

Aplicación de técnicas de ensayo virtual a ensayos de vuelco de superestructuras de Autobuses y autocares.

Dr. Enrique Alcalá

Director de Unidad de Transporte Colectivo, INSIA-UPM , España

Dr. Francisco Aparicio

INSIA-UPM, España

Dña. Rocío Grimaldi

INSIA-UPM, España

D. Angel Martín

INSIA-UPM, España

RESUMEN

La reglamentación internacional sobre vehículos a motor está experimentando una importante tendencia a la admisión de los ensayos virtuales como demostrativos de las aptitudes de vehículos y componentes frente a sus requisitos técnicos. El Reglamento 66 de Ginebra, actualmente en su revisión 1, es una de las primeras normativas internacionales que permite este planteamiento. Uno de los puntos críticos del proceso de verificación de la resistencia al vuelco de autobuses y autocares es la caracterización del comportamiento de las uniones y en el mencionado reglamento se autoriza al servicio técnico a solicitar la verificación por ensayo de las mismas. En el presente trabajo se mostrará una metodología validada de verificación del comportamiento a flexión de estas uniones mediante la aplicación de modelos de elementos finitos no lineales. Estos modelos detallados permiten la reproducción de los fallos locales en las paredes de los perfiles de sección rectangular hueca habituales de las estructuras en estudio, la localización de dichos fallos y la caracterización final del comportamiento de la rótula plástica. Se completa de esta forma el procedimiento de verificación por cálculo de las estructuras frente a un ensayo de vuelco, permitiendo realizar modelos simplificados de vehículo completo que tengan en cuenta el comportamiento de las uniones. Se produce por tanto un importante ahorro económico, en primer lugar, en el proceso de verificación al disminuir el número de ensayos necesarios y, en segundo lugar, en el tiempo de cálculo y recursos de computación necesarios.

1. INTRODUCCIÓN

El Reglamento 66 de Naciones Unidas, relativo a la “Resistencia de las superestructuras de Autobuses y Autocares sometidos a vuelco lateral” y la Directiva 2001/85/CE en su Anexo IV y relativo al mismo tipo de ensayo de homologación, son de las primeras reglamentaciones internacionales que permiten la verificación por cálculo del cumplimiento de requisitos técnicos de resistencia. Este hecho es aún más resaltable cuando se tiene en cuenta que los ensayos especificados en estas reglamentaciones producen importantes deformaciones de las superestructuras y por tanto de los perfiles metálicos que las conforman. Es por tanto

necesario que los modelos de cálculo reproduzcan, con la suficiente representatividad, el comportamiento no-lineal de dichos perfiles. Para resolver este problema mediante el Método de los Elementos Finitos, existen dos planteamientos diferentes. El primero, la modelización de la estructura mediante elementos Sólidos o Placa que permitan la utilización de modelos no lineales de material. Como alternativa, la modelización mediante elementos Viga incorporándoles capacidades para reproducir con fidelidad el comportamiento a flexión de los perfiles de sección rectangular hueca. La principal ventaja, como se detallará más adelante, de este planteamiento es que reduce de forma drástica el número de grados de libertad del problema y por tanto el tiempo y recursos de computación necesarios.

En esta última línea, existen varios autores, García y Kecman [1, 2] entre otros, que han propuesto modelos teórico experimentales del comportamiento de los perfiles rectangulares de sección hueca sometidos a flexión. Utilizando la teoría de placas de pared delgada y caracterizando la geometría de la rótula plástica mediante líneas rectas de deformación plástica, proponen leyes de variación del Momento Flector con el ángulo de deformación $M(w)$. Ambos modelos fueron validados con un elevado número de ensayos de flexión durante la fase de desarrollo del Reglamento 66 de Ginebra. Estos modelos, fueron validados utilizando los perfiles de las estructuras existentes, mayoritariamente perfiles de sección rectangular hueca de espesor 2 mm, con menor incidencia en los perfiles de 3 mm y sin considerar la opción de perfiles de mayor espesor (i.e. 4 mm)

