

## MODELADO ANALÍTICO DE EDIFICIOS CON DISIPADORES DE ENERGÍA

*Arturo Tena Colunga*<sup>1</sup>

### RESUMEN

El presente trabajo discute los principales modelos analíticos que se han utilizado para el estudio de estructuras con elementos disipadores de energía en México, con énfasis en disipadores de energía que trabajan por histéresis del material, en particular, del acero. El artículo reflexiona sobre la validez de ciertas simplificaciones analíticas que algunos investigadores han hecho en estudios que involucran análisis no lineales, así como aspectos que deben considerarse en el diseño de estructuras con elementos disipadores de energía desde el punto de vista análisis estructural. Se proporcionan algunas recomendaciones para el análisis de estructuras con dispositivos disipadores de energía por histéresis de material, en particular de los dispositivos ADAS.

### SUMMARY

This paper discusses the principal analytical models used in Mexico to study structural systems with passive energy dissipation devices, particularly metallic energy dissipators that have been studied with more interest in this nation. The paper discusses the validity of some analytical simplifications for the non linear analysis of structures with metallic passive energy dissipators made by other authors, as well as aspects that should be taken into account for the design of structures with metallic energy dissipators from the structural analysis viewpoint. Some recommendations are made for the structural analysis of buildings with metallic energy dissipators, particularly for the ADAS energy dissipation device.

### INTRODUCCIÓN

El estudio de elementos disipadores de energía ha atraído el interés de numerosos investigadores en tiempos recientes. En México, el interés se ha centrado principalmente en disipadores de energía que trabajan por histéresis del acero, entre los cuales resaltan los

Artículo recibido el 16 de abril de 1999 y aprobado para su publicación el 17 de mayo de 2000. Se aceptarán comentarios y/o discusiones al artículo hasta cinco meses después de su publicación.

Departamento de Materiales, Edificio H, Universidad Autónoma Metropolitana Azcapotzalco, Av. San Pablo # 180, 02200 México, DF, e-mail: [atc@correo.azc.uam.mx](mailto:atc@correo.azc.uam.mx)

estudios sobre los denominados dispositivos solera (por ejemplo, Aguirre y Sánchez 1992), los dispositivos ADAS (por ejemplo, Whittaker *et al.* 1989, Martínez-Romero 1993, Tena 1995, Tena-Colunga y Vergara 1997, y Tena-Colunga 1997), y los dispositivos TADAS (por ejemplo, Tsai *et al.* 1993, Ruiz *et al.* 1996). Se han realizado diversos estudios paramétricos tendientes a evaluar la aplicabilidad de los dispositivos disipadores de energía como una solución técnicamente eficiente en la reducción de la respuesta sísmica de estructuras. Sin embargo, salvo contadas excepciones, en estos estudios no se ha demostrado ni la validez de las simplificaciones analíticas, particularmente en el modelado no lineal de los elementos disipadores de energía, ni se han confrontado éstas con resultados obtenidos en pruebas experimentales. Por lo tanto, es conveniente reflexionar sobre los distintos modelos que se han utilizado para el estudio de estructuras con elementos disipadores de energía por histéresis del material, tanto en el intervalo elástico como en el no lineal, con la finalidad de que se pueda dar una justa medida al valor de dichos estudios paramétricos, dada la gran cantidad de información que ha generado y las conclusiones contrastantes que han arrojado entre sí este tipo de estudios, o cuando se confrontan con los resultados de estudios específicos donde se emplearon modelos no lineales con mayor justificación teórica.

En el presente trabajo se discute la validez de distintos modelos elásticos y no lineales que se han utilizado para representar elementos disipadores de energía por histéresis del material, particularmente los dispositivos solera y ADAS. Se comparan los procedimientos analíticos utilizados por el autor para modelar a los dispositivos ADAS con la respuesta medida en un modelo estructural de tres pisos probado en la mesa vibradora de la Universidad de California en Berkeley.

## MODELADO PARA ANÁLISIS ELÁSTICOS

Uno de los grandes retos del proyectista cuando estudia una estructura con elementos disipadores de energía es el desarrollar un modelo que sea representativo de la estructura en cuestión y que resulte eficiente para fines de análisis y diseño. En México y en otros países, el diseño de edificios con elementos disipadores de energía se ha hecho tradicionalmente con programas de análisis tridimensional elásticos, dado que realizar análisis no lineales tridimensionales rigurosos es todavía utópico, aunque actualmente se pueden realizar análisis tridimensionales "híbridos" con programas como el ETABS-6 y el SAP-2000, donde se pueden modelar algunos elementos para responder elásticamente y otros para trabajar no linealmente con base en modelos inelásticos muy crudos y el uso de vectores de Ritz dependientes de la carga, lo que permite resolver la ecuación de movimiento en coordenadas modales (Wilson 1996). El procedimiento descrito no deja de ser una aproximación que no ha sido totalmente justificada para sistemas tan complejos como edificios de varios niveles. Para fines prácticos, consideraremos que los análisis elásticos tridimensionales seguirán siendo la base del diseño de estructuras con elementos disipadores de energía, por lo que a continuación se presentan y discuten los

procedimientos que han sido más comúnmente empleados en el modelado elástico de estructuras con disipadores de energía.

La gran mayoría de los dispositivos disipadores de energía que trabajan por histéresis de acero requieren ser montados en contravientos concéntricos o tipo chevrón (fig 1), aunque existen algunas excepciones, como es el caso de la reparación del Hospital de Cardiología del IMSS, donde los dispositivos ADAS se montaron en contrafuertes externos que fueron diseñados especialmente como parte del proyecto de reparación (Martínez-Rornero 1993). En cualquier caso, resulta crucial establecer una metodología práctica para analizar y diseñar elementos disipadores de energía en edificios utilizando programas convencionales de análisis estructural, evitando introducir un importante número de grados de libertad adicionales.

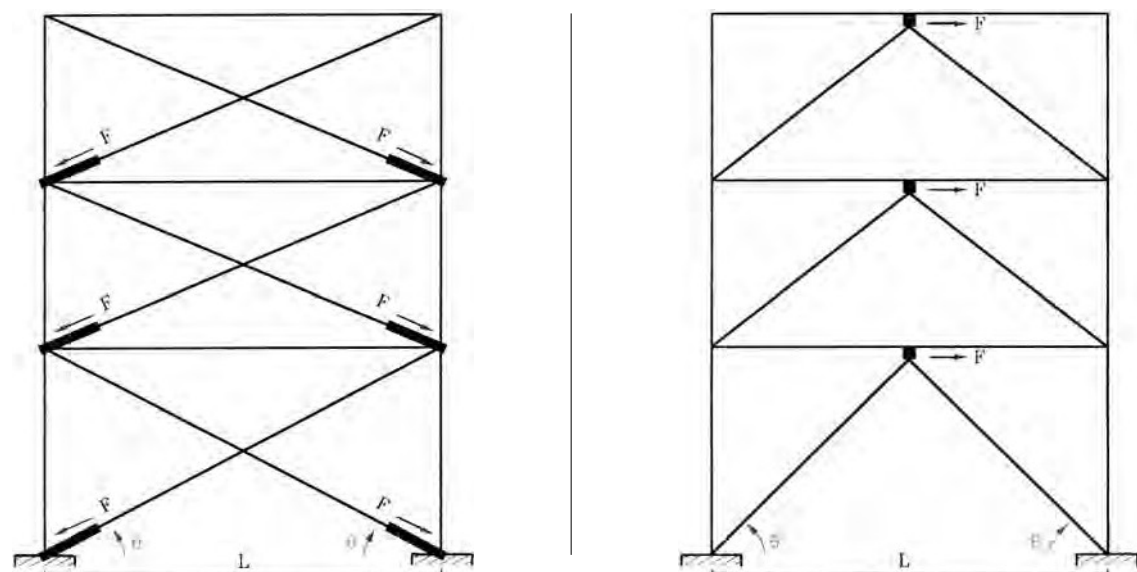


Fig 1. Formas convencionales de montar dispositivos disipadores de energía en estructuras

Dado que los disipadores de energía se montan generalmente en contravientos metálicos, la manera más fácil de lograr este objetivo es modelar, en el intervalo de comportamiento elástico, al sistema contraviento-disipador por medio de elementos diagonales equivalentes, donde la rigidez axial de cada una de las diagonales equivalentes es función de la geometría del sistema y de las rigideces relativas de los elementos disipadores y de los contravientos utilizados, considerando que el sistema contraviento-disipador funciona esencialmente como un sistema de resortes en serie en el intervalo de comportamiento elástico.

Por ejemplo, para disipadores de energía colocados en diagonales concéntricas y que trabajan axialmente, como pudiera ser el caso de los dispositivos solera (fig 1a), la rigidez

axial de cada diagonal equivalente ( $K_{eq}$ ) con respecto a su eje longitudinal principal estaría dada por la siguiente expresión:

$$K_{eq} = K_{diag} + K_{(J)DI} \quad (1)$$

donde  $K_{diag}$  es la rigidez axial elástica del elemento diagonal concéntrico con respecto a su eje longitudinal principal mientras que  $K_{DDE}$  es la rigidez elástica del dispositivo disipador de energía resuelta con respecto a las coordenadas locales del elemento diagonal equivalente que, para este arreglo, es generalmente la rigidez elástica del disipador.

En el caso que los disipadores se monten en contravientos tipo chevrón (fig 1 b), éstos estarían trabajando en el mismo sentido lateral que la estructura, pero en una dirección oblicua con respecto al eje longitudinal de las diagonales que forman parte del contraviento chevrón. Se puede demostrar que, para este caso, la rigidez axial de cada diagonal equivalente ( $K_{eq}$ ) con respecto a su eje longitudinal principal estaría dada por la siguiente expresión, siempre y cuando el contraviento chevrón cuente con diagonales con la misma longitud y el mismo ángulo de inclinación medido con respecto al eje horizontal (8):

$$K_{eq} = K_{diag} + K_{DDE} \cdot 2 \cos^2 \theta \quad (2)$$

donde  $K_{diag}$  es la rigidez axial elástica de cada una de las diagonales que forman parte de contraviento chevrón con respecto a su eje longitudinal principal, mientras que  $K_{DDE}$  es la rigidez elástica del dispositivo disipador de energía.

Toda vez que se ha definido la manera de calcular la rigidez axial de cada diagonal equivalente, el proceso de modelado en programas de análisis estructural bidimensionales y tridimensionales resulta sencillo, ya que la gran mayoría de ellos tienen en sus librerías a elementos axiales que pueden orientarse de cualquier manera en el plano o en el espacio. Por supuesto, una parte esencial en el análisis es definir  $K_{DDE}$  dependiendo de los dispositivos que se estén considerando y, en el proceso de diseño, definir las fuerzas de diseño de los dispositivos (denominadas  $F_U$  en el presente trabajo) que permitan dimensionarlos adecuadamente. En las secciones siguientes se definirán procedimientos completos para modelar los dispositivos de referencia, no únicamente para fines de análisis elásticos, sino para fines de diseño y de análisis no lineales.

### DISPOSITIVOS SOLERA

La geometría de los dispositivos solera y su arreglo típico se presenta en la fig 2. En los dispositivos solera (DS), la disipación de energía se produce por la histéresis asociada al rolado por flexión de las soleras. Cuando los dispositivos se disponen en un arreglo con diagonales concéntricas, los DS trabajan en la misma dirección que las diagonales (fig 1a), mientras que en un arreglo con contraviento chevrón, trabajan en la dirección horizontal, oblicua a las diagonales (fig 1b). Por lo tanto, para fines del cálculo de las diagonales

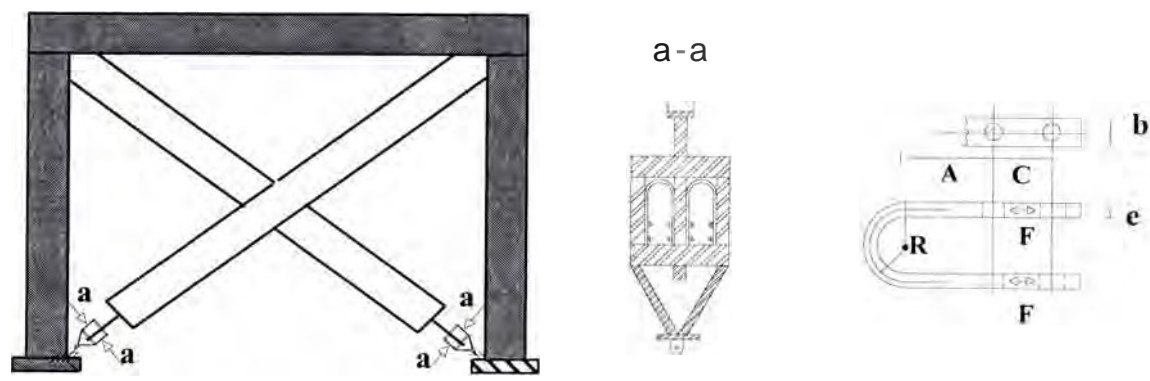


Fig 2. Colocación, montaje y geometría típica de los dispositivos solera

equivalentes definidas por las ecs 1 y 2,  $K_{DDE}$  es simplemente la rigidez elástica inicial del dispositivo solera ( $K_{OS}$ ). De acuerdo con el modelo histérico general propuesto por Aguirre y Sánchez (1992) con base en sus ensayos experimentales, la curva primaria de cualquier dispositivo solera estaría dada por las siguientes expresiones:

$$K_{plastic} = K_{el} = 4.14 \frac{F_u}{e} \quad (3)$$

$$K_2 = 0.134 \frac{F_u}{e} = 0.032 K_{plastic} \quad (4)$$

$$F_u = F_{plastic} = \frac{MP}{R} = \frac{a_u}{4R} b e^2 \quad (5)$$

$$b_y = 0.1782 e \quad (6)$$

$$l_{i1} = 2e \quad (7)$$

$$F_v = 0.756 F_{plastic} \quad (8)$$

donde:

$a_u$  es el esfuerzo último del acero con que se hace la solera

$b$  es el ancho de cada solera (fig 2)

$R$  es el radio medio de la curvatura de la solera (fig 2)

$e$  es el espesor de la solera (fig 2)

$K_2$  es la rigidez posterior a la fluencia del dispositivo solera

$F_u$  es la fuerza de fluencia del dispositivo solera.

$F_v$  es la capacidad última del dispositivo solera.

$b_y$  es el desplazamiento de fluencia del dispositivo solera

$l_{i1}$  es el desplazamiento último del dispositivo solera

De acuerdo con el estudio de Aguirre y Sánchez, para que un elemento solera sea capaz de resistir 100 ciclos al desplazamiento máximo ( $\pm 2e$ , ec. 7), se debe cumplir que:

$$R = 3.57e \quad (9)$$

por lo que en este caso la rigidez elástica inicial y la capacidad última del dispositivo solera se puede estimar como (Aguirre y Sánchez 1992, Tena-Colunga y Pérez-Moreno 1994, Pérez 1995):

$$K_{om} = K_{ns} = n(0.297a_1b) \quad (10)$$

$$F_u = E_s S = n(0.07a_1be) \quad (11)$$

donde  $n$  es el número de soleras en forma de "U" que forman parte del dispositivo. De acuerdo con los estudios de Aguirre y Sánchez (1992), se recomienda utilizar soleras cuyo ancho sea tres veces su espesor ( $b=3e$ ) y con un esfuerzo último  $\sigma_u=4200 \text{ kg/cm}^2$ .

### DISPOSITIVOS ADAS

En la fig 3 se presenta la geometría típica de un dispositivo ADAS. Los ADAS están formados por placas de acero estructural de sección variable cuya forma se asemeja al perfil de un reloj de arena. Estos dispositivos trabajan básicamente a cortante, plastificándose casi en su totalidad en doble curvatura para disipar energía por histéresis.

