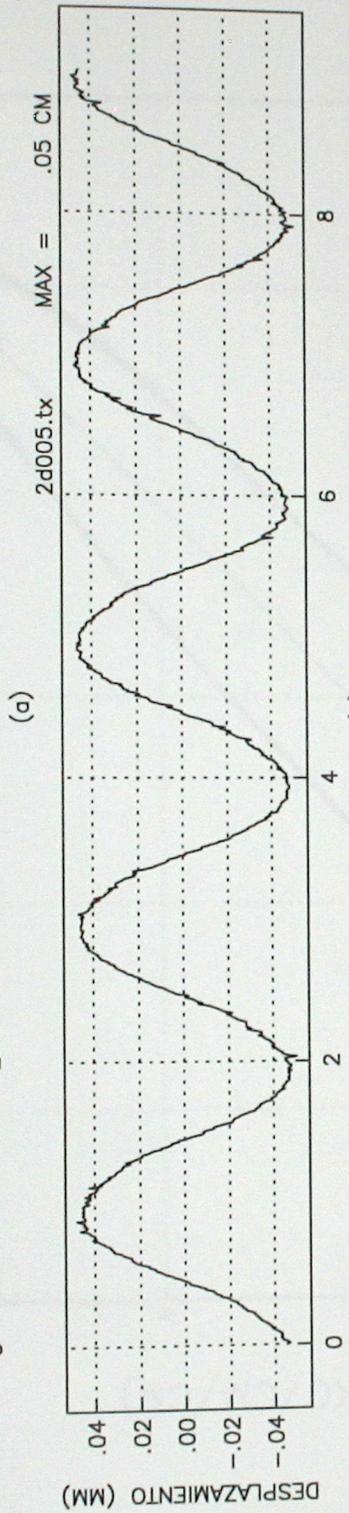
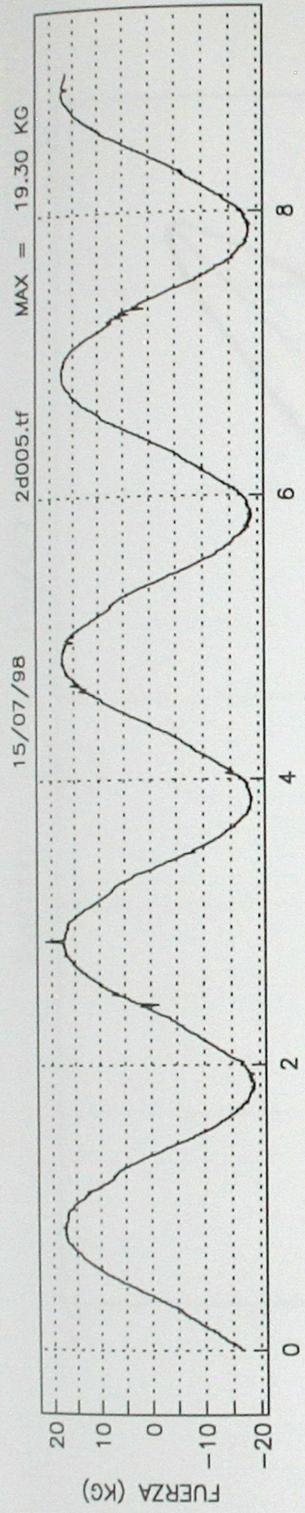