Es necesario, llegados a este punto de la introducción, señalar que el Reglamento 66 de Ginebra ha sufrido unas importantes modificaciones que se han reflejado en la entrada en vigor en Noviembre de 2005 de la Revisión 01. La modificación más importante, desde el punto de vista de los requerimientos exigidos, es la inclusión de la influencia de la masa de los pasajeros del vehículo en el cálculo de la energía que debe ser absorbida en la deformación. García et Al. [3] estimaron que esta modificación del Reglamento implica un aumento de la Energía del ensayo cercano al 30%, proporcionado por la contribución del 50% de la masa de los pasajeros situados en sus correspondientes asientos. Este aumento de los requisitos de absorción han obligado a los fabricantes y carroceros a realizar importantes modificaciones en los diseños de sus superestructuras. Entre otras las medidas tomadas para asumir el mencionado aumento han sido, la utilización de materiales de alto límite elástico, el diseño de uniones especiales y el aumento de espesores en los perfiles de las superestructuras. Profundizando en la última opción, el Rgto 66 Rev. 00 provocó el aumento del espesor de los perfiles de los anillos de la superestructura de 2 a 3 mm. La aplicación de la Revisión 01 ha provocado que aparezcan en las superestructuras los perfiles de espesor 4 mm.

Sin embargo, los modelos teóricos realizados caracterizando el comportamiento a flexión de los perfiles mediante elementos especialmente programados presentan un inconveniente. Requieren garantizar, mediante ensayos físicos, que no se producen fallos locales en la unión y que estas tienen la resistencia suficiente como para que sean los perfiles los que, mediante su deformación, absorben la energía necesaria. Este inconveniente es importante, especialmente en la fase de diseño de las superestructuras, ya que, requieren la preparación de las muestras y su posterior ensayo, con los costes que ambos trabajos conllevan.

2.- METODOLOGÍA

El trabajo se ha abordado en dos fases, una primera que se ha centrado en la realización de un modelo paramétrico de perfiles de sección rectangular hueca sometidos a flexión. La segunda fase ha consistido en la aplicación de los resultados del modelo a una unión lateral-piso de un vehículo M3.

2.1. Descripción del modelo paramétrico de caracterización (Fase 1).

El modelo se ha generado mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF) realizado mediante la programación de una rutina que permite realizar con facilidad pequeñas variaciones de uno, o varios de los parámetros del modelo. Los parámetros utilizados en su definición y un ejemplo de valor medio para cada uno de ellos se reflejan en la Tabla 1.

La parametrización del problema se ha realizado en 3 aspectos fundamentales:

- Primero: La geometría del perfil. El motivo de parametrizar el perfil ha sido el dotar al modelo de la capacidad de actualizarse y, de esta forma, facilitar el análisis de la variabilidad de la función respuesta $M(t) = f(w(t))$ con la variación de las medidas del perfil debida a la variabilidad de los procesos productivos. (Tanto el valor del momento $M(t)$ como el del ángulo $w(t)$ son medidos en el eje perpendicular al plano formado por la dirección de aplicación de la carga y el eje longitudinal al perfil (en el caso de los modelos del presente trabajo eje Y).
- Segundo: Características del material. Los ensayos realizados sobre probetas realizadas con perfiles comerciales, raramente presentan valores de los parámetros del material cercanos al mínimo exigido por normativa. El modelar la curva $\sigma(\varepsilon)$ de forma que pueda actualizarse fácilmente permite ajustar el modelo a las características de la colada del material ensayado, así como la definición del peor caso de estudio mediante el uso de los valores mínimos exigidos.
- Tercero: Parámetros del algoritmo de solución y de la malla de elementos. Se ha programado el modelo para que permita la selección del solver más adecuado, así como la variación de los parámetros de convergencia más importantes. Se facilita de esta forma el diseño de una matriz de simulaciones que permita minimizar el tiempo de computación sin penalizar el error por encima de un valor objetivo.

