

TESIS DOCTORAL

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE



Desarrollo de nuevas barreras deformables para ensayo de vehículos en distintas configuraciones de choque

Autor:

David Abellán López

Directores:

Dr. Miguel Sánchez Lozano

Dr. Luis Martínez Sáez

Elche, julio 2017

AUTORIZACIÓN DE LA PRESENTACIÓN DE LA TESIS DOCTORAL POR LOS DIRECTORES

Dr. Miguel Sánchez Lozano, Profesor Titular del Área de Ingeniería Mecánica en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche, y el Dr. Luis Martínez Sáez, Profesor Titular del Área de Ingeniería Mecánica en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Madrid,

Autorizan:

La presentación de la Tesis Doctoral titulada “Desarrollo de nuevas barreras deformables para ensayo de vehículos en distintas configuraciones de choque”, realizada por D. David Abellán López, bajo nuestra dirección y supervisión, en el Departamento de Ciencia de Materiales, Óptica y Tecnología Electrónica de la Universidad Miguel Hernández de Elche, y que presenta para la obtención del grado de Doctor por la Universidad Miguel Hernández de Elche.

En Elche, a 29 de junio de 2017

Los Directores de la Tesis:

Fdo: Dr. Miguel Sánchez Lozano

Fdo: Dr. Luis Martínez Sáez





DEPARTAMENTO DE CIENCIA DE MATERIALES, ÓPTICA Y
TECNOLOGÍA ELECTRÓNICA

Dña. PIEDAD DE AZA MOYA, Catedrática de Universidad y Directora del Departamento de Ciencia de materiales, Óptica y Tecnología Electrónica de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

CERTIFICA,

Que el trabajo realizado por D. David Abellán López, titulado "Desarrollo de nuevas barreras deformables para ensayo de vehículos en distintas configuraciones de choque", ha sido dirigido por el Dr. Miguel Sánchez Lozano y el Dr. Luis Martínez Sáez, realizado en el Departamento de Ciencia de Materiales, Óptica y Tecnología Electrónica y se encuentra en condiciones de ser leído y defendido como Tesis Doctoral ante el correspondiente tribunal en la Universidad Miguel Hernández.

Y para que así conste y surta los efectos oportunos, firmo la presente en:

Elche, a de de 2017.

Fdo. Dra. Piedad de Aza Moya



A mi familia



Agradecimientos

En estas líneas, quisiera agradecer sinceramente el apoyo recibido durante la elaboración de esta Tesis Doctoral.

En primer lugar a mis directores. A Miguel Sánchez por todo el tiempo dedicado, por ayudarme a ver la luz en los atolladeros, por su paciencia como jefe y por ser un referente en muchos sentidos, no solo el profesional. A Luis Martínez por su ayuda y por sus valiosas indicaciones. Su labor como director no ha sido fácil y, sin embargo, este trabajo no sería igual sin sus acertadas recomendaciones.

Quiero dar las gracias a Miguel Angel por su apoyo y su amistad. Sin duda es una de las personas que más ha influido en mi forma de ver la ingeniería.

No pueden faltar mis compañeros del Departamento, en especial a Darío, Marcos, Eva, Alejandro y Simón, con los que he compartido el día a día en el Laboratorio durante los últimos años.

Tampoco puedo olvidar a mis amigos de la Cartuja. Junto a ellos comencé mi formación como investigador y, a pesar de la distancia, me han hecho sentir siempre que estábamos juntos en esta carrera de fondo.

Por último, quiero agradecer a mi familia todo su apoyo y comprensión. Como en tantos casos, ellos han constituido el pilar fundamental y necesario sin el cual no podría haber finalizado esta etapa de mi vida.

David Abellán López

Alicante, 2017

Resumen

Durante las últimas décadas se ha incrementado la seguridad de los vehículos automóviles. Gracias al esfuerzo de los fabricantes, instituciones públicas y organismos de investigación se ha conseguido reducir el número de accidentes en las carreteras y reducir la gravedad de las lesiones producidas en ellos. Sin embargo, los accidentes de tráfico siguen siendo algo inevitable y no se puede dejar de intentar minimizar sus consecuencias.

Una de las herramientas más poderosas para evaluar la protección que ofrecen los vehículos, y por ello útil para la mejora de la seguridad, son los ensayos de impacto. Estos ensayos se realizan con múltiples configuraciones de impacto que pretenden replicar las condiciones acaecidas en los accidentes de tráfico. La realización de algunos de ellos es obligatoria para la homologación de los vehículos, otros son realizados en programas de valoración cuyo objetivo es proporcionar información a los consumidores, otros son realizados con fines de investigación para aumentar el conocimiento sobre los fenómenos que ocurren durante la colisión y otros se realizan por los propios fabricantes de vehículos para ajustar las prestaciones de los sistemas de seguridad que incorporan sus vehículos.

En muchos de estos ensayos de colisión se utilizan barreras deformables, fijas y móviles, que sustituye a un vehículo con el que colisiona el vehículo objeto de ensayo. Las propiedades de estas barreras deformables son definidas de forma que durante el impacto produzcan en el vehículo las mismas consecuencias (aceleraciones, intrusiones y activación de sistemas de seguridad, etc.) que en el escenario del accidente que pretende reproducir el ensayo.

Por tanto, durante el desarrollo de las barreras deformables sus características se definen para que imite el frontal de un vehículo real en una determinada configuración de impacto. Tras la introducción de una nueva normativa en materia de seguridad y de nuevos ensayos los fabricantes adaptan sus diseños para superar los nuevos requisitos y para optimizar el comportamiento durante los ensayos de impacto. Esto, junto con los cambios en las preferencias de los consumidores hacia vehículos más grandes y la tendencia a reducir el peso de las estructuras para reducir el consumo hacen que las características de los vehículos cambien. Estos cambios en las características de los vehículos hacen que las barreras deformables dejen de ser representativas del parque de vehículos con el paso de los años y que los ensayos pierdan efectividad.

Además, las barreras deformables utilizadas actualmente presentan algunas limitaciones cuando son

utilizadas en configuraciones de impacto distintas a aquellas para las que fueron desarrolladas. Por ejemplo, cuando son utilizadas en colisiones con alta energía cinética en las que se agota su capacidad de absorción de energía. Disponer de barreras que sean representativas del comportamiento de vehículos en colisiones con gran energía puede ser útil, por ejemplo, para el estudio de la seguridad de los ocupantes de vehículos pesados o de autobuses.

Una vez analizadas las barreras deformables existentes y partiendo de las conclusiones obtenidas durante su desarrollo, se plantea como objetivo de esta Tesis Doctoral el desarrollo de nuevas barreras deformables que reproduzcan el comportamiento de determinados segmentos de vehículo en configuraciones de choque con mayor energía que las habituales.

Se aborda el planteamiento de una metodología para la definición de las características del frontal deformable de una barrera para que su comportamiento mecánico, los efectos transmitidos al vehículo con el que colisiona, a nivel de aceleraciones del habitáculo del vehículo con el que impacta, sean similares a los de un vehículo representativo de un determinado segmento de vehículos.

La primera cuestión a resolver es la definición de los parámetros que caracterizan el comportamiento de un segmento de vehículos durante una colisión frontal, tanto los que pueden influir en los niveles de daño inferidos a los ocupantes del propio vehículo como los que caracterizan la agresividad hacia los demás. El en Capítulo 4 se analizan distintas opciones, y se seleccionan una serie de parámetros relacionados con el pulso de deceleración sufrido por el habitáculo y la fuerza medida durante un ensayo contra muro rígido con solapamiento total. En base a dichos parámetros que caracterizan el comportamiento durante el impacto se plantea un método para la selección del vehículo que mejor representa a un determinado segmento del parque. También se plantea un método alternativo para la selección del vehículo representativo basado en la comparación de las curvas de aceleración del habitáculo y de la fuerza registrada en el muro. Ambas metodologías han sido aplicadas a varios segmentos de vehículos, analizando las limitaciones y ventajas de cada una de ellas.

La siguiente etapa del trabajo consiste en el planteamiento y desarrollo de un nuevo diseño de barrera móvil. Tras la determinación de los elementos que forman el nuevo frontal deformable se ha realizado un modelo de elementos finitos para el ajuste de las propiedades mecánicas. Con el modelo MEF se simula un ensayo contra muro rígido y mediante un proceso iterativo se han ajustado las propiedades de los bloques de *honeycomb* que forman el frontal de la nueva barrera para conseguir el comportamiento deseado. Para evitar que el trabajo que se ha desarrollado pueda quedar como un simple ejercicio teórico, se ha realizado el ajuste de dos barreras que reproducen el comportamiento en colisión de dos segmentos distintos.

Para la aceptación del comportamiento de la barrera como equivalente al del vehículo tipo se han planteado unos criterios basados en los niveles de fuerza obtenidos en el muro rígido durante el ensayo. Posteriormente se han analizado las limitaciones de la nueva barrera móvil deformable a la hora de reproducir el comportamiento de un vehículo.

Tras la discusión de los resultados se sintetizan las conclusiones extraídas de ellos. Se destacan como principales aportaciones de esta tesis doctoral:

- La metodología seguida para la caracterización del comportamiento en colisión frontal de los distintos segmentos del parque, y la selección de los vehículos tipo.
- El proceso de diseño de barrera deformable móvil planteado, que por su concepción permite representar distintos segmentos de vehículos variando las propiedades mecánicas de los elementos que lo forman y algunas características como la altura y masa de la barrera.

Para terminar, se proponen algunas líneas de investigación como continuación del trabajo realizado, entre las que destaca el planteamiento de un nuevo tipo de barreras deformables que sean capaces de reproducir las oscilaciones en los pulsos de aceleración y fuerza producidos durante los ensayos. También se propone la extensión de la metodología presentada en esta tesis para el desarrollo de barreras que simulen la estructura lateral de un tipo de vehículo.



Índice

<i>Resumen</i>	V
<i>Índice de Figuras</i>	XV
<i>Índice de Tablas</i>	XXV
<i>Notación</i>	XXIX
1. Introducción	1
1.1. Seguridad en automóviles	1
1.1.1. Seguridad activa	2
1.1.2. Seguridad pasiva	4
1.1.3. Herramientas para la mejora de la seguridad	8
1.2. Compatibilidad en el choque entre vehículos	9
1.2.1. Compatibilidad de masas	10
1.2.2. Compatibilidad de rigideces	10
1.2.3. Compatibilidad geométrica	12
1.3. Accidentología	13
1.4. Ensayos de impacto	16
2. Estado del Arte	23
2.1. Barreras para impacto frontal	24
2.1.1. Barreras deformables fijas	24
2.1.1.1. <i>Offset Deformable Barrier (ODB)</i>	24
2.1.1.2. <i>Full Width Deformable Barrier (FWDB)</i>	27
2.1.1.3. <i>Progressive Deformable Barrier (PDB)</i>	28
2.1.2. Barreras deformables móviles	29
2.1.3. Barrera deformable móvil para impacto oblicuo OMDB	31
2.1.4. Impacto frontal contra barreras rígidas	34
2.2. Barreras para impacto lateral	35

2.2.1. EEVC MDB (Europea)	35
2.2.2. Desarrollo de la AE-MDB	43
2.2.3. IIHS MDB	46
2.2.4. US Federal Standard FMVSS 214	47
2.3. Limitaciones de las barreras deformables utilizadas actualmente en los ensayos de impacto lateral	48
3. Objetivos y Metodología	51
3.1. Objetivos	51
3.2. Metodología	52
4. Definición del escenario a representar con la barrera y selección de los vehículos tipo	53
4.1. Definición de los segmentos y selección de los ensayos	54
4.1.1. Definición de los segmentos de vehículos	54
4.1.1.1. Clasificación de vehículos utilizada en esta tesis	56
4.1.2. Selección de los ensayos a estudiar y tratamiento de los datos	57
4.1.2.1. Fuente	57
4.1.2.2. Selección de la configuración de los ensayos a estudiar	58
4.1.2.3. Tratamiento de los datos	62
Obtención de velocidades y deformaciones	63
Obtención de curvas de fuerza-deformación	63
Comprobación de la conservación de momento y balance de energía	63
4.2. Metodologías para la definición del comportamiento típico y la selección del vehículo tipo	64
4.2.1. Método basado en los parámetros característicos de aceleración y fuerza	66
4.2.1.1. Estudio de los principales parámetros que determinan el comportamiento en choque de un vehículo	66
La intrusión	67
La variación total de velocidad (ΔV)	67
Deformación del frontal	68
Energía absorbida por el frontal	68
El pulso de deceleración	69
Curvas de fuerza y rigidez del frontal	71
Relación entre parámetros característicos del comportamiento durante el impacto	74
4.2.1.2. Selección y obtención de los parámetros característicos del comportamiento en choque	76
Duración del pulso	78
Aceleración media hasta el valor máximo	78
Fuerza máxima	79
Deformación máxima durante el ensayo	79

4.2.1.3. Método para la selección del vehículo tipo de cada segmento haciendo uso de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque	80
4.2.2. Método basado en la comparación de las curvas de aceleración y fuerza	81
4.2.2.1. Comparación de la forma de las curvas de ensayo	81
4.2.2.2. Método para la selección del vehículo tipo de cada segmento haciendo uso de métricas de comparación	83
4.3. Aplicación de la metodología para la selección de vehículo representativo de un segmento en choque frontal	86
4.3.1. Vehículos de pasajeros	87
4.3.1.1. Vehículos de pasajeros muy grandes	87
Parámetros característicos	88
Métricas de comparación de las curvas	91
4.3.1.2. Vehículos de pasajeros grandes	93
Parámetros característicos	93
Métricas de comparación de las curvas	97
4.3.1.3. Vehículos de pasajeros medianos	100
Parámetros característicos	100
Métricas de comparación de las curvas	105
4.3.1.4. Vehículos de pasajeros pequeños	108
Parámetros característicos	109
Métricas de comparación de las curvas	112
4.3.1.5. Vehículos de pasajeros mini	115
4.3.2. Vehículos SUV	117
4.3.2.1. Vehículos SUV muy grandes	117
4.3.2.2. Vehículos SUV grandes	118
Parámetros característicos	119
Métricas de comparación de las curvas	121
4.3.2.3. Vehículos SUV medianos	123
Parámetros característicos	125
Métricas de comparación de las curvas	127
4.3.2.4. Vehículos SUV pequeños	129
Parámetros característicos	131
Métricas de comparación de las curvas	133
4.3.3. Vehículos todo terreno (Truck y Pickup)	136
4.3.3.1. Vehículos todo-terreno muy grandes	136
Parámetros característicos	136

4.3.3.2. Vehículos todo-terreno grandes	138
Parámetros característicos	138
Métricas de comparación de las curvas	140
4.3.3.3. Vehículos todo-terreno pequeños	143
4.3.4. Vehículos Monovolumen	145
Parámetros característicos	145
Métricas de comparación de las curvas	147
4.4. Discusión de los resultados	150
4.4.1. Comparación del comportamiento durante colisión frontal de los segmentos de vehículos	150
4.4.2. Comparación de la aplicación de las métricas en el método para la selección del vehículo representativo	155
4.4.3. Análisis de los datos del vehículo seleccionado	157
4.4.3.1. Comparación de los datos del ensayos seleccionado y la barrera AE-MDB	159
5. Desarrollo de la barrera	165
5.1. Estructuras tipo honeycomb de aluminio	165
5.2. Análisis de la metodología de modelización numérica. Validación de la técnica.	170
5.2.1. Técnicas de simulación de barreras	171
5.2.1.1. Modelos Lumped Mass-Spring	172
5.2.1.2. Modelos multicuerpo	173
5.2.1.3. Modelos basados en el método de los elementos finitos	175
Modelos de barreras con elementos Shell	175
Modelos de barreras con elementos Solid	177
5.2.1.4. Otros modelos	179
Modelos basados en métodos sin malla	179
Modelos basados en elementos beam	179
5.2.2. Verificación y validación del modelo	180
5.2.2.1. Verificación	180
5.2.2.2. Validación	182
5.3. Aplicación al desarrollo de las barreras. Selección de la técnica de modelización y ajuste de las propiedades	185
5.3.1. Planteamiento inicial del diseño de la barrera	185
5.3.2. Modelo de elementos finitos de la barrera	186
5.3.2.1. Ruedas de la barrera	186
Llanta y buje	187
Flancos y banda de rodadura del neumático	188
Presión interna del neumático	188
5.3.2.2. Bastidor del carro	188

5.3.2.3. Modelización del frontal deformable. Comparación de los modelos y selección de la técnica	189
Frontal deformable de la barrera AE-MDB basado en elementos shell	189
Ajuste del espesor del honeycomb del paragolpes	190
Ajuste del espesor de los bloques principales de la barrera europea	192
Frontal deformable de la barrera AE-MDB basado en elementos solid	194
Modelo del frontal de la barrera propuesta	196
5.3.2.4. Contactos definidos en el modelo	198
5.3.3. Criterios para la validación de ajustes de las curvas	199
5.3.4. Ejemplos de barreras desarrolladas y resultados obtenidos	201
5.3.4.1. Ejemplo de desarrollo de barrera 1: vehículos de pasajeros pequeños	202
5.3.4.2. Ejemplo de desarrollo de barrera 2: SUV pequeños	203
6. Usos de la barrera desarrollada y extensión de la metodología para el diseño de otras barreras	207
6.1. Posibles usos de las barreras desarrolladas	207
6.2. Extensión de la metodología para el desarrollo de nuevas barrera	208
7. Conclusiones	213
7.1. Principales aportaciones de la tesis	216
7.2. Futuras líneas de investigación	217
Apéndice A. Ensayos utilizados en el análisis del comportamiento durante impacto	221
Apéndice B. Métricas para la evaluación de la similitud entre curvas	233
B.1. Métricas en el dominio de la frecuencia	233
B.2. Métricas en el dominio del tiempo	235
B.3. Discusión de las métricas	258
Apéndice C. Publicaciones relacionados con esta tesis	261
C.1. Publicaciones en revistas JCR	261
C.2. Publicaciones en congresos	261
<i>Bibliografía</i>	279
<i>Índice alfabético</i>	297

Índice de Figuras

1.1.	Acción del sistema ESP para corregir la trayectoria del vehículo en curva (adaptado de [191])	4
1.2.	Diseño de la estructura lateral para mejorar el reparto de las fuerzas producidas en un impacto lateral	6
1.3.	Distribución de deformaciones en una impacto entre vehículos con distintas rigideces. Adaptado de Sanchez,2001 [179]	11
1.4.	Agresividad según la categoría de vehículo. Datos de entre 1991 y 1994 en Estados Unidos [66]	14
1.5.	Porcentaje de vehículos con intrusión mayor de 150 mm por cada tipo de colisión (Adaptado de [200])	15
1.6.	Riesgo de sufrir lesiones o perecer para el conductor de una vehículo en distintas configuraciones de impacto frontal. Velocidades de 48 km/h o inferiores (Adaptado de [200])	16
1.7.	Evolución de la valoración de los vehículos en los primeros cinco años tras la implantación de los programas Euro NCAP y Latin NCAP [214]	17
1.8.	Configuraciones de ensayo de impacto frontal del IIHS	18
1.9.	Áreas modificadas para mejorar el comportamiento durante el ensayo con bajo solapamiento del IIHS [98]	19
1.10.	Imagen post-test de un ensayo de impacto lateral contra poste rígido	20
2.1.	Distintas barreras consideradas por el EEVC WG 11 durante el desarrollo de la barrera ODB	25
2.2.	Vistas de la <i>Full Width Deformable Barrier</i> (FWDB)	27
2.3.	Aceleraciones obtenidas en los ensayos contra muro rígido con solapamiento total y barrera FWDB con el vehículo Supermini 2. Adaptado de [42]	28
2.4.	Vista lateral de las barreras ODB y PDB	29
2.5.	Elementos de la barrera PDB [59]	29
2.6.	Propuesta de Takizawa de barrea deformable móvil para impacto frontal con solapamiento parcial	30
2.7.	Configuración de impacto oblicuo con barrera deformable móvil del NHTSA	31
2.8.	Dimensiones de la RMDB [181]	32
2.9.	Barreras móviles rígidas	35
2.10.	Esquema del frontal deformable de la barrera de la Directiva 96/27/EC	35
2.11.	Corredor definido para la curva de fuerza total de la barrera de la Directiva 96/27/EC	36

2.12.	Corredores para las curvas de fuerza de cada uno de los bloques de la barrera de la Directiva 96/27/EC	36
2.13.	Distintos diseños de MDB que cumplen con el ensayo de certificación según la Directiva 96/27/EC [128]	37
2.14.	Configuraciones de ensayo de la barrera EEVC MDB contra poste rígido. Izquierda: Impacto centrado. Derecha: Impacto alineado con la división entre bloques	38
2.15.	Izquierda: Ensayo de impacto contra pared rígida con ángulos. <i>Rigid Edge Loading Test</i> . Derecha: Ensayo de impacto contra pared rígida con ángulos. <i>Rigid Sill Loading Test</i>	39
2.16.	Dispositivo contra el que impacta la MDB en el <i>Yielding Wall Test</i> .	40
2.17.	Dimensiones principales de la AE-MDB. Versión 1	44
2.18.	Corredor definido para la curva de fuerza total de la barrera AE-MDB	45
2.19.	Corredores para las curvas de fuerza de cada uno de los bloques de la barrera AE-MDB v3.9	45
2.20.	Elementos del frontal de la barrera deformable IIHS	46
2.21.	Barrera deformable NHTSA, en amarillo, superpuesta a la barrera MDB IIHS	47
2.22.	Elementos del frontal deformable de la barrera NHTSA	48
2.23.	Configuraciones de ensayo de impacto lateral. Izquierda: Reglamento CEPE/ONU 95. Derecha: FMVSS 214	48
2.24.	Comparación de las curvas de fuerza-emplazamiento de varios SUV y la IIHS MDB en una colisión a 56 km/h contra muro rígido	49
2.25.	Deformación de la barrera móvil deformable IIHS tras el ensayo de impacto contra muro rígido a 56 km/h	50
4.1.	Clasificación de los vehículos de pasajeros en función de la tara y la sombra	57
4.2.	Imagen Post-test de un Hyundai Elantra en la configuración de impacto utilizada [NHTSA Test N° 9793]	58
4.3.	Representación de los ensayos utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra	60
4.4.	Gráfico de cajas de la masa y sombra de los vehículos contemplados tras la clasificación por segmentos	60
4.5.	Ensayos de vehículos de pasajeros utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra. (× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	61
4.6.	Ensayos de vehículos tipo SUV utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra. (◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	61
4.7.	Ensayos de vehículos tipo todo-terreno utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra. (◇ Pequeños; + Grandes; □ Muy grandes)	62
4.8.	Curva media calculada como las medias punto a punto de las aceleraciones de tres vehículos	66
4.9.	Curvas típicas obtenidas en el ensayo contra muro rígido de un vehículo de pasajeros mediano	72
4.10.	Correlación lineal entre varios parámetros característicos del comportamiento durante colisión de los vehículos de todos los segmentos	76
4.11.	Métodos para la obtención de la duración de pulso de aceleración	79
4.12.	Representación de la masa y sombra de los vehículos de pasajeros muy grandes válidos para el análisis. (× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	88

4.13.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes	88
4.14.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	89
4.15.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	89
4.16.	Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros muy grandes	90
4.17.	Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 6475 y 6579	91
4.18.	Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 6475 y 6579	92
4.19.	Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 6475 y 6579 del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes.(a) Ensayo seleccionado con el método de los parámetros característicos (6475). (b) Ensayo seleccionado con el método las métricas de comparación de curvas (6579)	93
4.20.	Representación de la masa y sombra de los vehículos de pasajeros grandes disponibles.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	94
4.21.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes	94
4.22.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	95
4.23.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento.	95
4.24.	Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros grandes	97
4.25.	Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 9487, 8290, 7339 y 7577 sobre las del resto de ensayos del segmento	98
4.26.	Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 9487, 8290, 7339 y 7577 sobre las del resto de ensayos del segmento	98
4.27.	Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 9487, 8290, 7339 y 7577 sobre las del resto de ensayos del segmento	99
4.28.	Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 8290 y 9487 pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes	100
4.29.	Representación de los vehículos de pasajeros medianos disponibles.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	101
4.30.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos	102
4.31.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	102

4.32.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	102
4.33.	Parámetros característicos del comportamiento durante impacto y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros medianos	104
4.34.	Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 8982, 6512, 9563 y 7720 sobre las del resto de ensayos del segmento de vehículos de pasajeros medianos	106
4.35.	Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 8982, 6512, 9563 y 7720 sobre las del resto de ensayos del segmento de vehículos de pasajeros medianos	106
4.36.	Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 8982, 6512, 9563 y 7720 sobre las del resto de ensayos del segmento de vehículos de pasajeros medianos	107
4.37.	Comparación de las curvas medias del segmento de vehículos de pasajeros medianos y las curvas de los ensayos 6512, 7720 y 9563	108
4.38.	Representación de los vehículos de pasajeros pequeños disponibles. (× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	109
4.39.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños	110
4.40.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	110
4.41.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	110
4.42.	Parámetros característicos del comportamiento en colisión frontal y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros pequeños	112
4.43.	Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 9079, 6641 y 7131 sobre los del resto de ensayo del segmento	113
4.44.	Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 9079, 6641 y 7131 sobre los del resto de ensayo del segmento	114
4.45.	Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 9079, 6641 y 7131 sobre los del resto de ensayo del segmento	114
4.46.	Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 6310 y 9511 del segmento de vehículos de pasajeros pequeños	115
4.47.	Representación de los vehículos de pasajeros mini disponibles. (× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	116
4.48.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros tamaño mini	116
4.49.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros tamaño mini. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	116
4.50.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros tamaño mini. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	117

4.51.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV muy grandes	118
4.52.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV muy grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	118
4.53.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV muy grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	118
4.54.	Representación de los vehículos SUV grandes disponibles.(* Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	119
4.55.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV grandes	119
4.56.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	120
4.57.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	120
4.58.	Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos SUV grandes	121
4.59.	Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 6854 y 7074 del segmento de vehículos SUV grandes	123
4.60.	Representación de los vehículos SUV medianos disponibles.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	123
4.61.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV medianos	124
4.62.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV medianos. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	124
4.63.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV medianos. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	125
4.64.	Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos SUV medianos	126
4.65.	Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 6643, 8470 y 7148	127
4.66.	Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 6643, 8470 y 7148	128
4.67.	Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 6643, 8470 y 7148	128
4.68.	Comparación de las curvas medias y las curvas del ensayo 6643, 8470 y 7148 del segmento de vehículos SUV medianos	129
4.69.	Representación de los vehículos SUV pequeños disponibles (* Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes)	130
4.70.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV pequeños	130
4.71.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV pequeños. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	131

4.72.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV pequeños. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	131
4.73.	Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos SUV pequeños	133
4.74.	Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 8036, 8030, 9048 y 7931 sobre las del resto de ensayos del segmento	134
4.75.	Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 8036, 8030, 9048 y 7931 sobre las del resto de ensayos del segmento	134
4.76.	Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 8036, 8030, 9048 y 7931 sobre las del resto de ensayos del segmento	135
4.77.	Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 7120, 9048 y 8036 del segmento de vehículos SUV pequeños	135
4.78.	Representación de los vehículos todo-terreno muy grandes disponibles.(◇ Pequeños; + Grandes; □ Muy grandes)	136
4.79.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes	137
4.80.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	137
4.81.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	137
4.82.	Representación de los vehículos todo-terreno grandes disponibles.(◇ Pequeños; + Grandes; □ Muy grandes)	138
4.83.	Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno grandes	139
4.84.	Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	139
4.85.	Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	139
4.86.	Parámetros característicos y su intervalo de confianza (rosa claro 99%, rosa oscuro 95%). Segmento de vehículos todo-terreno grandes	141
4.87.	Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 9097 y 7115 sobre las del resto de ensayos del segmento	142
4.88.	Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 9097 y 7115 sobre las del resto de ensayos del segmento	142
4.89.	Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 9097 y 7115 sobre las del resto de ensayos del segmento	142
4.90.	Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 9097 y 7115 del segmento de vehículos todo-terreno grandes	143

4.91. Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños	144
4.92. Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	144
4.93. Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	145
4.94. Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos monovolumen	146
4.95. Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos monovolumen. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento	146
4.96. Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos monovolumen. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo	146
4.97. Parámetros característicos y su intervalo de confianza (rosa claro 99%, rosa oscuro 95%). Segmento de vehículos monovolumen	148
4.98. Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 9012 y 8412 del segmento de vehículos monovolumen	149
4.99. Comparación entre segmentos de los parámetros característicos del comportamiento en colisión frontal	151
4.100. Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos de pasajeros	152
4.101. Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos de pasajeros	153
4.102. Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos tipo SUV	153
4.103. Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos tipo SUV	154
4.104. Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos representativos de varios segmentos	154
4.105. Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos representativos de varios segmentos	154
4.106. Fuerzas medidas en las células de carga del muro instrumentalizado en el ensayo 6641 (vehículos de pasajeros pequeños)	158
4.107. Geometría de las células de carga del ensayo 6641 superpuesta con la geometría de la barrera AE-MDB	159
4.108. Distribución de fuerzas equivalente del ensayo 6641 ((vehículos de pasajeros pequeños)) en los bloques de la barrera AE-MDB	159
4.109. Fuerzas medidas en las células de carga del muro instrumentalizado en el ensayo 8030 (vehículos SUV pequeños)	160
4.110. Geometría de las células de carga del ensayo 8030 superpuesta con la geometría de la barrera AE-MDB subida 208 mm	160
4.111. Distribución de fuerzas equivalente del ensayo 8030 (vehículos SUV pequeños) en los bloques de la barrera deformable	161

4.112. Comparación entre las curvas de fuerza-desplazamiento del ensayo 6641 y los corredores dinámicos de la barrera AE-MDB. (a) Fuerza total en barrera. (b) Fuerza en cada bloque de la barrera europea	162
4.113. Comparación entre las curvas de fuerza-desplazamiento del ensayo 8030 y los corredores dinámicos de la barrera AE-MDB. (a) Fuerza total en barrera. (b) Fuerza en cada bloque de la barrera europea	163
5.1. Algunos de los tipos de honeycomb más habituales [81]	166
5.2. Procesos de fabricación de estructuras alveolares de celdas hexagonales	167
5.3. Principales dimensiones de la estructura alveolar de celdas hexagonales	168
5.4. Curva típica de un bloque de honeycomb ante carga de compresión en la dirección T	168
5.5. Modelo LMS de Kamal, 1970	173
5.6. Modelo LMS de un impacto lateral con MDB incluyendo algunos elementos de los maniqués de ensayo [38]	174
5.7. Modelo multicuerpo de un vehículo de pasajeros [174]	174
5.8. Representación del ángulo φ y las curvas necesarias para el MAT 126	178
5.9. Modelos de elementos finitos sin malla de la barrera ODB combinado con un modelo de MEF de un vehículo [220]	179
5.10. Deformación producida en un ensayo sobre un bloque de honeycomb. Izquierda: ensayo experimental. Derecha: modelo DBM [108]	180
5.11. Fases de modelado y el papel de V&V. Adaptado de Schlesinger, 1979 [186]	183
5.12. Características geométricas del carro de la barrera deformable móvil propuesta	185
5.13. Elementos deformables de la barrera propuesta	186
5.14. Modelo de elementos finitos de una rueda de la barrera deformable móvil	187
5.15. Junta de revolución entre la eje y buje de la rueda	188
5.16. Modelo de elementos finitos del bastidor, ejes y acelerómetro de la barrera móvil	189
5.17. Geometría generada para el modelo de elementos finitos de los elementos del frontal deformable de la barrera AE-MDB	190
5.18. Escalado del tamaño de celda en el modelo de elementos finitos	191
5.19. Curva de resistencia al aplastamiento y modelo MEF del ensayo de compresión cuasi-estática	191
5.20. Resistencia al aplastamiento de un bloque según el ensayo descrito en FMVSS TP-214D Apéndice C. (a) Curvas de resistencia-aplastamiento según el espesor de pared (tamaño de malla: 3 elementos por arista) (b) Resistencia al aplastamiento en función del espesor y del tamaño de malla	193
5.21. Parámetros para el ajuste de los espesores de un bloques de honeycomb de la barrera AE-MDB	194
5.22. Representación de los espesores de lámina del Bloque C durante el proceso de ajuste.	194
5.23. Curvas de fuerza obtenidas con el modelo shell de barrera AE-MDB en colisión frontal contra muro rígido a 35 km/h	195
5.24. Modelo de elementos finitos con elementos shell de la barrera AE-MDB	195

5.25.	Modelo solid del frontal de la barrera AE-MDB:(a) partes que forman el frontal; (b) resistencia al aplastamiento de cada una de las secciones del frontal	196
5.26.	Curvas de fuerza obtenidas con el modelo solid de barrera AE-MDB en colisión frontal contra muro rígido a 35 km/h	197
5.27.	Modelo MEF con elementos solid de la barrera alargada propuesta	199
5.28.	Definición del corredor mediante el desfase vertical de la curva de fuerza - desplazamiento	200
5.29.	Definición del corredor elíptico para la curva de fuerza - desplazamiento	200
5.30.	Corredores y límites definidos para la aceptación del comportamiento de la barrera desarrollada en función de la curva de fuerza-desplazamiento	201
5.31.	Corredores definidos alrededor de la curva de aceleración en el habitáculo	201
5.32.	Curvas de rigidez de la barrera representativa de los vehículos de pasajeros pequeños	203
5.33.	Curva de aceleración de la barrera representativa de los vehículos de pasajeros pequeños	204
5.34.	Curvas de rigidez de la barrera representativa del segmento de SUV pequeños	205
5.35.	Curva de aceleración de la barrera representativa del segmento de SUV pequeños	206
6.1.	Modelo de simulación de colisión entre barrera deformable y frontal de un autobús	208
6.2.	Curvas de aceleración producidas en ensayos de impacto lateral con barrera IIHS	209
6.3.	Patrones de deformación en el lateral de los vehículo impactados	209
6.4.	Vista explotada del diseño de barrera lateral	210
6.5.	Deformación en el lateral después de un impacto con barrera MDB IIHS	211
B.1.	Curvas de aceleración de ejemplo	237
B.2.	Residuos para las señales de la Figura B.1	247
B.3.	Distribución de probabilidad acumulada de los residuos para las señales de la Figura B.1	248
B.4.	Alineamiento de dos señales	251
B.5.	Estructura de CORA	253
B.6.	Método del corredor de CORA	254

Índice de Tablas

1.1.	Ratio de conductores fallecidos según el tipo de vehículo impactante en colisiones contra vehículos de pasajeros [66]	14
2.1.	Ensayos de impacto realizados por el EEVC WG 11 para la determinación de la configuración de impacto más adecuada	26
2.2.	Ensayos contra muro rígido a 56 km/h comparados en la Figura 2.24	49
4.1.	Clasificación de automóviles según la norma ANSI D16.1-2007	55
4.2.	Grupos de ensayos de choque frontal contra barrera rígida a 56 km/h según segmento de vehículo. Datos medios de los segmentos tras la clasificación de los ensayos	59
4.3.	Clase de frecuencia de los filtros utilizados para el tratamiento de los datos	63
4.4.	Coefficientes de determinación R^2 entre distintos parámetros obtenidos a partir de las curvas de aceleración y fuerza	75
4.5.	Factores de ponderación utilizados en la aplicación de los distintos métodos de selección del ensayo representativo	87
4.6.	Valores de los parámetros utilizados en la aplicación de CORA	87
4.7.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes	88
4.8.	Valores de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes	89
4.9.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros características, $Dist_{rel}$, para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros muy grande	90
4.10.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros muy grandes	91
4.11.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes	94
4.12.	Valores de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque del segmento de vehículos de pasajeros grandes	96

4.13.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros grandes	96
4.14.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros grandes	97
4.15.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos	101
4.16.	Valores de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque del segmento de vehículos de pasajeros medianos	103
4.17.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros medianos	104
4.18.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros medianos	105
4.19.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños	109
4.20.	Parámetros característicos del comportamiento en colisión frontal vehículos de pasajeros pequeños	111
4.21.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros pequeños	111
4.22.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros pequeños	113
4.23.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros mini	115
4.24.	Parámetros característicos de los vehículos de pasajeros tamaño mini	117
4.25.	Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de los vehículos SUV muy grandes	117
4.26.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos SUV grandes	119
4.27.	Parámetros característicos de los vehículos SUV grandes	120
4.28.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos SUV grandes	120
4.29.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos SUV grandes	122
4.30.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de SUV medianos	124
4.31.	Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de vehículos SUV medianos	125
4.32.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos SUV medianos	126
4.33.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos SUV medianos	127
4.34.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos SUV pequeños	130
4.35.	Parámetros característicos del comportamiento durante una colisión frontal de vehículos SUV pequeños	132
4.36.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos SUV pequeños	132

4.37.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos SUV pequeños	133
4.38.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes	136
4.39.	Parámetros característicos vehículos todo-terreno muy grandes	138
4.40.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de todo-terreno grandes	138
4.41.	Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de vehículos todo-terreno grandes	140
4.42.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos todo-terreno grandes	140
4.43.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos todo-terreno grandes	141
4.44.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños	144
4.45.	Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de vehículos todo-terreno pequeños	144
4.46.	Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de tipo monovolumen	145
4.47.	Parámetros característicos de los vehículos monovolumen	147
4.48.	Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos monovolumen	147
4.49.	Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos monovolumen	148
4.50.	Correlación entre el resultado de aplicar el método de selección del vehículo representativo con cada una de las métricas	155
4.51.	Correlación entre los valores de las métricas de comparación de curvas al valorar la similitud entre curvas de aceleración de los ensayos	156
5.1.	Características de las ruedas de las barreras móviles deformables	187
5.2.	Escalado del tamaño de celda utilizado en el modelo de la barrera AE-MDB	191
5.3.	Rigideces al aplastamiento de los bloques de la barrera representativa de los vehículos de pasajeros pequeños. Unidades en kPa	202
5.4.	Rigideces al aplastamiento de los bloques de la barrera representativa del segmento de SUV pequeños. Unidades en kPa	204
A.1.	Ensayos de impacto frontal contra muro rígido	221
B.1.	Resultados de las normas vectoriales L_1 , L_2 y L_∞ para las curvas de la Figura B.1	236
B.2.	Diferencia de momentos para la evaluación de la curva más parecida a la del ensayo Test 1 de entre las curvas de la Figura B.1	239
B.3.	Coefficientes de correlación de la curva de deceleración del Test 1 de la Figura B.1 con el resto de curvas de la misma figura	240

B.4.	Coefficientes de correlación de la curva de deceleración del Test 1 de la Figura B.1 con el resto de curvas de la misma figura	241
B.5.	Métricas MPC para las curvas de las curvas de deceleración del ejemplo de la Figura B.1 respecto de la curva Test 1	245
B.6.	Residuos medio y su varianza para las curvas de la Figura B.1	247
B.7.	Métrica de Oberkampf para la evaluación de la curva más parecida a a del ensayo Test 1 de entre las curvas de la Figura B.1	249
B.8.	Métrica de Oberkampf para la evaluación de la curva más parecida a a del ensayo Test 1 de entre las curvas de la Figura B.1	250



Notación

ΔV	Cambio de velocidad
ABS	Anti-lock Braking System
AHOF	Average Height of Force
AM	Aggressivity Metric
ASI	Longitudinal Acceleration Severity Index
ASI	Acceleration Severity Index
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASR	Acceleration Slip Regulation
CEPE	Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa
EES	Energy Equivalent Speed
EEVC	European Experimental Vehicles Committee
EuroNCAP	European New Car Assessment Programme
FHWA	Federal Highway Administration
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standards
FWDB	Full Width Deformable Barrier
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety
K_e	Energy-Equivalent stiffness
LCMDB	Load Cell Mobile Deformable Barrier
LMS	Lumped Mass-Spring
LTVs	Light trucks and vans
MDBtV	Barrera deformable móvil contra vehículo (<i>Mobile deformable barrier to vehicle</i>)
MEF	Método de los Elementos Finitos
NASS	National Automotive Sampling System
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
ODB	Offset deformable Barrier

OIV	Longitudinal Occupant Impact Velocity
PDB	Progressive Deformable Barrier
RCAR	Research Council for Automobile Repairs
RMDB	Research Moving Deformable Barrier
SOI	Impacto de bajo solapamiento (<i>Small Overlap Impact</i>)
SUV	Suburban Utility Vehicle
TRL	Transport Research Laboratory
V&V	Verificación y validación
VtV	Vehículo contra vehículo (<i>vehicle to vehicle</i>)
WG	Working Group



1 Introducción

*El mejor automovilista es aquél que conduce con imaginación:
imagina que su familia va con él en el auto.*

HENRY FORD

Durante las últimas décadas se ha incrementado la seguridad tanto pasiva como activa de los vehículos automóviles, especialmente en los turismos. La alta competencia entre los fabricantes de vehículos y la creciente preocupación de los usuarios en lo que se refiere a seguridad vial han provocado que se haya invertido en la mejora de los sistemas de seguridad. Esto ha ido acompañado de la implantación de reglamentación que exige la superación de ensayos cada vez más completos y eficaces.

Las investigaciones de accidentes de tráfico indican que la principal causa de que se produzca un accidente es el factor humano, seguido del medio y por último, aparece el vehículo como causa del accidente [4]. Sin embargo, aunque el vehículo no sea la causa directa del accidente, influye indiscutiblemente aumentando o reduciendo la probabilidad de que este se produzca. Además, el diseño del vehículo y de sus sistemas de seguridad juegan un papel importantísimo en la minimización de los daños producidos a las personas involucradas en el accidente.

1.1 Seguridad en automóviles

Los sistemas de seguridad incorporados en los vehículos no podrán erradicar por completo los accidentes pero sí podrán reducir la probabilidad de que estos ocurran y la severidad de los daños que producen. Al conjunto de condiciones técnicas que contribuyen a evitar o minimizar los comportamientos, ya sean del conductor o del vehículo, susceptibles de causar un accidente, y por tanto la probabilidad de que estos ocurran, se les conoce como sistemas de seguridad primaria o activa.

Asimismo, se entiende por sistemas de seguridad secundaria o pasiva al conjunto de elementos que tienen como finalidad minimizar los daños producidos durante el accidente. No solo entran en este grupo los elementos que disminuyen los daños de los ocupantes del vehículo, sino también los que reducen los daños del resto de usuarios de la vía implicados en el accidente.

1.1.1 Seguridad activa

La seguridad activa se ve condicionada por todas las circunstancias que afecten a la respuesta del conductor o al comportamiento del vehículo durante una situación peligrosa.

En relación con el conductor, las condiciones de confort y ergonomía afectan a su estado psíquico y físico facilitando o dificultando la conducción. Factores como vibraciones, ruido, temperatura o la posición de conducción pueden hacer disminuir la atención y aumentar la fatiga del conductor. Las mejoras en este campo se han introducido ampliamente en los vehículos europeos y es extraño encontrar vehículos que no dispongan de sistemas de climatización, regulación de la intensidad de las luces interiores, dirección asistida y asientos regulables para conseguir una posición confortable. La mejora de estos factores se encuentra en ocasiones limitada por el compromiso con otros. Por ejemplo, una posición demasiado relajada podría hacer que el conductor perdiese la atención. Una mención especial merecen los sistemas que limitan las vibraciones que llegan al habitáculo y a los mandos del vehículo. Una reducción excesiva de estas vibraciones podría comprometer el contacto entre rueda y calzada. Además, ciertos niveles de vibración sobre los mandos pueden ayudar al conductor, dándole información sobre el estado de la calzada y del vehículo. Otro compromiso entre varios factores de seguridad activa es el existente entre el nivel de esfuerzo que debe realizar el conductor sobre el volante y la información que recibe por medio del volante. Reducir la fuerza que realiza el conductor reduce su fatiga pero, una reducción excesiva puede hacer que pierda información sobre las condiciones de conducción como, por ejemplo, cuando se conduce a gran velocidad o con vientos elevados.

Del párrafo anterior se deduce que otro de los factores que influyen en la seguridad activa es la información que el conductor recibe. El conductor recibe información del estado de la carretera, del estado de su vehículo y de las acciones o maniobras que van a realizar otros conductores. La mayor parte de esta información es visual, por ello muchos de los avances introducidos están orientados a mejorar la visibilidad: mayores áreas acristaladas, mejora de los sistemas de iluminación, lunetas y espejos térmicos, etc. Se han desarrollado algunos sistemas más avanzados como los sistemas de detección de obstáculos, detectores de ángulo muerto o cámaras de visión infrarroja entre otros. Respecto a la información que recibe el conductor sobre el estado del vehículo, han proliferado los indicadores de averías en el vehículo o de diferentes parámetros como: desgaste de frenos, presión de los neumáticos o temperatura del motor. Los vehículos también pueden facilitar al conductor información acerca de la calzada como, por ejemplo, la temperatura exterior. Parte fundamental de la información es aquella que se transmite entre los usuarios de la vía. Los sistemas de comunicación con otros usuarios de la vía más usuales son los avisadores acústicos y los indicadores luminosos (indicadores de dirección, luces de freno, luz de posición, etc.).

El otro gran grupo de elementos de seguridad activa son los que afectan al comportamiento del vehículo, ya sea en su dinámica longitudinal, transversal o vertical. El sistema de frenado, de tracción o el sistema de suspensión son ejemplos de ellos.

La dinámica longitudinal del vehículo afecta a la seguridad activa tanto en el proceso de aceleración como en el de frenado. Respecto a la aceleración, el vehículo debes ser capaz de acelerar con suficiencia para realizar maniobras evasivas en situaciones de peligro. Por ejemplo, reducir los tiempos de las maniobras de

adelantamiento puede evitar accidentes. La mejora de las prestaciones, en lo que a capacidad de aceleración se refiere, no solo depende de la relación potencia/peso. Los sistemas de tracción a las cuatro ruedas y los sistemas electrónicos de control de tracción (sistemas de anti-patinaje en tracción ASR *Acceleration Slip Regulation*) favorecen la seguridad activa.

En relación a la frenada, todos los elementos destinados a reducir la distancia de frenado afectan claramente a la seguridad activa del vehículo. Así, el uso de discos de freno, neumáticos con mejores prestaciones en superficies mojadas, sistemas anti-bloqueo y los dobles circuitos de freno tienen un impacto importante en la reducción de accidentes. Además de la reducción en la distancia de frenado, es importante aumentar la estabilidad del vehículo durante la frenada. Por ejemplo, los sistemas ABS (*Anti-lock Braking System*) actúan sobre el sistema de frenado evitando que se bloqueen las ruedas, reduciendo así la distancia de frenado, sobretudo en superficies de baja adherencia [189]. Este sistema ha evolucionado desde su creación por Robert Bosch en la década de los 70 y desde entonces han surgido varias generaciones de este sistema (ABS/ABD5, EBS, ASC, EDS ...) que mejoran también la estabilidad, guiabilidad y tracción del vehículo [189].

La dinámica transversal se refiere al comportamiento lateral del vehículo. Los elementos del vehículo encaminados a mejorar su estabilidad y a evitar que este se desvíe de su trayectoria prevista aumentan la seguridad activa. La inestabilidad lateral del vehículo puede darse en cambios bruscos de dirección, frenadas con diferente adherencia en los neumáticos de ambos lados del vehículo o por la acción del viento lateral. Algunos de los elementos de los vehículos que afectan a la dinámica lateral son: el diseño del sistema de suspensión, la posición del centro de masas y sus posibles variaciones al cargar el vehículo, las barras estabilizadoras, los neumáticos y su estado. La dinámica lateral está íntimamente ligada a la dinámica longitudinal. Por ello muchos de los elementos que afectan a una también lo hacen a la otra. Actualmente está aumentando la presencia de sistemas electrónicos destinados a controlar el comportamiento dinámico lateral de los vehículos. Es el caso, por ejemplo, del ESP o sistema electrónico de estabilidad. El ESP se sirve del sistema de freno del vehículo para mantenerlo en la trayectoria ordenada por el conductor. Cuando se presenta una desviación del vehículo respecto la maniobra solicitada por el conductor se activa el freno de una rueda para compensar tal desviación, por ejemplo, la rueda trasera interior para compensar un efecto subvirador o la rueda delantera exterior para corregir un comportamiento sobrevirador. En la Figura 1.1 se ilustra la acción del sistema ESP. El sistema ESP está interrelacionado con el sistema ABS, ya que ambos actúan sobre el sistema de freno del vehículo.

En cuanto a la dinámica vertical, su influencia sobre la seguridad activa radica en que interviene en la consecución de un buen contacto entre la rueda y la calzada. El buen contacto se debe conseguir con el vehículo cargado de distintas maneras, sobre calzadas diferentes y a muy distintas velocidades. Además, se debe conseguir también un adecuado confort para el conductor y el resto de ocupantes. Los dos sistemas principales que relacionan la dinámica vertical con la seguridad activa son los neumáticos y el sistema de suspensión. También afectan al contacto rueda-calzada la rigidez del chasis y la aerodinámica del vehículo [189]. Como en el resto de aspectos de la dinámica, los vehículos actuales se equipan con sistemas electrónicos que aumentan la seguridad primaria relacionada con la dinámica vertical como, por ejemplo, los sensores de presión de los neumáticos y el control activo de la suspensión. Este último modifica el amortiguamiento

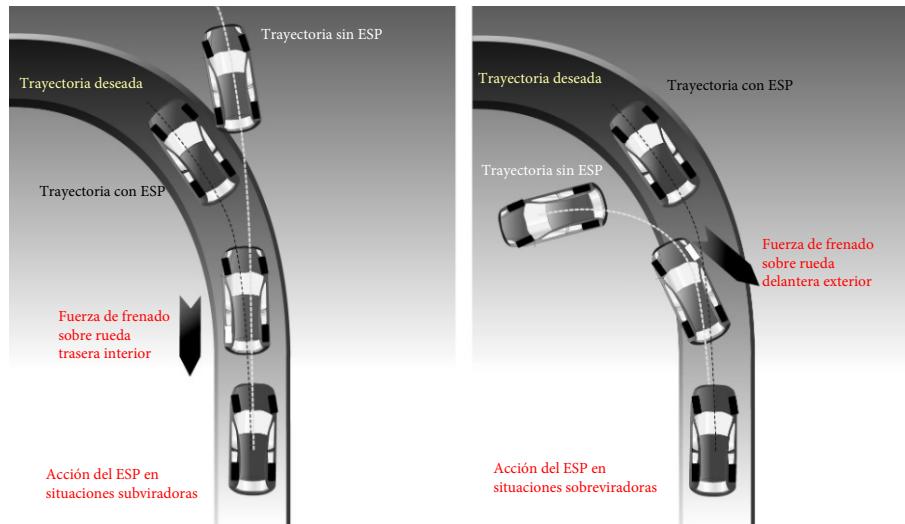


Figura 1.1 Acción del sistema ESP para corregir la trayectoria del vehículo en curva (adaptado de [191]).

o el amortiguamiento y la rigidez de la suspensión del vehículo para adaptarlas a las características de las excitaciones que está sufriendo en cada momento.

Cabe esperar que en próximas décadas se empiece a extender la implantación de los sistemas de Transporte Inteligente (*Intelligent Transportation Systems ITS*) en los vehículos, tanto de pasajeros como pesados. Los sistemas de control de crucero adaptativo (*Adaptive cruise control ACC*), los sistemas de detección de colisiones (*collision warning systems CWS*) y, sobre todo, los sistemas de comunicación entre vehículos y entre vehículo e infraestructura ayudarán a reducir el número de accidentes en las carreteras [80].

1.1.2 Seguridad pasiva

Por mucho que se mejoren las condiciones técnicas de los vehículos y de las vías públicas es imposible evitar que se produzcan accidentes. Por ende, son de suma importancia los elementos encaminados a reducir los daños producidos en un accidente tanto en las personas como en las mercancías.

Cuando se pretende aumentar la protección de los ocupantes se debe tener en cuenta las causas más frecuentes de lesión, a saber: proyección, eyección, intrusión y asfixia.

- La **proyección** produce el movimiento del cuerpo del ocupante en el interior del vehículo, lo que puede originar su impacto contra otros elementos.
- Se habla de **eyección** cuando se produce la salida total o parcial del ocupante hacia el exterior del vehículo, con el consiguiente riesgo de impacto contra elementos externos.
- La **intrusión** se define como la invasión del espacio ocupado por los ocupantes por parte de elementos, bien del propio vehículo o bien externos, capaces de causarles daño.
- La **asfixia y quemaduras** son unas de las lesiones más frecuentes cuando se desarrolla fuego durante el accidente. Están causadas por las llamas y por los gases emanados por la combustión de los materiales del vehículo que, en muchos casos, son altamente tóxicos.

Teniendo en cuenta los factores anteriores, las actuaciones encaminadas a aumentar la seguridad pasiva de los vehículos siguen fundamentalmente las siguientes ideas:

1. Las estructuras de los vehículos deben ser capaces de soportar las deformaciones producidas durante el impacto. En especial, el compartimento de los pasajeros y conductor debe soportar los esfuerzos conservando un espacio residual de supervivencia y minimizando la intrusión.
2. Al mismo tiempo, la estructura del vehículo debe absorber gran parte de la energía de colisión con el objetivo de limitar la aceleración experimentada por los ocupantes. Al limitar esta aceleración será más fácil retener a los ocupantes para evitar su eyección o proyección y así evitar posibles lesiones.
3. En el diseño de las superficies interiores del habitáculo debe tenerse en cuenta las características mecánicas y geométricas con el objetivo de minimizar los daños sufridos al chocar contra ellas. Del mismo modo, las superficies exteriores del vehículo deben ser diseñadas para reducir, en la medida de lo posible, los efectos negativos ocasionados a otros vehículos o a peatones.
4. Debe preverse el riesgo de incendio, no solo cuando el vehículo sufre un accidente sino también por otras causas, y facilitar la evacuación rápida de los ocupantes.

De acuerdo con las ideas anteriores los fabricantes pueden actuar sobre algunas características y sistemas de sus vehículos con el fin de aumentar la seguridad pasiva. La resistencia de la estructura es un factor con una gran influencia en el grado de protección que ofrece el vehículo. Cuando se recibe un impacto, bien sea contra otro vehículo, contra objetos situados junto a la carretera o contra el suelo en accidentes de vuelco, su estructura debe absorber una elevada energía que se traducirá en deformación de los elementos del vehículo. Tal deformación debe ser limitada en el compartimento de pasajeros para que estos no sean aplastados preservando un espacio de supervivencia que no resulte invadido por elementos rígidos de la propia estructura u otros.

Por otra parte, la absorción de energía obliga a que existan elementos que experimenten deformaciones plásticas de cierta consideración. Las dos exigencias anteriores deben conjugarse de forma satisfactoria. Normalmente la estructura del compartimento se construye con una gran rigidez y las partes delanteras y traseras se diseñan para actuar como "fusibles mecánicos", de forma que en choques frontales y traseros el correspondiente extremo del vehículo sufre elevadas deformaciones y absorbe gran cantidad de energía.

La parte de la estructura del vehículo conocida como *Body in White* y el interior de los vehículos son las partes que más influyen en la protección pasiva de los ocupantes. En la primera mitad del siglo XX el *Body in White* no se diseñaba pensando en este cometido, sino para contener y poder anclar el resto de componentes del vehículo. El primer diseño que tuvo en cuenta el chasis para la seguridad de los ocupantes fue realizado por Barenly en 1952 [16]. Barenly ya apuntaba a que la rigidez del compartimento debe ser alta y que las partes delantera y trasera debe ser menos resistentes y tener capacidad de absorber mucha energía durante un impacto.

La introducción de ensayos de impacto con distintas configuraciones de choque ha motivado la optimización progresiva de los diseños de las carrocerías. Estas mejoras incluyen el estudio de las zonas de deformación y las uniones entre los elementos que constituyen la estructura frontal para conseguir unos pulsos de deceleración

lo más favorables posibles. También se han ido reforzando ciertas zonas del habitáculo como el panel cortafuegos y el pilar A para evitar la posible intrusión del motor o de las ruedas durante choques severos. Los largueros se diseñan para asegurar que no pandean globalmente sino localmente (*bend vs fold*) para incrementar la energía absorbida de forma plástica [23]. Por ejemplo, los largueros del frontal del vehículo deben ser lo más horizontales posible. En los vehículos de tracción delantera el eje de transmisión y el sistema de dirección requieren de un espacio que hace que los largueros se diseñen con una ligera inclinación hacia arriba, conocida como *S-shape*, y que obliga a reforzarlos. La fuerza soportada por los largueros durante la colisión es transmitida principalmente al túnel central y al suelo. Por último el travesaño delantero no solo debe soportar colisiones a baja velocidad sino que es el encargado de hacer solidarios los dos largueros frontales.

La protección de los ocupantes en caso de colisión lateral es más complicada debido a que la estructura del vehículo en esa zona no permite realizar diseños que absorban gran cantidad de energía. Dado que no sería productivo ensanchar en exceso el lateral de los vehículos para aumentar su capacidad de absorción de energía, las mejoras en los diseños se centran en evitar la intrusión del elemento impactante en el lateral del vehículo impactado. Los elementos del lateral se suelen diseñar de forma que se repartan las cargas a otras zonas de la estructura.

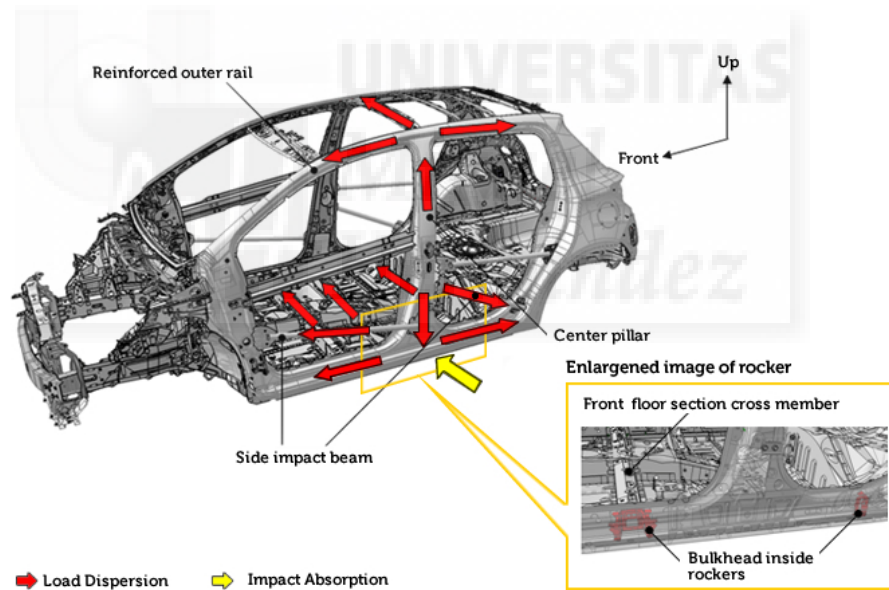


Figura 1.2 Diseño de la estructura lateral para mejorar el reparto de las fuerzas producidas en un impacto lateral.

Por otro lado, se intenta minimizar el efecto del impacto sobre la cabeza y el tórax de los ocupantes mediante la introducción de airbags laterales y elementos con alta capacidad de absorción de energía en el interior de las puertas [177, 158].

