

03-041

ASSESSING NEW DESIGNS OF SIDE PROTECTION BEAM IN PASSENGER CARS BY MEANS OF THE F.E.M

Valladares Hernando, David⁽¹⁾; Grasa Caldevilla, German⁽¹⁾; Castejon Herrer, Luis⁽¹⁾; Alba Lopez, Juan Jose⁽¹⁾

⁽¹⁾Universidad de Zaragoza

The present paper assesses the mechanical behavior of new designs of side protection beams in the front door of a passenger car. The analysis was performed according to the quasi-static door crush resistance test described in FMVSS 214 standard. This test is effective for analyzing the side protection beam in impact situations against fixed objects and supposes a preliminary step in order to verify the side protection level of new beam designs. The project's objective was to achieve weight reduction in the component as well as improving its mechanical behavior in side impacts, by means of increasing the energy absorption level during the deformation process.

Parting from a detailed finite element model of a passenger car, the quasi-static deformation test over the car's front door has been simulated using the software Ls-Dyna. Then, the original design of side protection beam was substituted for new beam designs which included different geometries and materials. In a first stage two new designs in high strength steel were analysed. In a second stage these designs were filled with a foam material and the obtained results were compared with the former ones.

Keywords: *Passenger car; side protection; impact; road safety; numerical simulation*

EVALUACIÓN DE NUEVOS DISEÑOS DE BARRA DE PROTECCIÓN LATERAL EN PUERTA DE AUTOMÓVIL UTILIZANDO EL M.E.F.

En el presente artículo se evalúa el comportamiento mecánico de nuevos diseños de barra de protección lateral de una puerta delantera de automóvil conforme al ensayo cuasi-estático de resistencia a colisión de puerta recogido en la normativa FMVSS 214. Este ensayo es efectivo para analizar el comportamiento de la barra de protección lateral en situaciones de impacto frente a objetos fijos y supone un paso preliminar para evaluar el nivel de protección lateral de nuevos diseños. El objeto del proyecto fue conseguir una reducción en el peso del componente y una mejora en su comportamiento mecánico en impactos laterales, a través del incremento de la absorción de energía de la barra durante la deformación.

Partiendo de un modelo de elementos finitos completo de turismo, se ha simulado con el software Ls-Dyna el ensayo de deformación cuasi-estática sobre su puerta delantera. A continuación se sustituyó el diseño original de la barra de protección de puerta delantera por nuevos diseños de barra con diferentes geometrías y materiales. En una primera etapa se estudió el empleo de aceros de alta resistencia en dos nuevos diseños. En una segunda etapa se analizaron de nuevo estos diseños incorporando rellenos de espuma.

Palabras clave: *Automóvil; protección lateral; impacto; seguridad vial; simulación numérica*

Correspondencia: David Valladares Hernando; valladar@unizar.es



©2018 by the authors. Licensee AEIPRO, Spain. This article is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 International License (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

1. Introducción

La introducción progresiva, durante los últimos 50 años, de elementos de protección que reduzcan el nivel de lesiones sobre los ocupantes de automóviles en casos de impacto lateral, ya sean de colisión entre dos vehículos o entre el lateral del vehículo y un objeto fijo, como un árbol o poste, ha permitido mejorar notablemente la seguridad en este tipo de accidentes. Para ello, ha sido fundamental el desarrollo e implementación de reglamentos y requisitos mínimos de comportamiento verificables en ensayos que simulan impactos laterales, tales como el FMVSS 214 en Estados Unidos, los reglamentos UNECE nº 95 y 135 en Europa o, a nivel de asociaciones de consumidores los ensayos NCAP de impacto lateral de barrera y poste que se están realizando en numerosos países. Ya en 1969 los ingenieros Heeden & Campbell de General Motors situaron perfiles en el interior de las puertas de los automóviles para reforzar su comportamiento en impactos laterales. Se trataba de reducir el nivel de intrusión en el interior del habitáculo para así proteger a los pasajeros de impactos a alta velocidad. Establecieron un ensayo cuasi-estático para determinar el nivel de deformación de las puertas al aplicar sobre las mismas una fuerza creciente a través de una geometría rígida de forma cilíndrica. Este ensayo fue aceptado por la 'Society of Automotive Engineers' (SAE) y la 'National Highway Traffic Administration' (NHTSA) de Estados Unidos y en 1973 se aplicó por medio de la norma FMVSS 214 inicial, conocida como "estática".

En 1982, la NHTSA evaluó esta norma inicial y no resultó ser lo suficientemente exigente como para reducir el número de fallecidos en choques laterales al impactar un vehículo en movimiento contra otro; no obstante sí se demostró eficaz en impactos con objetos fijos, salvando para esta situación un promedio de 480 vidas al año. Por este motivo se mantuvo el ensayo cuasiestático y se desarrolló un nuevo requerimiento de ensayo dinámico con dummy para mejorar la seguridad a impacto lateral sobre puerta al impactar un vehículo contra otro. En este ensayo una barrera deformable en movimiento representa el vehículo que impacta en ángulo recto sobre la puerta de otro a 48,28 km/h (30 mph), moviéndose el segundo a la mitad de velocidad (para conseguir esta situación en laboratorio se aproxima el ensayo con un impacto a 63° y velocidad 53,91 km/h (33,5 mph), con las ruedas a 27°, estando el coche que recibe el impacto en reposo). La nueva FMVSS 214 con el ensayo "dinámico" se aprobó en 1990 y se implementó entre los años 1994 a 1997 hasta la actualidad. Con posterioridad, Kent, Crandall et al. (2003) evaluaron la relación de tres parámetros que influyen en las lesiones torácicas en un impacto lateral: la evolución de la velocidad de la puerta en el tiempo de impacto, el módulo efectivo de deformación del interior de la puerta y la distancia de separación inicial entre puerta y ocupante. Entre sus conclusiones determinaron que aunque un incremento del módulo del interior de la puerta reduce la deformación máxima en el pecho y el valor máximo del criterio viscoso, puede sin embargo dar lugar a incrementos en el índice de trauma torácico (TTI). Este estudio da una idea de la complejidad en el diseño seguro para impactos laterales, siendo por tanto una mayor rigidez de la puerta favorable o desfavorable dependiendo del criterio de lesiones considerado.

