

SEP

SEI



संज्ञा

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE SAN LUIS POTOSÍ



DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

VI REUNIÓN
INTERNACIONAL
DE INGENIERÍA
MECÁNICA

MEMORIA

VI^a INTERNATIONAL
MEETING OF
MECHANICAL
ENGINEERING

San Luis Potosí, S.L.P., México

Octubre del 2000

VALIDACION TEORICO-EXPERIMENTAL PARA RESPUESTA ESTRUCTURAL MODAL EN VEHICULOS

Dr. Agustín Tristán López
Ing. Miguel Angel Hernández Pérez
Ingeniería y Estadística Especializada, S.A.

RESUMEN

El estudio presenta la validación teórico-experimental de la estructura de un vehículo de pasajeros, por medio del método de elemento finito y su validación con análisis modal experimental realizado en tres direcciones ortogonales. Se muestra la convergencia obtenida con el método de modificación estructural, llegándose a valores de buena correlación entre el modelo de elementos finitos y los resultados experimentales.

ABSTRACT

The verification analysis-test for a bus structure is done using structural modification applied to a finite element model developed for theoretical modal analysis. The structure has been tested using experimental modal analysis, calculating modal frequencies and shapes with excitations in three orthogonal directions. Structural modification brought a very close agreement and convergency between the model and the test results.

Introducción

Cuando se realiza un modelo por elementos finitos de un objeto, se pueden cometer diversos errores de modelado:

- a) geométrico. Deficiencias en la representación de la pieza, al no incluir filetes, ranuras, entalladuras, espesores, defectos físicos, etc.
- b) de materiales. Deficiencias para representar comportamiento local por dureza, interface sólido-fluido o el régimen de materiales no lineales (plasticidad, viscoelasticidad, etc.)
- c) de mallado. Limitaciones para reducir tamaño de los elementos (o aumentar su número) porque se incrementarían los grados de libertad (tamaño del sistema de ecuaciones) y limitaciones para representar intersecciones de partes, filetes, concavidades, etc., que pueden distorsionar a los elementos.

También ocurre al combinar tipos de elementos cinemáticamente incompatibles (p.ej. unión de sólido isoparamétrico y elemento viga no isoparamétrica)

- d) de interpolación. Representar el comportamiento del objeto con un orden de interpolación insuficiente.
- e) de condiciones de frontera. Elegir condiciones que no corresponden necesariamente con los apoyos reales.
- f) conceptual. Se trata de errores del analista por desconocimiento de las limitaciones del método.

Los errores propios del método pueden corregirse y conducir a mejores modelos con la ayuda de varias técnicas, entre las que se pueden mencionar:

- a) refinar la malla (método h). Consiste en incrementar el número de elementos para representar el objeto.

- b) cambiar el modelo de interpolación (método p). Sin incrementar el número de elementos, consiste en definir modelos de interpolación, por medio de polinomios de orden superior.
- c) incrementar el orden de interpolación y refinar la malla (combinación de métodos h y p).
- d) modificar condiciones de frontera. Redefinición de condiciones de apoyo (cinemáticas) del objeto, utilizando diferentes combinaciones de empotramientos, liberación de giros, acoplamientos cinemáticos etc.
- e) modificación estructural. Cambiar algunas propiedades en el modelo: espesores de los perfiles estructurales, espesores de las placas, masas etc.
- f) optimización estructural. Similar al anterior pero estableciendo, adicionalmente, una función objetivo que puede representar mínimo material o mínimo costo.

En cualquiera de estas técnicas se efectúa un proceso iterativo que persigue la convergencia de resultados (esfuerzos, deformaciones, etc.) hasta alcanzar una precisión definida de antemano.

Por ejemplo, para el método p, se trabaja con un modelo inicial que tiene una malla de elementos finitos de orden 1 con el cual se obtiene el conjunto de resultados R1 (p.ej. deformaciones). Se incrementa el orden de los elementos de la malla sin cambiar la forma de los elementos y se obtiene el conjunto de resultados R2 para el análisis de orden 2. En este punto se debe verificar si la diferencia en valor absoluto entre R1 y R2 es menor o igual que un valor de aproximación ϵ dado previamente, en cuyo caso se detiene el proceso. Si la diferencia no es satisfactoria, se incrementa el orden de interpolación y se vuelve a verificar la convergencia. El proceso se detiene en la

iteración $i+1$ cuando se cumple la condición de convergencia $|R_{i+1} - R_i| \leq \epsilon$

o en su defecto cuando se alcanza un número N de iteraciones establecido como máximo.