15/07/98

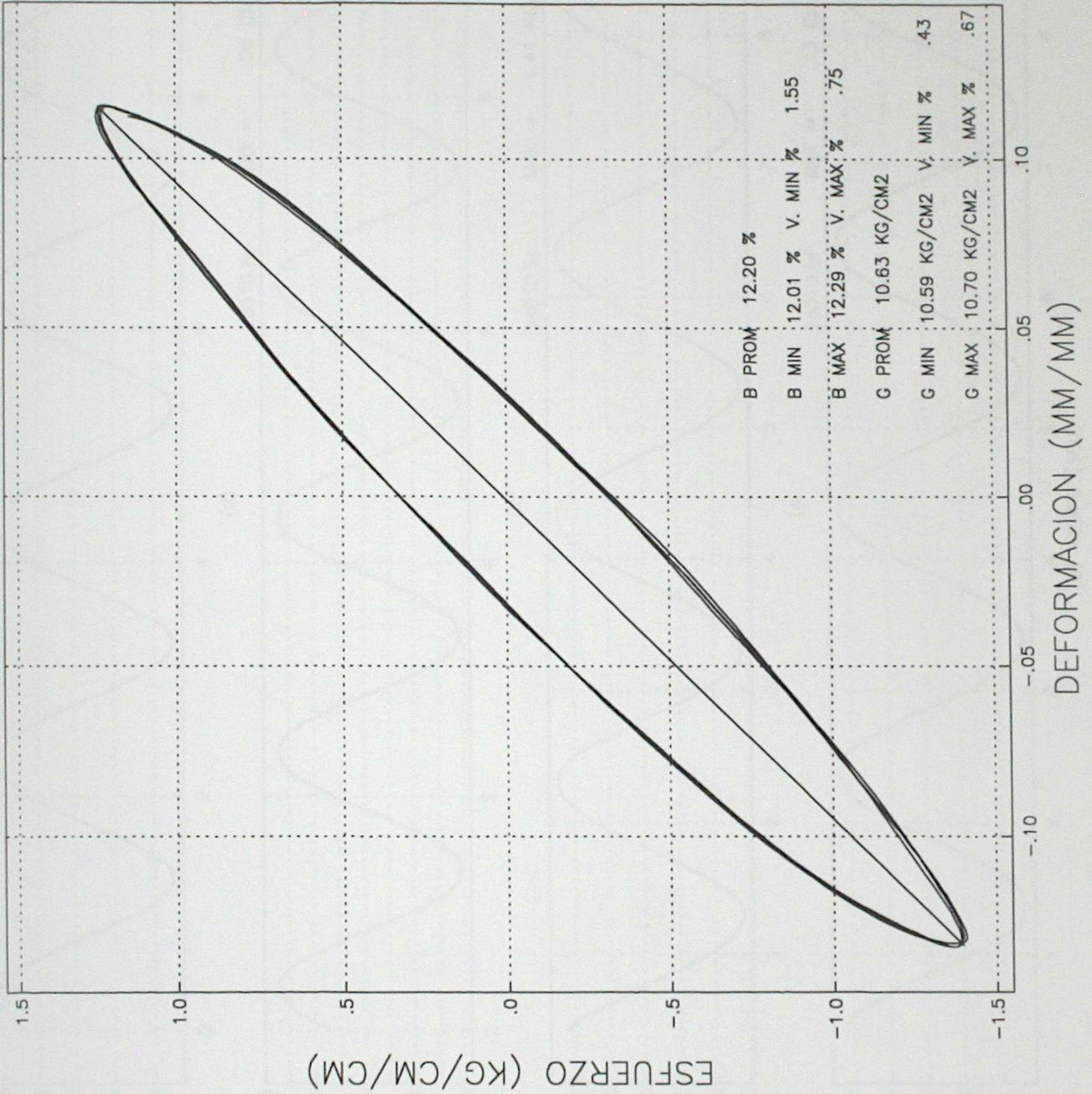
2d005

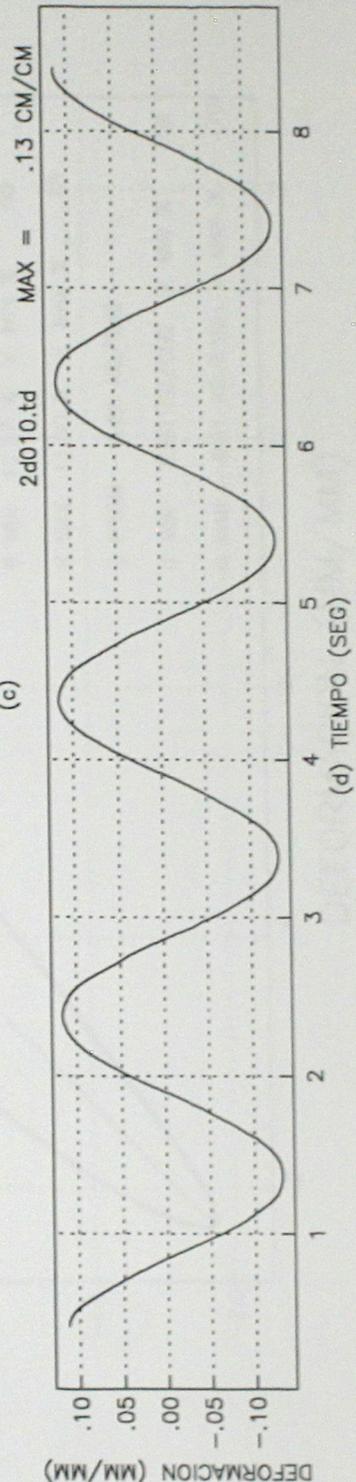
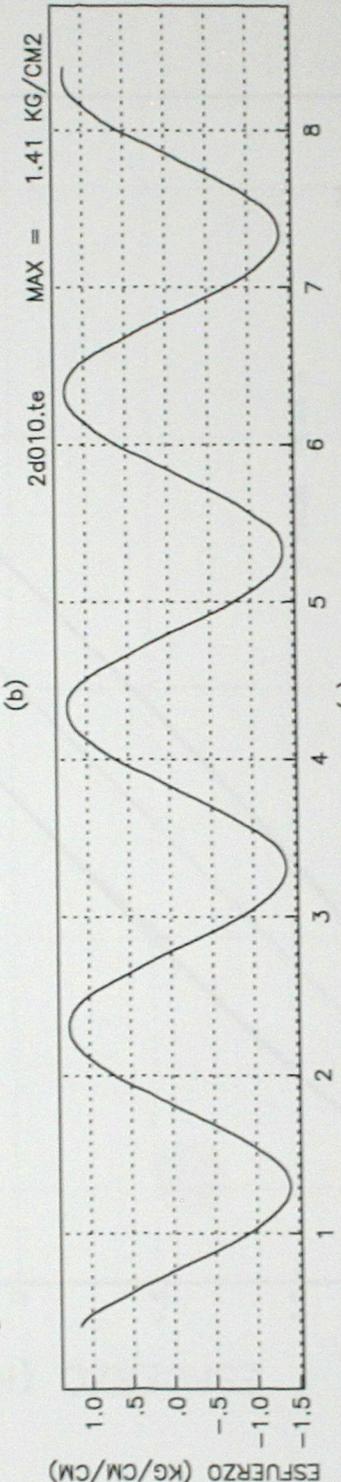
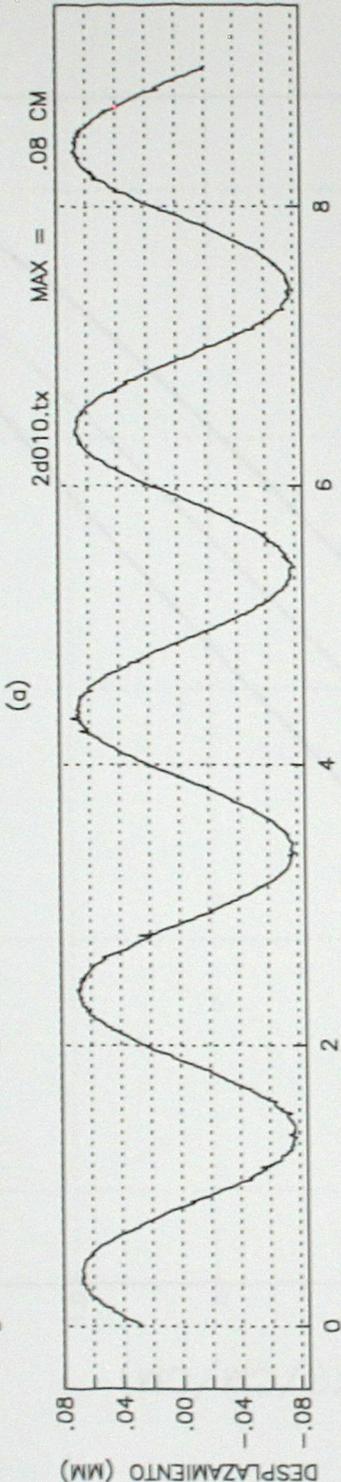
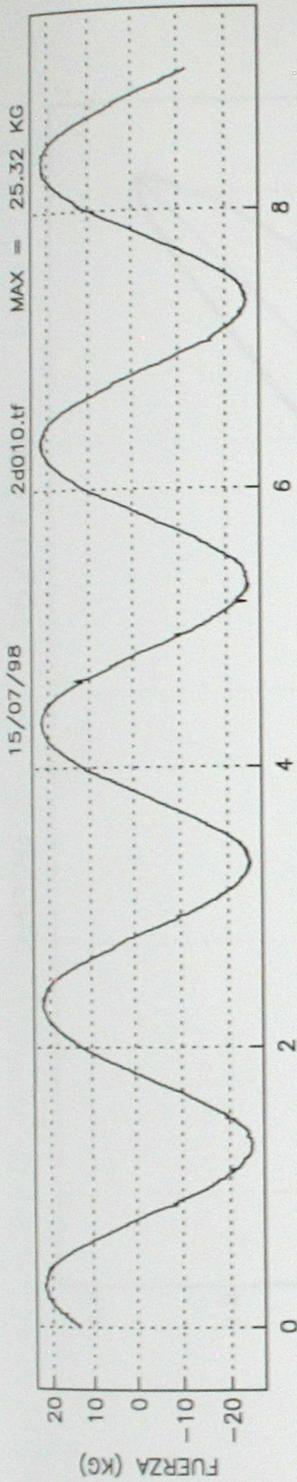