Una vez asegurado el espacio de supervivencia de los ocupantes dentro del habitáculo y una vez limitado el pulso de aceleración de este, la siguiente medida es evitar la proyección y eyección de los ocupantes. Los sistemas de retención son los encargados de evitar posibles golpes de los ocupantes con elementos peligrosos. Además, al hacer el movimiento de los ocupante solidario al vehículo se reduce la deceleración

que sufren los primeros. El principal elemento de retención es el cinturón de seguridad, junto con el asiento y el reposacabezas. El uso de los cinturones de seguridad es obligatorio en muchos países y su eficacia está más que probada desde hace décadas [173]. Los cinturones de seguridad han sufrido, como el resto de sistemas de seguridad, una notoria evolución desde los primeros modelos. Desde los sistemas de regulación fácil, que hacen que puedan adaptarse a ocupantes de distinto tamaño, sistemas de limitación de los esfuerzos para evitar las lesiones que el propio cinturón pueda producir o sistemas de pretensado que aumentan el acoplamiento entre ocupantes y vehículo, son avances que mejoran la eficacia de los sistemas de retención. Por otro lado, el incremento de la libertad de movimiento con el cinturón abrochado y de su comodidad han hecho disminuir el número de usuarios que rehusaban a abrochárselo a pesar de su obligatoriedad. En caso de colisión trasera, los elementos encargados de retener al ocupante son el asiento y el reposacabezas. Tanto en caso de colisión frontal como trasera estos elementos de retención y sus anclajes deben tener suficiente resistencia para soportar las cargas a las que están sometidos. Además de la resistencia, debe haber un compromiso entre la capacidad de absorción de energía de estos elementos, lo suficientemente alta como para que no la adsorba toda el cuerpo del ocupante, y la deformación sufrida por el asiento, para que efectivamente el ocupante sea retenido.

Los airbag frontales, laterales o de rodilla, actúan como elementos complementarios a los sistemas de retención para reducir la severidad de los impactos de cabeza y rodillas con elementos rígidos del interior del vehículo. Los esfuerzos para mejorar estos sistemas en los últimos años han ido encaminados a conseguir que se adapten automáticamente a cada situación. De este modo, los parámetros de inflado de los airbag se adaptarán al peso y estatura de cada ocupante y a la severidad de cada accidente. Aunque los sistemas de airbag frontal no son obligatorios, distintos organismos están intentando que todos los fabricantes incluyan estos en el equipamiento de serie de los vehículos. Por ejemplo, el sistema de valoración NCAP ha sido establecido de tal forma que, aunque un vehículo cumpla con la normativa pertinente, sino está equipado con airbag frontal obtiene cero estrellas en su puntuación.

Por último, cabe destacar como factores que influyen en la seguridad pasiva, la superficie de los elementos interiores con los que puede colisionar el cuerpo de los ocupantes. Estas superficies deben absorber la mayor cantidad de energía posible y no presentar aristas cortantes o formas punzantes. Las columnas de dirección articuladas han permitido reducir los esfuerzos sobre el ocupante en caso de colisión entre ellos. Los parabrisas fabricados con vidrio laminado evitan la proyección de pequeños trozos de vidrio tras un accidente que podrían cortar a los ocupantes. Por el contrario, las ventanas laterales se fabrican con vidrio templado para que se rompan en pequeños trozos y así facilitar la evacuación de los pasajeros.

Las superficies exteriores del vehículo afectan a la seguridad pasiva de los usuarios de la vía con los que el vehículo puede colisionar, sobretodo peatones, ciclistas y motoristas. En los últimos años se está poniendo mayor acento en el diseño del paragolpes delantero y del capó de los turismos para que ayuden a la reducción de lesiones sufridas por los peatones durante un atropello.

1.1.3 Herramientas para la mejora de la seguridad

Los avances en la seguridad de los automóviles se deben principalmente a la labor realizada por los fabricantes de vehículos, los centros de investigación y las administraciones de los países más avanzados tecnológicamente. Su actividad se centra en cuatro campos principalmente:

- Investigación de accidentes de tráfico.
- Investigación científica y técnica.
- Reglamentación y homologación.
- Inspección técnica de vehículos.

La investigación de accidentes de tráfico tiene como objetivo estudiar los datos obtenidos de los escenarios de accidentes, vehículos siniestrados y partes médicos y extraer de ellos conclusiones acerca los factores que originan dichos accidentes y su influencia en la severidad de los daños sufridos por las personas. El resultado de estas investigaciones constituyen una fuente realista de información que permite a los ingenieros mejorar los futuros modelos y detectar los puntos de la seguridad más importantes sobre los que actuar.

La investigación científica y técnica es realizada por centros de desarrollo de las empresas, universidades e instituciones de investigación. Su labor consiste en encontrar soluciones funcionales, económicas y fiables que mejoren la seguridad activa y pasiva de los vehículos. En relación con la seguridad activa la investigación se centra principalmente en el desarrollo de los sistemas electrónicos e informáticos que mejoren los sistemas de control, información y comunicación.

En relación a la seguridad pasiva, las actividades de investigación se centran en el estudio del comportamiento del vehículo y de sus ocupantes durante las colisiones, la optimización de las estructuras para conseguir la máxima absorción de energía preservando el espacio de supervivencia, la reducción de los niveles de deceleración, la optimización de los sistemas de retención y la reducción de los daños producidos por las colisiones con otros elementos del vehículo.

Las herramientas más utilizadas en el campo de la investigación de la seguridad activa son la simulación dinámica y los ensayos reales en pista. Mientras tanto, en el ámbito de la seguridad pasiva, se utilizan simulaciones numéricas y ensayos de laboratorio, principalmente ensayos de impacto. En dichos ensayos de impacto en laboratorio se pretende reproducir las condiciones de accidentes reales, cuyos datos provienen de la recopilación de datos de accidentes reales mencionada anteriormente. En los ensayos de impacto es habitual el uso de maniqués antropomórficos instrumentados (*dummies*) para determinar las aceleraciones y esfuerzos a los que están sometidos los cuerpos.

La reglamentación y la homologación son los instrumentos de los que se valen las administraciones públicas para establecer exigencias a los vehículos en cuanto a la protección de sus ocupantes y del resto de usuarios de la vía. A parte de las administraciones públicas, en la elaboración de la reglamentación colaboran asociaciones de fabricantes, usuarios, agencias de normalización e instituciones de investigación.

En Europa, la principal actividad regulatoria es realizada por La Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas y por la Unión Europea. La Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas

inició su labor reglamentadora en Ginebra en el año 1958. Sus reglamentos son de aplicación en los países que se adhieren a ellos y los hacen obligatorios en su territorio. Por su parte, la Unión Europea desarrolló reglamentos que eran de obligado cumplimiento en los países que la integran. Los reglamentos de Ginebra y los de la Unión Europea suelen tener un desarrollo paralelo por razones de armonización, los reglamentos europeos han quedado anulados y solamente se mantienen un reducido grupo para la garantizar algunas extensiones de homologación. La tendencia es, de hecho, tratar de conseguir un reconocimiento global de las homologaciones de vehículos, aunque las reglamentaciones de los distintos países no sean iguales.

Por último, las Inspecciones Técnicas de Vehículos suponen un elemento fundamental de la seguridad vial. A través de las inspecciones periódicas, organismos autorizados comprueban el adecuado estado y funcionamiento de los elementos de seguridad durante la vida útil del vehículo. Los principales elementos de seguridad inspeccionados son: ruedas, sistema de alumbrado, frenos, cinturones de seguridad, sistemas de dirección y suspensiones.

1.2 Compatibilidad en el choque entre vehículos

En un accidente en el que solo está involucrado un vehículo, las lesiones producidas a los ocupantes depende del tipo de colisión, la velocidad a la que ocurre y de la seguridad inherente al vehículo. Pero en un choque entre dos vehículos, el nivel de daños ocasionados no depende solo del nivel de protección de los ocupantes del vehículo, sino también del comportamiento de la estructura y de la masa del otro vehículo involucrado.

Una de las principales líneas de investigación en las tres últimas décadas ha sido la relacionada con la **compatibilidad** entre vehículos. El concepto de compatibilidad surgió en los años 70 para designar el equilibrio en la distribución de los daños sufridos en el choque entre dos vehículos. En los accidentes entre vehículos de distintas masas y características, la distribución de daños entre ambos vehículos era muy distinta. Se vio que, mediante diseños que tuvieran en cuenta la heterogeneidad de las masas, rigideces y geometrías de los vehículos del parque se podía conseguir que estos coexistieran en las vías manteniendo unos niveles de agresividad aceptables.

Los conceptos de compatibilidad y agresividad surgieron en la primera conferencia del *Experimental Safety Vehicles* (ESV) aplicados primero a las colisiones fronto-laterales [32] y, posteriormente, a las colisiones frontales [5]. Sin embargo, en el desarrollo de los modelos de aquella época primaba la mejora de la seguridad ofrecida a los ocupantes de cada vehículo sobre la reducción de la agresividad hacia los demás vehículos. Al inicio de la última década del siglo XX la compatibilidad del conjunto del parque no solo no había mejorado, sino que había empeorado al aumentar la presencia de vehículos de mayores dimensiones que los turismos, como los todo-terreno, SUV's y monovolúmenes. Estos vehículos presentaban claros problemas de compatibilidad debido a su estructura más alta, mayor masa y, en ocasiones, mayor rigidez.

Durante la década de los 90 se intensificaron las actividades de investigación encaminadas a mejorar la compatibilidad entre vehículos [62]. En 1996 el *European Enhanced Vehicle-safety Committee* (EEVC) creó el *Working Group 15* (EEVC WG 15) para abordar el problema de la compatibilidad entre vehículos. A partir de datos de accidentes y ensayos experimentales que replicaban los escenarios de choque más importantes se

identificaron los problemas más importantes relacionados con la compatibilidad. Mediante simulación se estudió la influencia y efectividad de algunos cambios en las rigideces, geometría y masas de los vehículos implicados en la colisión.

Aunque el concepto de compatibilidad surgió para designar el equilibrio de distribución de daños y la energía absorbida durante un impacto entre dos vehículos, en un sentido más amplio engloba también a la agresividad hacia los peatones, ciclistas y motoristas.

Se distinguen tres tipos de compatibilidad asociados a la característica de los vehículos que la producen:

- La compatibilidad de masas.
- La compatibilidad de rigideces.
- La compatibilidad geométrica.

1.2.1 Compatibilidad de masas

La severidad en un choque frontal entre vehículos de muy distinta masa es, en principio, mayor en el vehículo de menor masa. Esto se puede deducir a partir del Principio de Conservación de la Cantidad de Movimiento.

$$m_1 \cdot \Delta v_1 = m_2 \cdot \Delta v_2 \Rightarrow \frac{\Delta v_1}{\Delta v_2} = \frac{m_2}{m_1} \quad (1.1)$$

De la ecuación 1.1 se desprende que el vehículo de menor masa experimentará una variación de velocidad mayor durante el impacto. Esta afirmación ha sido confirmada por la práctica totalidad de los estudios de accidentología publicados al respecto. Algunos de estos estudios apuntan a que la diferencia de masas entre vehículos es el factor que más incrementa el riesgo de muerte en el vehículo de menor masa [107]. Hay que tener en cuenta también que los vehículos pequeños suelen ser vehículos más económicos los cuales suelen estar equipados con menos sistemas de seguridad. Por el contrario, no está demostrado que, en un choque entre vehículos de similar masa o en choque en el que interviene un solo vehículo, el aumento de masa aumente la seguridad ofrecida a los ocupantes.

La homogeneización de las masas del parque automovilístico debería conducir a una reducción de la agresividad de los vehículos para con los demás. Algunos estudios apuntan a que el uso en las carrocerías de materiales más ligeros, como el aluminio, pueden ayudar a reducir la severidad de los grandes vehículos [187]. Aun así, la homogeneización de masas parece ser algo casi imposible de conseguir ya que en las vías coexisten vehículos de muy distintas características y tamaños (furgonetas, todo-terrenos, berlinas, pequeños utilitarios...) y la tendencia del mercado no parece que vaya encaminada a reducir la heterogeneidad del parque. Lo ideal sería reducir el peso de los vehículos más pesados lo que, además de mejorar la compatibilidad de masas, ayudaría a reducir los consumos de combustible y las emisiones.

1.2.2 Compatibilidad de rigideces

Aunque importante, la masa del vehículo no es el único factor que influye en su agresividad. Por ejemplo, según Gabler [66], algunos vehículos de pasajeros tienen la misma masa que una camioneta pequeña, sin

embargo su agresividad¹ es el doble. Esto puede deberse, en parte, a la mayor rigidez de la estructura de las camionetas y a la mayor altura de su estructura frontal.

Si a todos los vehículos se les piden que los niveles de aceleración obtenidos en un ensayo de colisión contra barrera se encuentren entre unos mismos límites, la rigidez del frontal de las estructuras será distinta según la masa del vehículo. Los vehículos de mayor masa necesitarán una rigidez mayor que los vehículos menores [44]. También pueden existir diferencias de rigidez de la estructuras entre vehículos de distintos años, en los que las soluciones constructivas eran diferentes o la reglamentación aplicable era distinta.

En el choque frontal entre dos vehículos con distintas rigideces la deformación sufrida por el vehículo de rigidez menor es mayor. Este fenómeno se ilustra en la Figura 1.3. En ella se ha representado de forma esquemática la curva de rigidez de dos vehículos de distinta masa. Se puede ver como a velocidades medias la deformación sufrida por el vehículo de menor rigidez es mucho mayor debido a las características de las curvas de rigidez. Esta diferencia en la rigidez hace que la energía absorbida por cada uno de los vehículos sea también diferente. Esto, unido al menor espacio disponible para la deformación del frontal, puede hacer que las intrusiones en el vehículo menor sean mucho mayores. Cabe recordar que la intrusión en el habitáculo es una de las mayores causas de lesiones graves en los ocupantes [62].

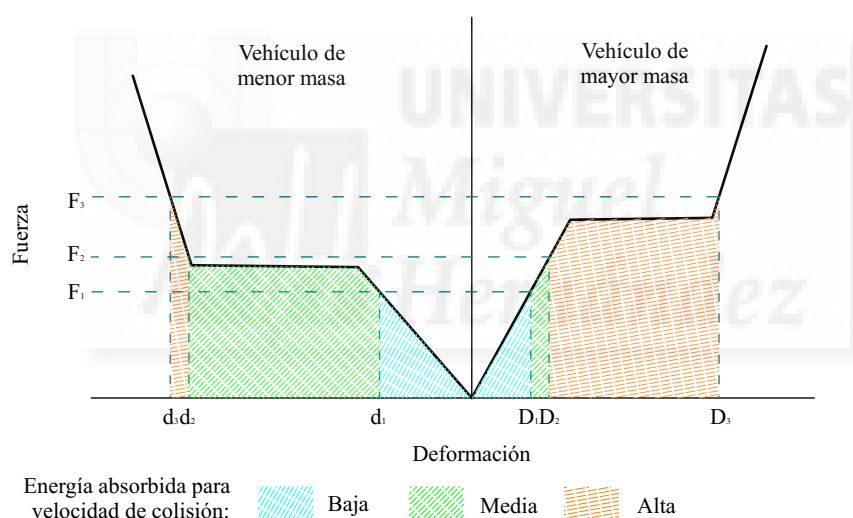


Figura 1.3 Distribución de deformaciones en un impacto entre vehículos con distintas rigideces. Adaptado de Sanchez, 2001 [179].

Aumentar la rigidez del frontal de los vehículos pequeños para aumentar la compatibilidad de rigidez con los vehículos más rígidos perjudicaría la protección de los ocupantes en otro tipo de colisiones. Al aumentar la rigidez del frontal aumentarían los niveles de aceleración en colisiones contra elementos rígidos y se podría comprometer un buen funcionamiento de los sistemas de retención del vehículo. Además, esta medida haría a los vehículos pequeños más agresivos. Por otro lado, si se baja la rigidez de la estructura frontal de los vehículos más pesados, se podría comprometer la integridad del espacio de supervivencia en el habitáculo en otro tipo de colisiones [106].

¹ El concepto cuantificable de agresividad se define con mayor detalle en la sección 1.3

La mejora de la compatibilidad de rigideces entre vehículos pasaría por conseguir que se asegurase que ambos vehículos aprovechan toda su capacidad de absorción de energía y no como se muestra en la Figura 1.3 donde para ciertas velocidades de colisión el vehículo pequeño agota toda su deformación disponible y en comparación el vehículo grande apenas ha absorbido energía. Esta tarea es más complicada en el caso de los mini-coches urbanos debido a su pequeña masa y a la escasa longitud del frontal disponible para la absorción de energía.

1.2.3 Compatibilidad geométrica

Debido a las diversas características geométricas de las estructuras de los vehículos puede ocurrir que durante un choque los elementos resistentes de los dos vehículos no contacten entre ellos y los esfuerzos no sean transmitidos adecuadamente. Por ejemplo, en el choque frontal entre dos vehículos de distinta altura puede ocurrir que los largueros del vehículo más bajo pasen por debajo de la estructura resistente del más alto, o en un choque frontal con bajo solapamiento puede ocurrir que los largueros de los vehículos no contacten entre ellos, sino que un larguero contante con la rueda o el motor del otro vehículo. En estas situaciones los elementos resistentes longitudinales del vehículo no absorberían practicante energía propiciando la intrusión en el habitáculo.

El escenario donde la compatibilidad geométrica es más determinante es en el choque fronto-lateral. El paragolpes y los largueros del vehículo impactante tiene por lo general una altura mayor que el estribo del lateral del vehículo impactado. En el caso más severo, los elementos encargados de recibir el impacto son las puertas y el pilar B. Si las puertas no están lo suficientemente reforzadas, la intrusión podría ser considerable.

A primera vista, parece que una medida inmediata para aumentar la compatibilidad geométrica entre vehículos sería uniformizar la altura de los principales elementos resistentes de las estructuras frontales y/o laterales. Pero se debe tener en cuenta que, además de ser una tarea difícil por las características geométricas inherentes a los vehículos todo-terrenos e industriales, la compatibilidad geométrica es muy sensible a pequeñas variaciones de altura que pueden ser debidas a los movimientos de cabeceo producidos durante la frenada antes de la colisión. Además, esta medida no solucionaría los problemas de compatibilidad geométrica en los choques con bajo solapamiento o en choques fronto-laterales.

El diseño de estructuras frontales con un reparto más homogéneo de la rigidez, de forma que los responsables de esta no sean mayoritariamente los largueros, puede ser una medida capaz de mejorar la compatibilidad geométrica. Por ejemplo, realizar un diseño con largueros superiores más rígidos en los vehículos más bajos ayudaría a evitar el cabalgamiento en colisiones frontales. O aumentar la rigidez de los travesaños delanteros y de sus uniones con los largueros ayudaría a distribuir los esfuerzos en todo el frontal en los choques frontales con solapamiento parcial y, en choques fronto-lateral, ayudaría a cargar más el pilar B y a producir una deformación menor en las puertas del vehículo impactado.

1.3 Accidentología

Como ya se ha apuntado anteriormente, las pruebas de impacto a las que se someten los vehículos deben simular las condiciones de los accidentes de tráfico reales que se producen con mayor frecuencia y en los que el riesgo de fallecimientos o de lesiones graves es mayor.

La edad del conductor y de los pasajeros tiene una fuerte influencia en la evaluación de la seguridad y agresividad de un vehículo. Los conductores jóvenes son más tolerantes al daño y, por tanto, tiene menor probabilidad de perecer debido a las heridas [107]. Para eliminar el factor de la edad en el cálculo de la agresividad los datos utilizados en algunos estudios se limitan a conductores de entre 26 y 55 años.

Para el análisis de la agresividad de los vehículos a partir de datos de accidentes se suelen utilizar distintas métricas de agresividad AM (*Aggressivity Metric*). Una de ellas, presentada a mediados de los 90 [86], estima la agresividad de un modelo como el número de fallecidos en los vehículos con los que se ha colisionado dividido entre el número vehículos registrados del modelo en cuestión.

$$AM_{modelo1} = \frac{\text{Fallecidos en los vehículos siniestrados con modelo 1}}{\text{Vehículos registrados del modelo 1}} \quad (1.2)$$

El problema de esta definición es que se penaliza a los vehículos con poca presencia en el parque. Una definición de agresividad posterior la estima como el número de muertes entre los conductores de los vehículos con los que ha colisionado dividido entre el número de accidentes en los que el modelo en cuestión ha estado involucrado [66].

$$AM_{modelo1} = \frac{\text{Conductores fallecidos en los vehículos siniestrados con modelo 1}}{\text{Accidentes entre vehículos con el modelo 1 involucrado}} \quad (1.3)$$

Otra ventaja de esta última definición es que es menos sensible al comportamiento de los conductores. Los conductores con un comportamiento más agresivo están involucrados en mayor número de accidentes. El ponderarse el número de fallecidos por número de accidentes y no por número de vehículos de un determinado modelo se pone un mayor foco en el comportamiento del vehículo y no en el del conductor. Otra de las diferencias entre las dos métricas de agresividad es que la segunda contabiliza el número de conductores fallecidos y no de ocupantes. Esto permite no penalizar a los vehículos que suelen tener una tasa de ocupación mayor (vehículos de pasajeros) frente a los que suelen circular solo con uno o ningún pasajero (camionetas y furgonetas).

El problema de la compatibilidad y agresividad de la flota es más dramático en Estados Unidos, donde los LTVs (*Light trucks and vans*²) suponen un tercio de los vehículos del parque y suponen casi el 50% de las nuevas matrículas [187, 66]. Este tipo de vehículos presenta una agresividad del doble que los vehículos de pasajeros. Un estudio del IIHS desvela que en un accidente entre un vehículo de pasajeros y un LTV, los ocupantes del primero tienen hasta 6 veces más probabilidad de morir que los ocupantes del vehículo más pesado [96]. Estudios del NHTSA indican que los accidentes de coche contra LTVs suponen el 50% de los accidentes entre vehículos con fallecidos. Y en esos accidentes con muertes, el 81% de los fallecidos eran

² Los *Light trucks and vans* incluyen los vehículos tipo SUV, furgonetas y camionetas

los ocupantes del vehículo de pasajeros [66]. Para ilustrar la distinta probabilidad de sufrir heridas graves según el tipo de vehículo se incluye la Tabla 1.1. En ella se muestra la relación entre las probabilidad de que los conductores sufran heridas mortales en accidentes de vehículos de pasajeros según el tipo de vehículo con el que colisiona y la configuración del accidente.

Tabla 1.1 Ratio de conductores fallecidos según el tipo de vehículo impactante en colisiones contra vehículos de pasajeros [66].

Tipo de vehículo impactante	Conductores fallecidos en vehículo impactante/ Conductores fallecidos en vehículo impactado	
	Impacto frontal	Impacto lateral
Furgoneta	1:6	1:23
Camionetas	1:5,3	1:17
SUV	1:4,1	1:20
Monovolumen	1:3,3	1:16
Camioneta pequeña	1:1,6	1:11
Pasajeros	-	1:6

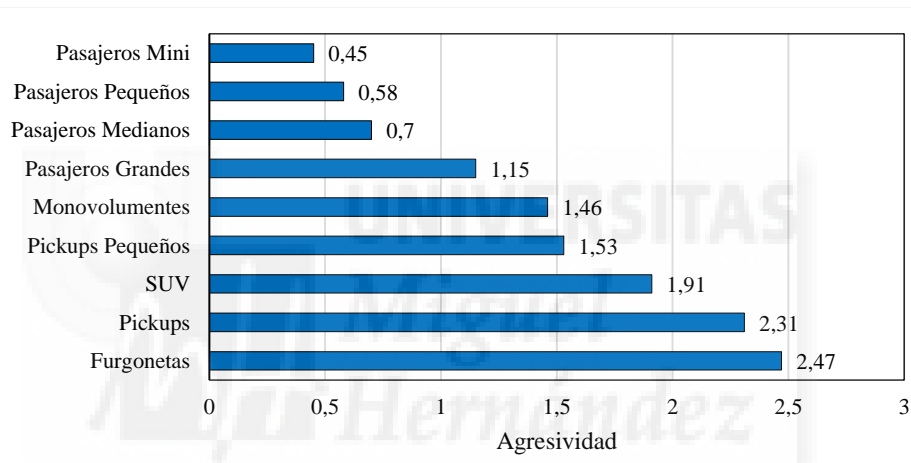


Figura 1.4 Agresividad según la categoría de vehículo. Datos de entre 1991 y 1994 en Estados Unidos [66].

El peso del vehículo no es el único factor que determina la agresividad de un vehículo. Hay vehículos de pasajeros medianos (por ejemplo un Ford Taurus) que tienen la misma masa que las camionetas pequeñas (por ejemplo un Ford Ranger), sin embargo, las camionetas presentan en torno al doble de agresividad que los coches medianos como se ilustra en la Figura 1.4. Esta diferencia en la agresividad puede explicarse por la mayor rigidez y altura del frontal de las camionetas.

Una valiosa fuente de datos acerca de accidentes reales es el *National Automotive Sampling System* (NASS). Con este sistema, el NHTSA lleva recopilando datos sobre accidentes desde hace más de una década, investigando en detalle cerca de 5000 accidentes al año en los que están involucrados vehículos de pasajeros, camiones ligeros, SUV's y furgonetas. Los investigadores obtienen datos del lugar del accidente, estudian las evidencias tales como: marcas de neumáticos, derrames de aceites y líquidos, guardarrailes doblados, cristales rotos, etc. Luego localizan el vehículo involucrado en el accidente y lo fotografían, miden los daños ocasionados e identifican los lugares del habitáculo que han podido ser impactados por los ocupantes y, por último, localizan a los ocupantes y recogen sus historiales médicos y determinan la naturaleza y la severidad de las heridas manteniendo siempre la confidencialidad.

Esa información es utilizada por el NHTSA con varios propósitos, entre los que se encuentran:

- Evaluar en estado general de la seguridad vial y detectar la existencia de posibles problemas.
- Obtener información detallada del comportamiento de los vehículos durante los accidentes.
- Evaluar la seguridad de los vehículos y los diseños.
- Aumentar el conocimiento sobre la naturaleza de los daños producidos durante el accidente, así como la relación entre el tipo y severidad del accidente con las lesiones producidas en las víctimas.
- Evaluar la eficacia de los programas de prevención de accidentes, consumo de alcohol, etc.

Los datos del NASS muestran que los impactos con solapamiento parcial en el lado izquierdo representan el 34% de las colisiones frontales. Mientras que los impactos con solapamiento parcial por la derecha representan el 35% y los accidentes con solapamiento total alrededor del 22% de los impactos frontales. El 9% restante corresponde a los accidentes llamados "oblicuos" en los que el daño es producido en el lado contrario al de la procedencia del vehículo impactante.

Stucki [200] realizó un estudio para determinar las mejores condiciones para el ensayo de colisión frontal con offset a partir de datos experimentales del NASS. Llegó a la conclusión de que para los conductores, el escenario de colisión frontal con mayor frecuencia y con mayor riesgo de lesiones graves es el impacto de vehículo contra vehículo (VtV) con solapamiento parcial por la izquierda. El tipo de lesión con mayor riesgo en este escenario son las lesiones en las piernas. Además, las lesiones en las piernas son más graves en el impacto con solapamiento parcial que en el impacto frontal con solapamiento total debido a la intrusión producida en el habitáculo. Para ilustrar la diferencia de frecuencia de este tipo de lesiones en los dos modos de accidente se muestra la Figura 1.5. En ella se muestra el porcentaje de vehículos que han sufrido una intrusión mayor a 150 mm para cada tipo de colisión. Se asume normalmente que una intrusión mayor a 150 mm compromete la integridad del habitáculo y conlleva a lesiones graves [87]. Por todo ello, la reducción de la lesión en las piernas debe ser uno de los objetivos del ensayo de impacto frontal con solapamiento parcial.

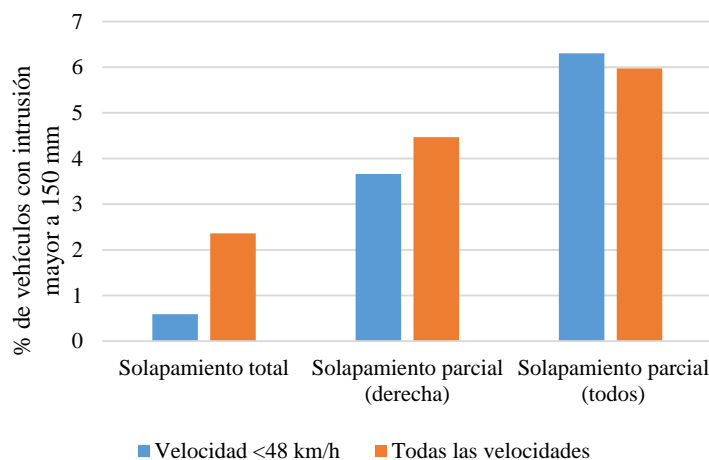


Figura 1.5 Porcentaje de vehículos con intrusión mayor de 150 mm por cada tipo de colisión (Adaptado de [200]).

Como se muestra en la Figura 1.6, a velocidades de 48 km/h o menores, el riesgo de padecer lesiones leves es mayor en los modos de impacto con solapamiento bajo que en el modo de solapamiento total, un 8,6% frente a un 5,2% de riesgo en el segundo escenario. A estas mismas velocidades, la probabilidad del conductor de sufrir lesiones graves es muy parecida para ambos modos de colisión frontal (2,3 y 2,2%). Mientras que la probabilidad de fallecer a estas velocidades es del 0% en el choque con solapamiento total y del 0,2% en las colisiones con solapamiento parcial bajo.

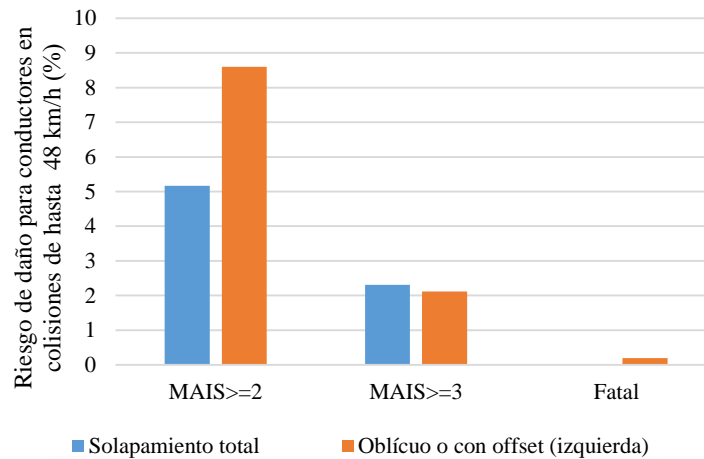


Figura 1.6 Riesgo de sufrir lesiones o perecer para el conductor de un vehículo en distintas configuraciones de impacto frontal. Velocidades de 48 km/h o inferiores (Adaptado de [200]).

1.4 Ensayos de impacto

Los diseñadores intentan optimizar los diseños de las carrocerías para que, combinadas con los demás sistemas de seguridad pasiva, se minimicen las lesiones sufridas por los ocupantes de los vehículos. Para la optimización se requiere el estudio de las zonas de deformación de la estructura y de las conexiones entre los distintos elementos de los vehículos. También se debe estudiar la influencia en los daños sufridos por los ocupantes de los pulsos de deceleración en el habitáculo para hacerlos lo más favorables posible y diseñar los sistemas de retención. La efectividad de los cambios en el diseño de la estructura y de los elementos de seguridad debe ser evaluada mediante algún método y además, se deben establecer unos criterios de seguridad mínimos para que un vehículo pueda circular.

La forma más habitual de valorar la protección que ofrecen los vehículos es mediante ensayos de impacto. Los procedimientos de ensayo se desarrollan tomando como fuente los datos de accidentes y de ensayos de referencia (*baseline test* en la literatura inglesa) realizados en laboratorios con vehículos que se encuentran en el mercado en ese momento. Cada vez que se implanta un nuevo procedimiento de ensayo o reglamentación los fabricantes adaptan los diseños de sus vehículos para conseguir cumplir los nuevos requisitos. Esto hace que, tras la implantación de una nueva reglamentación, el diseño y características del parque automovilístico varíen. Con el tiempo, los vehículos disponibles en el mercado tendrán un comportamiento durante una colisión distinto al de los vehículos en base a los cuales se desarrolló la reglamentación. Por ende, los

procedimientos de ensayo deben ser revisados periódicamente para adaptarlos a la evolución del parque automovilístico.

Además de los ensayos de impacto definidos en la reglamentación, los cuales son obligatorios para la homologación de algunos vehículos, los ensayos incluidos en los programas de evaluación de la seguridad para consumidores (*Consumer Safety Ratings* en la literatura inglesa) también han incentivado la mejora de la seguridad de los vehículos. La demanda por parte de los consumidores de vehículos más seguros sirvió como catalizador para la creación en 1979 del US NCAP. Desde entonces han aparecido una decena de programas de *rating* alrededor del mundo (Europa, Korea, Japón, Australia, Latinoamérica, etc.) [214]. En ocasiones, los programas NCAP son más completos y tienen criterios de daño biomecánicos más restrictivos que los requeridos por la legislación y no es raro encontrar vehículos que cumplen con la normativa de un país y sin embargo consiguen una o ninguna estrella en el programa de valoración de dicho país. En la Figura 1.7 se muestra la evolución de la valoración de los vehículos en los primeros cinco años tras la implantación de los programas Euro NCAP y Latin NCAP. En ella queda patente la influencia de estos programas en la mejora de la seguridad de los vehículos.

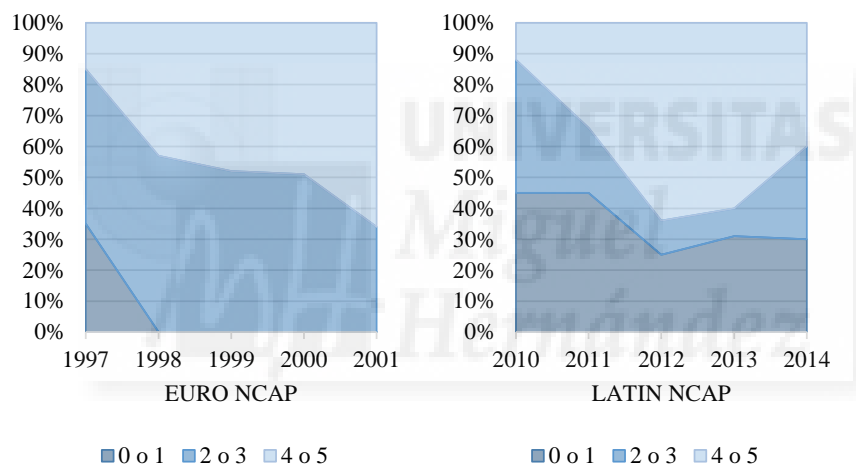


Figura 1.7 Evolución de la valoración de los vehículos en los primeros cinco años tras la implantación de los programas Euro NCAP y Latin NCAP [214].

La configuración de impacto que se utiliza en un ensayo debe reproducir una tipología de accidente que sea estadísticamente representativa de aquellas situaciones en las que se producen fallecidos y heridos graves. De otro modo, la evolución en los sistemas de seguridad pasiva de los vehículos no tendría una repercusión importante en la reducción de la mortalidad. Los ensayos de impacto también deben reproducir las condiciones de aceleraciones de los ocupantes y los esfuerzos en las estructuras del vehículo que se producen en dichos accidentes. Esto implica, que las barreras deformables utilizadas en los ensayos de impacto deben replicar el comportamiento durante la colisión de las estructuras de los vehículos.

Ensayos de impacto frontal

Como se ha mencionado anteriormente, los ensayos de colisión frontal se utilizan para evaluar la protección de los ocupantes ante una colisión frontal. En dichos ensayos se suelen utilizar maniqués antropomórficos equipados con múltiples sensores que permiten comprobar el buen funcionamiento de los sistemas de

retención, de los airbags y evaluar los niveles de aceleración y esfuerzo a los que están sometidos los ocupantes así como la intrusión producida en el habitáculo.

Existen distintas configuraciones de ensayo de impacto frontal que permiten evaluar distintos aspectos de la protección de los ocupantes, las cuales se analizan con mayor detalle en el siguiente capítulo. No obstante, las tres configuraciones de ensayo más importantes son: el ensayo contra muro rígido con solapamiento total y los ensayos de impacto con solapamiento parcial, bien contra muro rígido o bien contra barrera deformable.

En Estados Unidos los nuevos modelos deben someterse al ensayo de colisión frontal prescrito en la norma el FMVSS 208 [153]. Este ensayo consiste en lanzar el vehículo contra un muro rígido a una velocidad de 48 km/h o superior con solapamiento total y con una trayectoria perpendicular a dicho muro. El programa US NCAP incluye un ensayo con similar configuración pero con una velocidad de impacto de 56 km/h con el objetivo de conseguir unos niveles de aceleración e intrusión en el habitáculo mayores.

El IIHS realiza dos ensayos de colisión frontal: uno con muy bajo solapamiento contra un muro rígido [101] y otro contra barrera deformable y solapamiento moderado [99]. En el primero el vehículo es lanzado contra un muro de acero como el mostrado en la Figura 1.8 derecha a una velocidad de 64,4 km/h con un solapamiento del 25%. En la segunda configuración de ensayo, el vehículo es lanzado contra una barrera con un frontal deformable a una velocidad de 64,4 km/h con un solapamiento 40%. El desarrollo del frontal deformable utilizado en este tipo de ensayos será abordado en el siguiente capítulo.

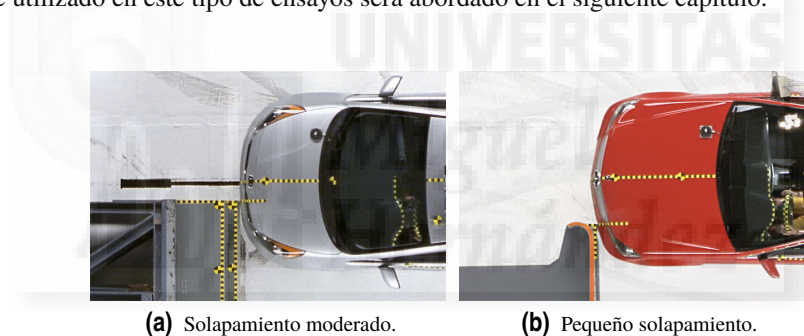


Figura 1.8 Configuraciones de ensayo de impacto frontal del IIHS.

En Europa se realiza para la homologación de los vehículos de pasajeros el ensayo de impacto conforme al Reglamento CEPE/ONU 94 [29]. Este reglamento ha sustituido a la Directiva Europea 96/79/CE y prescribe un ensayo de colisión frontal contra barrera deformable con un solapamiento del 40% a una velocidad de 56 km/h o superior. En el programa Euro NCAP también se realiza el ensayo contra barrera deformable con solapamiento del 40% pero a una velocidad de 64 km/h [52] y un ensayo con solapamiento total contra muro rígido a 50 km/h [51].

Se ha mencionado ya que los fabricantes modifican sus diseños para mejorar su comportamiento en los ensayos de impacto. De acuerdo con publicaciones de IIHS, existen principalmente tres estrategias para mejorar la protección en el ensayo del IIHS con bajo solapamiento: reforzar el compartimento de los ocupantes para asegurar el espacio de supervivencia, añadir nuevos elementos a la estructura para conseguir un eficaz contacto con la barrera (véase la Figura 1.9) o crear nuevas trayectorias para las cargas producidas durante el choque. En el caso del ensayo con bajo solapamiento, los niveles de aceleración producidos se ven mejorados al aumentar la masa del vehículo, de ahí la importancia de combinar distintos ensayos para evitar que las

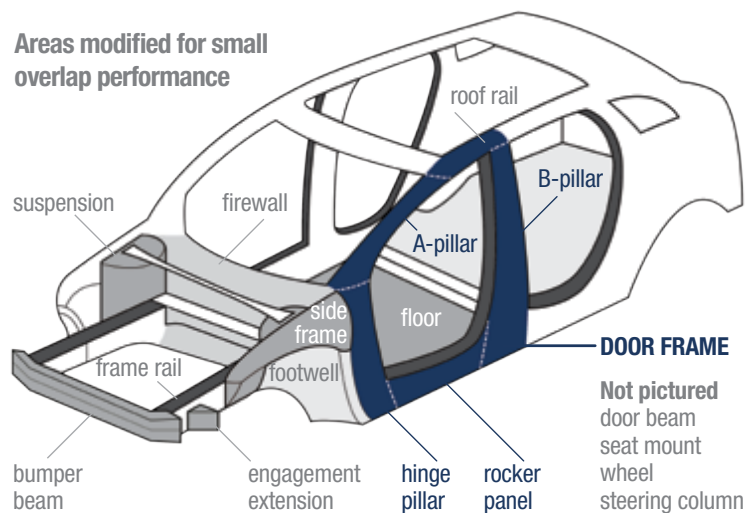


Figura 1.9 Áreas modificadas para mejorar el comportamiento durante el ensayo con bajo solapamiento del IIHS [98].

medidas adoptadas para mejorar el resultado en un ensayo perjudiquen en otros tipos de condiciones o aumenten la agresividad del vehículo.

Aparte de los mencionados, existen otras propuestas menos extendidas de ensayos de colisión frontal que han surgido con el objetivo de mejorar la seguridad de los vehículos. Es el caso del ensayo propuesto por el NHTSA con barrera móvil deformable con bajo solapamiento e impacto oblicuo (OMDB) [184], del ensayo con barrera móvil progresiva deformable (MPDB) [219] y del nuevo ensayo del Reglamento 137 (fecha de entrada en vigor de 9 de junio de 2016) para el choque frontal enfocado a los sistemas de retención del vehículo.

Ensayo de impacto lateral

Alrededor de un cuarto de las muertes y el 40% de las lesiones graves en vehículos de pasajeros ocurren en accidentes con colisión lateral. A mediados de los 90, los fabricantes de vehículos comenzaron a instalar airbags laterales y a reforzar las estructuras laterales de los vehículos para asegurar el espacio de supervivencia de los ocupantes. En esa misma época, se incluyeron en los programas de valoración de la seguridad para consumidores ensayos de impacto lateral con barrera móvil deformable y ensayos de impacto contra poste [214]. A mediados de esa década, en EE.UU. se introdujo el ensayo de impacto dinámico prescrito en el FMVSS214 [109] y, en Europa, entró en vigor la Directiva 96/27/CE sobre la protección de los ocupantes de los vehículos en caso de colisión lateral [54]. Más tarde, en 2003, el IIHS desarrolló su propio ensayo de impacto con una barrera deformable propia para reproducir mejor las condiciones de un impacto lateral de un SUV o camioneta [100].

En el ensayo de impacto lateral del US NCAP y del FMVSS 214-D se utiliza la misma barrera deformable la cual impacta alineada perpendicularmente con el lateral del vehículo de estudio con una trayectoria que forma 27° con el eje longitudinal de la barrera (véase la sección 2.2 para mayor información). La diferencia entre ambos ensayos radica en la velocidad de impacto: 62 km/h para el ensayo del US NACP frente a los 54 km/h del ensayo FMVSS 214-D. En Europa, el ensayo de impacto lateral con barrera deformable sigue la configuración definida en el Reglamento CEPE/ONU 95, es decir un impacto perpendicular a 50 km/h, con

la trayectoria de la barrera perpendicular a su eje longitudinal. Aunque inicialmente tanto el programa de *rating* como la normativa europea utilizaban la misma barrera deformable, recientemente se desarrolló la nueva AE-MDB para su incorporación en el Reglamento 95, aunque esta finalmente no fue incorporada. En el ensayo Euro-NCAP se usa actualmente una modificación de la AE-MDB.

Además de los ensayos de impacto lateral con barrera móvil deformable, en algunos programas NCAP se realiza también un ensayo de impacto contra poste. Este impacto suele ser oblicuo a una velocidad de 32,2 km/h. En Estados Unidos se realiza un ensayo de impacto contra poste obligatorio definido en el FMVSS 214 que también se utiliza en la FMVSS 201 "*Occupant Protection in Interior Impact*". La velocidad de impacto prescrita en el ensayo FMVSS es de 32 km/h o superior, y la configuración es similar a la del US NCAP, por lo que un ensayo realizado para el programa de *rating* puede valer también para evaluar los requisitos de las normas FMVSS. El ensayo contra poste complementa en cierta medida el ensayo con barrera deformable móvil. Normalmente la barrera móvil del FMVSS y del US NCAP golpea por debajo de la cabeza del dummy, la ventana se rompe, y la cabeza sale por fuera de la ventana sin impactar contra nada. Por tanto los valores para los criterios de daño en cabeza (HIC) son muy bajos. Sin embargo, en los accidentes reales, los daños en la cabeza son la principal causa muerte en accidentes de colisión lateral mientras que los daños en el pecho son la principal causa de lesiones graves no mortales [154]. En alguno de los ensayos de impacto lateral contra poste, este está alineado con el centro de gravedad de la cabeza del dummy situado en la posición del conductor para asegurar que se evalúa la protección de la cabeza.



Figura 1.10 Imagen post-test de un ensayo de impacto lateral contra poste rígido.

La introducción de ensayos de impacto lateral ha tenido una repercusión en la mejora de la seguridad de los ocupantes. El IIHS estima la efectividad de las medidas para la protección ante impacto lateral, en especial airbags y cortinas laterales, en una reducción del 45 % de los conductores fallecidos en los vehículos con airbag de protección de cabeza y un 11 % de reducción en el caso de airbag de protección de torso [214]. Estos ensayos de impacto lateral contra poste se han incorporado en UNECE mediante el Reglamento 135, en vigor desde junio de 2015.

Ensayos de impacto para la protección de peatones

De acuerdo con el *World Health Organization*, en los países desarrollados, entre un 15 y un 20 % de las

muertes en las carreteras corresponden a los usuarios más desprotegidos: peatones y ciclistas. Esta cifra aumenta a más de un 30% en los países en vías de desarrollo [225]. Los ensayos de protección de peatones se incluyen en los programas Euro NCAP, Australasian NCAP y Japan NCAP. Estos protocolos de ensayo de sistemas de protección de peatones derivan del desarrollado por el EEVC Working Group 17 [58] y consisten básicamente en una serie de impactos contra el frontal del vehículo de unos elementos que simulan la cabeza, pelvis y piernas de los peatones.

En Europa, se realiza a los turismos, y vehículos industriales derivados de estos, de menos de 2500 kg una serie de ensayos de impacto para evaluar el nivel de protección hacia los peatones. Estos ensayos se realizan desde la entrada en vigor de la Directiva 2003/102/CE, cuyas prescripciones técnicas se detallan en la Decisión 2004/90/CE. Esta directiva fue reemplazada posteriormente por el Reglamento CEPE/ONU 127.

Estos ensayos de impacto promueven la creación de capós y paragolpes con mayor capacidad de absorción de energía y el desarrollo de elementos de protección como los airbags exteriores o capós desplegados.

La eficacia de la introducción de ensayos de impacto, aunque solo sea en los programas de valoración, queda demostrada al comparar el desempeño de los vehículos durante los ensayos de protección de peatones con los datos de accidentes reales. Distintos estudios demuestran la relación entre los resultados obtenidos en los ensayos de protección de peatones y la probabilidad de ese vehículo de producir lesiones graves en accidentes reales [156, 199].

En la actualidad se siguen desarrollando pruebas de choque, tanto a nivel reglamentario como en los ensayos de consumidores, para mejorar la protección de los ocupantes. En el futuro este desarrollo continuará no solo por las variaciones de la composición de la flota. También se están desarrollando nuevas reglamentaciones para los vehículos eléctricos y para los vehículos urbanos de menor masa, la categoría L.

2 Estado del Arte

Somos como enanos a hombros de gigantes. Podemos ver más, y más lejos que ellos, no por la agudeza de nuestra vista ni por la altura de nuestro cuerpo, sino porque somos levantados por su gran altura.

BERNARDO DE CHARTRES

El objetivo final de todos los procedimientos de ensayos de impacto es impulsar el desarrollo de medidas que permitan reducir el riesgo de muertes y lesiones los cuales, a pesar de los avances técnicos de hoy en día, siguen produciéndose en las carreteras. Para que un procedimiento de ensayo sea eficaz y conduzca al desarrollo de contramedidas adecuadas debe representar con precisión los fenómenos producidos durante los accidentes reales.

Las barreras deformables son muy utilizadas en la evaluación de la eficacia de estas contramedidas, y en definitiva en la evaluación de la seguridad de los vehículos, debido a su alta repetibilidad y su bajo coste en comparación con los ensayos vehículo contra vehículo (VtV). Además, en el caso de las barreras móviles, al tener una masa fija la energía cinética inicial de la colisión es siempre la misma y por tanto los procedimientos de ensayo con barrera deformable móvil permiten realizar ciertas comparaciones entre vehículos de distintos segmentos.

En este capítulo se realiza una revisión de las barreras utilizadas en los ensayos de impacto. Se estudian tanto las barreras utilizadas en los procedimientos de ensayo normalizados como algunas barreras que han sido propuestas por grupos de investigación que no han llegado a utilizarse en ninguna regulación. Además de la descripción de la barrera, se expone la configuración del impacto en la que se utiliza, el proceso de desarrollo, las ventajas y limitaciones de su uso.

2.1 Barreras para impacto frontal

2.1.1 Barrera deformables fijas

2.1.1.1 *Offset Deformable Barrier (ODB)*

La barrera deformable con solapamiento ODB (*Offset Deformable Barrier*) se utiliza en varios protocolos de ensayo:

- Reglamento 94 CEPE relativo a la protección de los ocupantes de vehículos en caso de colisión frontal [29]. Este es de obligado cumplimiento para vehículos de pasajeros en Europa desde 1995. Antes de la entrada en vigor de este reglamento la Directiva EU 96/79/EC definía un ensayo similar en el que se utilizaba una barrera con la misma geometría [55].
- EuroNCAP ha adoptado esta barrera y un protocolo de ensayo similar al del Reglamento 94 como parte de los ensayos para evaluar la seguridad de los vehículos [52]. Del mismo modo que en Europa, la barrera se utiliza en otros programas NCAP como por ejemplo: Latin-NCAP, Australasian-NCAP, Japan-NCAP, Korean-NCAP y US-NCAP.
- En Estados Unidos, la barrera ODB es utilizada en el procedimiento de ensayo FMVSS 208 Occupant Crash Protection [142]. Además de la evaluación de la protección de los ocupantes, el ensayo de impacto contra esta barrera se utiliza para la evaluación del montaje del parabrisas, intrusión en la zona del parabrisas y la integridad del sistema de alimentación ante impacto frontal.
- El Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) ha desarrollado un protocolo de ensayo, el Moderate Overlap Frontal Crashworthiness Evaluation Crash Test Protocol, en el cual se utiliza una barrera deformable similar a la utilizada por los organismos anteriores [99].

El procedimiento de ensayo de impacto frontal con solapamiento parcial y la barrera ODB fueron desarrollados por el Grupo de Trabajo 11 del *European Experimental Vehicles Committee* (EEVC WG 11) a principios de la década de 1990. Aunque en la década de 1960 ya se habían introducido los primeros requisitos de comportamiento ante impacto, los miembros del EEVC estaban de acuerdo en que era necesario mejorar aún más la protección durante un impacto frontal. Para ello, era necesario introducir un ensayo que incluyera maniqués instrumentados y se basase en criterios biomecánicos para la evaluación de la protección de los ocupantes [126]. En lugar de modificar la normativa existente, el Reglamento 33 CEPE, iniciaron el desarrollo de un ensayo nuevo que más tarde derivó en el actual Reglamento 94 CEPE. Además, pensando en la necesidad de una futura armonización internacional, se invitó a participar en el desarrollo a organismos de Estados Unidos, Canadá, Japón y Australia.

Los choques frontales eran la mayor causa de lesiones graves y muertes en Europa, suponiendo entre el 40 y 60% de los impactos con lesiones graves. Por otro lado, en el 75% de los casos solo uno de los miembros longitudinales de la parte delantera del chasis estaba implicado en la absorción de la energía de impacto. Lo que sugería que un choque con solapamiento parcial era la configuración de ensayo más realista.

Por otro lado, un ensayo con solapamiento parcial permite evaluar mejor la intrusión producida en el habitáculo que un ensayo con solapamiento total. Hay que destacar que la intrusión es uno de los factores a tener en cuenta para valorar los posibles daños ocasionados a los ocupantes durante un accidente.

En cuanto a la barrera que se debía utilizar, el EEVC WG 11 determinó que la barrera debía tener una rigidez homogénea a lo largo de su anchura. La intención era que el ensayo reprodujese un amplio rango de configuraciones y no un solo tipo de accidente. Se temía que si las estructuras de los vehículos eran diseñadas para optimizar el comportamiento durante el impacto contra una geometría determinada, estas no tuviesen un buen comportamiento al impactar con otros tipos de vehículos o con distintos solapamientos.

Para la elección del solapamiento del ensayo se basaron en datos de accidentes, los cuales indicaban que la mayoría de las colisiones frontales se producían con un solapamiento de entre el 40 al 60%. La altura respecto el suelo a la que se debía colocar la barrera se eligió a partir de medidas del frontal de vehículos, obteniendo un valor de 200 mm. La altura del borde superior se eligió para que la mayoría de los coches no sobresalieran al impactar con la barrera.

Las dos principales propiedades de la barrera deformable que se debían definir eran su rigidez y su profundidad. Inicialmente, se partió de un bloque de honeycomb de aluminio con una rigidez al aplastamiento de 310 kPa (45 psi), la misma que el bloque principal de la barrera usada en el ensayo FMVSS 214 de impacto lateral [140].

El grupo de trabajo estudió mediante la realización de ensayos de impacto tres variantes de la barrera deformable. Una llamada "normal" que consistía simplemente en un bloque de honeycomb recubierto por una lámina de aluminio. Otra barrera a la que se le añadió otro bloque detrás más rígido para estudiar la influencia de la profundidad. Esta fue llamada "deep". Y otra barrera, similar a la "normal" pero con un elemento transversal que actúa de paragolpes fabricado en honeycomb de 1723 kPa (250 psi). Las medias de los bloques estudiados se muestran en la Figura 2.1.

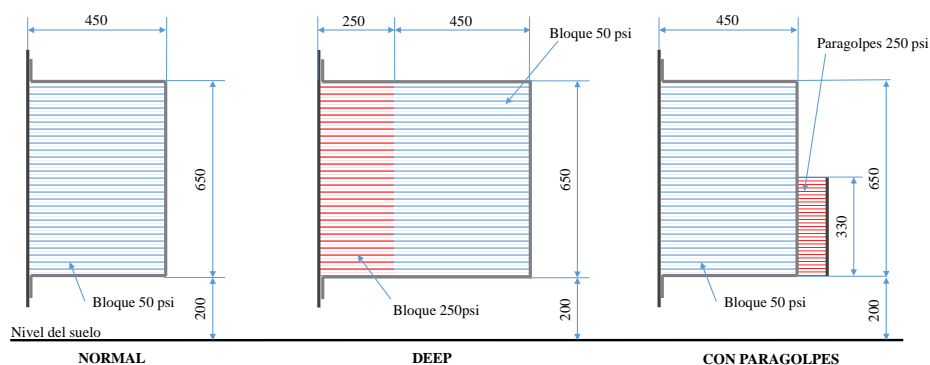


Figura 2.1 Distintas barreras consideradas por el EEVC WG 11 durante el desarrollo de la barrera ODB.

Durante la fase de desarrollo se realizaron 28 ensayos con distintas velocidades y solapamientos los cuales incluían ensayos de coche contra coche como referencia (ver Tabla 2.1). Para cubrir un amplio espectro de tipos de vehículos se utilizó: un vehículo de pasajeros pequeño (Fiat Uno), uno mediano (Peugeot 504), y uno grande (Ford Scorpio). El estudio de los resultados mostraba que un solapamiento demasiado alto producía aceleraciones en el habitáculo superiores a las obtenidas en los impactos de coche contra coche. Al disminuir

el solapamiento aumentaba la intrusión en el habitáculo. Tras estudiar la influencia de estos factores en la intrusión en el habitáculo, aceleraciones del vehículo y lesiones estimadas por los maniqués, se llegó a las siguientes conclusiones:

- Con la barrera normal la configuración de impacto que mejor reproducía la intrusión era 50% de solapamiento y a una velocidad 55 km/h. Los valores medidos con los maniqués más parecidos a los reales se conseguían con un 40% de solapamiento a 55 km/h.
- Para el vehículo más ligero, la configuración de impacto que mejor reproducía la severidad de un impacto real era 40% de solapamiento y a una velocidad 55 km/h.
- Para el vehículo medio, una velocidad de entre 55 y 60 km/h mostró ser el rango de velocidades más adecuado. Un solapamiento del 40% producía el mejor ajuste con los resultados del impacto coche contra coche.
- Para el Ford Scorpio, el vehículo de mayor masa, los resultados indicaban que un impacto con solapamiento del 40% a una velocidad de 55 km/h era la configuración más adecuada.

Tabla 2.1 Ensayos de impacto realizados por el EECWG 11 para la determinación de la configuración de impacto más adecuada.

Vehículo	Barrera	Velocidad (km/h)	Solapamiento (%)
Fiat Uno	car-to-car	50	50
			40
	Normal	60	50
			60
		50	40
			40
	deep	55	50
			40
	with bumper	60	40
			40
Peugeot 405	car-to-car	57.5	40
			40
		50	50
			60
	Normal	55	40
			40
		60	50
			40
	with bumper	55	40
			40
Ford Scorpio	car-to-car	50	50
			40
		60	50
			60
	normal		40
		55	50
		65	40
			40
	deep	55	40
			40
with bumper	65	50	
		40	

Respecto a las distintas geometrías de barrera consideradas (ver Figura 2.1), la más adecuada para reproducir el comportamiento durante un impacto entre los frontales de vehículos fue la barrera normal con paragolpes. La barrera alargada con un bloque trasero más rígido, denominada "Deep", se mostraba demasiado agresiva con los vehículos ligeros tanto al examinar la intrusión como las aceleraciones generadas. Cuando se utilizaba la barrera normal no se cargaba suficientemente el paragolpes del vehículo impactante produciendo una deformación excesiva en la zona del frontal por encima del paragolpes. Este efecto era más acusado con los vehículos ligeros. Además, en algunos casos la barrera sin paragolpes se mostraba demasiado blanda al examinar la intrusión en el habitáculo. Todo ello indicaba que había que rigidizar la parte de la barrera deformable que contactaba con el paragolpes.

2.1.1.2 Full Width Deformable Barrier (FWDB)

La barrera FWDB fue diseñada con el objetivo de conseguir que durante el ensayo de colisión frontal con solapamiento total el paragolpes se cargase de una forma más parecida a como sucede en un ensayo vehículo contra vehículo. Además, al introducir un elemento deformable entre el vehículo y el muro rígido, no se producen los niveles de aceleración en el motor tan altos con lo cual, las fuerzas estructurales cobran mayor peso en la fuerza medida en la barrera [42].



Figura 2.2 Vistas de la *Full Width Deformable Barrier* (FWDB).

Por tanto, la deformación en el vehículo es diferente en el ensayo con el frontal deformable y en el ensayo sin él, sobre todo en los largueros frontales inferiores y en el travesaño del paragolpes. La aceleración máxima en el habitáculo es ligeramente inferior en el caso de la barrera FWDB. Sin embargo el valor de aceleración en el primer tramo es distinto, lo que produce que los sistemas de retención se pueden activarse en instantes distintos. Este es uno de los posibles beneficios del uso de la barrera FWDB, que produzca la activación los sistemas de retención y airbags de una forma más realista. No obstante, no hay datos experimentales que hagan pensar que exista un problema de una activación demasiado tardía de los actuales sistemas de retención en los accidentes reales. El EEVC WG15 no encontró diferencias significativas en los valores de daño registrados en los maniqués entre los ensayos con barrera deformable y sin ella.