El procedimiento es igual para los otros casos previo ajuste del tipo de modelo [8].

El objetivo de la validación teórico-experimental (o verificación prueba-análisis) es conseguir que el modelo de análisis por elemento finito se aproxime al comportamiento real del objeto. No era común en el pasado la verificación porque la técnicas numéricas utilizadas en el método del elemento finito eran poco depuradas, los modelos eran burdos y no resultaba práctico mejorar los mallados; por otra parte, los errores experimentales eran muy grandes o no se contaba con esquemas prácticos. Actualmente se exige la validación teórico-experimental porque los métodos experimentales son más precisos y el modelado por elementos finitos puede hacerse con mucha precisión a un costo razonable.

Presentación del problema

Se analizó una serie de vehículos para transporte urbano, ante una condición de impacto no destructivo como caso de carga dinámica. El trabajo requirió la verificación teórico-experimental, de tal modo que el modelo numérico tuviera una buena similitud respecto de la geometría, propiedades de materiales y coeficientes de amortiguamiento. Con ello se persigue que los modos de vibración (frecuencias naturales y forma) teóricos y experimentales estén muy cercanos, con lo que se consigue que los resultados de la simulación de cargas dinámicas sea no solamente razonable sino suficientemente precisa.

Se construyó el modelo de elementos finitos para el análisis teórico a partir de los planos proporcionados por el fabricante. Una primera validación del modelo se realizó por medio de pruebas de carga estática aplicada con bidones llenos de agua colocados sobre la plataforma; Se midieron con un digitalizador sónico las

deflexiones de la estructura (relacionadas con las propiedades elásticas de la suspensión y en menor medida con la deformaciones locales de los miembros del bastidor). El modelo se ajustó a los valores de deflexión obtenidos en dichas pruebas [10].

Para el análisis dinámico del modelo se hizo la descomposición modal calculando los primeros 25 modos (rígidos y flexibles). En este punto es donde se hizo la calibración del modelo por medio de pruebas dinámicas físicas. Se efectuó la prueba de análisis modal experimental y se determinaron las frecuencias naturales, amortiguamientos y formas de los modos. Por medio de la técnica de modificación estructural se calibró el modelo hasta obtener una precisión menor al 10% entre valores teóricos y experimentales. Una vez calibrado el modelo se hizo la simulación de la carga dinámica [5].

En este trabajo se presentan los resultados obtenidos con el análisis modal teórico y los valores procedentes de las pruebas modales experimentales, pudiendo apreciarse la buena convergencia obtenida. Con objeto de hacer un poco más completo este documento, se describe brevemente el análisis modal experimental y puntos básicos del proceso de modificación estructural.

Descripción del modelo de elementos finitos

El vehículo fue modelado de acuerdo con las dimensiones especificadas en los planos de ingeniería emitidos por el fabricante, el modelo geométrico tiene una precisión de 1 milímetro.

La orientación del vehículo es la siguiente:

- a) Eje longitudinal X - Eje de simetría general de la pieza

- b) El eje vertical Z - correspondiente a la altura del vehículo.

- c) Eje transversal Y- define el ancho del vehículo.

El modelo está construido básicamente con esta librería de elementos finitos:

- Elementos unifilares tipo viga 3D, para los perfiles que conforman el bastidor de la estructura.
- Elementos tipo placa general isoparamétricos, de interpolación lineal, para las vigas principales o los soportes de la suspensión, recubrimientos de lámina, el piso y los cristales de la unidad.
- Elementos masa 3D, para las partes masivas de la unidad, como el motor, compresor, capacitores etc.
- Elementos resorte 3D, representan la suspensión.