Gu, Yang et al (2001) estudiaron la optimización del aligeramiento del peso del vehículo mejorando la seguridad en impactos laterales. Por otro lado Horstemeyer, Ren et al (2009) compararon dos criterios de diseño para mejorar la seguridad en impactos laterales de vehículos, por un lado maximizando el nivel de absorción de energía en los componentes estructurales y por otro minimizando las fuerzas y aceleraciones experimentadas por el ocupante, a través de un modelo de elementos finitos de dummy. Concluyeron que estos criterios dan lugar a diseños óptimos muy distintos, no siendo suficiente un criterio de absorción de energía y recomendando la inclusión de consideraciones basadas en la

reducción de lesiones cuando se diseña con el objetivo de aumentar la seguridad en impacto lateral y de reducir el peso del vehículo.

Gaylor, Junge & Abanteriba (2017) analizaron la evolución temporal de la rigidez frontal y lateral en vehículos a través de datos reales de la base CDS (Crashworthiness Data System) del NASS (National Automotive Sampling System) de la NHTSA. A nivel de impacto lateral concluyeron que los modelos nuevos muestran mayor resistencia a la intrusión lateral que los modelos antiguos, sobre todo en un rango de velocidades de impacto comprendido entre 40 y 60 km/h.

En definitiva, el ensayo FMVSS 214 estático ofrece una mejora en impactos contra objetos fijos, siendo el requisito implícito de absorción de energía que conlleva un posible criterio de diseño para las barras de protección lateral de la puerta. Es posible por tanto utilizar este criterio en una primera etapa para maximizar el nivel de energía absorbida optimizando el peso de estas barras, aunque para asegurar una mejora en los índices de protección torácica sobre los pasajeros se requerirán estudios posteriores que incorporen situaciones y ensayos dinámicos con dummies. En este proyecto se ha trabajado en base a esta primera etapa de diseño, estudiando las barras de protección lateral desde la perspectiva de la norma FMVSS 214.

2. Objetivos

El objeto principal del proyecto consistió en estudiar numéricamente la mejora del comportamiento mecánico en impactos laterales del componente barra de protección lateral de puerta, partiendo de un modelo de elementos finitos de un automóvil existente en la actualidad. Esta mejora se evaluó a través del incremento de la capacidad de absorción de energía de la barra durante su deformación. Además, se consideró como objetivo secundario el conseguir una reducción en su peso utilizando un acero de alta resistencia y configuraciones sándwich acero-espuma. Con este planteamiento se ha reproducido numéricamente, a través del método de los elementos finitos, el ensayo cuasi-estático FMVSS 214S, y de este modo se pretenden evaluar y comparar nuevos diseños de barra de protección lateral frente al diseño original.

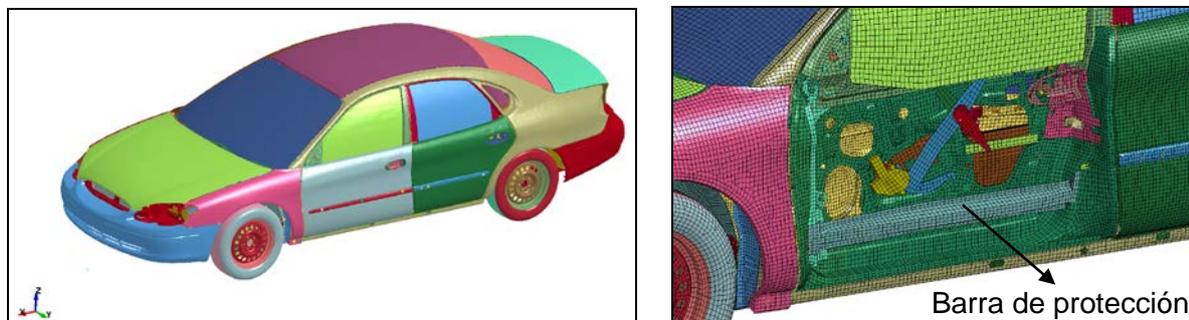
Cabe destacar que se trata de una fase preliminar del diseño de este componente dado que, como se ha indicado, una mejora en la absorción de energía en la situación estática no garantiza completamente una mayor seguridad en impactos laterales. En este ensayo no se tienen en cuenta parámetros de lesión torácica, sino sólo el nivel de intrusión que se alcanza en el habitáculo interior del vehículo para valores crecientes de fuerza aplicada exteriormente.

3. Metodología

Inicialmente, partiendo de un modelo de elementos finitos completo del turismo Ford Taurus del año 2006, se ha simulado con el software Ls-Dyna el ensayo de deformación cuasi-estática sobre su puerta delantera izquierda. Es un modelo numérico de vehículo simulado en gran detalle, que consta de 839548 elementos tipo shell, de 13449 elementos tipo solid, y de 92277 nodos en total. Este modelo se encuentra disponible en acceso libre a través del portal web de la NHTSA. A continuación se sustituyó el diseño original de la barra de protección de puerta delantera por nuevos diseños de barra con diferentes geometrías y materiales. En una primera etapa se estudió el empleo de aceros de alta resistencia en dos

nuevos diseños y en una segunda etapa se analizaron de nuevo estos diseños incorporando rellenos de espuma.