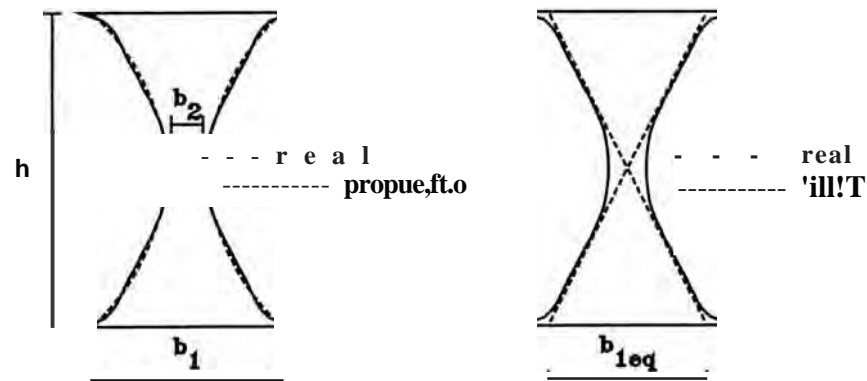


Fig 3. Comparación de geometrías idealizadas con la real para las placas de los dispositivos ADAS

En el arreglo de diagonales concéntricas o en "X" (fig 1a), resultaría muy difícil hacer trabajar a los ADAS, pues se requerirían de detalles de conexión muy complicados entre las diagonales y los elementos estructurales originales para garantizar el adecuado trabajo de los dispositivos. El mejor arreglo para utilizar los dispositivos ADAS es montarlos en contraventeos chevrón, donde trabajan en la dirección horizontal, oblicua a las diagonales (fig 1 b). Para cualquiera de las dos disposiciones,  $K_{DDE}$  es la rigidez elástica inicial del dispositivo ADAS ( $K_{ADAS}$ ) que, de acuerdo con el modelo propuesto por el autor en estudios previos (Tena 1995, Tena-Colunga 1997), estaría dada por:

$$K_{ADAS} = K_{ADAS} = n \cdot j \cdot \frac{1}{12} \cdot \frac{E I}{b^3} \quad (12)$$

$$f_{22} = \frac{12}{E I^3} \left[ \frac{h^3}{2 b_1 \ln(b_1/b_2)} \left[ \frac{b_1}{2} \left( 1 + \frac{1}{[\ln(b_1/b_2)]^2} \right) - \frac{1}{\ln(b_1/b_2)} - \frac{1}{[\ln(b_1/b_2)]^2} \right] \right] + \frac{78h}{25 E I b_1 \ln(b_1/b_2)} (b_1 - 1) \quad (13)$$

$$f_{26} = \frac{12}{E I^3} \left[ \frac{h^2}{2 b_1 \ln(b_1/b_2)} (b_1 - 1) \right] \quad (14)$$

$$f_{66} = \frac{12}{E I^3} \left[ \frac{h}{b_1 \ln(b_1/b_2)} (b_1 - 1) \right] \quad (15)$$

donde  $n$  es el número de placas en forma de reloj de arena que forman parte del dispositivo ADAS,  $b_1$  es el ancho de las placas en sus extremos (fig 3),  $b_2$  es el ancho de la garganta de las placas,  $t$  es el espesor de cada placa,  $h$  es la altura de las placas, y  $E$  es el módulo de elasticidad del acero con que se fabrican las placas de los dispositivos ADAS (acero A-36). De acuerdo con un análisis de regresión realizado con datos de la geometría real de los ADAS, el mejor ajuste se obtiene cuando  $b_1 = 0.60h$  y  $b_2 = 0.10h$ . Alternativamente, la rigidez se puede estimar con una aproximación razonable de acuerdo con el procedimiento presentado por Whittaker *et al.* (1989), que el autor resume y explica en los trabajos citados anteriormente, y que sería calculada como:

$$K_{ADAS} = K_{ADAS} = n \cdot E b_{eq}^3 \quad (16)$$

donde  $b_{eq}$  es el ancho equivalente de las placas en sus extremos y se toma igual a la mitad de la longitud del dispositivo ( $b_{eq} = h/2$ ).

La capacidad última a cortante de un dispositivo ADAS estaría dada, de acuerdo con la modificación propuesta por el autor como (Tena 1995, Tena-Colunga 1997):

$$F_u = \frac{J_{ADAS}}{h} = n \cdot \frac{A_y (b_1 - b_2)}{2h} \quad (17)$$

mientras que en la modelación propuesta por Whittaker *et al.* estaría dada por:

$$F_u = F_{ADAS} = n \left( \frac{\sigma_y b_{eq} t^2}{2h} \right) \quad (18)$$

donde el esfuerzo de fluencia del acero utilizado para las placas de los dispositivos ADAS es  $\sigma_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$ , puesto que se utiliza acero A-36. El desplazamiento de fluencia de los dispositivos está definido por:

$$\Delta = \frac{V_{ADAS}}{K_{ADAS}} \quad (19)$$

En estudios previos (Whittaker *et al.* 1989, Tena 1995, Tena-Colunga 1997) se ha reportado que los desplazamientos de fluencia calculados con los procedimientos analíticos aquí presentados son subestimados con respecto a los obtenidos en pruebas experimentales, porque en éstas últimas no se logra proporcionar la condición de empotramiento perfecto que se supone en los métodos analíticos, ya que las placas que forman parte del dispositivo ADAS llegan a experimentar deslizamientos y rotaciones en sus extremos.

Para fines de diseño y de análisis no lineal, se puede considerar conservadoramente que los dispositivos ADAS tienen un comportamiento elastoplástico perfecto ( $K_2=0$ ) o, más acorde con el comportamiento observado en pruebas experimentales, que tienen un comportamiento bilineal. La pendiente posterior a la fluencia de los dispositivos ADAS ha mostrado mucha variación en ensayos de dispositivos montados sobre una estructura en mesa vibradora, y en ensayos individuales de los dispositivos ante carga cíclica varían entre 2% y 10% (Whittaker *et al.* 1989); sin embargo, para fines prácticos y razonablemente conservadores, se puede considerar que esta pendiente es aproximadamente 5% la pendiente elástica, es decir,  $K_2 = 0.05K_{ADA}$ .

En ensayos experimentales (por ejemplo, Whittaker *et al.* 1989) se ha observado que los dispositivos ADAS son capaces de desarrollar demandas de ductilidad locales del orden de 10 ( $L_{lu} = 10L_y$ ) sin sufrir degradación en su resistencia, por lo que este valor debe ser tomado como un indicador del nivel de deformación que debe tolerarse para fines de diseño. De hecho, en Whittaker *et al.* (1989) se reporta la prueba de un dispositivo ADAS que fue sujeto a 160 ciclos de carga, de los cuales 124 ciclos correspondieron a amplitudes asociadas a demandas de ductilidad locales entre 10 y 14. Los lazos histeréticos muestran un comportamiento estable, como lo muestran también los trabajos experimentales presentados por Bergman y Goel en 1987 y por Scholten en 1988, según lo reportan Whittaker *et al.* (1989).

### DISPOSITIVOS TADAS

En la fig 4 se presenta un esquema del comportamiento básico de las placas de acero de forma triangular que componen a un dispositivo TADAS, según Tsai *et al.* (1993). Los dispositivos TADAS son en realidad una variante del dispositivo ADAS, por lo que también trabajan básicamente a cortante, pero con la salvedad que la plasticación para

disipar energía por histéresis se produce en curvatura simple, ya que se encuentran articulados en su vértice.

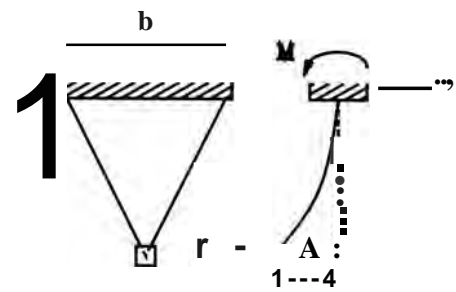


Fig 4  
Geometría y comportamiento  
básico de una placa del dispositivo  
TADAS ante carga lateral



Al igual que para los dispositivos ADAS, resultaría muy difícil hacer trabajar a los TADAS en un arreglo con diagonales concéntricas (fig 1a), pues se requerirían detalles de conexión muy complicados entre las diagonales y los elementos estructurales originales para garantizar el adecuado trabajo de los dispositivos, por lo que el mejor arreglo para utilizar los dispositivos TAOAS es también montarlos en contraventeos chevrón (fig 1b). En este caso,  $K_{DDE}$  es la rigidez elástica inicial del dispositivo TADAS (KTADAS) que, de acuerdo con Tsai *et al.* (1993), estaría dada por:

$$K_{DDE} = K_{\text{tr}} = n \left( \frac{E b^3}{6h} \right) \quad (20)$$

donde  $n$  es el número de placas triangulares que forman parte del dispositivo ADAS,  $b$  es el ancho de las placas en sus extremos (fig 4),  $h$  es la altura de las placas, y  $E$  es el módulo de elasticidad del acero con que se fabrican las placas de los dispositivos TADAS (acero A-36).

El cortante de fluencia y el cortante último de un dispositivo TADAS están dados por:

$$V_y^{TADAS} = n \left( \frac{\sigma_y b t^2}{6h} \right) \quad (21)$$

$$F_v = V_y^{TADAS} = n \left( \frac{\sigma_y b t^2}{6h} \right) \quad (22)$$

donde el esfuerzo de fluencia del acero utilizado para las placas de los dispositivos TADAS es  $\sigma_y = 2530 \text{ kg/cm}^2$ , puesto que se utiliza acero A-36. El desplazamiento de fluencia de los dispositivos está definido por:

$$\Delta_{fl} = \frac{V_y^{TADAS}}{E I} \quad (23)$$

De los resultados de pruebas experimentales realizadas a los dispositivos TADAS se observa que éstos presentan un comportamiento histerético bilineal estable donde se observa, además, un endurecimiento por deformación considerable para grandes deformaciones del disipador (Tsai *et al.* 1993). Para fines de diseño y de análisis no lineal, se puede considerar que los dispositivos TADAS tienen un comportamiento bilineal, donde la pendiente posterior a la fluencia de los dispositivos TADAS puede estimarse entre 3% y 5% la pendiente elástica ( $0.03 K_{DDE}$  a  $0.05 K_{DDE}$ ) si no se toma en cuenta el intervalo en que estos dispositivos presentan endurecimiento por deformación. Los resultados de los ensayos experimentales presentados por Tsai *et al.* (1993) muestran que los dispositivos TADAS son capaces de desarrollar demandas de ductilidad locales del orden de ocho ( $L_{11} = 8L_y$ ) antes de que se presente el endurecimiento por deformación y de diez ( $L_{11} = 10L_y$ ) cuando se presenta el endurecimiento por deformación, por lo que este intervalo puede ser tomado como un indicador del nivel de defonación que debe tolerarse para fines de diseño, aunque en este caso debe también revisarse con mayor detalle la

información correspondiente a cuántos ciclos de carga se puede sostener esta deformación. En Tsai *et al.* (1993) se presenta una curva histerética donde se indica que la respuesta fue estable para una amplitud correspondiente aproximadamente a demandas de ductilidad entre ocho y diez después de 56 ciclos de carga. Soong y Dargush (1997) han calculado analíticamente números de ciclos a la fatiga (N<sub>f</sub>) de 82 para deformaciones inelásticas  $\epsilon_p = 2.9\%$  y de 35 para  $\epsilon_p = 4.0\%$ .

### MODELADO PARA ANÁLISIS NO LINEALES

El análisis no lineal de estructuras con elementos disipadores de energía es muy importante desde el punto de vista de investigación, pues los resultados de las investigaciones hechas en estructuras más complejas y/o para una infinidad de condiciones de carga dinámica (mayores a las que pueden humanamente estudiarse en ensayos experimentales), complementan el panorama de investigación y permiten visualizar, de mejor manera, el patrón de comportamiento de sistemas estructurales con disipadores de energía. Lo que redundará, en un futuro, en el desarrollo de procedimientos de diseño y de reglamentación más racionales para este tipo de tecnologías. Por lo tanto, es muy importante reflexionar sobre algunos modelos que se han utilizado en México para el análisis no lineal de estructuras con elementos disipadores de energía, discutiendo sus pros y sus contras.

#### Rigidez efectiva de un disipador

En el diseño de estructuras con disipadores de energía debe revisarse que los disipadores y los elementos estructurales convencionales sean capaces de soportar las fuerzas sísmicas de diseño si se supone que los disipadores pueden desarrollar una cierta ductilidad local  $\mu$ . Para ello, se debe definir la rigidez efectiva del disipador,  $K_{EDDE}$ , suponiendo que su comportamiento es bilineal y que puede desarrollar esa ductilidad local  $\mu$ . De acuerdo con la Fig 5 se calcula como:

$$K_{EDDE} = \frac{K_{DDE} + K_2(\mu - 1)}{\mu} \quad (24)$$

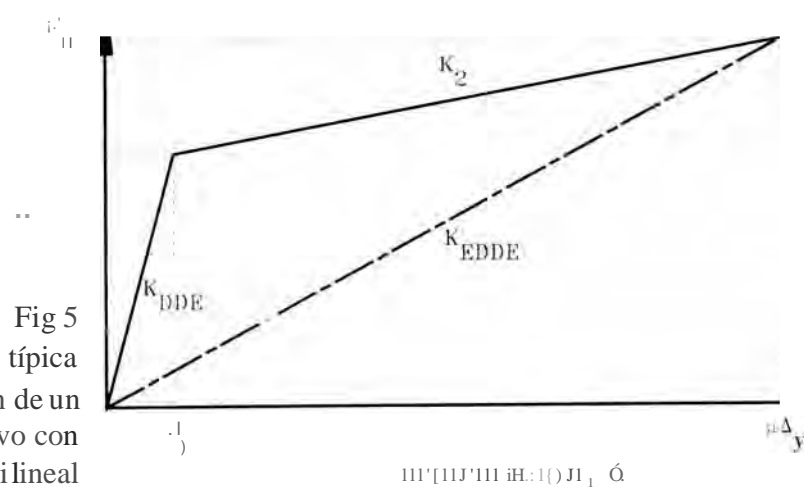


Fig 5  
Curva típica  
fuerza-deformación de un  
dispositivo con  
comportamiento bilineal

### Método de la diagonal equivalente

Un procedimiento que ha sido muy utilizado en análisis no lineales es definir diagonales no lineales "equivalentes", donde la rigidez inicial de estos elementos se calcula como se presentó anteriormente (ecs 1 y 2), y la capacidad del elemento diagonal equivalente se define en función de la capacidad del elemento disipador.  $F_u$ , de acuerdo con el arreglo utilizado. Las características de histéresis de la diagonal "equivalente" son las del elemento disipador.

El autor tiene serias críticas a este modelado por las razones que se comienzan a continuación. Primero, este planteamiento no está basado en fundamentos sólidos de análisis no lineal de estructuras o de plasticidad concentrada, pues viola los más elementales criterios de las relaciones esfuerzo-deformación, aún para el caso donde la no linealidad se deba exclusivamente al material y no esté acompañada de deformaciones grandes, donde el error es aún peor, como el interesado en el tema puede constatar en la literatura (por ejemplo, Bathe 1982, Ghaboussi y Pecknold 1990, Powell y Chen 1986). Además, el modelado no permite monitorear por separado el comportamiento de disipadores y diagonales, por lo que difícilmente se puede detectar si existe alguna deficiencia en el contraventeo, lo cual puede ser muy importante en proyectos de reparación de estructuras donde quieran aprovecharse diagonales ya existentes.