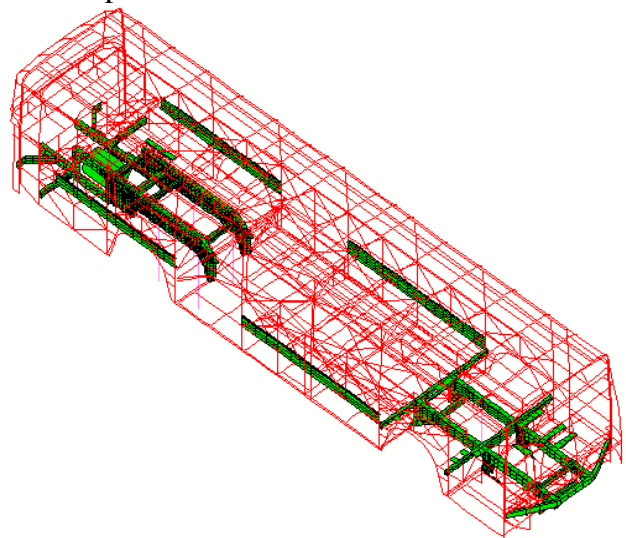


Fig 1

La estructura tiene dos cuerpos principales: la plataforma (chasis o bastidor) y la superestructura (o carrocería). A su vez la plataforma se puede dividir en tres zonas generales: delantera, media y trasera. La plataforma está construida con perfiles estructurales formando una combinación de armaduras tridimensionales unidas a las vigas principales que tienen inercia importante. Se distinguen estas partes del modelo:

- a) Plataforma delantera. Dos vigas principales de dimensión considerable a las cuales se unen armaduras tridimensionales de perfiles tipo PTR. En ella se tienen los soportes de la dirección y la suspensión delantera.
- b) Plataforma media. Está formada por una estructura construida por perfiles estructurales, predominantemente se trata de perfiles tipo PTR.
- c) Plataforma trasera. Está constituida por dos vigas principales, las cuales soportan el motor (simulado con elemento masa y eslabones rígidos) y la suspensión trasera. A estas vigas se unen armaduras de perfiles PTR.
- d) Piso. Placas que proporcionan una pequeña rigidez para la estructura, utilizado para asignar las condiciones de cargas, especialmente las de carga viva que corresponde a la presión ejercida por los pasajeros.
- e) Uniones. Las uniones hechas con soldadura, están simuladas con la costura de nodos. Muy pocas uniones que contienen tornillos se modelaron como unión por medio de eslabones rígidos o por medio de la unión de nodos entre elementos.
- f) Suspensión. Tiene amortiguadores, suspensión de aire y elementos elásticos. Se simula por medio de 2 elementos tipo resorte, para la suspensión delantera y 4 para la suspensión trasera, con rigidez calibrada utilizando los resultados de las pruebas de carga estática.
- g) Superestructura: Se simularon los perfiles estructurales con elementos viga y se usaron elementos placa para los vidrios y los paneles de la carrocería. La unión de la superestructura y el bastidor se realiza por “costura” de nodos o por eslabones rígidos.

Se utilizaron unidades del sistema internacional.

Resultados del análisis modal realizado con MEF

Para la simulación dinámica se empleó la descomposición modal de los primeros 25 modos de vibración, con objeto de cubrir una gama suficiente de modos rígidos y flexibles [4] (Tabla 1).

Modos	Descripción	
Rígidos	El sistema vibra como cuerpo rígido, sin deformaciones. Ocurren a frecuencias bajas. Por ejemplo: levantamiento, rotación, balanceo, etc.	
Flexibles o elásticos	El sistema vibra mostrando deformaciones. Ocurren a frecuencias medias. Se dividen en globales y locales	
	Globales	Cuando la deformación afecta de manera general al sistema. Por ejemplo: flexión, torsión, elongación, etc.
	Locales	Cuando las deformaciones se presentan en sitios muy particulares, mientras que el resto del sistema no muestra deformaciones globales. Por ejemplo: flexiones solo en el toldo, deflexiones en ventanería, deformaciones en la defensa.
Mixtos	Combinación de modos rígidos y flexibles. Ocurren a frecuencias altas. Ejemplo: flexión de la estructura combinada con levantamiento, torsión de la estructura combinada con balanceo.	

Tabla 1

En este tipo de estructuras se encuentra siempre un primer grupo de frecuencias resonantes en el rango de 1 a 5 Hz generalmente relacionado con los modos rígidos, un segundo grupo de frecuencias resonantes aparecen en un intervalo entre 8 a 12 Hz para modos flexibles y un tercer grupo de frecuencias resonantes aparece generalmente a partir de los 30 Hz; se tienen en estos últimos casos modos flexibles y modos mixtos. Otros trabajos en México reportan los primeros modos rígidos entre 2 y 6 Hz y los primeros modos elásticos entre 8 y 14 Hz. Los resultados se presentan en la Tabla 2.