La velocidad de ensayo propuesta para el uso de esta barrera fue de 56 km/h por dos motivos. El primero es que el análisis de los datos de accidentes mostró que con esa velocidad se cubría un gran porcentaje de los accidentes de colisión frontal en los que se producían lesiones graves y fallecimientos de ocupantes con el cinturón de seguridad abrochado. El segundo motivo fue que esta era la velocidad utilizada en el ensayo FMVSS 208. Parecía adecuado armonizar las velocidades de ensayo para facilitar la tarea de los diseñadores.

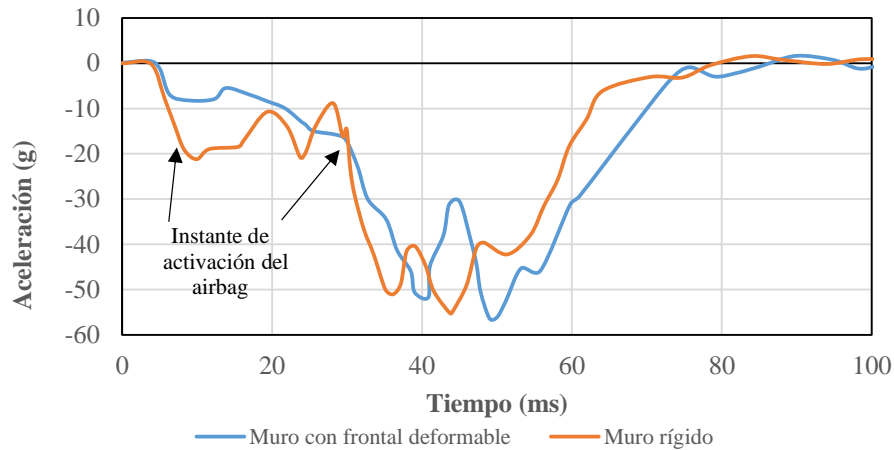


Figura 2.3 Aceleraciones obtenidas en los ensayos contra muro rígido con solapamiento total y barrera FWDB con el vehículo Supermini 2. Adaptado de [42].

El diseño de la FWDB fue propuesto por el Transport Research Laboratory (TRL). Consiste en un frontal deformable de 750 mm de alto por 2000 mm de ancho. Está constituido por dos capas de honeycomb de 150 mm de profundidad cada una. La delantera es un bloque continuo de 340 kPa de resistencia al aplastamiento y la segunda capa está formada por bloques de 1710 kPa. La segunda capa está segmentada en bloques de 125 x 125 mm. El muro rígido sobre el que se instala esta barrera suele estar equipado con células de carga. Esta barrera ha sido utilizada para el estudio de distintas métricas de compatibilidad por algunos investigadores [205].

2.1.1.3 Progressive Deformable Barrier (PDB)

La barrera ODB se desarrolló a inicios de la década de los 90 y su diseño fue adaptado a los vehículos de aquella época. Sin embargo, las características de los vehículos han evolucionado desde entonces debido, entre otras causas, a la introducción de los programas de *rating* y de nuevas normativas como la de protección de peatones. Algunos investigadores consideran que la barrera ODB se está quedando obsoleta respecto a los nuevos modelos de vehículos [39].

El problema es que los vehículos se modifican para optimizar el comportamiento en las configuraciones de los ensayos de impacto, pero no durante las colisiones de coche contra coche. Como la barrera ODB fue diseñada para vehículos menos pesados y menos rígidos que los actuales, y que la energía máxima que puede absorber no depende de la masa del vehículo, ocurre que en algunos ensayos con vehículos de grandes dimensiones la longitud aplastable de la barrera ODB se agota por completo. En estos casos el ensayo es más severo que para los vehículos ligeros. Si se pretende conseguir un mismo nivel de protección de los ocupantes se debe rigidizar el frontal, lo que hace que el vehículo sea más agresivo.

Por este motivo, el EEVC WG 15 propuso una actualización de la barrera deformable conocida como *Progressive Deformable Barrier* (PDB) [59]. En la Figura 2.4 se pueden comparar ambas barreras.

El frontal deformable de esta barrera, de 1000 mm de ancho por 700 mm de alto, consta de 5 elementos de honeycomb de distintas resistencias. Existe un bloque delantero de rigidez homogénea (340 kPa) que ocupa toda la sección transversal de la barrera y tiene una profundidad de 250 mm. Separado de este bloque por una

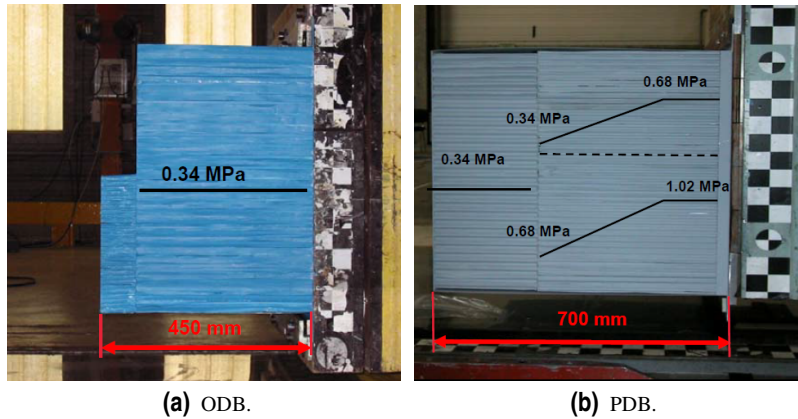


Figura 2.4 Vista lateral de las barreras ODB y PDB.

placa de aluminio de 0,5 mm de espesor se encuentra un bloque de honeycomb de rigidez variable como el mostrado en la Figura 2.4 b. En la parte delantera hay una placa de 1,5 mm de aluminio. Estos elementos están recubiertos frontal, superior e inferiormente por una placa de aluminio de 0,8 mm. En su parte trasera tiene una placa de aluminio de 3 mm de espesor (véase la Figura 2.5) [212]. Este diseño permite que el ensayo de colisión frontal con solapamiento parcial tenga una severidad parecida para vehículos con distinta masa [39].

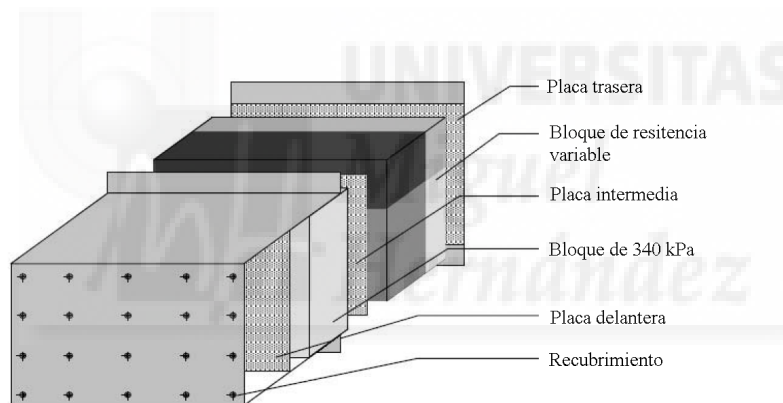


Figura 2.5 Elementos de la barrera PDB [59].

Mientras que la barrera ODB se utiliza normalmente con una configuración de choque de 56 km/h y un solapamiento del 40%, el EEVC WG 15 recomienda para la PDB una velocidad de 60 km/h y un solapamiento de 50% [39].

2.1.2 Barreras deformables móviles

Takizawa y otros [205] proponen una barrera móvil con un frontal deformable de características similares a las de la FWDB y equipada con células de carga. La barrera propuesta tiene una masa de 2200 kg, parecida a la de un SUV y es denominada como *Load Cell Mobile Deformable Barrier* (LCMDB). Al comparar los resultados de ensayos de colisión frontal con solapamiento total entre un SUV y las barreras FWDB y LCMDB, se observó que las deformaciones producidas en el frontal del vehículo eran similares en ambos escenarios. Los valores de los parámetros de daño registrados por los maniqués también eran similares.

Se observaron diferencias en los pulsos de aceleración del vehículo, en el caso de LCMDB, el pulso de

aceleración fue más corto aunque la energía cinética inicial fuera la misma. Las velocidades de colisión fueron elegidas para que la energía de impacto fuera la misma en ambos escenarios. En el caso de la FWDB: velocidad del vehículo fue de 56 km/h. En el caso de la LCMDB: tanto la velocidad del vehículo como de la barrera móvil fue de 40 km/h.

Existe otra propuesta de Takizawa y otros de barrera móvil con frontal deformable para ensayo con solapamiento parcial [205]. Esta consiste en un frontal deformable como el que se muestra en la Figura 2.6 instalada sobre un carro equipado con células de carga.



Figura 2.6 Propuesta de Takizawa de barrera deformable móvil para impacto frontal con solapamiento parcial

El frontal tiene unas dimensiones de 700 mm de alto, 1000 mm de ancho y 700 mm de profundidad. Está constituido por dos bloques de honeycomb. El delantero con una resistencia al aplastamiento de 300 kPa y 200 mm de profundidad. En segundo, con 500 mm de profundidad, tiene una resistencia al aplastamiento que varía linealmente entre los 300 kPa y los 700 kPa. Volker utiliza en sus investigaciones una barrera con un frontal similar a la que denomina MPDB (*Mobile offset progressive deformable barrier*) [219]. La profundidad de la barrera es 160 mm mayor que la barrera ODB para evitar que se aplaste por completo el honeycomb. El objetivo era sustituir a la barrera ODB en ensayos a 80 km/h. Estos ensayos a mayor velocidad se solían realizar sin maniqués y se evaluaba principalmente la intrusión en el habitáculo. La rigidez de los elementos trasero se escogió a partir de las curvas de fuerza-desplazamiento de varios vehículos. Simplemente, escogieron tres ensayos contra barrera FWDB de vehículos de categorías distintas. A partir de la curva de fuerza-desplazamiento y la sección transversal calcularon la presión ejercida sobre la barrera para distintos niveles de desplazamiento y con ello calcularon la resistencia al aplastamiento que debía tener el nuevo frontal.

Esta barrea fue lastrada con el peso típico de un SUV y se hizo impactar frontalmente contra un vehículo de pasajeros con un solapamiento del 40% y una velocidad relativa de 100 km/h. En comparación con una colisión de similares características entre vehículos, la barrera móvil propuesta por Takizawa produce mayores daños en los ocupantes del vehículo contra el que impacta mientras que las deformaciones en el vehículo son similares. Takizawa considera que el uso de esta barrera puede cargar la estructura de los vehículos de forma más realista que la barrera ODB para altas velocidades de impacto.

2.1.3 Barrera deformable móvil para impacto oblicuo OMDB

En 2009 el NHTSA realizó una investigación que pretendía buscar las causas de las muertes en colisiones frontales en los casos en los que los vehículos estaban equipados con airbag y los ocupantes llevaban puesto el cinturón de seguridad [18]. El estudio concluyó que, excluyendo los accidentes extremadamente severos, la principal causa de fallecimientos en las colisiones frontales era la falta de compatibilidad estructural entre el vehículo y el elemento con el que colisiona: colisiones oblicuas con otros vehículos, colisiones con partes traseras de camiones en las que el sistema de protección anti-empotramiento no actúa adecuadamente y colisiones con objetos estrechos.

Otros estudios anteriores ya indicaban que la introducción de un test de ensayo frontal oblicuo con solapamiento parcial podría ser útil para mejorar la seguridad de los vehículos [160, 161].

En respuesta a aquellos resultados, la NHTSA comenzó el desarrollo de un protocolo de ensayo que reprodujese las condiciones de un impacto entre dos vehículos con una pobre interacción estructural. El resultado fue un protocolo de ensayo consistente en el impacto frontal oblicuo entre un vehículo y una barrera deformable móvil [144]. La barrera, conocida como *Oblique Moving Deformable Barrier* (OMDB), tiene un peso de 2486 kg y se hace impactar contra un vehículo estacionario a una velocidad de 90 km/h con un ángulo de 15° y con un solapamiento del 35%. La configuración de ensayo se muestra en la Figura 2.7. Para la determinación de la configuración los investigadores se basaron en datos de accidentes reales (NASS) los cuales indicaban que en el 67% de las colisiones frontales con lesiones graves se habían producido con un solapamiento inferior al 50% y en el 95% de los casos el cambio de velocidad o ΔV permaneció por debajo de 60 km/h. Finalmente, la velocidad de impacto y la masa fueron escogidas con el objetivo de que la colisión producida tuviera una severidad parecida al del ensayo frontal del NCAP. Este ensayo tiene fines

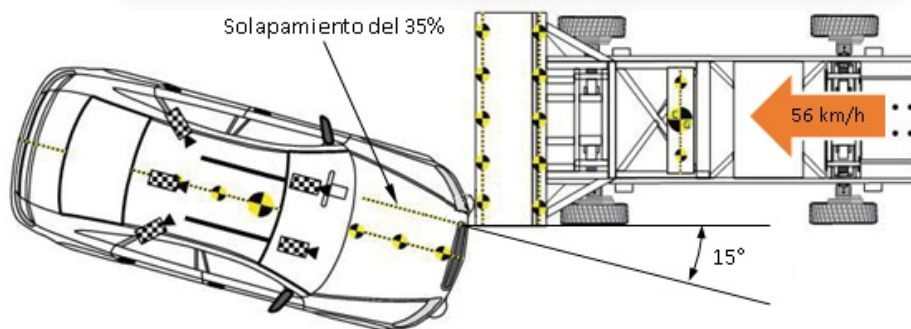


Figura 2.7 Configuración de impacto oblicuo con barrera deformable móvil del NHTSA.

exclusivamente de investigación y no se aplica de manera obligatoria en la homologación de los vehículos. De hecho, la barrera utilizada en dicho protocolo de ensayo es conocida también como *Research Moving Deformable Barrier* (RMDB) [181]. Una de las diferencias entre este protocolo de ensayo y el utilizado en impacto frontal del *New Car Assessment Program* (NCAP) contra barreras fijas es que, al utilizar una barrera móvil, la cantidad de energía es constante. Al hacer impactar siempre la misma barrera a la misma velocidad, la energía cinética es constante en todos los ensayos lo cual ayuda a la comparación de la seguridad de los

vehículo en impactados [184].

El desarrollo de la barrera OMDB comenzó con una serie de ensayos de colisión entre vehículos reales. Estos ensayos se utilizaron como base para entender la interacción entre los vehículos y la cinemática de los ocupantes. Después, los resultados de los ensayos VtV fueron comparados con los resultados obtenidos en ensayos de impacto de la FMVSS 214 MDB contra vehículos reales. La conclusión fue que esta barrera, utilizada en el ensayo de colisión lateral, necesitaba ciertas modificaciones para que pudiera producir resultados equivalentes a los vehículos reales en un choque frontal oblicuo con solapamiento parcial.

La barrera fue ensanchada para evitar daños en las ruedas del carro durante la colisión. Se añadió un sistema de suspensión para evitar rebotes a altas velocidades. La altura de la cara inferior del bloque de honeycomb fue disminuida para evitar el cabalgamiento de la barrera sobre el vehículo. La rigidez y el espesor del bloque de honeycomb del frontal de la barrera deformable fueron aumentados para evitar que este se aplastara por completo demasiado pronto [182]. Mediante modelos computacionales se estableció que el frontal deformable de la barrera debía estar constituido por dos bloques de honeycomb de aluminio: uno delantero y otro trasero. El delantero, debía tener un espesor de 300 mm y una resistencia al aplastamiento de 724 kPa, el trasero debía tener un espesor similar, 300 mm, y una resistencia al aplastamiento mayor: 1714 kPa. Las características de la barrera no fueron establecidas con el fin de simular el comportamiento de un vehículo específico o de reproducir un comportamiento medio, sino que fueron escogidas para corregir los problemas detectados en los ensayos con la FMVSS 214 MDB [181].

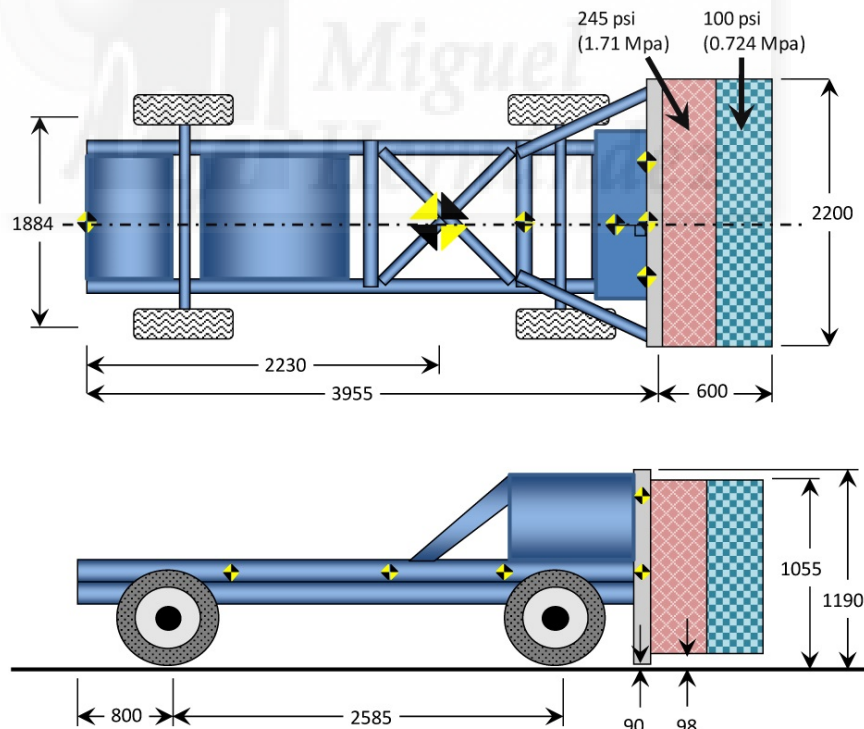


Figura 2.8 Dimensiones de la RMDB [181].

Al tener la RMDB un frontal con rigidez homogénea, la barrera distribuye la fuerza de impacto de forma más uniforme sobre el vehículo impactado a como lo harían los largueros longitudinales y el motor de un vehículo real. Para conseguir cargar la estructura del vehículo impactado de una forma más realista y someter

al pilar A y al panel frontal del habitáculo a mayores solicitaciones se cambió el solapamiento del 50 % inicial al 35 %. Finalmente, los resultados de los ensayos demostraron que la nueva barrera mejoraba, respecto a la FMVSS 214 MDB, el acuerdo con la aceleración producida en el vehículo impactado en los ensayos VtV. Existían algunas diferencia en la intrusión del pilar A y en la respuesta de los ocupantes [182, 181].

El objetivo final del protocolo de ensayo es el de ayudar al diseño de medidas para reducir los daños en los ocupantes y de proveer a los investigadores del NHTSA de una herramienta con alta repetibilidad.

Los ensayos de impacto con la barrera OMDB realizados sobre vehículos de los años 2010 y 2011 indican que todavía existe un potencial para introducir mejoras que ayuden a mitigar las lesiones y número de fallecidos en los accidentes reales con impacto frontal oblicuos incluso en los vehículos con buenas puntuaciones en los programas de valoración de la seguridad [183].

Se demostró que el ensayo con la OMDB tenía una repetibilidad similar a la del ensayo frontal contra muro rígido [183]. Una curiosidad digna de mención es que, durante el desarrollo, se realizaron ensayos de impacto con la OMDB contra el lado derecho y contra el lado izquierdo para estudiar su influencia. No se encontró que ningún lado de impacto de la barrera tuviera un riesgo significativamente mayor de causar lesiones más graves. Si se encontraron diferencias entre los daños ocasionados por la interacción con el airbag en el ocupante más cercano a la barrera y el más lejano debido, según los investigadores que realizaron el estudio, a la distinta forma en la que interaccionan con los airbag lateral y frontal al desplegarse [184].

Durante el desarrollo del protocolo de ensayo, además de los ensayos de impacto frontal oblicuo entre vehículos (VtV) y entre la barrera y los vehículos (MDBtV), se comparó el comportamiento de la RMDB con el comportamiento de vehículos reales en impactos de bajo solapamiento (*Small Overlap Impact* SOI). El comportamiento de la barrera deformable en esta configuración de choque no se correspondía con ningún vehículo ensayado [181]. En uno ensayos se vio que el larguero del vehículo impactado se clavaba en la barrera en lugar de deformarla. Este comportamiento, aunque no corresponde con la realidad de los impactos VtV solo se observó en uno de los ensayos [181]. En el ensayo oblicuo el ΔV , la intrusión máxima y el patrón de deformación producido fue muy similar a los ensayos VtV. En general, los ensayos MDBtV producen una duración de pulso inferior y una aceleración media superior a los ensayos VtV. Ello se puede deber a que la rigidez equivalente de la barrera es superior a la del frontal los vehículos. De hecho, se observó que en los ensayos con MDBtV la barrera estaba menos tiempo en contacto con el vehículo impactado que en el caso de los ensayos VtV.

En general, la comparación de los resultados de los ensayos de impacto frontal oblicuo VtV y MDBtV indicaban que aunque el pulso de aceleración tiene la misma forma, la barrera deformable produce un pulso más corto, con una aceleración media mayor, con un pico máximo más alto y más temprano. Respecto a los datos registrados en los maniqués, la cinemática de los ocupantes era similar en ambas configuraciones. La mayoría de los criterios de daño de los maniqués indicaban que los ensayos con barrera deformable eran más severos que los realizados con vehículos reales. La intrusión en el habitáculo era similar en ambos ensayos a excepción de la intrusión del pilar A. Esta diferencia en el pilar A producía deferencias en la forma y severidad del contacto con la cabeza de los maniqués.

Existen otros frontales deformables que han sido utilizados en barreras móviles en configuraciones de

choque de frontal oblicuos. Takizawa utiliza una barrea derivada del definida en la normativa FMVSS 214, pero con una anchura de 2000 mm y 700 mm de alto. Al igual que su barrera ODB móvil, la parte deformable está constituida por dos bloques de honeycomb. El delantero con una resistencia al aplastamiento de 300 kPa y 200 mm de profundidad. En segundo, con 500 mm de profundidad, tiene una resistencia al aplastamiento que varía linealmente entre los 300 kPa y los 700 kPa. Esta barrera es usada en ensayos frontales con un ángulo de 30° con una velocidad relativa entre coche y barrera de 100 km/h produce deformaciones en el vehículo y valores en los parámetros biomecánicos de daño de los ocupantes parecidos a los producidos en los ensayos VtV. Sin embargo, la cinemática del vehículo y de los ocupantes no es igual, siendo los pulsos producidos con la barrera más cortos que los reales.

2.1.4 Impacto frontal contra barreras rígidas

El ensayo de impacto contra muro rígido es uno de los más utilizados para la evaluación de la protección de los vehículos en todo el mundo. Este ensayo es utilizado por ejemplo en el FMVSS 208 y en los programas de NCAP.

El ensayo de impacto frontal contra muro rígido es capaz de reproducir los pulsos de deceleración en el habitáculo durante un accidente típico con colisión frontal. Lo cual sirve por ejemplo para evaluar la eficacia de los airbag frontales en este tipo de accidentes. Pero es, sin embargo, incapaz de reproducir la intrusión producida durante un accidente de VtV con solapamiento parcial lo que impide por ejemplo, que se pueda evaluar la reducción de las lesiones de las piernas. Como consecuencia, las agencias han decidido complementar el ensayo de colisión frontal contra muro rígido con un ensayo contra barrera deformable con solapamiento parcial.

El uso exclusivo de ensayos de impacto contra muro plano rígido puede conllevar el aumento de la rigidez del frontal de los vehículos más pesados, produciendo una pérdida en la compatibilidad del parque automovilístico [181].

Además de la configuración de impacto perpendicular contra muro rígido con solapamiento parcial, existen otras configuraciones como por ejemplo la requerida por en el FMVSS 208 contra barrera fija oblicua (*Fixed Oblique Barrier* FOB). Este ensayo se realiza a 48 km/h con un ángulo de 30° entre la barrera rígida y la trayectoria del vehículo.

El IIHS tiene implementado un procedimiento de ensayo contra barrera rígida con bajo solapamiento. El impacto consiste en un impacto frontal contra el frontal que se muestra en la Figura 1.8 con un solapamiento del 25 % a 64,4 km/h.

Vale la pena señalar que no solo se utilizan barreras rígidas fijas. En Estados Unidos se utiliza una barrera móvil con el frontal rígido, como la mostrada en la Figura 2.9, para la evaluación de la protección ante impacto trasero según el FMVSS 208 y para la evaluación de la integridad del sistema de combustible según el FMVSS 301. En Europa se utiliza una barrera móvil rígida para la homologación de vehículos en relación con la prevención de los riesgos de incendio según el Reglamento CEPE/ONU 34 y en relación a la protección en caso de colisión trasera según el Reglamento CEPE/ONU 32.

Existe también una versión de barrera móvil rígida definida por el *Research Council for Automobile Repairs* (RCAR) utilizada en impactos a baja velocidad (15 km/h). El objetivo de esta barrera, la cual se muestra en la Figura 2.9 c, es la estimación de los costes de reparación de las carrocerías [167].

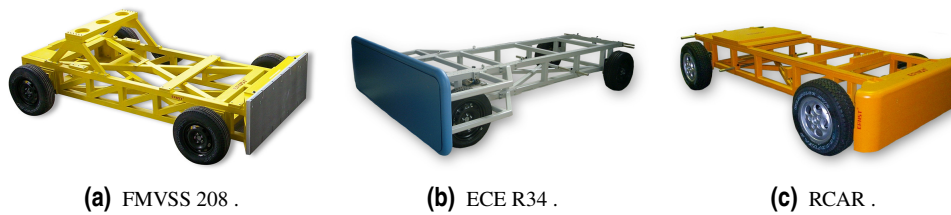


Figura 2.9 Barreras móviles rígidas.

2.2 Barreras para impacto lateral

2.2.1 EEVC MDB (Europea)

La primera propuesta en Europa de un procedimiento de ensayo de impacto lateral fue realizada por el EEVC en 1974 [60]. Esa primera propuesta ya se recomendaba el uso de maniqués de ensayo y una barrera móvil deformable (MDB). En 1988 se crea el EEVC Working Group 9 (EEVC WG 9) con el objetivo de desarrollar dicho procedimiento de ensayo [57].

De dicha propuesta derivó la regulación europea relativa a protección de ocupantes en caso de colisión lateral: la Directiva 96/27/CE y posteriormente el Reglamento CEPE/ONU 95 [30, 54]. En dichos actos reglamentarios se describen las condiciones de un ensayo de impacto en el que se utiliza la EEVC MDB:

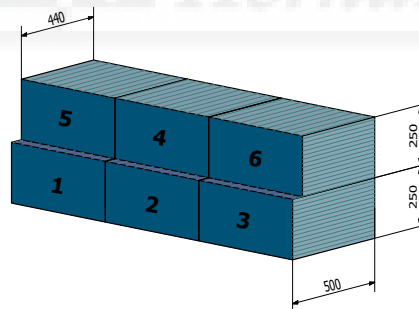


Figura 2.10 Esquema del frontal deformable de la barrera de la Directiva 96/27/EC.

Inicialmente, la Directiva 96/27/EC definía la barrera deformable únicamente fijando sus dimensiones (véase la Figura 2.10), las propiedades de algunos materiales y sus características de absorción de energía que debían tener durante el ensayo de certificación de la barrera. Aunque se indicaba que la cara deformable de la MDB debía estar fabricada en honeycomb de aluminio, dejaba la puerta abierta a otros materiales si se demostraba que producían los mismos resultados en el ensayo de certificación de la barrera.

El ensayo de certificación de la barrera EEVC MDB consiste en un impacto contra un muro rígido plano equipado con células de carga a una velocidad de 35 km/h. La Directiva prescribe unos límites superiores e inferiores entre los cuales debe encontrarse las curvas de fuerza-desplazamiento medidos durante dicho

ensayo de certificación. A estos límites se les conoce como corredores y se muestran en la Figura 2.11 y en la Figura 2.12. Cabe destacar que la velocidad establecida por la Directiva durante el ensayo del vehículo en el cual se pretende evaluar la protección era de 50 km/h, por tanto, distinta a la del ensayo de certificación de la barrera.

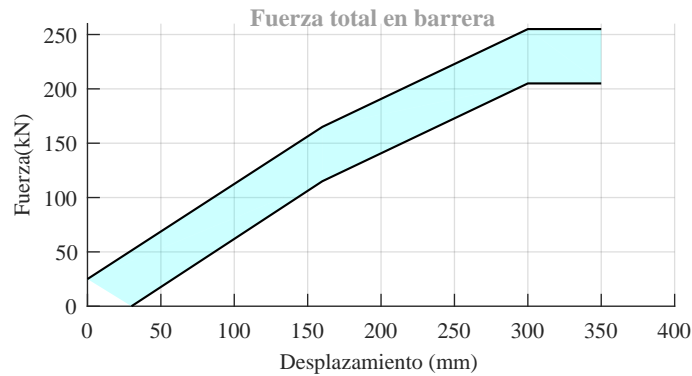


Figura 2.11 Corredor definido para la curva de fuerza total de la barrera de la Directiva 96/27/EC.

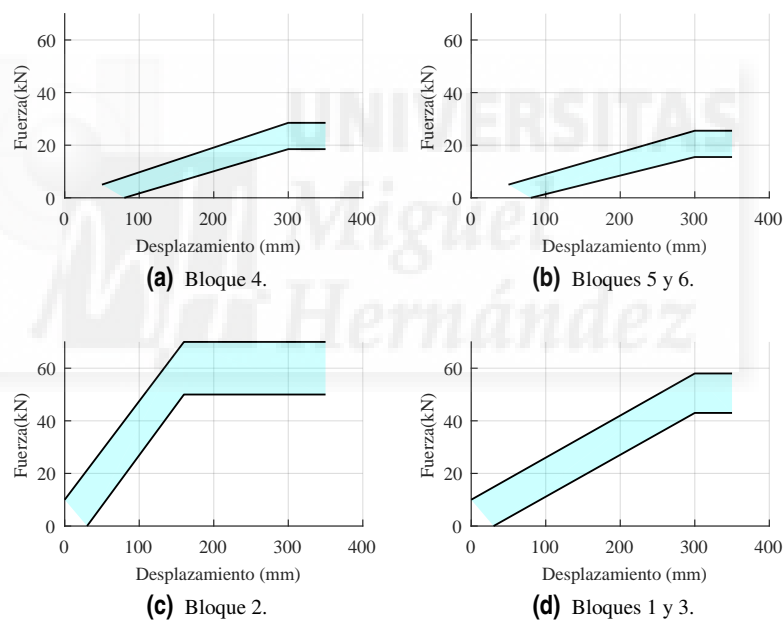


Figura 2.12 Corredores para las curvas de fuerza de cada uno de los bloques de la barrera de la Directiva 96/27/EC.

El lateral de un vehículo tiene zonas de distinta rigidez (pilar B, puertas, etc.) por lo que la interacción con la barrera es diferente a la que se produce entre barrera y el muro rígido, cuya rigidez es homogénea. Esto hacía que distintos diseños de MDB que cumplieran con las especificaciones de la Directiva 96/27/EC tuviesen comportamientos distintos durante los ensayos de colisión fronto-lateral con vehículos reales [155, 37]. En la Figura 2.13 se muestran algunos ejemplos de distintos diseños de MDB que satisfacían los requisitos de absorción de energía definidos en la Directiva.

Los diseños tipo *multilayer* usan varios bloques de honeycomb de aluminio de distinta resistencia a la compresión para conseguir la curva progresiva de fuerza-deformación descrita en la Directiva. Los bloques

más rígidos se colocan en la parte trasera de la barrera deformable. Las barreras progresivas tienen un solo bloque de honeycomb de aluminio cuyas características han sido modificadas para conseguir la mencionada curva de rigidez progresiva. Esta progresividad puede conseguirse de dos formas: atacando con ácido las láminas de aluminio para disminuir su espesor o realizando perforaciones en las caras de las celdas para debilitarlas progresivamente. El tercer método más habitual de conseguir la progresividad fue tallando o dando forma a los elementos absorbedores de energía que constituyen la MDB. Con este último método se llegaron a fabricar algunos modelos de MDB de espuma de poliuretano que cumplían con los requisitos de la Directiva.

En 1992 fue creado el EEVC Working Group 13 (EEVC WG 13), cuyo objetivo era la mejora de la protección de los ocupantes de vehículos en colisiones laterales. Sus esfuerzos se concentraban principalmente en tres tareas: el desarrollo de un procedimiento de ensayo para estudiar los impactos que se produce entre la cabeza de los pasajeros y el interior de los vehículos, mejorar las especificaciones de la barrera deformable móvil que se utilizaba en el EEVC *Side Impact Procedure* y, por último, contribuir en las actividades del International Harmonised Research Activities Side Impact Working Group (IHRA SIWG) encaminadas a armonizar la próxima generación de procedimientos de ensayo de impacto lateral [130].



Figura 2.13 Distintos diseños de MDB que cumplen con el ensayo de certificación según la Directiva 96/27/EC [128].

Para evitar el uso de múltiples diseños que cumplieran los requisitos de los corredores pero que tuvieran comportamientos no deseados durante los ensayos con vehículos se especificó en la normativa europea el método de fabricación a emplear. No obstante, las conclusiones a las que llegó el grupo de expertos encargados del desarrollo son de interés en esta tesis. El EEVC WG13 desarrolló cuatro ensayos de impacto de para evaluar los distintos diseños de MDB. El propósito de estos ensayos no era sustituir al ensayo de certificación sino sugerir un conjunto de configuraciones de impacto que ayudasen a distinguir los "malos"

diseños y controlar mejor el comportamiento de la barrera deformable durante la colisión con vehículos reales de forma que los resultados fuesen fiables, realistas y tuvieran repetibilidad.

Cada una de las configuraciones de ensayo propuestas por el grupo de trabajo tenía como objetivo estudiar una característica distinta del comportamiento de la barrera.

Impacto contra muro rígido a alta velocidad (*High Speed Flat Wall Impact Test*). Esta configuración de ensayo consistía en un impacto perpendicular contra un muro rígido a una velocidad de 50 km/h. Fundamentalmente es el mismo ensayo que se utilizaba para la certificación de la barrera pero a mayor velocidad. Este ensayo fue pensado para estudiar la sensibilidad del frontal de la barrera al incremento de la velocidad de impacto. Para compensar el incremento de energía cinética es necesario añadir un elemento absorbedor de energía adicional. Este bloque debe cubrir toda la sección transversal de la barrera y se debe colocar entre la cara trasera del bloque deformable de la MDB y el carro.

Su rigidez debe ser uniforme y su valor debe ser, como mínimo, el doble de la rigidez del elemento más rígido con el que esté fabricada la barrera. Su profundidad es debe ser por lo menos de 300 mm y debe asegurarse que la instalación de este bloque no influye en el comportamiento de la MDB durante la fase inicial de la colisión.

Impacto contra poste (*Pole Impact Tests*) Se propusieron dos configuraciones de impacto contra poste rígido con el objetivo de estudiar el comportamiento de la MDB cuando impacta con un elemento estrecho. La capacidad de la barrera para transferir las cargas concentradas sobre una zona a los elementos adyacentes es indispensable para poder reproducir el comportamiento del frontal de un vehículo. Se sugirieron dos: uno a 25 km/h contra un poste de 175 mm de radio centrado con la barrera y otro a 20 km/h con el poste alineado con la división entre los bloques de la barrera. El motivo por el que se propusieron dos ensayos es para poder estudiar la sensibilidad de la barrera a cambios en la localización de la estructura rígida contra la que impacta. Ambas configuraciones de ensayo se muestran en la Figura 2.14.

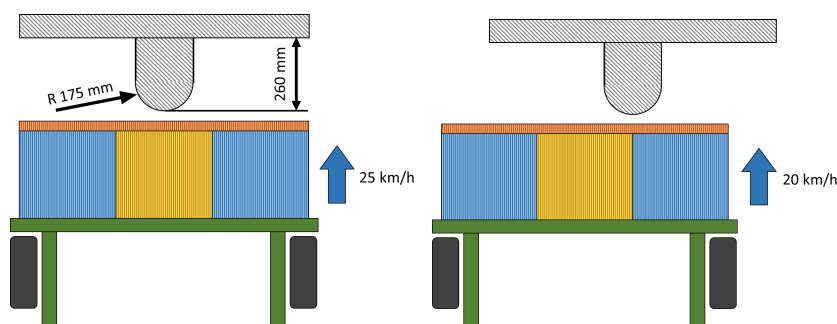


Figura 2.14 Configuraciones de ensayo de la barrera EEVC MDB contra poste rígido. Izquierda: Impacto centrado. Derecha: Impacto alineado con la división entre bloques.

Ensayos contra pared rígida con ángulos (*Rigid Angled Wall Tests*) El propósito de estas dos configuraciones de ensayo es examinar el comportamiento de la barrera cuando se somete a cargas que no son puramente longitudinales y detectar los posibles problemas de flexión y esfuerzo cortante

en la barrera. Con la primera configuración se examina la influencia del impacto contra estructura rígida en los extremos de la barrera deformable (*Rigid Edge Loading Test*) induciendo un tipo de carga parecido al que puede experimentar al impactar contra los marcos de la puerta del vehículo. La barrera deformable es lanzada contra una estructura con la forma que se muestra en la Figura 2.15 izquierda diseñada para deformar los extremos laterales de la barrera.

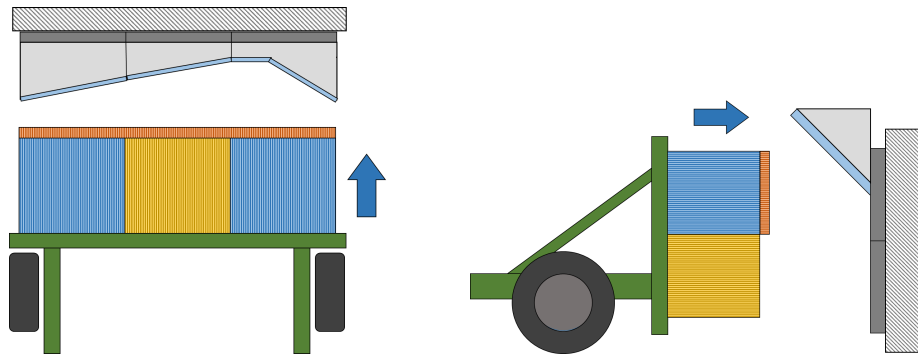


Figura 2.15 Izquierda: Ensayo de impacto contra pared rígida con ángulos. *Rigid Edge Loading Test*. Derecha: Ensayo de impacto contra pared rígida con ángulos. *Rigid Sill Loading Test*.

La segunda configuración de impacto estudia la influencia del estribo de la puerta (*Rigid Sill Loading Test*). Al frontal deformable de la barrera se le da la vuelta para evitar fenómenos de cabalgamiento del carro de la MDB sobre el dispositivo rígido. Esta configuración se muestra en la Figura 2.15 derecha. En ambos caso las fuerzas fueron medidas mediante seis células de carga situadas en el muro rígido.

Yielding Wall Test En las configuraciones de ensayo descritas anteriormente la barrera es sometida a cargas similares a las producidas durante un impacto contra un vehículo. Sin embargo, la secuencia en la que se producen no es la misma. Por ejemplo, en el ensayo contra pared rígida con ángulo se induce deformación mayor en los extremos de la barrera pero, en una colisión real, esta deformación se produce simultáneamente en todo el frontal de la barrera.

Con el objetivo de replicar la secuencia de aplastamiento de la MDB en condiciones de uso normales se desarrolló el *Yielding Wall Test*. En él, el vehículo impactado es simulado por tres elementos que se encargan de absorber parte de la energía de impacto. Como se muestra en el esquema de la Figura 2.16, la placa central está sujeta por unos tubos diseñados para colapsar longitudinalmente. Las placas laterales están sujetas en los lados exteriores mediante unas bisagras fijas y en los lados interiores se apoyan en la placa central. Estas placas laterales hacen las veces de puertas del vehículo impactado. Los tubos tienen una resistencia al aplastamiento diseñada para que la deformación del dispositivo sea similar al experimentado por el lateral de un vehículo, teniendo en cuenta que en un vehículo el patrón de deformación es aproximadamente parabólico y en este caso será trapezoidal [37].

A pesar de los ensayos propuestos, el WG13 indicó que para el estudio del comportamiento de los distintos diseños de MDB la evaluación final debe efectuarse mediante ensayos de impacto contra vehículos (*Full-scale Vehicle Test*) en las condiciones que describe la Directiva 96/27/EC. El grupo de trabajo indicó que en

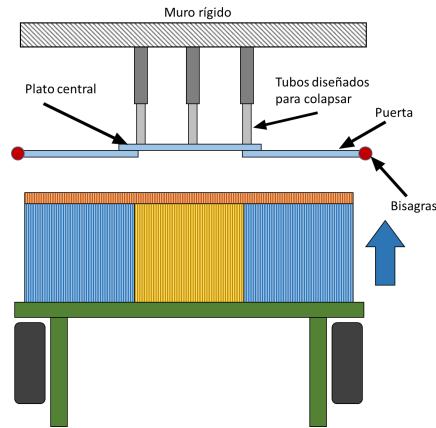


Figura 2.16 Dispositivo contra el que impacta la MDB en el *Yielding Wall Test*.

la evaluación de estos ensayos se debe tener en cuenta la deformación de la barrera, las aceleraciones y deformaciones en el vehículo y los parámetros biomecánicos medidos en los maniqués.

Los resultados de varios de los modelos de MDB estudiados por el EEVC WG13 son discutidos en la bibliografía [127, 129]. De las conclusiones que se obtuvieron de los ensayos realizados sobre los diferentes diseños de MDB se pueden destacar algunas especialmente interesantes para el diseño de barreras deformables [130].

Los datos de fuerza sin filtrar obtenidos de las células de carga mostraban, para las barreras tipo multilayer, unas curvas fuerza-desplazamiento más "escalonadas" que las barreras progresivas. Este escalonamiento dependía del tamaño de las capas que formaban el frontal deformable. Cabe destacar que obtener curvas suaves ayuda a conseguir repetibilidad en los ensayos. En los ensayos contra poste, las barreras tipo multilayer mostraron otro problema. Si la cara posterior de los bloques era pre-comprimida, los bloques en algunas ocasiones rotaban o se giraban, produciéndose en ellos cargas tangenciales no deseables. También se vio que la dirección de expansión del honeycomb influye en los resultados cuando las cargas no son totalmente paralelas al eje principal de la estructura alveolar de aluminio. Ésto se apreció con mayor notoriedad en los ensayos contra pared rígida con ángulos.

Como consecuencia de las investigaciones, el EEVC WG 13 determinó que era necesario especificar en el protocolo de ensayo el tipo de diseño de la MDB. Los miembros del grupo prefirieron unánimemente las barreras del tipo progresivo y establecieron unas nuevas especificaciones para su fabricación [128]. Muchas de las dimensiones y propiedades de los materiales de los elementos que forman la MDB fueron definidos en las nuevas especificaciones. Dado que no es práctico definir el espesor de las láminas de honeycomb, el EEVC WG 13 optó por definir curvas de fuerza-deformación que debía obtenerse al ensayar cada bloque de la barrera en un ensayo de compresión cuasi-estática.

Asimismo, el grupo de expertos estableció una serie de recomendaciones para las EEVC MDB siendo muchas de ellas aplicables al desarrollo de cualquier barrera deformable destinada a la evaluación de la protección de los ocupantes de vehículos.

Aspectos de diseño

- La superficie frontal de la barrera debe ser continua para evitar que ningún objeto penetre en ella sin resistencia.
- Los materiales de la barrera deben ser resistentes a agentes ambientales como humedad, temperatura y radiación UV.
- Debe ser lo suficientemente robusta para soportar sin sufrir daños durante el transporte, manipulación y las aceleraciones iniciales del carro.
- Los elementos internos de la barrera deformable no deben repartir excesivamente las cargas entre el resto de elementos. Dicho de otro modo, cuando la barrera se someta a una carga altamente localizada se debe producir una deformación con un patrón en el cual se pueda distinguir la zona de aplicación de la fuerza.

Aspectos cuantitativos

- Las barreras deben satisfacer los requisitos establecidos para ellas en las normativas que las definen.
- Los bloques o elementos de la barrera no deben despegarse durante el impacto. Y si esto ocurre es recomendable que sea lo menor posible y que se produzca después del pico de deceleración máxima.
- La rigidez inicial de la barrera debe ser igual (con un 10% de diferencia) a la rigidez inicial teórica durante el ensayo de certificación.
- La energía absorbida por cada bloque debe ser medida siempre que sea posible para controlar la distribución de esfuerzos. En los casos en los que la configuración de impacto sea simétrica la energía absorbida no debe diferir más del 5% entre bloques simétricos.
- Los datos medidos durante el impacto deben mostrar una resistencia de la barrera progresiva.

Aspectos cualitativos

- Los elementos deben fallar por aplastamiento, no por pandeo global o cualquier otro fenómeno de fallo no controlado.
- Un elemento que esté diseñado para trabajar en una zona debe quedarse en ella. No debe moverse y/o desplazar a otros elementos adyacentes.

Otro de los puntos que se planteó el EEVC WG13 fue determinar qué tipo de ensayo era más representativo de los accidentes reales. Analizaron los beneficios y desventajas que suponía que el impacto entre MDB y vehículo fuese perpendicular o que se produjese con un cierto ángulo simulando de ese modo la velocidad relativa entre vehículo impactado y vehículo impactante. Teniendo en cuenta de los datos de los que disponía el grupo de trabajo: los impactos perpendiculares eran tan frecuentes como los impactos con ángulo. Sin embargo los impactos perpendiculares causaban más víctimas y heridos graves [125].

Características geométricas de la barrera como anchura, profundidad y distancia al suelo tienen una influencia directa sobre los efectos causados en los maniqués durante el ensayo. Durante la primera fase de desarrollo de la barrera se realizaron múltiples ensayos con cambios en la anchura, altura al suelo y cuyos

resultados fueron comparados con los obtenidos con vehículos reales. La MDB causaba mayores daños en la parte superior de los maniqués mientras que en la parte inferior producía aproximadamente daños de la misma severidad que un vehículo real. Al aumentar o disminuir la altura de la barrera se consigue que esta cargue más o menos el estribo de la puerta con lo que el mecanismo de transmisión de esfuerzo puede cambiar significativamente. El estudio de las estructuras frontales de los vehículos invitaban a pensar que la altura de la cara inferior de la barrera al suelo debía aumentarse pero sin modificar la altura de la cara superior de la MDB. Esto supondría una reducción de la sección de la barrera y no es posible modificarla sin alterar el resto de características.

Los cambios en la altura al suelo de la MDB mostraron mayor influencia en los resultados obtenidos por los maniqués que las modificaciones en la masa de la barrera. Uno de los principales motivos es que los parámetros de daño alcanzaban su valor máximo antes de los 40 ms, antes de que se transmitiese toda la cantidad de momento al vehículo impactado. Aunque el cambio en masas no parecía ser el parámetro de mayor influencia, la barrera de 950 kg no parecía representativa del parque europeo por lo que hubo propuestas de aumentar la masa de la MDB, aunque finalmente no se reflejó en la normativa. Por otro lado la variación en la rigidez el frontal deformable sí afectaban a los valores de los criterios de daño [62].

Respecto al efecto de la velocidad, la intrusión detectada en los accidentes reales era superior a las producidas durante los ensayos de impacto lateral con la MDB. Esto se puede solucionar aumentando la velocidad del ensayo o aumentando la masa y rigidez de la barrera. La velocidad de ensayo utilizada cubría aproximadamente el 25 % de los accidentes con heridos graves y entre el 10 y el 20 % de accidentes con víctimas mortales. Se contempló la posibilidad de aumentar la velocidad de ensayo para cubrir un mayor abanico de accidentes aunque finalmente no se modificó en la normativa.

Los datos de accidentes reales también sugerían la necesidad de un ensayo de impacto lateral contra poste. Según los datos registrados en Holanda, Suecia y Reino Unido entre el 12 y el 16 % de las colisiones laterales se producían contra postes, árboles u objetos similares. En Alemania, debido a la particular abundancia de árboles en los márgenes de sus carreteras, este porcentaje aumentaba hasta el 53 %.

En el ámbito de la homologación de vehículos la Directiva 96/27/EC fue sustituida por el Reglamento 95 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas. En el actual reglamento el frontal deformable es definido de una forma más exhaustiva. Además de los corredores definidos en la directiva para el ensayo dinámico a 35 km/h se definen otros corredores para un ensayo estático. Además se especifica el tipo de aluminio a partir del cual se debe fabricar los bloques de honeycomb y el pre-aplastamiento previo que deben tener. También se definen las características de las placas de aluminio que cubren frontalmente dichos bloques de honeycomb.

En el programa Euro NCAP se utilizó la barrera definida en el Reglamento CEPE/ONU 95 para la evaluación de la protección durante un impacto lateral hasta los inicios de la presente década [48]. En el actual protocolo del Euro NCAP se utiliza la barrera *Advanced European Mobile Deformable Barrier* (AE-MDB) la cual se trata en el siguiente apartado.

2.2.2 Desarrollo de la AE-MDB

La barrera deformable definida en el Reglamento CEPE/ONU 95 fue concebida para representar el comportamiento ante un impacto del frontal de un vehículo típico europeo. Su desarrollo fue realizado en base al parque automovilístico de la década de 1980 [46]. Con el paso de los años se han producido importantes cambios en el diseño de las estructuras de los vehículos, en parte motivada por la introducción de normativa relativa a la protección ante impacto frontal como por ejemplo el Reglamento CEPE/ONU 94. A comienzos de este siglo estaba ampliamente aceptado que la EEVC MDB ya no era representativa del parque automovilístico europeo y que era necesario la definición de una barrera deformable [43, 163].

Se iniciaron en ese momento investigaciones para la actualización y mejora del procedimiento de ensayo de la protección ante impacto lateral. Por aquel entonces el IHRA SIWG estaba consolidado y era obvio que involucrar a todos sus grupos en el desarrollo de los nuevos ensayos era una oportunidad inigualable para continuar en la futura armonización y unificación de las normativas de protección lateral.

La búsqueda de una barrera que armonizase las reglamentaciones de varios países podría entrar en conflicto con el principio de que la barrera fuese representativa del parque automovilístico debido a que este varía sensiblemente según el país. En las carreteras estadounidenses son muchos más comunes los grandes SUV y los todo-terrenos mientras que en Europa y Japón son más comunes los turismos compactos y vehículos ligeros. Por ello, se consideró necesario definir dos barreras, una con las características del parque europeo y otra más representativa del parque estadounidense. El desarrollo de la primera fue liderada por el EEVC WG13 y la segunda por el organismo norteamericano IIHS. Esta última barrera se trata en el apartado 2.2.3.

De igual modo que el desarrollo de la barrera del Reglamento 95, la primera aproximación de las propiedades del frontal se hizo en base a los resultados de ensayos de vehículos reales contra muro rígido [230]. Por aquel entonces se había realizado ensayos de impacto contra muro deformable, en concreto durante el ensayo de desarrollo de la ODB, pero estos ensayos no se estimaron válidos. El uso de un elemento deformable contra el que impactaba el vehículo podría encubrir las características de rigidez inicial del vehículo.

Basándose en estos ensayos se definieron unas primeras especificaciones para la barrera que no han dejado de revisarse hasta prácticamente nuestros días. Esta nueva barrera fue denominada *Advanced European - Mobile Deformable Barrier* (AE-MDB). En su definición se tuvieron en cuenta recomendaciones realizadas por el EEVC WG13 para la barrera anterior [43, 127, 128, 129] como que la masa de la barrera y su severidad debían aumentarse o que la altura al suelo debía ser aumentada sin incrementar la altura total de la barrera. Las dimensiones principales de la barrera AE-MDB se muestran en la Figura 2.17.

Durante el desarrollo de la nueva barrera y del nuevo protocolo de ensayo se retomaron algunas de las cuestiones que se abordaron durante el desarrollo de la EEVC MDB. Por ejemplo, se propone el uso de un maniquí en el asiento trasero además del situado en el asiento delantero [163]. Por razones prácticas el EEVC WG 9 solo incluyó en el procedimiento de ensayo un maniquí en el asiento delantero, por lo que solo se evaluaba la protección de ese ocupante [57]. También se decide aumentar la masa de la barrera para hacerla más representativa del parque europeo.

Surge de nuevo la cuestión de si utilizar la barrera en un impacto perpendicular al vehículo o con un cierto

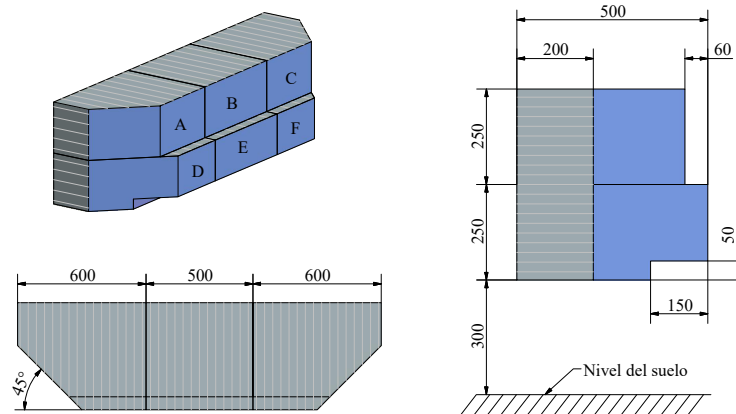


Figura 2.17 Dimensiones principales de la AE-MDB. Versión 1.

ángulo. Se decide que la trayectoria de impacto sea perpendicular para minimizar la variabilidad de los ensayos, de igual modo que la EEVC MBD y al contrario que la FMVSS 214 americana.

Al igual que la barrera de la que deriva, las características de rigidez de la AE-MDB se definen mediante la especificación de unos límites superiores e inferiores para las curvas fuerza-desplazamiento (corredores) que se deben obtener durante los ensayos de certificación de la barrera [190].

La definición de estos corredores, tanto dinámicos como estáticos, ha ido variando con el tiempo dando lugar a distintas versiones de la barrera. Con la primera versión de la AE-MDB la deformación producida en el lateral de los vehículos impactados era mayor que la obtenida en los ensayos de vehículo contra vehículo, excepto en la zona del pilar B [134]. Por otro lado la deformación de la AE-MDB era mayor que la sufrida por el frontal de los vehículos reales.

Una nueva definición de las propiedades de la barrera europea dio lugar a la conocida como AE-MDB v2 [46]. Se realizaron nuevos ensayos de impacto lateral contra otros vehículos con los que se determinó que, aunque la AE-MDB v2 representaba mejor el comportamiento de un vehículo en el impacto lateral que la versión anterior, todavía necesitaba mejoras para representar la deformación producida en el vehículo impactante.

En los vehículos actuales los miembros longitudinales derecho e izquierdo están conectados mediante el paragolpes, y este ha ido aumentando su rigidez con los años para mejorar la compatibilidad entre vehículos. Por este motivo, en la siguiente versión de la barrera, denominada AE-MDB v3, se incorporó un elemento de honeycomb de 1690 kPa a modo de paragolpes o travesaño junto con una placa de aluminio de 3 mm delante y detrás de este. Este elemento es similar al utilizado por la barrera FMVSS 214 y con ellos se consigue aumentar la rigidez de la zona inferior de la barrera deformable y que su deformación sea más homogénea.

Los corredores que caracterizan las curvas esfuerzo-deformación de cada uno de los bloques fueron modificados respecto de los indicados en la regulación. Se probaron varias versiones de esta nueva barrera, denominadas como v3.x, donde x varía entre 1 y 9 [175]. Se realizaron ensayos de impacto lateral contra otros vehículos con los que se determinó que la AE-MDB v3.9 era la que mejor reproducía la deformación producida en el vehículo impactante en impactos reales.

En esta versión más reciente de la barrera denominada AE-MDB v3.9 la rigidez de los bloques inferiores se

reduce. En concreto los bloques inferiores exteriores poseen un rigidez del 55 % de la rigidez de los bloques correspondientes de la versión v2 y en el caso del bloque intermedio un 60% de la rigidez de la v2. Esta última versión de la AE-MDB está considerada como la que mejor representa una absorción de energía y deformación en la puerta del vehículo impactado, habiendo pocas diferencias entre las versiones v3 en lo referente a daños medidos en los maniqués [175, 217]. Investigadores del JNCAP compararon los valores de daño producido en cabeza, tórax y abdomen de maniqués durante impacto lateral con AE-MDB v3 y en impacto con entre vehículos reales, concluyendo que el impacto con la barrera es ligeramente más severo para los ocupantes. Si se compara la AE-MDB v3.9 con la MDB definida en el Reglamento CEPE/ONU 95, la primera es un 30% más severa para los ocupantes [175].

Una ligera modificación de la AE-MDB es la utilizada actualmente en el protocolo de ensayo de Euro NCAP [53]. Los corredores dinámicos de esta versión de la barrera se muestran en la Figura 2.18 y la Figura 2.19 [50].

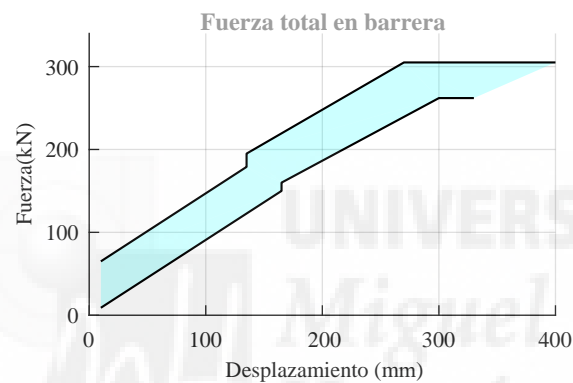


Figura 2.18 Corredor definido para la curva de fuerza total de la barrera AE-MDB.

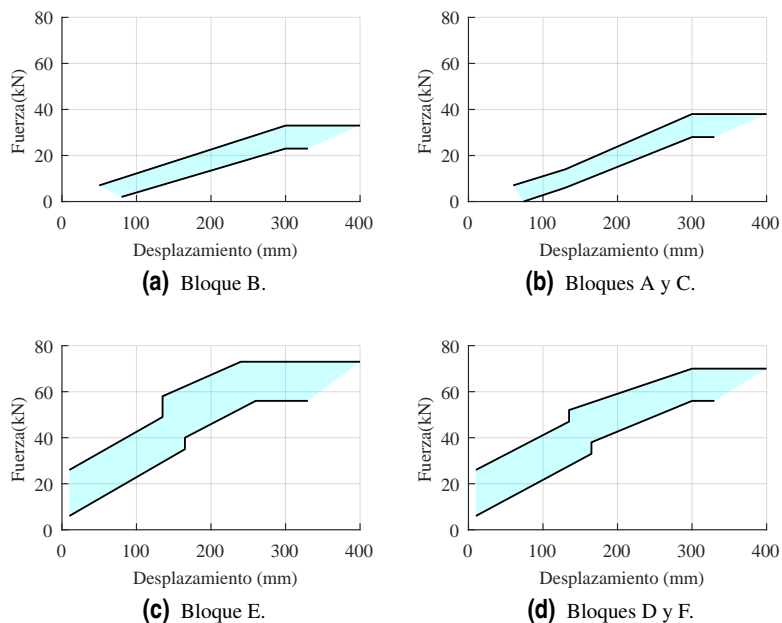


Figura 2.19 Corredores para las curvas de fuerza de cada uno de los bloques de la barrera AE-MDB v3.9.