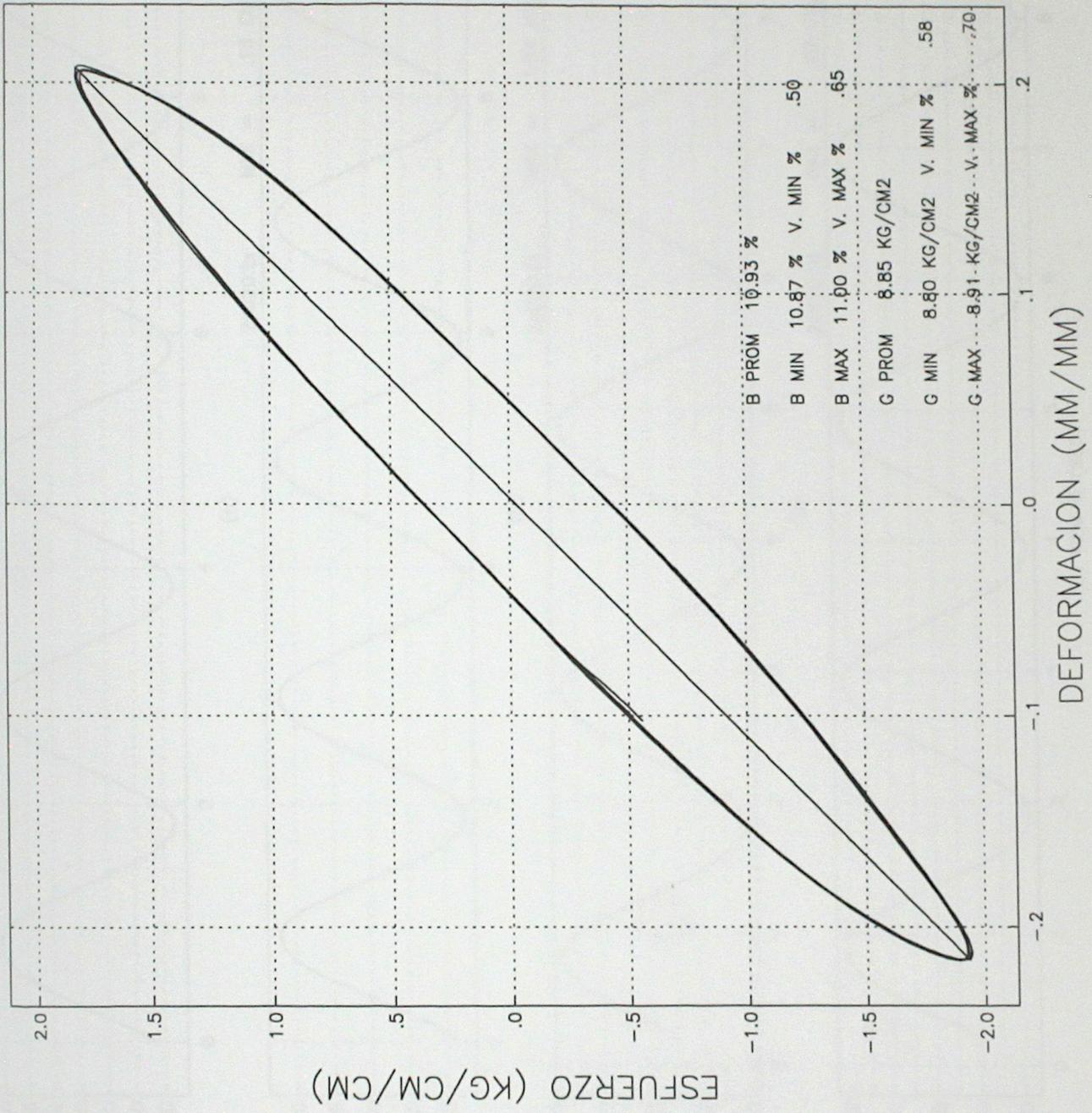
15/07/98

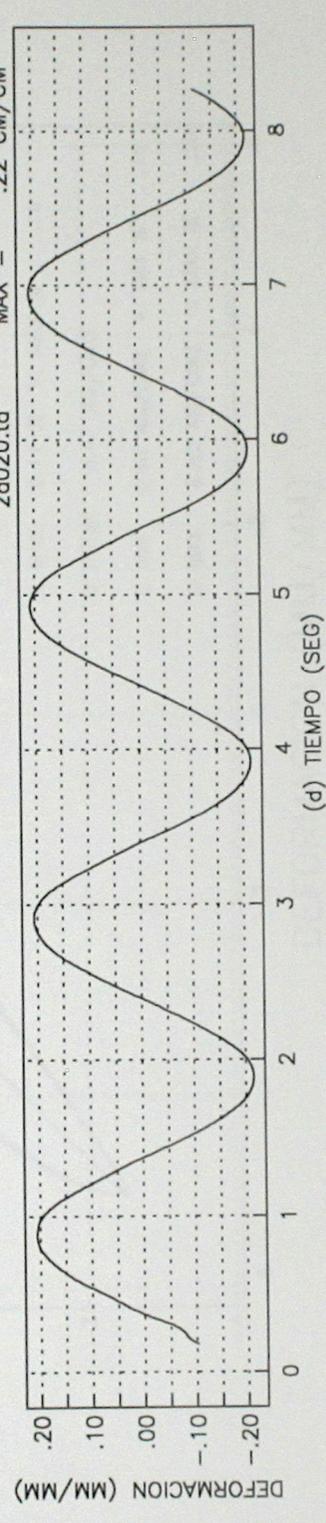
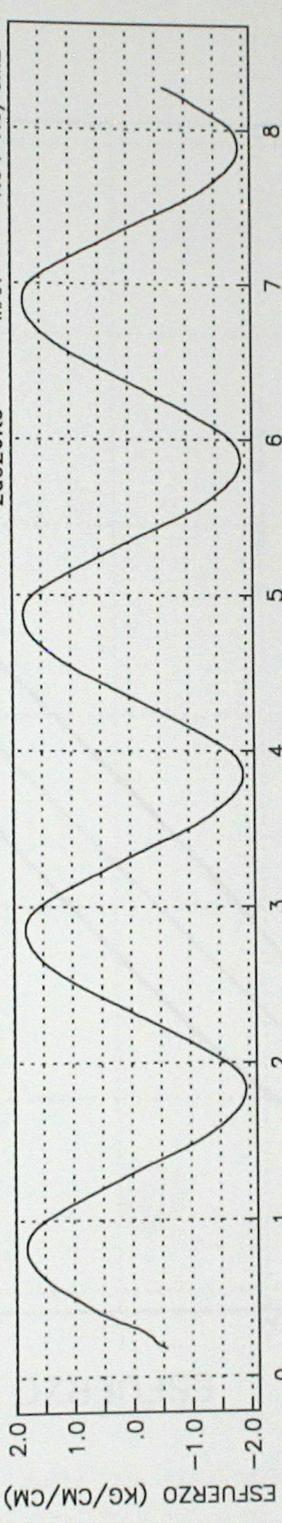
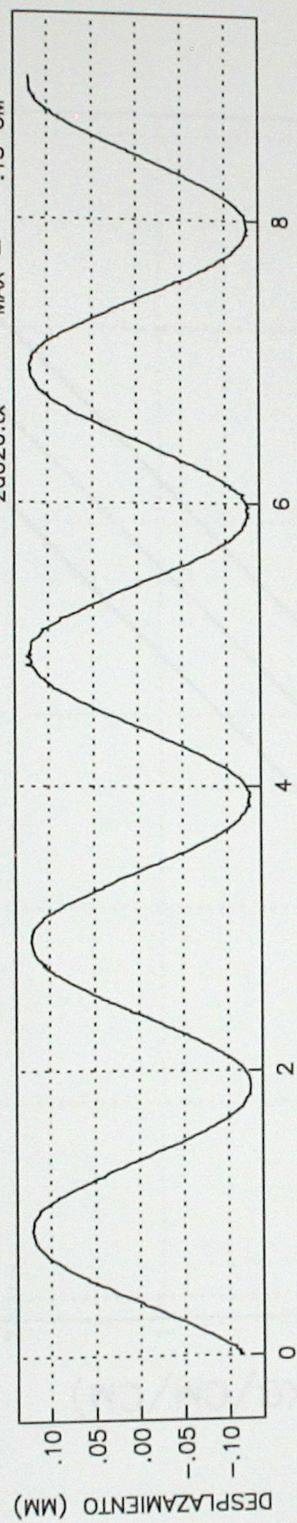
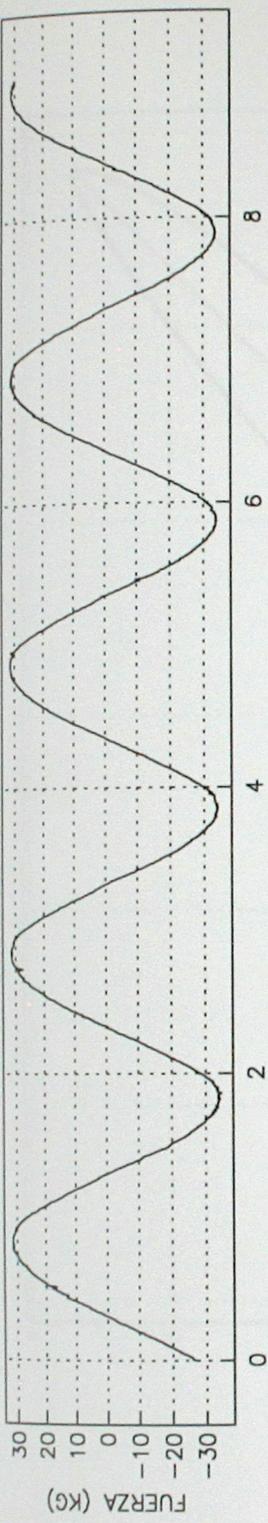
2d010