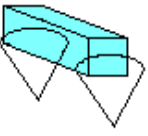
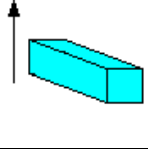
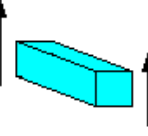
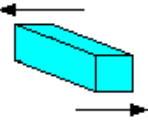
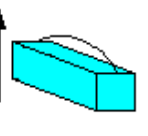
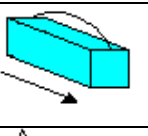

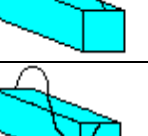
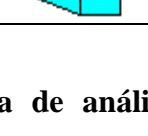
Modo	Frecuencia Hz	Esquema de la forma del modo
1 Z Rígido Bamboleo (roll)	1.33	
2 Z Rígido Inclinación (pitch)	3.48	
3 Z Rígido Levantamiento (bounce)	4.45	
4 Y Rígido Rotación respecto al eje vertical	9.92	
5 Z Mixto Levantamiento y flexión en carrocería	12.31	
6 X Mixto Balanceo (rock) y flexión	14.04	
7 Z Rígido Bamboleo inverso (roll)	14.81	
8 Z Flexible Flexión	14.91	
9 Z Flexible Flexión doble	19.44	

Tabla 2

Realización de la prueba de análisis modal experimental

El interés se centró en el análisis modal directamente sobre el bastidor, que rige la forma de todos los modos. A partir del modelo de elementos finitos, se construyó una envolvente de puntos que proporciona una forma general del vehículo donde se

ubican puntos en zonas específicas que no tienen efectos de nodo (“nodo” = todo punto que no presenta desplazamientos en uno o varios modos), ya que serían lugares donde no se reportaría un interés particular en la forma modal. Unos puntos de la envolvente corresponden a puntos de medición, mientras que los restantes sirven de referencia para el modelo de análisis modal experimental y para la realización de la interpolación en la determinación de las formas modales figura 2.

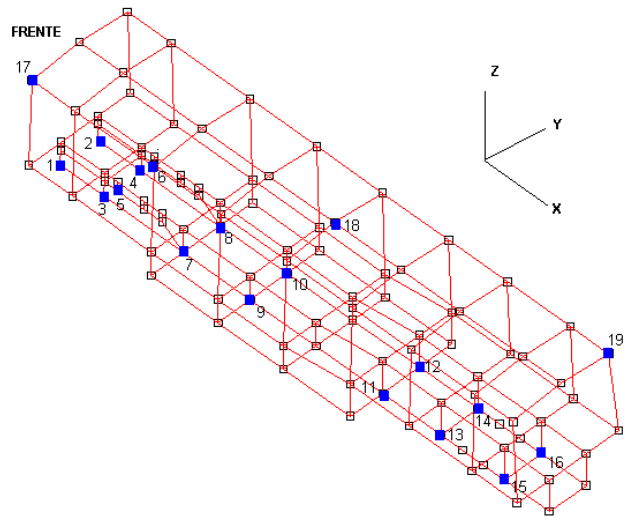


Figura 2

Sobre la envolvente se estableció el conjunto de puntos de medición, distinguiéndose dos tipos de puntos:

- de excitación. Aquéllos donde se va a aplicar la fuerza excitadora
- de respuesta. Aquéllos donde se colocarán los acelerómetros para reportar las señales de respuesta de la estructura.

Se eligieron 16 puntos sobre el bastidor (3 puntos de respuesta y 13 puntos de excitación) y otros 3 puntos de respuesta sobre el toldo para verificación. Los 19 puntos de medición se señalan con un cuadrado lleno sobre la envolvente, donde también se indica la orientación de los ejes coordenados, los cuales concuerdan con los ejes del modelo de elementos finitos (figura 2).

Los acelerómetros se ubicaron en los puntos 1, 11 y 16 de la envolvente, también se ubicaron en el toldo en los puntos 17, 18, y 19. Los acelerómetros quedan fijos sobre el bastidor y se usa el martillo para excitar los puntos restantes.

Equipamiento. Consiste de un juego de acelerómetros piezoeléctricos, martillo de impacto con aditamento para excitación en baja frecuencia, sistema de adquisición de datos de 4 canales, tarjeta PCMCIA para una computadora Notebook dotada de software analizador de 4 canales.