Una vez programada la rutina, que contempla los parámetros descritos, se aplicó a la simulación del proceso de deformación por flexión de diferentes perfiles de aplicación frecuente en el carrozado de Autocares. En el presente trabajo se muestran únicamente los resultados obtenidos con los de dimensiones nominales 40.40.2, 40.40.3 y 40.40.4. El material de referencia utilizado para las simulaciones ha sido el acero S275JR según la norma UNE EN-10025-2 y los valores de la curva $\sigma(\varepsilon)$ los mínimos exigidos por la misma para este material.

Tabla 1. Parámetros del modelo de perfiles

Parámetro	Valor Medio	Unidades
Ancho	40	mm
Alto	40	mm
Espesor	3	mm
Longitud	1	m
Tamaño de elemento	es=min(a,b)/8	mm
Alargamiento Elástico mínimo.		
Límite Elástico mínimo.	275	Mpa
Alargamiento de Rotura mínimo.	21%	
Tensión de Rotura mínima.	405	MPa
Solver seleccionado	PCG	
Número mínimo de Pasos de integración	200	
Número máximo de Pasos de integración	2000	
Número de iteraciones de equilibrio	100	

La puesta a punto del modelo se ha llevado a cabo comparando los resultados de la curva $M(t) = f(w(t))$ obtenidos mediante el modelo desarrollado con los obtenidos mediante la metodología validada propuesta por García [1] en la zona plástica y mediante teoría clásica de vigas en la zona elástica. Para evaluar el grado de aproximación de cada una de las variantes analizadas del modelo y decidir cuáles son los parámetros que proporcionan la solución óptima, se ha utilizado la métrica de validación de Sprague y Geers [4] modificada, en la cual proponen la comparación de un posible resultado de simulación $c(t)$ con un resultado de ensayos aceptado como el más representativo “Benchmark” $b(t)$. Como se ha mencionado anteriormente, en este estudio se ha utilizado como resultado de referencia $b(t)$ el obtenido mediante el modelo de García.

La métrica se basa en el cálculo de dos parámetros de error independientes:

- M Factor de error de magnitud. Insensible a errores de fase. Definido como:
- P Factor de error de fase. Insensible a errores de magnitud.

$$M = \sqrt{\frac{\sigma_{bb}}{\sigma_{cc}}} - 1 \quad P = \frac{1}{\pi} \cdot \arccos \left(\frac{\sigma_{bc}}{\sqrt{\sigma_{bb} \cdot \sigma_{cc}}} \right) \quad (1)(2)$$

Con estos dos factores o parámetros se calcula el error de ajuste del modelo como:

$$C = \sqrt{M^2 + P^2} \quad (3)$$

Siendo en cada caso:

$$\sigma_{bb} = \frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} b^2 dt \quad (4)$$

$$\sigma_{cc} = \frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} c^2 dt \quad (5)$$

$$\sigma_{bc} = \frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} b(t) \cdot c(t) dt \quad (6)$$

Para verificar la idoneidad de la métrica seleccionada y evaluar la correlación conseguida con un valor determinado de los parámetros M , P y C se ha realizado un generador de suma de unas funciones periódicas, y otras aleatorias, que permite variar para cada función su amplitud

y su frecuencia. Con dicho generador se obtiene que el valor de estos parámetros de la métrica representa la desviación, en tanto por uno, de la función del modelo respecto de la de referencia en cada aspecto evaluado por cada parámetro. Permitirá de esta forma evaluar la desviación del modelo desarrollado, respecto al de referencia, así como comparar dos configuraciones diferentes de los parámetros del algoritmo de solución y mallado. Se encontraron mediante esta metodología los parámetros que minimizaban el tiempo de computación y cuya variación no proporcionaba una modificación de la función objetivo mayor del 1%. Una vez fijados estos parámetros se procedió a la simulación de los mencionados perfiles y a la comparación de los resultados con los modelos descritos.