Para ilustrar de manera sencilla las grandes limitaciones de este modelado, se discute primero el caso de diagonales concéntricas. Suponiendo que el diseño de las diagonales es adecuado y éstas responden esencialmente en el intervalo elástico, mientras que los disipadores responden no linealmente, entonces, sintetizando muy crudamente la teoría de plasticidad concentrada para pequeñas deformaciones presentada por ejemplo, en Powell y Chen (1986), tendríamos que la rigidez instantánea de una diagonal equivalente en el intervalo de respuesta no lineal ( $K_{eqnl}$ ) basada en estos principios sería, a partir de las ecs 1 y 24:

$$K_{eqnl} = \frac{1}{\frac{1}{K_{diag}} + \frac{1}{K_{EDDE}}} = \frac{1}{\frac{1}{K_{diag}} + \frac{\mu}{K_{DDE} + K_2(\mu - 1)}} \quad (25)$$

por lo que, desarrollando algebraicamente los términos, se llega a:

$$K_{eqnl} = \frac{K_{diag} [K_{DDE} + K_2(\mu - 1)]}{K_{DDE} + K_2(\mu - 1) + \mu K_{diag}} \quad (26)$$

En cambio, con la diagonal no lineal "equivalente" que ha sido empleada, la rigidez  $K_{eqnl}$  está definida en forma similar a la ec 24, pero tomando que se parte de  $K_{eq}$  es decir:

$$K_{eqnl} = \frac{K_{eq} + K_2(\mu - 1)}{\mu} \quad (27)$$

por lo que sustituyendo las ecs 1 y 24 en la ec 27, y desarrollando algebraicamente, se llega a:

$$K_{\text{equi}} = \frac{K_{\text{diag}} K_{\text{DDE}} + K_2 (K_{\text{diag}} + K_{\text{DDE}}) (\mu - 1)}{\mu (K_{\text{diag}} + K_{\text{DDE}})} \quad (28)$$

Como se aprecia a simple vista de las ecs 26 y 28, las rigideces no son "equivalentes", salvo para el caso elástico ( $\mu=1$ ), donde las expresiones en cuestión se reducen a:

$$K_{\text{...}} = K_{\text{...}} = \frac{K_{\text{...}} K_{\text{...}}}{K_{\text{...}} + K_{\text{...}}} \quad (29)$$

que es esencialmente otra forma de escribir J a ecuación 1. De igual manera, se puede demostrar que, para un contraventeo chevrón, la rigidez instantánea de cada diagonal "equivalente" en el intervalo de respuesta no lineal ( $K_{\text{eqnl}}$ ), basada en la teoría de no linealidad para plasticidad concentrada y pequeñas deformaciones estaría dada por:

$$K_{\text{...}} = \frac{K_{\text{...}} [K_{\text{...}} + K_2 (\mu - 1)]}{K_{\text{...}} + K_2 (\mu - 1) + 2 K_{\text{...}} \cos^2 \theta} \quad (30)$$

y que para la diagonal no lineal "equivalente" que se ha usado en otros estudios sería:

$$K_{\text{...}} = \frac{K_{\text{...}} \mu + K_2 (2 K_{\text{...}} \cos^2 \theta + K_{\text{...}} (\mu - 1))}{\mu + 2 K_{\text{...}} \cos^2 \theta + K_{\text{...}} (\mu - 1)} \quad (31)$$

Como también se aprecia a simple vista de las ecs 30 y 31, las rigideces de las diagonales en el contraventeo chevrón tampoco son "equivalentes", salvo para el caso elástico ( $\mu = 1$ ), donde las expresiones en cuestión se reducen a:

$$K_{\text{...}} = K_{\text{...}} = \frac{K_{\text{...}} K_{\text{...}}}{K_{\text{...}} \cos^2 \theta + K_{\text{...}} \mu} \quad (32)$$

que es otra forma de escribir la ecuación 2.

La precisión con el modelado de la diagonal no lineal "equivalente" depende de los siguientes factores: el contraste entre las rigideces elásticas de los disipadores y las diagonales de los contravientos ( $K_{\text{DDE}}/K_{\text{diag}}$ ), la pendiente posterior a la fluencia de los disipadores ( $K_2$ ), el nivel de ductilidad por desplazamiento que desatollen los disipadores ( $\mu$ ) y, en el caso de disipadores montados en un arreglo chevrón, el ángulo de inclinación de las diagonales ( $\theta$ ).

En las figs 6 a 9 se presentan los resultados de un estudio paramétrico donde se comparan la diferencia que existe entre la solución teórica basada en principios fundamentales (ecs 26 y 30) y las dadas por las diagonales no lineales "equivalentes" (ecs 28 y 31) conforme aumenta la demanda de ductilidad ( $\mu$ ), para distintos contrastes entre las rigideces elásticas de los disipadores y contravientos ( $K_{\text{DDE}}/K_{\text{diag}}$ ) y para pendientes posteriores a la fluencia de los disipadores ( $K_2$ ) de 0% (elástico), 3%, 5% y 10%. Las gráficas de la izquierda presentan las soluciones más rigurosas (ecs 26 y 30), normalizadas con respecto a la rigidez elástica (ecs 29 y 32). Las gráficas de centro-izquierda presentan la solución para

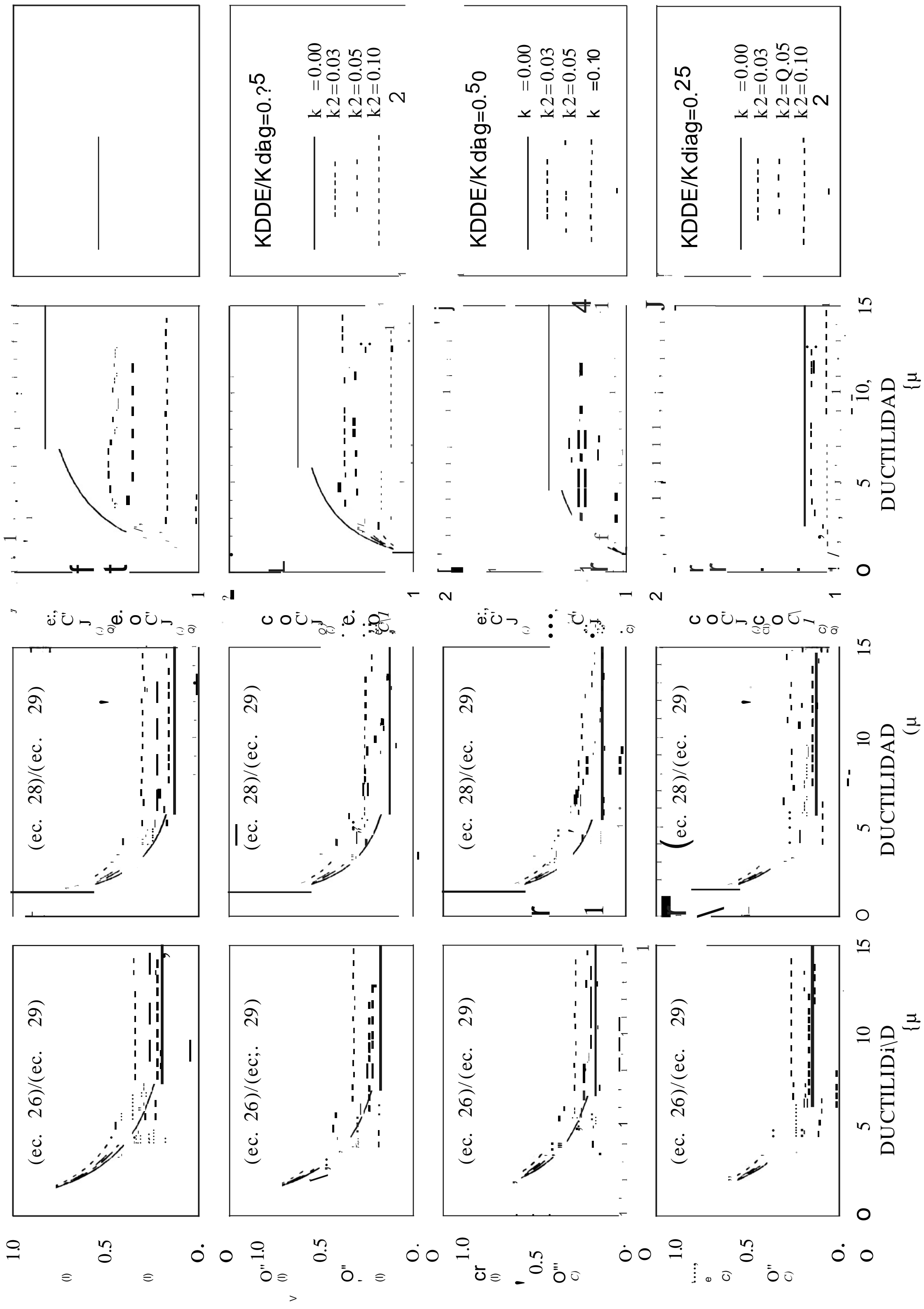


Fig 6. Comparación de rigideces inelásticas en contravientos concéntricos

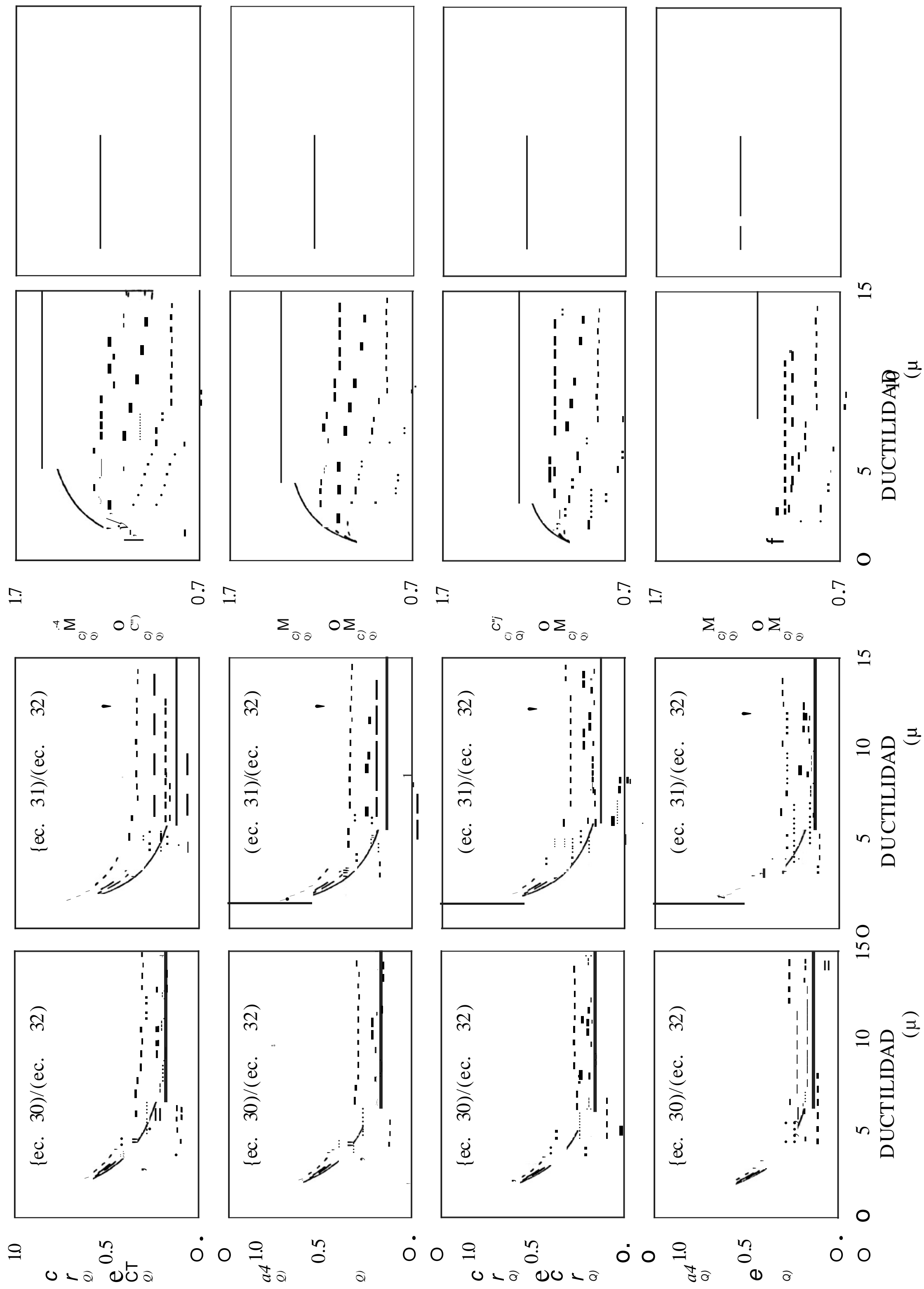


Fig 7. Comparación de rigideces inelásticas en contravientos chevrón para un ángulo de inclinación de las diagonales  $\theta = 30^\circ$



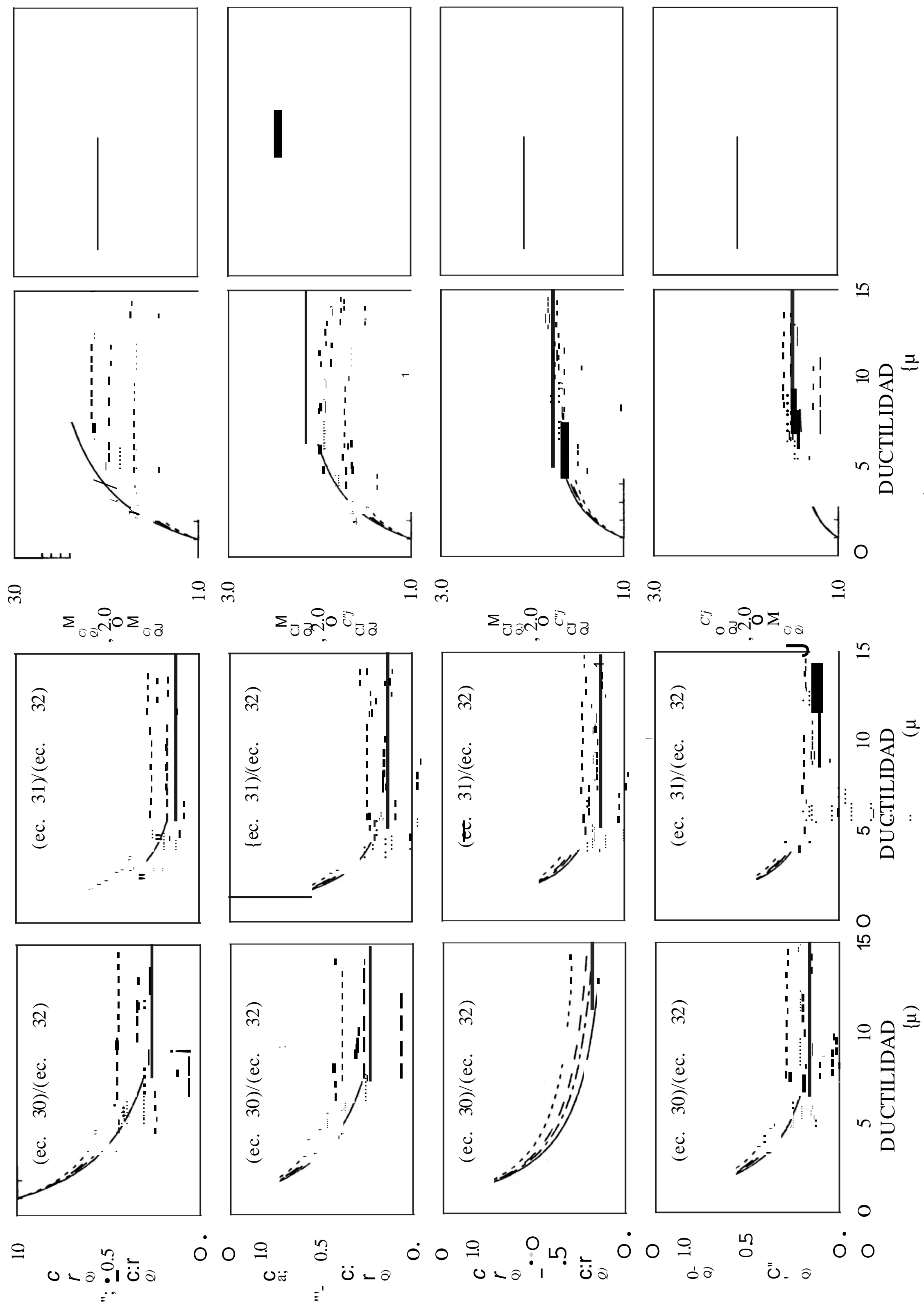


Fig 9. Comparación de rigideces inelásticas en contravientos chevrón para un ángulo de inclinación de las diagonales  $\theta = 60^\circ$



Las diagonales no lineales "equivalentes" (ecs 28 y 31), normalizadas con respecto a la rigidez elástica (ecs 29 y 32). Las gráficas de centro-derecha presentan el cociente que resulta de dividir las soluciones rigurosas (ecs 26 o 30) entre las soluciones de las diagonales no lineales "equivalentes" (ecs 28 o 31); estas figuras nos permiten valorar más fácilmente las imprecisiones que se cometen al utilizar el modelado de la diagonal no lineal "equivalente". Finalmente, los recuadros de la derecha identifican qué valores de  $KDDEIKdiag$  y de  $K2$  fueron utilizados para trazar las curvas de todas las gráficas que se encuentran a la izquierda del recuadro.