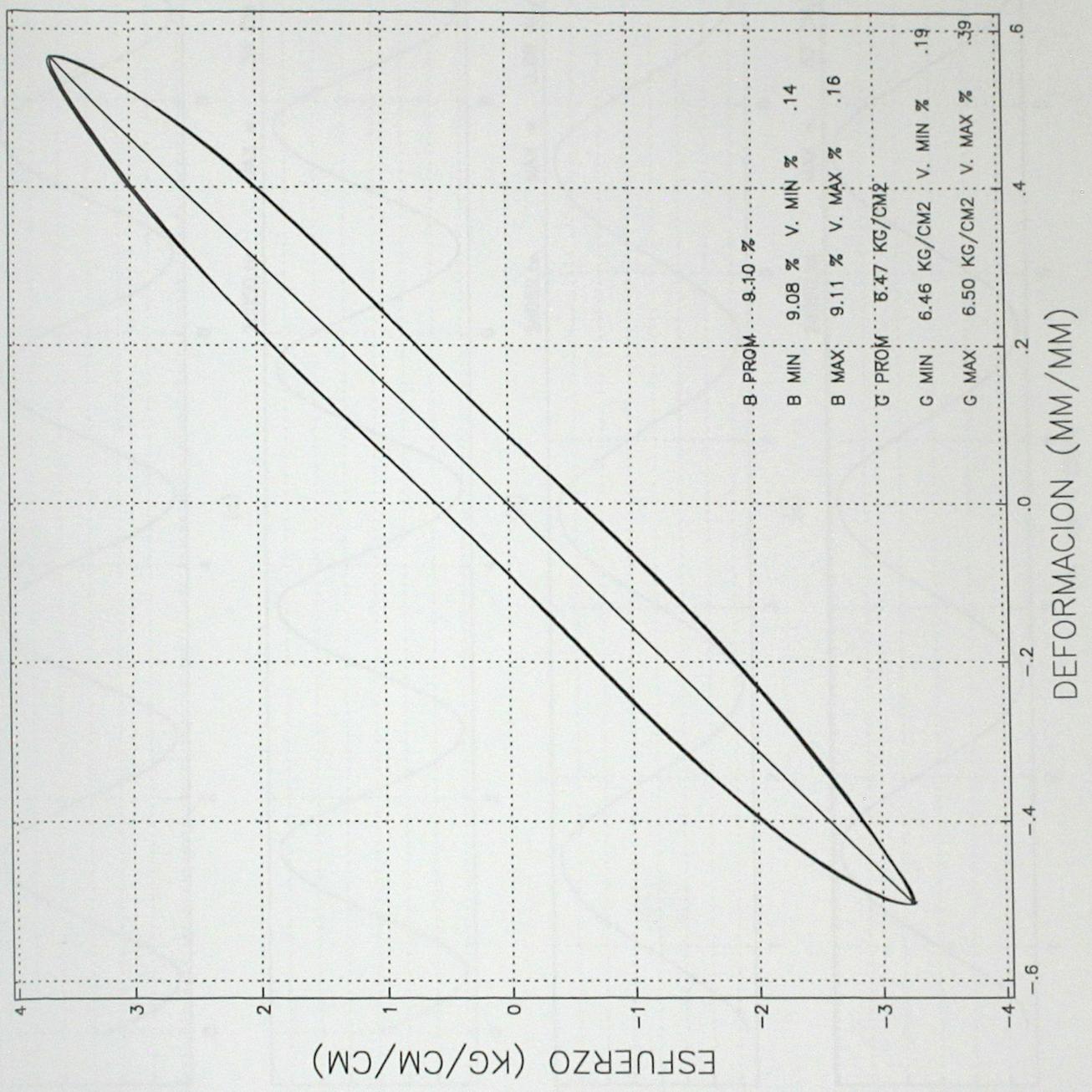
2d020 15/07/98

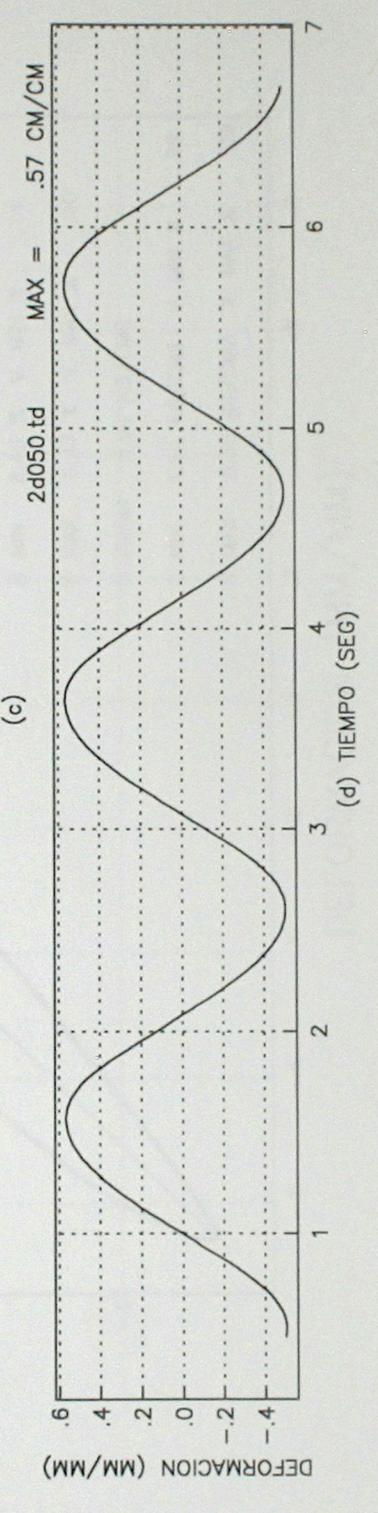