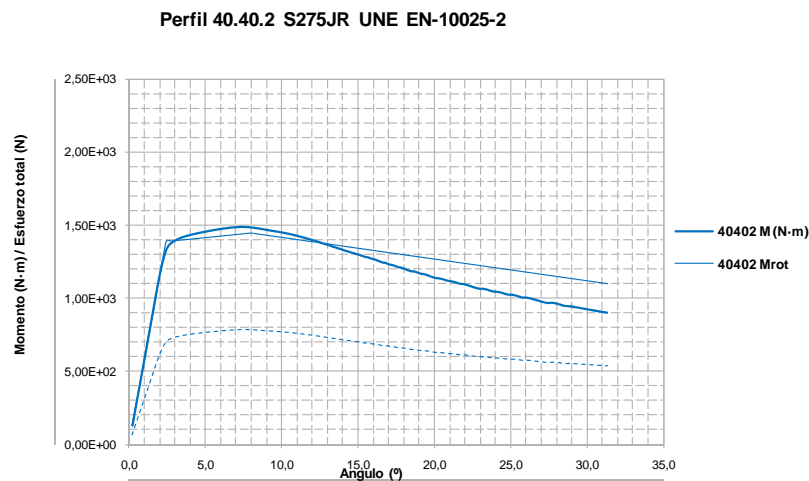


Fig. 1. Graficas de momento y Esfuerzo total frente a ángulo.

La figura 1 muestra el resultado de la simulación del perfil 40402 comparado con el resultado del modelo de García. Para la comparación se ha elegido la evolución del Momento flector con el ángulo de rotación siendo M_s el momento flector obtenido mediante el modelo de elementos finitos y M_{rot} el del modelo de referencia.

Se observa en la figura previa como los resultados del modelo, aplicados a la configuración de peor caso de material (valores mínimos aceptables de σ_y y σ_u), presentan un buen grado de aproximación respecto al modelo de referencia.

Los resultados de aplicar la métrica de validación descrita en este caso fueron:

$$M = 4,79 \% ; P = 2,41 \% ; C = 5,36 \%$$

La desviación en los tres casos, Magnitud, Fase y global, es menor que el 5,5 %.

2.2. Caso de aplicación (Fase 2).

El último paso de la metodología propuesta fue aplicar el modelo a la evaluación de la capacidad de absorción de energía de un perfil 50353 modificado mediante unas predeformaciones. El motivo de realizar las predeformaciones era provocar la formación de la rótula plástica en ese punto y elevar el mecanismo de deformación una distancia concreta por encima del nivel de ventana.

Las predeformaciones se realizaron a dos alturas distintas, una para cada sentido de

deformación del perfil según la orientación del vuelco. La superior, por motivo de colocación de los cristales no podía modificar el canto de 50 mm, por lo que en el útil de fabricación se evitó el desplazamiento en esta dirección. En la inferior no se impidió este desplazamiento.

3. RESULTADOS

En la figura 3 se ha representado conjuntamente los resultados obtenidos por el modelo MEF (Fuerzas y Momentos) y los teóricos para cada uno de los espesores considerados.

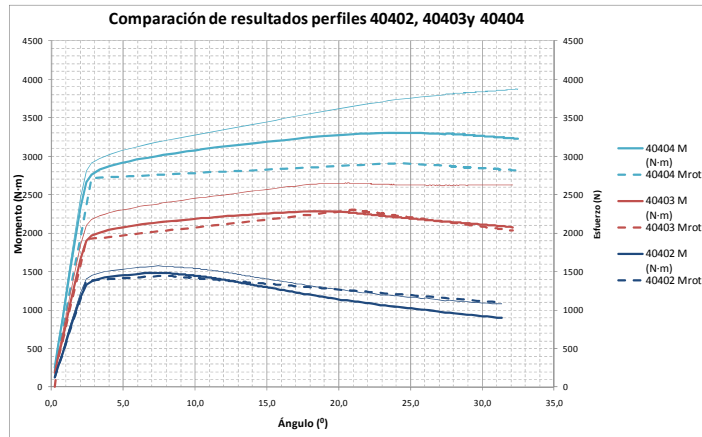


Fig. 3. Gráficas de momento frente a ángulo.