Figura 1. Modelo de elementos finitos para Ls-Dyna de Ford Taurus de 2006



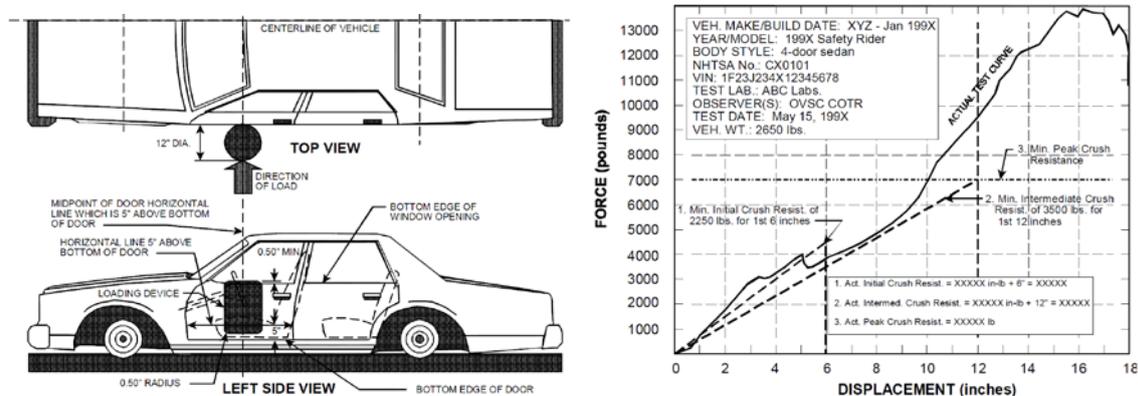
La barra original se extrajo del modelo original y después se importó en el software MSC.Patran, donde se modificó la malla en función de los nuevos diseños de barra propuestos. Se trata de un perfil de acero de alta resistencia (límite elástico 800 MPa, límite de rotura 1209 MPa y alargamiento de rotura 0.19) fabricado en chapa de 1.56 mm por estampación y con un peso de 1.6 kg, el cual está modelizado en elementos planos tipo shell, en su mayoría cuadriláteros de cuatro nodos aunque también dispone de algunos triangulares de tres nodos en las zonas de mayor curvatura. Una de las estrategias de modelado consistió en conservar los elementos de malla originales en los extremos de la barra para poder así mantener las zonas de unión soldada con los pilares estructurales del vehículo. Otro aspecto importante es que se modificó la geometría y la malla en la zona intermedia de la barra teniendo siempre en cuenta la limitación de no superar el espacio total disponible y de no interferir con el resto de componentes interiores de la puerta. La mejora de la capacidad de absorción de energía se abordó a través de cambios en la forma de la barra, con la adición de material de relleno y con cambios del espesor de chapa. El diseño original se estudió también con un relleno de espuma. Se generaron las mallas de dos nuevos diseños geométricos, con y sin relleno de espuma, que a continuación se exportaron desde MSC.Patran al software Ls-Prepost de preproceso para Ls-Dyna. En este segundo se ajustaron los nodos equivalentes en los puntos de soldadura que habían quedado con un extremo libre en el vehículo. Este modelo en concreto utiliza la opción "constrained spotweld" para simular la unión por soldadura de la barra de protección lateral a la estructura de la puerta. También en Ls-Prepost se incorporó el cilindro rígido de empuje y se definieron adecuadamente todos los materiales, propiedades y condiciones de contorno requeridas.

En todos los casos se ha simulado el procedimiento de ensayo cuasi-estático recogido en el reglamento FMVSS 214S para protección de ocupantes en impacto lateral. Este reglamento especifica unos criterios de rigidez que deben cumplir las puertas laterales de los automóviles para reducir el riesgo de heridas en los ocupantes y las condiciones de ensayo para verificar estos criterios. Se trata de un ensayo realizado a una velocidad de avance muy lenta, en el que un cilindro de elevada rigidez es empujado por un actuador hidráulico sobre el lateral del vehículo, estado el vehículo en reposo y fijado vertical y horizontalmente al sistema de sujeción del ensayo a través de su base y llantas. Es de aplicación en Estados Unidos a todos los vehículos de pasajeros y camiones ligeros (con masa menor de 4545 kg) desde septiembre de 1994. La simulación se ha realizado utilizando el método explicit de Ls-

Dyna y aplicando adecuadamente la técnica de “mass scaling” para reducir el coste computacional del cálculo.

La figura 2 muestra la disposición del ensayo. La carga se aplica verticalmente con una geometría cilíndrica en el punto medio de una línea horizontal situada a una altura superior a 127 mm del borde más inferior de la puerta. La cara inferior del cilindro ha de estar al menos a 127 mm de altura por encima de este borde inferior. En automóviles de cuatro puertas se aplica el ensayo sobre las puertas delanteras. La fuerza es ejercida por un cilindro hidráulico y, en el ensayo, es posible registrar el valor de la misma en función del tiempo y del desplazamiento o deformación generados en la puerta. Adicionalmente también se recoge la inclinación o giro lateral del vehículo en función del desplazamiento aplicado.