2.2.3 IIHS MDB

En Norteamérica, los grandes SUV (*Suburban Utility Vehicle*) y los todoterrenos pequeños representan el 50% de las ventas de los últimos años [190]. Por este motivo, una barrera que pretenda representar el comportamiento en colisión de vehículos de estas características será diferente a la barrera desarrollada para Europa en donde el vehículo medio es más pequeño.

El Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) desarrolló una barrera [97] y un protocolo de ensayo [100] para evaluar el nivel de protección de los vehículos ante el impacto lateral de uno de estos SUV tan típicos en Estados Unidos. El frontal de la barrera deformable se muestra en la Figura 2.20.

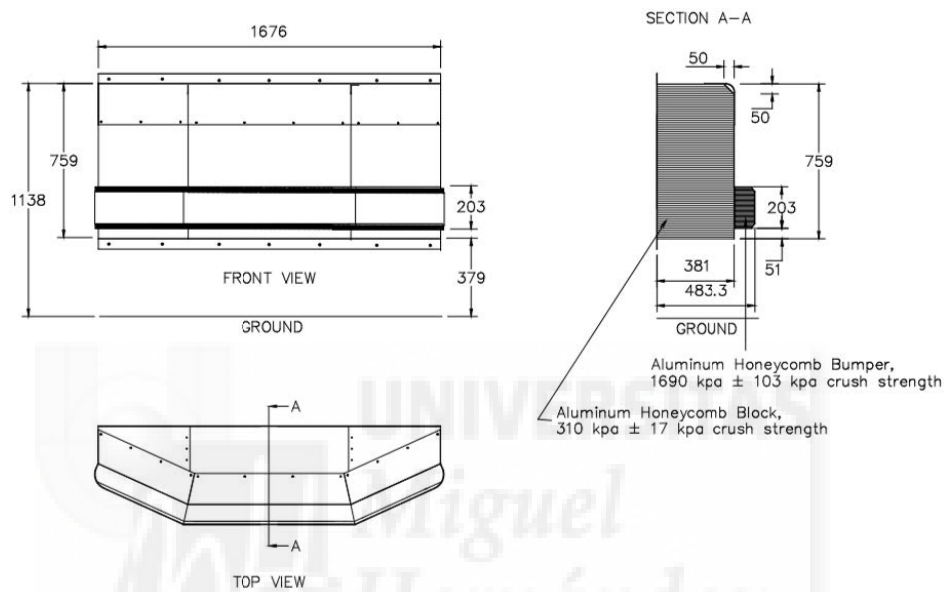


Figura 2.20 Elementos del frontal de la barrera deformable IIHS.

El ensayo de colisión lateral utilizado por el IIHS consiste en el impacto perpendicular de la MDB IIHS contra el lateral de un vehículo parado a una velocidad de 50 km/h. Las características de rigidez esta barrera derivan de la utilizada en los ensayos FMVSS 214, la cual se describe en el apartado siguiente. Las características principales de la barrera IIHS son las siguientes:

- La masa de la MDB en condiciones de ensayo es de 1500 kg.
- El carro, comparado con el utilizado en la FMVSS214 es 200 mm más alto, está elevado 100 mm más del suelo.
- El bloque principal está constituido por honeycomb de aluminio con una resistencia al aplastamiento de 310 kPa.
- El paragolpes está formado en tres partes de honeycomb con una resistencia al aplastamiento de 1690 kPa.
- Los elementos del paragolpes están cubiertos por delante y por detrás por placas de aluminio de 3 mm de espesor.

- El bloque principal está revestido por delante y por arriba con placas de aluminio de distintos espesores.
- La barrera tiene una altura de 760 mm y una anchura de 1676 mm.



Figura 2.21 Barrera deformable NHTSA, en amarillo, superpuesta a la barrera MDB IIHS.

Roberts y Ratingen [163] compararon las colisiones de la barrera AE-MDB y la barrera IIHS contra un Renault Megane y un Toyota Camry. Según sus ensayos y basándose en parámetros biomecánicos, la barrera IIHS es más severa para los ocupantes que la AE-MDB e incluso más severa que un vehículo tipo europeo (Ford Mondeo). La energía absorbida por la barrera IIHS es mucho menor que en la europea. Los resultados indicaban además que la diferencia en severidad entre barreras disminuye al aumentar la rigidez del vehículo impactado.

2.2.4 US Federal Standard FMVSS 214

Esta barrera fue desarrollada en Estados Unidos por el NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*) a finales de la década de los 80 y es utilizada en los ensayos de protección ante impacto lateral (FMVSS 214 D) y en el ensayo de integridad del sistema de combustible (FMVSS301). La masa de esta barrera es de 1361 kg, una anchura del frontal de 1676 mm y una altura del bloque deformable de 559 mm (véase la Figura 2.22). La altura del bloque al suelo es de 279 mm y la profundidad de la barrera es similar a la de la barrera IIHS: 381 mm hasta el bloque principal y 483 mm hasta el paragolpes. La principal diferencia entre las barreras es la altura y que la cara de impacto de la FMVSS MDB es plana [143] y la IIHS tiene los laterales biselados. En la Figura 2.21 se comparan las dos barreras deformables.

Las rigideces y resistencia al aplastamiento del bloque principal y el paragolpes son de 310 kPa y 1690 kPa respectivamente, similares a la barrera IIHS. Al contrario de los protocolos de ensayo europeos y del IIHS en FMVSS 214 adopta un ángulo de 27° entre la trayectoria de la barrera y el plano longitudinal del vehículo impactado.

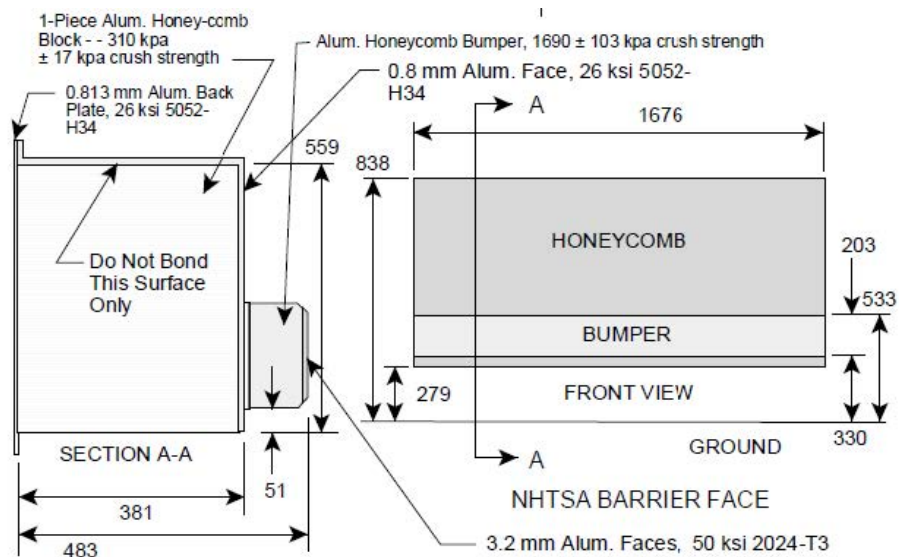


Figura 2.22 Elementos del frontal deformable de la barrera NHTSA.

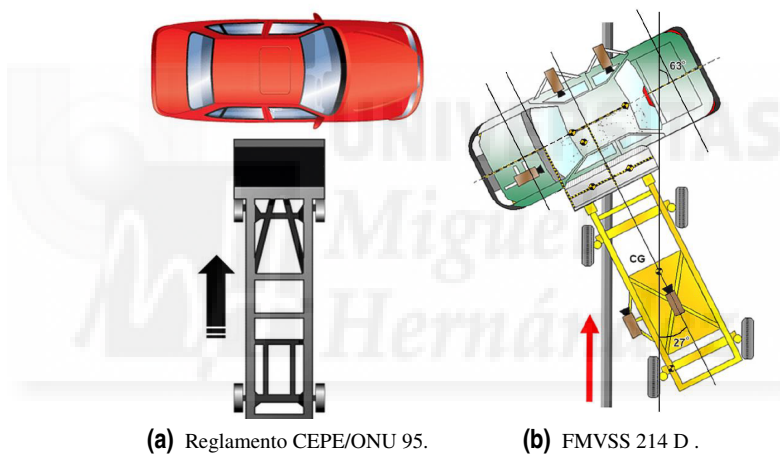


Figura 2.23 Configuraciones de ensayo de impacto lateral. Izquierda: Reglamento CEPE/ONU 95. Derecha: FMVSS 214.

2.3 Limitaciones de las barreras deformables utilizadas actualmente en los ensayos de impacto lateral

El problema de las barreras utilizadas actualmente para la evaluación de la protección ante impacto lateral es que están concebidas para absorber un nivel de energía menor que el que se les exigiría en la colisión contra un vehículo de grandes dimensiones y a mayores velocidades [178]. Al someterlas a un ensayo mucho más severo cabe esperar que se agote su longitud máxima de deformación y por tanto su capacidad de absorber energía. Se observará entonces una subida brusca de la rigidez de la barrera y de la aceleración producida en el vehículo. Este fenómeno se puede observar fácilmente mediante la comparación del comportamiento de una barrera deformable con el de vehículos reales durante un impacto contra muro rígido.

En la Figura 2.24 se compara las curvas de fuerza frente a desplazamiento de varios vehículos SUV y de la

barrera móvil deformable utilizada por el IIHS sometidos todos ellos a un impacto contra muro rígido con una velocidad de 56 km/h. Los datos para este análisis han sido obtenidos de la base de datos del NHTSA [141].

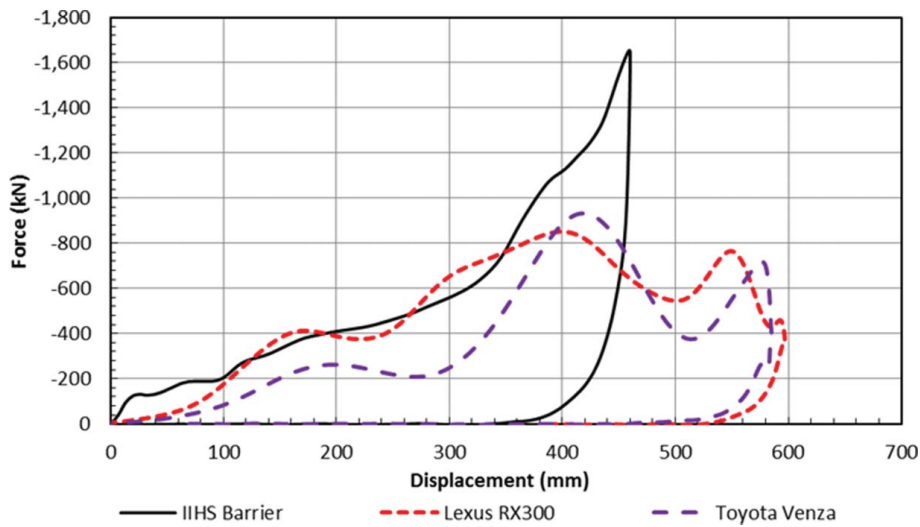


Figura 2.24 Comparación de las curvas de fuerza-emplazamiento de varios SUV y la IIHS MDB en una colisión a 56 km/h contra muro rígido.

En el ensayo mostrado, la barrera IIHS fue lastrada hasta conseguir un peso de ensayo de 2000 kg. Los vehículos escogidos para la comparación han sido SUV de aproximadamente 2000 kg con el fin de estos correspondan al tipo de vehículo que la barrera deformable IIHS pretende representar y la energía cinética inicial sea similar. En la Tabla 2.2 se muestra los vehículos comparados. Como se puede observar en la Figura 2.24, durante los primeros 300 mm de deformación, la fuerza medida en la barrera y la energía absorbida por la barrera IIHS es similar a los valores obtenidos por el Lexus RX300. Sin embargo, a partir de los 350 mm de deformación comienza la fase de densificación del honeycomb, produciéndose un aumento de la fuerza en el muro hasta alcanzar un valor superior a 1600 kN. Por el contrario, en ninguno de los ensayos de los vehículos reales se superan los 1000 kN de fuerza en el muro. En cuanto a la deformación, la barrera IIHS agota toda su longitud disponible, alcanzando una deformación máxima de 448 mm mientras que la máxima deformación alcanzada por los vehículos supera los 550 mm.

Tabla 2.2 Ensayos contra muro rígido a 56 km/h comparados en la Figura 2.24.

Nº Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa (kg)
	IIHS			2000
	Lexus	RX300	2005	2001
	Toyota	Venza	2002	1999

En la Figura 2.25 se muestra el frontal de la barra IIHS tras el ensayo. En ella se puede ver como la barrera ha agotado toda su longitud de deformación. Se puede concluir por tanto que la barrera deformable no es válida para utilizarse en configuraciones de coche en las que la alta energía puesta en juego obligue a la barrera a deformarse más de 300 mm.

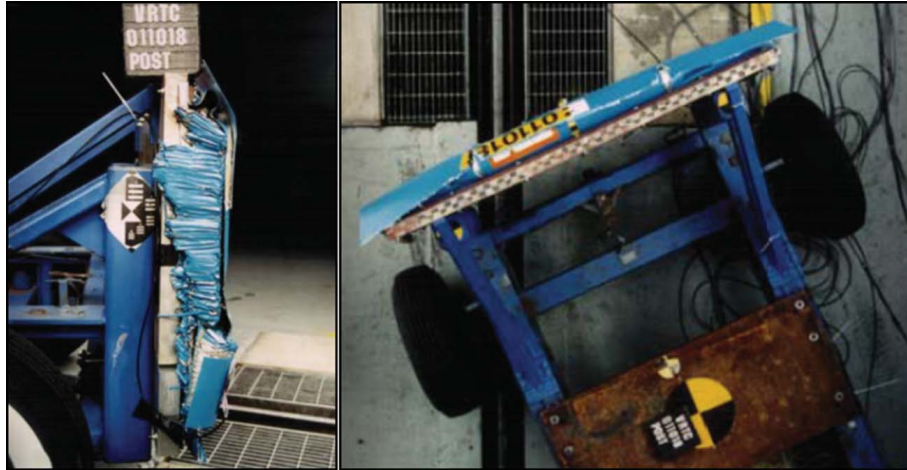


Figura 2.25 Deformación de la barrera móvil deformable IIHS tras el ensayo de impacto contra muro rígido a 56 km/h.

Un fenómeno similar fue observado por los investigadores del NHTSA durante el desarrollo de un procedimiento de ensayo para choque frontal oblicuo. Al utilizar la barrera de impacto lateral FMVSS MDB en una configuración de choque distinta a aquella para la que fue concebida observaron que no reproducía adecuadamente el comportamiento del frontal de un vehículo real [181]. Como se ha mencionado en este capítulo, durante el desarrollo de la barrera PDB se optó por aumentar la longitud del frontal añadiendo bloques, siempre incrementando la rigidez de los anteriores, para superar las limitaciones que presentaba la barrera ODB en configuraciones de impacto con alta severidad.

Esta será la línea de actuación para el desarrollo de barreras que sean capaces de reproducir el comportamiento durante colisiones con alta energía de un determinado segmento de vehículos.

3 Objetivos y Metodología

En el capítulo anterior se realiza una revisión de las barreras utilizadas en la actualidad en los ensayos de impacto. Como se ha visto en él, las barreras deformables móviles utilizadas en los ensayos de impacto lateral presentan algunas limitaciones cuando son usadas en configuraciones de impacto distintas a aquellas para las que fueron diseñadas.

Especialmente en colisiones en las que se pone en juego una gran cantidad de energía, la cual debe ser absorbida mediante la deformación del vehículo y de la barrera. En estos casos puede que se llegue a agotar la longitud deformable disponible del frontal de la barrera produciéndose un comportamiento distinto al que tendría el frontal de un vehículo real.

3.1 Objetivos

El **objetivo principal** de esta tesis es desarrollar una metodología para el desarrollo de barreras de impacto móviles que permitan reproducir el comportamiento de un determinado segmento del parque automovilístico durante un choque frontal.

Los **objetivos parciales** de este trabajo son:

- Desarrollar una metodología para la caracterización del comportamiento típico de los vehículos de un determinado segmento durante un choque con una determinada configuración.
- Definir una metodología para la simulación de las barreras deformables utilizadas en los ensayos de choque.
- Aplicación de estas metodologías para el desarrollo de barreras de choque representativas del comportamiento del frontal de los vehículos en choques frontales con alta energía.
- Extensión de la metodología para el desarrollo de otros tipos de barreras y análisis de su aplicabilidad para reproducir otros tipos de accidentes.

3.2 Metodología

La metodología seguida para alcanzar el objetivo principal de la tesis y sus objetivos parciales la siguiente.

1. Análisis de las distintas métricas de comparación de curvas existentes y análisis de su uso en la caracterización del comportamiento de un vehículo en un ensayo de colisión. Definición del método para seleccionar el vehículo representativo del comportamiento de un determinado segmento en una configuración de ensayo.
2. Aplicación del método para la definición de los vehículos tipos representativos de distintos segmentos de vehículos en lo que se refiere a su comportamiento en choque frontal. Para ello se parte de datos experimentales disponibles en bases de datos públicas que previamente deben ser seleccionados y tratados.
3. Análisis y comparativa de distintas técnicas de modelización de barreras de ensayos de choque. Definición de la técnica de modelización y validación utilizada para realizar el modelo computacional de la barrera deformable.
4. Establecimiento de los criterios para la validación de los resultados obtenidos por simulación y la valoración del ajuste obtenido respecto a las curvas experimentales.
5. Aplicación de las técnicas de modelización y validación elegidas para el desarrollo de barreras representativas del comportamiento en choque frontal de los vehículos tipo definidos anteriormente.
6. Análisis de la aplicabilidad de la metodología al desarrollo de otros tipos de barrera.

4 Definición del escenario a representar con la barrera y selección de los vehículos tipo

Largo es el camino de la enseñanza por medio de teorías; breve y eficaz por medio de ejemplos.

SÉNECA

En este capítulo se presenta la metodología desarrollada para la selección del vehículo que mejor representa el comportamiento durante un impacto frontal de un determinado segmento del parque automovilístico. La metodología está basada en la comparación de los datos obtenidos en los ensayos de choque de distintos vehículos de cada segmento.

En la primera sección del capítulo se selecciona la fuente de los datos experimentales y los ensayos de los cuales se va a obtener la información, se describe el tratamiento aplicado a los datos experimentales. En la segunda sección se plantea la metodología para seleccionar el vehículo representativo de un segmento de vehículos y para determinar el comportamiento típico durante el impacto de los vehículos de dicho segmento. Se plantean inicialmente dos métodos para la selección del vehículo "tipo": un primer método basado en el análisis de los parámetros que caracterizan el comportamiento durante una colisión de un vehículo [178]. Con este método el vehículo tipo escogido es aquel cuyos parámetros característicos se encuentran más próximos a los valores medios del segmento. Los valores de algunos de estos parámetros característicos sirven más adelante para comparar el comportamiento obtenido por la barrera desarrollada durante una colisión con la misma configuración.

En el segundo método, el vehículo tipo es seleccionado mediante la comparación de la forma de los pulsos de aceleración en el habitáculo y de fuerza medida en barrera. Mediante el uso de métricas de comparación de curvas se estima la similitud entre las curvas obtenidas con los distintos vehículos de un segmento y se

elige el vehículo cuyas curvas se parecen más al resto de las curvas de vehículos del mismo segmento. Se realiza en dicho apartado un estudio del resultado ofrecido por varias de las métricas de validación más utilizadas (véase el Apéndice B) y se discute la conveniencia del uso de cada una de ellas para la selección del vehículo tipo.

En la tercera sección de este capítulo se aplica las metodologías descritas para la selección de los vehículos representativos de los distintos segmentos planteados. Finalmente se discuten los resultados obtenidos y se compara el comportamiento de los vehículos representativos de los distintos segmentos.

4.1 Definición de los segmentos y selección de los ensayos

4.1.1 Definición de los segmentos de vehículos

El primer paso, previo a la caracterización del comportamiento durante el impacto de cada segmento, es la definición de dichos segmentos¹. La clasificación debe definirse de forma que las características de los vehículos clasificados en un grupo sean suficientemente homogéneas, sobre todo aquellas características relacionadas con su comportamiento durante un impacto y su agresividad, de forma que los valores elegidos para los parámetros característicos del comportamiento durante el impacto se puedan considerar representativos del segmento.

La clasificación de los vehículos se puede realizar atendiendo a varias características: uso, masas y/o dimensiones, potencia, coste. No hay una normativa de uso obligado para la clasificación de los vehículos en segmentos lo que ha originado la existencia de varias clasificaciones en distintos países. Estas clasificaciones suelen tener un carácter comercial y no suelen coincidir exactamente entre ellas. Suelen basarse en criterios dimensionales o comerciales y en la mayoría de los casos son definiciones vagas e imprecisas. De hecho, según las definiciones más habituales basadas en dimensiones, hay vehículos difícilmente clasificables o segmentos en los que entrarían vehículos de características estructurales distintas, como por ejemplo SUV y berlinas pequeñas en los que la altura de frontal de la carrocería es muy distinta.

En **Europa** no hay una normativa que uniformice la clasificación los vehículos. La Comisión Europea define los segmentos que se muestran en siguiente lista [34].

- A: mini cars
- B: small cars
- C: medium cars
- D: large cars
- E: executive cars
- F: luxury cars
- S: sport coupes

¹ En este trabajo solo se han tenido en cuenta los vehículos de pasajeros y vehículos LTV, excluyendo los vehículos pesados

- M: multi purpose cars
- J: sport utility cars (including off-road vehicles)

Sin embargo no establece criterios para su clasificación. Los fabricantes clasifican sus vehículos en uno u otro segmento en función del grupo donde se encuentran sus potenciales competidores de mercado.

La administración de **Estados Unidos** sí ha planteado una definición para cada segmento en el *Federal Regulations, Title 40—Protection of Environment, Section 600.315-82 Classes of comparable automobiles* [168]. En dicha normativa se clasifican los vehículos de pasajeros en función del volumen interior y del número de plazas mientras que las camionetas las clasifica según su masa máxima.

La norma ANSI D-16.1-2007 [35] fue publicada por el *National Safety Council* de Estados Unidos con el objetivo establecer un lenguaje común para clasificar los automóviles involucrados en accidentes de tráfico. Está diseñada para facilitar el tratamiento de los datos de accidentes y entre las muchas clasificaciones que en ella se realizan hay una clasificación por batalla y otra por tara. Ambas se presentan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Clasificación de automóviles según la norma ANSI D16.1-2007.

Clasificación por batalla		Clasificación por tara	
Small	Ultrasmall <2.26 m	Light	A <635 kg
	Minicompact 2.29 - 2.39 m		B 680 - 862 kg
	Subcompact 2.41 - 2.51 m		C 907 - 1089 kg
Midsize	Compact 2.54 - 2.64 m	Midweight	D 1134 - 1315 kg
	Intermediate 2.67 - 2.77 m		E 1361 - 1542 kg
	Full-size 2.79 - 2.90 m		F 1588 - 1769 kg
Large	Largest >2.92 m	Heavy	G >1814 kg

Esta clasificación tiene algunas limitaciones. Según la definición mostrada, hay vehículos que no son clasificables en ningún grupo. Además, al estar dissociada la clasificación por batalla y la clasificación por masa, se generan demasiadas combinaciones posibles para clasificar los vehículos.

Otros países como **Canadá** también han planteado su propia clasificación de vehículos. Al igual que la primera clasificación estadounidense citada, la clasificación ha sido confeccionada por la administración competente en materia medioambiental [152]. En ella se clasifica los vehículos de pasajeros según su volumen interior y los vehículos de carga según su peso. En **Australia**, el *Federal Chamber of Automotive Industries* (FCAI) divide los vehículos diseñados para aplicaciones no comerciales en 3 tipos: vehículos de pasajeros, SUV y camiones ligeros. Diferencia a los SUV por el estilo de la carrocería y por la altura, sin definir un valor para ello.

En el ámbito de la investigación también han surgido otros métodos para clasificar los vehículos en segmentos. Por ejemplo Sánchez et al. [179] parte de una clasificación comercial típica según masa, longitud

total y batalla para posteriormente, tras el análisis de los datos de ensayos de colisión, afinar la clasificación y conseguir grupos homogéneos en cuanto a su comportamiento durante la colisión.

4.1.1.1 Clasificación de vehículos utilizada en esta tesis

En esta tesis se va a utilizar la clasificación definida por el IIHS basada en el tipo de vehículo y en su masa y dimensiones [102]. Esta se ha considerado la clasificación más apropiada para la tarea abordada en esta tesis ya que está orientada a clasificar los ensayos para la evaluación de la seguridad que lleva a cabo dicha la organización.

El IIHS clasifica los vehículos de pasajeros en 6 grupos atendiendo al tipo de vehículo:

- Vehículos de 2 puertas
- Vehículos de 4 puertas
- *Station wagon*
- *Minivans*
- Vehículos deportivos
- Vehículos de lujo

Los *station wagons* son normalmente vehículos de 4 puertas con un gran espacio de carga trasero y un cuarto pilar. Los vehículos deportivos suelen tener dos plazas y poseer grandes prestaciones. Los vehículos de lujo suelen ser vehículos de alto coste y grandes prestaciones que no han sido clasificados como deportivos.

Según los criterios del IIHS, los **vehículos de pasajeros** son divididos en función de su tara y de su sombra² (*shadow* en la literatura inglesa) como se muestra en el diagrama de la Figura 4.1. Los vehículos cuya sombra o tara coincide con uno de los límites son clasificados en el grupo inferior. Hay algunas excepciones. Algunos vehículos son clasificados en categorías distintas a los que les correspondería según su sombra y peso. Estos se clasifican atendiendo a características comerciales para situarlos en el mismo grupo que sus vehículos competidores.

Los vehículos tipo **Pick-Up** son clasificados en tres grupos en función de su tara y de su capacidad de carga.

- Pequeño: Tara inferior a 1814 kg.
- Grande: Tara mayor de a 1814 kg y capacidad de carga de 454 kg.
- Muy grande: Tara mayor de a 1814 kg y capacidad de carga de 680 o 907 kg.

Originalmente los **SUV** se construían a partir de chasis de vehículos todo-terreno aunque las nuevas generaciones suelen basarse en las plataformas de vehículos de pasajeros. El IIHS divide los SUV en cinco categorías atendiendo a su tamaño y peso:

- Mini: Tara inferior a 1361 kg y sombra inferior a 6,97 m².

² Se define *sombra* como el producto de la longitud máxima por el ancho máximo del vehículo.

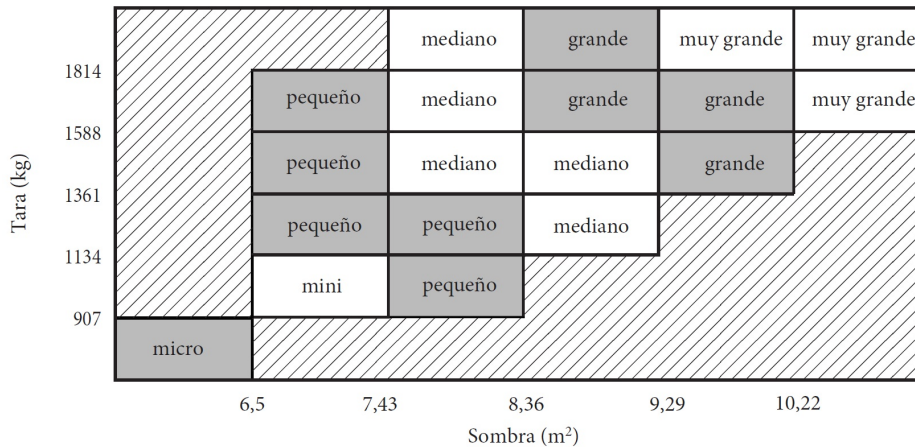


Figura 4.1 Clasificación de los vehículos de pasajeros en función de la tara y la sombra.

- Pequeño: Tara entre 1361 kg y 1700 kg.
- Mediano: Tara entre 1701 kg y 2154 kg.
- Grande: Tara entre 2155 kg y 2608 kg.
- Muy grande: Tara superior a 2609 kg y sombra superior a 10,68 m².

Al igual que los vehículos de pasajeros, existen algunos vehículos que el IIHS no clasifica según estos criterios para poder situarlos en el mismo grupo que sus competidores en el mercado.

4.1.2 Selección de los ensayos a estudiar y tratamiento de los datos

4.1.2.1 Fuente

Para analizar el comportamiento de los vehículos en el choque frontal se ha partido de la base de datos de ensayos de choque disponible en el NHTSA [141]. Se trata de una extensa base de datos que recoge ensayos de choque de vehículos realizados por distintos centros desde 1978, y recopilados por ese organismo estatal norteamericano, a la que puede accederse a través de Internet.

La base de datos consta de más de 9000 ensayos, clasificados según el tipo y la configuración de la prueba, que suelen corresponderse con las definidas en distintas normativas o programas de investigación. Se incluyen choques frontales, laterales, traseros, oblicuos y de vuelco, a distintas velocidades de colisión, y contra barreras fijas o móviles, rígidas o deformables y multitud de ensayos de colisión VtV. Las pruebas abarcan toda la gama de vehículos presentes en el mercado norteamericano, tanto de fabricación nacional como de importación.

A pesar de ser una base de datos de vehículos del mercado estadounidense, se puede asumir que los resultados obtenidos a partir de sus ensayos tendrán un carácter global ya que muchos de los modelos presentes en el mercado americano están presentes también en el mercado europeo con otros nombres o, a lo sumo, con variaciones poco significativas en su diseño.

4.1.2.2 Selección de la configuración de los ensayos a estudiar

Desafortunadamente, cada accidente es único, por lo que es imposible reproducir las condiciones de todos los accidentes que pueden ocurrir en la vida real. En consecuencia, los ingenieros utilizan una selección de los escenarios o configuraciones de choque más relevantes y eficaces para reducir los daños causados por los accidentes.

Para el desarrollo de la barrera se han extraído datos de ensayos de choque frontal contra barrera rígida con un ángulo de 0° y un solapamiento total con una velocidad de colisión de 56 km/h. Esta configuración de ensayo corresponde con el ensayo de colisión frontal del US NCAP Americano [145], lo cual asegura un alto número de ensayos disponibles en la mencionada base de datos.

Otra de las ventajas de escoger una configuración de ensayo enmarcada en el programa US NCAP, es que para cada uno de estos ensayos se encuentra disponible en la base de datos un informe con formato estandarizado donde se recoge gran cantidad de información acerca de: las características del vehículo, fotografías antes y después del impacto, datos registrados en los sensores del vehículo, datos registrados en maniquíes, posición de los maniquíes antes del ensayo, y deformaciones de varias zonas del vehículo. Algunos de estos ensayos se realizan contra barrera instrumentada con células de carga, por lo que en ellos se cuenta también con mediciones directas de fuerza la barrera.

La configuración de ensayo frontal definida en la normativa FMVSS 208 [153] consiste también en un impacto frontal de vehículo contra barrera rígida, con un ángulo de 0° y un solapamiento del 100%. Esta normativa establece que la velocidad de impacto debe ser superior a 48 km/h. Aunque muchos de los ensayos realizados con la configuración de impacto frontal del US NCAP sirven también para la verificación de los requisitos del FMVSS 208 todavía se realizan los dos tipos de ensayo. Los ensayos realizados según la FMVSS 208 a velocidades inferiores a 56 km/h han sido descartados por tener menor energía de impacto. Como se ha mencionado, el objetivo es estudiar el comportamiento de impactos con una alta cantidad de energía para que la barrera desarrollada pueda utilizarse en impactos con la mayor severidad posible.



Figura 4.2 Imagen Post-test de un Hyundai Elantra en la configuración de impacto utilizada [NHTSA Test N° 9793].

Se han recopilado los ensayos de modelos de vehículos desde el año 2009 hasta el 2016. Se ha optado por modelos fabricados en los últimos 7 años por considerarse representativos del actual parque automovilístico. Al utilizar modelos recientes, los valores obtenidos de aquellos parámetros que caracterizan el comportamiento durante colisión de los segmentos serán válidos durante más tiempo. Se han reunido un total de 395 ensayos

los cuales se listan en el Apéndice A. Estos ensayos han sido clasificados atendiendo a los criterios descritos en el apartado 4.1.1.1. De entre ellos, se han descartado aquellos que contenían errores en los datos registrados por los sensores o información cuestionable, quedando un total de 133 ensayos repartidos como se recoge en la Tabla 4.2. En concreto se han desestimado los ensayos en los que:

- Durante el ensayo se produjo el fallo de los acelerómetros del habitáculo. Habitualmente hay dos acelerómetros, uno izquierdo y otro derecho, más dos acelerómetros redundantes, uno a cada lado, por lo que es poco frecuente que se descarte el ensayo por el fallo de todos los sensores. Si el pulso obtenido tiene valores cuestionables que pueden hacer sospechar que ha ocurrido algún fallo, se descarta también el ensayo.
- Por el fallo de alguna célula de carga del muro rígido o si la curva de fuerza total en muro muestra valores cuestionables como por ejemplo, un valor de fuerza remanente tras finalizar las colisión.
- Si la energía cinética inicial y la energía máxima absorbida por el vehículo, calculada a partir de la curva fuerza-desplazamiento, difieren en más de un 15 %.
- Si el impulso medido y el cambio de la cantidad de movimiento difieren más de un 15 %.

Tras desechar los ensayos con datos anómalos y clasificar los restantes según la clasificación definida por el IIHS se han obtenido los grupos de ensayos que se recogen en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Grupos de ensayos de choque frontal contra barrera rígida a 56 km/h según segmento de vehículo. Datos medios de los segmentos tras la clasificación de los ensayos.

Segmento	Ensayos		Longitud (mm)			Anchura (mm)			Masa en vacío (kg)			
	Iniciales	Válidos	Media	max	min	Media	max	min	Media	max	min	
Pasajeros	Micro	3	0	3132,0	3628	2730	1574,3	1665	1475	989,7	1037	965
	Mini	8	2	3892,0	4132	3520	1662,6	1692	1585	1096,8	1171	945
	Pequeño	63	24	4406,8	4634	3823	1746,9	1810	1683	1265,1	1430	1099
	Mediano	83	32	4681,5	4980	4277	1799,3	1915	1710	1520,1	1784	1382
	Grande	51	16	4883,2	5190	4615	1840,7	2008	1780	1722,8	1936	1588
	Muy grande	13	4	5086,4	5186	4984	1884,1	1935	1810	1919,9	1989	1821
Total	221	78	4623,9	5190	2730	1790,9	2008	1475	1495,2	1989	945	
SUV	Mini	0	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Pequeño	39	16	4520,8	4955	4232	1796,2	1880	1737	1565,6	1697	1342
	Mediano	57	14	4789,5	5117	4495	1887,2	2003	1786	1934,3	2151	1710
	Grande	10	3	5072,1	5270	4807	1952,9	2040	1914	2278,7	2581	2161
	Muy grande	4	1	5619,0	5987	5230	1977,8	2003	1950	2685,3	2784	2650
Total	110	38	4750,1	5987	4232	1864,2	2040	1737	1862,2	2784	1342	
Pickup	Pequeño	1	1	5175,0	5175	5175	1747,0	1747	1747	1802,0	1802	1802
	Grande	38	7	5827,8	6355	5214	1973,8	2068	1757	2384,4	2629	1827
	Muy grande	9	2	6548,4	6810	6328	2012,3	2034	1997	3048,7	3179	2934
	Total	48	10	5949,3	6810	5175	1976,3	2068	1747	2496,8	3179	1802
Furgoneta	4	4	4892,0	5582	4570	1826,3	2018	1740	1877,0	2558	1578	
Monovolumen	12	3	5115,8	5181	5040	1974,5	2000	1925	2050,3	2159	1976	

Los vehículos clasificados como Monovolumenes (*minivans*) tienen una estructura frontal con unas características intermedias entre los vehículos de pasajeros y los SUV. Si comparamos sus masas y dimensiones de los vehículos de los ensayos utilizados (véase la Figura 4.4) este tipo de vehículos se encuentran en masa y dimensiones cerca de los vehículos de pasajeros muy grandes y entre los SUV medianos y grandes³. El comportamiento durante el impacto de este grupo será contemplado por separado de los vehículos de pasajeros para su posterior comparación.

³ En el gráfico de cajas de la Figura 4.4 las áreas sombreadas de azul representan el intervalo en el cual se encuentra, con un 95% de confianza, la media real de cada segmento. Si los intervalos de dos grupos no se solapan, se puede asegurar con un 95% de confianza que las medianas de ambos grupos son distintas.

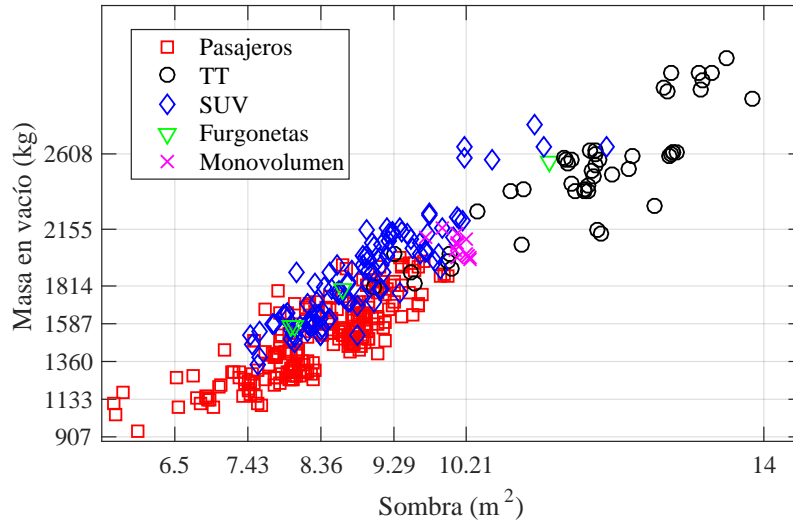


Figura 4.3 Representación de los ensayos utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra.

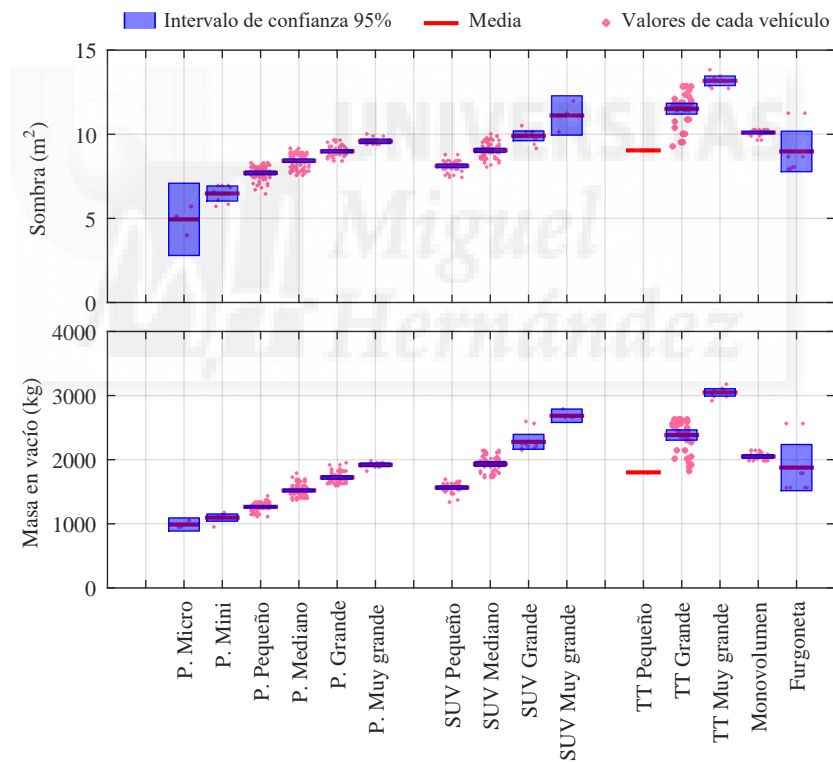


Figura 4.4 Gráfico de cajas de la masa y sombra de los vehículos contemplados tras la clasificación por segmentos.

Como se ha mencionado, según la clasificación utilizada, algunos vehículos no quedan encasillados en ningún segmento. Estos ensayos se clasificarán en el segmento de vehículos más apropiado atendiendo a sus dimensiones y competidores del mercado. Existen otros modelos de los que hay disponibles varios ensayos cuyos vehículos pueden ser clasificados en segmentos distintos si se sigue estrictamente la clasificación por masas y dimensiones del IIHS. En estos casos todos los ensayos de un mismo modelo han sido clasificados

en un mismo grupo atendiendo a los criterios anteriores. El resultado de la distribución final de los ensayos se muestra en la Figura 4.5, la Figura 4.6 y en la Figura 4.7. En ellas se superpone los datos de los ensayos con la definición de los grupos según masa en vacío y sombra. En el caso de las camionetas (véase la Figura 4.7, la clasificación entre grandes y muy grandes se realiza según la capacidad de carga declarada por el fabricante del modelo.

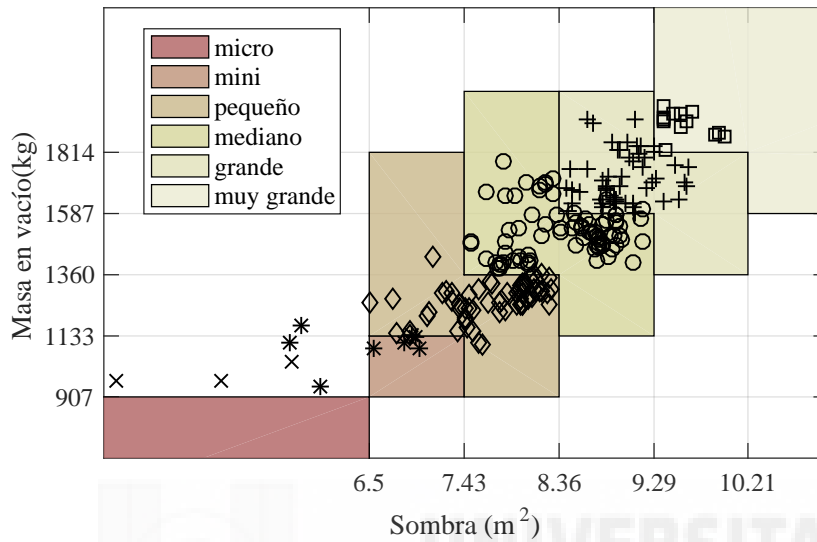


Figura 4.5 Ensayos de vehículos de pasajeros utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

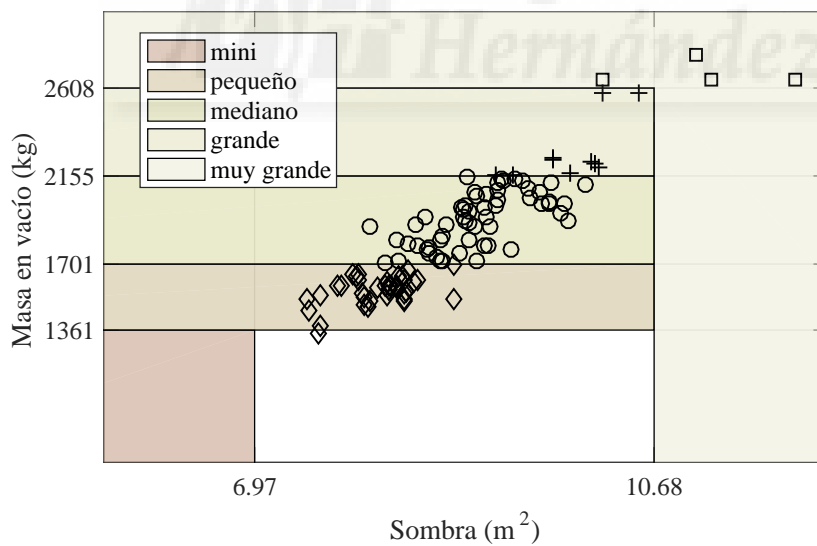


Figura 4.6 Ensayos de vehículos tipo SUV utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra.(◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

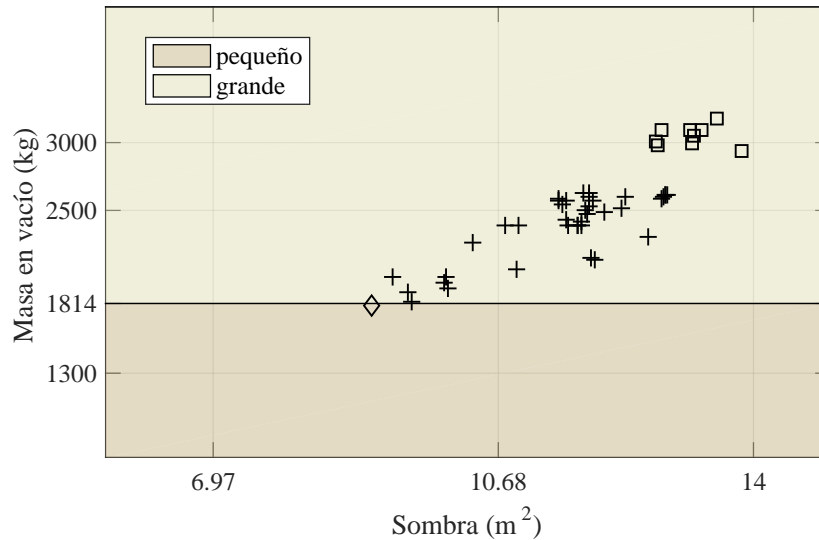


Figura 4.7 Ensayos de vehículos tipo todo-terreno utilizados para el desarrollo de las barreras deformables según su masa y sombra. (◇ Pequeños; + Grandes; □ Muy grandes).

4.1.2.3 Tratamiento de los datos

En la base de datos de ensayos de colisión se encuentran las señales de aceleración y fuerza directamente tomadas de los equipos de medición. Para ser utilizadas deben ser previamente filtradas para eliminar el ruido ocasionado por los efectos ambientales, vibraciones, etc.

Las señales de los acelerómetros y células de carga en los ensayos de choque frontal contra barrera rígida obtenidos de la base de datos del NHTSA están todas ellas pre-filtradas durante el proceso de adquisición de datos con una frecuencia de corte de 1650 Hz (CFC 1000), mientras que la frecuencia de muestreo es superior a 10.000 Hz. Para poder ser estudiadas y utilizadas, estas señales deben ser filtradas a una frecuencia de corte menor.

Prácticamente la totalidad de los procedimientos de ensayos de impacto realizados en Estados Unidos (ensayos del IIHS y normas FMVSS) recomiendan o exigen el seguimiento de la norma SAE J211 para el tratamiento de los datos [194]. En Europa, los reglamentos hacen referencia a la norma ISO 6487 [103] para el filtrado de las señales. Ambas normas realizan varias recomendaciones sobre instrumentación en ensayos de impacto, características y prestaciones mínimas de los canales de datos y los filtros digitales utilizados.

En esta tesis se ha seguido la norma SAE J211. De todos modos, las recomendaciones son equivalentes ya que la norma ISO 6487:2000 es básicamente similar a la norma SAE en su versión de marzo de 1995 [94].

Atendido a dicha norma, las señales obtenidas de la base de datos han sido filtradas con un filtro paso bajo *butterworth* de 4 polos, de las clases de frecuencia (CFC) que se muestran en la Tabla 4.3.

El filtro utilizado ha sido implementado en el software Matlab[®] siguiendo las recomendaciones de la norma SAE J211-1. El código ha sido validado mediante la comparación de varias señales filtradas con este código y con el filtro SAE implementado en los programas siguientes:

- LS-Prepost 4.3.

Tabla 4.3 Clase de frecuencia de los filtros utilizados para el tratamiento de los datos.

Tipo de señal	CFC
Aceleraciones medidas en la estructura de los vehículos destinadas al estudio y comparación directa, o a ser utilizadas como entrada en modelos de simulación de la colisión.	60 Hz
Aceleraciones medidas en la estructura de los vehículos destinadas a ser integradas para obtener velocidades y desplazamientos.	180 Hz
Fuerzas en barrera.	60 Hz

- NHTSA NVS R&D Signal Analysis Software (v6.16.7.8).
- NI DIAdem 2015 (Version 15.0.0).

La diferencias en los resultados de los cuatro códigos fue despreciable ($5 \cdot 10^{-5}$ g de diferencia en la señal de aceleración).

Una vez filtradas las señales de aceleración se ha realizado un re-muestreo (*resample*) de las señales a la frecuencia mínima establecida por el procedimiento de ensayo (10.000 Hz) para uniformizar las frecuencias de toda ellas y así poder aplicar las métricas de comparación.

Al igual que el filtrado, todo el tratamiento de los datos, integración de señales y obtención de parámetros de las curvas fue realizado mediante el software Matlab®.

Obtención de velocidades y deformaciones

La velocidad del vehículo ha sido calculada mediante la integración de la curva de aceleración medida en el habitáculo, previamente filtrada con un CFC 180, y tomando como velocidad en el instante de impacto, $t=0$, la velocidad de impacto recogida en el correspondiente informe de ensayo. La deformación del frontal del vehículo ha sido obtenida mediante la doble integración de la curva de aceleración tomando como deformación igual a 0 mm en el instante de impacto $t=0$.

Con el objetivo de comprobar que las rotaciones del vehículo son limitadas se han comparado de las deformaciones medidas por los sensores de aceleración colocados a ambos lados del habitáculo del vehículo en aquellos casos en los que dicha comprobación haya sido posible.

Obtención de curvas de fuerza-deformación

La curva de deformación frente al tiempo y la curva de fuerza frente al tiempo han sido combinadas para obtener las curvas de fuerza-deformación. Aunque las curvas han sido sincronizadas, debido a los efectos del filtrado, en el instante de impacto $t=0$ la fuerza obtenida no es exactamente 0 kN.

Comprobación de la conservación de momento y balance de energía

Se ha realizado el balance entre la energía absorbida por el frontal del vehículo y la energía cinética inicial del vehículo. La energía cinética inicial ha sido calculada según la expresión 4.1 a partir de la masa del vehículo en el ensayo M_{test} y la velocidad inicial de impacto $V_{impacto}$.

$$E_k = \frac{1}{2} M_{test} \cdot V_{impacto}^2 \quad (4.1)$$

$$E_i = \int_{t_0}^{t_1} F_{muro} \cdot ds_{vehiculo} \quad (4.2)$$

La energía absorbida por el frontal del vehículo, véase la expresión 4.2, ha sido estimada como la integral bajo la curva fuerza medida en el muro F_{muro} frente al desplazamiento del habitáculo del vehículo $s_{vehiculo}$. Dicha integral ha sido evaluada entre el instante inicial de impacto t_0 y el instante en el que se alcanza el desplazamiento máximo t_1 o, lo que es lo mismo, el instante en el que la velocidad del vehículo se hace igual a 0.

Se han descartado todos los ensayos cuya diferencia entre la energía medida en la barrera E_i y la energía cinética inicial E_k difiere más de un 15%.

Por otro lado, se ha comparado el impulso, I , calculado a partir de la integral de la fuerza medida en barrera, evaluada durante el periodo que dura el contacto barrera-vehículo, con el cambio de la cantidad de movimiento durante dicho periodo Δp (ecuación 4.4).

$$I = \int_{t_0}^{t_2} F_{muro} \cdot dt \quad (4.3)$$

$$\Delta p = M_{test} \cdot \Delta V_{t_0}^2 \quad (4.4)$$

El impulso medido y el cambio de la cantidad de movimiento no deben diferir más de un 15% para poder aceptar el ensayo y utilizarlo en etapas posteriores de esta tesis.

4.2 Metodologías para la definición del comportamiento típico y la selección del vehículo tipo

Previamente a la determinación las características de la barrera es necesario precisar el tipo de vehículo al que pretende simular la nueva barrera deformable y caracterizar el comportamiento durante el impacto que ha de replicar.

El objetivo principal de los sistemas de seguridad pasiva del vehículo es salvaguardar las vidas de los ocupantes del vehículo y minimizar los daños sufridos por estos. Por tanto, los datos más fiables que pueden utilizarse para estimar las consecuencias de una colisión y valorar el nivel de protección de los vehículos son los niveles de daño sufridos por sus ocupantes.

Este hecho ha propiciado que en la mayoría de los ensayos de choque se incluyan maniqués antropomórficos. En estos ensayos los principales parámetros a evaluar serán los valores suministrados por los sensores de

los maniqués durante los distintos criterios de daño. De igual modo, cuando en los modelos de simulación de choques se incluyen los ocupantes, también serán las estimaciones de los daños en ellos unos de los principales resultados a extraer.

En el caso que ocupa este trabajo, el desarrollo de una barrera deformable móvil, lo que se pretende reproducir es el comportamiento de la estructura del vehículo y su agresividad para con los demás vehículos, no la protección que ofrece a sus ocupantes. Por lo que los datos registrados por los sensores de los maniqués en los ensayos de impacto no son los principales parámetros a considerar en la definición del comportamiento típico de los vehículos.

Cuando se produce un choque entre dos vehículos, estos experimentan un cambio de velocidad brusco que dependerá de la evolución de la deceleración sufrida. Los ocupantes, debido a la inercia, se ven proyectados hacia las superficies interiores del habitáculo, debiendo entonces ser frenados por los sistemas de retención o, llegado el caso, por dichas superficies. La magnitud de los daños sufridos dependerá entonces de la deceleración producida en el habitáculo, el espacio disponible en el habitáculo para que se frenen los ocupantes antes de contactar con las paredes interiores del mismo, y de la eficacia de los sistemas de retención. La evolución de la deceleración dependerá a su vez de rigidez de la estructura de ambos vehículos y de la forma en la que se transmiten los esfuerzos entre ambas estructuras.

Por ello, la definición del comportamiento típico de los vehículos se realizará a partir de los pulsos de aceleración en el habitáculo y de fuerza medida en la barrera. Una de las ventajas de utilizar parámetros obtenidos a partir de estas dos señales es que son fácilmente medibles, tanto en los ensayos como en las simulaciones, y permiten valorar el comportamiento de la estructura de los vehículos independientemente de las prestaciones de los sistemas de retención y de las superficies y elementos interiores del habitáculo.

La estructura frontal de los vehículos de pasajeros actuales está constituido por multitud de elementos con distintas formas y rigideces. Durante una colisión frontal, cada uno de estos elementos se deforma de un modo distinto y falla a distinta carga, produciéndose en las aceleraciones y fuerzas medidas multitud de picos que dificultan la comparación entre curvas. Además, las oscilaciones de elementos con gran masa como el motor, que en cada vehículo puede tener dimensiones y disposiciones distintas, acentúan la heterogeneidad en los pulsos de aceleración y fuerzas. Por este motivo, es necesario establecer unos parámetros que caractericen el comportamiento durante el impacto, que permitan determinar de forma objetiva el comportamiento de un vehículo representativo de cada segmento y que ayuden a la comparación de las curvas de aceleración y fuerza de los vehículos reales y de la barrera que los pretende simular.

Cabe mencionar que la tarea que se describe en este punto, la de determinar el comportamiento característico de un segmento de vehículos, no es tan trivial como obtener las medias de los pulsos de deceleración de todos los vehículo de un segmento. En cada ensayo de impacto se producen pulsos de deceleración que, aunque pueden ser parecidos, tiene grandes oscilaciones y picos que varían en magnitud y en tiempo. Al realizar la media de varios pulsos se obtiene una curva mucho más suavizada cuyos máximos pueden verse atenuados. En el ejemplo de la Figura 4.8 se puede observar como la curva media es mucho más suave que los pulsos de cada vehículo. En este ejemplo incluso, el valor de deceleración máxima de la curva media es inferior a todos los valores máximos de las curvas individuales, por lo que la curva media no es representativa del

comportamiento del grupo. Si se utiliza esta curva media para el diseño de la barrera, el resultado podría ser una barrera que produjese unos impactos con menor severidad que los vehículos a los que pretende representar.

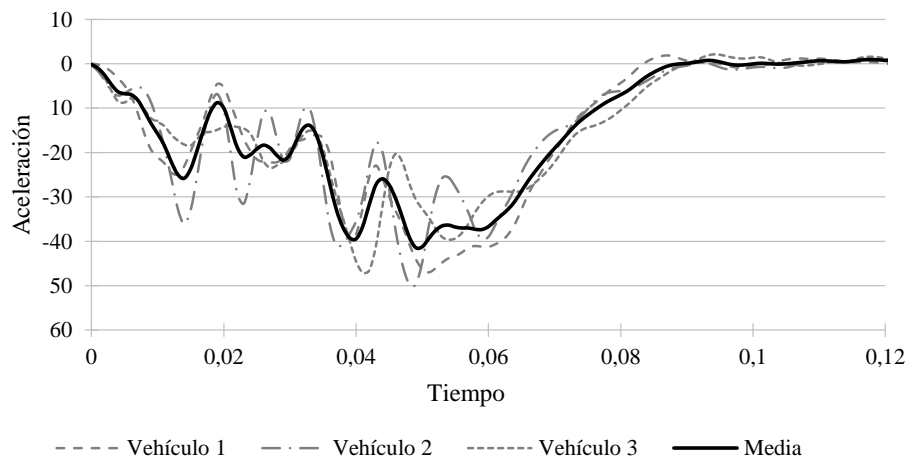


Figura 4.8 Curva media calculada como las medias punto a punto de las aceleraciones de tres vehículos.

El **primer método** planteado para la selección del vehículo representativo consiste en obtener los valores de los parámetros, a partir de las curvas de aceleración y fuerza, que se consideran importantes de cara al comportamiento durante la colisión y a las consecuencias de la misma. Posteriormente se determina para cada segmento el vehículo que mejor representa al grupo, siendo este aquel cuyos valores de los parámetros característicos estén más próximos a los valores característicos del segmento. Primero se ha realizado el planteamiento y discusión de los principales parámetros que pueden utilizarse en la caracterización del comportamiento del vehículo durante una colisión. Después, en el apartado 4.2.1.2 se describe el proceso de obtención de los valores de los parámetros característicos considerados más adecuados para la definición del comportamiento típico del segmento. Como conclusión de este primer método, en el apartado 4.2.1.3 se describe el proceso para la selección del vehículo representativo de cada grupo a partir de la comparación de los valores de los parámetros característicos.

El **segundo método** planteado consiste en la comparación de las curvas de aceleración y fuerza mediante métricas usadas en la validación de modelos (véase el Apéndice B). Estas métricas permiten la cuantificación objetiva de la similitud entre dos curvas. Inicialmente se realiza una introducción a la comparación objetiva entre curvas y se describen las métricas utilizadas para la selección del vehículo tipo de cada segmento. Después, en el apartado 4.2.2.2 se describe el método seguido para la selección de dicho vehículo a partir de las métricas de comparación de curvas.

4.2.1 Método basado en los parámetros característicos de aceleración y fuerza

4.2.1.1 Estudio de los principales parámetros que determinan el comportamiento en choque de un vehículo

A continuación se analiza la influencia que pueden tener distintos parámetros de la colisión y del vehículo en los efectos transmitidos al habitáculo, y por lo tanto en los daños sufridos por los ocupantes, tanto del propio

vehículo como de otros con los que pudiera colisionar.

Tras el análisis de aquellos parámetros que tradicionalmente se han utilizado para describir la evolución del vehículo durante la colisión se seleccionan los que se consideran más adecuados para el desarrollo de la barrera.