En la fig 6 se presentan los resultados para las diagonales concéntricas. De ella se observa que, en general, las diagonales no lineales "equivalentes" subestiman la rigidez instantánea con respecto a la solución rigurosa (gráficas izquierda y centro-izquierda), y que la subvaloración aumenta conforme aumenta la relación de  $KDDEIKdiag$  y disminuye el valor de  $K2$  (gráficas centro-derecha). En general, la subestimación también aumenta conforme se incrementa  $\mu$ , sobre todo para sistemas elastoplásticos; sin embargo, se observa que para sistemas bilineales las curvas presentan una subestimación máxima para valores de  $\mu$  entre 5 y 7, a partir de los cuales la imprecisión tiende a disminuir con una pendiente suave. Las gráficas de centro-derecha indican que las imprecisiones que se tienen para disipadores elastoplásticos son muy importantes. Por otra parte, consideremos las curvas para valores de  $K2$  de 3% y 5%, que representan a los disipadores presentados (dispositivos solera, ADAS y TADAS) y para relaciones  $KDDEIKdiag$  entre 0.25 y 0.75, que es el intervalo en que, por lo general, se encuentran las estructuras donde se han utilizado disipadores de energía, de acuerdo con la experiencia del autor. De estas curvas se aprecia que en el intervalo de  $\mu$  comprendido entre 0 y 10 se presentan subestimaciones máximas de la rigidez no lineal instantánea entre el 13% y 40% con el procedimiento de la diagonal no lineal "equivalente", que pudiera no ser tan grave; sin embargo, hay que recordar que este modelado ha sido utilizado en muchos estudios paramétricos donde no se ha hecho ninguna reflexión sobre las relaciones  $KDDEIKdiag$ , y, además, han considerado "disipadores elastoplásticos", por lo que los resultados de tales estudios deben valorarse con ciertas reservas, ya que pueden estar comprendidos en los intervalos de mayor imprecisión mostrados en la fig 6 o, inclusive, en otros no considerados en el presente estudio. Además, habrá que recordar que estas imprecisiones en las rigideces instantáneas no lineales pueden ser más importantes de lo que sugieren las gráficas, ya que la respuesta dinámica no lineal de un sistema estructural es sensible a diferencias relativamente pequeñas, ya que depende del contenido de frecuencias de las aceleraciones del terreno así como a las distribuciones de resistencia, rigidez y ductilidad de los elementos; sin embargo, esto deberá corroborarse con estudios específicos encaminados a este propósito.

En las figs 7 a 9 se presentan los resultados para los contraventeos chevrón, para ángulos de inclinación de las diagonales de 30° (fig 7), 45° (fig 8) y 60° (fig 9), ángulos que delimitan el intervalo donde se encuentran la mayor parte de los contraventeos utilizados en estructuras de edificios. De las figs 7 a 9 se observa que, en general, las aproximaciones

obtenidas con las diagonales no lineales "equivalentes" son más sensibles en un contravento chevrón que en uno concéntrico (fig 6). Para ángulos de inclinación de  $45^\circ$  y  $60^\circ$  (figs 8 y 9), las diagonales no lineales "equivalentes" subestiman la rigidez instantánea con respecto a la solución rigurosa (gráficas izquierda y centro-izquierda), y la subvaloración aumenta conforme aumenta la relación de  $KDDEI Kdiag$  y disminuye el valor de  $K2$  (gráficas centro-derecha). En general, las curvas presentan un patrón similar que para las diagonales concéntricas, salvo que para un ángulo de inclinación de  $60^\circ$  y  $KDDEIKdiag = 0.25$ , la subestimación comienza a aumentar a medida que aumenta  $K2$ , en contraste con la tendencia observada para otras relaciones (fig 9). Para un ángulo de inclinación de  $30^\circ$  (fig 7) se observa que, salvo para el caso de disipadores elastoplásticos, se pueden presentar subestimaciones y sobreestimaciones de la rigidez instantánea con respecto a la solución rigurosa, dependiendo del valor de  $\mu$ . Se observa, de las figs 7 a 9, que la imprecisión obtenida depende de manera importante del ángulo de inclinación de las diagonales ( $B$ ), sobre todo para sistemas elastoplásticos y que, en general, la imprecisión tiende a aumentar conforme aumenta el ángulo de inclinación  $\theta$ . Si se consideran las curvas para valores de  $K2$  de 3% y 5% para relaciones  $KDDEI Kdiag$  entre 0.25 y 0.75, se aprecia que, en el intervalo de  $\mu$  comprendido entre 0 y 10 se presentan, para  $\theta=30^\circ$  (fig 7), sobreestimaciones máximas del 20% y subestimaciones máximas del 15% de la rigidez no lineal instantánea con el procedimiento de la diagonal no lineal "equivalente"; para  $\theta=45^\circ$  (fig 8), subestimaciones máximas entre 15% y 40%; mientras que, para  $\theta=60^\circ$  (fig 9), las subestimaciones máximas se encuentran entre 50% y 100%. Por lo tanto, se puede concluir que la imprecisión del modelo de la diagonal no lineal "equivalente" aumenta con el ángulo de inclinación de los contravientos chevrón y que el modelado de la diagonal no lineal "equivalente" es bastante impreciso para ángulos de inclinación mayores a  $45^\circ$ . Cabe mencionar que, por ejemplo, en la reparación del complejo de oficinas del Instituto Mexicano del Seguro Social (IMSS), la rigidez de los dispositivos ADAS osciló entre el 50% y 70% de la rigidez axial de los contravientos chevrón (Tena 1998a), y en la mayoría de los contravientos el ángulo de inclinación es mayor a  $45^\circ$ .

Los resultados presentados en las figs 6 a 9 permiten ilustrar que el modelo de la diagonal no lineal "equivalente" no es muy afortunado para el estudio de estructuras con disipadores de energía, aún para los casos más favorables. Su imprecisión con modelos más rigurosos debe aumentar si se toma en cuenta que: (1) este modelo no puede representar adecuadamente los deslizamientos y/o rotaciones locales que puedan presentarse en las conexiones de los disipadores, (2) las diagonales pueden incursionar en el intervalo de respuesta no lineal, (3) el impacto que en la respuesta no lineal dinámica tenga la fluencia de otros elementos estructurales ubicados en la vecindad de los disipadores y, (4) si se presentan deformaciones grandes (no linealidad geométrica). Sin embargo, como se mencionó anteriormente, esto deberá corroborarse con estudios específicos encaminados a este propósito.

### Método del elemento axial equivalente

Un procedimiento que también ha sido utilizado en análisis no lineales es modelar a las diagonales por separado de los elementos disipadores, los cuales se incluyen utilizando elementos axiales equivalentes como se ilustra en la fig 10, tanto para un contraventeo chevrón como para un contraventeo concéntrico. Las propiedades de rigidez, resistencia e histéresis del elemento axial equivalente corresponden a las del disipador, de acuerdo con el arreglo utilizado. Para contraventeos concéntricos, la rigidez y la resistencia de cada elemento axial equivalente está dada por:

$$K_{eaeq} = 2 K_{DDE} \cos^2 e \quad (33)$$

$$F_{ueaq} = 2 F_u \cos B \quad (34)$$

mientras que en un arreglo chevrón, estas propiedades serían definidas como:

$$K_{eaeq} = 0.5 K_{DDE} \quad (35)$$

$$F_{ueaq} = 0.5 F_u \quad (36)$$

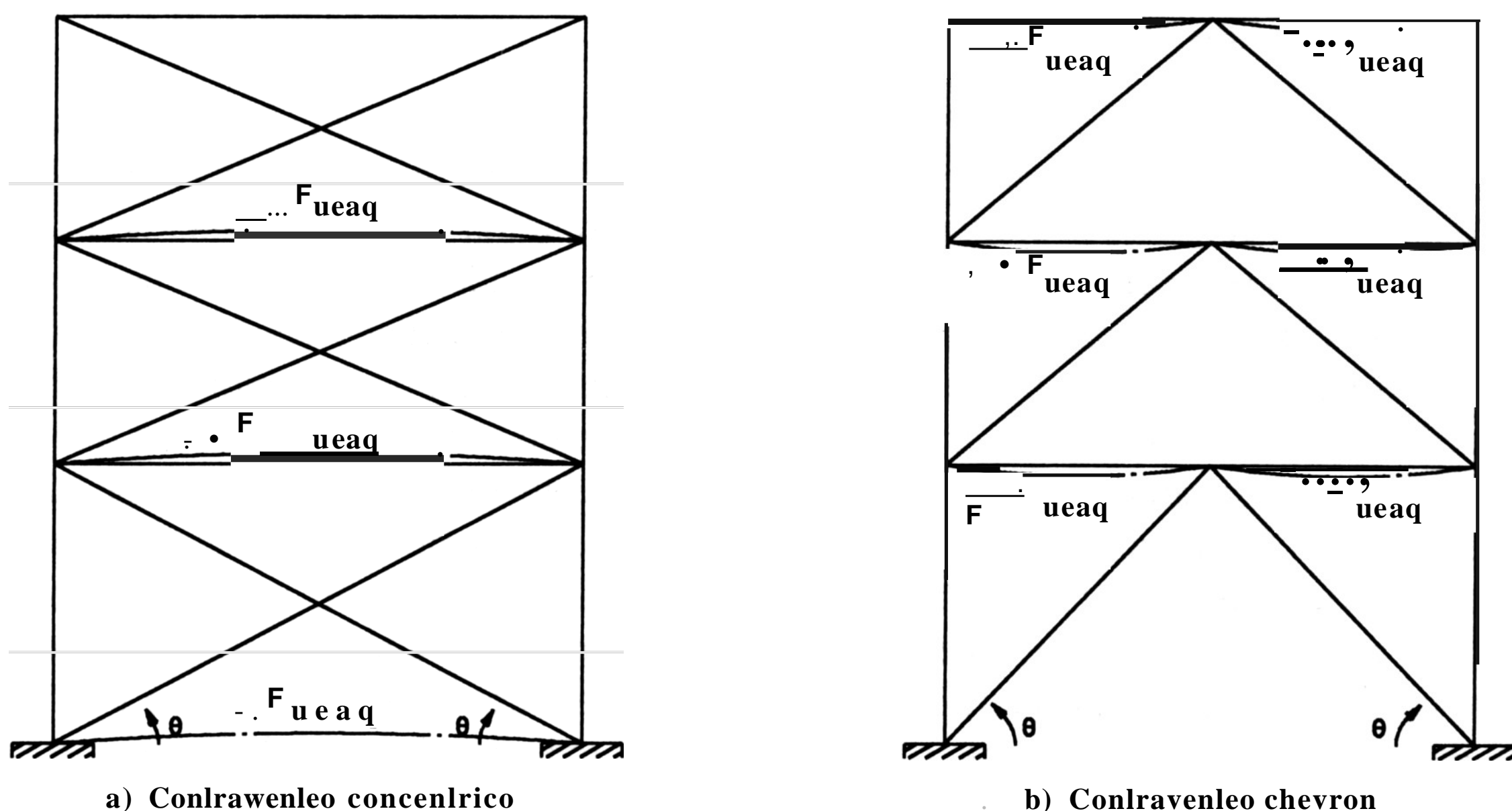


Fig 10. Modelado de marcos con disipadores utilizando el método del elemento axial equivalente

Aunque este modelado no es totalmente idóneo, resulta mucho más apropiado que el de la diagonal no lineal "equivalente". En el caso de un contraventeo chevrón la aproximación es, en teoría, bastante buena, ya que los elementos equivalentes trabajan en la misma dirección que lo hacen los dispositivos, aunque aquí las imprecisiones se deberían a la interacción artificial que se establece entre los nudos superiores de los marcos de cada entrepiso con los disipadores, lo que en realidad no sucede al estar los disipadores colectados exclusivamente en la parte intermedia de las vigas. Sin embargo, esta influencia debe ser

despreciable para marcos con vigas axialmente rígidas y con una rigidez intermedia a flexión, que es el caso más general en edificios de concreto reforzado. La aproximación debe disminuir cuando se presentan giros importantes en los nudos de los marcos, ya que este modelado depende que éstos no sean considerables. Además, este procedimiento no permite tomar en cuenta las rotaciones locales que pueden presentarse en los elementos disipadores, ya sea en la unión con la viga superior y/o con los contravientos.

Para el caso de disipadores colocados en contravientos concéntricos, se incurren en imprecisiones adicionales, resultado de tener que proyectar, desde un principio, las rigideces y fuerzas de los disipadores en un eje horizontal, despreciando la componente vertical que debiera, con cierto rigor, también modelarse. Además, en caso que la estructura se idealice empotrada en su base (fig 10a), se tendrían problemas adicionales para modelar la disipación de energía en el primer entrepiso, ya que si se colocan los disipadores en la base, los elementos axiales equivalentes no podrían representarlos, debido a las condiciones de apoyo. Por lo tanto, no se recomienda el uso del método de los elementos axiales equivalentes para disipadores de energía montados en diagonales concéntricas.