Figura 3

Calibración. El sistema se calibra con las propiedades de los acelerómetros y del martillo, definiendo asimismo las direcciones de medición y excitación de acuerdo con el sistema de referencia (XYZ). El rango de señales utilizando en la adquisición de datos se ubicó entre 0 y 50 Hz, que es la zona de operación de la estructura.

En cada medición se revisan los rangos de aceptación de las señales y se ajusta la fuerza de impacto que debe producirse en la excitación, para obtener señales sin defectos (por ejemplo: dobles golpes, fuerza excesiva, fuerza insuficiente, etc.) y eliminar ruidos en la señal (p.ej.: producidos por maquinaria cercana, paso de vehículos, influencia de campos electromagnéticos, etc.) Una vez hecho el

ajuste se procede a realizar la secuencia de medición en el punto deseado [2],[9].

Medición. Se excita la estructura aplicando un golpe seco con el martillo de impacto, con lo que el sistema de adquisición de datos recibe las señales de excitación y las respuestas de los acelerómetros. Se aplican varios impactos en el mismo punto, con objeto de obtener un promedio de las señales. Durante este proceso se verifica que la señal no tiene defecto y que se tiene una buena coherencia entre la señal de excitación y las respuestas. Asimismo se verifica que la función de transferencia no presenta parásitos, debiendo obtenerse una identificación clara de los “picos” resonantes [11],[12].

Presentación de las señales. El equipo de adquisición de datos presenta 4 gráficas de las señales, teniéndose la posibilidad de definir el tipo de presentación (en tiempo o en frecuencia), el número de canal o combinaciones de entrada-salida.

Se hicieron varias mediciones aplicando la excitación, para las direcciones XYZ, de manera de guardar varios archivos y disponer de la mayor cantidad posible de información.

Las funciones obtenidas como registros en tiempo y en frecuencia, quedaron almacenados en archivos de formato ASCII tipo 58, que es un formato estándar para señales digitalizadas provenientes de vibraciones mecánicas. En particular se conservan las funciones de respuesta en frecuencia (FRF).

Post-proceso. Los registros de las FRF se transfieren al software de análisis modal, con el cual se obtienen los espectros ajustados y los parámetros modales. El ajuste se efectuó sobre un total de 228 curvas (76 puntos de impacto x 3 canales de respuesta) para obtener los parámetros modales [1].

El proceso de ajuste (FIT) elimina los ruidos y parásitos experimentales, de manera de identificar

las frecuencias resonantes en el rango de estudio (0-45 Hz).

El proceso consiste en obtener una curva de ajuste a los diversos intervalos de medición, donde se encuentran los “picos” de las frecuencias resonantes encontrados en el conjunto de curvas.

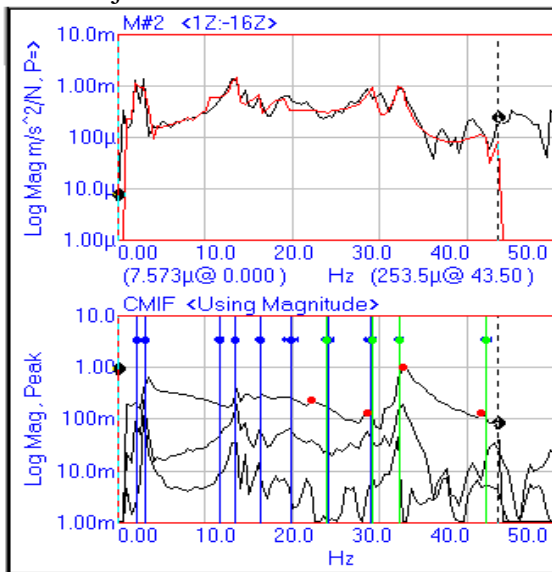


Figura 4

En la primera curva de la figura 4 se muestran la FRF originales y la curva de ajuste que proporciona el software para las mediciones en los puntos 1 y 16. En las curvas inferiores se tienen gráficas que corresponden a canales de los acelerómetros, en términos del logaritmo de magnitud, en ellas se marcan puntos correspondientes a las frecuencias naturales [12].

Una vez ajustados los espectros se utilizan las funciones de interpolación que proporciona el mismo software, asociando las funciones al modelo envolvente, con lo cual se determinan las formas y los amortiguamientos modales.

Resultados obtenidos. Los parámetros obtenidos están dados en la tabla 3, donde se indican los rangos obtenidos para cada modo, para las frecuencias y los amortiguamientos. El software permite

obtener una aproximación en la forma global de los modos (rígidos o flexibles) sin tomar en cuenta modos locales.