La intrusión Desde hace años que es bien sabido que la intrusión en el interior del habitáculo es el factor más influyente en las heridas graves y el riesgo de muerte sufridos por los ocupantes. Este hecho ha sido contrastado desde hace décadas con multitud de estudios de datos de accidentes reales. A modo de ejemplo, según el estudio realizado por Hartemann y otros en 1985 [79] a partir de una muestra de 572 colisiones frontales, el riesgo de muerte o heridas graves en accidentes con intrusiones mayores de 150 mm es entre dos y tres veces mayor que el correspondiente a aquellos con intrusiones menores.

Los daños más graves por esta causa se localizan en la cabeza debido al contacto con el volante, el salpicadero o incluso el pilar A, en las piernas por la reducción del espacio en la parte inferior del habitáculo, y en casos muy severos en el tórax por contacto con la columna de dirección [78]. La intrusión afecta sobre todo al conductor, para el que intrusiones mayores de 150 mm aumenta el riesgo de daños en las piernas, y a partir de 350 mm aumenta el riesgo de daños en la cabeza y muerte [65].

Los estudios realizados por Shearlaw [192] y Hobbs [84] revelan que la intrusión suele ser mayor en colisiones bastante severas (con Δv alrededor de 60 km/h) y con bajo solapamiento (< 40%), por lo que la influencia del comportamiento de la estructura del vehículo en la intrusión no se refleja bien en un ensayo de choque frontal contra barrera rígida con solapamiento total. Por otro lado, en un choque contra un obstáculo puntual o contra otro vehículo, la intrusión va a depender del reparto de rigideces y la uniformidad en la transmisión de esfuerzos en el frontal de ambos vehículos, por lo que su caracterización para un coche determinado resulta muy compleja.

La variación total de velocidad (ΔV) Estudios como el de Roberts y Compton en 1993 [172] y Shearlaw en 1996 [192] concluyen que el nivel de daño en los ocupantes aumenta con la velocidad de impacto, y para variaciones de velocidad durante el accidente (ΔV) por debajo del umbral de los 50 km/h es muy difícil encontrar heridos muy graves o muertes. Lo presentan, por tanto, como un indicador fiable de la severidad de la colisión.

Sin embargo, la variación de velocidad no tiene un efecto directo sobre los daños, que están más determinados por la deceleración. Pulsos de deceleración con gran amplitud y poca duración producen el mismo ΔV que pulsos de menor amplitud y mayor duración [61]. En un estudio realizado por el NHTSA en el cual se comparan los efectos del ensayo de choque contra barrera rígida de la FMVSS 208, a 48 km/h, y el propuesto por el US NCAP, a una velocidad de 56 km/h, se deduce también que, estadísticamente, el aumento de la velocidad de ensayo no afecta significativamente a la duración media del pulso de deceleración, ni al momento para el que presenta su pico máximo, pero sí hace subir el valor de la deceleración máxima obtenida [77].

Puede hacerse la puntualización, no obstante, de que aparte de su efecto sobre la magnitud del pulso de deceleración, la variación de velocidad únicamente puede tener un efecto directo sobre los ocupantes sin

retener, ya que al subir, aumenta la velocidad relativa en el impacto secundario del ocupante con el interior del habitáculo [85].

En una colisión entre dos vehículos el cambio de velocidad durante la colisión vendrá determinado principalmente por las velocidades antes de la colisión y por la relación de masas de ambos vehículos. Como además en todos los ensayos utilizados para el desarrollo de la barrera se realizan a la misma velocidad contra un muro rígido y el ensayo finaliza con el vehículo detenido, el ΔV de todos los ensayos utilizados será igual.

En algunos estudios se utiliza, en lugar del cambio total de velocidad, el OIV o *Longitudinal Occupant Impact Velocity* [210]. Este parámetro es una estimación de la velocidad relativa entre el ocupante y el interior del vehículo en el instante en que colisionan entre ellos. Se suele calcular como el cambio de velocidad del vehículo desde el instante de la colisión hasta el momento en que se estima, mediante la doble integral de la aceleración, un desplazamiento de 0,6 m. Si el desplazamiento no llega a alcanzar dicho valor, entonces el OIV coincide con el ΔV máximo. El estudio realizado por Tsoi [210] desvela que el OIV es mejor indicador de la severidad de un accidente real y de los daños producidos que el ΔV en los casos en los que los ocupantes llevaban puesto el cinturón de seguridad.

Deformación del frontal Autores como Appel [6], proponen que la deformación obtenida en el frontal durante el choque puede ser un indicador válido de los efectos provocados por el mismo. Existe un límite superior por encima del cual habrá intrusión, mientras que un valor por debajo de un cierto límite indicará que el frontal del vehículo absorberá poca energía y tendrá una gran agresividad hacia el vehículo con el que ha colisionado.

No obstante, la deformación sufrida por el frontal no constituye un indicador de la agresividad del vehículo por sí sola, pues lo que realmente provoca la agresividad es el nivel de las fuerzas transmitidas. Un vehículo es más agresivo cuando, debido a su curva de rigidez elevada, transmite un gran esfuerzo al otro, lo que tendrá su reflejo en el pulso de deceleración y de fuerza [237].

Energía absorbida por el frontal Diversos autores han propuesto como indicadores de la severidad del choque otros parámetros más relacionados con la energía absorbida por el vehículo, como la velocidad de energía equivalente, conocida comúnmente como EES (*Energy Equivalent Speed*). El EES se define como la velocidad para la que el vehículo considerado tendría una energía cinética igual a la absorbida por el mismo.

$$E_{absorbida} = \frac{1}{2} M_{vehiculo} (EES)^2 \quad (4.5)$$

Appel [6] opina que el EES es un indicador de la severidad de la colisión. Por otra parte, investigadores como Zobel [236] y Appel [6] coinciden en que la compatibilidad ideal en el choque coche contra coche se alcanzaría si ambos vehículos alcanzasen el mismo valor de EES, lo que demostraría que sí puede considerarse un indicador válido de la agresividad o compatibilidad de las estructuras durante una colisión entre dos vehículos.

No obstante, de los estudios realizados por Kullgren y otros [116, 117] se desprende que, cuando se relacionan indicadores como el EES con los daños sufridos por los ocupantes en accidentes reales, la

correlación obtenida no es demasiado buena, y la variación de velocidad experimentada por el vehículo aparece como un indicador mucho más fiable de la severidad del accidente.

En el caso que nos atañe, el de caracterizar el comportamiento de los vehículos durante la colisión contra mucho rígido, la energía cinética es aproximadamente igual a la energía absorbida por el vehículo, y como la velocidad de colisión en todos los ensayos es la misma, el EES depende directamente de la masa del vehículo ensayado.

El pulso de deceleración Si los ocupantes están correctamente retenidos y la intrusión es pequeña, parece claro que los daños sufridos van a estar relacionados directamente con la deceleración del habitáculo. Autores como Foret-Bruno en 1994 [65], y Hobbs en 1996 [85] respaldan esta opinión. Los daños en este tipo de situación se deberán principalmente a la deceleración y la compresión en el tórax, la compresión en el abdomen, y el esfuerzo en el cuello debidos a la fuerza del cinturón de seguridad. Lo que puede no ser tan evidente es qué parámetros del pulso de deceleración son los que determinan de forma más precisa dichos daños: deceleración máxima, deceleración media, momento en que aparecen los picos, forma de la curva de deceleración, etc.

La deceleración máxima del habitáculo se considera como uno de los parámetros con mayor influencia en los daños según Appel y Thomas [7]. Este es un parámetro ampliamente utilizado en el estudio de la compatibilidad entre vehículos mediante simulación debido a que se puede obtener con cualquier modelo, por sencillo que sea, ya que no requiere ni el modelado en detalle del frontal del vehículo ni de los ocupantes [105] [222]. La misma ventaja tienen otros parámetros derivados de la señal de aceleración como el cambio de velocidad máximo y el desplazamiento máximo.

La deceleración media durante el tiempo que dura la colisión tiene influencia en los niveles de daño producidos según diversos autores como Brasche y otros [24], Appel [6] y Zobel [237]. Estos coinciden en que los sistemas de retención usados actualmente tienen un valor máximo admisible para la deceleración media que se sitúa en torno a los 20 g. Para los vehículos muy pequeños, con poco espacio disponible para la deformación, se usan sistemas de retención especialmente diseñados que pueden admitir deceleraciones medias cercanas a los 50 g [137].

La deceleración media está relacionada con la cambio de velocidad y la duración de pulso por lo que, a priori, parece un indicador de la agresividad mejor que el ΔV . Aun así, a igualdad de deceleraciones medias, distintas formas del pulso de deceleración pueden traer consecuencias distintas para los ocupantes.

La forma del pulso de deceleración tiene influencia en los daños producidos según varios estudios [67, 218]. Parámetros como la pendiente inicial de la curva o el tiempo de ocurrencia del pico máximo tienen una influencia cuantificable en los daños producidos. En un estudio realizado por el NHTSA en 1981 [131] se advierte que el tiempo en el que se produce el pico máximo de deceleración está relacionado con la rigidez del frontal del vehículo. Los vehículos con la parte delantera del frontal menos rígida tienen un pico de aceleración máxima más retrasado. Este mismo estudio sugiere, que

para mejorar la agresividad de los vehículos pesados con los ligeros se debe intentar hacer la parte delantera del frontal menos rígida o, lo que es equivalente, retrasar el pico de deceleración.

Por el contrario, Zobel [235] sugiere que es deseable un pico de deceleración alto en los primeros instantes de la colisión, antes de que se tensen los cinturones. Esto permitiría absorber una alta cantidad de energía cuando todavía no se transmiten los esfuerzos al tórax del ocupante. A la misma conclusión llegó Mark [132] tras el análisis de la influencia de la forma del pulso mediante el uso de modelos multicuerpo.

Edwards y Wykes [45] llegan a la conclusión de que el pulso ideal que provoca menor compresión en el pecho es aquel que presenta un pico lo más alto posible y con una duración del pulso menor.

Sea cual sea la forma del pulso de deceleración, este deberá estar acotado superiormente por un valor límite admisible compatible con un funcionamiento correcto de los sistemas de retención y deberá acotarse inferiormente para absorber la suficiente energía con una deformación admisible que no produzca una intrusión excesiva [236]. En caso de una colisión muy severa, el pulso deberá reflejar la parte final de la estructura frontal más rígida diseñada para evitar la intrusión [196].

Como puede verse no hay total consenso en cuanto a cuál es la forma óptima del pulso de deceleración. No obstante, la forma de la curva se presenta como un factor muy influyente y a ser tenido en cuenta a la hora de realizar la caracterización de los vehículos.

El centroide del pulso de aceleración es el tiempo para el cual se encuentra el centro geométrico del pulso de aceleración. Suele calcularse para el área bajo la curva de aceleración comprendida entre el instante inicial de la colisión hasta el instante en el que se produce la deformación máxima [94]. Se puede demostrar que en una colisión frontal contra muro rígido con una velocidad inicial v_o , y una deformación dinámica máxima C , el centroide del pulso de deceleración t_c es

$$t_c = \frac{C}{v_o} \quad (4.6)$$

Este parámetro es utilizado en algunas investigaciones para la construcción de pulsos de aceleración aproximados [94].

Otros parámetros relacionados con el pulso de aceleración son, por ejemplo, el *Longitudinal Acceleration Severity Index* (ASI) definido por el CEN [56]. Para el caso de una colisión frontal en el que las aceleraciones en dirección distintas a la longitudinal son despreciables, el ASI se calcula según la expresión siguiente:

$$ASI = \frac{\bar{a}_{50ms,x}}{12} \quad (4.7)$$

El término $\bar{a}_{50ms,x}$ se refiere al máximo valor de la aceleración media para intervalos de 50 ms de aceleración. El estudio realizado por Tsoi [210] desvela que el ASI es mejor indicador de la severidad de un accidente real y de los daños producidos que el ΔV en los casos en los que los ocupantes llevaban puesto el cinturón de seguridad.

Dada la importancia dada por varios investigadores a los niveles de aceleración producidos antes de la activación de los sistemas de retención y los airbag, Sánchez [179] utiliza como parámetro característico del pulso la aceleración media producida en los primeros 30 ms. La elección del intervalo de 30 ms corresponde al valor típico para la activación de los elementos de seguridad pasiva mencionados.

Para reproducir la agresividad del vehículo puede ser más apropiado utilizar la aceleración media hasta el punto en que se produce el valor máximo. Este valor proporcionará información la forma global del pulso de aceleración dividiendo el pulso en dos intervalos en función de las características propias del pulso y no de un intervalo fijo.

Curvas de fuerza y rigidez del frontal Durante la colisión entre dos vehículos el esfuerzo al que están sometidas sus estructuras debe ser igual para ambos. Por tanto la deformación sufrida y la energía absorbida por cada uno es función de sus curvas de rigidez. Como se adelantó en el capítulo 1, algunas medidas encaminadas a mejorar la compatibilidad, como limitar la fuerza máxima transmitida en el choque, podrían conseguirse mediante la variación de las curvas de rigidez de los vehículos.

En el caso de las colisiones contra muro rígido, la curva de fuerza está relacionada con la de aceleración, por lo que las conclusiones que se obtuvieran en referencia al efecto de la forma y los valores alcanzados por el pulso de deceleración, son fácilmente traducibles a la curva de rigidez.

A continuación se analizan las características típicas de las curvas de aceleración y fuerza obtenidas en un ensayo contra muro rígido con solapamiento total de un vehículo de pasajeros. A partir de ellas se analizan la relación entre las distintas curvas y el comportamiento de los elementos de la estructura. En la Figura 4.9 se muestran las curvas de aceleración en el habitáculo, aceleración en el motor, fuerza medida en el muro rígido y curva de fuerza-desplazamiento del vehículo.

La primera parte de las curvas viene definida principalmente por el comportamiento de la parte delantera de los largueros [24]. En ocasiones presenta un pico de esfuerzo local debido al colapso de los largueros.

La etapa central suele estar muy marcada por los esfuerzos producidos por las oscilaciones del motor. El contacto del motor con la barrera provoca un pico de deceleración en él, lo que se traduce en un pico de fuerza en la barrera que suele alcanzar uno de sus principales máximos. Habitualmente este pico de deceleración no se transmite a la carrocería directamente, sino que el motor rebota hacia atrás dentro del compartimento motor, dentro del margen que le permite la elasticidad y holgura de sus apoyos. Instantes después este rebote del motor será parado por dichos apoyos o, si el espacio libre en el compartimento motor es reducido o si los apoyos del motor se rompen, se producirá el contacto con el panel cortafuegos. Es en este segundo contacto cuando se transmite un pico de deceleración a la carrocería, mientras que el motor se acelera de nuevo hacia delante coincidiendo con un mínimo en la fuerza medida en la barrera. Esta oscilación del motor dentro de la carrocería se refleja en la curva de rigidez y sus efectos pueden ser más o menos relevantes dependiendo del espacio disponible en el compartimento motor, de la masa del motor, de la configuración y rigidez de la unión del mismo a la estructura. Aparte del efecto descrito en esta zona pueden aparecer subidas, bajadas o zonas planas en la curva de esfuerzo, que dependen de la curva de rigidez de los largueros y de la entrada en carga y colapso de elementos estructurales secundarios u otros elementos como el radiador, batería, etc.

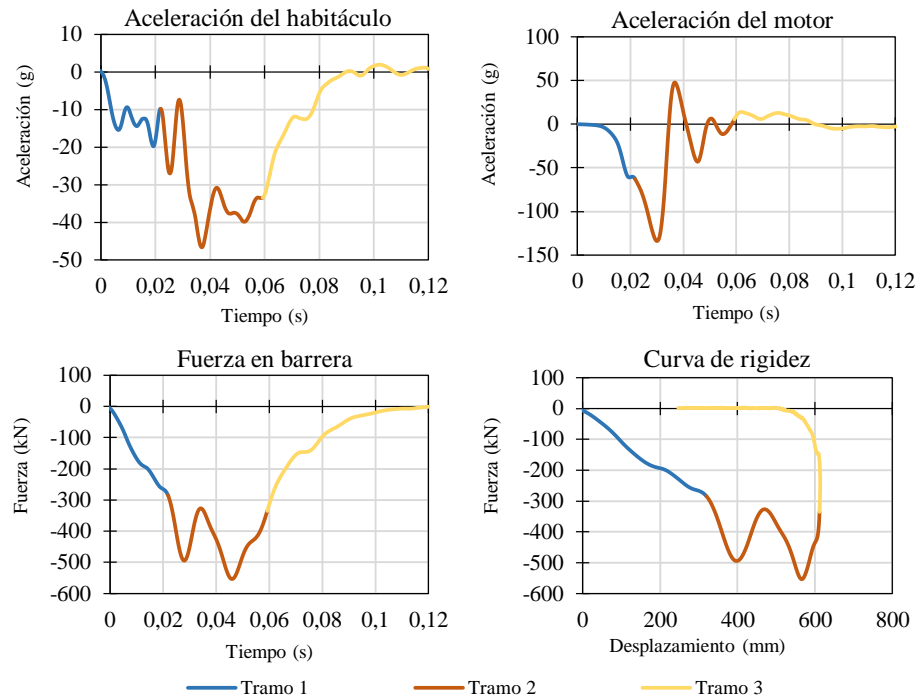


Figura 4.9 Curvas típicas obtenidas en el ensayo contra muro rígido de un vehículo de pasajeros mediano.

Por último, en una última fase de la colisión se produce la descarga y la recuperación de la componente elástica de la deformación. La curva de rigidez baja de manera aproximadamente lineal, con una pendiente que coincide aproximadamente con la rigidez de la componente elástica de la estructura.

En un choque contra un obstáculo o contra otro vehículo no todos los elementos que aportan rigidez longitudinal van a entrar en juego de la misma manera, dependiendo de la compatibilidad geométrica que exista. En estos casos cobra más importancia la rigidez de los elementos transversales y verticales que sirven de unión entre los elementos longitudinales.

En cuanto a la elección de los parámetros adecuados para representar la rigidez del frontal, la bibliografía es mucho menos extensa que para los parámetros que representan la aceleración del vehículo. Investigadores del INRETS proponen medir parámetros tales como tiempo de parada, energía absorbida hasta un determinado instante o un determinado desplazamiento, o la forma más o menos homogénea en que se produce la deformación. No obstante, no cuantifican la influencia de estos parámetros [213, 21].

Caracterizar la rigidez del frontal con un único valor es una tarea complicada, ya que se trata de un sistema no-lineal [148] y el concepto de rigidez solo tiene un significado preciso en el caso de sistemas lineales. Además, en el caso de colisiones entre vehículos, la respuesta de este está íntimamente relacionada con la masa y por tanto es difícil de aislar su efecto del provocado por la rigidez de la estructura. Nusholtz propone calcular la rigidez de la parte delantera de la estructura como la pendiente de una recta de regresión ajustada mediante el método de los mínimos cuadrados entre 25 y 250 mm de deformación [148]. Otros autores con Summers y Swanson [202] estiman la rigidez inicial mediante una regresión lineal pero entre un tramo que varía según las características de la curva. Estos aplican los siguientes criterios para determinar la rigidez inicial:

1. Una buena correlación lineal. El coeficiente de determinación, R^2 , para la regresión lineal debe ser superior a 0,95.
2. El tramo de correlación debe comenzar en los primeros 200 mm para considerarse rigidez "inicial".
3. La longitud mínima del tramo debe ser como mínimo de 150 mm para que pueda considerarse significativa.
4. No se fuerza a la recta de regresión a tener una fuerza igual a cero para una deformación igual a cero.

Para un vehículo dado, la rigidez inicial se calcula para el tramo más largo que cumpla los cuatro criterios anteriores. El principal inconveniente de este método, utilizado en distintos estudios [222], es que en ciertos vehículos no se satisfacen todos los criterios y por tanto no puede calcularse la rigidez inicial.

Algunos investigadores utilizan el valor *Energy-Equivalent stiffness* (K_e) [147, 148]. Esta rigidez del frontal se define en un tramo de deformación d como la constante elástica equivalente que tendría un muelle que acumularse la misma energía elástica que la energía absorbida por el frontal con esa deformación d . Como la energía absorbida por el frontal es igual a la fuerza media, F_{media} , en el tramo por la deformación d .

$$E_{abs} = \int_0^d f(x)dx = d \cdot F_{media} \quad (4.8)$$

Igualando la energía absorbida a la energía equivalente elástica

$$E_{equivalente} = \frac{1}{2} K_e d^2 \quad (4.9)$$

se obtiene una expresión sencilla para estimar la rigidez del frontal de la estructura.

$$K_e = \frac{2 \cdot F_{media}}{d} \quad (4.10)$$

De forma análoga, se puede definir una rigidez equivalente global de todo el frontal a partir de la energía cinética inicial, aunque este parámetro es mucho menos habitual.

$$K_{dinamica} = \frac{M_{vehiculo} \cdot V_{inicial}^2}{d_{maxima}^2} \quad (4.11)$$

Este último estimador de la rigidez es llamado por algunos autores como Rigidez dinámica o *Dynamic Stiffness* [222]. En ocasiones, para la estimación de la rigidez se utiliza, en lugar de la deformación dinámica máxima obtenida a partir de la curva de desplazamiento, la deformación permanente producida el frontal y medida en el vehículo tras la colisión. Este valor, es conocido como rigidez estática o *Static Stiffness*

$$K_{estatica} = \frac{M_{vehiculo} \cdot V_{inicial}^2}{d_{permanente}^2} \quad (4.12)$$

Como la deformación estática es inherentemente inferior a la deformación dinámica, la rigidez estática será superior a la dinámica.

También se pueden encontrar otros trabajos en los que se contempla la fuerza máxima en un determinado rango de deformación, como una estimación de la rigidez de la estructura [148].

En estudios más recientes como el de Blum en 2008 se investiga la relación entre varios parámetros obtenidos a partir de las curvas de fuerza procedentes del ensayo US NCAP en las lesiones producidas en colisiones reales [22]. En ese estudio se obtiene que la **rigidez inicial** del frontal influye de forma directa en las lesiones de los ocupantes del vehículo, siendo la probabilidad de sufrir daño menor en los vehículos con mayor rigidez frontal. Relaciona las características estructurales del vehículo con la protección de sus ocupantes y no con la agresividad hacia los ocupantes del otro vehículo. Blum llega incluso a encontrar, en las colisiones severas en las que el airbag se despliega, una mayor influencia de la rigidez inicial que de la masa del vehículo en las lesiones de los ocupantes. Esto puede deberse a que el buen funcionamiento de los sistemas de retención y airbags mitiga el efecto de la masa del vehículo en los daños, sin embargo, una mayor rigidez está relacionada con una menor intrusión, y como se ha mencionado, esta es la principal causa de lesiones graves en colisiones de gran severidad.

A partir del cálculo de la integral de la curva de rigidez se han desarrollado varias métricas para el estudio de la compatibilidad de vehículos. Este es el caso del *Crush-work Stiffness* [157], que consiste simplemente en el cálculo de la energía necesaria para producir una determinada deformación en el frontal del vehículo. Así surgen el KW400, KW300 y KW200 que se refieren al trabajo necesario para producir 400, 300 y 200 mm de deformación respectivamente. Para un vehículo, el *Crush-work Stiffness* está altamente correlacionado con otras medidas de rigidez inicial, de hecho, la expresión es igual al *Energy-Equivalent Stiffness* descrito anteriormente. Blum [22] demuestra dicha correlación y encuentra una relación entre el aumento del KW400 y la reducción de daños en los ocupantes.

Otro de los parámetros típicamente obtenidos a partir de las curvas de esfuerzo y rigidez es la Altura Media del Esfuerzo, *Average Height of Force* en inglés (AHOF) [228]. Esta se define, para un ensayo contra muro rígido, como la altura respecto del suelo del centro de esfuerzos sobre el muro. El cálculo preciso de esta altura requiere de barreras equipadas con muchas células de carga. Además, aunque este factor puede tener influencia en la compatibilidad de rigideces de la barrera desarrollada, la relación con los daños producidos no es tan directa como en la rigidez inicial o en la energía absorbida [22].

Relación entre parámetros característicos del comportamiento durante el impacto

Tras la revisión bibliográfica en búsqueda de los parámetros característicos más utilizados para la caracterización del comportamiento durante la colisión de los vehículos se ha realizado un análisis de la correlación entre dichos parámetros. El objetivo es descartar parámetros que estén fuertemente relacionados entre ellos para evitar utilizar parámetros redundantes en la caracterización del segmento y en la selección del vehículo representativo.

Para determinar la relación lineal entre dos parámetros se ha utilizado el coeficiente de correlación lineal R^2 también conocido como coeficiente de determinación [138]. En la correlación entre dos variables este valor coincide con el cuadrado del coeficiente de correlación de Pearson.

En la Tabla 4.4 se muestra los coeficientes de determinación R^2 entre 14 parámetros obtenidos a partir de las curvas de aceleración y fuerza de los ensayos. Se ha incluido también en el análisis la masa del vehículo durante el ensayo. Para este análisis de correlación se han utilizado todos los ensayos válidos, según se describe en la sección 4.1.2, indistintamente del segmento al que pertenecen.

Tabla 4.4 Coeficientes de determinación R^2 entre distintos parámetros obtenidos a partir de las curvas de aceleración y fuerza.

	Aceleración máx.	Tiempo de aceleración máx.	Fuerza máx.	Tiempo de fuerza máx.	Aceleración media	Acel media $t < 30ms$	Acel. media hasta pico acel.	DeltaV	Duración de pulso	Desplazamiento máximo	Tiempo de desplazamiento máx.	Energía absorbida	Masa	Centroide de aceleración
Aceleración máx.	1	0,15	0,00	0,00	0,25	0,00	0,01	0,00	0,26	0,22	0,33	0,03	0,02	0,16
Tiempo de aceleración máx.	0,15	1	0,01	0,02	0,07	0,08	0,17	0,04	0,13	0,23	0,14	0,06	0,03	0,19
Fuerza máx.	0,00	0,01	1	0,00	0,06	0,01	0,00	0,02	0,05	0,02	0,02	0,58	0,59	0,02
Tiempo de fuerza máx.	0,00	0,02	0,00	1	0,00	0,05	0,02	0,01	0,02	0,07	0,04	0,06	0,06	0,09
Aceleración media	0,25	0,07	0,06	0,00	1	0,04	0,16	0,02	0,73	0,42	0,62	0,25	0,25	0,42
Acel media $t < 30ms$	0,00	0,08	0,01	0,05	0,04	1	0,20	0,01	0,08	0,51	0,17	0,04	0,02	0,42
Acel. media hasta pico acel.	0,01	0,17	0,00	0,02	0,16	0,20	1	0,00	0,14	0,29	0,28	0,02	0,01	0,30
DeltaV	0,00	0,04	0,02	0,01	0,02	0,01	0,00	1	0,13	0,02	0,00	0,02	0,01	0,11
Duración de pulso	0,26	0,13	0,05	0,02	0,73	0,08	0,14	0,13	1	0,53	0,68	0,30	0,28	0,58
Desplazamiento máximo	0,22	0,23	0,02	0,07	0,42	0,51	0,29	0,02	0,53	1	0,80	0,21	0,14	0,89
Tiempo de desplazamiento máx.	0,33	0,14	0,02	0,04	0,62	0,17	0,28	0,00	0,68	0,80	1	0,26	0,21	0,73
Energía absorbida	0,03	0,06	0,58	0,06	0,25	0,04	0,02	0,02	0,30	0,21	0,26	1	0,94	0,18
Masa	0,02	0,03	0,59	0,06	0,25	0,02	0,01	0,01	0,28	0,14	0,21	0,94	1	0,14
Centroide de aceleración	0,16	0,19	0,02	0,09	0,42	0,42	0,30	0,11	0,58	0,89	0,73	0,18	0,14	1

Se ha considerado que la correlación entre dos variables es alta si el valor de R^2 es superior a 0,7 [148]. En la Tabla 4.4 se ha resaltado en rojo los valores que cumplen tal condición.

Como era de esperar, existe correlación lineal entre el desplazamiento máximo sufrido por el vehículo y el tiempo en el cual se alcanza dicho desplazamiento máximo (véase la Figura 4.10 superior derecha).

Se ha encontrado que existe correlación lineal entre el centroide de la curva de aceleración en el habitáculo y el desplazamiento máximo sufrido por el vehículo durante la colisión. Esto indica que cuanto más se retrasa el centroide del pulso de aceleración mayor deformación se produce en el frontal. De igual modo, existe una correlación entre el centroide de la curva de aceleración y el tiempo en el cual se alcanza el desplazamiento máximo. En la Figura 4.10 se representan los diagramas de dispersión de las variables con alta correlación lineal. Se ha llegado a la conclusión de que no es necesario utilizar dos de los tres parámetros mencionados. El centroide del pulso de aceleración y el tiempo en el cual se produce la deformación máxima no serán utilizados en el método para la selección del vehículo tipo.

El único parámetro fuertemente relacionado con la masa del vehículo es la energía absorbida por el frontal del vehículo, lo cual es totalmente lógico. Ningún otro parámetro puede descartarse para el método por tener una correlación lineal con la masa del vehículo. El segundo parámetro con mayor correlación con la masa es la fuerza máxima medida en barrera con un valor de R^2 de 0,59. La fuerza máxima será tenida en cuenta en el método de selección del vehículo tipo. Sin embargo la masa y energía absorbida no se utilizará en el método. Estos parámetros quedarán reflejados en el comportamiento de la barrera diseñada simplemente definiendo para ella una masa similar a la del vehículo tipo.

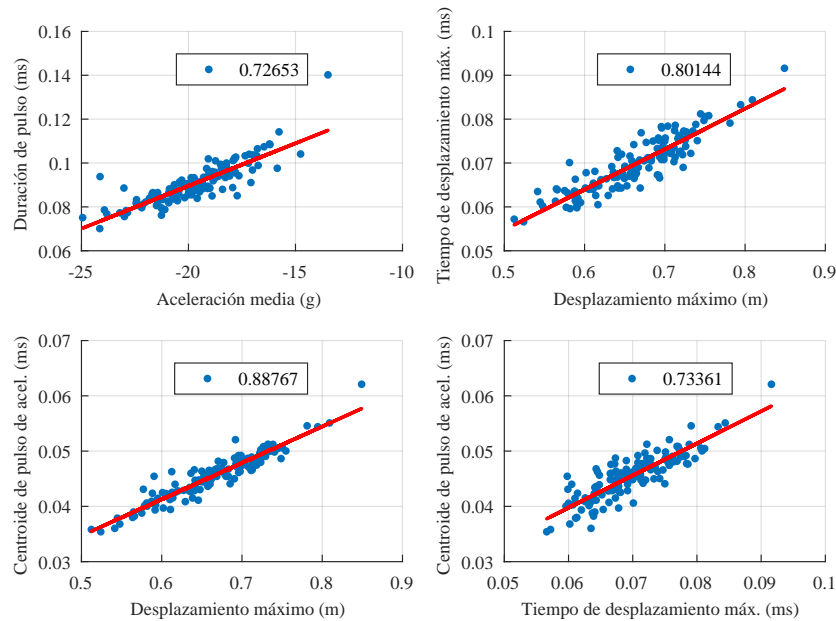


Figura 4.10 Correlación lineal entre varios parámetros característicos del comportamiento durante colisión de los vehículos de todos los segmentos.

La duración del pulso de aceleración y la aceleración media tiene un valor de R^2 de 0,72. Como la velocidad de todos los ensayos es la misma, los vehículos en los cuales se producen pulsos de aceleración más cortos, el valor medio de la deceleración debe ser mayor. A raíz de este resultado se decide utilizar la duración del pulso en detrimento de la aceleración media durante la colisión.

Respecto al resto de parámetros considerados para el método, se ha descartado la utilización de cambio de velocidad ΔV . Como se explica en el apartado anterior, este parámetro puede ser representativo de la severidad de una colisión, pero no del comportamiento de la estructura de un vehículo durante ella.

En el análisis de la correlación entre parámetros no se ha incluido la longitud del frontal. Se ha considerado que la deformación sufrida por este es más importante que su longitud inicial. Ya que la deformación es afectada, además de por longitud inicial de frontal, por geometría y características de todos los elementos inferiores, como motor, columna de dirección, rigidez de las estructuras y elementos, etc.

No se ha incluido en el análisis de la correlación entre parámetros ninguna métrica indicativa de la rigidez del frontal. En un inicio se planteó la inclusión de la rigidez inicial en alguna de las formas comentadas en el apartado anterior pero, dada la alta heterogeneidad de vehículos y curvas de esfuerzo, ninguno de los métodos era lo suficientemente robusto como para proporcionar un valor que realmente estimase la rigidez inicial de la estructura para todos los ensayos. En el caso de la rigidez estática y de la rigidez dinámica, tampoco se incluyó en el análisis pues su valor está relacionado con la deformación alcanzada por el frontal y la masa del vehículo (véanse las ecuaciones 4.11 y 4.12).

4.2.1.2 Selección y obtención de los parámetros característicos del comportamiento en choque

Una de las posibles formas de determinar el comportamiento típico durante el impacto de un determinado segmento de vehículos es utilizar determinados parámetros de las curvas de aceleración, fuerza y despla-

miento que sean indicativos de la severidad, rigidez y capacidad de absorción de energía del frontal de los vehículos. Tras calcular el valor de estos parámetros para cada vehículo, se puede obtener los valores medios de estos parámetros para cada segmento y determinar cuál es el vehículo cuyos parámetros se acercan más a los valores medios.

Se puede encontrar en bibliografía propuestas para caracterizar la curva mediante un número reducido de parámetros. Hackney [77] propone por ejemplo caracterizarla mediante la deceleración máxima, el tiempo en el que se produce y la duración total del pulso de deceleración. No obstante esas aproximaciones pueden ser demasiado simples.

Sanchez-Lozano [179] señala como parámetros más relevantes a la hora de describir el comportamiento de un vehículo: la forma y duración del pulso de deceleración, las deceleraciones medias y máximas en cada zona del pulso de deceleración y momento en el que se producen los picos, la deceleración media y energía absorbida hasta el instante de tensado de los cinturones, los niveles máximos y medios de esfuerzo, la deformación máxima dinámica y permanente en el frontal, la energía absorbida en la deformación y la variación de velocidad.

Una primera aproximación al método que se describe en este apartado fue planteado en 2015 [178]. Se utilizaron datos de ensayos de colisión contra muro rígido equipado con células de carga a 56 km/h y se utilizaron seis parámetros indicativos del comportamiento durante el impacto. En dicho trabajo se utilizaron los valores de los seis parámetros para definir el comportamiento objetivo de una barrera deformable.

En el método planteado en esta tesis se utilizan los seis parámetros que se listan a continuación:

- | | |
|--|-------------------------|
| • Valor máximo de aceleración | A_{max} |
| • Valor máximo de fuerza en la barrera | F_{max} |
| • Deformación máxima durante el ensayo | D_{max} |
| • Duración del pulso de deceleración | T_{pulso} |
| • Tiempo en el que se produce la aceleración máxima | $T_{A_{max}}$ |
| • Aceleración media hasta el instante en el que se produce la aceleración máxima | $\bar{A}_{t_{A_{max}}}$ |

La energía absorbida no se tiene en cuenta como parámetro para la comparación. La energía absorbida durante la colisión contra el muro rígido es aproximadamente igual a la energía cinética inicial del vehículo ensayado. Como la velocidad de ensayo es aproximadamente igual en todos los ensayos, la energía cinética depende directamente de la masa del vehículo. La masa varía ligeramente entre los vehículos de un mismo segmento y es muy sencillo lastar la barrera móvil para que su masa se corresponda con la masa media del grupo de vehículos o la del vehículo escogido como representativo de ellos.

Estos parámetros característicos del comportamiento durante el impacto de un vehículo se han obtenido a partir de las curvas de aceleración y fuerza de los ensayos siguiendo el método que se detalla a continuación.

Duración del pulso La determinación de la duración del pulso de deceleración no está exenta de problemas. Se suele definir la duración de pulso como el tiempo que transcurre desde que se produce la colisión hasta que la deceleración regresa a un valor de 0. En ocasiones la aceleración no vuelve a alcanzar el valor de cero u oscila alrededor de cero varias veces hasta que el vehículo se detiene.

Uno de los métodos más utilizados para la determinación del pulso es considerar que este comienza cuando el valor de deceleración supera un cierto valor umbral y que acaba cuando este vuelve a pasar por ese valor tras pasar el valor pico del pulso. Por ejemplo Saunders utiliza, para el estudio de los pulsos de aceleración producidos en impactos frontales, un valor umbral de -10 g [181].

Si se utiliza el método de los valores umbrales con pulsos de aceleración con muchas oscilaciones puede ocurrir que la curva aceleración pase varias veces por ese valor umbral y por tanto se subestime la duración de pulso. Gehre recomienda calcular el instante final del pulso recorriendo la curva en sentido opuesto y encontrar el último instante en el que la curva para por dicho valor umbral [71].

Para evitar subestimar la duración de pulso Linder propone calcular el instante en el que la curva de deceleración baja a cero una vez que el cambio de velocidad haya superado el 90% del cambio de velocidad total. Así se asegura que el vehículo ya tiene una energía cinética reducida [121].

Otro método, seguido por Wiacek [222], consiste en calcular la duración de pulso como el tiempo entre $t=0$ y el instante en el que la velocidad del vehículo se hace 0 o, lo que es equivalente, en el momento en el cual el desplazamiento alcanza su máximo.

En esta tesis, la duración de pulso se ha calculado siguiendo el método propuesto por Locey [124]. Este utiliza la señal de aceleración filtrada con un CFC 18 para eliminar las oscilaciones de mayor frecuencia. Entonces recorre el nuevo pulso filtrado en sentido contrario hasta encontrar el primer valor que supere el 5% del valor máximo de la aceleración (con el filtrado original CFC 60). La duración de pulso es el tiempo transcurrido desde $t=0$ hasta el instante calculado. En la Figura 4.11 se ilustra el método de cálculo de la duración de pulso. La duración representada como d_{Locey} es la utilizada en esta tesis.

Se ha tenido la precaución de sincronizar todas las curvas para que la colisión se iniciase en el $t=0$.

Aceleración media hasta el valor máximo La aceleración media es considerada por algunos investigadores como un indicador de la probabilidad de que se produzcan lesiones en una colisión. Esta suele definirse como la velocidad de impacto dividida entre la duración del pulso [185]. Dadas las dificultades para determinar la duración de pulso y que al final de este la velocidad del vehículo no es siempre 0, es recomendable sustituir la velocidad de colisión por el ΔV del vehículo durante la duración de pulso considerada.

Como se ha discutido en el apartado anterior, la aceleración media no se va a tener en cuenta como parámetro característico del comportamiento de vehículo. En su lugar se va a utilizar para la aceleración media hasta el instante en el cual se produce el pico máximo de deceleración en el habitáculo. Así, en esta tesis, se ha calculado la aceleración media hasta el valor máximo, $\bar{A}_{t_{Amax}}$, como la integral respecto del tiempo de la aceleración del habitáculo, $a(t)$, desde el inicio del pulso hasta el instante en el que se produce el valor

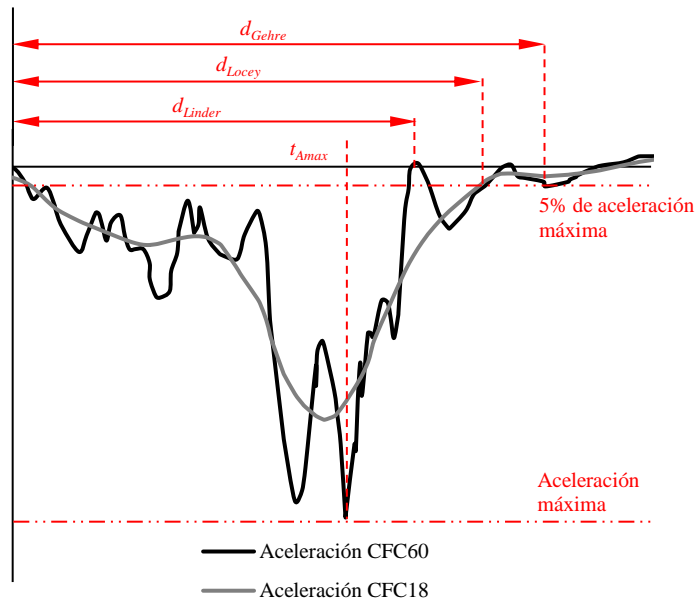


Figura 4.11 Métodos para la obtención de la duración de pulso de aceleración.

pico dividido entre el tiempo transcurrido T_{Amax} :

$$\bar{A}_{t_{Amax}} = \frac{\int_{t=0}^{t=T_{Amax}} a(t) dt}{T_{Amax}} \quad (4.13)$$

El cálculo de este parámetro se ha realizado a partir de la señal registrada por uno de los acelerómetros situados en el habitáculo filtrada con un filtro CFC 60. La aceleración máxima A_{max} y el instante en el que se produce, T_{Amax} , ha sido obtenido a partir de la señal de aceleración longitudinal mencionada anteriormente.

Fuerza máxima En ocasiones se utilizan ensayos de choque en los que el muro o barrera con el que impacta el vehículo no está equipado con células de carga. En esos casos, es habitual estimar la fuerza ejercida sobre el vehículo a partir de su aceleración y su masa [95]. En el caso de esta tesis, se dispone de los datos medidos por las células de carga para todos los ensayos utilizados.

Algunos autores, al estudiar los pulsos de fuerza medidos por las células de carga, eliminan de la fuerza total medida la fuerza debida a los efectos de la inercia de elementos muy rígidos y de gran masa, generalmente el motor y la caja de cambios [106]. Para calcular esta fuerza de inercia se valen los datos registrados por los acelerómetros montados en el motor, los cuales son multiplicados por la masa estimada del motor.

Para la aplicación del método que se describe en esta sección, la fuerza medida en el muro ha sido obtenida mediante la suma de las fuerzas registradas por todas las células de carga de la barrera rígida filtradas con un filtro de clase CFC 60. El valor de fuerza máxima, F_{max} , se ha obtenido directamente de la curva resultante.

Deformación máxima durante el ensayo El valor de deformación, D_{max} , en el frontal del vehículo ha sido obtenido como el desplazamiento máximo obtenido a partir de la doble integración de la señal de

aceleración en el habitáculo utilizada en los parámetros anteriores pero tratada con un filtro de clase de frecuencia CFC 180 como recomienda la norma⁴.

4.2.1.3 Método para la selección del vehículo tipo de cada segmento haciendo uso de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque

Una vez obtenidos los parámetros característicos de cada vehículo y los valores medios de los parámetros para cada uno de los segmentos se seleccionará el vehículo que mejor represente el comportamiento durante el choque de cada grupo. Esta selección se hará siguiendo una evolución del método ya planteado en 2015 [178] el cual consiste en la búsqueda del vehículo cuyos valores de los parámetros característicos se encuentran más próximos a los valores medios del segmento.

La evolución del método presentado en esta tesis radica en la consideración del número de ensayos de un mismo modelo de vehículo del que se dispone para realizar la caracterización del segmento. De este modo, los valores medios de los parámetros característicos se ponderan según el número de ensayos disponibles del mismo modelo para no dar mayor peso a un modelo por el mero hecho de haber sido ensayado más veces.

Dado el valor del parámetro característico cualquiera, P^i , obtenido para cada ensayo i , su media para el segmento está dada por la siguiente expresión.

$$\bar{P} = \frac{\sum_{i=1}^{n_e} P^i \frac{1}{nem_i}}{nmd} \quad (4.14)$$

donde P es el parámetro, n_e es el número de ensayos disponible del segmento de vehículos correspondiente, nem_i es el número de ensayos del mismo modelo que el utilizado en el ensayo i y nmd es el número de modelos de vehículo distintos en todos los ensayos del grupo.

Una vez obtenido el valor medio del parámetro característico para el segmento se calcula la diferencia entre el parámetro de cada vehículo y la media del segmento. Esta diferencia se adimensionaliza dividiéndola entre el valor medio de dicho parámetro. La diferencia relativa de cada vehículo para el parámetro de aceleración máxima, a_{max}^i , es calculada según la expresión 4.15.

$$a_{max}^i = \frac{A_{max}^i - \bar{A}_{max}}{\bar{A}_{max}} \quad (4.15)$$

La diferencia relativa de cada vehículo para la fuerza máxima medida en el muro rígido, f_{max}^i , es calculada según la expresión 4.16.

$$f_{max}^i = \frac{F_{max}^i - \bar{F}_{max}}{\bar{F}_{max}} \quad (4.16)$$

En el caso de la deformación máxima del frontal del vehículo la expresión de la diferencia relativa de cada vehículo, d_{max}^i , queda de la siguiente forma.

$$d_{max}^i = \frac{D_{max}^i - \bar{D}_{max}}{\bar{D}_{max}} \quad (4.17)$$

⁴ SAE J211-1 (1995)

De igual modo, la diferencia relativa de cada vehículo para la duración de pulso, el instante en el que se produce la deceleración máxima y la aceleración media hasta que se produce la aceleración máxima quedan expresados según las ecuaciones 4.18-4.20.

$$t_{pulso}^i = \frac{T_{pulso}^i - \bar{T}_{pulso}}{\bar{T}_{pulso}} \quad (4.18)$$

$$t_{A_{max}}^i = \frac{T_{A_{max}}^i - \bar{T}_{A_{max}}}{\bar{T}_{A_{max}}} \quad (4.19)$$

$$\bar{a}_{T_{A_{max}}}^i = \frac{\bar{A}_{T_{A_{max}}}^i - \bar{\bar{A}}_{T_{A_{max}}}}{\bar{\bar{A}}_{T_{A_{max}}}} \quad (4.20)$$

Una vez calculadas las diferencias relativas a los valores medios de los parámetros para cada ensayo se define la siguiente distancia, $Dist_{rel}^i$, para cuantificar cuanto están de próximos los parámetros de cada ensayo a los valores medios del segmento.

$$Dist_{rel}^i = w_{a_{max}} \cdot |a_{max}^i| + w_{f_{max}} \cdot |f_{max}^i| + w_{d_{max}} \cdot |d_{max}^i| + w_{t_{pulso}} \cdot |t_{pulso}^i| + w_{t_{A_{max}}} \cdot |t_{A_{max}}^i| + w_{\bar{a}_{T_{A_{max}}}} \cdot |\bar{a}_{T_{A_{max}}}^i| \quad (4.21)$$

El vehículo con el menor valor de $Dist_{rel}^i$ será pues el vehículo seleccionado como representativo del comportamiento durante el impacto del segmento con este método. Los términos $w_{a_{max}}$, $w_{f_{max}}$, $w_{d_{max}}$, $w_{t_{pulso}}$, $w_{t_{A_{max}}}$ y $w_{\bar{a}_{T_{A_{max}}}}$ de la ecuación 4.21 son unos factores de ponderación para dar más peso a ciertos parámetros. Se realiza la suma de los valores absolutos para que las desviaciones de cada ensayo respecto de la media, negativas y positivas, no se anulen entre ellas.

En la sección 4.3 se aplica este método para la selección del vehículo representativo de comportamiento durante colisión frontal de varios segmentos de vehículos.

4.2.2 Método basado en la comparación de las curvas de aceleración y fuerza

4.2.2.1 Comparación de la forma de las curvas de ensayo

El segundo método propuesto para la selección del vehículo representativo de un segmento de vehículos durante una colisión, y por tanto para la caracterización del comportamiento típico de dicho segmento, consiste en la comparación de la forma de los pulsos de aceleración en el habitáculo y fuerza medida en barrera.

Cabrían dos posibilidades para la elección del vehículo representativo: o bien se elige el vehículo al que "más se le parecen" las curvas de aceleración y fuerza el resto de vehículos del segmento, o bien se calcula las curvas medias de aceleración y fuerza del segmento y se escoge el vehículo cuyas curvas se parecen más a las curvas medias. Se ha realizado un análisis ambas opciones, cuyos resultados se recogen en las secciones siguientes, para comprobar las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas.

Se podría pensar que al utilizar la segunda opción en los segmentos en los que se dispone de muchos ensayos las curvas medias podrían quedar demasiado suavizadas y el vehículo seleccionado tendría unos

valores de aceleración y fuerza máximos demasiado bajos. Sin embargo, esto no tiene por qué ser cierto ya que lo que se va a comparar es la forma de los pulsos y el comportamiento del segmento va a quedar definido por las curvas del vehículo seleccionado y no por las curvas medias.

La comparación de dos curvas, en este caso dos pulsos de aceleración, puede realizarse simplemente representando ambas curvas y valorando cualitativamente cuanto se parecen. Este método de comparación "a ojo" tiene notables limitaciones al ser un método subjetivo y muy complicado de aplicar a curvas como las tratadas en esta tesis. En la bibliografía existen multitud de métricas que permiten comparar dos curvas y valorar cuanto se parecen entre ellas de forma objetiva. La mayoría son utilizadas para la validación de los modelos computacionales, no obstante, estas métricas pueden utilizarse para estudiar la repetibilidad de los ensayos de colisión.

Estas métricas cuantifican la similitud entre dos curvas mediante distintos métodos: transformación al dominio de la frecuencia, cálculo de correlación, cálculo de error entre señales, etc.; y en base a distintas características de las curvas: magnitud, fase, pendiente, etc. Un ejemplo, es el método utilizado por el programa *CORAsoftware* [70] para la determinación de la correlación entre dos pulsos. Este método, cuyo uso en la comparación entre señales obtenidas en ensayos de impacto está bastante extendido [111], compara varios aspectos de la señal: magnitud, pendiente, desfase, etc.; y provee un valor que cuantifica cómo de parecidas son las curvas.

En el Apéndice B se detalla el funcionamiento de algunas de las métricas más utilizadas. No obstante, las métricas para la comparación de curvas pueden clasificarse mayoritariamente en tres grupos:

- Las métricas que determinan algún tipo de correlación entre los valores de las señales. Pueden ser desde coeficientes de correlación utilizados comúnmente en estadística hasta otros definidos *ad hoc*.
- Métricas que comparan los valores medios de las señales o los valores medios de las diferencias punto a punto de las señales. En este grupo se encuentran las métricas de Oberkampf, Norma Vectorial, RMS, RMS_{\log} , la velocidad de los residuos o los momentos de la señal. También existen algunas propuestas de métricas que comparan la magnitud de las señales transformada al dominio de la frecuencia en lugar de en el dominio del tiempo.
- Las métricas que comparan varias características de las curvas por separado y proporcionan un valor mediante la combinación de sus componentes. Como por ejemplo las métricas MPC (*Magnitude, Phase, Combined*) las cuales comparan la magnitud de la señal punto a punto y el desfase entre ellas y proporcionan un valor a partir de la combinación de las dos componentes. Algunos ejemplos de ellas son las métricas de Sprague, Sprage-Geers, Knowles-Gear, métrica EARTH o la métrica de Russell. La principal ventaja de estas métricas es que proporcionan información acerca de la causa de las discrepancias entre las curvas de una forma fácil mediante el análisis de sus componentes.
- Existen otras métricas más complejas que derivan de las técnicas de reconocimiento de voz y reconocimiento de imagen. Por ejemplo las métricas basadas en el DTW (*Dynamic Time Warping*) utilizan algoritmos de sincronización de señales que asignan una función de coste a las variaciones que deben

realizarse en una curva para sincronizarla con la otra, cuanto menor es ese coste más se parecen las señales.

- Métricas compuestas que combinan varias de los métodos anteriores. El principal ejemplo de estas métricas en el método CORA mencionado anteriormente.

Antes de la aplicación de las métricas en el método para la selección del vehículo tipo se han tratado las señales de aceleración y fuerza como se detalla en el apartado 4.1.2.3. Las señales han sido filtradas y se ha realizado un *resample* a la misma frecuencia a todas las curvas para poder aplicar las métricas. Se ha supuesto que todas las señales están sincronizadas si el impacto entre vehículo y barrera se producen el instante $t = 0$. No obstante, en algunos de los métodos como CORA o EARTH se realiza la sincronización de las señales para reducir el desfase entre ellas y mejorar el resultado de algunas de sus componentes. Esta minimización del desfase entre señales está incluido en propio algoritmo de las métricas.

Las curvas de los ensayos del US NCAP obtenidas de la base de datos del NHTSA tienen una duración que va desde los 0,1 s antes de producirse la colisión hasta los 0,3 s después del impacto inicial. En el intervalo de tiempo previo a la colisión y en el intervalo tras la detención del vehículo, los pulso de aceleración y fuerza son prácticamente iguales en todos los ensayo. Para mejorar la sensibilidad de las métricas solo se ha utilizado el tramo de las señales comprendido entre 0 y 0,14 s.

Con el objetivo de establecer la conveniencia o no de cada tipo de métricas se han seleccionado varias de ellas y se ha aplicado el método para la selección del vehículo tipo con cada una de ellas. En concreto, se ha aplicado el método con las siguientes métricas:

- Dos métricas del tipo MPC: Se utilizará la métrica de Sprague-Geers y la métrica de Russell.
- Dos métricas del tipo Coeficientes de correlación: Se utilizará los coeficientes de correlación de NARD y de Pearson.
- Dos métricas simples de comparación de los valores medios de las señales: se utilizará la métrica RMS y RMS_{\log} .
- La métrica DTW en dos formatos: se utilizará como métrica la distancia entre curvas calculada con el algoritmo DTW con distancia euclídea y con distancia cuadrática.
- La métrica CORA.

4.2.2.2 Método para la selección del vehículo tipo de cada segmento haciendo uso de métricas de comparación

En esta tesis se presenta un método alternativo además del método basado en la comparación de ciertos parámetros de las curvas de aceleración y fuerza descrito en el 4.2.1.3. Este segundo método consiste en calcular, mediante el uso de las métricas mencionadas anteriormente, la diferencia entre las curvas de aceleración y entre las curvas de fuerza para cada posible combinación de ensayos de un mismo segmento. El vehículo representativo seleccionado es, con este método, el vehículo cuya suma de los valores de las métricas entre dicho vehículo y el resto de vehículos del segmento sea menor.

Dado un segmento de vehículos del que se dispone de los resultados de n_e ensayos, se define el valor de la métrica $m_{i,j}^{acel}$ la cual mide la distancia entre las curvas de aceleración de los ensayos i y j pertenecientes a dicho segmento. De igual modo, se define $m_{i,j}^{fuerza}$ que mide la distancia entre las curvas de fuerza los ensayos i y j evaluada según una determinada métrica.

Cabe mencionar que en la forma original de algunas métricas un menor valor indica la mayor similitud entre las curvas, siendo 0 el valor indicativo de un acuerdo perfecto entre ellas. Sin embargo, en otras métricas el valor varía entre 0 y 1 siendo 1 el indicador del acuerdo perfecto entre dos curvas y 0 el indicador de la mayor diferencia entre curvas. En concreto, de las métricas utilizadas en este capítulo, en las métricas de DTW, RMS, RMS_{\log} , Sprague-Geers y Russell el valor de 0 indica el acuerdo perfecto, mientras que en la métrica de CORA, el coeficiente de correlación de NARD y el coeficiente de correlación de Pearson la máxima similitud entre curvas es indicada con el valor 1. En caso de estas últimas tres métricas, para la aplicación del método de selección del vehículo representativo, el valor $m_{i,j}^{acel}$ y $m_{i,j}^{fuerza}$ se ha calculado como 1 menos el resultado de aplicar la forma original de las métricas entre las curvas de ambos ensayos i y j . De este modo se fuerza a que se cumpla la condición de que el valor resultante de aplicar el método con cualquier métrica sea indicativo de una mayor similitud entre las curvas del vehículo con las del resto del segmento cuanto menor sea dicho valor.

Para cada una de las métricas utilizadas se puede obtener dos matrices, una para las curvas de aceleración y otra para las curvas de fuerza en muro, cuyos elementos son los valores obtenidos con la métrica de comparación para cada pareja de curvas:

$$m^{acel} = \begin{bmatrix} 0 & m_{1,2}^{acel} & m_{1,3}^{acel} & \cdots & m_{1,n_e}^{acel} \\ m_{2,1}^{acel} & 0 & m_{2,3}^{acel} & \cdots & m_{2,n_e}^{acel} \\ m_{3,1}^{acel} & m_{3,2}^{acel} & 0 & \cdots & m_{3,n_e}^{acel} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ m_{n_e,1}^{acel} & m_{n_e,2}^{acel} & m_{n_e,3}^{acel} & \cdots & 0 \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

Si en un segmento hay muchos ensayos de un mismo modelo de vehículo se podría desvirtuar el resultado, penalizando a aquellos modelos de los que solo hay un ensayo disponible. Con el objetivo de evitar sobrepesar a los modelos con mayor número de ensayos se multiplica cada elemento de la matriz m^{acel} por un función delta de Kronecker $\delta_{i,j}$. Este término adquiere valores 0 o 1 en función de si el modelo utilizado en los ensayos i y j son el mismo o no.

$$\delta_{i,j} = \begin{cases} 0 & \text{si modelo } i = \text{modelo } j \\ 1 & \text{si modelo } i \neq \text{modelo } j \end{cases} \quad (4.23)$$

La inclusión de este término hace que los resultados producto de aplicar la métrica entre un vehículo y otros del mismo modelo no se tengan en cuenta para el resultado final de dicho vehículo.

Para ponderar el peso de las métricas de los vehículo repetidos en el resultado del resto de modelos se ha dividido cada término $m_{i,j}^{acel}$ entre el número de veces que aparece el modelo de vehículo del ensayo j n_{em_j} . Por ejemplo, supongamos que los modelos ensayados en el ensayo i y en el ensayo j son distintos. Pero del

modelo testado en el ensayo j hay otros dos ensayos disponibles: k y l . Entonces los términos que indican en número de ensayos del mismo modelo nem^j , nem^k y nem^l tienen un valor de 3. Los valores de $m_{i,j}^{accel}$, $m_{i,k}^{accel}$, $m_{i,l}^{accel}$ serán dividido entre 3 para no sobrestimar el resultado de los vehículo que se parecen mucho a j , k o l .

Tras la inclusión de las dos operaciones mencionadas el valor que cuantifica cómo de parecidas son las curvas de aceleración de un vehículo respecto de los del segmento, M_{accel} , queda de la siguiente forma.⁵

$$M_{accel} = \left(\begin{bmatrix} 0 & m_{1,2}^{accel} & \dots & m_{1,n_e}^{accel} \\ m_{2,1}^{accel} & 0 & \dots & m_{2,n_e}^{accel} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ m_{n_e,1}^{accel} & m_{n_e,2}^{accel} & \dots & 0 \end{bmatrix} \circ \begin{bmatrix} \delta_{1,1} & \delta_{1,2} & \dots & \delta_{1,n_e} \\ \delta_{2,1} & \delta_{2,2} & \dots & \delta_{2,n_e} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \delta_{n_e,1} & \delta_{n_e,2} & \dots & \delta_{n_e,n_e} \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{bmatrix} 1/nem_1 \\ 1/nem_2 \\ \vdots \\ 1/nem_{n_e} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

Los elementos M_i^{accel} de la matriz resultante M^{accel} cuantifican la diferencia de la curva de aceleración del ensayo i con el resto. Para el caso de las curvas de aceleración este valor se puede expresar como se muestra en la ecuación 4.25 y para el caso de las curvas de fuerza medida en muro según la ecuación 4.26.

$$M_i^{accel} = \sum_{j=1}^{n_e} \frac{m_{i,j}^{accel} \delta_{i,j}}{nem_j} \quad (4.25)$$

$$M_i^{fuerza} = \sum_{j=1}^{n_e} \frac{m_{i,j}^{fuerza} \delta_{i,j}}{nem_j} \quad (4.26)$$

Ambos valores se pueden combinar como se muestra en la ecuación 4.27 para definir un valor de cuantifique la distancia entre los resultados de aceleración y fuerza del ensayo y los resultados del resto de ensayos del segmento.

$$M_i^{combinada} = w_{accel} \cdot M_i^{accel} + w_{fuerza} \cdot M_i^{fuerza} \quad (4.27)$$

Los términos w_{accel} y w_{fuerza} son factores de ponderación cuya finalidad es dar mayor o menor importancia al pulso de aceleración en el habitáculo o a la curva de fuerza medida en el muro rígido. El ensayo para el cual el valor de $M_i^{combinada}$ calculado sea el menor de todos los del segmento es el considerado como representativo del segmento según este método. Para cada métrica de comparación utilizada puede que el ensayo seleccionado sea distinto. En la siguiente sección se aplica el método descrito aquí haciendo uso de varias métricas de comparación de curvas con el fin de detectar las ventajas o inconvenientes del uso de cada una de ellas para la determinación del comportamiento representativo durante un choque frontal de un determinado segmento.