### Métodos rigurosos

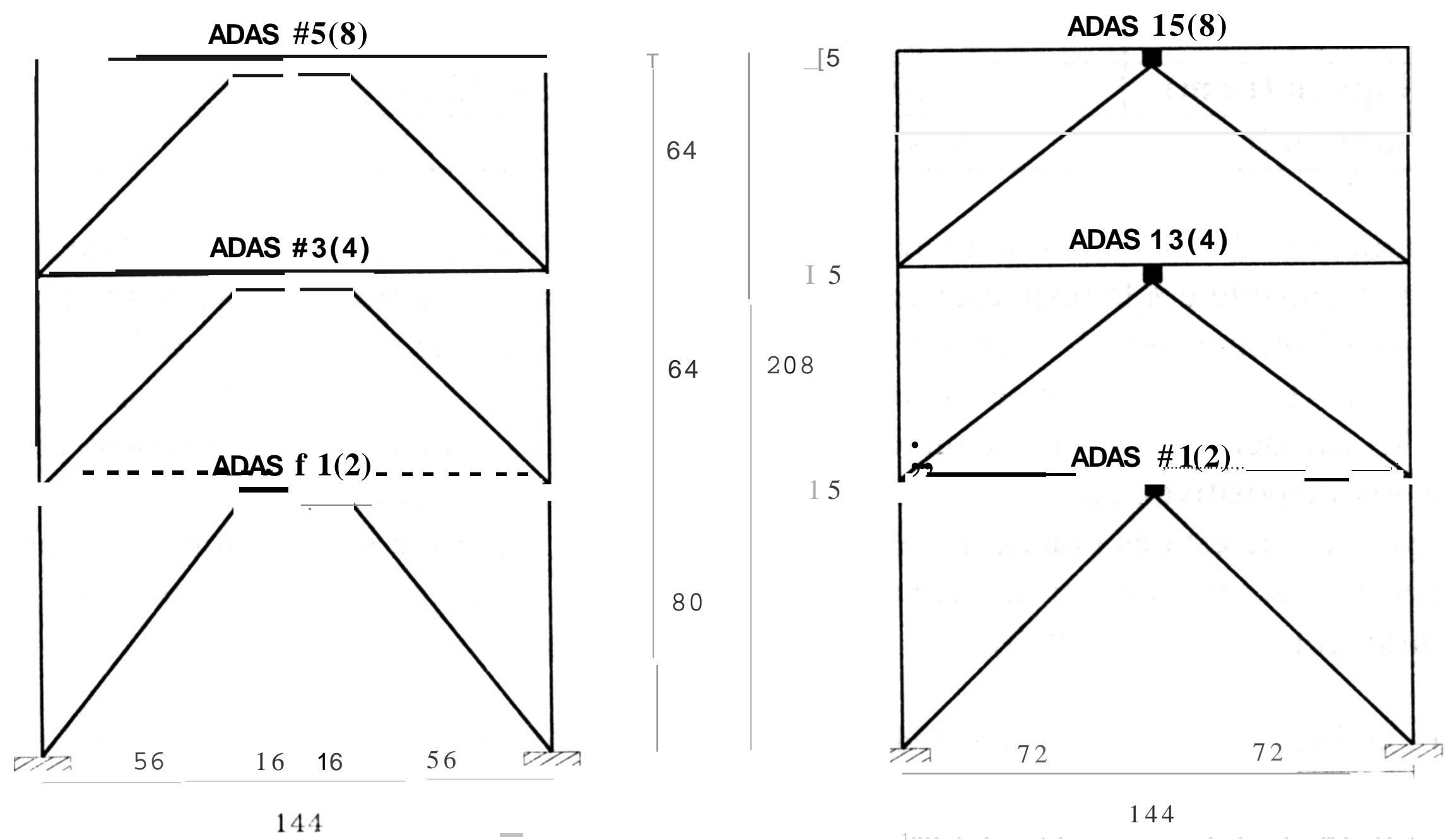
Paradójicamente, el procedimiento que ha sido menos utilizado para análisis no lineales de estructuras con disipadores de energía, es modelar con rigor e independientemente tanto a los disipadores como a los contravientos (fig 1). En opinión del que escribe, no existe gran justificación en no hacerse de esta manera, sobre todo cuando la mayor parte de los estudios que se han conducido son en modelos bidimensionales de mediano tamaño, e incluso, para "estudios paramétricos" en modelos de marcos de una sola crujía. El autor ha utilizado este procedimiento para todos los estudios que ha realizado sobre este tema, ya que permite monitorear por separado el comportamiento de los elementos disipadores y de las diagonales, además de apreciar el trabajo en conjunto, lo que no puede hacerse cabalmente con los dos procedimientos previamente descritos. El "incremento" en número de grados de libertad es mínimo y, en dado caso, permite modelar más fielmente las condiciones reales de apoyo y conexión y evaluar, de manera directa, las incertidumbres que se puedan tener en este respecto. El autor ha confrontado este método de modelado con resultados experimentales obtenidos en pruebas realizadas en mesa vibradora a una estructura de tres pisos con dispositivos ADAS (Tena-Colunga 1997), estudio que se resume en la siguiente sección y donde se ilustra la eficacia del modelo para capturar las respuestas deseadas.

## COMPARACIÓN CON PRUEBAS EXPERIMENTALES EN MESA VIBRADORA

Con la finalidad de evaluar tanto la eficacia de los modelos rigurosos de análisis de estructuras con disipadores de energía utilizados, como la del elemento finito no lineal propuesto por el autor para modelar a los dispositivos ADAS, se condujo un estudio para reproducir, con cierta fidelidad, la respuesta del modelo de edificio ADAS-3 ensayado por

Whittaker *et al.* (1989) en la mesa vibradora de la Universidad de California en Berkeley (Tena-Colunga 1997).

El modelo ADAS-3 consta de dos marcos contraventeados idénticos, de los cuales se estudió exclusivamente uno (fig 11), ya que prácticamente no se presentó respuesta torsional, a juzgar por los resultados experimentales presentados por Whittaker *et al.* (1989). El modelo ADAS-3 contaba con un total de seis dispositivos ADAS, tres por cada marco, y un dispositivo ADAS por entrepiso por marco. Se utilizaron dos dispositivos ADAS de siete placas (ADAS # 1 y 2) para el primer entrepiso, dos dispositivos de seis placas (ADAS # 3 y 4) para el segundo entrepiso y dos dispositivos de cuatro placas (ADAS # 5 y 6) en el tercer entrepiso. Las propiedades de estos dispositivos ADAS determinadas experimentalmente se presentan en la tabla 1, donde se comparan con las calculadas analíticamente con los procedimientos presentados en secciones previas, y se aprecia que las diferencias se deben a que, experimentalmente, no se puede obtener una condición de empotramiento perfecto, debido a que los dispositivos experimentan deslizamientos y rotaciones locales. Los pesos utilizados en los experimentos y las propiedades mecánicas determinadas experimentalmente y/o calculadas para los demás elementos estructurales se presentan en las tablas 2 y 3, respectivamente. Como se deduce de comparar las tablas 1 y 3, las columnas, vigas y contravientos del modelo ADAS-3 poseen una resistencia notablemente mayor a las de los dispositivos ADAS, por lo tanto, se debió esperar que la acción no lineal se concentrara en los elementos disipadores de energía, como seguramente se pretendió en los ensayos experimentales.



a) Configuración real (modelo MCA)

b) Simplificación (modelo MCS)

Fig 11. Elevaciones del marco del modelo experimental ADAS-3 (dimensiones, en pulg)



Tabla 1. Comparación de los resultados de pruebas experimentales vs modelos analíticos.  
Unidades: t, cm, t/cm

ELEM ADAS	Pruebas experimentales			Modelo de Whittaker <i>et</i>			Modelo propuesto		
	VADAS	LII)	KADAS	VADAS	$\delta_{ij}$	KADAS	VADAS	LII'	KADAS
4 placas	1.14	O.O	3.72	1.19	0.27	4.47	1.19	0.25	4.75
6 placas	1.68	0.41	4.13	1.79	0.27	6.70	1.79	0.25	7.12
7 placas	2.04	0.41	5.03	2.09	0.27	7.82	2.09	0.25	8.31

Tabla 2. Pesos estructurales medidos para el modelo experimental ADAS-3 (unidades: Kips, t)

Piso	Peso de la estructura	Peso para cada marco
3	31.10 (14.12)	15.55 (7.06)
2	31.80 (14.44)	15.90 (7.22)
1	32.10 (14.57)	16.05 (7.29)
Total	95.00 (43.13)	47.50 (21.57)

Tabla 3. Propiedades mecánicas de los elementos estructurales del modelo experimental ADAS-3

Propiedad	Vigas (W6x12)	Columnas (W15x16)	Contravientos
Fv+, ksi (t/cm <sup>2</sup> )	45.9 (3.23)	45.9 (3.23)	53.7 (3.78)
Fu-, ksi (t/cm <sup>2</sup> )	45.9 (3.23)	45.9 (3.23)	39.7 (2.79), 42.7 (3.01)
pv+, kips (t)	126 (57.2)	216 (98.1)	208.1 (94.5)
pu-, kips (t)	126 (57.2)	216 (98.1)	153.8 (69.8), 165.6
Mv, kips-in (t-cm)	333 (384.0)	392 (452.0)	
M <sub>0</sub> , kips-in (t-cm)	378 (435.9)	441 (508.5)	

Se utilizaron dos modelos de marco para la estructura ADAS-3, con la finalidad de evaluar qué tan sensible era la respuesta estructural a diferentes condiciones geométricas en las condiciones de apoyo. El primer modelo representa la configuración exacta de cada marco de la estructura ensayada (fig 11a), donde se incluye la viga inferior que sirve de apoyo a los dispositivos ADAS (modelo MCA). El segundo modelo conecta directamente el contraventeo chevrón con los dispositivos ADAS (fig 11b), suponiendo que se puede prescindir de la viga de apoyo, ya que ésta es prácticamente axialmente rígida, y porque las rotaciones que pueden experimentar pueden ser modeladas directamente en la conexión del dispositivo y los contravientos (modelo MCS).

Para ambos modelos analíticos (MCA y MCS), los dispositivos ADAS se idealizaron de la siguiente manera:

- (1) Utilizando el modelo analítico propuesto por el autor para elementos ADAS bidimensionales (Tena 1995, Tena-Colunga 1997), el cual incluye interacción entre

momentos flexionantes y cargas axiales. Las rigideces laterales y capacidades a cortante son las presentadas en la tabla 1 (modelos PRO).

- (2) Utilizando el modelo propuesto en el inciso 1, pero corrigiendo los coeficientes de rigidez utilizando un método de castigo ("penalty method") en la formulación analítica, de manera que las rigideces laterales coincidieran con las presentadas como "experimentales" en la tabla 1 (modelos PROEX). No se modificaron las capacidades a corte.
- (3) Modelando los dispositivos ADAS como columnas prismáticas equivalentes sin interacción entre momentos flexionantes y cargas axiales, utilizando el modelo propuesto por Whittaker *et al.* (modelos WBAT).

En los estudios se consideró una rigidez posterior a la fluencia del 5% ( $K_2 = 0.05KDDE$ ), ya que este valor ha sido sugerido por los dueños de la patente y utilizado en proyectos de reparación de estructuras con este tipo de disipadores (Martínez Romero 1996). Igualmente, se evaluaron las condiciones de frontera de los dispositivos ADAS en los modelos propuestos, asumiendo que los grados de libertad de rotación de los nudos donde se conectan los ADAS estaban: (a) restringido al giro y, (b) libres al giro. Esta última condición extrema es en realidad físicamente poco posible de construir; sin embargo, se estudió porque el autor conoce de estudios analíticos donde la conexión de los disipadores con la estructura se ha modelado de esta manera, dado que algunas personas consideran que la imperfección en la condición de empotramiento perfecto que se reportan en la literatura pueden solventarse analíticamente de esta forma, lo cual en opinión del autor no es la manera más adecuada de hacerlo.

En la tabla 4 se presentan los periodos naturales de vibración para los diferentes modelos descritos, donde se comparan con los periodos medidos experimentalmente a partir de pruebas de vibración libre y de ruido blanco (Whittaker *et al.* 1989). Se aprecia que no existen diferencias significativas entre los periodos naturales calculados para los modelos MCA y MCS cuando se utiliza la misma idealización para los dispositivos ADAS, aunque los modelos MCA presentan correlaciones ligeramente más próximas con los datos experimentales. Sin embargo, para casos prácticos, los modelos MCS son suficientemente precisos. Los periodos naturales de vibración determinados experimentalmente se encuentran dentro del intervalo definido para los modelos MCS-PRO y MCS-WBAT cuando se permite a los dispositivos ADAS rotar o cuando se restringe este grado de libertad. De hecho, el periodo natural de vibración medido experimentalmente se calcula con gran aproximación cuando los dispositivos ADAS se modelan corrigiendo los coeficientes de rigidez, utilizando un método de castigo para obtener las rigideces laterales "experimentales" presentadas en la tabla 1 (modelos MCA-PROEX y MCS-PROEX). Por lo tanto, este estudio confirma que las condiciones de apoyo de los dispositivos ADAS no corresponden a una restricción completa al giro y/o a una libertad absoluta al mismo. Debido a lo anterior, sería de gran utilidad, para mejorar los modelos matemáticos de los

dispositivos ADAS, contar con un estudio estadístico de pruebas experimentales que permitan definir los factores que deben utilizarse para corregir los coeficientes de rigidez, como se hizo para los modelos MCA-PROEX y MCS-PROEX, de manera que se puedan modelar la conexión de los ADAS con la estructura con una restricción parcial al giro, que es su condición física más cercana a la realidad.

Tabla 4. Periodo fundamental de vibración para distintos modelos de la estructura ADAS-3

Modelo	T (s)
Modelo experimental, prueba de vibración libre	0.470
Modelo experimental, prueba de ruido blanco	0.480
Modelo MCA-PRO, rotación restringida de los elementos ADAS	0.404
Modelo MCS-PRO, rotación restringida de los elementos ADAS	0.394
Modelo MCS-PRO, rotación libre de los elementos ADAS	0.578
Modelo MCA-PROEX, rotación restringida de los elementos ADAS	0.474
Modelo MCS-PROEX, rotación restringida de los elementos ADAS	0.465
Modelo MCA-WBAT, rotación restringida de los elementos ADAS	0.412
Modelo MCS-WBAT, rotación restringida de los elementos ADAS	0.403
Modelo MCS-WBAT, rotación libre de los elementos ADAS	0.602

La respuesta dinámica medida para el espécimen ADAS-3, sujeto a la acción del acelerograma registrado para El-Centro, 1940, componente N-S, escalado para una aceleración máxima de 0.33g ("El Centro-33", fig 12), durante un ensaye en mesa vibradora (Whittaker *et al.* 1989), se compara con la de los modelos analíticos donde se restringió el grado de libertad de rotación de los nudos donde se conectan los dispositivos ADAS (modelos MCA-PRO, MCS-PRO, MCA-PROEX, MCS-PROEX, MCA-WBAT y MCS WBAT). Cabe destacar que el registro de El Centro utilizado en este estudio no corresponde exactamente al empleado en la prueba en mesa vibradora, el cual debió ser filtrado para asegurar que el espectro de desplazamientos sea razonable, pero se ignora qué filtro fue utilizado.