Figura 2. Forma de aplicación de la fuerza en el ensayo FMVSS 214S. Curva desplazamiento-fuerza ensayo FMVSS 214S



La fuerza se aplica a una velocidad de 12.7 mm/s hasta que se extiende el cilindro un total de 457.2 mm, y el ensayo debe completarse en 120 s. Si tras 304.8 mm se ha alcanzado el pico de resistencia a colisión, el ensayo puede ser detenido. Dado que se trata de una velocidad de aplicación de fuerza muy reducida, a nivel de simulación dinámica, esta velocidad se incrementó a 500 mm/s para obtener un tiempo total de cálculo razonable; con la aplicación del escalado de masa para elementos con un “time step” inferior a $2e-6$ s, cada simulación pudo ejecutarse en un rango de tiempo entre 24 y 30 horas, verificándose un incremento de energía cinética no significativo con respecto a la energía interna total generada durante el proceso de deformación.

La resistencia inicial a la colisión se define como la fuerza media requerida para una deformación de la puerta de 152.4 mm y se establece un valor mínimo requerido de 10008.5 N. La resistencia intermedia a la colisión se define como la fuerza media para una deformación de la puerta de 304.8 mm y se establece un valor mínimo requerido de 15568,78 N o de 19460,97 N en los casos en que los asientos están instalados. Por último la resistencia a la colisión máxima hace referencia a la fuerza más elevada para alcanzar una deformación de 457,2 mm y el valor mínimo requerido es el menor entre 2 veces el peso en vacío y 31137,55 N para vehículo sin asientos o el valor menor entre 3,5 veces el peso en vacío y 53378,66 N para vehículo con asientos. La curva típica desplazamiento-fuerza en este ensayo, a través de la cual es posible obtener estos parámetros de resistencia a la colisión, se muestra en la figura 2.

El modelo de Ford Taurus considerado dispone de los asientos y tiene un peso de 1512.76 kg, resultando en este caso particular los requisitos de una resistencia inicial de 10008.5 N, una resistencia intermedia de 19460.97 N y una resistencia a la colisión máxima de 51940.61 N.

Para determinar las fuerzas medias, se representó la gráfica de la fuerza aplicada en función del desplazamiento y se obtuvo la integral con los límites de las distancias de desplazamiento indicadas. Esta cantidad es una medida de la energía de deformación aplicada sobre el vehículo y al dividirla entre la distancia de cada zona se puede obtener la fuerza media aplicada en ese tramo de desplazamiento del cilindro.

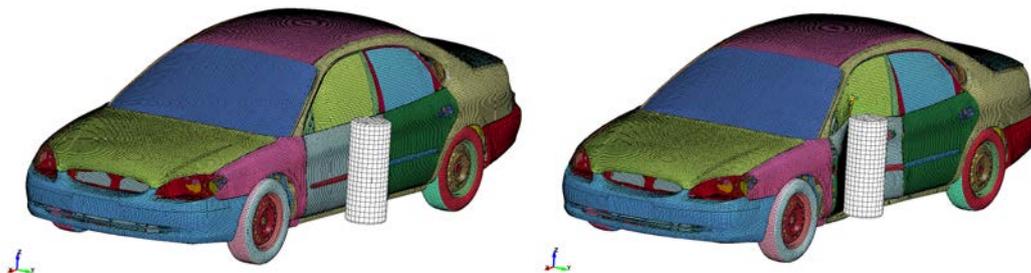
Al realizar las simulaciones se observó que en la zona final de la gráfica, de mayor desplazamiento, la barra lateral prácticamente no trabajaba y la resistencia al avance procedía del conjunto estructural del vehículo, siendo además el pico de fuerza superior a la resistencia a la colisión máxima. Por este motivo se redujo el desplazamiento máximo del empujador a 250 mm y se adaptó el valor de resistencia intermedia para ese nivel desplazamiento, resultando un valor de fuerza media de 15962.1 N. Teniendo en cuenta la velocidad de avance de 500 mm/s, el tiempo total de simulación fue de 0.5 s.

4. Caso de estudio

En la figura 3 se muestran los instantes inicial y final de la simulación del modelo original de vehículo. El impactador se simuló como material rígido con la opción *MAT_RIGID, limitándose su movimiento al eje "y" del sistema de referencia global. Es decir, se impidieron todos los giros y los desplazamientos longitudinales y verticales del impactador para simular el efecto real del cilindro hidráulico en el ensayo. Se aplicó una condición de autocontacto *AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE a todo el modelo con un coeficiente de fricción 0.3 y se apoyó el vehículo utilizando restricciones de desplazamiento *SPC en todos los grados de libertad de los nodos de las llantas. Se le aplicó al impactador una velocidad de desplazamiento constante de 500 mm/s y se registró un tiempo de simulación total de 0.5 s.

En simulaciones preliminares se comprobó que el cambio de velocidad en la simulación con respecto al ensayo conllevaba una respuesta tensión-deformación diferente en el modelo de material original de la barra, ya que tenía en cuenta la velocidad de deformación con la ecuación de Cowper Symonds. En este sentido fue necesario modificar este modelo de material de acero de la barra (PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY), eliminando los parámetros de velocidad de deformación para evitar desviaciones en el resultado con respecto a la situación de ensayo.