En dicha figura se puede observar como los resultados de la variación del momento flector del modelo MEF con el modelo de referencia presenta un buen ajuste en los perfiles de espesor bajo 2 y 3 mm, mientras que la predicción para el caso del perfil de espesor 4mm presenta un aumento importante de la capacidad de absorción de energía de este perfil.

Si se analizan los resultados de la correlación entre ambos modelos (Tablas 2 y 3) se observa la buena correlación de ellos en fase y como los perfiles de 4 mm presentan una desviación importante del parámetro magnitud, implicando una pérdida de energía en la estimación del modelo Teórico-Experimental del 12%.

Tabla 3. Resultados de las métricas de validación de los modelos de perfiles de espesor 2,3 y 4 mm.

Perfil	M _{SG}	P	C	ΔE _{max} (%)	ΔE medio (%)	Desv típica
40402	4,79 %	2,41 %	5,36 %	-5.55	0,63	0.020
40403	-2.76 %	0,82 %	2,88 %	2.63	3.58	0.034
40404	-12,37 %	0,52	12,38 %	12.42	11.93	0.017

En la figura 5 se muestra la geometría de deformación en los gráficos de ϵ_z y σ_z (siendo el eje Z el eje longitudinal del perfil). Se observa como la geometría de la rótula de los perfiles de 2 y 3 mm corresponde a la descrita por García y como en el caso de los perfiles de espesor de 4

mm esta deformación es diferente.

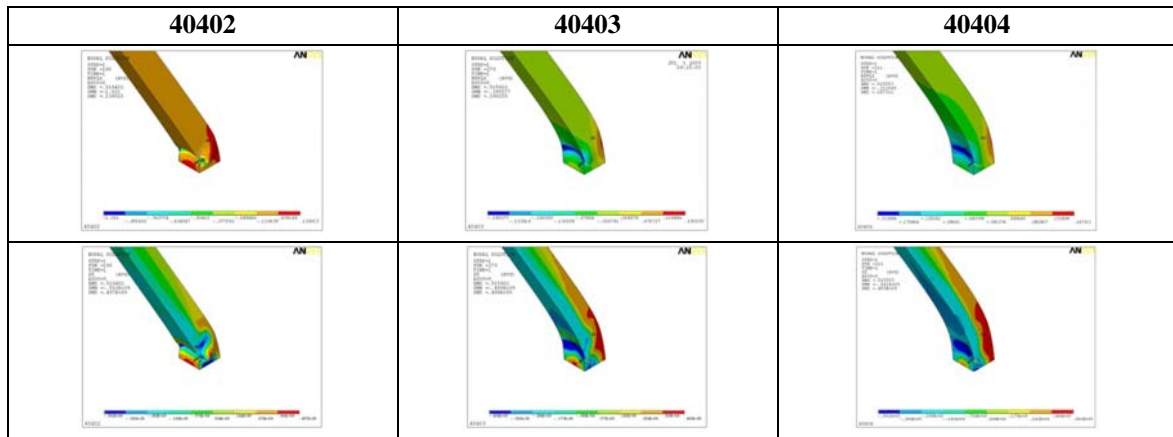


Fig. 5. Resultados de tensiones y deformaciones unitarias en eje z y geometría final de rótula plástica.

El resultado de este modelo se ha aplicado, como se comentó en el apartado de metodología a unos perfiles con predeformación previa. Los resultados de la simulación, en comparación con el perfil sin predeformación, revelan una importante pérdida de capacidad de absorción que puede no justificar su inclusión en el diseño del vehículo. El aumento de Energía (Ec. 7) debido a la elevación de la posición de las rótulas inferiores del mecanismo de deformación se ve en cierta manera compensado, por dicha pérdida de capacidad de absorción. (Ver Figura 4).