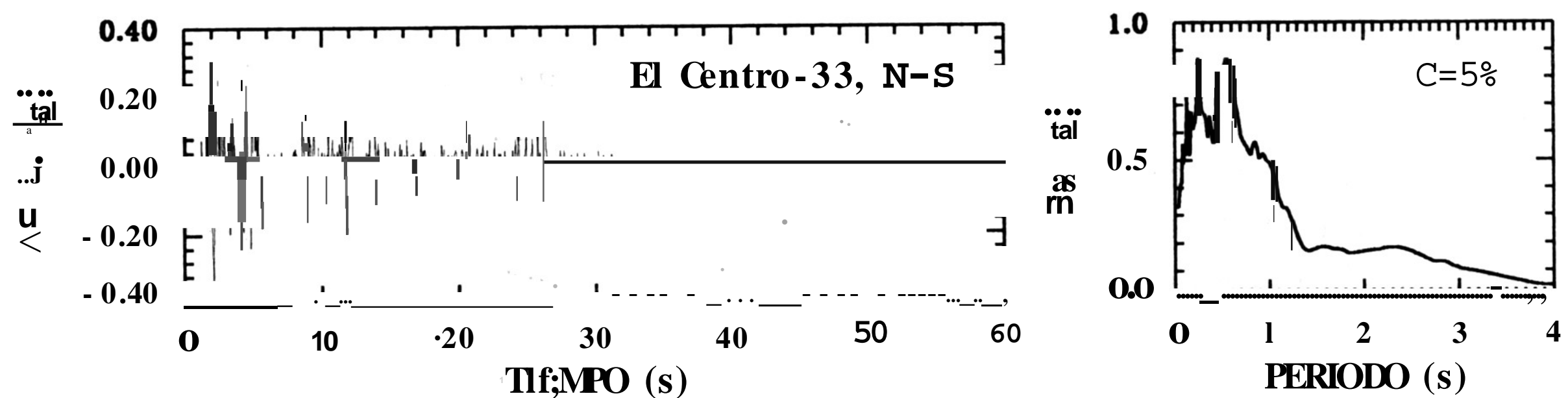


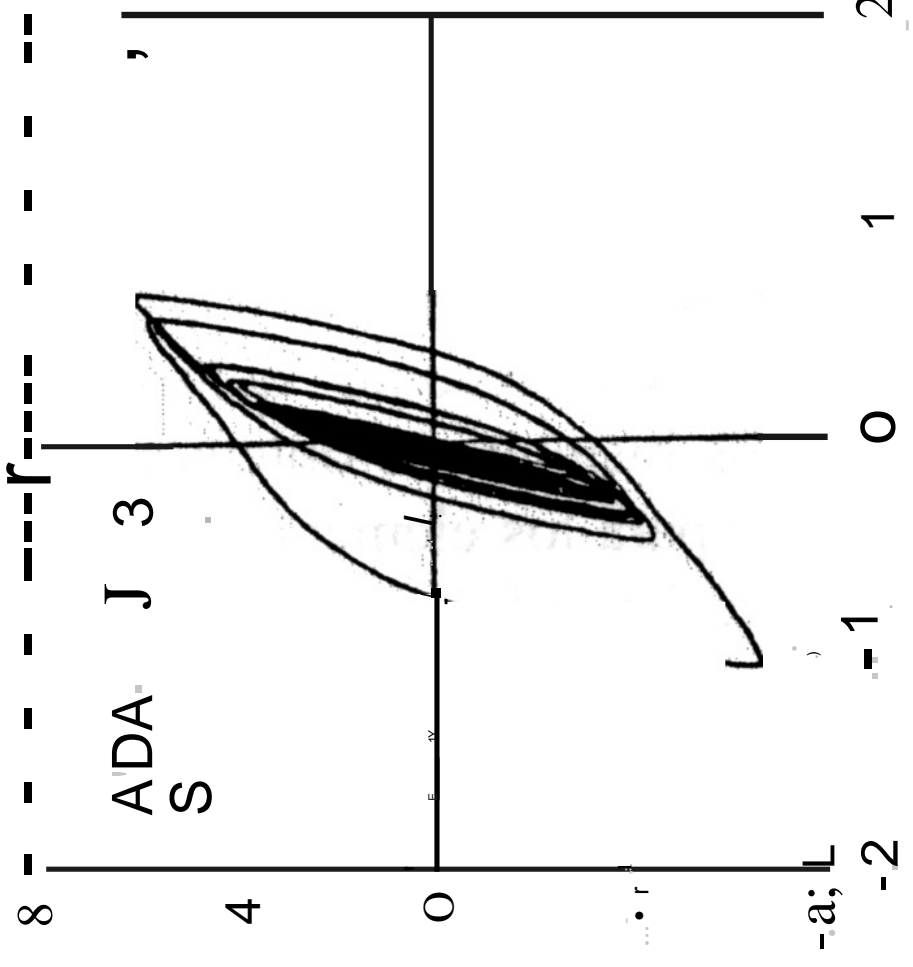
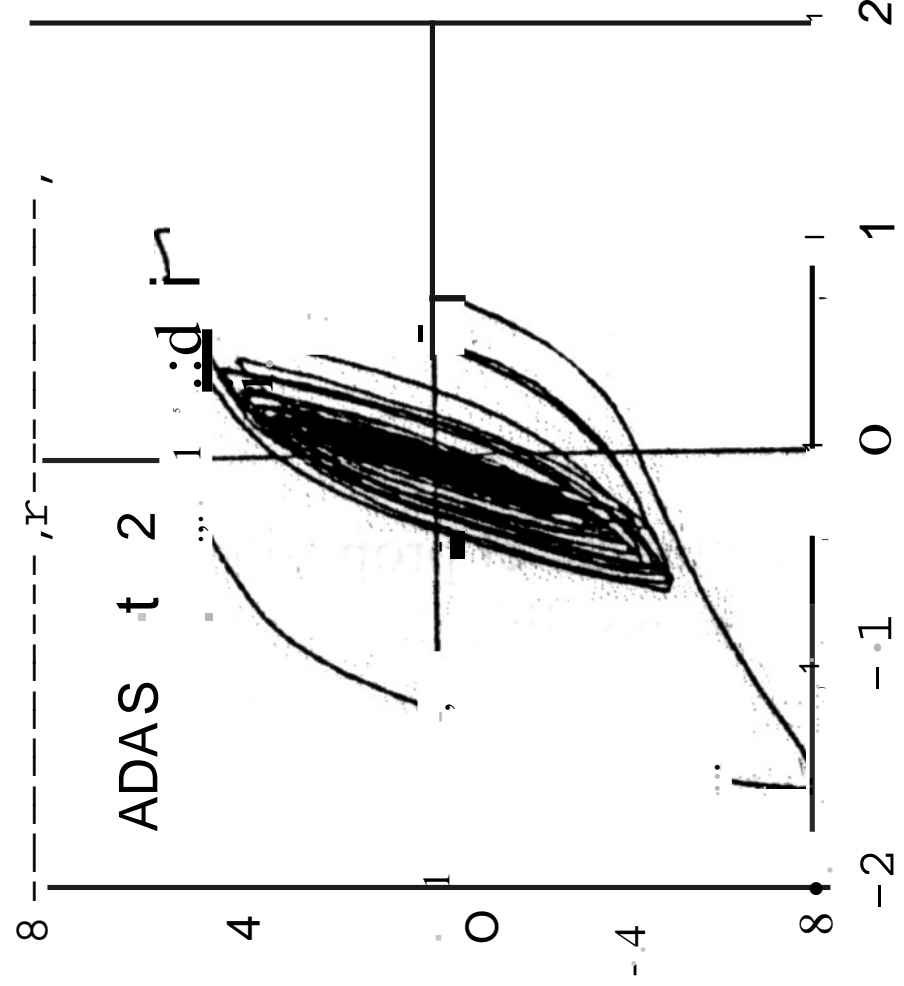
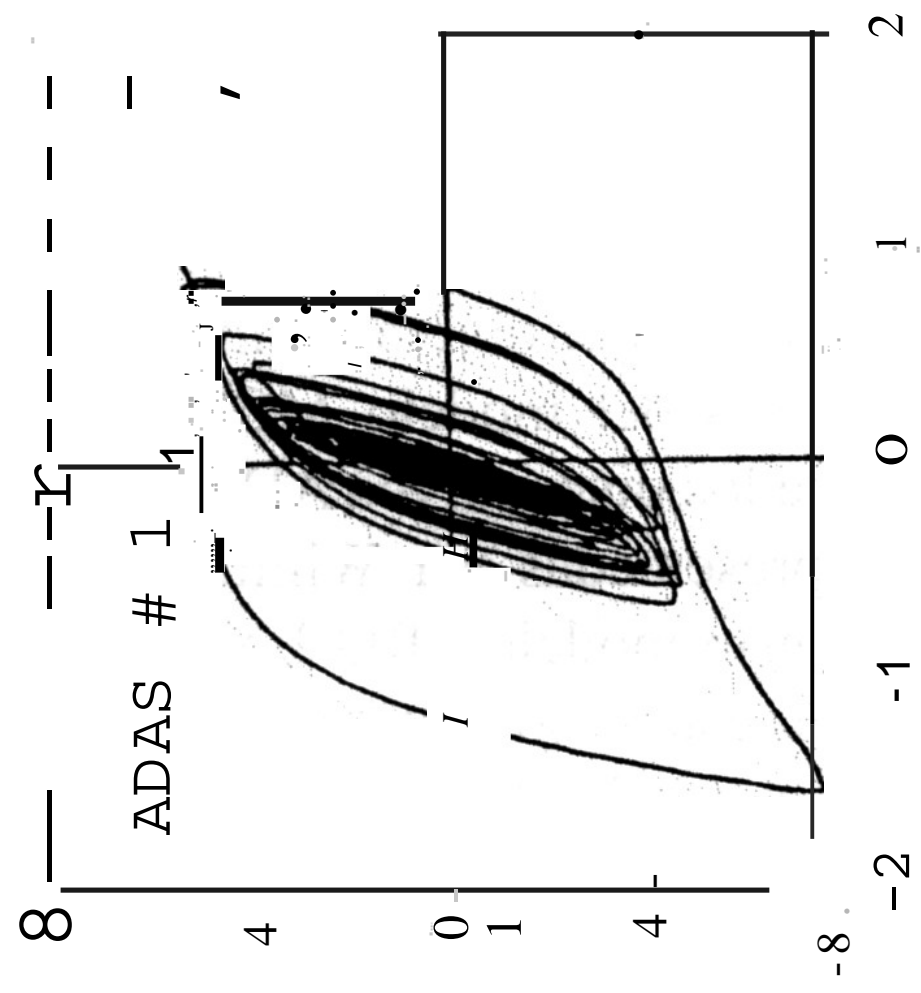
Fig 12. Acclerograma de El Centro escalado a 0.33 g (El Centro-33), empleado en el ensaye del modelo ADAS-3



Los lazos de histéresis obtenidos experimentalmente para la prueba ADAS-3, El Centro-33, se muestran en la fig 13. Las curvas de histéresis calculadas para los distintos modelos MCA y MCS se presentan en las figs 14 y 15, respectivamente. Se puede observar, a partir de los resultados experimentales (fig 13), que las rigideces posteriores a la fluencia de los dispositivos ADAS son mayores al 5% utilizado en los modelos analíticos (figs 14 y 15), y que en los ADAS # 1, 2, 5 y 6 se presenta un aparente endurecimiento por deformación (fig 13), que sin embargo se debe a un efecto no lineal geométrico conocido como "deformación finita" (finite deformation, Soong y Dargush 1997). Los lazos histeréticos obtenidos para los modelos analíticos se aproximan más a los experimentales para los elementos ADAS # 1 y # 2 que para los elementos ADAS restantes, donde se aprecian diferencias importantes entre los lazos analíticos con respecto a los experimentales debido a la gran diferencia que existe entre las pendientes posteriores a la fluencia medidas experimentalmente con las consideradas en los análisis; sin embargo, se puede apreciar que la diferencia en la predicción de los desplazamientos máximos de los disipadores no es significativa. Los modelos donde los ADAS se idealizan conforme a las expresiones propuestas por el autor (modelos PRO y PROEX, figs 14 y 15) muestran correlaciones ligeramente mejores con los resultados experimentales (fig 13) que aquéllas obtenidas por los modelos WBAT (figs 14 y 15). No se aprecian diferencias significativas entre los lazos de histéresis calculados para los modelos MCA (fig 14) y MCS (fig 15), por lo que, para fines prácticos, los modelos tipo MCS pueden ser utilizados en marcos más complejos, ya que este modelado requiere de un menor número de elementos y grados de libertad.

Se puede concluir que para fines prácticos, y tomando en cuenta que el propósito principal del estudio es investigar la confiabilidad de los modelos no lineales utilizados en representar la respuesta de modelos experimentales, basados exclusivamente en recomendaciones de tipo práctico que se han escrito en la literatura técnica o propuesta por el fabricante, los distintos modelos analíticos estudiados estiman razonablemente los desplazamientos máximos de los dispositivos ADAS, y también los lazos de histéresis de los ADAS obtenidos experimentalmente cuando se hace una hipótesis cercana a la rigidez posterior a la fluencia de los dispositivos, como es el caso de los ADAS # 1 y 2. Siempre es posible obtener aproximaciones más cercanas si las propiedades de cada elemento ADAS (rigidez inicial, rigidez posterior a la fluencia, fuerza de fluencia, endurecimiento por deformación, etc.) se modelan de acuerdo con un estudio riguroso de los datos experimentales, a los cuales no se tuvo acceso. Sin embargo, con el objeto de ilustrar este último caso, se presenta en la fig 16 los lazos de histéresis del modelo MCS-PROEX cuando se proporcionan rigideces posteriores a la fluencia de los dispositivos ADAS # 3 a 6 estimadas crudamente a partir de las curvas de histéresis presentadas por Whittaker *et al.* (1989) que se reproducen en la figura 13, denominando a este modelo PRO-EXACAL. A partir de la comparación de ambas figuras se aprecia que en este caso la estimación de los desplazamientos máximos de los disipadores es aún mejor, y que los lazos histeréticos, sin ser idénticos, si presentan una similitud razonable, sobre todo si se toma en cuenta que el modelo histerético utilizado analíticamente no modela adecuadamente el efecto que en la literatura especializada se conoce como "deformación finita".