Figura 3. Simulación del ensayo cuasi-estático FMVSS 214 en el modelo original



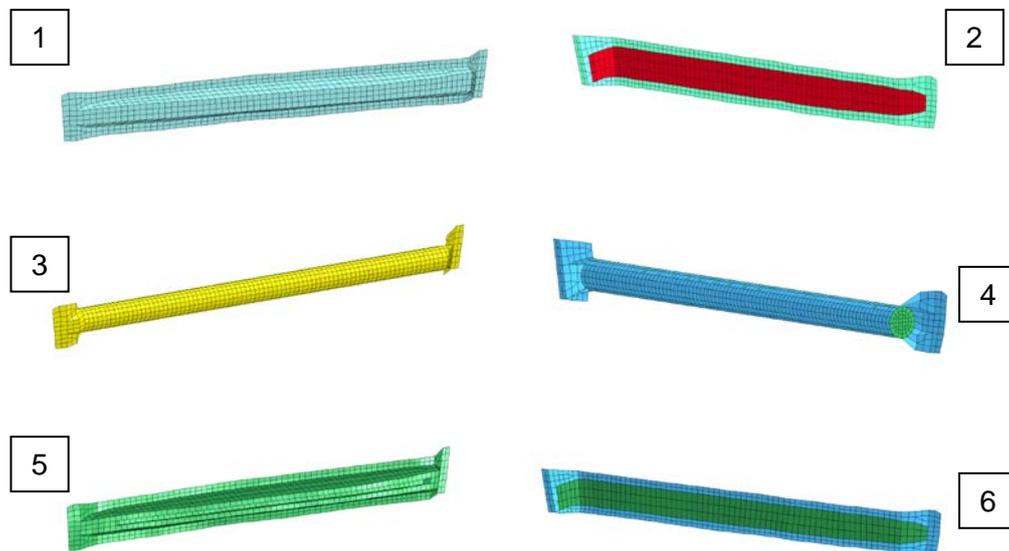
Los modelos de elementos finitos de la barra original y de los nuevos modelos de barra se muestran en la figura 4. Partiendo del modelo 1 original se generaron los modelos 3 y 5. A estos modelos se les incorporó además un relleno de espuma termoplástica IMPAXX-300 (DOW), modelizado con elementos tipo solid y se generaron los modelos 2, 4 y 6.

El primer cambio de diseño consistió en sustituir la zona central de la barra por un tubo cilíndrico de diámetro exterior 50 mm, con una longitud de este tramo de 830 mm. Se trata de un cambio con una forma básica que no complica el diseño y que es de fácil producción.

El segundo cambio de diseño parte de la barra inicial, pero en su zona del central se ha creado una hendidura de 14,5 mm de profundidad y 11,25 mm de anchura, con lo que se consigue aumentar el momento de inercia de área con respecto al eje que sufre el momento flector, para así disminuir las tensiones y aumentar la rigidez. En este caso el cambio en la matriz de estampación sería mínimo.

Para la elección de la espuma en los modelos con relleno, se ha hecho revisión de los distintos modelos de materiales del programa LS-Dyna, y tras estudiar las distintas posibilidades, dos modelos eran las posibles opciones: "MODIFIED CRUSHABLE FOAM" y "LOW DENSITY FOAM". En ambos se puede asignar densidad, módulo de Young, carga de curva tensión-deformación, tensión de rotura. En la segunda, además, se tiene la opción de que al llegar a la tensión de rotura, el elemento se descargue y vuelva a cero la tensión. A partir de los trabajos de caracterización de espumas poliméricas, de de Vries (2009) y Di Landro (2002) que tratan sobre espumas para protección y absorción de impactos, se obtuvieron las características y la curva de tensión-deformación a implantar en el modelo y se determinó la elección de la espuma de baja densidad IMPAXX-300.

Figura 4. Modelos de barra de protección lateral analizados



En estas simulaciones se mantuvo el material de acero de alta resistencia de partida en todas las barras para poder así comparar los resultados entre los diferentes diseños. Se modificó el espesor de chapa, reduciéndose desde el espesor inicial de 1.56 mm a 1.2, 0.8 y

0.5 mm en los respectivos modelos para conseguir aligerar el peso del componente cumpliendo los requisitos del ensayo planteado.

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero y de la espuma en las barras

Material	Acero alta resistencia	Espuma termoplástica IMPAXX-300
Densidad (kg/m ³)	7890	35
Módulo de Young (MPa)	210000	21.64
Módulo Poisson	0.3	0.1
Límite elástico (MPa)	800	0.42
Límite de rotura (MPa)	1209.3	1.26
Alargamiento rotura (% ₁)	0.19	0.8

5. Resultados

A continuación se muestran las gráficas fuerza - desplazamiento (con unidades N y mm) obtenidas para las distintas simulaciones analizadas. Las rectas en color verde y azul representan, respectivamente, el requerimiento de fuerza mínima promedio para las zonas de resistencia inicial y resistencia intermedia a la colisión. La integral de la fuerza con respecto al tiempo da una medida de la energía absorbida por el vehículo y de este valor puede deducirse la fuerza media a valorar para cada tramo (0 - 152.4 mm y 0 - 250 mm).

Como referencia y para conocer la influencia del resto de componentes estructurales de la puerta, en el primer caso simulado se eliminó la barra de protección lateral. Los valores que se muestran en la tabla 2 a continuación corresponden a esta situación y se observa que no se cumplirían los valores mínimos requeridos en el ensayo.

Tabla 2. Resultados en modelo sin barra de protección lateral

Barra	R. inicial (N)	R. interm. (N)
Modelo sin Barra	6734.2	18032.4

5.1 Modelos 1 y 2 (original y original con espuma)

En los modelos 1 y 2 se consideró la influencia que tiene la reducción del espesor de chapa en el comportamiento de la barra lateral. Se abordó la simulación con espesores 1.56 mm, 1.2 mm y 0.8 mm y las gráficas obtenidas se muestran en las figuras 5, 6 y 7. En la tabla 3 se recogen todos los valores significativos de las simulaciones. Se incluye el parámetro de

energía específica para poder valorar el nivel de absorción de energía por kg que ofrece cada diseño.