Para comparar los resultados de los dos métodos propuestos con el obtenido si se seleccionase el vehículo cuyas curvas se asemejan más a las curvas de aceleración y fuerza medias de cada segmento se ha realizado dicho análisis mediante la métrica CORA. Las curvas medias de aceleración y fuerza han sido calculadas del siguiente modo:

⁵ El operador \circ denota el producto de Hadamard o producto elemento a elemento de la matriz m^{accel} y la formada por los elementos $\delta_{i,j}$.

1. Para los ensayos correspondientes a un mismo modelo de vehículo: se ha calculado las curvas medias del modelo realizando la media punto a punto de las curvas.
2. Las curvas medias del segmento se han calculado mediante la media punto a punto de las curvas de los vehículos. En esta media, los ensayos correspondientes a un mismo modelo de vehículo han sido sustituidos por la curva media del modelo obtenida en el punto anterior.

En las tablas de resultados que se muestran en la sección 4.3 el valor de la métrica CORA obtenido al comparar las curvas de cada uno de los ensayos con la curva media del segmento se denota como $CORA_{Media}$.

4.3 Aplicación de la metodología para la selección de vehículo representativo de un segmento en choque frontal

A partir de las curvas de deceleración y de las curvas de fuerza frente a desplazamiento previamente tratadas se han obtenido los parámetros característicos del comportamiento durante la colisión de cada vehículo.

Posteriormente se realiza un estudio estadístico de los parámetros obtenidos para cada segmento del parque automovilístico, obteniendo los valores medios de cada grupo y extrayendo de cada grupo, en los casos en los que fuese necesario, los ensayos cuyos valores de los parámetros indicase que pudiese haber ocurrido algún error en la adquisición de los datos o algún fenómeno extraño durante el ensayo.

Una vez obtenidos los parámetros característicos de cada vehículo y los valores medios de los parámetros característicos para cada uno de los segmentos se obtendrá el valor de $Dist_{rel}^i$ de cada vehículo siguiendo el método planteado en el punto 4.2.1.3.

Después se aplica el método planteado en el apartado 4.2.2.2 para la selección del vehículo representativo basado en la comparación de la forma de los pulsos de aceleración y fuerza. Se aplica el método con un total de 9 métricas para comparar la influencia de la métrica utilizada en la robustez y funcionamiento del método. Por último se cuantifica la diferencia entre las curvas de cada ensayo con las curvas medias de cada segmento aplicando la métrica CORA.

A partir del análisis de los resultados se seleccionará el vehículo que mejor representa el comportamiento durante el choque de cada segmento. Este vehículo será el que defina el comportamiento típico del segmento y por tanto el comportamiento que debe imitar la barrera deformable.

Como se explica en los apartados anteriores, en los métodos planteados se han definido unos factores que dan mayor o menor peso a ciertas características del comportamiento en colisión o dan mayor o menor peso en la curva de aceleración frente a la curva de fuerza obtenida en el ensayo de impacto. En la aplicación de los dos métodos que se va a presentar a continuación, como lo que se busca es analizar el funcionamiento de los métodos en distintos segmentos, se han utilizado los factores de ponderación que se muestran en la siguiente tabla.

En los casos en los que se ha utilizado el software CORA, ha sido necesario definir el valor de varios parámetros internos del programa. Estos valores se recogen en la Tabla 4.6.

Tabla 4.5 Factores de ponderación utilizados en la aplicación de los distintos métodos de selección del ensayo representativo.

Método	Factor de ponderación		Valor
Parámetros característicos	Aceleración máxima	$w_{a_{max}}$	1
	Fuerza máxima	$w_{f_{max}}$	1
	Deformación máxima	$w_{d_{max}}$	1
	Duración de pulso	$w_{t_{pulso}}$	1
	Tiempo pico aceleración	$w_{t_{A_{max}}}$	1
	Acel. media hasta $t_{A_{max}}$	$w_{\bar{a}_{t_{A_{max}}}}$	1
Comparación entre curvas	Aceleración	w_{acel}	0,5
	Fuerza	w_{fuerza}	0,5

Tabla 4.6 Valores de los parámetros utilizados en la aplicación de CORA.

Intervalo de evaluación	
A_THRES	0,03
B_THRES	0,075
A_EVAL	0,01
B_DELTA_END	0
T_MIN/T_MAX	automatic
Método del corredor	
K	2
G_1	0,5
a_0/b_0	0,05
a_sigma/b_sigma	0
Método de correlación cruzada	
D_MIN	0,01
D_MAX	0,12
INT_MIN	0,8
K_V	10
K_G	1
K_P	1
G_V	0,5
G_G	0,25
G_P	0,25
G_2	0,5

4.3.1 Vehículos de pasajeros

4.3.1.1 Vehículos de pasajeros muy grandes

Inicialmente se disponía de 13 ensayos de vehículos pertenecientes a este segmento. Tras la criba de ensayos con fallos en los sensores y ensayos en los que el balance de energía o de cantidad de movimiento no era satisfactorio han quedado un total de 4 ensayos con los que definir el comportamiento típico durante la colisión del segmento del parque automovilístico. Los ensayos utilizados y los vehículos ensayados en cada uno se muestran en la Tabla 4.7. En la Figura 4.12 se superponen en rojo los ensayos utilizados sobre el total de los ensayos de vehículos de pasajeros contemplados inicialmente.

En la Figura 4.13, Figura 4.14 y Figura 4.15 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo, así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo.

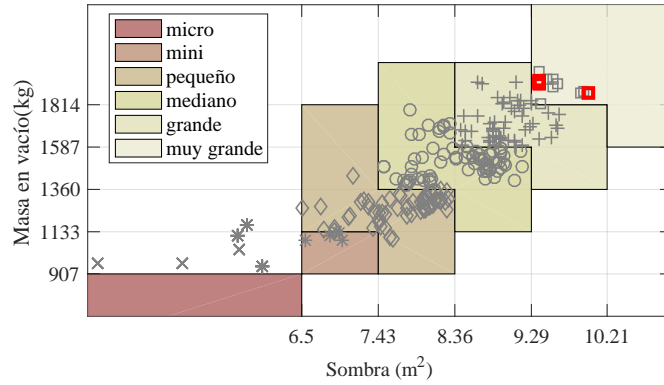


Figura 4.12 Representación de la masa y sombra de los vehículos de pasajeros muy grandes válidos para el análisis. (× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.7 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
7989	CADILLAC	XTS	2013
6964	FORD	TAURUS	2011
6579	LINCOLN	MKS	2009
6475	LINCOLN	MKS	2009

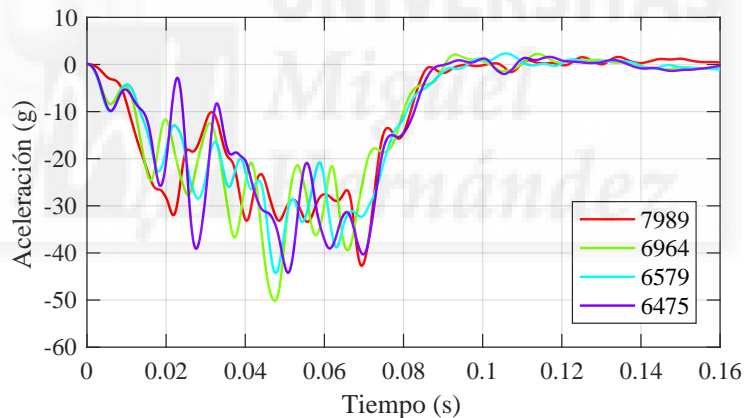


Figura 4.13 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes.

Parámetros característicos

En la Tabla 4.8 se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos disponibles de este segmento. Las filas inferiores corresponden a los valores medios, los valores medios ponderados teniendo en cuenta que hay dos ensayos del modelo Lincoln MKS y sus desviaciones estándar.

En la Tabla 4.9 el resultado de $Dist_{rel}$ calculado según se explica en el apartado 4.2.1.2 para cada ensayo del segmento. El vehículo cuya suma es menor es el vehículo elegido como representativo del segmento por el método de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque.

El ensayo 6475 es el que tiene la media de los valores absolutos de las diferencias relativas más bajas, seguido del ensayo 6964. Por tanto el vehículo correspondiente al ensayo 6475, el Lincoln MKS de 2009, es

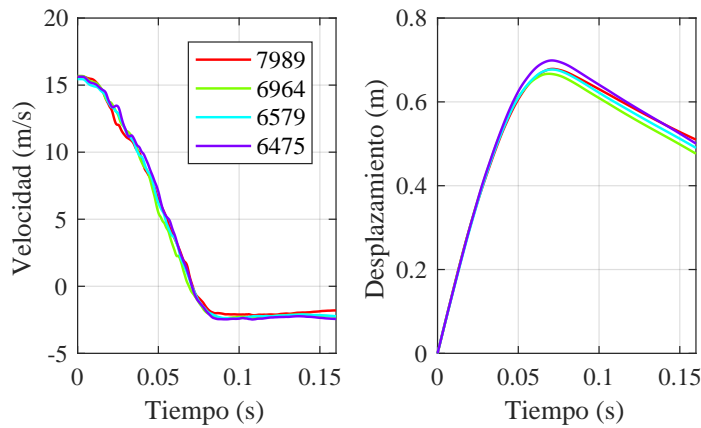


Figura 4.14 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

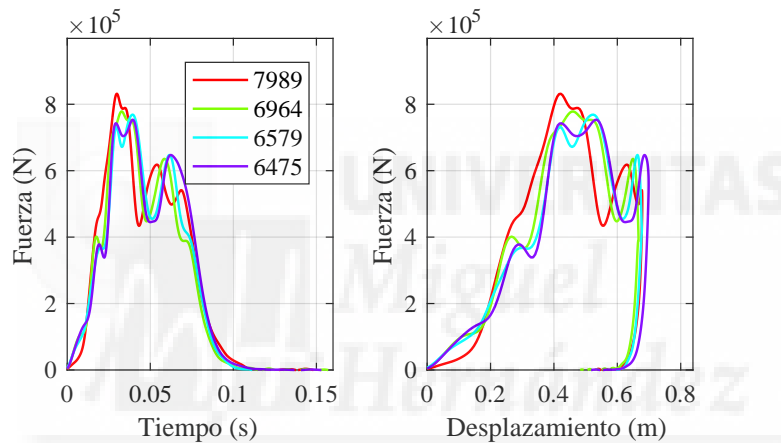


Figura 4.15 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

Tabla 4.8 Valores de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes.

Ensayo	A_{max} (g)	$T_{A_{max}}$ (s)	$\bar{A}_{t_{A_{max}}}$ (g)	F_{max} (N)	D_{max} (m)	T_{pulso} (s)
7989	-42,720	0,069	-21,855	$8,32 \cdot 10^5$	0,679	0,088
6964	-50,141	0,048	-19,274	$7,78 \cdot 10^5$	0,667	0,088
6579	-44,282	0,048	-17,657	$7,69 \cdot 10^5$	0,677	0,089
6475	-44,214	0,051	-18,102	$7,54 \cdot 10^5$	0,699	0,088
Media	-45,339	0,054	-19,222	$7,83 \cdot 10^5$	0,680	0,088
Media ponderada	-45,703	0,055	-19,670	$7,91 \cdot 10^5$	0,678	0,088
σ	3,281	0,010	1,883	$3,41 \cdot 10^4$	0,013	0,001

el elegido como representativo del segmento por este método.

Las curvas de los cuatro ensayos de este segmento son muy parecidas. Tras un contraste de normalidad de Anderson-Darling de los parámetros característicos del segmento estudiado en este apartado se extrae que no

Tabla 4.9 Suma de las diferencias relativas de los parámetros características, $Dist_{rel}$, para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros muy grande.

Ensayo	$Dist_{rel}$
7989	0,483
6964	0,299
6579	0,315
6475	0,273

hay razones para rechazar la hipótesis de que los parámetros pertenecen a una población con distribución normal con un nivel de significancia del 95% excepto para el instante en el que se produce la aceleración máxima T_{Amax} . Esto se debe a que el pico de deceleración del ensayo 7989 se produce muy atrasado en comparación con el resto en ensayos en los cuales el pico se produce entrono a los 0,050 s.

En la Figura 4.16 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros muy grandes. Se puede ver como todos sus parámetros se encuentran, con una significancia del 95%, dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios (área sombreada de rosa más oscuro). En este caso, debido al bajo número de ensayos y lo parecido del sus comportamientos, todos ellos tienen sus parámetros dentro del intervalo de confianza. Teniendo en cuenta el bajo número de ensayos estas conclusiones estadísticas deben tomarse con cautela.

Los valores del ensayo seleccionado con el método de los parámetros característicos, el 6475, se representan con un cuadrado verde. En dicho ensayo se produce el mayor valor de las deformaciones y se alcanza la menor de las fuerzas medidas en las células de carga del muro. En el segundo ensayo con menor valor de $Dist_{rel}$, el 6964, se produce la menor deformación del frontal, el pulso más corto y se alcanza el mayor valor de deceleración. No obstante, no hay razones para pensar que los valores sean significativamente diferentes a la media del segmento.

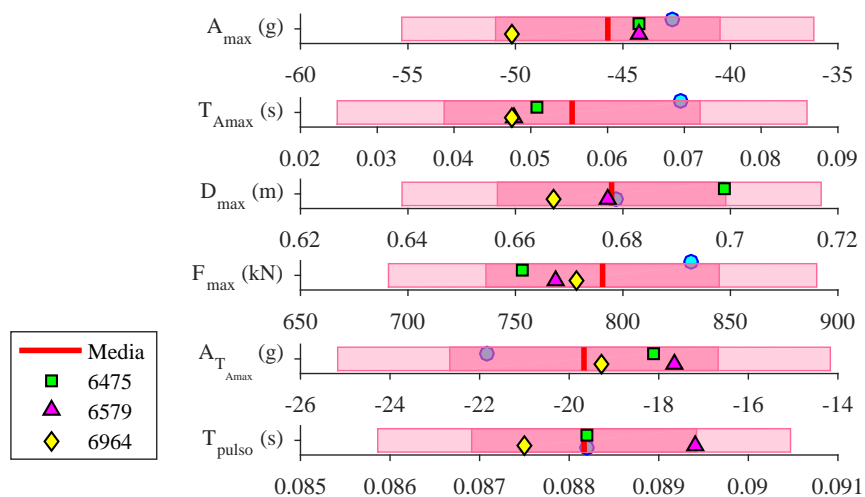


Figura 4.16 Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros muy grandes.

De la Figura 4.17 a la Figura 4.18 se muestran las curvas de aceleración y fuerza de los ensayos del segmento. En amarillo se representan las curvas del ensayo seleccionado con este método.

Métricas de comparación de las curvas

A continuación se muestran los resultados de la aplicación del método descrito en el apartado 4.2.2.2 para la selección el vehículo representativo del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes.

En la Tabla 4.10 se recogen la suma de los valores de las métricas según la ecuación 4.27 para el segmento mencionado. La segunda columna corresponde a los valores obtenidos con el método de los parámetros característicos, $Dist_{rel}$, para facilitar la comparación entre los dos métodos. En la última columna, $CORA_{Media}$ se muestra los resultados de aplicar la métrica CORA entre las curvas de cada ensayo y las curvas medias de cada segmento. En la tabla se resalta en verde el valor de los principales candidatos a ser seleccionados como representativo del segmento según cada una de las métricas, en concreto, aquellos ensayos con valores que se encuentran entre el menor valor y el menor valor más el 20% del rango de los valores de cada métrica para este segmento. El color verde más oscuro representa un menor valor.

Tabla 4.10 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros muy grandes.

Ensayo	Dif total	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS _{log}	DTW _c	DTW _c	CORA	CORA _{Media}
7989	0,483	0,075	0,150	0,184	0,239	0,065	0,182	1,699	1,476	0,388	0,089
6964	0,299	0,071	0,138	0,170	0,217	0,056	0,145	1,305	1,061	0,319	0,073
6579	0,315	0,056	0,112	0,155	0,188	0,044	0,161	1,251	0,934	0,318	0,064
6475	0,273	0,087	0,171	0,187	0,218	0,047	0,149	1,583	1,507	0,400	0,124

Al aplicar el método con cada una de las métricas se obtiene que para todas ellas, excepto la métrica RMS_{log}, el ensayo 6579 como representativo del segmento. Este es el tercer candidato según el método de los parámetros característicos. La métrica RMS_{log} da como resultado el ensayo 6475. Esta métrica solo compara los valores medios de las señales, despreciando otras características de las señales.

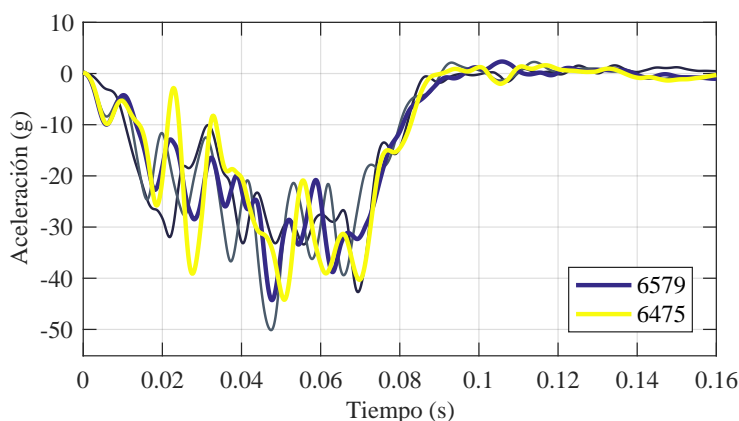


Figura 4.17 Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 6475 y 6579.

Este segmento tiene pocos ensayos y con curvas bastante parecidas, por lo que los resultados de las métricas están muy próximos. Además, los parámetros característicos están también muy próximos entre ellos. La

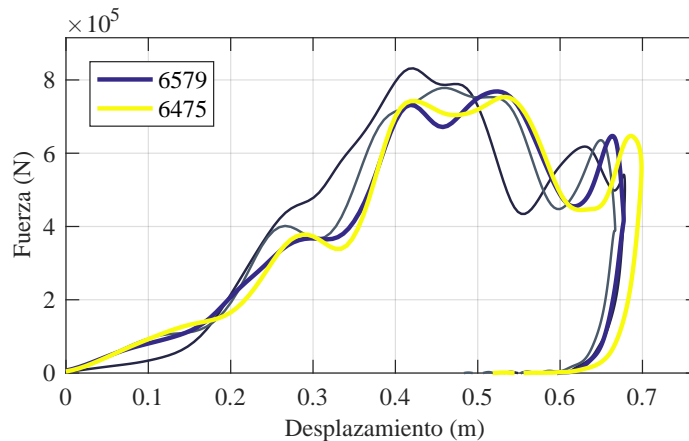


Figura 4.18 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 6475 y 6579.

selección de uno u otro vehículo no variará significativamente el comportamiento objetivo de la barrera deformable que simulará el comportamiento del grupo. De hecho, los vehículos seleccionados por ambos métodos corresponden al mismo modelo de vehículo.

De la Figura 4.17 a la Figura 4.18 se presentan las curvas de los ensayos de colisión frontal de los vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes, destacando sobre ellos los ensayos 6475 y 6579. Se puede ver como el comportamiento del vehículo seleccionado con el método de las métricas de comparación de curvas, en azul oscuro, y el del seleccionado por el método de los parámetros característicos, en amarillo, son muy parecidos. Además, en la Figura 4.16 se puede ver como los valores del ensayo 6579, representado con un triángulo magenta, están dentro del intervalo de confianza de la media. Este ensayo tiene la mayor duración del pulso de aceleración en el habitáculo y la mayor aceleración media hasta el instante en el que se produce el valor máximo de deceleración.

Si se comparan mediante el software CORA las curvas de cada uno de los ensayos con las curvas medias (calculadas como las curvas medias punto a punto ponderando en función del número de ensayos de cada modelo de vehículo) se obtiene que las curvas más parecidas a las curvas medias son las del ensayo 6579, coincidiendo con el ensayo seleccionado con la aplicación del método de comparación de las curvas con la mayoría de las métricas. En la Figura 4.19 se comparan las curvas de los dos ensayos seleccionados con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes. En ella se muestra también los corredores definidos por el software CORA. En la Figura 4.19 se puede ver como el pulso de aceleración del ensayo seleccionado por el método de los parámetros (6475) tiene oscilaciones tan grandes que está cerca de salirse en algunas zonas del corredor exterior definido para la aplicación de la métrica de CORA sobre la curva media.

Todo hace indicar que el vehículo que mejor representa el comportamiento del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes durante una colisión frontal contra muro rígido a 56 km/h es el Lincoln MKS de 2009 del ensayo 6579. Este es el ensayo mejor valorado por casi todas las métricas al aplicar el método de comparación de curvas. Además, como en este segmento, los valores de los parámetros característicos del comportamiento en colisión frontal son parecidos a los valores medios.

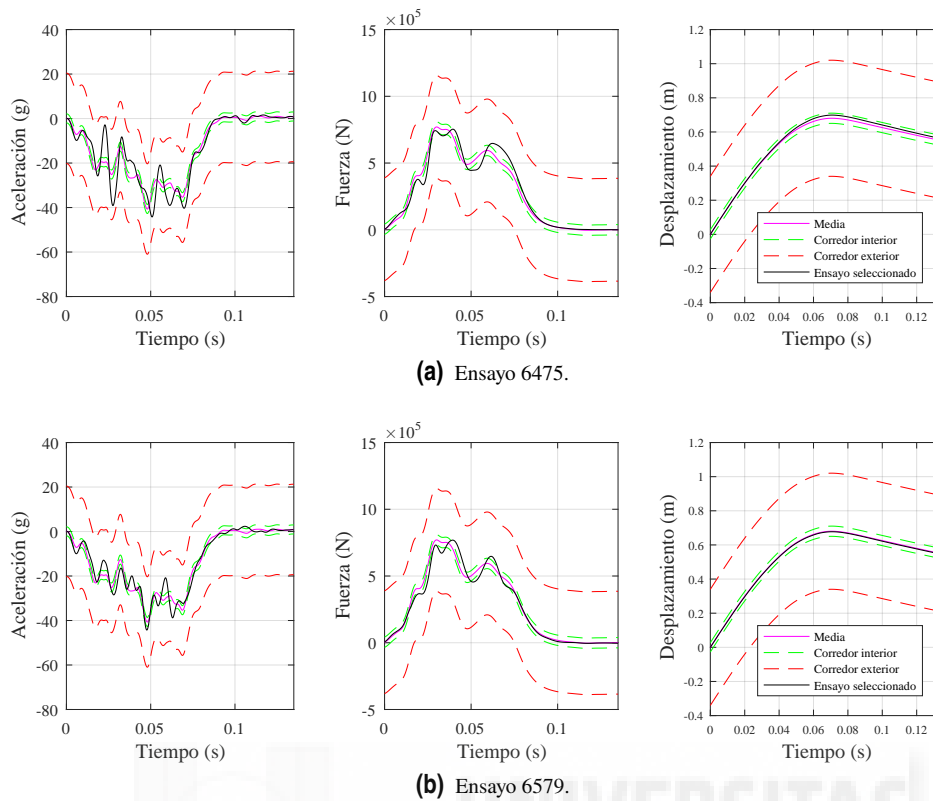


Figura 4.19 Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 6475 y 6579 del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes. (a) Ensayo seleccionado con el método de los parámetros característicos (6475). (b) Ensayo seleccionado con el método las métricas de comparación de curvas (6579).

4.3.1.2 Vehículos de pasajeros grandes

Inicialmente se disponía de 51 ensayos de vehículos pertenecientes a este segmento. Tras la criba de ensayos con fallos en los sensores y ensayos en los que el balance de energía o de cantidad de movimiento no era satisfactorio han quedado un total de 16 ensayos con los que definir el comportamiento típico durante la colisión del segmento del parque automovilístico. Los ensayos utilizados se muestran en la Tabla 4.11. En la Figura 4.20 se representan en rojo la masa y sombra de los vehículos de los ensayos utilizados.

Como se aprecia en la Tabla 4.11, en los 16 ensayos hay dos ensayos del Lexus ES 350, dos ensayos del Chevrolet Impala, dos del Acura TL y dos del Ford Fusion Hybrid.

En la Figura 4.21, Figura 4.22 y Figura 4.23 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo, así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo. En ellas se puede ver como en este segmento, al haber más ensayos, hay mayor heterogeneidad en las curvas de aceleración, fuerza y desplazamiento.

Parámetros característicos

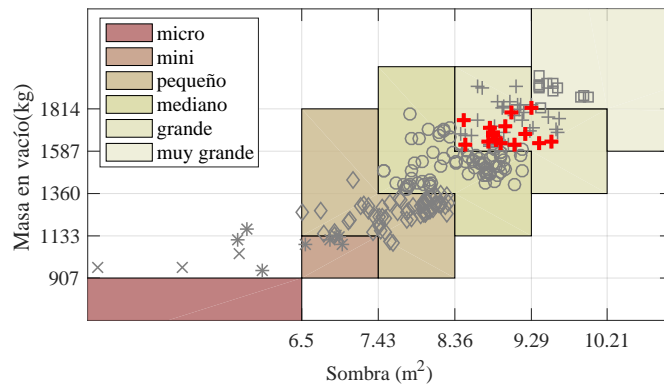


Figura 4.20 Representación de la masa y sombra de los vehículos de pasajeros grandes disponibles. (× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; o Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.11 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
9487	LEXUS	ES 350	2016
9248	MERCEDES	C300	2015
8877	CADILLAC	CTS	2014
8290	CHEVROLET	IMPALA	2014
8100	TOYOTA	AVALON	2013
7740	BUICK	REGAL EASSIST	2012
7618	LEXUS	ES 350	2012
7577	VOLVO	S60	2012
7569	ACURA	TL	2012
7488	CHEVROLET	IMPALA	2012
7339	FORD	FUSION HYBRID	2011
7139	FORD	FUSION	2011
7024	BMW	535 I	2011
6728	FORD	FUSION HYBRID	2010
6548	ACURA	TL	2009
6462	NISSAN	MAXIMA	2009

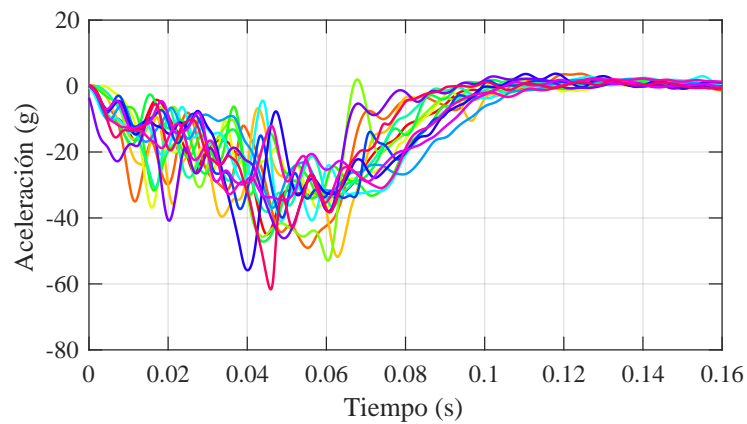


Figura 4.21 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes.

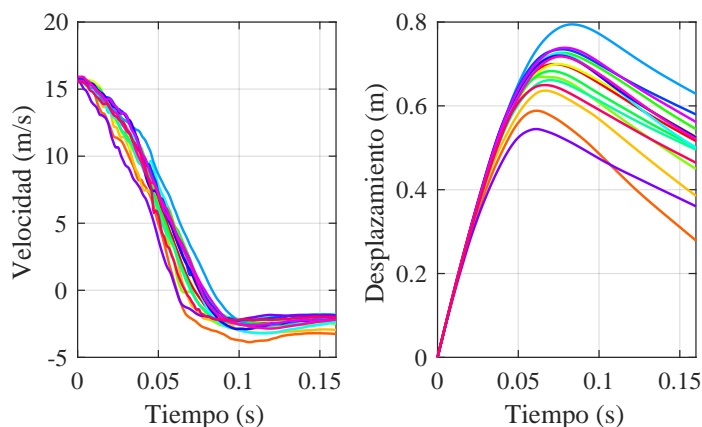


Figura 4.22 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

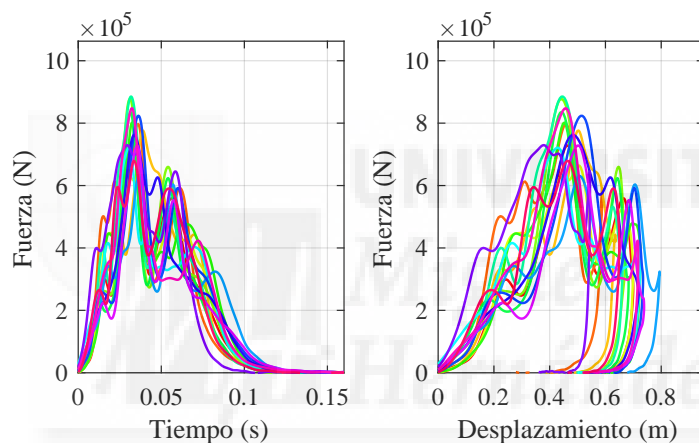


Figura 4.23 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento.

En la siguiente tabla se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos recogidos en la Tabla 4.11. Las filas inferiores corresponden a los valores medios, valores medios ponderados según el número de ensayos de un mismo modelo y sus desviaciones estándar.

Hay diferencias notables entre los parámetros característicos de los dos Chevrolet Impala. Esto hace pensar que las diferencias los modelos de 2012 y 2014 son significativas y que deben ser tratados como modelos distintos.

En la Tabla 4.13 se muestran los valores de $Dist_{rel}$ calculados según la ecuación 4.21. El vehículo cuyo valor de $Dist_{rel}$ es menor es el vehículo elegido como representativo del segmento con este método.

El ensayo 9487 es el que tiene la media de los valores absolutos de las diferencias relativas más bajas, seguido del ensayo 8290. Por tanto el vehículo correspondiente al ensayo 9487, el Lexus ES350 de 2016, es el elegido como representativo del segmento por este método.

Tras un contraste de normalidad de Anderson-Darling de los parámetro característicos del segmento

Tabla 4.12 Valores de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque del segmento de vehículos de pasajeros grandes.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{LA_{max}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
9487	-44,999	0,045	-16,235	$7,29 \cdot 10^5$	0,700	0,096
9248	-49,046	0,055	-23,915	$7,97 \cdot 10^5$	0,588	0,101
8877	-51,795	0,063	-22,755	$7,77 \cdot 10^5$	0,636	0,085
8290	-37,063	0,058	-19,006	$6,65 \cdot 10^5$	0,700	0,097
8100	-52,970	0,060	-23,690	$8,78 \cdot 10^5$	0,669	0,094
7740	-33,525	0,058	-17,793	$8,02 \cdot 10^5$	0,727	0,104
7618	-47,172	0,044	-15,892	$8,36 \cdot 10^5$	0,683	0,090
7577	-38,126	0,045	-18,532	$8,86 \cdot 10^5$	0,661	0,089
7569	-41,038	0,049	-14,988	$7,22 \cdot 10^5$	0,725	0,104
7488	-36,938	0,046	-12,726	$6,31 \cdot 10^5$	0,794	0,108
7339	-39,926	0,049	-16,436	$8,24 \cdot 10^5$	0,735	0,098
7139	-55,857	0,040	-15,474	$7,63 \cdot 10^5$	0,720	0,098
7024	-46,164	0,049	-23,570	$7,30 \cdot 10^5$	0,545	0,084
6728	-34,610	0,049	-17,086	$7,29 \cdot 10^5$	0,739	0,102
6548	-35,389	0,060	-19,207	$8,48 \cdot 10^5$	0,718	0,109
6462	-61,655	0,046	-18,802	$6,79 \cdot 10^5$	0,650	0,084
Media	-44,142	0,051	-18,507	$7,68 \cdot 10^5$	0,687	0,096
Media ponderada	-45,277	0,052	-19,492	$7,76 \cdot 10^5$	0,670	0,095
σ	8,423	0,007	3,410	$7,58 \cdot 10^4$	0,062	0,008

Tabla 4.13 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros grandes.

Ensayo	$Dist_{rel}$	Ensayo	$Dist_{rel}$
9487	0,423	7569	0,640
9248	0,585	7488	1,159
8877	0,668	7339	0,528
8290	0,521	7139	0,793
8100	0,685	7024	0,645
7740	0,682	6728	0,660
7618	0,529	6548	0,689
7577	0,560	6462	0,782

estudiado en este apartado se extrae que no hay razones para rechazar la hipótesis de que los parámetros pertenecen a una población con distribución normal con un nivel de significancia del 95 %.

En la Figura 4.24 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los ensayos de este segmento. Se puede ver como no todos sus parámetros se encuentran, con una significancia del 95 %, dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios (área sombreada en rosa oscuro). En este caso, no hay ningún ensayo que tenga todos sus parámetros dentro del intervalo de confianza. El ensayo 9487 es el que tiene más parámetros iguales a la media, todos excepto el tiempo en el que se produce la deceleración máxima y la aceleración media hasta dicho instante.

Los valores del ensayo seleccionado con el método de los parámetros característicos, el 9487, se representan con un cuadrado verde. En dicho ensayo se producen valores de deceleración máxima, una deformación del frontal y una duración de pulso y fuerza medida en muro muy parecidos a los valores medios del grupo. El resto de parámetros se encuentran fuera del intervalo de confianza para la media.

De la Figura 4.25 a la Figura 4.27 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento y

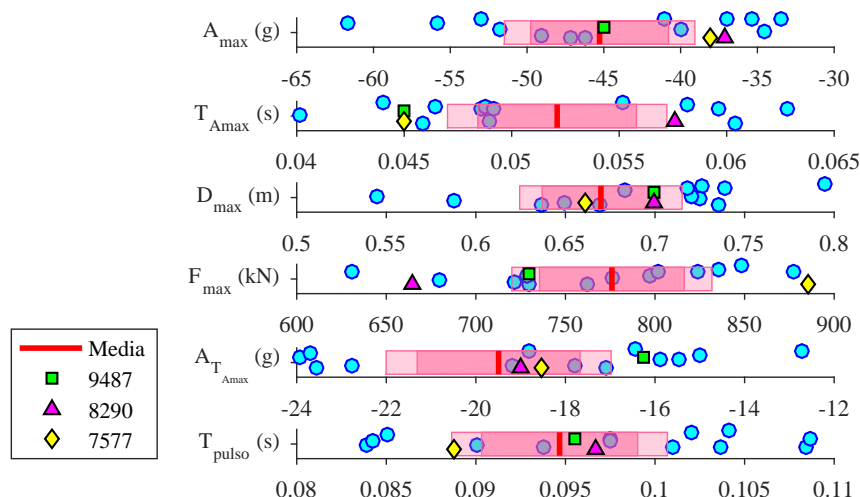


Figura 4.24 Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros grandes.

fuerza de los ensayos del segmento de vehículos de pasajeros grandes, destacando sobre ellas en azul oscuro las curvas pertenecientes al ensayo 9487 seleccionado con el método de los parámetros característicos.

Métricas de comparación de las curvas

A continuación se muestran los resultados de la aplicación del método descrito en el apartado 4.2.2.2 para la selección el vehículo representativo del segmento de vehículos de pasajeros grandes.

En la Tabla 4.14 se recogen la suma de los valores de las métricas para el segmento mencionado. La segunda columna corresponde a los valores obtenidos con el método de los parámetros característicos. En la tabla se resalta en verde los vehículos con mejor valoración para representar el grupo según cada una de las métricas.

Tabla 4.14 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros grandes.

Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_e	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
9487	0,423	0,566	1,161	1,440	1,583	0,819	1,046	3,685	2,082	2,457	0,095
9248	0,585	0,833	1,637	1,525	2,024	0,804	1,035	4,776	2,949	3,180	0,237
8877	0,668	1,013	2,055	1,597	2,073	0,658	1,119	5,797	4,037	3,387	0,270
8290	0,521	0,645	1,317	1,289	1,594	0,585	1,343	4,426	2,751	2,813	0,138
8100	0,685	0,868	1,647	1,512	1,951	0,759	1,293	5,846	4,755	2,768	0,214
7740	0,682	0,859	1,800	1,484	1,760	0,677	0,993	4,542	3,044	3,233	0,230
7618	0,529	0,715	1,411	1,445	1,701	0,716	0,930	3,867	2,483	2,674	0,161
7577	0,560	0,621	1,238	1,296	1,656	0,604	1,165	4,445	2,811	2,714	0,126
7569	0,640	0,835	1,726	1,569	1,795	0,754	0,989	4,973	3,198	3,031	0,215
7488	1,159	0,981	2,089	1,947	2,088	1,189	1,133	5,646	4,167	3,877	0,300
7339	0,528	0,732	1,502	1,369	1,658	0,542	0,985	3,792	2,096	2,700	0,192
7139	0,793	0,982	1,952	1,495	1,870	0,500	1,259	5,783	4,484	2,935	0,230
7024	0,645	0,966	1,899	1,637	2,182	0,826	1,408	4,903	2,833	3,707	0,322
6728	0,660	0,744	1,559	1,770	1,854	1,084	1,003	4,630	3,077	3,224	0,211
6548	0,689	0,799	1,672	1,437	1,706	0,627	0,914	5,263	3,505	2,942	0,207
6462	0,782	0,701	1,361	1,319	1,704	0,580	1,538	4,953	3,630	2,464	0,133

Al aplicar el método con cada una de las métricas se obtiene que el ensayo 9487 es el ensayo que mejor representa al segmento para las métricas de Coeficiente de correlación de NARD, Coeficiente de correlación de Pearson, las métricas tipo DTW, la métrica de Russell y CORA. El resultado de estas métricas coincide con el obtenido con el método de los parámetros característicos. Como segundo candidato para estas métricas se ha obtenido: el ensayo 7577 para los coeficientes de correlación, el 8290 para la métrica de Russell, el 7339 para las métricas DTW y el 6462 para la métrica CORA.

La aplicación del método con la métrica de Sprague-Geers indica que el vehículo que mejor representa al segmento es el 8290, seguido del 7577. Las métricas RMS y RMS_{\log} indican ensayos distintos, el 7139 y el 6548 respectivamente. Los resultados al aplicar el método con estas métricas son muy distintos al resto. Como ya se ha mencionado, las métricas RMS y RMS_{\log} son métricas simples que solo comparan los valores medios de las curvas, por lo que su aplicación tanto en la validación de simulaciones como en la selección de vehículos representativos no parece apropiada.

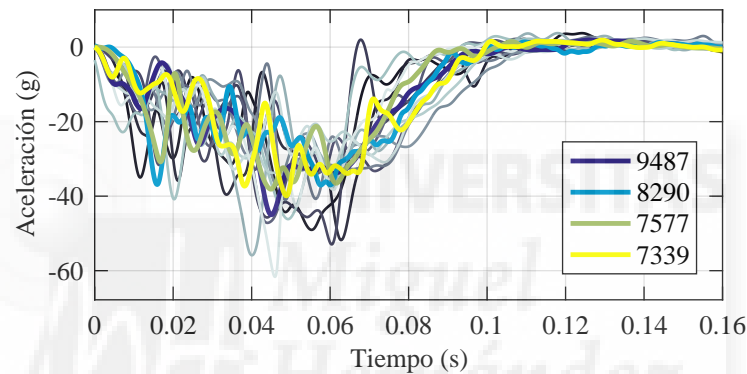


Figura 4.25 Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 9487, 8290, 7339 y 7577 sobre las del resto de ensayos del segmento.

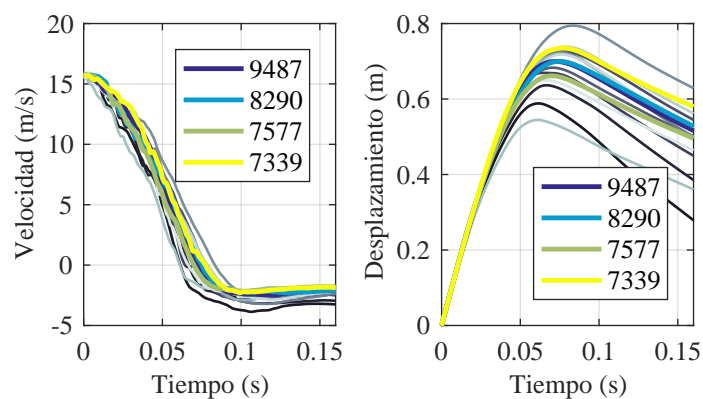


Figura 4.26 Curvas de velocidad y desplazamiento frente al tiempo de los ensayos 9487, 8290, 7339 y 7577 sobre las del resto de ensayos del segmento.

De la Figura 4.25 a la Figura 4.27 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento de habitáculo y fuerza medida en el muro de los ensayos 9487, 8290, 7339 y 7577 sobre el resto de curvas del

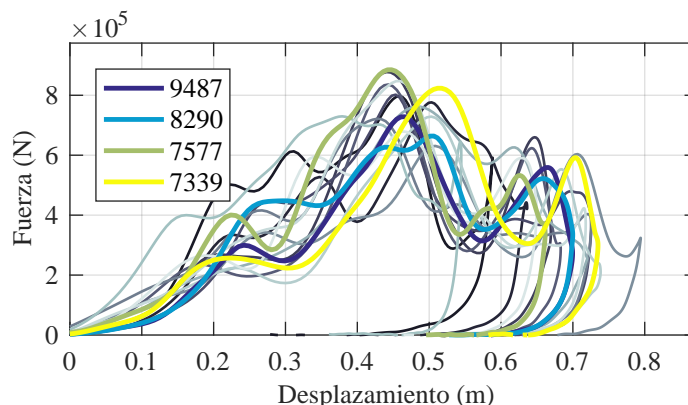


Figura 4.27 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 9487, 8290, 7339 y 7577 sobre las del resto de ensayos del segmento.

segmento. En el ensayo escogido por el mayor número de métricas, el 9487, se produce el mayor pico de deceleración de entre los principales candidatos, sin embargo es el valor más cercano al valor medio del segmento. En cuanto a la fuerza máxima medida en la barrera, es el único de los candidatos que está dentro del intervalo de confianza de la media.

Para este segmento se dispone de bastantes ensayos y sus pulsos de aceleración y fuerza son bastante heterogéneos. Por ello, existe mayor discrepancia entre los resultados obtenidos mediante las distintas métricas.

En la Figura 4.24 se pueden comparar los parámetros característicos de los ensayos mejor valorados. Se ha representado los valores del ensayo 8290 con triángulos magenta. En este ensayo, solo la aceleración media del habitáculo hasta el pico de aceleración, la duración de pulso y la deformación máxima del frontal se encuentra en el intervalo de confianza de la media. Además, la fuerza máxima en barrera es la mayor de todo el grupo de ensayos. Esto hace pensar que la métrica de Sprague-Geers por sí sola no es capaz de obtener el vehículo que mejor representa al grupo.

Si se comparan las curvas de los ensayos 9487 y 8290 con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos de pasajeros grandes (véase la Figura 4.28) el pulso de fuerza del ensayo 9487 es más parecido a la curva de fuerza media. Lo mismo sucede con el pulso de aceleración en el habitáculo como se adelantaba en la última columna de la Tabla 4.14, en la cual se muestra el resultado de comparar las curvas de los ensayos con las curvas medias mediante el software CORA. Las curvas de desplazamiento del habitáculo de ambos ensayos se mantienen dentro del corredor interior definido en la aplicación de la métrica CORA.

Los resultados obtenidos tras la aplicación de los distintos métodos indican que el vehículo que mejor representa este segmento de vehículos es el correspondiente al ensayo 9487. Este ha sido el mejor valorado por varias de las métricas al aplicar el método de la comparación de curvas y ha sido el mejor valorado con el método de los parámetros característicos.

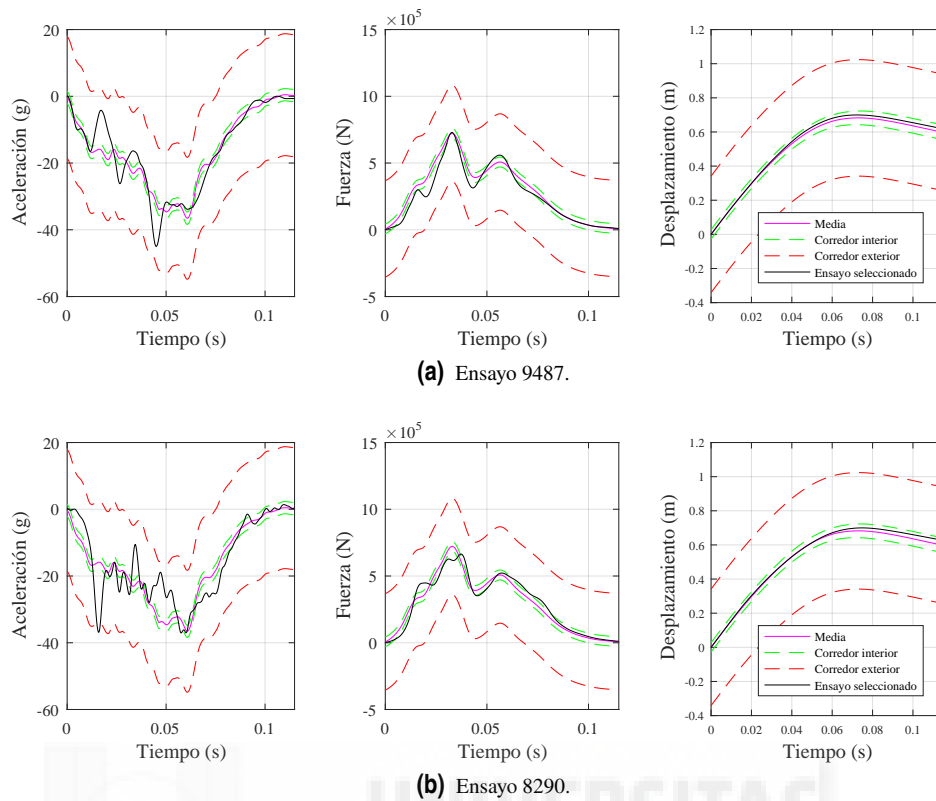


Figura 4.28 Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 8290 y 9487 pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros grandes.

4.3.1.3 Vehículos de pasajeros medianos

De los 83 ensayos disponibles inicialmente del segmento de vehículos de pasajeros medianos han quedado finalmente 32 ensayos tras eliminar aquellos con fallos o datos cuestionables en las medidas de los sensores. Los ensayos utilizados se muestran en la Tabla 4.15 y en la Figura 4.29 se representan en rojo sobre el resto ensayos de vehículos de pasajeros.

Los *Ford Mustang* de los ensayos 9059, 7475 y 6727 entrarían dentro del segmento de vehículos de pasajeros grandes según los criterios de masas y dimensiones. Sin embargo, han sido clasificados con el resto de *Ford Mustang* en el segmento de vehículos de pasajeros medianos. El ensayo 9086, correspondiente a un *Ford Focus* de 2015, correspondería por masas y dimensiones a este segmento, sin embargo, ha sido clasificado en el grupo de vehículos de pasajeros pequeños junto con el resto de vehículos del mismo modelo.

El modelo con mayor presencia en el grupo es el *Ford Mustang*, con un total de 5 ensayos, seguido del *Prius* con 3 ensayos. El *Chrysler 200*, el *Mazda 6* y el *Toyota Camry* aparecen dos veces en la lista. Las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo se muestran en la Figura 4.30, Figura 4.31 y Figura 4.32 respectivamente.

Parámetros característicos

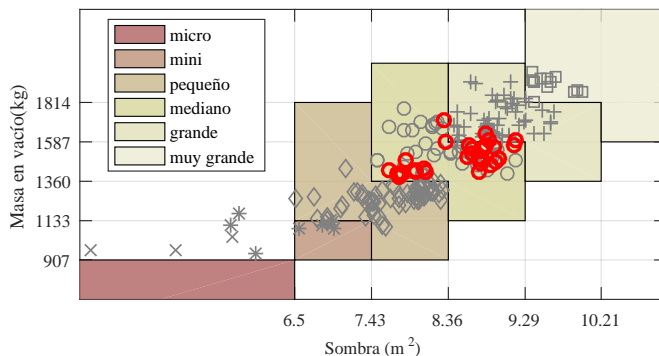


Figura 4.29 Representación de los vehículos de pasajeros medianos disponibles.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; o Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.15 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
9649	TOYOTA	PRIUS	2016
9563	KIA	OPTIMA	2016
9553	VOLKSWAGEN	Golf SportWagen	2016
9059	FORD	MUSTANG	2015
8982	CHRYSLER	200'	2015
8537	MAZDA	MAZDA6	2014
8321	LEXUS	IS250	2014
8213	NISSAN	LEAF	2013
7983	DODGE	DART	2013
7720	MITSUBISHI	LANCER	2012
7620	VOLKSWAGEN	BEETLE	2012
7566	MAZDA	MAZDA6	2012
7520	TOYOTA	CAMRY	2012
7482	CHRYSLER	200'	2012
7475	FORD	MUSTANG	2012
7362	TOYOTA	SCION TC	2011
7358	TOYOTA	PRIUS	2011
7189	DODGE	CALIBER	2011
7158	CHEVROLET	CRUZE	2011
7152	NISSAN	ALTIMA	2011
7002	HYUNDAI	SONATA	2011
6998	CHEVROLET	MALIBU	2011
6953	TOYOTA	CAMRY	2011
6858	SUZUKI	KIZASHI	2010
6763	TOYOTA	PRIUS	2010
6750	TOYOTA	CAMRY	2010
6727	FORD	MUSTANG	2010
6723	FORD	MUSTANG	2010
6646	FORD	MUSTANG	2010
6512	MITSUBISHI	GALANT	2009
6375	ACURA	TSX	2009
6362	HYUNDAI	SONATA	2009

En la siguiente tabla se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos recogidos en la Tabla 4.15. Las filas inferiores corresponden a los valores medios, los valores medios ponderados según el número de ensayos del mismo modelo y sus desviaciones estándar.

Los valores de $Dist_{rel}$ calculados a partir de las diferencia entre el valor de los parámetros de cada ensayo y los valores medios del segmento se muestra en la Tabla 4.17. El vehículo con el menor valor de $Dist_{rel}$ es el

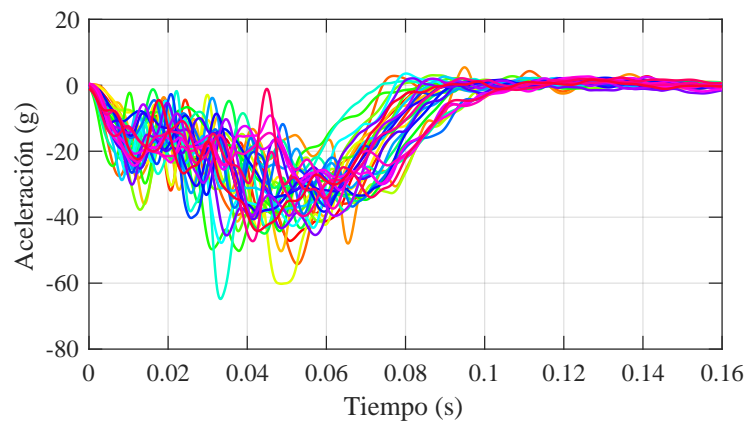


Figura 4.30 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos.

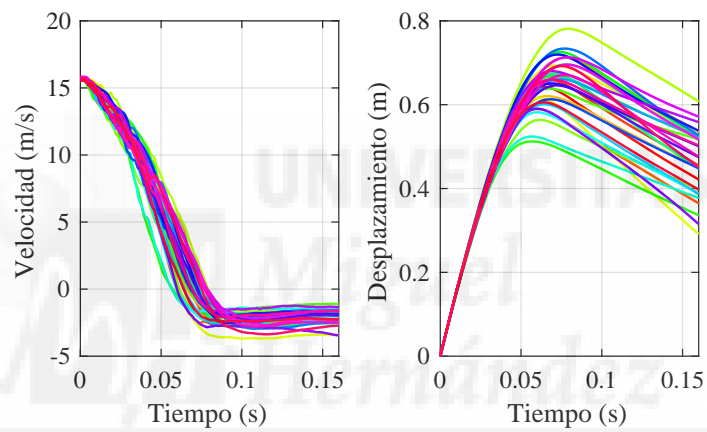


Figura 4.31 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

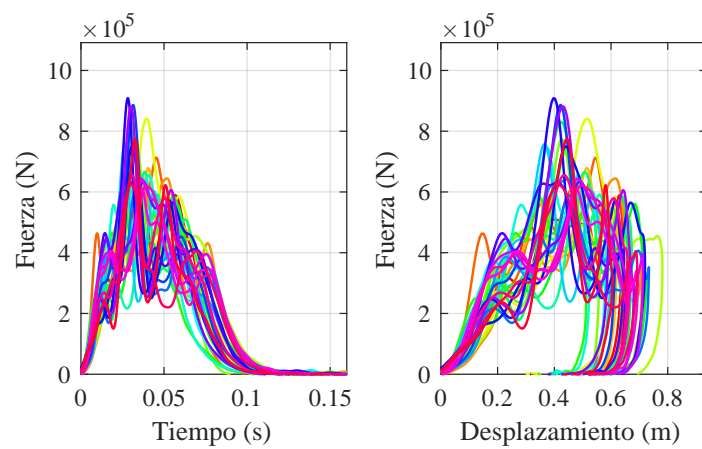


Figura 4.32 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros medianos. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

Tabla 4.16 Valores de los parámetros característicos del comportamiento durante el choque del segmento de vehículos de pasajeros medianos.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{t_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
9649	-47,184	0,051	-20,262	$5,90 \cdot 10^5$	0,642	0,082
9563	-43,070	0,045	-17,597	$6,22 \cdot 10^5$	0,659	0,086
9553	-54,227	0,053	-24,503	$7,13 \cdot 10^5$	0,590	0,075
9059	-47,992	0,065	-18,326	$6,45 \cdot 10^5$	0,712	0,093
8982	-50,325	0,049	-20,798	$6,79 \cdot 10^5$	0,620	0,086
8537	-43,296	0,043	-15,996	$4,66 \cdot 10^5$	0,693	0,091
8321	-60,199	0,049	-21,031	$8,42 \cdot 10^5$	0,617	0,083
8213	-35,718	0,067	-18,080	$4,92 \cdot 10^5$	0,781	0,100
7983	-41,336	0,058	-25,411	$7,74 \cdot 10^5$	0,564	0,077
7720	-44,243	0,038	-15,671	$7,43 \cdot 10^5$	0,638	0,083
7620	-50,226	0,038	-25,030	$5,81 \cdot 10^5$	0,512	0,076
7566	-44,228	0,048	-15,919	$5,61 \cdot 10^5$	0,726	0,093
7520	-44,963	0,044	-17,284	$8,31 \cdot 10^5$	0,669	0,089
7482	-35,774	0,059	-20,421	$6,66 \cdot 10^5$	0,674	0,091
7475	-37,945	0,065	-18,919	$5,92 \cdot 10^5$	0,696	0,101
7362	-64,825	0,033	-21,790	$7,46 \cdot 10^5$	0,524	0,070
7358	-47,792	0,033	-17,455	$6,39 \cdot 10^5$	0,582	0,077
7189	-38,055	0,049	-21,834	$7,59 \cdot 10^5$	0,601	0,084
7158	-34,268	0,036	-16,892	$6,41 \cdot 10^5$	0,661	0,094
7152	-39,054	0,054	-17,076	$5,90 \cdot 10^5$	0,734	0,103
7002	-40,243	0,026	-16,084	$8,87 \cdot 10^5$	0,613	0,087
6998	-38,305	0,059	-19,504	$7,50 \cdot 10^5$	0,720	0,091
6953	-38,643	0,043	-17,577	$9,10 \cdot 10^5$	0,651	0,088
6858	-40,614	0,042	-18,389	$6,31 \cdot 10^5$	0,646	0,092
6763	-45,525	0,035	-16,998	$6,35 \cdot 10^5$	0,590	0,079
6750	-39,613	0,062	-21,906	$8,83 \cdot 10^5$	0,680	0,083
6727	-31,760	0,063	-18,703	$6,44 \cdot 10^5$	0,713	0,103
6723	-29,852	0,074	-20,241	$6,11 \cdot 10^5$	0,696	0,107
6646	-37,379	0,062	-19,548	$6,21 \cdot 10^5$	0,670	0,103
6512	-47,273	0,041	-17,619	$6,56 \cdot 10^5$	0,660	0,087
6375	-34,333	0,060	-18,805	$6,24 \cdot 10^5$	0,692	0,104
6362	-44,201	0,043	-20,215	$7,76 \cdot 10^5$	0,606	0,083
Media	-42,889	0,050	-19,246	$6,81 \cdot 10^5$	0,651	0,089
Media ponderada	-43,794	0,048	-19,536	$6,81 \cdot 10^5$	0,644	0,087
σ	7,670	0,012	2,590	$1,11 \cdot 10^5$	0,061	0,010

vehículo elegido como representativo del segmento por este método.

El ensayo 8982 es el que tiene los valores de sus parámetros más cercanos a los valores medios del grupo, seguido del ensayo 9563. Por tanto el vehículo correspondiente al ensayo 8982, el Chrysler 200 de 2015, es el elegido como representativo del segmento por este método.

Tras un contraste de normalidad de Anderson-Darling de los parámetros característicos del segmento estudiado en este apartado se extrae que no hay razones para rechazar la hipótesis de que los parámetros pertenecen a una población con distribución normal con un nivel de significancia del 95%.

En la Figura 4.33 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes al segmento. Los valores correspondientes al ensayo seleccionado con el método de los parámetros, el 8982, se representan con un cuadrado verde. Se puede ver como todos sus parámetros se encuentran, con una significancia del 95%, dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios

Tabla 4.17 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros medianos.

Ensayo	$Dist_{rel}$	Ensayo	$Dist_{rel}$	Ensayo	$Dist_{rel}$
9649	0,374	7566	0,559	6953	0,677
9563	0,311	7520	0,489	6858	0,398
9553	0,862	7482	0,554	6763	0,698
9059	0,742	7475	0,875	6750	0,908
8982	0,287	7362	1,386	6727	0,976
8537	0,739	7358	0,785	6723	1,296
8321	0,789	7189	0,486	6646	0,737
8213	1,285	7158	0,757	6512	0,381
7983	0,948	7152	0,807	6375	0,833
7720	0,577	7002	1,074	6362	0,414
7620	1,124	6998	0,615		

(área sombreada en rosa oscuro) excepto el nivel de aceleración máxima, la aceleración media hasta el pico de deceleración máxima y la deformación máxima. En estos dos últimos parámetros, los valores se encuentran dentro del intervalo de confianza del 99% respecto de la media (área sombreada en rosa claro). En este grupo de vehículos no hay ningún ensayo que tenga todos sus parámetros estadísticamente iguales a los valores medios. El ensayo que más parámetros tiene dentro de los intervalos de confianza del 95% es el 9563. Los valores de este ensayo han sido representados en la Figura 4.33 con el símbolo ★. En dicho ensayo únicamente la fuerza máxima y la aceleración media hasta el pico máximo de deceleración se encuentra fuera de los intervalos.