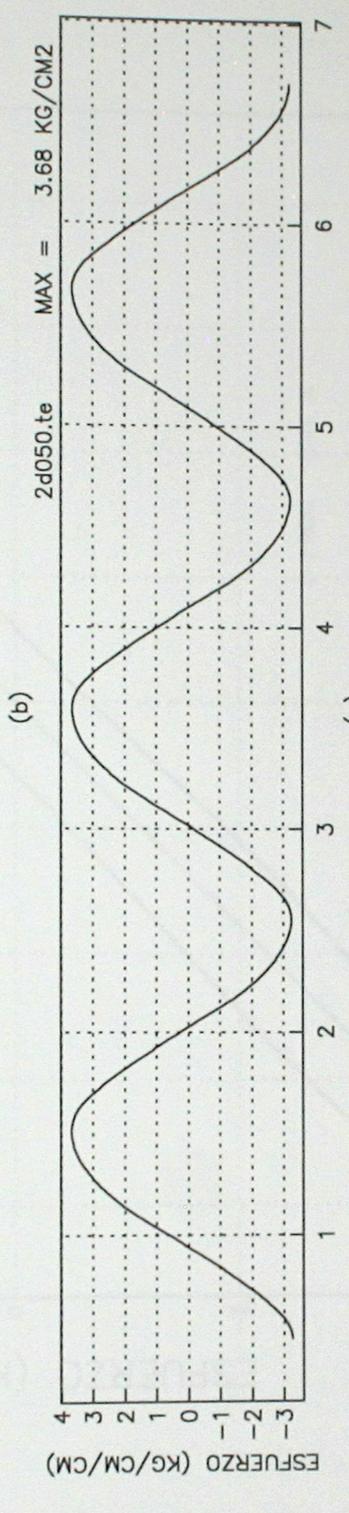
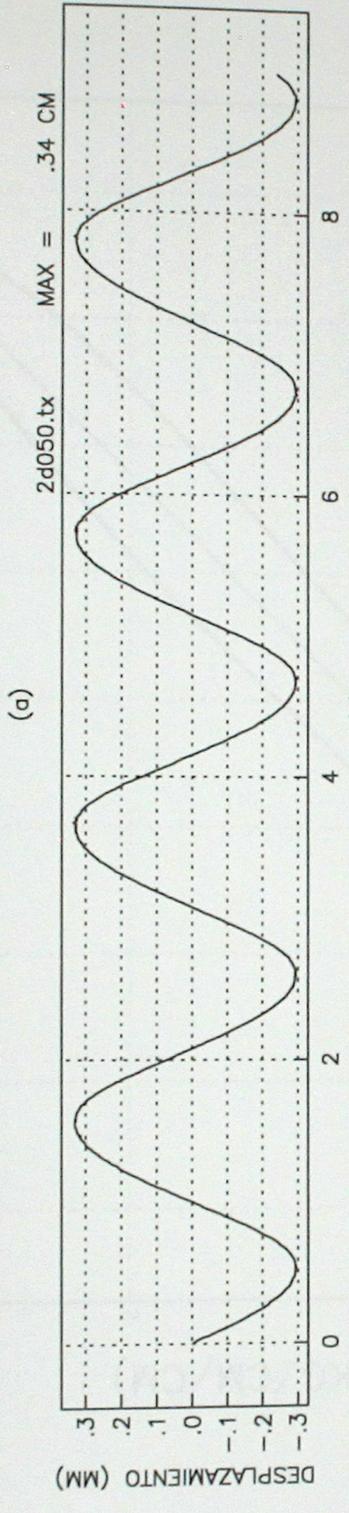
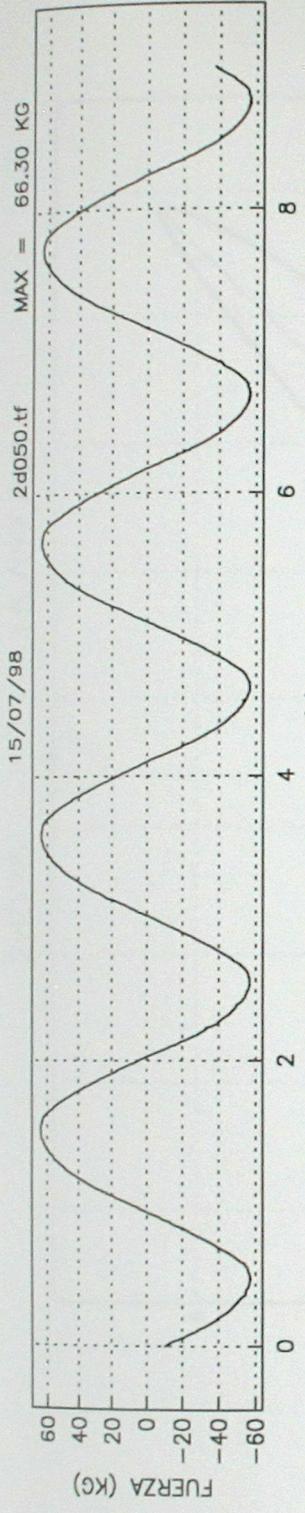