Modo en Z	Frecuencia Hz	Amortiguamiento
1 Rígido, inclinación (Pitch)	1.9 - 2.1	4.0 – 4.7 %
2 Rígido, Levantamiento (Bounce)	2.7 – 3.1	1.6 – 1.9%
3 Flexible. Flexión	11.3	3.2%
4 Flexible. Flexión	13.2 – 13.4	1.7 – 2.0%
5 Flexible. Flexión	15.9 – 16.2	2.0 – 2.3%
6 Flexible. Flexión	29.1- 31.9	1.6 – 1.8%
7 Flexible. Torsión	34.6 – 35.3	1.7 – 2.1%
Modo en Y		
1 Rígido. Rotación respecto a un eje vertical	2.6 – 2.7	2.2 – 2.4%
2 Flexión en plano XY	18.3	4.5
3 Flexión en plano XY	34.7	5.6
Modo en X		
1 Rígido balanceo (Rock)	1.2 – 3.4	2.5 – 2.6
2 Flexión en plano XY	15.8	4.4
3 Flexión en plano XY	18.5	4.6

Tabla 3

Los valores de las frecuencias modales corresponden razonablemente bien con los valores de referencia citados previamente, además se puede observar la separación entre modos rígidos (entre 2.0 y 3.0 Hz) y elásticos (entre 11.0 y 16.0 Hz) y otros modos más altos (de 30.0 Hz en adelante). En la literatura se mencionan frecuencias resonantes de las ruedas de esta clase de vehículos fluctúan entre 8 y 12 Hz, con lo cual se puede decir que el vehículo en estudio no presentará respuesta resonante a estas frecuencias, con un mejor comportamiento y un mayor confort para los pasajeros [3].

Validación del modelo

Una vez que se cuenta con los modos y sus frecuencias y los valores de amortiguamiento, se debe calibrar el modelo de elementos finitos para que correlacione lo más posible con los modos obtenidos en el análisis experimental.

Es común calibrar el modelo para el primer modo natural, o cuando más para los 4 primeros modos. En este trabajo se trabajó sobre los primeros 6 modos (Tabla 4) encontrados experimentalmente (4 en dirección Z, primer modo en X y primer modo en Y).

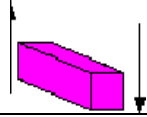
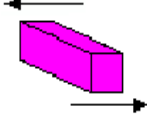
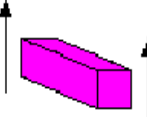
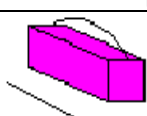
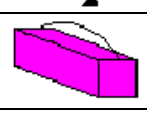
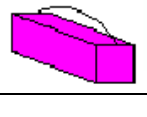
Modo	Frecuencia Hz	Descripción
1 Z Rígido	1.9 – 2.1	
2 Y Rígido	2.6 – 2.7	
3 Z Rígido	2.7 – 3.1	
4 X Rígido	3.2 – 3.4	
5 Z Flexible	11.3	
6 Z Flexible	13.2 – 13.4	

Tabla 4

El proceso de modificación estructural se realizó mediante el software de análisis por elementos finitos NISA/DISPLAY [6], [7]. Se trata de un proceso de optimización estructural y análisis de sensibilidad que se realiza modificando las matrices de masa y rigideces del modelo hasta que las frecuencias resonantes se aproximen a los valores encontrados en las

pruebas de campo. Para este análisis se consideró un 5% de amortiguamiento en la suspensión.

La modificación estructural no altera las propiedades estructurales de los perfiles, solamente se modifica la masa del modelo y las rigideces de los resortes de la suspensión, definiendo como función objetivo la aproximación de valores calculados y observados además calcula sus modos naturales de vibración. Se realizan aproximaciones sucesivas, deteniéndose el proceso cuando se cumple el criterio de convergencia o cuando se rebasa un cierto número de iteraciones impuestas de antemano. Dados n modos del estudio, sea f_{mi} la frecuencia calculada con el modelo y f_{ri} la frecuencia de referencia dada por los resultados experimentales, para el modo i , se definen los criterios de convergencia en términos de errores absolutos o errores cuadráticos.:

A) Error absoluto para cada modo i :

$$\text{error } i = |f_{mi} - f_{ri}| \leq \delta 1$$

B) Error absoluto medio:

$$\text{EAM} = 1/n \sum |f_{mi} - f_{ri}| \leq \delta 2$$

C) Error cuadrático medio:

$$\text{ECM} = 1/n \sqrt{\sum (f_{mi} - f_{ri})^2} \leq \delta 3$$

Es usual imponer $\delta 1 = \delta 2 = \delta 3 = 0.1$, de manera de disponer una aproximación del 10% entre el modelo y los resultados experimentales. En este caso se realizó una aproximación más fina imponiendo estos valores: $\delta 1 = 0.1$, $\delta 2 = 0.05$, $\delta 3 = 0.05$. Asimismo es usual convenir que el modelo es convergente si se cumple cualquiera de los criterios, para este trabajo se decidió llevar la aproximación con el $\text{EAM} \leq 0.05$ y se utilizaron los otros criterios como cotejo. Se estableció un máximo de 50 iteraciones.

La convergencia del proceso de modificación estructural se muestra en la figura 5 (EAM y ECM), la figura 6 muestra la convergencia de los modos en función del proceso de modificación estructural realizado en 6 posiciones sobre el bastidor con elementos finitos tipo masa puntual,

cuyas propiedades se fueron cambiando sistemáticamente. Para algunas iteraciones se modificaron en no más del 10% las rigideces de los elementos resorte utilizados para simular la suspensión.

Se consiguió una muy buena aproximación para los criterios de convergencia en 31 iteraciones (la primera iteración corresponde con el modelo original). Se puede ver en las curvas la evolución de la convergencia del EAM, que en la iteración 31 está por debajo del 5% estipulado, lo cual permitió obtener un error aproximado de 2.5% en el ECM, que es mejor que el valor esperado de 5.0%.

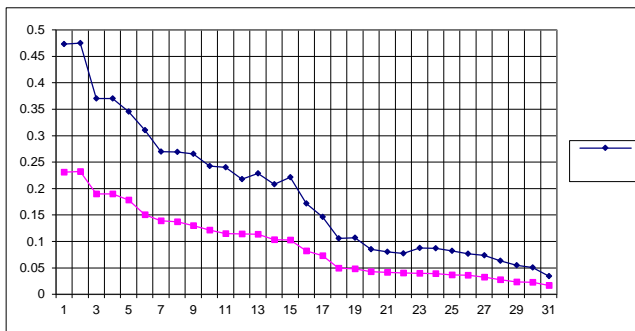


Figura 5

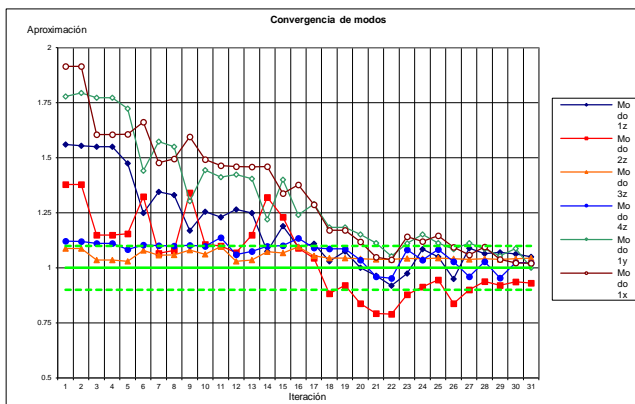


Figura 6

Se observa que los modos flexibles convergen muy rápidamente y se mantienen dentro del 10% de aproximación desde las primeras iteraciones, en cambio los modos rígidos presentan mucha mayor fluctuación.

Desde la iteración 28 los errores en las 6 frecuencias estudiadas son inferiores al 10% considerando como criterio de aceptación para la convergencia. Se tomó la iteración 31 como resultado final. La tabla 5 presenta los valores finales de las frecuencias de los primeros 6 modos y su comparación contra valores de campo, así como el error obtenido en cada uno de ellos

Modo	Frec. Hz	Valor medio de campo	Relativo calculado/observado	Error %
Modo 1z	2.1	2.0	1.050	5%
Modo 1y	2.7	2.65	1.001	0.1%
Modo 2z	2.7	2.9	0.931	6.9%
Modo 1x	3.37	3.3	1.021	2.1%
Modo 3z	11.8	11.3	1.044	4.4%
Modo 4z	13.6	13.3	1.023	2.3%
Promedio			1.012	
Máximo			1.050	
Mínimo			0.931	

Tabla 5

Representación de los modos de vibración

Una vez verificado el modelo teórico-experimental se hace el cálculo definitivo de los modos por medio del método del elemento finito. Las formas de los modos finales se muestran en la figura 7 donde solo se dibujó el piso del bastidor para simplificar el aspecto del modo obtenido. Se observa que los modos 1 y 6 son modos rígidos obtenidos con el modelo de elementos finitos, que no fueron identificados con el análisis experimental.