En todos los casos se obtuvo un pico de fuerza superior o muy parecido al valor de resistencia a la colisión mínimo requerido (51940.61 N). Del análisis de la barra original se comprobó que cumplía los requisitos de resistencia a la colisión exigidos, aunque también se observó que la evolución de la fuerza aplicada tiene una zona de caída en torno a una distancia de desplazamiento de 120 mm. La inclusión de relleno de espuma fue capaz de corregir este efecto de caída de la fuerza, por lo que mejoró de forma notable su comportamiento. Al reducir el espesor de chapa se pudo además comprobar que, con un espesor de chapa de 1.2 mm se verificaban todos los requisitos y que con espesor 0.8 mm no se cumplía el requisito de resistencia inicial. La inclusión de relleno de espuma en este último caso corrige este problema y ofreciendo un comportamiento muy ajustado a la líneas azul y verde de resistencia a la colisión con un peso bastante optimizado con respecto al diseño de partida: 0.87 kg en total frente a 1.6 kg de la barra original del Ford Taurus. Además este último diseño ofrece la mejor relación de energía específica con un valor de 896 J/kg y sería el óptimo en este sentido. No obstante, absorbe 777.5 J, valor bastante inferior a los 1087.7 J del diseño original.

Figura 5. Chapa e = 1.56 mm. Izda.: modelo 1 (original); drcha.: modelo 2 (original con espuma)

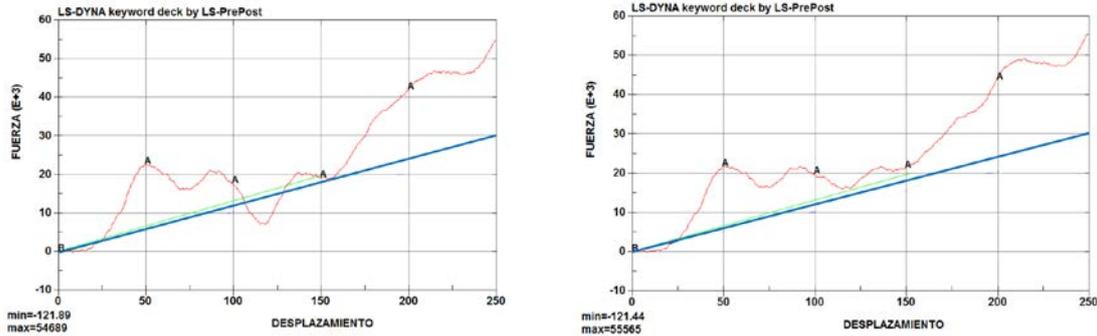


Figura 6. Chapa e = 1.2 mm. Izda.: modelo 1 (original); drcha.: modelo 2 (original con espuma)

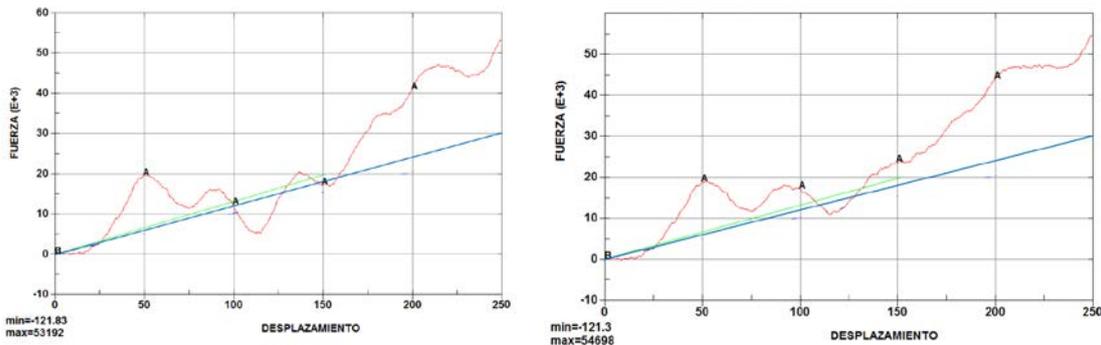


Figura 7. Chapa e = 0.8 mm. Izda.: modelo 1 (original); drcha.: modelo 2 (original con espuma)