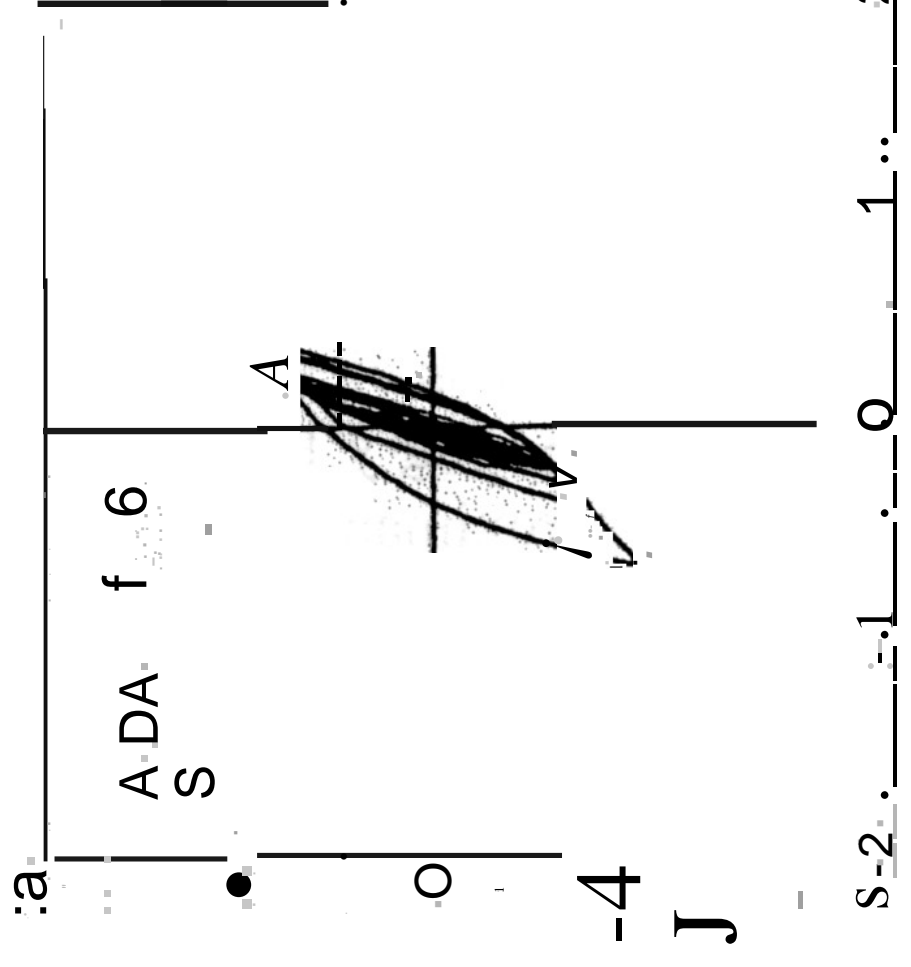
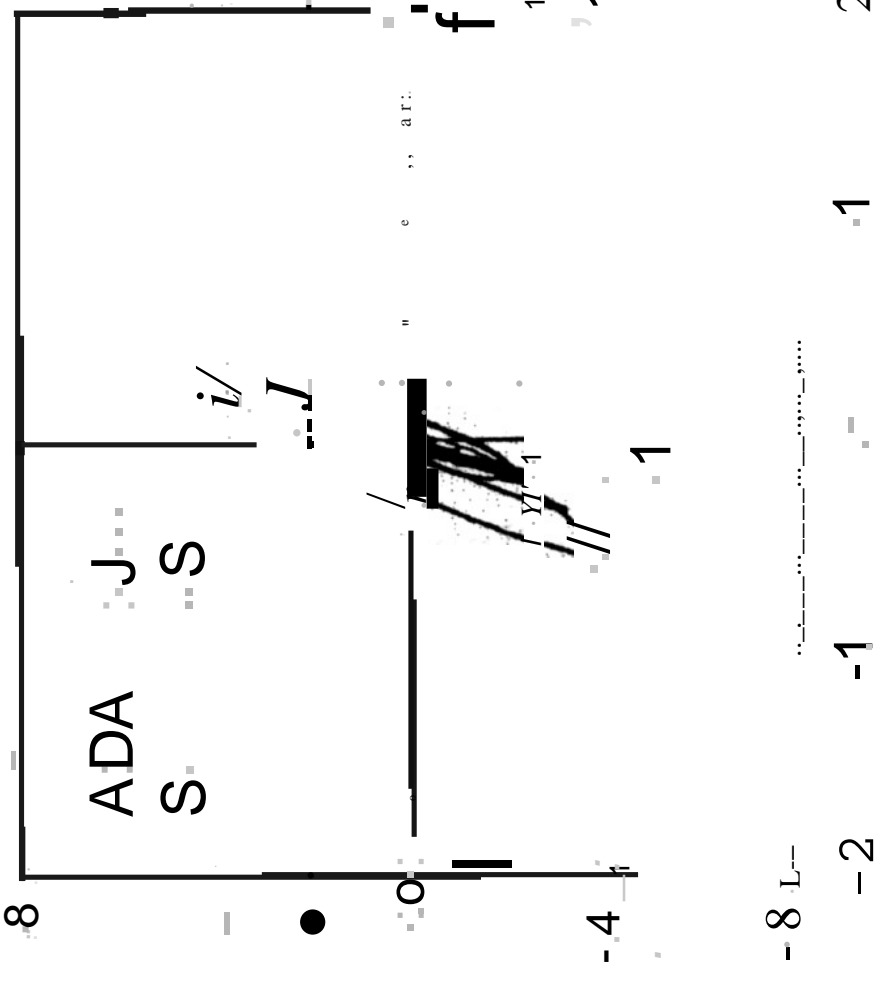
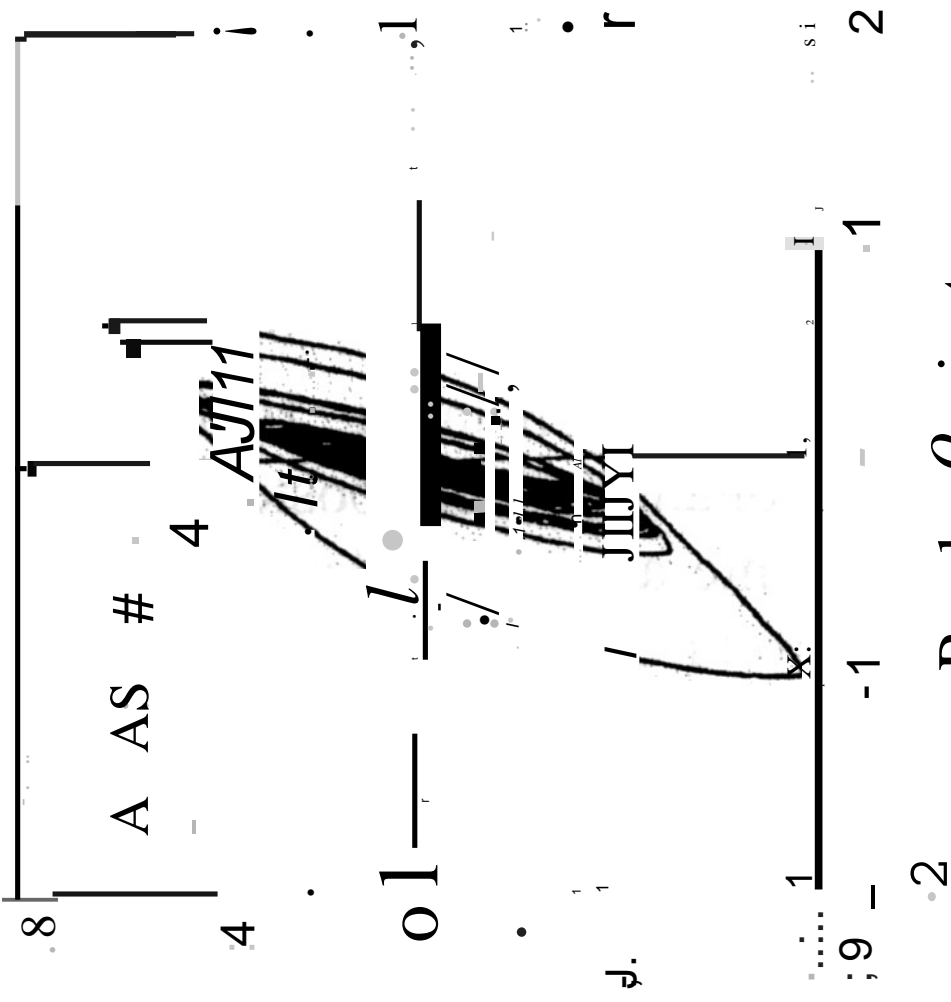
VI 9 >



e g i

VI

VI 9 >



Desplazamiento (in)

Desplazamiento (in)

Desplazamiento (in)

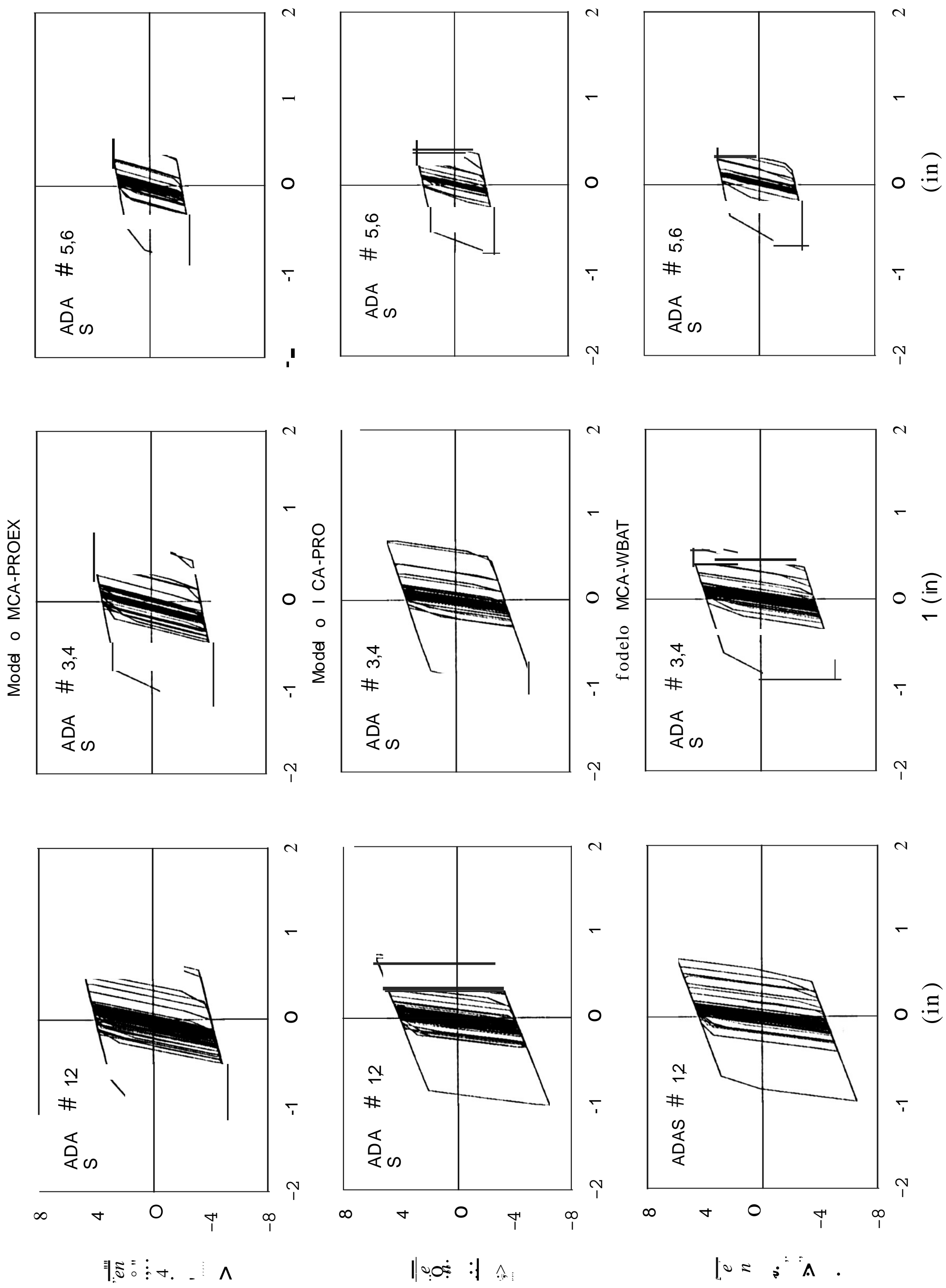


Fig 14. Curvas de histéresis para los Modelos ADAS-3 (MCAJ, El Centro-33)

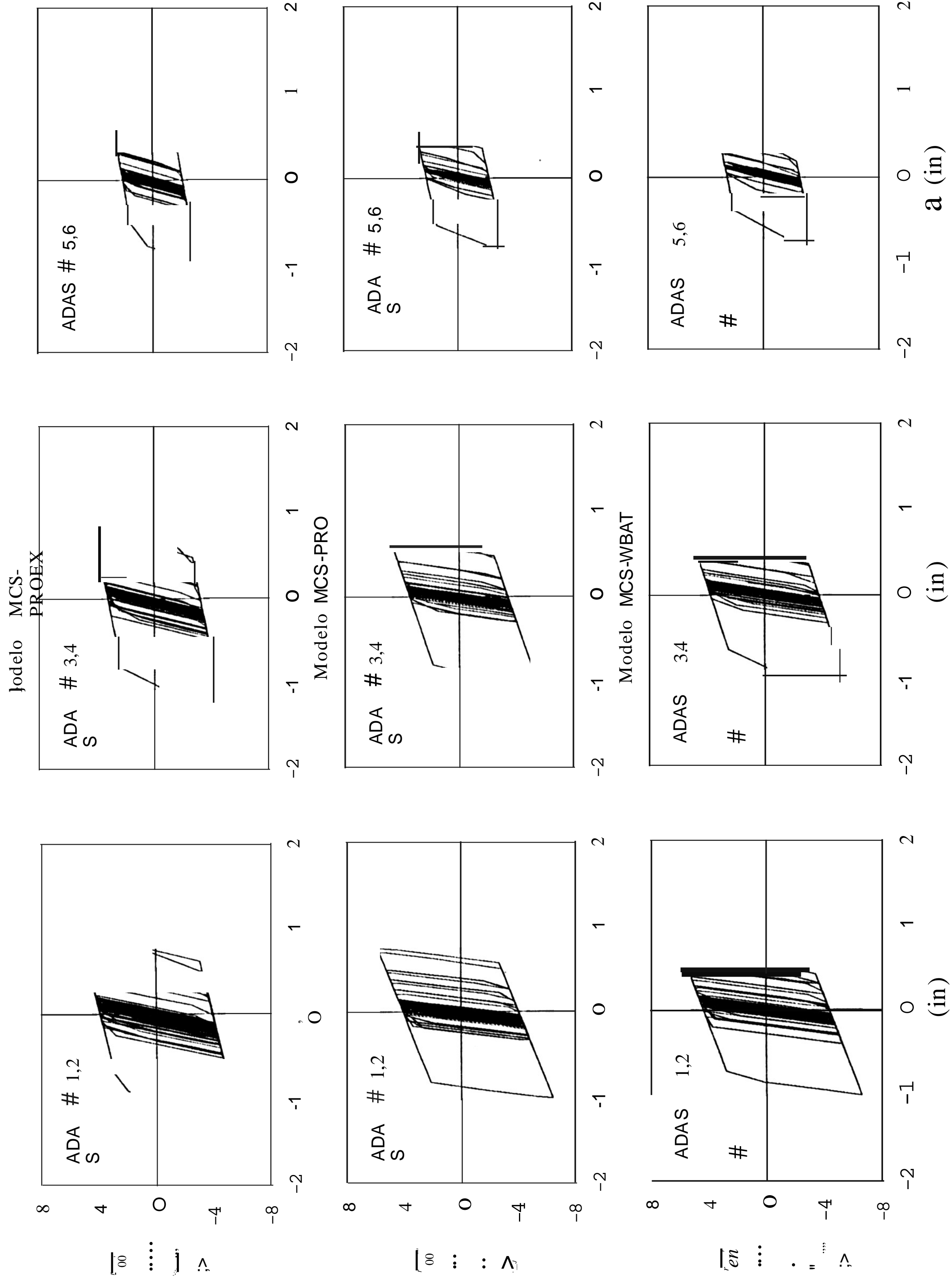


Fig 15. Curvas de histéresis para los modelos ADAS-3 (MCS), El Centro-33

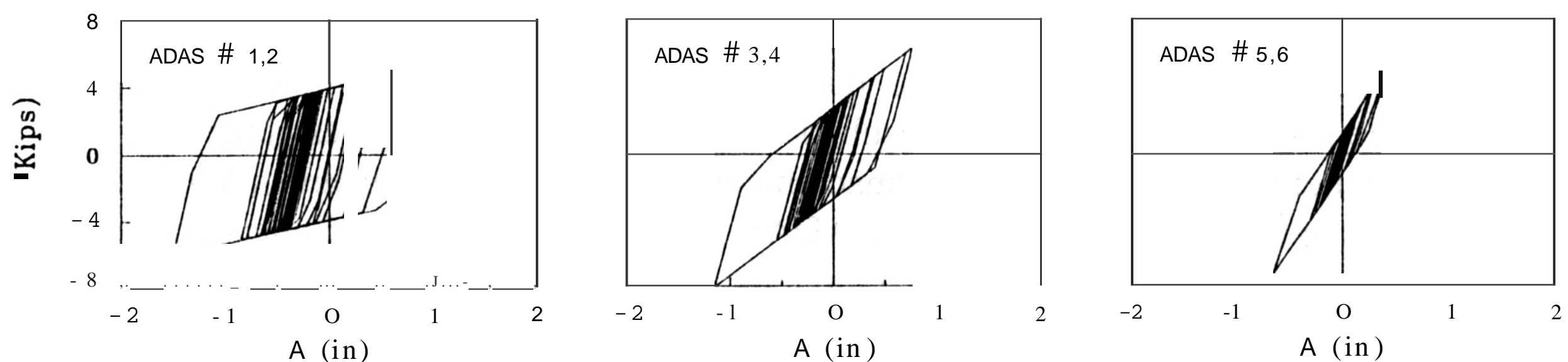


Fig 16. Curvas de histéresis para el modelo ADAS-3, El Centro-33 con parámetros estimados a partir de los resultados de pruebas experimentales (modelo PRO EXACAL)

En la figura 17 se comparan de las envolventes de respuestas máximas de distorsión y de cortante medidas experimentalmente conforme a lo reportado en Whittaker *et al.* (leyenda "EXP") con las obtenidas analíticamente con los modelos simplificados (MCS) PRO-EX y PRO-EXCAL, que ya se han definido con anterioridad. Como era de esperarse, se obtiene una mejor estimación de las distorsiones máximas de entrepiso con el modelo PRO EXACAL que con el PRO-EX, donde en particular se subestima la distorsión máxima del primer entrepiso en aproximadamente 25% como consecuencia de considerar rigideces posteriores a la fluencia mucho menores a las observadas experimentalmente. En cuanto a distorsiones máximas, la aproximación obtenida con el modelo PRO-EXCAL es notable. En cuanto a cortantes máximos, ambos modelos analíticos subestiman los reportados experimentalmente, sobre todo en los dos primeros niveles. Sin embargo, el autor considera que es probable que se obtuvieran aún mejores correlaciones si se tuviera acceso a la información experimental, lo que permitiría calibrar con mayor precisión los parámetros a emplear en los modelos analíticos. Cabe reflexionar, sin embargo, que el ejercicio académico de calibrar modelos para reproducir respuestas experimentales tiene un valor marginal si no se discuten y presentan las incertidumbres asociadas al modelado empleado y el impacto que tienen en la respuesta los parámetros más críticos, ya que el caso más común en el ejercicio profesional es diseñar estructuras sin conocer, *a-priori*, sus respuestas ante cargas dinámicas. Por lo tanto, resulta muy útil conocer qué tan confiables son las predicciones de los modelos analíticos cuando se comparan con respuestas medidas en ensayos experimentales, sin que se disponga de resultados experimentales adicionales, como es el caso del modelo PRO-EX. Resulta claro que la confiabilidad aumenta para aquellos casos en que se cuente con mayor información desde el punto de vista experimental, como es el caso del modelo PRO-EXACAL y sería aún mejor contando con los resultados experimentales de los dispositivos ADAS probados individualmente.