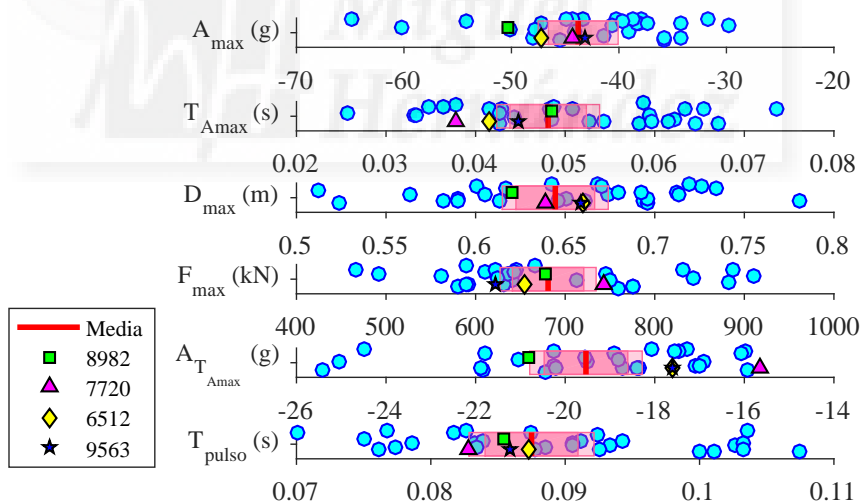


Figura 4.33 Parámetros característicos del comportamiento durante impacto y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros medianos.

De la Figura 4.34 a la Figura 4.36 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento y fuerza frente al desplazamiento de los ensayos del segmento de vehículos de pasajeros medianos, destacando sobre ellas en tonos azul las curvas pertenecientes a los dos ensayos mejor valorados con el método de los parámetros característicos.

Métricas de comparación de las curvas

A continuación se muestran los resultados de la aplicación del método descrito en el apartado 4.2.2.2 para la selección el vehículo representativo del segmento de vehículos de pasajeros medianos basado en la comparación de las curvas de aceleración y fuerza.

En la Tabla 4.18 se recogen la suma de los valores de las métricas para el segmento mencionado. Al

Tabla 4.18 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros medianos.

Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_e	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
9649	0,374	1,354	2,561	2,736	3,581	1,418	2,538	8,302	3,013	6,213	0,188
9563	0,311	1,394	2,715	2,701	3,506	1,201	2,466	7,339	2,293	6,060	0,196
9553	0,862	1,949	3,668	3,392	4,420	1,945	3,341	10,443	3,796	7,194	0,320
9059	0,742	2,480	5,045	3,506	4,429	1,332	2,861	9,591	2,853	8,116	0,412
8982	0,287	1,655	3,223	3,006	3,930	1,386	1,927	9,100	3,357	6,375	0,237
8537	0,739	1,239	2,458	4,019	4,303	2,657	1,987	9,009	4,404	6,563	0,193
8321	0,789	1,837	3,445	4,128	5,111	3,325	2,636	11,785	6,890	6,855	0,293
8213	1,285	2,156	4,413	3,379	4,181	1,558	2,955	9,482	4,398	8,050	0,353
7983	0,948	1,800	3,398	3,033	4,026	1,283	2,563	8,921	3,261	6,919	0,283
7720	0,577	1,305	2,462	2,602	3,398	1,134	2,125	7,564	2,260	5,456	0,149
7620	1,124	2,719	5,079	4,075	5,161	2,019	2,909	8,419	3,004	9,216	0,424
7566	0,559	1,572	3,150	2,941	3,698	1,341	2,869	7,990	3,083	6,302	0,233
7520	0,489	1,714	3,312	2,918	3,835	1,131	2,179	9,417	4,282	5,922	0,199
7482	0,554	1,364	2,729	2,654	3,420	1,125	2,257	7,156	2,450	6,291	0,199
7475	0,875	2,459	5,187	3,840	4,555	1,930	2,751	10,017	3,429	8,905	0,393
7362	1,386	2,882	5,152	3,800	5,078	1,690	3,922	9,808	4,587	8,175	0,433
7358	0,785	1,815	3,442	3,071	4,029	1,469	2,601	8,206	2,638	7,097	0,283
7189	0,486	1,542	3,113	2,844	3,738	1,196	2,554	7,445	3,033	6,510	0,186
7158	0,757	1,440	2,884	3,096	3,712	1,795	1,950	8,829	3,220	6,654	0,170
7152	0,807	1,946	3,976	3,760	4,437	2,093	2,722	9,596	3,271	7,373	0,320
7002	1,074	1,588	3,135	2,878	3,787	1,182	2,384	9,048	4,124	5,811	0,178
6998	0,615	1,628	3,167	2,860	3,715	1,174	2,295	7,896	3,011	6,322	0,267
6953	0,677	1,620	3,153	2,889	3,776	1,186	2,318	8,872	4,269	5,871	0,187
6858	0,398	1,416	2,865	2,923	3,679	1,504	2,117	8,038	2,574	6,191	0,193
6763	0,698	1,624	3,160	3,037	3,933	1,614	2,710	8,865	2,849	7,012	0,254
6750	0,908	1,698	3,157	2,898	3,803	1,120	2,234	9,304	4,575	6,168	0,224
6727	0,976	1,928	3,976	3,533	4,107	1,935	2,614	9,291	3,465	7,707	0,311
6723	1,296	2,088	4,330	3,514	4,150	1,829	2,857	10,430	4,342	8,028	0,309
6646	0,737	1,905	3,947	3,372	3,978	1,706	2,528	8,878	3,028	7,826	0,298
6512	0,381	1,209	2,381	2,539	3,283	1,138	1,966	7,158	2,440	5,240	0,103
6375	0,833	2,059	4,233	3,623	4,390	1,875	2,717	9,646	3,629	7,318	0,287
6362	0,414	1,531	2,938	2,932	3,820	1,416	2,169	7,684	3,094	5,847	0,205

aplicar el método de la comparación de curvas con cada una de las métricas se obtiene un consenso bastante claro sobre que vehículos son los representativos del segmento. Se obtiene como ensayo mejor valorado para representar al segmento el ensayo 6512 al aplicar el método con las métricas de Coeficiente de correlación de NARD, Coeficiente de correlación de Pearson, Sprague-Geers, Russell y CORA, coincidiendo con el obtenido como tercer candidato con el método de los parámetros característicos. Además el ensayo 6512 obtiene algunos de los valores más bajos para el resto de métricas. El ensayo 7720 sería el escogido con la aplicación de la métrica DTW_c . Para el resto de métricas el ensayo 7720 está siempre entre los cinco ensayos con mejor valoración para ser escogido como ensayo representativo.

El vehículo seleccionado con el método de los parámetros característicos, el 8982, es el principal candidato según la métrica RMS_{log} , la cual quedó patente en los segmentos anteriores que no es aconsejable su aplicación

en el método. El segundo candidato según el método de los parámetros característicos, el 9563, obtiene buenos resultados para buena parte de las métricas, a excepción de la aplicación de la métrica CORA, con la cual no es de los mejor valorados.

Como se muestra en la Figura 4.33 el ensayo 6512 tiene los valores de los parámetros característicos del comportamiento en colisión bastante cercanos a los valores medios del grupo. Tiene una aceleración media hasta el pico de aceleración significativamente inferior a la media, pero muy similar a la del ensayo 9563. Esto se debe a que su pico de aceleración está bastante adelantado respecto de la media.

Respecto al ensayo 7720, la aceleración media hasta el pico de aceleración es muy baja. El pico de aceleración en este ensayo es de los más tempranos del grupo y hasta que este se produce, los niveles de aceleración en el habitáculo se mantienen bajos. La fuerza máxima medida en este ensayo es la mayor de entre los ensayos con mejor valoración.

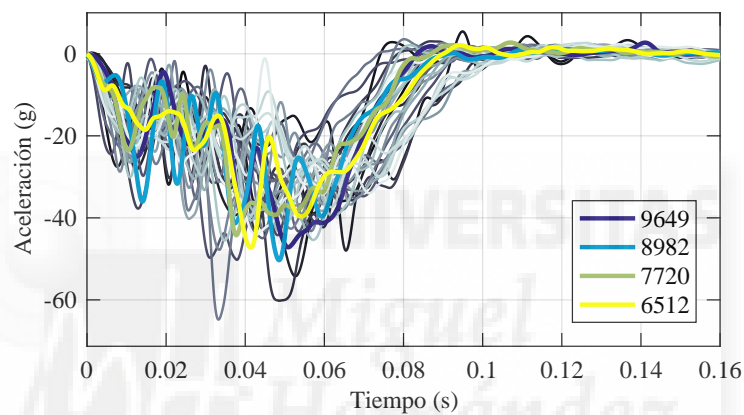


Figura 4.34 Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 8982, 6512, 9563 y 7720 sobre las del resto de ensayos del segmento de vehículos de pasajeros medianos.

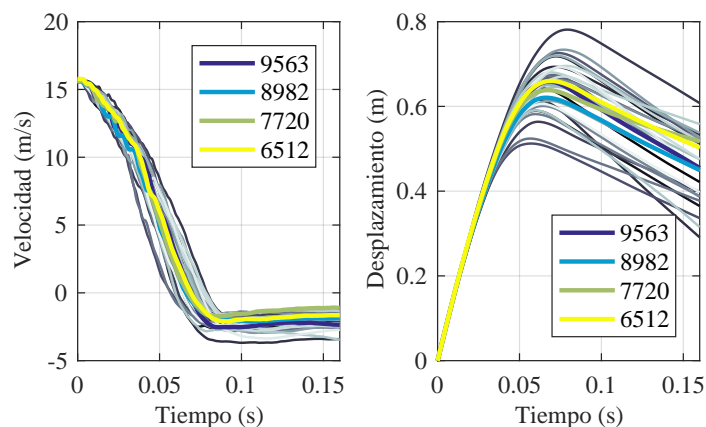


Figura 4.35 Curvas de velocidad y desplazamiento frente al tiempo de los ensayos 8982, 6512, 9563 y 7720 sobre las del resto de ensayos del segmento de vehículos de pasajeros medianos.

De la Figura 4.34 a la Figura 4.36 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento de

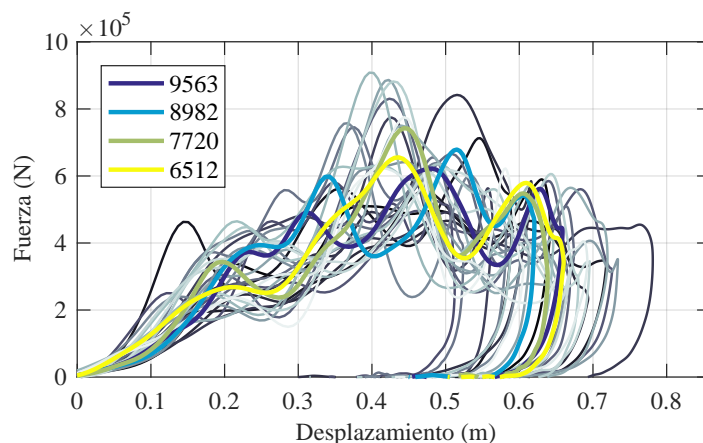


Figura 4.36 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 8982, 6512, 9563 y 7720 sobre las del resto de ensayos del segmento de vehículos de pasajeros medianos.

habitáculo y fuerza medida en el muro de los ensayos 8982, 6512, 9563 y 7720 sobre el resto de curvas del segmento del vehículo de pasajeros medianos. Se puede ver como el ensayo mejor valorado con el método de los parámetros, el 8982, tiene un pico inicial de aceleración alrededor de los 13 ms que no es de los mayores del grupo en esa zona. Los niveles de fuerza en los primeros 300 mm de deformación medida en los ensayos seleccionados con el método de los parámetros, el 9563 y el 8982, es de los más altos de entre los ensayos mejor valorados para representar el grupo.

Si se comparan las curvas de ambos ensayos con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos de pasajeros medianos (véase la Figura 4.28) se puede ver que los pulsos de fuerza obtenidos en los ensayos 6512 y 7720 se ajustan bastante bien a la curva de fuerza media del segmento. En el caso de la aceleración, el pulso es muy parecido salvo en el tramo de 30 a 60 ms debido a las oscilaciones de la curva real. Las curvas de desplazamiento del habitáculo de ambos ensayos se mantienen dentro del corredor interior definido en la aplicación de la métrica CORA. La aceleración en el ensayo 9563 tiene mayores oscilaciones en la etapa inicial que los otros dos ensayos de la figura.

Al cuantificar la similitud entre las curvas de los ensayos con las curvas medias del segmento (mediante CORA) se obtiene que el ensayo con las curvas más parecidas a las curvas medias es el 6512 seguido del 7720 (véase la última columna de la Tabla 4.18).

A la vista de los resultados parece que el ensayo que mejor representa el segmento es el 6512. Este ensayo obtiene una buena valoración con todos los métodos.

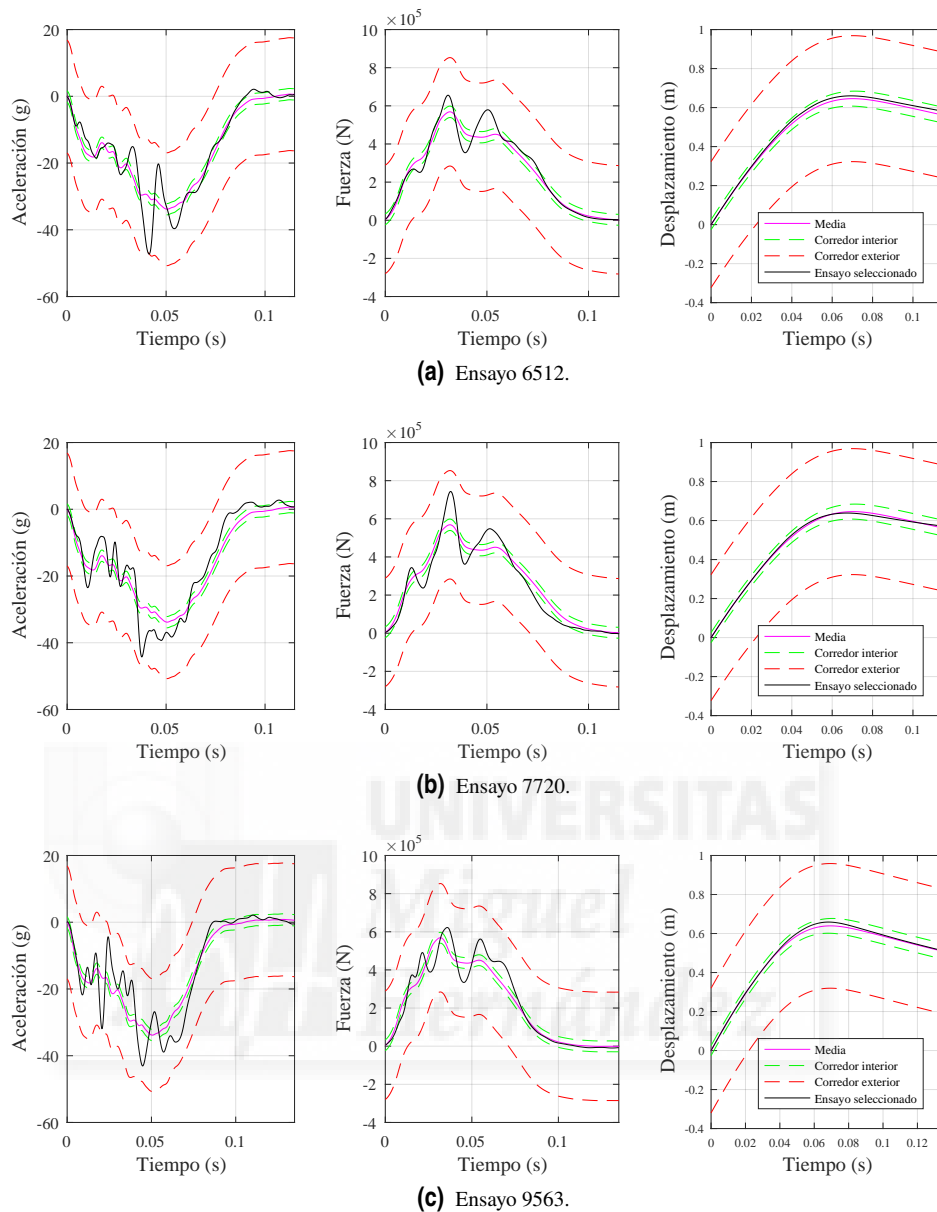


Figura 4.37 Comparación de las curvas medias del segmento de vehículos de pasajeros medianos y las curvas de los ensayos 6512, 7720 y 9563.

4.3.1.4 Vehículos de pasajeros pequeños

Inicialmente se disponía de 63 ensayos de vehículos pertenecientes a este segmento. Tras la criba de ensayos con fallos en los sensores o datos cuestionables han quedado un total de 24 ensayos con los que definir el comportamiento típico durante la colisión de este segmento. Los ensayos utilizados y el modelo ensayado en cada uno se muestran en la Tabla 4.19.

El ensayo 9086, correspondiente a un *Ford Focus* de 2015, correspondería por masas y dimensiones al segmento mediano, sin embargo ha sido clasificado en el grupo de vehículos de pasajeros pequeños junto al resto de vehículos del mismo modelo.

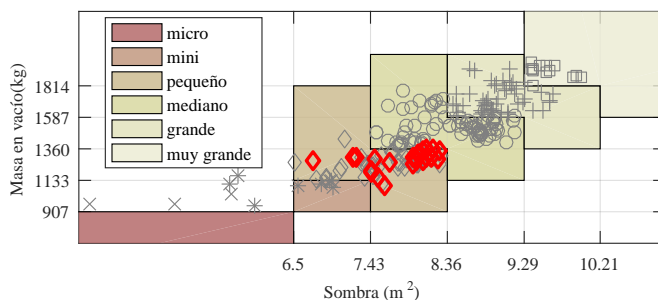


Figura 4.38 Representación de los vehículos de pasajeros pequeños disponibles.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.19 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
9511	NISSAN	VERSA	2016
9086	FORD	FOCUS	2015
9079	NISSAN	SENTRA	2015
8909	KIA	FORTE	2015
8539	MAZDA	MAZDA3	2014
8464	KIA	SOUL	2014
8407	TOYOTA	COROLLA	2014
8001	FORD	FOCUS	2013
7617	SUZUKI	SX4	2012
7564	CHEVROLET	SONIC	2012
7478	FORD	FOCUS	2012
7201	KIA	FORTE	2011
7194	VOLKSWAGEN	JETTA	2011
7131	NISSAN	SENTRA	2011
7108	MAZDA	MAZDA3	2011
6996	FORD	FIESTA	2011
6994	NISSAN	VERSA	2011
6766	KIA	FORTE	2010
6753	KIA	FORTE	2010
6742	NISSAN	CUBE	2009
6658	MAZDA	MAZDA3	2010
6655	KIA	SOUL	2010
6641	KIA	SOUL	2010
6310	TOYOTA	COROLLA	2009

En la Figura 4.39, Figura 4.41 y Figura 4.40 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento, las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo.

Parámetros característicos

En la Tabla 4.20 se recogen los valores de los parámetros característicos del comportamiento en colisión frontal obtenidos a partir de los datos de los ensayos recogidos en la Tabla 4.19. Las filas inferiores corresponden a los valores medios, datos medios ponderados según número de ensayos de un mismo modelo y desviación estándar de los parámetros.

En la Tabla 4.21 se muestra los valores de $Dist_{rel}$ calculado según se explica en el apartado 4.2.1.2. El vehículo cuyo valor sea menor es el vehículo elegido como representativo del segmento según el método de

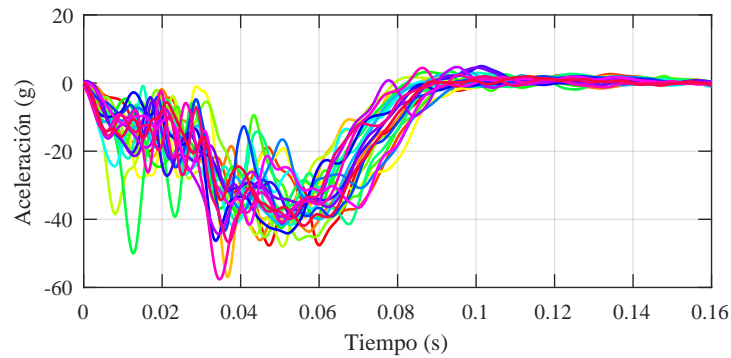


Figura 4.39 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños.

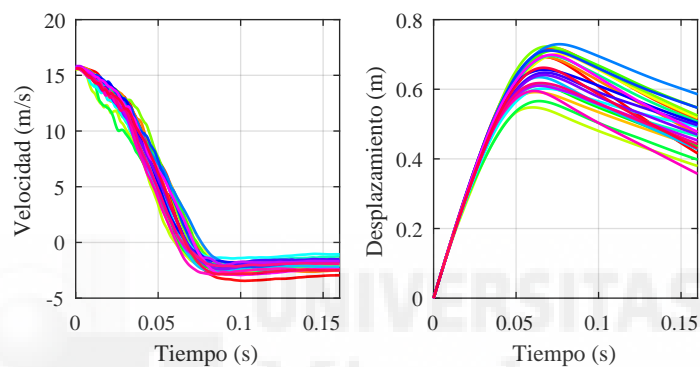


Figura 4.40 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

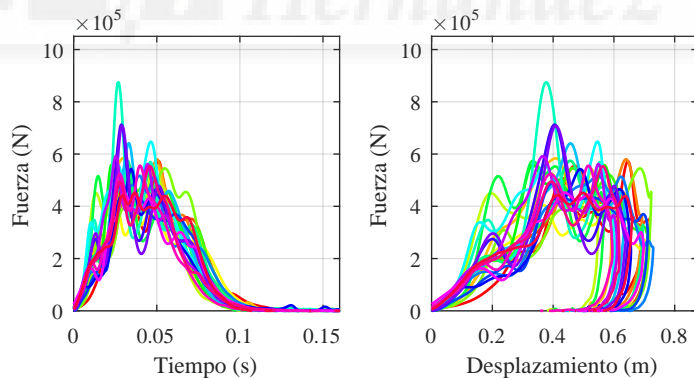


Figura 4.41 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

los parámetros característicos.

El ensayo 9079 es el que tiene la media de los valores absolutos de las diferencias relativas más bajas, seguido del ensayo 6641 y el 6742. Por tanto el ensayo 9079, correspondiente a un Nissan Sentra del 2015, es el mejor valorado para ser el ensayo representativo del segmento según este método.

Tras un contraste de normalidad de Anderson-Darling de los parámetros característicos del segmento estudiado en este apartado se extrae que no hay razones para rechazar la hipótesis de que los parámetros

Tabla 4.20 Parámetros característicos del comportamiento en colisión frontal vehículos de pasajeros pequeños.

Ensayo	A_{max}	T_{Amax}	\bar{A}_{tAmax}	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
9511	-47,693	0,047	-17,665	$5,72 \cdot 10^5$	0,693	0,090
9086	-37,560	0,066	-20,761	$5,56 \cdot 10^5$	0,718	0,091
9079	-46,136	0,045	-16,223	$5,80 \cdot 10^5$	0,692	0,088
8909	-56,939	0,037	-18,144	$5,84 \cdot 10^5$	0,592	0,080
8539	-33,448	0,039	-15,385	$4,05 \cdot 10^5$	0,700	0,097
8464	-47,930	0,051	-25,287	$5,42 \cdot 10^5$	0,548	0,077
8407	-46,047	0,055	-18,616	$5,45 \cdot 10^5$	0,723	0,087
8001	-41,119	0,054	-18,170	$5,46 \cdot 10^5$	0,712	0,091
7617	-42,486	0,050	-22,609	$5,60 \cdot 10^5$	0,614	0,081
7564	-50,000	0,013	-15,412	$5,74 \cdot 10^5$	0,566	0,081
7478	-41,436	0,068	-21,767	$5,75 \cdot 10^5$	0,696	0,089
7201	-41,623	0,053	-22,583	$8,76 \cdot 10^5$	0,611	0,083
7194	-41,727	0,038	-19,285	$6,48 \cdot 10^5$	0,602	0,084
7131	-41,703	0,051	-21,405	$6,42 \cdot 10^5$	0,635	0,082
7108	-37,647	0,041	-15,038	$5,17 \cdot 10^5$	0,729	0,094
6996	-43,345	0,036	-13,083	$4,88 \cdot 10^5$	0,711	0,089
6994	-46,322	0,034	-12,531	$5,43 \cdot 10^5$	0,656	0,086
6766	-39,446	0,053	-20,862	$7,13 \cdot 10^5$	0,648	0,085
6753	-36,350	0,062	-23,106	$7,09 \cdot 10^5$	0,641	0,086
6742	-44,388	0,035	-18,122	$5,92 \cdot 10^5$	0,610	0,089
6658	-41,562	0,042	-16,815	$4,53 \cdot 10^5$	0,699	0,091
6655	-57,619	0,035	-16,694	$5,56 \cdot 10^5$	0,595	0,078
6641	-46,641	0,037	-17,089	$5,53 \cdot 10^5$	0,618	0,086
6310	-41,848	0,056	-21,253	$4,52 \cdot 10^5$	0,662	0,087
Media	-43,792	0,046	-18,663	$5,74 \cdot 10^5$	0,653	0,086
Media ponderada	-44,061	0,043	-18,267	$5,68 \cdot 10^5$	0,647	0,086
σ	5,729	0,012	3,289	$9,61 \cdot 10^4$	0,054	0,005

Tabla 4.21 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos de pasajeros pequeños.

Ensayo	$Dist_{rel}$	Ensayo	$Dist_{rel}$	Ensayo	$Dist_{rel}$
9511	0,357	7617	0,588	6994	0,638
9086	1,027	7564	1,186	6766	0,769
9079	0,329	7478	0,960	6753	1,164
8909	0,625	7201	1,164	6742	0,334
8539	0,986	7194	0,452	6658	0,484
8464	0,966	7131	0,607	6655	0,770
8407	0,528	7108	0,681	6641	0,331
8001	0,544	6996	0,732	6310	0,768

pertenecen a una población con distribución normal con un nivel de significancia del 95 % excepto en el caso de la fuerza máxima medida en barrera F_{max} .

En la Figura 4.42 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros pequeños. Los valores correspondientes al ensayo seleccionado con el método de los parámetros, el 9079, se representan con un cuadrado verde. Se puede ver como, para el ensayo seleccionado, la deformación máxima y la aceleración media hasta el pico de deceleración no se encuentran dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios. En este caso, no hay ningún ensayo que tenga todos sus parámetros estadísticamente igual a la media (dentro del intervalo de confianza del 95 %). En la figura, el intervalo de confianza del 95 % alrededor de la media ponderada de

cada parámetro ha sido representado con un área rosa oscuro. En rosa claro se representa el intervalo de confianza del 99 % alrededor de la media.

En el caso del segundo ensayo mejor valorado, el 6641, los valores de los parámetros se encuentran cerca de los intervalos de confianza de las medias, y todos ellos dentro del intervalo de confianza del 99 %. De

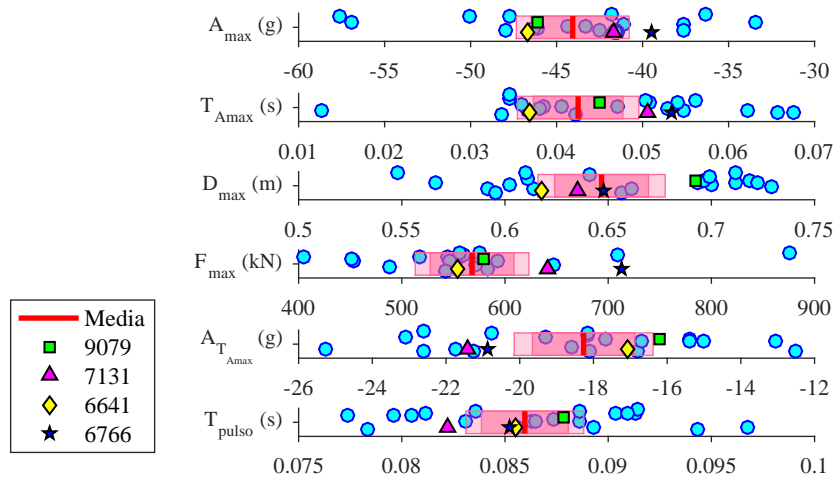


Figura 4.42 Parámetros característicos del comportamiento en colisión frontal y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos de pasajeros pequeños.

la Figura 4.43 a la Figura 4.45 se muestran las curvas de aceleración frente al tiempo y de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos del segmento de vehículos de pasajeros pequeños, destacando sobre ellas en azul oscuro las curvas pertenecientes al ensayo seleccionado con el método de los parámetros característicos (9079) y en amarillo el segundo mejor valorado (6641).

Métricas de comparación de las curvas

A continuación se muestran los resultados de la aplicación del método descrito en el apartado 4.2.2.2 para la selección del vehículo representativo mediante la comparación de las curvas de aceleración y fuerza del segmento de vehículos de pasajeros pequeños.

En la Tabla 4.22 se recogen la suma de los valores de las métricas para el segmento mencionado. La segunda columna corresponde a los valores obtenidos con el método de los parámetros característicos para facilitar la comparación entre los dos métodos. En la tabla se resalta en verde el ensayo seleccionado según cada una de las métricas. En el caso de este segmento, con ninguna de las métricas de comparación de curvas contempladas se obtiene la mejor valoración para ser el ensayo representativo del grupo el mismo ensayo que con el método de los parámetros característicos, el 9079.

Al aplicar el método con los coeficientes de correlación de NARD y de Pearson, se obtiene como mejor valorado el ensayo 7131. En el caso de estas dos métricas, los ensayos 6641 y 6310 tienen valores parecidos al primer candidato. El método CORA se obtiene el mejor resultado para el ensayo 7131, seguido del 6641.

Tabla 4.22 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos de pasajeros pequeños.

Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_e	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
9511	0,357	0,626	1,218	1,548	2,538	0,925	1,165	4,079	2,064	2,825	0,208
9086	1,027	0,783	1,522	1,447	2,413	0,556	1,275	3,919	1,697	3,457	0,242
9079	0,329	0,604	1,162	1,366	2,359	0,689	1,427	3,830	1,801	2,920	0,192
8909	0,625	0,626	1,152	1,373	2,525	0,629	1,459	3,883	1,906	2,828	0,203
8539	0,986	0,955	1,866	2,238	3,324	1,387	1,441	7,187	4,000	4,509	0,307
8464	0,966	0,882	1,620	1,550	2,867	0,605	1,264	4,471	2,283	3,793	0,305
8407	0,528	0,848	1,615	1,572	2,742	0,715	1,295	4,609	2,126	3,678	0,300
8001	0,544	0,723	1,413	1,449	2,393	0,662	1,224	4,138	1,915	3,321	0,219
7617	0,588	0,554	1,032	1,290	2,314	0,587	1,383	3,993	1,783	2,751	0,153
7564	1,186	0,967	1,839	1,646	2,974	0,628	1,341	6,246	4,431	3,590	0,236
7478	0,960	0,703	1,357	1,395	2,310	0,564	1,153	4,117	1,811	3,109	0,191
7201	1,164	0,715	1,364	1,539	2,726	0,814	1,466	5,888	3,624	2,806	0,195
7194	0,452	0,601	1,173	1,639	2,762	1,131	1,357	4,095	1,665	3,053	0,197
7131	0,607	0,466	0,890	1,205	2,147	0,582	1,262	3,688	1,641	2,505	0,111
7108	0,681	0,744	1,460	1,563	2,540	0,840	1,353	4,367	1,900	3,475	0,232
6996	0,732	0,620	1,182	1,461	2,382	0,693	1,239	4,154	2,044	3,046	0,179
6994	0,638	0,597	1,130	1,490	2,445	0,757	1,430	4,146	2,023	2,686	0,181
6766	0,769	0,534	1,037	1,280	2,204	0,590	1,435	4,833	2,145	2,589	0,101
6753	1,164	0,581	1,134	1,329	2,280	0,588	1,209	5,616	2,769	2,790	0,123
6742	0,334	0,651	1,261	1,359	2,419	0,541	1,529	3,979	1,713	2,844	0,186
6658	0,484	0,674	1,305	1,721	2,618	0,934	1,087	4,461	1,788	3,289	0,207
6655	0,770	0,683	1,230	1,634	2,764	0,992	1,203	4,219	2,654	2,893	0,226
6641	0,331	0,510	0,984	1,285	2,236	0,582	1,058	3,515	1,513	2,476	0,127
6310	0,768	0,485	0,946	1,233	2,093	0,570	1,193	3,985	1,824	2,806	0,124

La métrica RMS_{log} indica el 6641 como representativo del grupo, mientras que la aplicación de la métrica RMS da como resultado el 6742.

Las métricas DTW_e y DTW_c dan como mejor valorado el ensayo 6641 seguido del 7131. Mediante la aplicación del método de comparación entre curvas con CORA se ha obtenido como representativo del grupo el ensayo 7131 en primer lugar, seguido del 6641.

La discrepancia de resultados según la métrica utilizada puede deberse a la gran variedad de vehículos distintos incluidos en este segmento y a la heterogeneidad en sus comportamientos durante el impacto.

En el ensayo 7131, el cual ha sido uno de los mejores valorados, se obtiene una duración de pulso menor a la del otro ensayo bien valorados (el 6641), un pico algo más atrasado y una aceleración media hasta el pico máximo mayor. La fuerza máxima medida en barrera es también mayor a la del ensayo 6641, estando fuera del intervalo de confianza de la media del grupo.

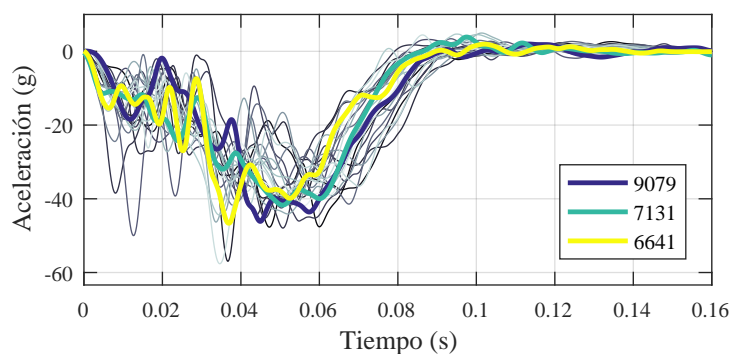


Figura 4.43 Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 9079, 6641 y 7131 sobre los del resto de ensayo del segmento.

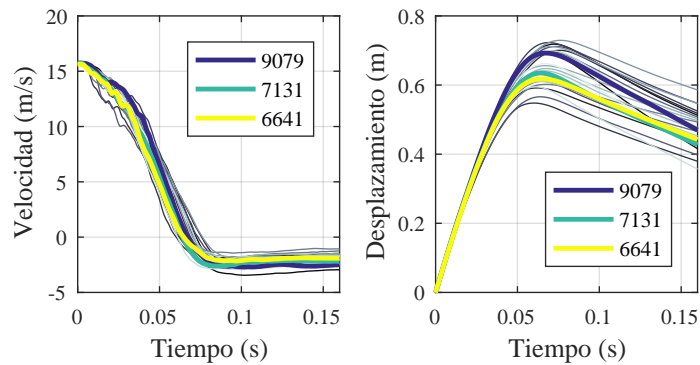


Figura 4.44 Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 9079, 6641 y 7131 sobre los del resto de ensayo del segmento.

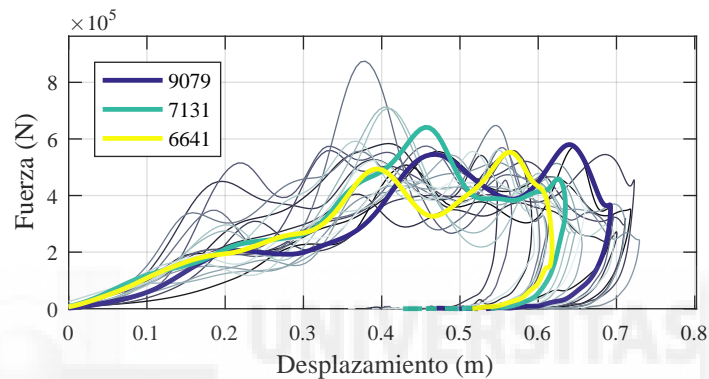


Figura 4.45 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 9079, 6641 y 7131 sobre los del resto de ensayo del segmento.

De la Figura 4.43 a la Figura 4.45 se muestran las curvas obtenidas en los ensayos correspondiente al segmento de vehículos de pasajeros pequeños destacando sobre ellos aquellos seleccionados como representativos por las distintas métricas. Se puede ver como las curvas de fuerza de los ensayos 7131 y 6641 son bastante iguales en los primeros 300 mm de desplazamiento y la deformación final es bastante parecida.

Si se comparan las curvas de ambos ensayos con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos de pasajeros pequeños (véase la Figura 4.46) se puede ver que los pulsos obtenidos en el ensayo 7131 y en el 6641 son bastante parecidos a las curvas medias del segmento y bastante más parecidos que los del 9079, sobre todo en el caso de la curva de desplazamiento. El ensayo 6641 tiene un pico de aceleración mayor que el de 7131, mientras que en fuerza el pico es inferior. Al cuantificar mediante CORA la similitud entre los pulsos de aceleración y fuerza de los ensayos con las curvas medias del segmento se obtiene que las más parecidas son las obtenidas en el ensayo 6766, aunque los ensayos 7131, 6766, 6753, 6641 y 6310 tienen también curvas parecidas a las curvas medias.

A la vista de los resultados, se selecciona como ensayo representativo del comportamiento durante colisión frontal de este segmento en ensayo 6641, por ser uno de los mejor valorados en el método de la comparación de curvas y por tener los parámetros característicos del comportamiento en choque cercanos a los valores medios de segmento.

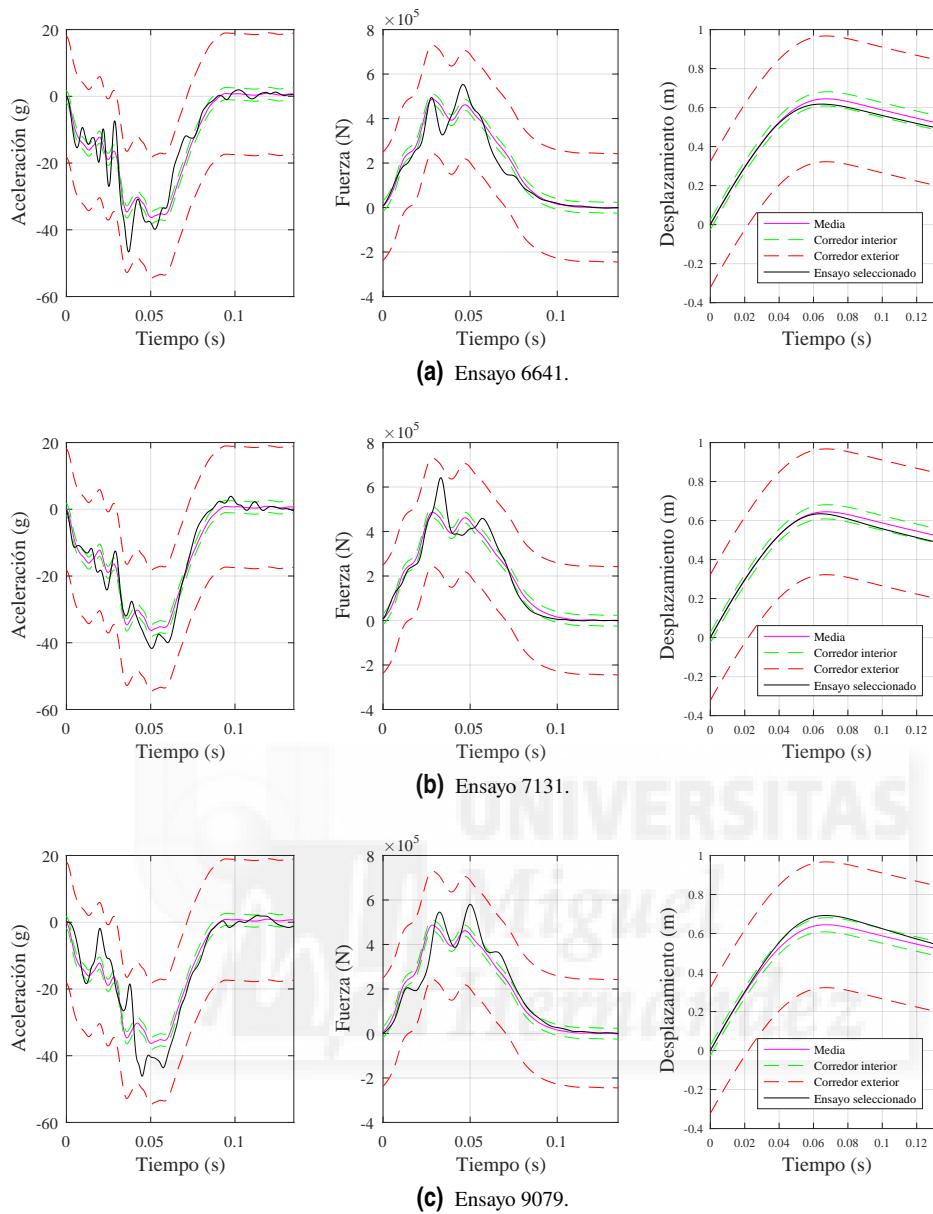


Figura 4.46 Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 6310 y 9511 del segmento de vehículos de pasajeros pequeños.

4.3.1.5 Vehículos de pasajeros mini

En este segmento de vehículos de pasajeros solo se han conseguido 2 ensayos con datos fiables de los 8 ensayos inicialmente obtenidos de la base de datos. Los ensayos finales y el modelo ensayado en cada uno se muestran en la Tabla 4.23. Con solo dos ensayos no se puede aplicar ninguno de los métodos de selección del ensayo representativo. A modo informativo se muestra la información obtenida de dichos ensayos.

Tabla 4.23 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de pasajeros mini.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
7863	MITSUBISHI	IMiEV	2012
6834	HYUNDAI	ACCENT	2010

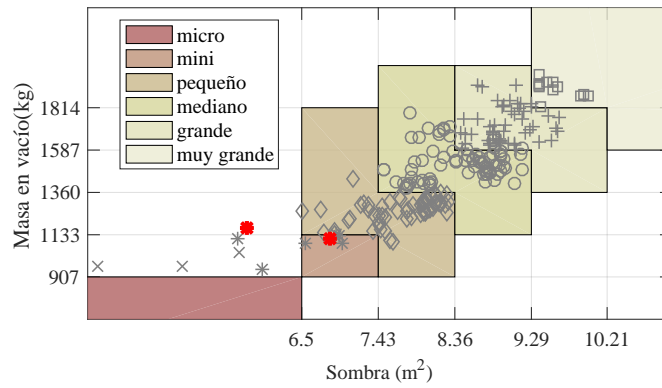


Figura 4.47 Representación de los vehículos de pasajeros mini disponibles.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo se muestran en la Figura 4.48, Figura 4.50 y Figura 4.49 respectivamente.

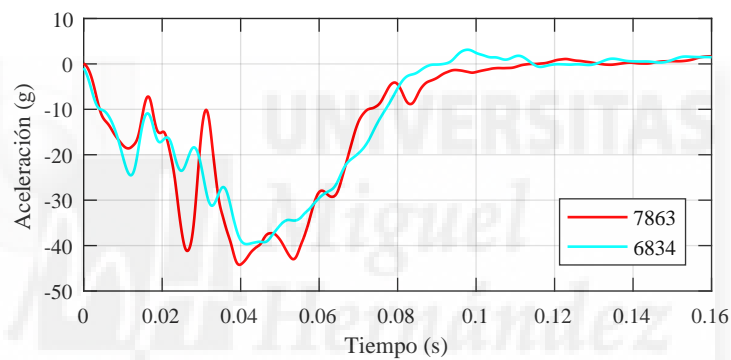


Figura 4.48 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros tamaño mini.

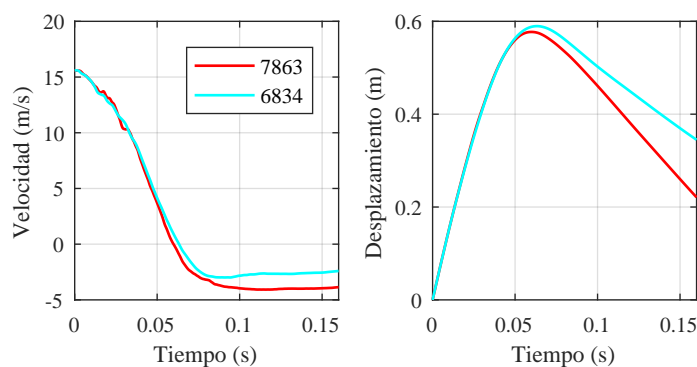


Figura 4.49 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros tamaño mini. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

En la siguiente tabla se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos de este segmento. Las filas inferiores corresponden a los valores medios y desviación estándar de los parámetros.

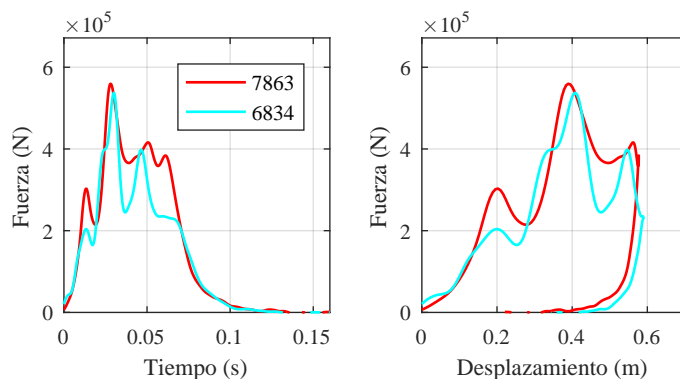


Figura 4.50 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos de pasajeros tamaño mini. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

Tabla 4.24 Parámetros característicos de los vehículos de pasajeros tamaño mini.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{t_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
7863	-44,232	0,040	-20,274	$5,60 \cdot 10^5$	0,577	0,094
6834	-39,676	0,042	-20,291	$5,37 \cdot 10^5$	0,590	0,085
Media	-41,954	0,041	-20,283	$5,49 \cdot 10^5$	0,583	0,090
σ	3,221	0,001	0,012	$1,58 \cdot 10^4$	0,009	0,006

A pesar de disponer de solo dos ensayos, las gráficas muestran una fuerza máxima y un desplazamiento máximo similar en ambos ensayos. Tanto los pulsos de aceleración como las curvas de fuerza-desplazamiento hacen pensar que se podría utilizar cualquiera de los dos para la definición de una barrera que simulase su comportamiento en colisión.

4.3.2 Vehículos SUV

4.3.2.1 Vehículos SUV muy grandes

De los 4 ensayos inicialmente obtenidos de la base de datos del NHTSA solo uno cumple los requisitos de conservación de energía, conservación de momento y ausencia de fallos en sensores. Con los datos disponibles no se puede aplicar el método de selección del vehículo representativo del comportamiento durante colisión frontal del segmento de SUV muy grandes.

Los parámetros característicos del comportamiento durante el impacto frontal contra muro rígido y las curvas de aceleración, velocidad y fuerza obtenidas se muestran a continuación.

Tabla 4.25 Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de los vehículos SUV muy grandes.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{t_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
8748	-33,582	0,062	-16,262	$9,56 \cdot 10^5$	0,809	0,107

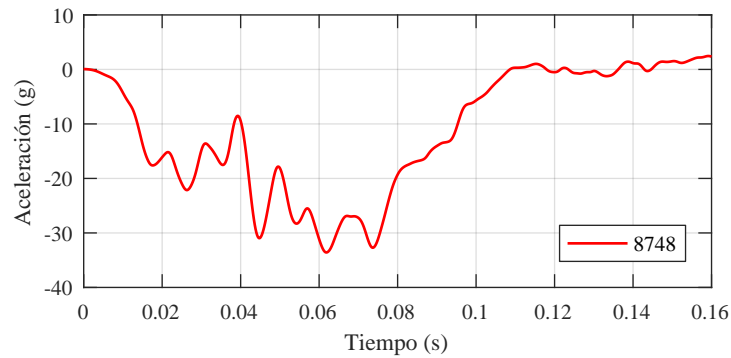


Figura 4.51 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV muy grandes.

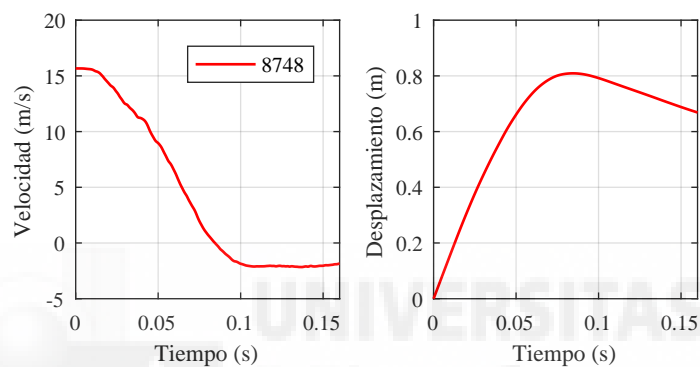


Figura 4.52 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV muy grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

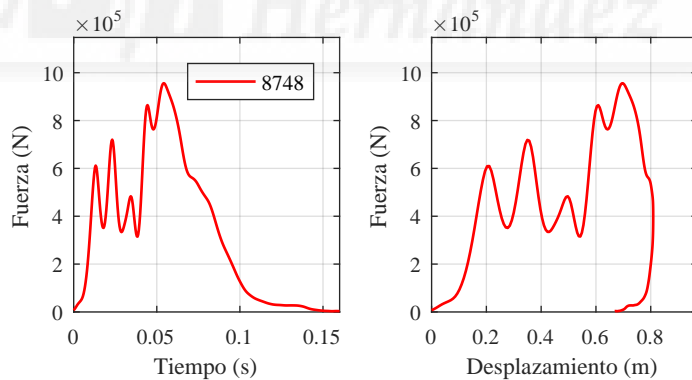


Figura 4.53 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV muy grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

4.3.2.2 Vehículos SUV grandes

Tras eliminar los ensayos con datos cuestionables o fallos en los sensores han quedado un total de 3 ensayos con los que definir el comportamiento típico durante la colisión de este segmento del parque automovilístico. Como se puede ver en la Tabla 4.26 dos de ellos corresponden al modelo Chevrolet Traverse.

Las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo se muestran en la Figura 4.55, Figura 4.56 y

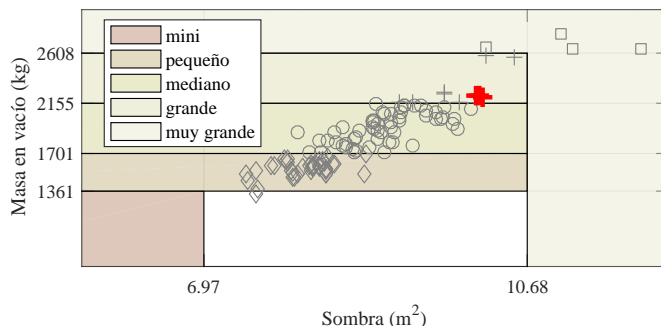


Figura 4.54 Representación de los vehículos SUV grandes disponibles.(* Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.26 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos SUV grandes.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
8125	CHEVROLET	TRAVERSE	2013
7074	CHEVROLET	TRAVERSE	2011
6854	LINCOLN	MKT	2010

Figura 4.57 respectivamente.

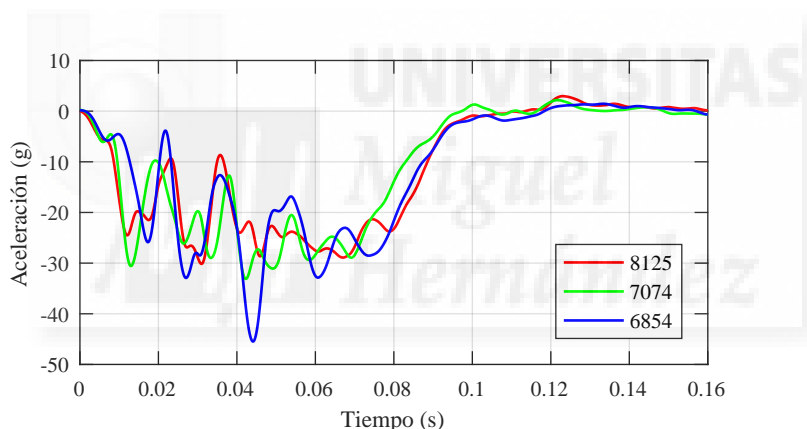


Figura 4.55 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV grandes.

Parámetros característicos

En la siguiente tabla se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos de este segmento. Las filas inferiores corresponden a los valores medios, valores medios ponderados según el número de ensayos de cada modelo y sus desviaciones estándar.

Se observa bastante homogeneidad en las curvas de fuerza, velocidad y desplazamiento. En el pulso de aceleración hay mayores diferencias y se observa que el Lincoln MKT del ensayo 6854 ha sufrido un pico de aceleración mayor que los Chevrolet Traverse.

El valor obtenido de $Dist_{rel}$ para cada ensayo de este segmento según se explica en el apartado 4.2.1.2 se muestra en la Tabla 4.28.

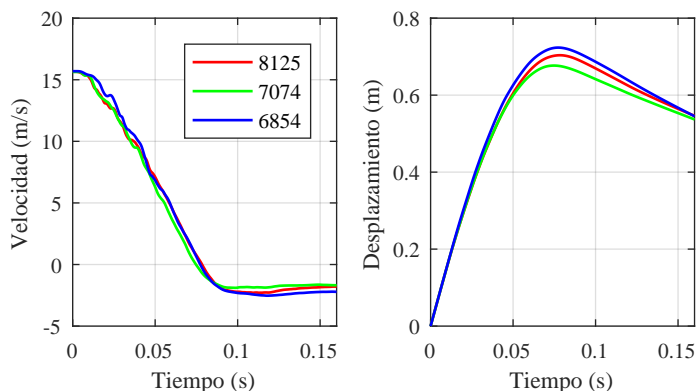


Figura 4.56 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

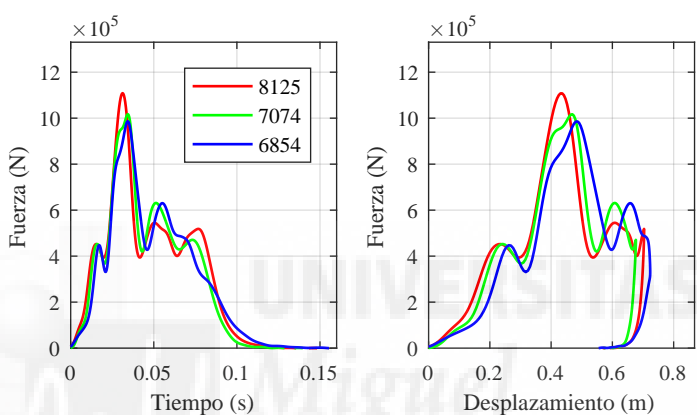


Figura 4.57 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

Tabla 4.27 Parámetros característicos de los vehículos SUV grandes.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{t_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
8125	-30,152	0,031	-15,369	$1,11 \cdot 10^6$	0,704	0,099
7074	-33,108	0,042	-17,154	$1,02 \cdot 10^6$	0,677	0,094
6854	-45,482	0,044	-16,542	$9,86 \cdot 10^5$	0,724	0,098
Media	-36,247	0,039	-16,355	$1,04 \cdot 10^6$	0,701	0,097
Media ponderada	-38,556	0,040	-16,402	$1,02 \cdot 10^6$	0,707	0,097
σ	8,133	0,007	0,907	$6,36 \cdot 10^4$	0,023	0,003

Tabla 4.28 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos SUV grandes.

Ensayo	$Dist_{rel}$
8125	0,619
7074	0,316
6854	0,347

El vehículo con el menor valor, el 7074, es el elegido como representativo del segmento según el método de los parámetros característicos. Este ensayo corresponde a un Chevrolet Traverse de 2011. Llama la atención que el ensayo con la segunda mejor valoración es el 6854, que no corresponde al otro Chevrolet Traverse y

que tiene una curva de aceleración en el habitáculo algo distinta a los otros dos ensayos.

Con solo tres ensayos no se puede hacer un contraste de normalidad de los parámetros con la prueba de Anderson-Darling. La prueba de t-Student sobre los valores de los parámetros de este segmento concluye que no se puede rechazar, para ningún parámetro, que provienen de una muestra de distribución normal y centrada en la media ponderada de dichos parámetros (con una significancia del 95%). Con solo 3 muestras, el resultado de la prueba de normalidad debe tomarse con cautela.

En la Figura 4.58 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes al segmento de vehículos SUV grandes. Los valores del ensayo seleccionado con el método de los parámetros característicos, el 7074, se representan con un cuadrado verde. En la figura se puede ver como en el ensayo 7074 se obtiene el pulso de deceleración más corto y el menor desplazamiento del habitáculo de todos los ensayos. En este caso todos los parámetros del ensayo seleccionado se encuentran, con una significancia del 95%, dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios (área sombreada en rosa oscuro). Dado el bajo número de datos, la estimación de la desviación típica es muy grande y el intervalo de confianza para la media abarca todos los datos.

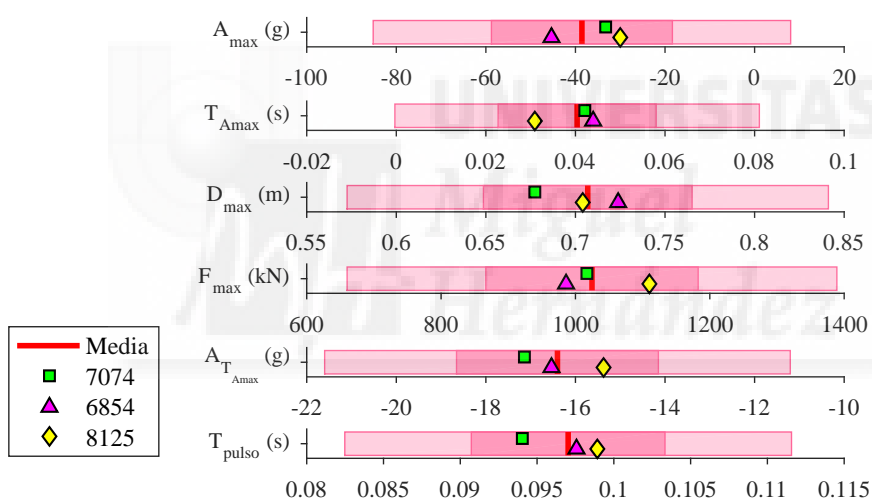


Figura 4.58 Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos SUV grandes.