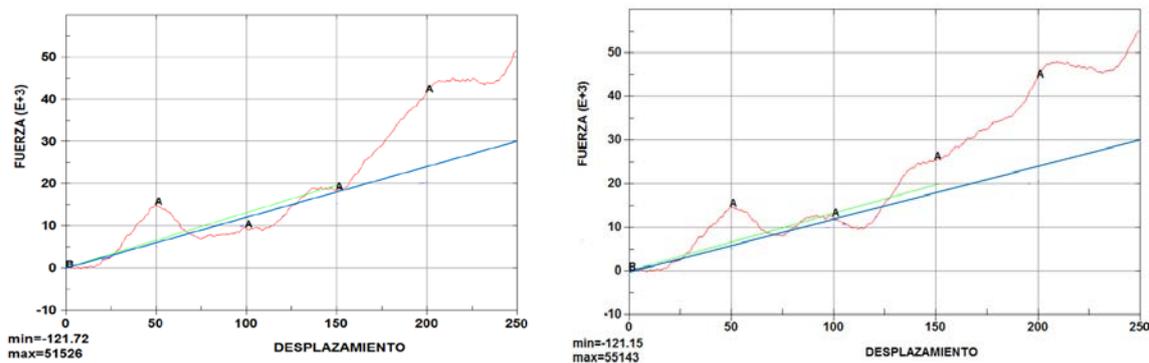


Tabla 3. Resultados en modelos 1 y 2

Barra	R. inicial (N)	R. interm. (N)	E. interna (J)	Tens. Von Mises máx. (MPa)	Def. máx (%)	Peso (kg)	E. específica (J/kg)
Modelo 1 e = 1.56 mm	13597.8	23461.2	1087.7	1158	0.10	1.60	679.8
Modelo 2 e = 1.56 mm	15123.3	25035.6	1390.3	1206	0.16	1.64	844
Modelo 1 e = 1.2 mm	11376.6	21785.2	746.1	1173	0.11	1.23	606.2
Modelo 2 e = 1.2 mm	12826.7	23476	870.6	1209	0.19	1.27	681.2
Modelo 1 e = 0.8 mm	9609.5	20544.8	464.8	1152	0.11	0.82	566.5
Modelo 2 e = 0.8 mm	11047.2	22606.4	777.5	1209	0.19	0.87	896

5.2 Modelos 3 y 4 (modelos barra cilíndrica)

Partiendo del espesor de chapa inicial, el peso de la barra es 1.77 kg y el de la barra con relleno de espuma es 1.82 kg, por lo que hay un incremento con respecto al peso del diseño original. Se comprobó que en los dos casos las curvas cumplían eficazmente los requisitos de resistencia a la colisión y que el nivel de energía absorbida superaba al diseño original. La figura 8 y la tabla 4 recogen la información de las simulaciones. Como resultado interesante se observó que la inclusión de la espuma de relleno no favorecía la absorción de energía, ofreciendo un valor más desfavorable con respecto al diseño sin relleno, seguramente debido a un exceso de rigidez en este caso.

Figura 8. Chapa e = 1.56 mm. Izqda.: modelo 3 (cilíndrico); drcha...: modelo 4 (cilíndrico con espuma)

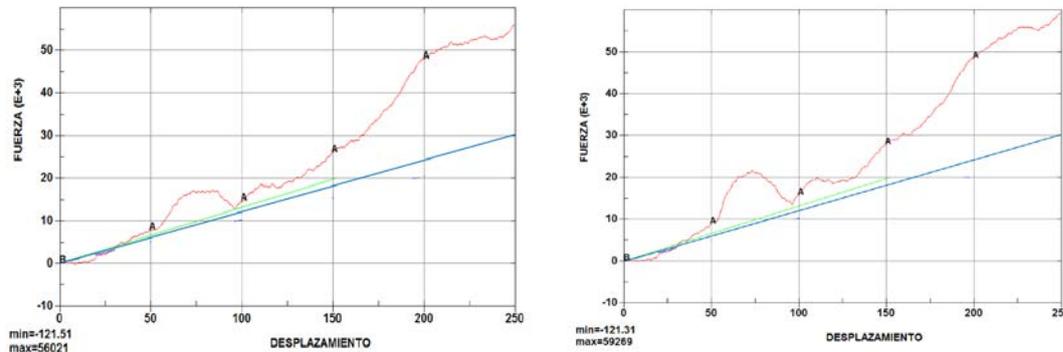


Tabla 4. Resultados en modelos 3 y 4

Barra	R. inicial (N)	R. interm. (N)	E. interna (J)	Tens. Von Mises máx. (MPa)	Def. máx (‰)	Peso (kg)	E. específica (J/kg)
Modelo 3 e = 1.56 mm	12490.1	24796	1283.8	1208	0.18	1.77	725.2
Modelo 4 e = 1.56 mm	13820.2	26259.6	1172.7	1209	0.19	1.82	642.2

5.2 Modelos 5 y 6 (modelos barra con hendidura)

Partiendo del espesor de chapa inicial, el peso sin relleno de la barra es 1.86 kg y el de la barra con relleno de espuma es 1.9 kg, por lo que también hay un incremento con respecto al peso del diseño original. Se comprobó que en estos dos casos las curvas cumplían eficazmente los requisitos de resistencia a la colisión y que ambos mejoraban el nivel de energía absorbida con respecto al diseño original. La figura 9 y la tabla 5 recogen la información de las simulaciones.

Figura 9. Chapa e = 1.56 mm. Izquierda: modelo 5 (hendidura); derecha: modelo 6 (hendidura con espuma)

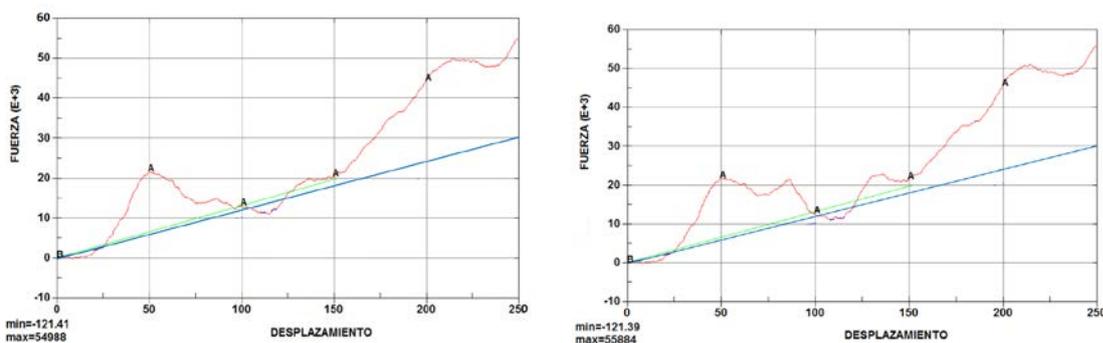


Tabla 5. Resultados en modelos 5 y 6

Barra	R. inicial (N)	R. interm. (N)	E. interna (J)	Tens. Von Mises máx. (MPa)	Def. máx (% ₁)	Peso (kg)	E. específica (J/kg)
Modelo 5 e = 1.56 mm	12885.1	23788.4	1121.4	1186	0.12	1.86	602.1
Modelo 6 e = 1.56 mm	14256.5	24968.8	1353.9	1183	0.11	1.90	710.4

6. Conclusiones

En un ensayo sin barra lateral de protección en la puerta, se comprobó que no se cumplen con las exigencias en la primera zona, quedando la resistencia inicial a la mitad con respecto a la de la barra original del Ford Taurus. Esto es indicativo de la relevancia que tiene este componente en situaciones de impacto lateral.