La conclusión importante de la calibración cruda que se hizo con el modelo PRO-EXACAL es que el valor de la pendiente posterior a la fluencia de los dispositivos ADAS es muy importante para lograr una estimación más próxima tanto de sus deformaciones locales como de las distorsiones de entrepiso, y subestima en menor medida los cortantes

dinámicos que se pueden presentar en la estructura, por lo que en el diseño de una estructura con dispositivos ADAS debería obtenerse esta información experimental del fabricante, así como estudiar el efecto que tendría en la respuesta variaciones en esta propiedad de los dispositivos. De los resultados de pruebas experimentales cíclicas de cada dispositivo sujeto a amplitudes de deformación constantes que se presentan en Whittaker *et al.* (1989), se aprecia que los dispositivos ADAS presentan mayores pendientes posteriores a la fluencia para amplitudes pequeñas o moderadas que para grandes amplitudes, es decir, la pendiente posterior a la fluencia disminuye a medida que aumenta la demanda de deformación. Esto se observa también de los resultados del ensaye en mesa vibradora (figura 13). En vista de lo anterior, también se sugiere que en el futuro no se modelen estructuras o se conduzcan estudios paramétricos de estructuras con disipadores ADAS considerando un comportamiento elastoplástico perfecto del disipador, pues como se ve en nuestra, esta idealización está alejada de la realidad y si existe un impacto importante en el valor de la pendiente posterior a la fluencia en la estimación de respuestas estructurales máximas.

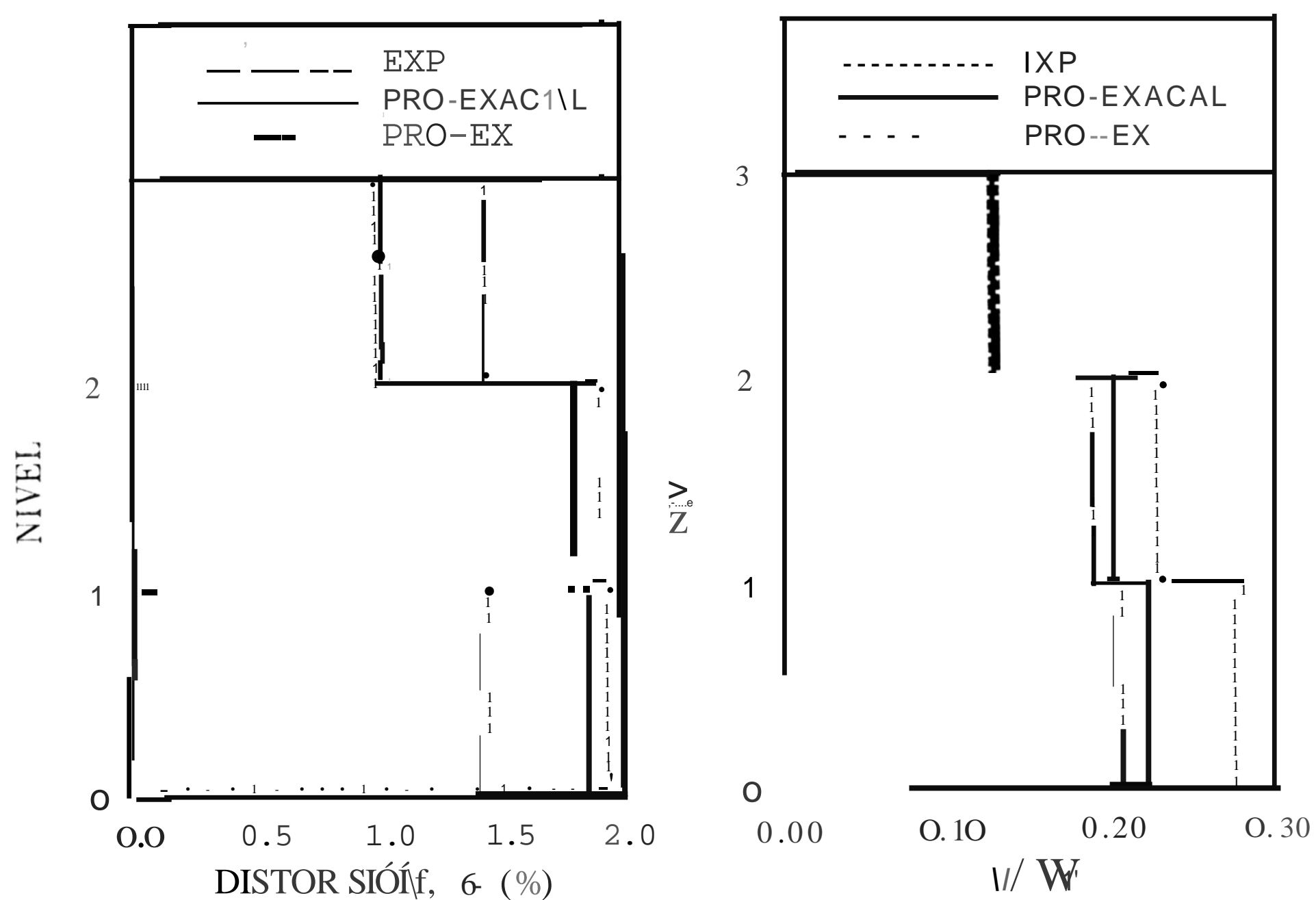


Fig 17. Comparación de las envolventes de respuestas máximas de distorsión y de cortante para el modelo ADAS-3, El Centro-33

## COMENTARIOS FINALES

El presente trabajo discutió los principales modelos analíticos que se han utilizado para el estudio de estructuras con elementos disipadores de energía en México, particularmente disipadores de energía que trabajan por histéresis del acero como son los dispositivos solera, los ADAS y los TADAS.



Se evaluó la validez de distintos modelos elásticos y no lineales que se han utilizado para representar elementos disipadores de energía por histéresis del material, particularmente los dispositivos solera y ADAS. Se llegó a la conclusión que el modelo de la diagonal *no lineal* "equivalente" carece de una justificación sólida y que puede guiar a resultados de dudosa aproximación en muchos casos, sobre todo cuando se utiliza en estudios paramétricos poco reflexivos en las características y balances de rigidez y resistencia que deben existir entre los contravientos y los dispositivos disipadores de energía.

Se comparó la respuesta de los modelos analíticos que utiliza el autor para estudiar a los dispositivos ADAS con la respuesta medida en un modelo estructural de tres pisos ensayado en la mesa vibradora de la Universidad de California en Berkeley, obteniéndose estimaciones razonables, aunque no muy próximas, para los casos en que los modelos analíticos se basan en recomendaciones prácticas y buenas correlaciones cuando en los modelos se incorporan información experimental, lo que permite reproducir más fielmente dichos datos.

Se reflexionó principalmente sobre aspectos que deben considerarse en el diseño de estructuras con elementos disipadores de energía desde el punto de vista análisis estructural. A partir de estos estudios se recomienda lo siguiente:

- El modelo de la diagonal equivalente debe utilizarse exclusivamente en análisis de tipo elástico, y para fines de prediseño. Este modelo no debe utilizarse en el intervalo de comportamiento no lineal, pues como se demostró en este estudio, la modelación que se ha venido utilizando no sólo no es equivalente, sino errónea.
- En los análisis no lineales de estructuras con disipadores de energía, conviene modelar con rigor e independientemente tanto a los disipadores como a los contravientos, ya que permite monitorear por separado el comportamiento de los elementos disipadores y de las diagonales, además de apreciar el trabajo en conjunto, lo que no puede hacerse cabalmente con los modelos aproximados descritos en este trabajo. El incremento en número de grados de libertad es mínimo y, en dado caso, permite modelar más fielmente las condiciones reales de apoyo y conexión y evaluar, de manera directa, las incertidumbres que se puedan tener en este respecto.
- En el caso particular del análisis no lineal de estructuras con disipadores ADAS, se recomienda idealizar al disipador con un modelo bilineal donde el valor de la pendiente posterior a la fluencia ( $k_2$ ) se tome de ensayos experimentales (particulares o presentados en la literatura), y que en los resultados se confronten las demandas de ductilidad de los dispositivos con el valor supuesto para  $k_2$ , pues como se discutió en secciones anteriores, este parámetro parece depender de la amplitud de deformación, a partir de lo que se observa en ensayos experimentales. Dado que el valor de la pendiente posterior a la fluencia tiene un impacto importante en la estimación de respuestas estructurales máximas, no se recomienda considerar un comportamiento elastoplástico

perfecto para los dispositivos ADAS, pues entre otras cosas, tenderá a subestimar las fuerzas cortantes de entrepiso y las descargas axiales en las columnas y la cimentación.

En el proceso de diseño de estructuras con disipadores pasivos de energía el análisis estructural juega un papel importante, pero es obvio que existen muchos otros factores importantes que deben tomarse en cuenta. La discusión y presentación de procedimientos de diseño sale del alcance central de este trabajo. Sin embargo, en la literatura especializada sobre el tema se han sugerido algunos procedimientos de diseño de estructuras con disipadores pasivos de energía que pueden ser de interés para el lector. En particular se recomiendan, entre otros procedimientos, los presentados por Tsai *et al.* (1993), Soong y Dargush (1997), Esteva y Veras (1998) y Tena (1998b).

## AGRADECIMIENTO

Los estudios que aquí se presentan se realizaron en su gran mayoría en el Centro de Investigación Sísmica de la Fundación Javier Barros Sierra cuando el autor era el Coordinador del Área de Estructuras e iniciaron con el patrocinio que, por espacio de un año, otorgó la Secretaría General de Obras del Departamento del Distrito Federal bajo la dirección del Ing. Daniel Ruiz Fernández, y se han continuado en la Universidad Autónoma Metropolitana Azcapotzalco.

## REFERENCIAS

- Aguirre, M. y R. Sánchez (1992), "Structural seismic damper", *ASCE Journal of Structural Engineering*, Vol. 118, No. 5, pp. 1158-1171.
- Bathe, K.-J. (1982), *Finite element procedures in engineering analysis*, primera edición, Prentice-Hall, Nueva Jersey, Estados Unidos.
- Esteva, L y L. Veras (1998), "Criterios de ductilidad y desempeño para el diseño sísmico de estructuras con disipadores histeréticos de energía", *Memoria, V Simposio Nacional de Ingeniería Sísmica: Disipadores de Energía para Controlar la Respuesta Sísmica de Edificios*, Toluca, Estado de México, pp. 43-61, septiembre.
- Ghaboussi, J. y D. Pecknold (1990), *Notas del curso CE498-NL: Nonlinear analysis in structural mechanics*, Department of Civil Engineering, University of Illinois en Urbana-Champaign.
- Martínez-Romero, E. (1993), "Experiences on the use of supplementary energy dissipators on building structures", *Earthquake Spectra*, Vol. 9, No. 3, pp. 581-626.
- Martínez Romero, E. (1996), Comunicación personal.



- Pérez Moreno, D. (1995), "Reestructuración de un edificio de mediana altura con dispositivos disipadores de energía", *Tesis de Licenciatura*, Universidad La Salle, México, marzo.
- Powell, G. H. y P. F.-S. Chen (1986), "3D beam-column element with generalized plastic hinges", *ASCE Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 112, No. 7, pp. 627-641.
- Prakash, V., G. H. Powell y F. Fillipou (1992), "DRAIN-2DX: Base program user guide", *Reporte No. UCBISEMM-92/29*, Department of Civil Engineering, University of California at Berkeley.
- Ruiz, E., R. Mejía y S. E. Ruiz (1996), "Análisis comparativo de dos marcos: uno diseñado convencionalmente y otro con dispositivos TADAS", *Revista de Ingeniería Sísmica*, SMI-S, No. 53, pp. 37-48.
- Soong, T.T y G. F. Dargush (1997), *Passive energy dissipation systems in structural engineering*, John Wiley & Sons, West Sussex, Inglaterra.
- Tena-Colunga, A. y D. Pérez-Moreno (1994), "Seismic upgrading of a nine-story building at Mexico City's lake-bed zone using U-shaped energy dissipation devices", *Memorias, 9th International Seminar on Earthquake Prognostics*, San José, Costa Rica.
- Tena-Colunga, A. (1995), "Procedimiento analítico para definir la rigidez y capacidad lateral de los dispositivos disipadores de energía ADAS' ', *Boletín, Centro de Investigación Sísmica*, Vol. 5, No. 1, pp. 42-52.
- Tena-Colunga, A. (1997), "Mathematical modeling of the ADAS energy dissipation device", *Engineering Structures*, Vol. 19, No. 10, pp. 811-821.
- Tena-Colunga, A. y A. Vergara (1997), "Comparative study on the seismic retrofit of a mid-rise steel building: steel bracing vs energy dissipation", *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 26, No. 6, pp. 637-655.
- Tena-Colunga, A. (1998a), "Evaluación sísmica simplificada de estructuras existentes", *Revista de Ingeniería Sísmica*, SMIS, No. 59, julio-diciembre, pp 1-36.
- Tena-Colunga, A. (1998b), "Modelado analítico de edificios con disipadores de energía, aplicaciones en proyectos de reestructuración", *Memorias, V Simposio Nacional de Ingeniería Sísmica: Disipadores de Energía para Controlar la Respuesta Sísmica de Edificios*, Toluca, Estado de México, pp. 85-120, septiembre.

Tsai, K.-C., H.-W. Chen, C.-P. Hong y Y.-F. Su (1993), "Design of steel triangular plate energy absorbers for seismic-resistant construction", *Earthquake Spectra*, Vol. 9, No. 3, pp. 505-528.

Whittaker, A. S., V. V. Bertero, L. J. Alonso y C. L. Thompson (1989), "Earthquake simulator testing of steel plate added damping and stiffness elements", *Reporte UCBIERC-89/02*, Earthquake Engineering Research Center, University of California at Berkeley.

Wilson, E. L. (1996), **Three dimensional dynamics of structures with emphasis on earthquake engineering**, Computers and Structures Inc., primera edicion, mayo, Berkeley, California.