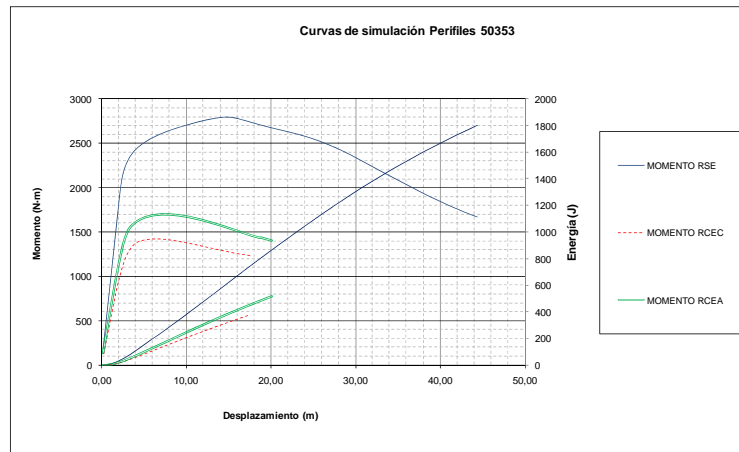


Fig. 4. Resultados de la aplicación del modelo a perfiles con y sin predeformación.

4. DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos en la comparación del modelo proporcionan un buen grado de confianza en la simulación basado en la buena correlación del mismo con los modelos validados con perfiles de espesores 2 y 3 mm. Estos mismos resultados, revelan que la hipótesis de perfil con paredes delgadas no es apropiada en el caso de los perfiles de 4 mm. El modelo MEF reproduce bien la geometría de deformación de estos espesores (4 mm) que no presentan en su ensayo de flexión rótulas con una geometría similar a la de los perfiles de menor espesor. Este resultado no invalida los modelos de referencia en los perfiles de espesores bajos, dado que fueron validados con los perfiles de 2 y 3 mm utilizados en las definiciones de los vehículos. Como se ha demostrado en la comparación de la energía absorbida determinada por cada uno de los modelos (MEF y referencia).

Los vehículos, para su homologación en relación a la Revisión 01, tienen un requisito de absorción de Energía cinética en el ensayo un 30% mayor que en el caso de la revisión anterior. Por ello, se están incorporando en muchos de los modelos perfiles con secciones de mayores espesores que requieren una buena estimación de su capacidad para, en primer lugar, no comprometer la seguridad de los ocupantes en caso de accidente y, en segundo, no penalizar el peso de las superestructuras.

La aplicación de esta metodología a un diseño específico ha dado como resultado que intentar localizar las rótulas en posiciones concretas de la estructura, mediante predeformaciones de los perfiles implica disminuir la capacidad de los mismos. Se penaliza de esta manera el peso de la superestructura ya que no se utiliza toda la capacidad del perfil y es necesario controlar bien los parámetros de la predeformación para lograr una mejora significativa.

5. CONCLUSIONES

El modelo presentado permite evaluar, con un alto grado de predictibilidad, el comportamiento a flexión de componentes de las superestructuras de autobuses y autocares sometidas a flexión. Se evita de esta manera una cantidad importante de ensayos de determinación del comportamiento durante la fase de diseño.

Se ha definido una metodología de diseño de componentes de la superestructura, aplicable a perfiles con espesores elevados (mayores de 4 mm) que mejora la predicción de la capacidad de absorción de energía.

6. REFERENCIAS

- [1] García Gracia, A. Estudio teórico y experimental del comportamiento de la superestructura de los vehículos de grandes dimensiones para el transporte de pasajeros bajo la acción de vuelco lateral. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, 1990.
- [2] D. Kecman, M. Djokic. The effect and modelling of “finite stiffness hinges” in the collapse analysis of roll-over safety rings in buses and coaches. *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 11, nos 4/5, 1990.
- [3] García Gracia, A; Vicente Corral, T; Sánchez Lozano, M: “Impact of the use of safety belts on the structural requirements under rollover of coaches”, *Internacional Journal of Heavy vehicle systems*. ISSN (Online) 1741-5152 (print) 1744-232X. Volumen 13, Issue 3. pp 163-169. 2006
- [4] M. A. Sprague,† and T. L. Geers. A spectral-element method for modelling cavitation in transient fluid–structure interaction. *Mechanical Engineering, University of Colorado, Boulder, CO 80309-0427, U.S.A.* *Int. J. Numer. Meth. Engng* 2004; 60:2467–2499.