El uso de espuma reflejó un aumento significativo de la resistencia y dado que se ha empleado una espuma de baja densidad, puede considerarse como una importante mejora de diseño con un mínimo aumento de peso. En el caso del modelo 4, será necesario disminuir el espesor de chapa para reducir la rigidez total y permitir una mayor absorción de energía. Será necesario realizar nuevas simulaciones analizando esta posibilidad, de cara a optimizar su comportamiento

Comparando las gráficas fuerza-desplazamiento del modelo 1 y el modelo 2 puede obtenerse la diferencia en nivel de fuerza requerida para ejercer deformación sobre la puerta. Se observa que, aunque la mejora de la media no sea significativa, en la zona entre 100 y 125 mm, se consigue una mejora de 9356.4 N. En ese momento la barra inicial tiene una reacción de 7155.1 N, con lo que se consigue una mejora del 130 % en su zona crítica.

Se puede concluir que es posible realizar una evaluación numérica del comportamiento frente a impacto de las barras de protección lateral a través de simulaciones numéricas dinámicas con el software Ls-dyna por el método explícito. Será por tanto una potente herramienta en proyectos de diseño de nuevas barras de protección lateral para valorar aspectos relativos tanto a de nivel de absorción de energía y de rigidez aportada a la puerta en un impacto lateral frente a objetos fijos, como en cuanto al aligeramiento del vehículo teniendo en cuenta este tipo de colisiones. En el presente proyecto se ha conseguido evaluar nuevos diseños de forma satisfactoria, de acuerdo a los requisitos de la norma FMVSS-214S. No obstante será también necesario verificar su comportamiento en ensayos de tipo dinámico que incluyan dummy.

7. Referencias

de Vries, D.V.W.M. (July, 2009) Characterization of polymeric foams. Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering. Mechanics of Materials. MT 09.22

- Di Landro, L. (2002) Deformation mechanisms and energy absorption of polystyrene foams for protective helmets. *Polymer Testing*, 21, 217–228
- DOW. Tech Data Sheet. IMPAXX 300 Energy Absorbing Foam. Form No. 299 51012
- Gaylor, L., Junge, M & Abanteriba, S. (2017). Thoracic side airbags and structural performance in vehicle-vehicle lateral impacts. *International Journal of Crashworthiness*. Vol 23, 1, 108-116.
- Gu, L., Yang, R.J., Tho, C.H., Makowski, M., Faruque, O. & Li, Y. (2001). Optimization and robustness for crashworthiness of side impact . *International Journal of Vehicle Design*, Vol 26, 4, 348-360.
- Hedeen, C.E., & Campbell, D.D. (1969). *Side Impact Structures*, Paper No. 690003, Society of Automotive Engineers.
- Horstemeyer, M.F., Ren, X.C., Fang, H., Acar, E. & Wang, P.T. (2009). A comparative study of design optimisation methodologies for side-impact crashworthiness, using injury-based versus energy-based criterion. *International Journal of Crashworthiness*. Vol 14, 2, 125-138.
- Kent, R. & Crandall, J. (2003). International harmonization of side impact standards: vehicle design and thoracic injury criteria trends. *International Journal of Vehicle Design*, Vol 32, 158-172.
- LSTC (Livermore Software Technology Corporation). LS-DYNA. Keyword User's Manual. Volume I, II. R7.1. May 26, 2014.
- LSTC ((Livermore Software Technology Corporation). LS-DYNA. Theory Manual. March 2006.
- UNECE (United Nations Economic Commission for Europe). Regulation No. 135. Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to their Pole Side Impact performance (PSI). 2016.
- UNECE (United Nations Economic Commission for Europe). Regulation No. 95. Revision 2. Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a lateral collision. 2014.
- U.S. Department of Transportation. NHTSA. Laboratory test procedura for FMVSS 214S (STATIC). Side Impact Protection. TP-214S-05. April15, 1992.
- U.S. Department of Transportation. NHTSA. Laboratory test procedura for FMVSS 214, DYNAMIC SIDE IMPACT PROTECTION. Rigid Pole Impact Test Requirements. TP-214P-01. September, 2012.
- U.S. Department of Transportation. NHTSA. Evaluation of FMVSS 214 Side Impact Protection Dynamic Performance Requirement. DOT HS 809 004, Technical Report. October 1999.
- U.S. Department of Transportation. NHTSA. An Evaluation of Side Structure Improvements in Response to Federal Motor Vehicle Safety Standard 214. Technical Report No. DOT HS 806 314. Washington.1982.
- U.S. Department of Transportation. NHTSA. Final Regulatory Impact Analysis - New Requirements for Passenger Cars to Meet a Dynamic Side Impact Test FMVSS 214. DOT HS 807 641. Washington. 1990.
- www.euroncap.com consultado 10/04/2018
- www.nhtsa.gov/crash-simulation-vehicle-models consultado 10/04/2018