15/07/98

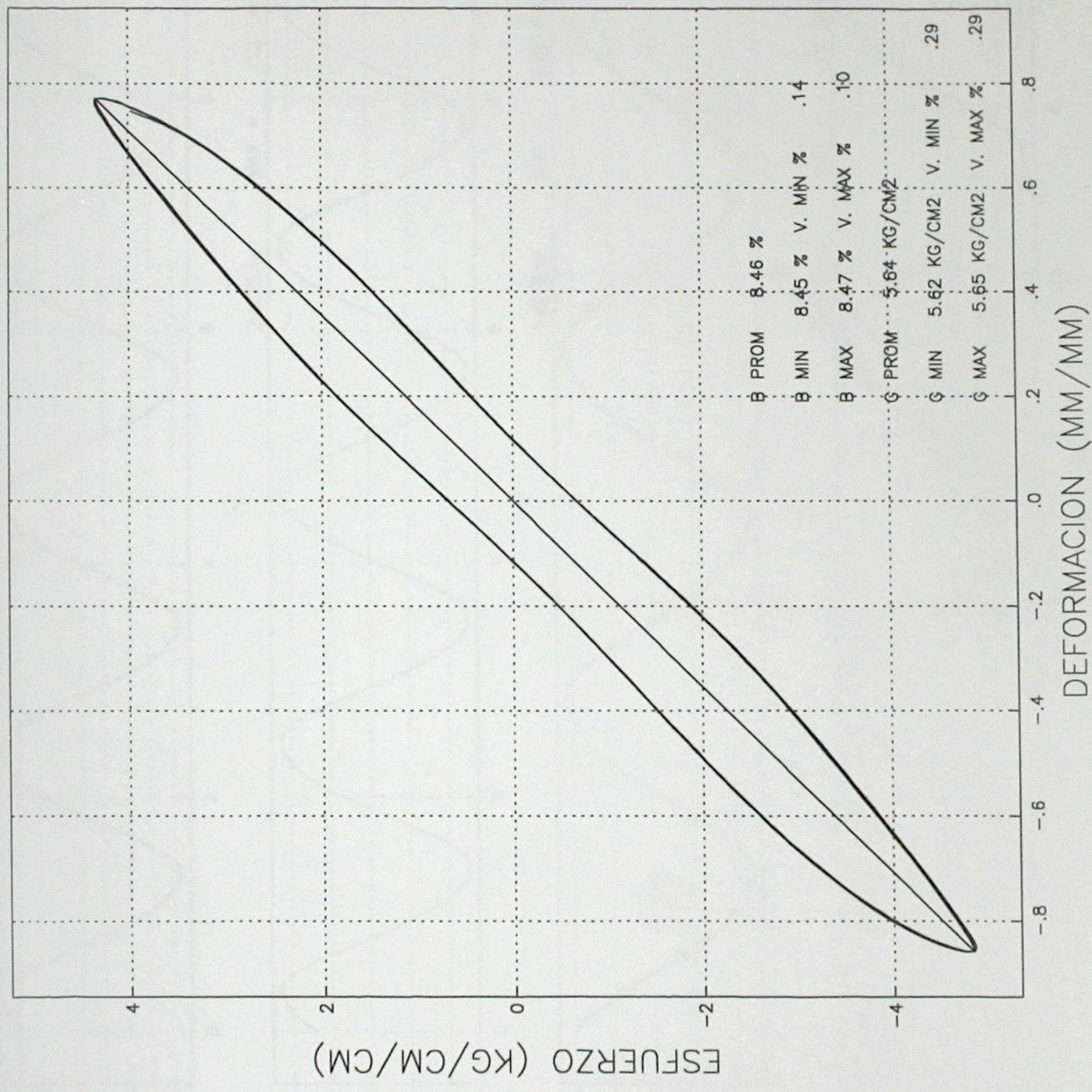
2d050

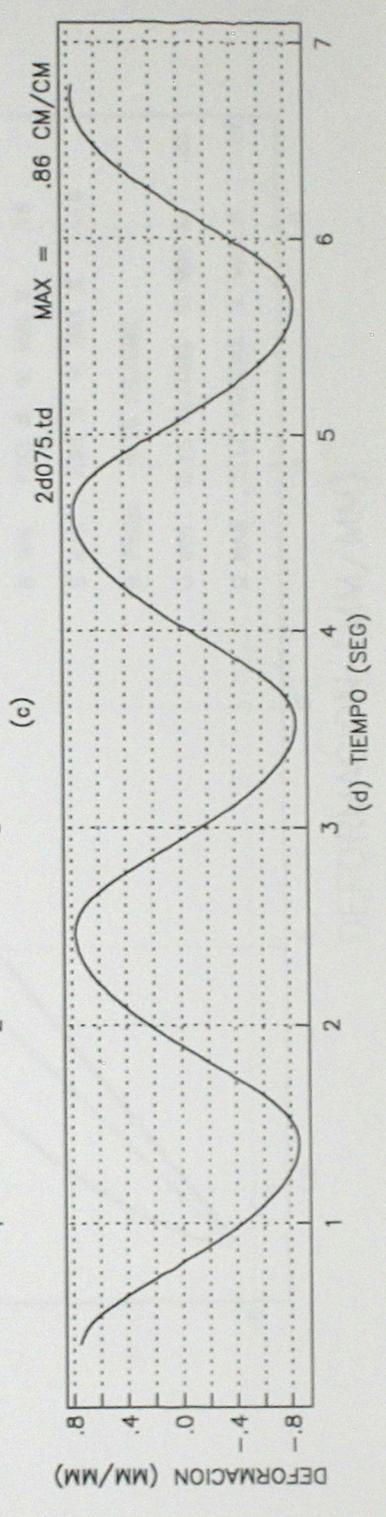
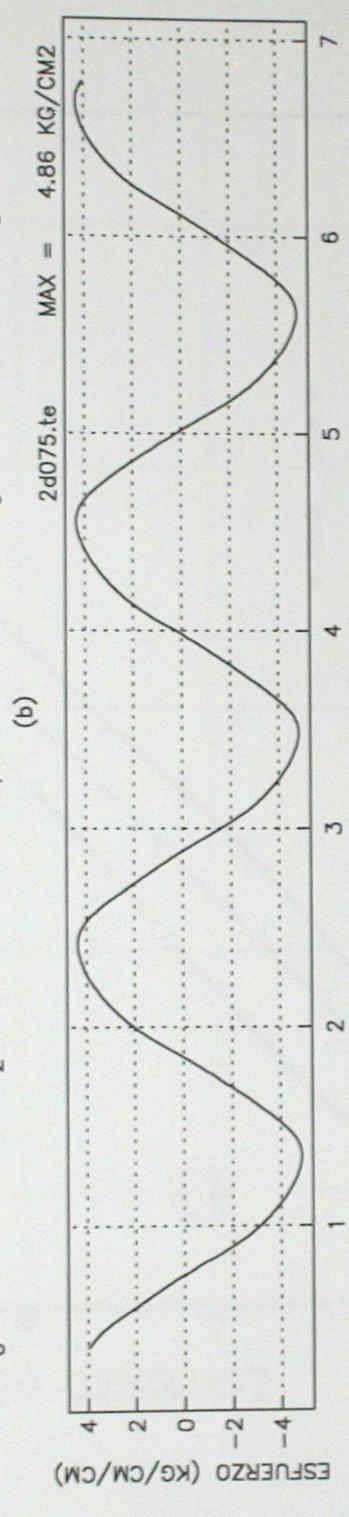
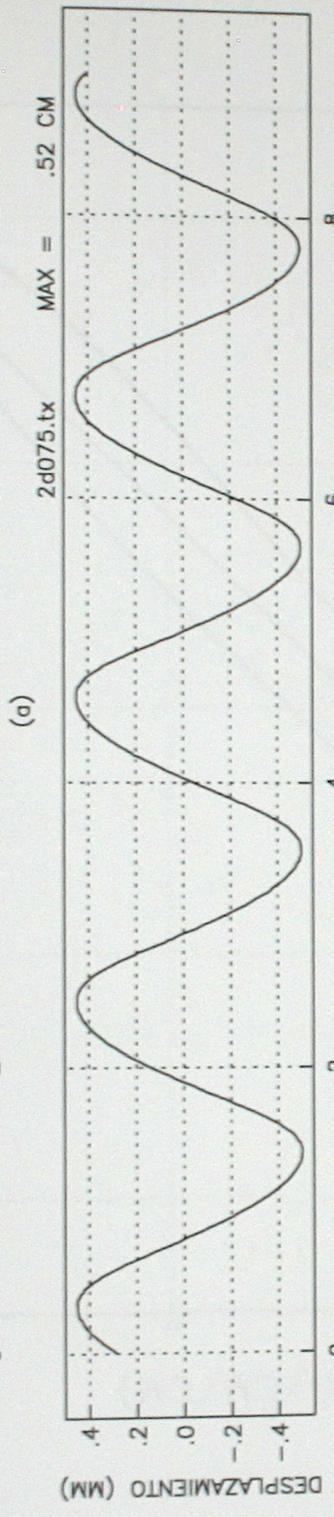
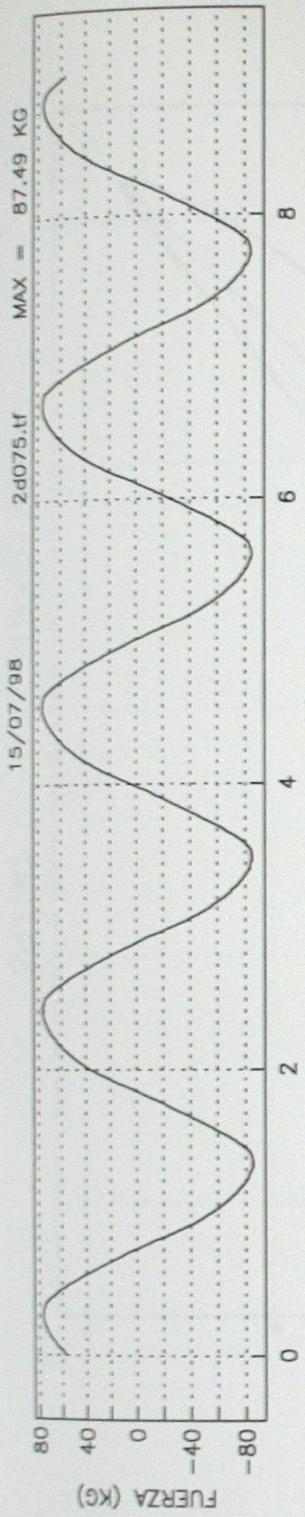