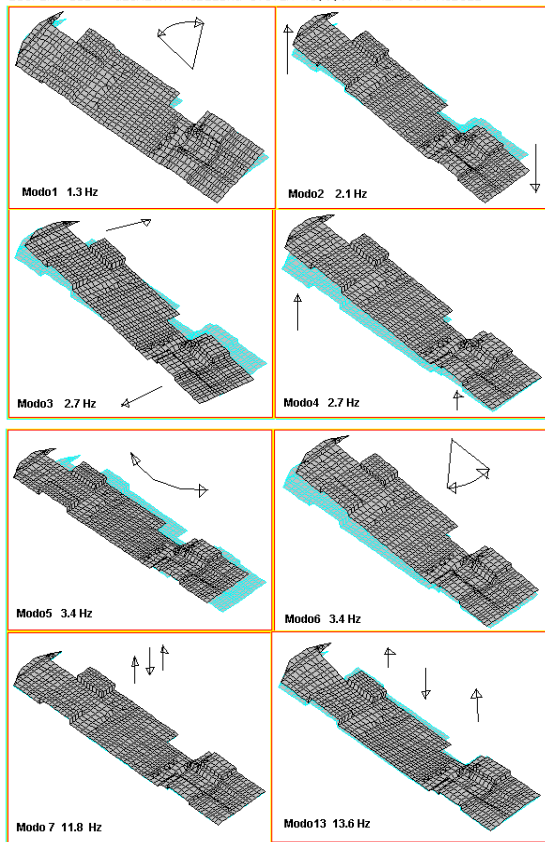


Figura 7

Conclusiones

Se utilizó el método de descomposición modal por elementos finitos y el análisis modal experimental para la verificación o validación teórico-experimental del modelo de un vehículo de transporte urbano. Se muestra que la metodología de modificación estructural es suficiente para obtener una convergencia del modelo de elementos finitos al comportamiento real de la estructura con una muy buena aproximación. La verificación teórico-experimental es un requisito actual de las empresas dedicadas al diseño de piezas mecánicas y equipos, porque los diseños están cada día sujetos a condiciones más exigentes de seguridad, calidad, reducción de materiales, etc.

Referencias

- [1]. Allemang R.J., Rost, R.W. y Brown D.L. "Multiple input estimation of frequency response function: Estimation considerations", The American Society of Mechanical Engineers, 83-DET-73, 10 pp.
- [2]. Brown D. Carbon G. y Ramsey K. "Survey of excitation techniques applicable to the testing of automotive structures" Society of Automotive Engineers, 770029, Intl. Automotive Engineers Congress and Exposition, Detroit, Feb-Mar 1977, 15 pp
- [3]. Centre d'Evaluation et de recherche des nuisances et de l'énergie. "Confort dans l'autobus", Institut de recherche des transports. Note d'information No. 19, Septiembre 1981.
- [4]. Clough, R.W y J Penzien, "Dynamics of structures". McGraw Hill, 1975.
- [5]. Dovel G. "Modal Analysis, a Dynamic tool for design and troubleshooting", Mechanical Engineering, Mar 1989, pp 82-86.
- [6]. Engineering Mechanics Research Corporation, "Display III user's manual", Michigan 1995
- [7]. Engineering Mechanics Research Corporation, "NISA II user's manual", Michigan. 1995 Cap. 2
- [8]. Engineering Mechanics Research Corporation, "P ADAPT" user's manual", Michigan. 1995 Cap. 2
- [9]. Hewlett Packard "The fundamentals of modal testing", Application note 243-3, 1997, 54 pp
- [10]. Tristán A. Hernández M. Ibarra R. "Evaluación Estructural de trolebuses" 1998.
- [11]. Vibrant Technology Inc, "ME'scope Visual Engineering Series" Manual de Operación Versión 1.0 Octubre 1998 Vibrant Technology, Jamestown California. 343 pp.
- [12]. Zonic Corp. "Medallion user's manual", Milford Ohio, 1998, pp 1-71