15/07/98

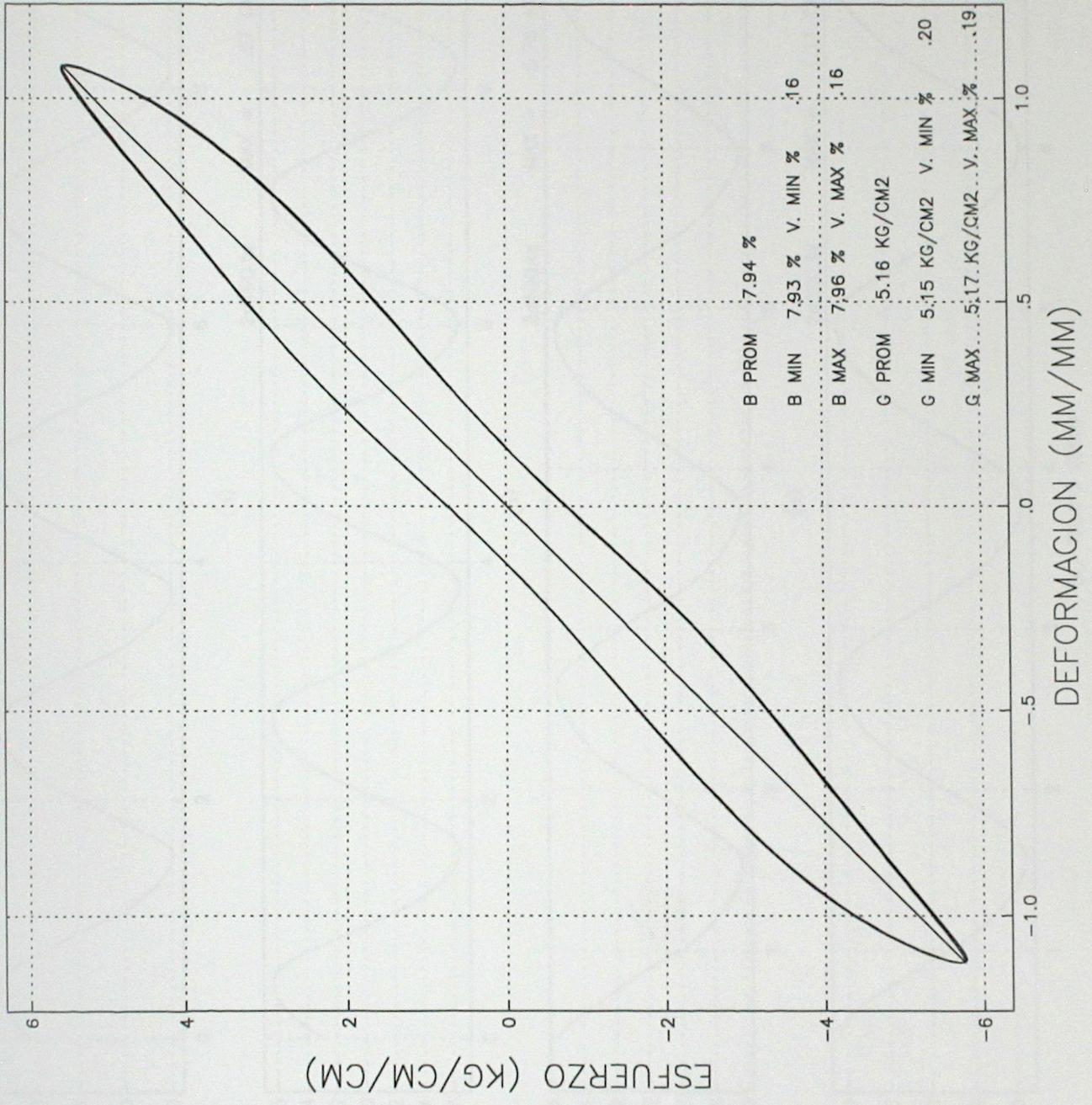
2d075

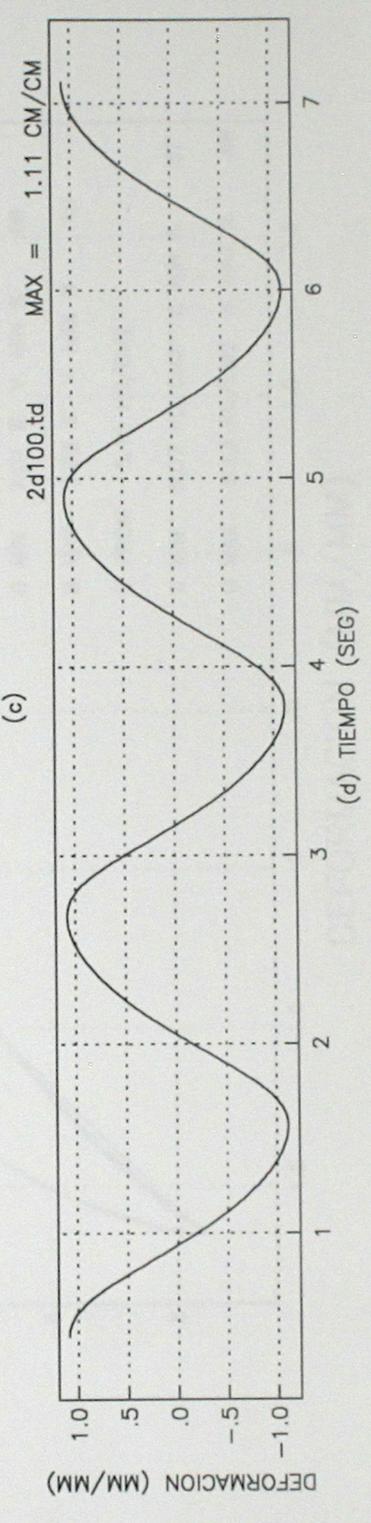
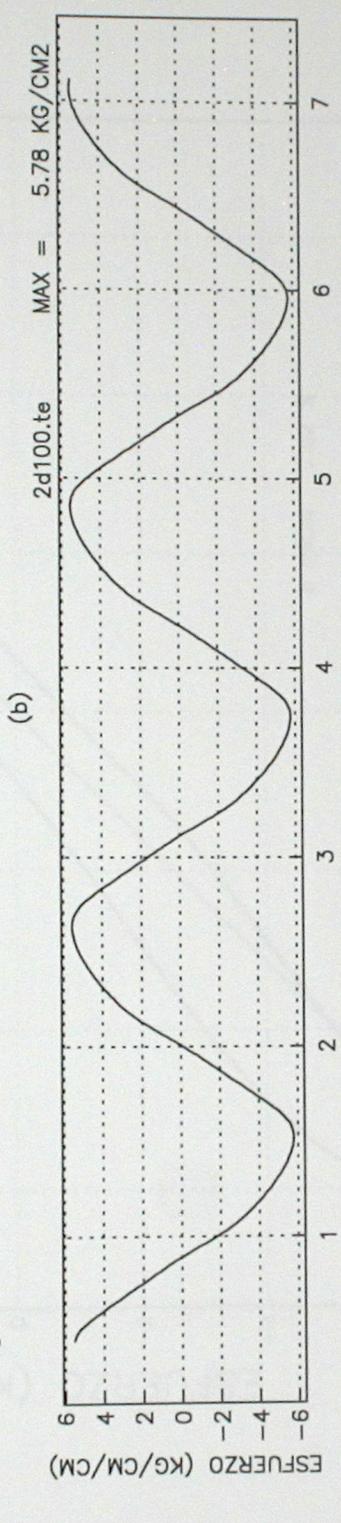
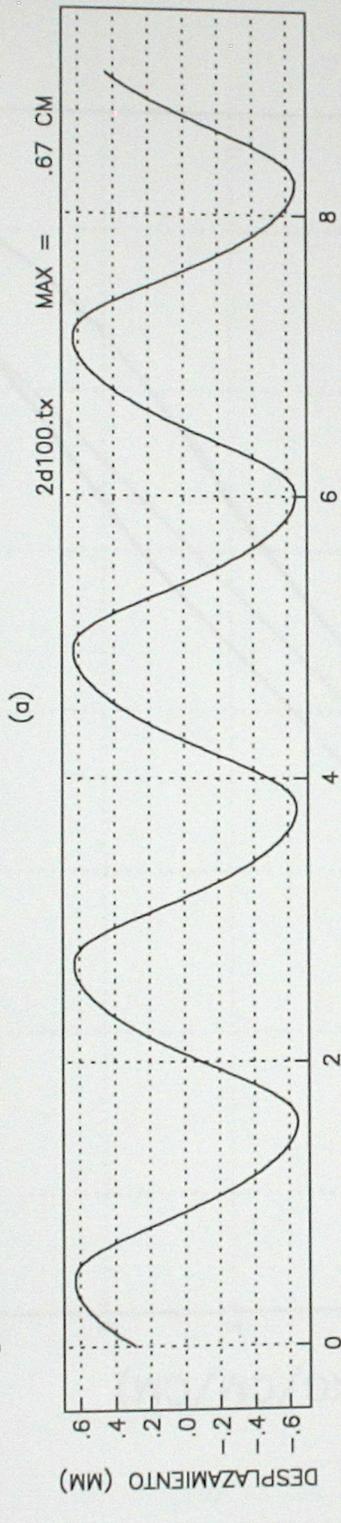
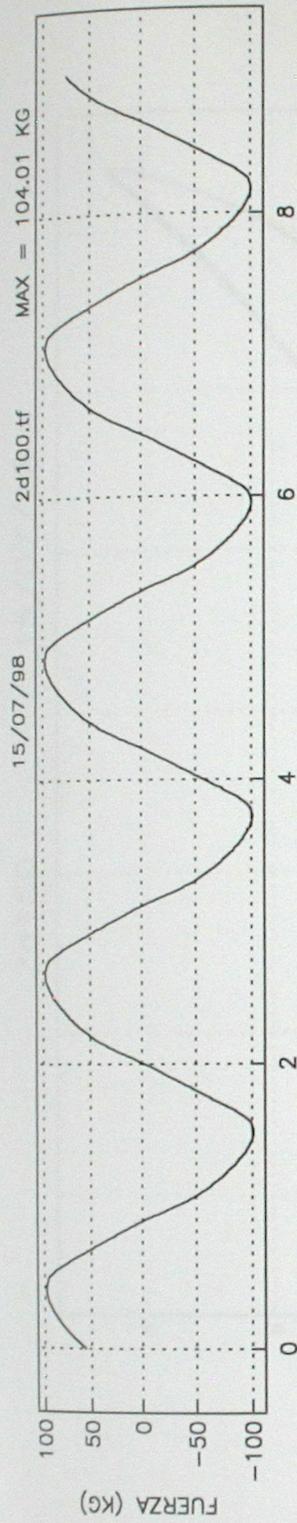




15/07/98

2d100





15/07/98

2d150