Métricas de comparación de las curvas

Los resultados de la aplicación del método para la selección el vehículo representativo mediante la comparación de las curvas de aceleración y fuerza se muestran en la Tabla 4.29. En la tabla se resalta en verde los ensayos con mejor valoración para utilizarse como representativo del segmento. Al aplicar el método con cada una de las métricas se obtiene que el ensayo 7074 es el ensayo que mejor representa al segmento para las métricas de Sprague-Geers, Russell, las métricas tipo DTW y la métrica RMS. Este ensayo era el seleccionado en primer lugar con el método de los parámetros característicos. La aplicación del método con el coeficiente de correlación de NARD y el coeficiente de correlación de Pearson dan prácticamente

Tabla 4.29 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos SUV grandes.

Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_e	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
8125	0,619	0,033	0,076	0,091	0,137	0,039	0,054	1,000	1,000	0,165	0,076
7074	0,316	0,034	0,074	0,082	0,130	0,030	0,103	0,512	0,300	0,169	0,074
6854	0,347	0,033	0,075	0,086	0,149	0,034	0,078	0,756	0,650	0,141	0,046

el mismo valor para los tres ensayos. Con la aplicación de la métrica RMS_{log} se obtiene que el ensayo que mejor representa el comportamiento del grupo es el 8125.

Con la métrica de CORA se obtiene que el vehículo que mejor representa el segmento es el 6854. Si se comparan las curvas medias del segmento con las curvas de cada uno de los ensayos se obtiene que el vehículo con curvas más parecidas a las medias es el ensayado en el ensayo 6854.

En este caso, la comparación de las curvas de cada ensayo con las curvas medias, siendo calculadas estas curvas medias teniendo en cuenta que en dos de los tres ensayos el modelo utilizado es el mismo, no aporta gran información. En este caso con tan pocos ensayos, los ensayos de los Chevrolet Traverse son infravalorados.

Si se comparan las curvas de ambos ensayos con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos SUV grandes (véase la Figura 4.59) se obtiene que el pulso de aceleración del ensayo 6854 es más parecido a la curva de aceleración media. El desplazamiento del habitáculo del vehículo del ensayo 6854 es más parecido al desplazamiento medio del vehículo. Y, según los datos obtenidos con la métrica CORA, la curva de fuerza del ensayo 7074 es también más parecida a la curva de fuerza media del segmento.

Como se ha mencionado, obtener una conclusión acerca del vehículo que mejor representa el comportamiento en colisión de este grupo de ensayos, en los que solo hay dos modelos de vehículos distintos, no es sencillo. Se necesitarían más ensayos para realizar una selección más firme, no obstante, para la comparación que se realiza al final de este capítulo entre distintos segmentos se ha elegido como representativo el ensayo 7074.

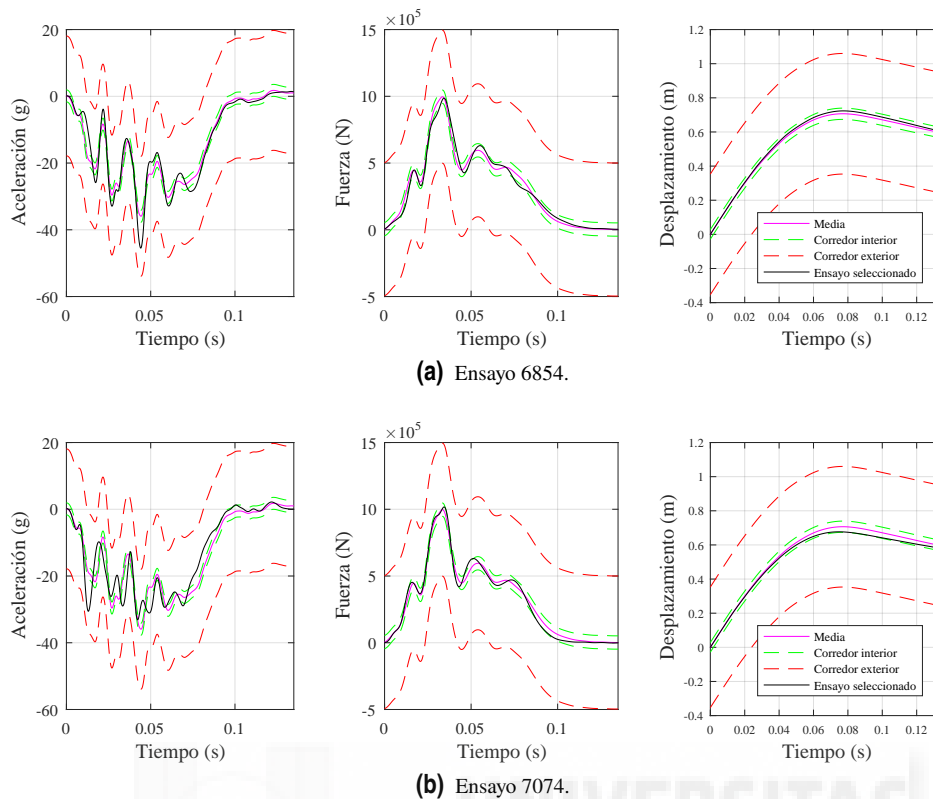


Figura 4.59 Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 6854 y 7074 del segmento de vehículos SUV grandes.

4.3.2.3 Vehículos SUV medianos

Inicialmente se disponía de 57 ensayos de vehículos pertenecientes a este segmento. Tras la criba de ensayos con fallos en los sensores y ensayos en los que el balance de energía o de cantidad de movimiento no era satisfactorio han quedado los 14 ensayos que se muestran en la Tabla 4.30. Con ellos se va a definir el comportamiento típico durante la colisión de este segmento del parque automovilístico.

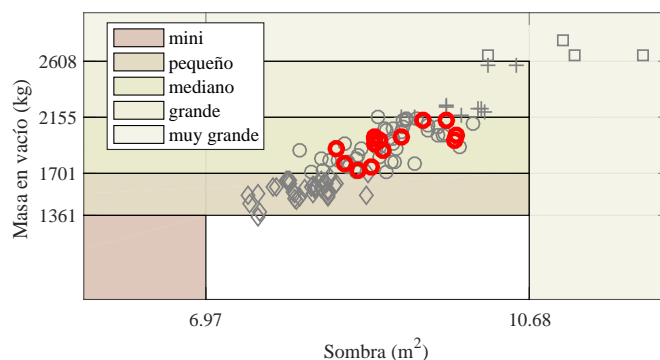


Figura 4.60 Representación de los vehículos SUV medianos disponibles.(× Micro; * Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo se muestran en la Figura 4.61, Figura 4.62 y

Tabla 4.30 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de SUV medianos.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
9157	KIA	SORENTO	2016
9009	BMW	X5	2015
8531	TOYOTA	HIGHLANDER	2014
8470	NISSAN	PATHFINDER	2014
8297	KIA	SORENTO	2014
8158	MAZDA	CX-9	2013
7188	VOLVO	XC60	2011
7175	FORD	EDGE	2011
7148	LEXUS	RX350	2011
6788	CHEVROLET	EQUINOX	2010
6643	LEXUS	RX350	2010
6642	LEXUS	RX350	2010
6601	TOYOTA	VENZA	2009
6461	FORD	FLEX	2009

Figura 4.63 respectivamente.

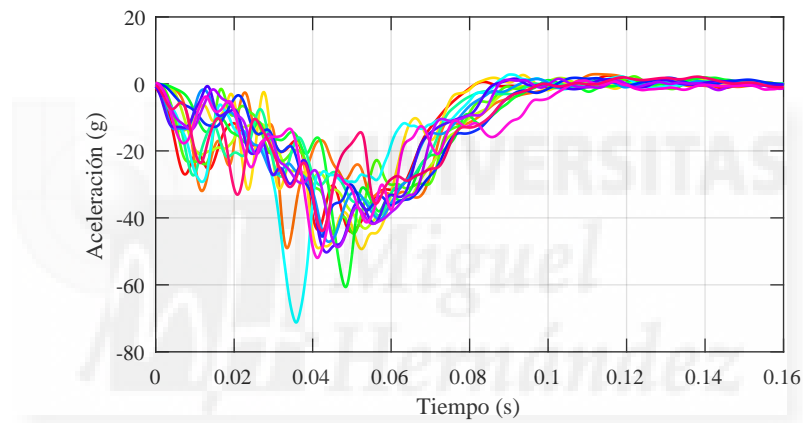


Figura 4.61 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV medianos.

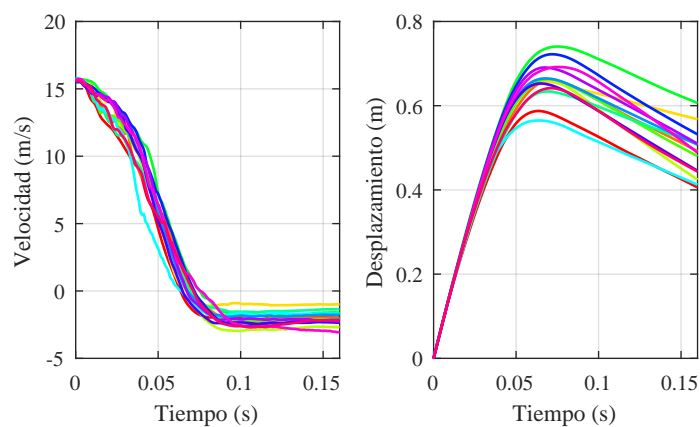


Figura 4.62 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV medianos. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

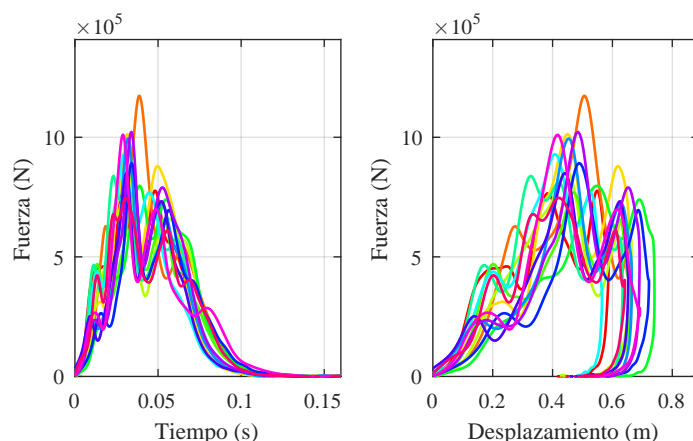


Figura 4.63 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV medianos. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

Parámetros característicos

En la Tabla 4.31 se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos de este segmento. Las filas inferiores corresponden a los valores medios y sus desviaciones estándar.

Tabla 4.31 Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de vehículos SUV medianos.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{t_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
9157	-44,202	0,050	-22,488	$7,77 \cdot 10^5$	0,587	0,080
9009	-49,035	0,033	-15,062	$1,17 \cdot 10^6$	0,659	0,096
8531	-49,307	0,052	-21,761	$1,01 \cdot 10^6$	0,657	0,079
8470	-43,189	0,053	-20,390	$8,61 \cdot 10^5$	0,664	0,091
8297	-44,924	0,045	-17,405	$7,70 \cdot 10^5$	0,663	0,089
8158	-60,643	0,048	-15,597	$7,97 \cdot 10^5$	0,740	0,093
7188	-39,299	0,057	-21,579	$8,39 \cdot 10^5$	0,634	0,088
7175	-71,233	0,036	-21,519	$9,30 \cdot 10^5$	0,565	0,082
7148	-47,113	0,044	-17,684	$9,95 \cdot 10^5$	0,665	0,087
6788	-45,579	0,042	-13,588	$8,92 \cdot 10^5$	0,722	0,095
6643	-50,293	0,044	-17,572	$8,51 \cdot 10^5$	0,653	0,085
6642	-48,725	0,046	-16,880	$1,02 \cdot 10^6$	0,691	0,087
6601	-51,975	0,041	-15,410	$1,01 \cdot 10^6$	0,692	0,102
6461	-43,900	0,042	-19,122	$7,47 \cdot 10^5$	0,642	0,094
Media	-49,244	0,045	-18,290	$9,06 \cdot 10^5$	0,660	0,089
Media ponderada	-49,767	0,045	-18,305	$9,09 \cdot 10^5$	0,661	0,090
σ	8,079	0,007	2,879	$1,24 \cdot 10^5$	0,046	0,007

En la Tabla 4.32 se muestra el valor $Dist_{rel}$ calculado a partir de los parámetros característicos como se explica en el apartado 4.2.1.2.

El ensayo 6643 es el que tiene el valor de $Dist_{rel}$ más bajo y, por tanto, el mejor valorado para ser el ensayo representativo del segmento. El segundo mejor valorado es el ensayo 7148 con un valor cercano al primero.

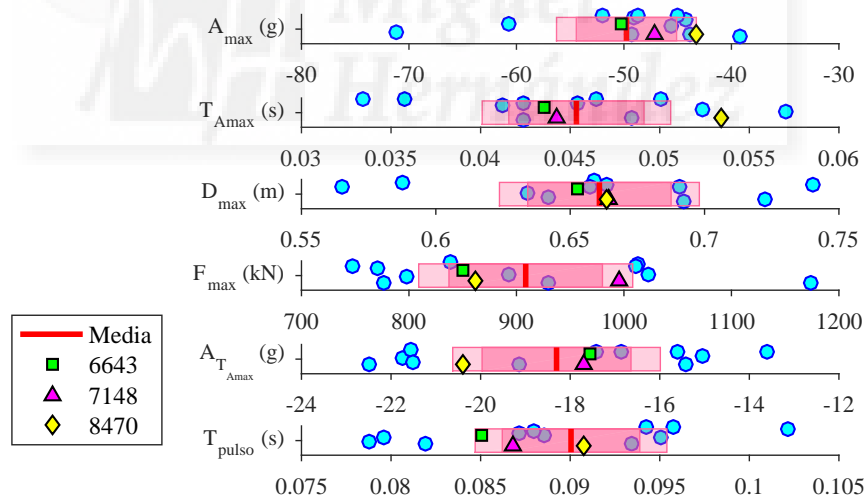
Tras un contraste de normalidad de Anderson-Darling de los parámetros característicos del segmento estudiado en este apartado se extrae que no hay razones para rechazar la hipótesis de que los parámetros pertenecen a una población con distribución normal con un nivel de significancia del 95 %, excepto para el

Tabla 4.32 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos SUV medianos.

Ensayo	$Dist_{rel}$	Ensayo	$Dist_{rel}$
9157	0,815	7175	1,077
9009	0,814	7148	0,250
8531	0,599	6788	0,574
8470	0,487	6643	0,220
8297	0,321	6642	0,324
8158	0,714	6601	0,589
7188	0,786	6461	0,481

nivel de aceleración máxima del habitáculo.

En la Figura 4.64 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes al segmento de vehículos SUV medianos. Los valores correspondientes al ensayo seleccionado con el método de los parámetros, el 6643, se representan con un cuadrado verde. Se puede ver como todos sus parámetros se encuentran, con una significancia del 95 %, dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios (área sombreada en rosa oscuro) excepto la duración de pulso. En este parámetro, el valor del ensayo seleccionado se encuentra dentro del intervalo de confianza del 99 % alrededor de la media (área sombreada en rosa claro). En este grupo de vehículos no hay ningún ensayo que tenga todos sus parámetros estadísticamente iguales a los valores medios (dentro del intervalo de confianza). Los ensayos 7148 y 6643 son los únicos con cinco de los seis parámetros dentro de los intervalos de confianza del 95 %.

**Figura 4.64** Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos SUV medianos.

De la Figura 4.65 a la Figura 4.67 se muestran las curvas de aceleración frente al tiempo y de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos del segmento de vehículos SUV medianos, destacando sobre ellas en amarillo las curvas pertenecientes al ensayo seleccionado con el método de los parámetros característicos. En la curva de fuerza frente al desplazamiento se puede observar como en el tramo comprendido entre los 200 y los 300 mm de desplazamiento el nivel de fuerza es de los más bajos del grupo.

Métricas de comparación de las curvas

En la Tabla 4.33 se recogen los resultados de la aplicación del método descrito en el apartado 4.2.2.2 para la selección el vehículo representativo del segmento de vehículos SUV medianos. La segunda columna corresponde a los valores obtenidos con el método de los parámetros característicos para facilitar la comparación entre los dos métodos. Al aplicar el método con las métricas basadas en el Coeficiente de correlación de

Tabla 4.33 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos SUV medianos.

Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_e	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
9157	0,815	0,670	1,301	1,312	1,370	0,495	1,429	4,715	2,411	2,898	0,186
9009	0,814	0,991	1,951	1,802	1,965	1,019	1,333	7,098	4,681	3,221	0,268
8531	0,599	0,789	1,365	1,599	1,648	0,943	1,366	6,461	3,283	3,194	0,256
8470	0,487	0,556	1,093	1,206	1,294	0,528	0,983	4,640	2,332	2,523	0,131
8297	0,321	0,612	1,206	1,489	1,451	0,768	0,969	4,813	2,385	2,691	0,155
8158	0,714	0,871	1,700	1,449	1,556	0,488	1,157	5,115	2,662	2,903	0,243
7188	0,786	0,653	1,292	1,371	1,447	0,692	1,202	5,201	2,672	2,781	0,149
7175	1,077	1,222	2,211	1,734	1,897	0,742	1,130	6,020	4,176	3,364	0,339
7148	0,250	0,597	1,130	1,230	1,247	0,461	1,056	4,646	2,272	2,354	0,129
6788	0,574	0,703	1,382	1,462	1,462	0,670	1,116	4,392	2,133	2,660	0,200
6643	0,220	0,639	1,201	1,470	1,408	0,784	1,396	4,824	2,245	2,642	0,174
6642	0,324	0,628	1,174	1,302	1,354	0,628	1,114	4,856	2,276	2,482	0,174
6601	0,589	0,882	1,786	1,480	1,575	0,533	1,351	5,321	2,152	2,667	0,237
6461	0,481	0,710	1,409	1,474	1,530	0,728	1,239	6,064	3,397	2,806	0,145

NARD, Coeficiente de correlación de Pearson se ha obtenido que el ensayo que mejor representa el segmento es el 8470. Para estas métricas el ensayo 8297 es el segundo ensayo mejor valorado.

Las métricas de Sprague-Geers y Russell indican que el vehículo que mejor representa al segmento es el 8470 y 7148 respectivamente. Con la aplicación de las métricas tipo DTW se obtiene como vehículo representativo el 6788, dicha elección no coincide con ninguna otra métrica. Sin embargo, con estas métricas no queda definido de forma tan clara el vehículo seleccionado. Las métricas RMS y RMS_{log} indican ensayos distintos, el 7148 y el 8297 respectivamente. Como ya se ha comentado en segmentos anteriores, el uso de estas dos métricas no parece adecuado.

Con la aplicación del método de comparación de curvas con la métrica CORA se obtiene que el vehículo que mejor representa al segmento es el 7148, seguido del 8470.

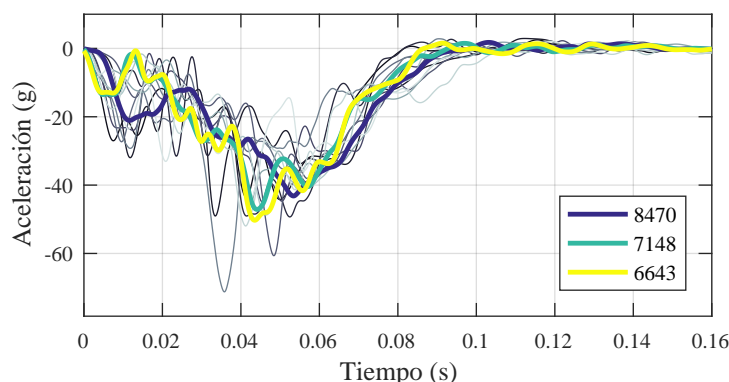


Figura 4.65 Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 6643, 8470 y 7148.

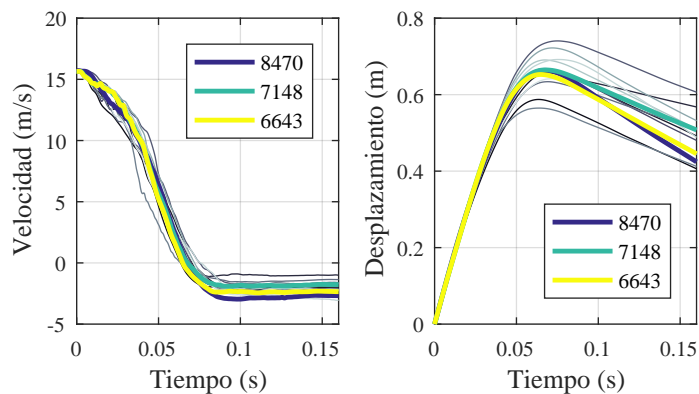


Figura 4.66 Curvas de velocidad y desplazamiento frente al tiempo de los ensayos 6643, 8470 y 7148.

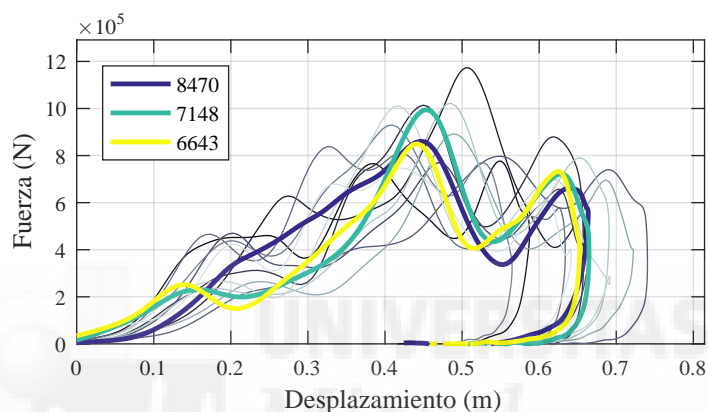


Figura 4.67 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 6643, 8470 y 7148.

De la Figura 4.65 a la Figura 4.67 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento de habitáculo y fuerza medida en el muro de los ensayos 6643, 8470 y 7148 sobre el resto de curvas del segmento del vehículo SUV medianos.

Los niveles de deceleración máxima y desplazamiento máximo del frontal de los tres ensayos mostrados son muy parecidos. La fuerza máxima registrada en el muro es mayor para el ensayo 7148. Este era el único parámetro de dicho ensayo significativamente distinto a la media (véase la Figura 4.64).

Si se comparan las curvas de ambos ensayos con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos SUV medianos (véase la Figura 4.68) se puede ver que los pulsos de fuerza y desplazamiento obtenidos en el ensayo 7148 se ajustan bastante bien a las curvas medias. Salvo algunas oscilaciones en los momentos de máxima aceleración y fuerza los pulsos de este ensayo son los que más se parecen a las curvas medias. En el caso del desplazamiento del habitáculo, la evolución temporal de este es prácticamente igual a la media del grupo. Estas observaciones se confirman al cuantificar la similitud entre las curvas de cada ensayo y las curvas medias mediante el software CORA (véase la última columna de la Tabla 4.33).

A la vista de los resultados, se ha escogido como ensayo representativo de este segmento el ensayo 7148. La elección se realiza por tener este ensayo una mejor valoración en el método de los parámetros característicos que el ensayo 8470.

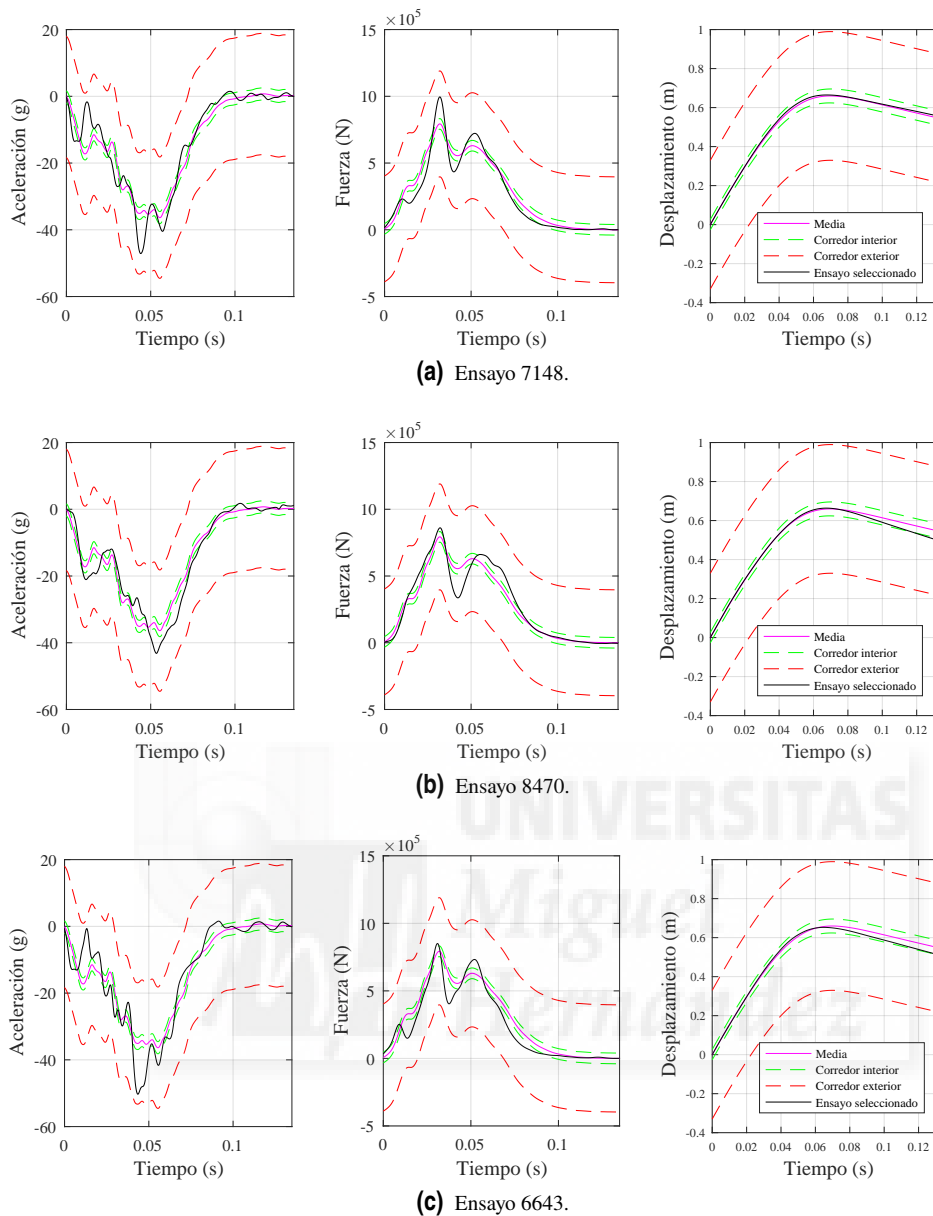


Figura 4.68 Comparación de las curvas medias y las curvas del ensayo 6643, 8470 y 7148 del segmento de vehículos SUV medianos.

4.3.2.4 Vehículos SUV pequeños

Inicialmente se disponía de 39 ensayos de vehículos pertenecientes a este segmento. En la Tabla 4.34 se listan los 16 ensayos resultantes tras la criba de ensayos con fallos en los sensores y datos cuestionables. El ensayo 9494, por su masa en vacío quedaría fuera del segmento de SUV pequeños si se aplicasen los criterios de clasificación estrictamente. Sin embargo, ha sido clasificado en este segmento atendiendo a criterios comerciales y porque la diferencia de masas es muy pequeña.

En la Figura 4.70, Figura 4.71 y Figura 4.72 se presentan las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo de los ensayos de este segmento.

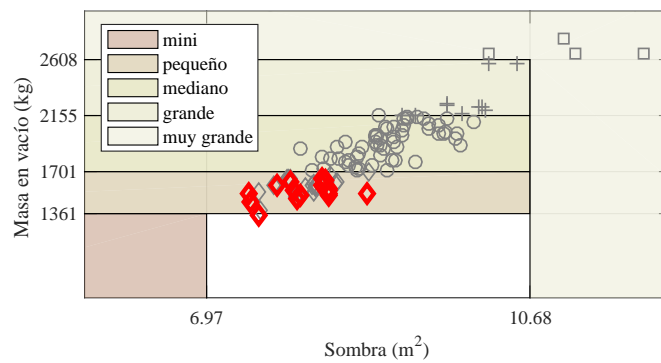


Figura 4.69 Representación de los vehículos SUV pequeños disponibles (* Mini; ◇ Pequeños; ○ Medianos; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.34 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos SUV pequeños.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
9512	JEEP	RENEGADE	2016
9494	MAZDA	CX-3	2016
9136	MAZDA	CX-5	2016
9077	TOYOTA	RAV4	2015
9048	HONDA	CRV	2015
9010	FORD	ESCAPE	2015
8356	TOYOTA	RAV4	2013
8212	BUICK	ENCORE	2013
8209	MAZDA	CX-5	2014
8036	JEEP	COMPASS	2013
8030	JEEP	PATRIOT	2013
7931	MAZDA	CX-5	2013
7481	HYUNDAI	TUCSON	2012
7200	SUBARU	FORESTER	2011
7112	NISSAN	ROGUE	2011
6476	FORD	ESCAPE	2009

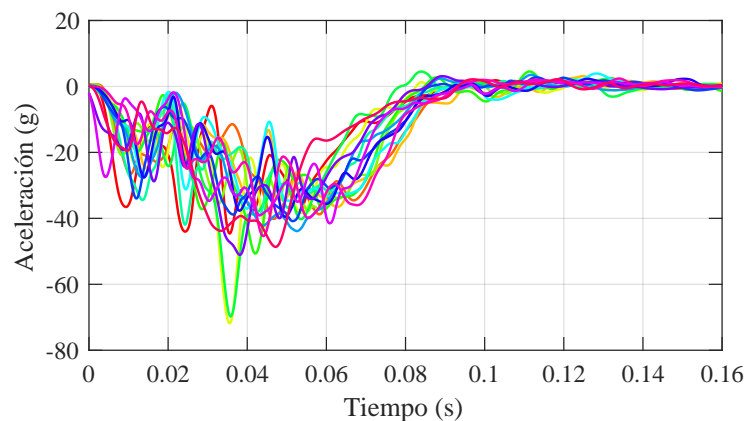


Figura 4.70 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV pequeños.

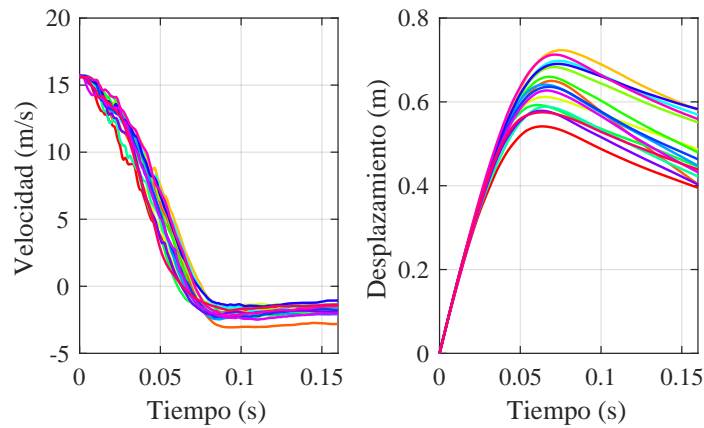


Figura 4.71 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV pequeños. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

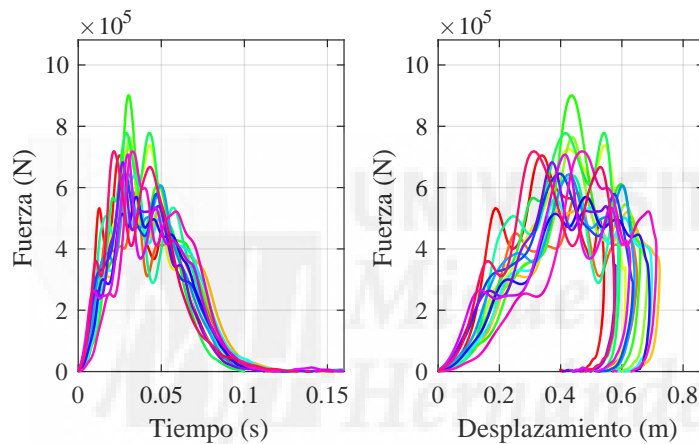


Figura 4.72 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos SUV pequeños. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

En este grupo hay dos ensayos con un pico de deceleración claramente superior al resto. Estos dos son: el ensayo 8356 y el ensayo 9077, ambos corresponden vehículos del modelo Toyota Rav4.

Parámetros característicos

En la Tabla 4.35 se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos de este segmento. Las filas inferiores corresponden a los valores medios, valores medios ponderados por el número de ensayos de un mismo modelo y desviación estándar de los parámetros.

A partir de los parámetros característicos se han calculado los valores de $Dist_{rel}$ como se explica en el apartado 4.2.1.2. Los resultados se muestran en la Tabla 4.36.

El ensayo 8036 es el que tiene el valor de $Dist_{rel}$ más bajo, seguido del ensayo 8030. En el ensayo 8063 se utiliza un Jeep Compass del 2013 mientras que en el 8030 se ensaya un Jeep Patriot de 2013. Según el *Vehicle Year & Model Interchange List* de 2012 estos vehículos serían equivalentes en el comportamiento

Tabla 4.35 Parámetros característicos del comportamiento durante una colisión frontal de vehículos SUV pequeños.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{LA_{max}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
9512	-44,627	0,036	-21,673	$7,05 \cdot 10^5$	0,541	0,086
9494	-40,152	0,047	-18,125	$5,84 \cdot 10^5$	0,650	0,090
9136	-36,560	0,063	-19,698	$5,68 \cdot 10^5$	0,723	0,096
9077	-71,822	0,036	-17,818	$7,39 \cdot 10^5$	0,612	0,079
9048	-37,735	0,055	-19,797	$7,64 \cdot 10^5$	0,683	0,087
9010	-50,682	0,042	-18,320	$9,01 \cdot 10^5$	0,660	0,083
8356	-69,762	0,036	-18,675	$7,78 \cdot 10^5$	0,592	0,076
8212	-41,911	0,024	-17,499	$6,40 \cdot 10^5$	0,588	0,085
8209	-37,057	0,040	-15,457	$5,63 \cdot 10^5$	0,698	0,089
8036	-43,861	0,053	-21,971	$6,43 \cdot 10^5$	0,641	0,085
8030	-40,833	0,052	-21,670	$6,46 \cdot 10^5$	0,636	0,087
7931	-39,506	0,050	-17,877	$5,70 \cdot 10^5$	0,691	0,089
7481	-51,083	0,038	-20,902	$6,83 \cdot 10^5$	0,579	0,081
7200	-41,496	0,061	-23,137	$7,08 \cdot 10^5$	0,627	0,089
7112	-45,377	0,044	-15,599	$7,18 \cdot 10^5$	0,713	0,089
6476	-48,644	0,047	-24,966	$7,18 \cdot 10^5$	0,575	0,088
Media	-46,319	0,045	-19,574	$6,83 \cdot 10^5$	0,638	0,086
Media ponderada	-45,437	0,045	-19,828	$6,86 \cdot 10^5$	0,632	0,086
σ	10,548	0,010	2,654	$9,13 \cdot 10^4$	0,054	0,005

Tabla 4.36 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos SUV pequeños.

Ensayo	$Dist_{rel}$	Ensayo	$Dist_{rel}$
9512	0,496	8209	0,836
9494	0,467	8036	0,402
9136	1,025	8030	0,410
9077	1,081	7931	0,625
9048	0,603	7481	0,480
9010	0,656	7200	0,685
8356	1,116	7112	0,450
8212	0,804	6476	0,545

durante un ensayo tipo US NCAP al compartir muchas partes (*sister vehicles*). Aquí se han tratado como vehículos distintos.

El contraste de normalidad de Anderson-Darling de los parámetro característicos del segmento estudiado en este apartado concluye que no hay razones para rechazar la hipótesis de que los parámetros pertenecen a una población con distribución normal con un nivel de significancia del 95% excepto para la deceleración máxima A_{max} . Esto es debido, en parte, a los dos ensayos de los Toyota RAV4 los cuales tienen picos de aceleración significativamente distintos.

En la Figura 4.73 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes al segmento de vehículos SUV pequeños. Se puede ver como en el ensayo seleccionado según el método de los parámetros característicos, 8036, tiene varios parámetros fuera del intervalo de confianza de la media. En este caso, no hay ningún ensayo que tenga todos sus parámetros estadísticamente igual a la media (dentro del intervalo de confianza del 95%). El ensayo 8030 tiene sus parámetros parecidos a los del 8036.

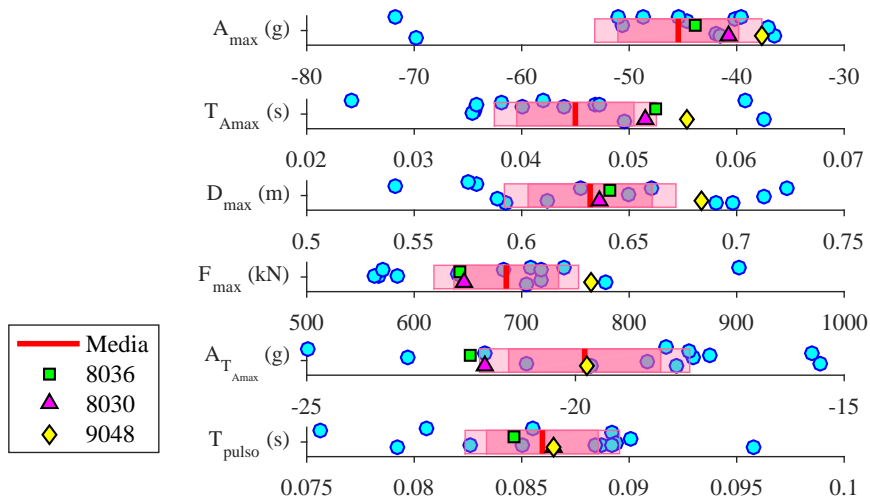


Figura 4.73 Parámetros característicos y su intervalo de confianza. Segmento de vehículos SUV pequeños.

Métricas de comparación de las curvas

En la Tabla 4.37 se muestran los resultados de la aplicación del método descrito en el apartado 4.2.2.2 para la selección del vehículo representativo de los SUV pequeños. Se resalta en verde los ensayos mejor valorados según cada métrica para representar al grupo.

Tabla 4.37 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos SUV pequeños.

Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_c	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
9512	0,496	0,956	1,792	1,535	1,840	0,462	0,991	5,512	2,902	3,475	0,244
9494	0,467	0,731	1,414	1,694	1,834	0,870	1,174	5,368	2,480	3,296	0,217
9136	1,025	0,729	1,409	1,465	1,614	0,715	1,299	4,785	2,624	3,336	0,219
9077	1,081	0,928	1,635	1,702	1,908	0,910	1,116	6,362	4,669	3,141	0,243
9048	0,603	0,553	1,054	1,245	1,457	0,561	1,011	4,195	1,952	2,643	0,119
9010	0,656	0,627	1,155	1,514	1,755	0,858	1,153	6,453	4,123	2,464	0,203
8356	1,116	0,967	1,642	1,980	2,139	1,380	1,593	7,324	5,192	3,430	0,313
8212	0,804	0,716	1,377	1,395	1,664	0,548	1,070	5,298	2,679	3,095	0,168
8209	0,836	0,695	1,324	1,454	1,587	0,718	1,405	5,761	3,243	3,019	0,178
8036	0,402	0,533	0,986	1,229	1,454	0,570	1,255	4,886	2,114	2,647	0,118
8030	0,410	0,504	0,958	1,179	1,388	0,461	1,103	4,006	1,783	2,649	0,095
7931	0,625	0,539	1,025	1,450	1,538	0,873	0,967	4,930	2,539	2,842	0,116
7481	0,480	0,671	1,262	1,363	1,579	0,530	1,721	4,419	1,787	2,933	0,178
7200	0,685	0,691	1,326	1,377	1,609	0,517	1,214	4,529	1,803	2,934	0,169
7112	0,450	0,805	1,530	1,451	1,713	0,503	1,160	4,112	1,609	3,446	0,264
6476	0,545	1,010	1,873	1,651	1,966	0,656	1,207	5,776	2,976	3,964	0,341

Hay cierto consenso entre los resultados al aplicar el método de la comparación entre curvas con distintas métricas. El ensayo 8030 ha obtenido las mejores valoraciones con los coeficientes de correlación, las métricas Sprague-Geers y Russell. Con las métricas anteriores se obtiene como segundo candidato para ser el ensayo representativo el 8036. Para el ensayo 9048 se obtiene en general unas de las mejores valoraciones con estas métricas

Con la aplicación del método de selección con la métrica de CORA el ensayo mejor valorado es el 9010.

Los ensayos 8036 y 8030 obtienen también buenas valoraciones con la aplicación del método con la métrica CORA, junto con el ensayo 9048.

Con todas las métricas el ensayo 9048 se encuentra entre los principales candidatos a representar el segmento. Con las métricas RMS, RMS_{\log} y las métricas DTW queda menos claro cuál es el ensayo que mejor representa el comportamiento en colisión del segmento. Lo que vuelve a sugerir la no conveniencia de la aplicación del método con estos tipos de métricas.

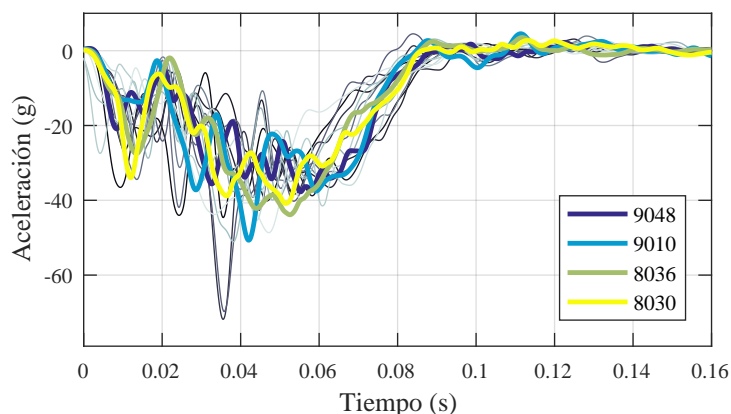


Figura 4.74 Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 8036, 8030, 9048 y 7931 sobre las del resto de ensayos del segmento.

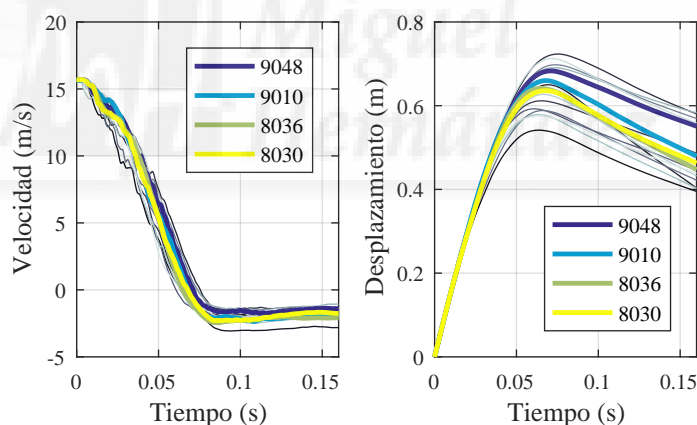


Figura 4.75 Curvas de velocidad y desplazamiento frente al tiempo de los ensayos 8036, 8030, 9048 y 7931 sobre las del resto de ensayos del segmento.

De la Figura 4.74 a la Figura 4.76 se muestran las curvas obtenidas en los ensayos correspondiente al segmento de vehículos SUV pequeños destacando sobre ellos los ensayos mejor valorados por los distintos métodos. Las curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 8036 y 8030 son muy parecidas, por lo que parece que el resultado de la mayoría de las métricas ha sido dominado por este hecho. En el caso del ensayo 9010, se produce el pico de deceleración mayor y más temprano de entre los seleccionados con los distintos métodos. También tiene un menor pico de aceleración en los primeros 20 ms y el mayor nivel de fuerza registrada en la barrera de todo el segmento. Por lo demás, las curvas son bastante parecidas. El ensayo 9048 tiene el pico de fuerza medida en barrera más alto y la mayor deformación de entre todos los

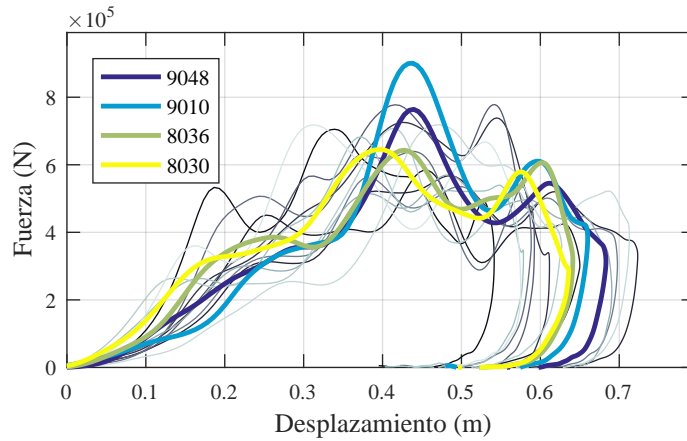


Figura 4.76 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 8036, 8030, 9048 y 7931 sobre las del resto de ensayos del segmento.

ensayos seleccionados.

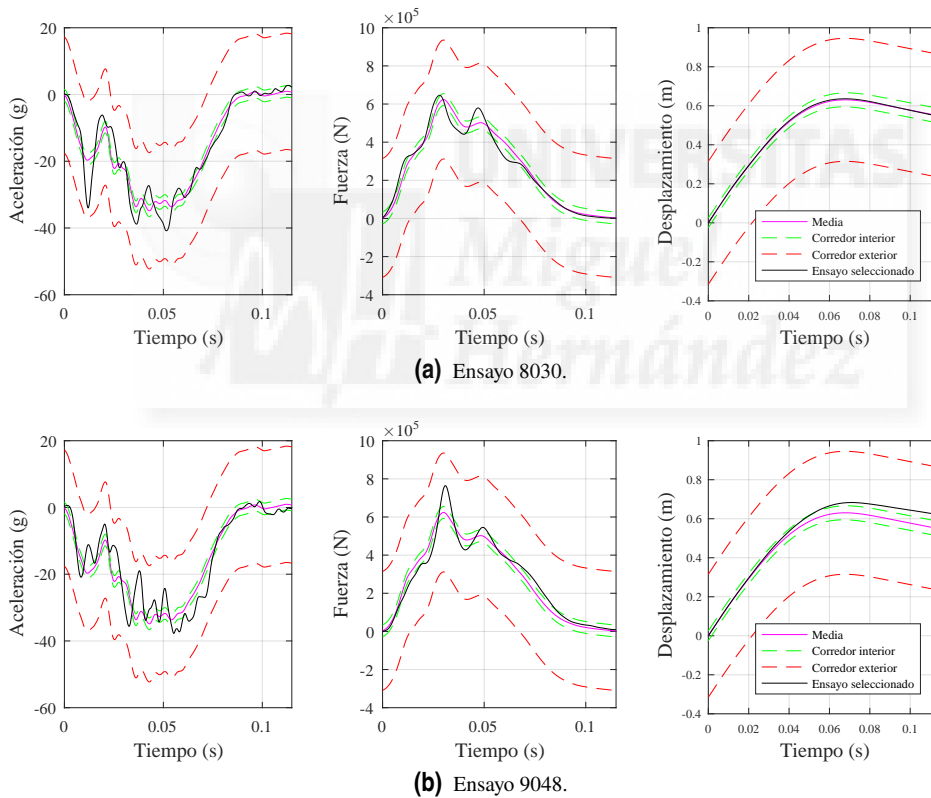


Figura 4.77 Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 7120, 9048 y 8036 del segmento de vehículos SUV pequeños.

Si se comparan las curvas de ambos ensayos con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos SUV pequeños (véase la Figura 4.77) se puede ver que los pulsos obtenidos en el ensayo 8036 son mucho más parecidos a las curvas medias del segmento que las del ensayo 9048 salvo en el pico inicial antes de los 20 ms. En el caso de la curva de desplazamiento del habitáculo, en el ensayo 8030 se ha obtenido una curva mucho más parecida a la curva de desplazamiento media.

Según los resultados, no hay razones de peso para elegir entre el ensayo 8036 o 8030. Mientras que uno obtiene una valoración ligeramente mejor en el método de los parámetros característicos, el otro lo hace con las métricas de comparación de curvas. Para la comparación entre segmentos se utilizará el ensayo 8030.

4.3.3 Vehículos todo terreno (Truck y Pickup)

4.3.3.1 Vehículos todo-terreno muy grandes

Tras el cribado de ensayos, para este grupo de vehículos solo hay dos ensayos disponibles por lo que la selección del vehículo representativo no se puede realizar. Los ensayos resultantes se muestran en la Tabla 4.38.

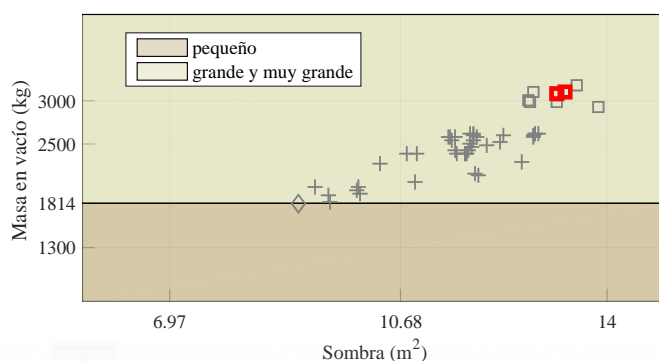


Figura 4.78 Representación de los vehículos todo-terreno muy grandes disponibles. (◇ Pequeños; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.38 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
8480	RAM	2500	2014
7582	CHEVROLET	SILVERADO2500	2012

A modo informativo se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo así como las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento del habitáculo en la Figura 4.79, Figura 4.81 y Figura 4.80 respectivamente.

En estos dos ensayos se muestran diferencias significativas en las curvas, sobre todo en las curvas de fuerza frente al desplazamiento. Por ello no se utilizará ninguna de ellas para compararla con el resto de segmentos del parque.

Parámetros característicos

En la Tabla 4.39 se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos disponibles de este segmento. Las filas inferiores corresponden a los valores medios y sus desviaciones estándar.

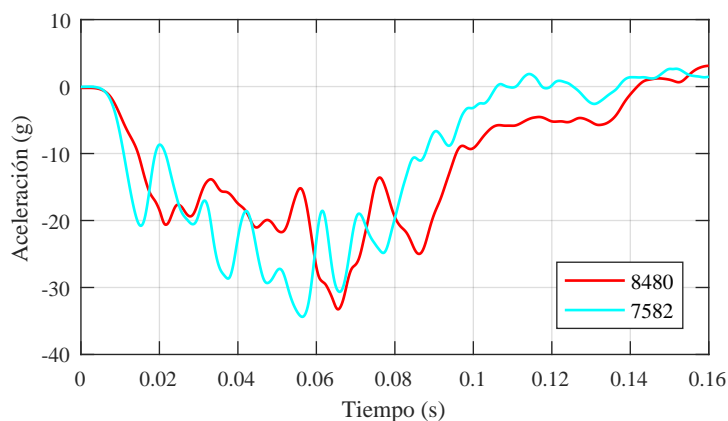


Figura 4.79 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes.

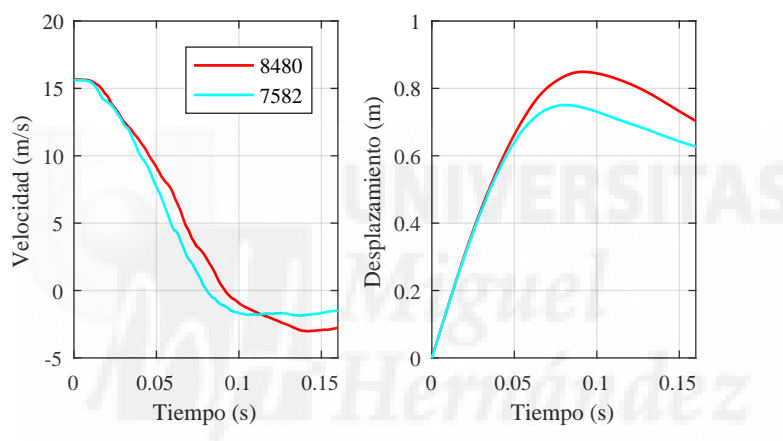


Figura 4.80 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

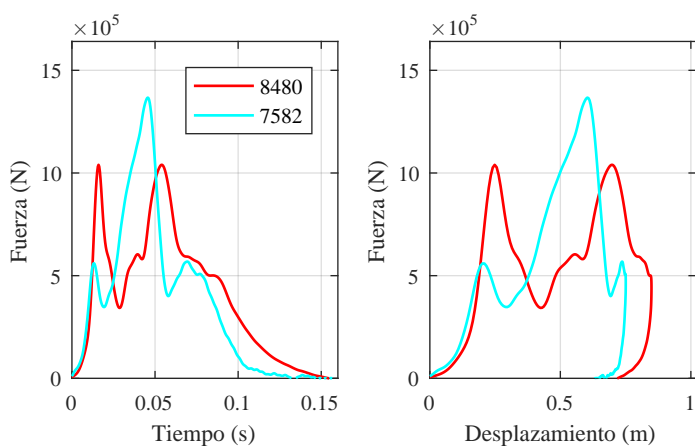


Figura 4.81 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno muy grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

Tabla 4.39 Parámetros característicos vehículos todo-terreno muy grandes.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{I_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
8480	-33,261	0,066	-15,701	$1,04 \cdot 10^6$	0,849	0,140
7582	-34,385	0,056	-17,753	$1,37 \cdot 10^6$	0,751	0,103
Media	-33,823	0,061	-16,727	$1,20 \cdot 10^6$	0,800	0,122
σ	0,794	0,007	1,451	$2,31 \cdot 10^5$	0,070	0,026

4.3.3.2 Vehículos todo-terreno grandes

Inicialmente se disponía de 38 ensayos de vehículos pertenecientes a este segmento. Tras la criba de ensayos con datos erróneos o cuestionables han quedado los 7 ensayos mostrados en la Tabla 4.40 con los que definir el comportamiento típico durante la colisión del segmento.

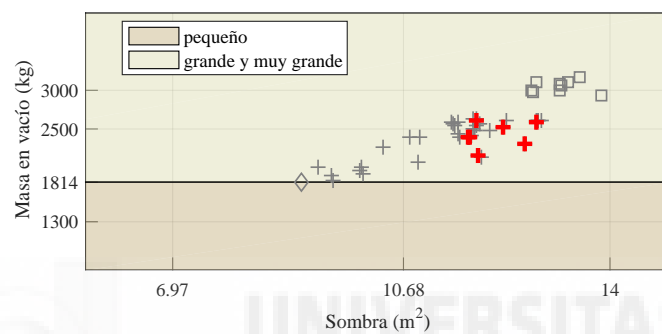


Figura 4.82 Representación de los vehículos todo-terreno grandes disponibles. (◇ Pequeños; + Grandes; □ Muy grandes).

Tabla 4.40 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de todo-terreno grandes.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
9111	FORD	F150 SUPERCAB	2015
9097	FORD	F150 SUPERCREW	2015
9035	TOYOTA	TUNDRA	2015
9029	TOYOTA	TUNDRA	2015
8456	CHEVROLET	SILVERADO 1500	2014
8316	CHEVROLET	SILVERADO 1500	2014
7115	RAM	1500 CREW	2011

En la Figura 4.83, Figura 4.84 y Figura 4.85 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo, el pulso de fuerza y la curva de fuerza frente al desplazamiento.

En las curvas de aceleración (Figura 4.83) y en las curvas de fuerza (Figura 4.85) se observa dos ensayos claramente distintos al resto: el ensayo 9035 y el 9029. En ambos el modelo de vehículo ensayado es el Toyota Tundra de 2015.

Parámetros característicos

En la siguiente tabla se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos recogidos en la Tabla 4.40 junto con las medias y desviaciones estándar.

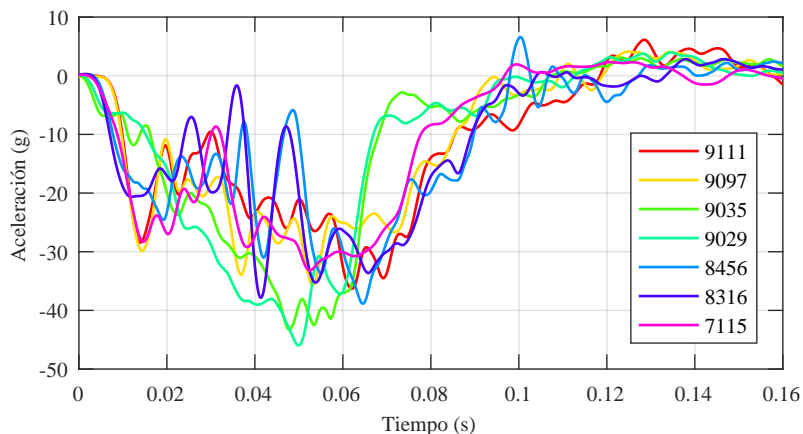


Figura 4.83 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno grandes.

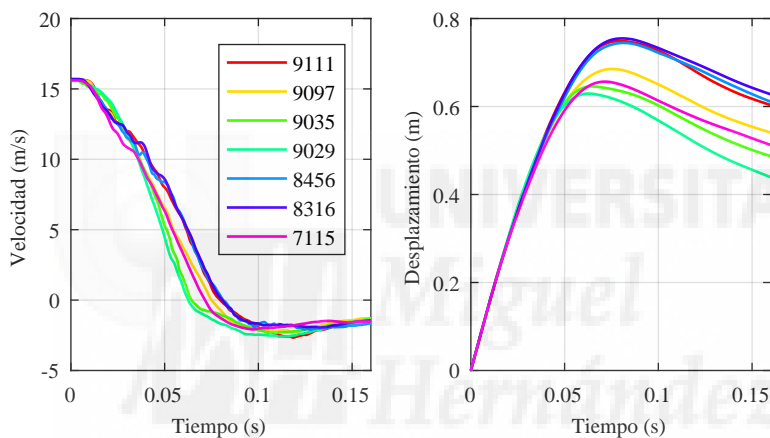


Figura 4.84 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno grandes. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

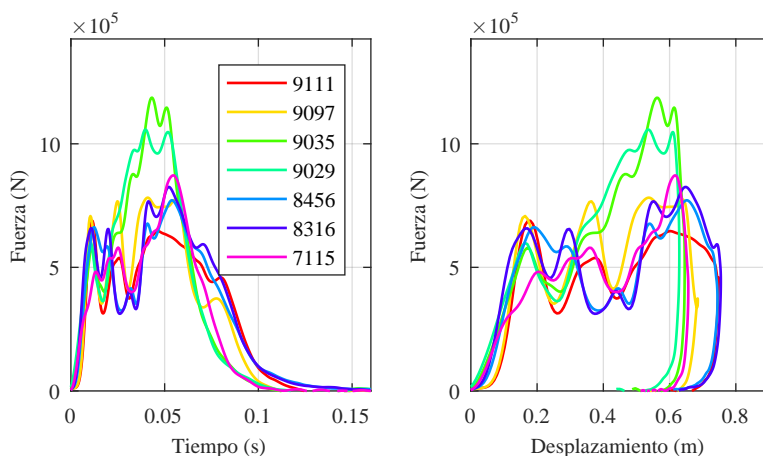


Figura 4.85 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno grandes. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

Tabla 4.41 Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de vehículos todo-terreno grandes.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{LA_{max}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
9111	-36,307	0,062	-17,770	$6,90 \cdot 10^5$	0,749	0,114
9097	-35,712	0,053	-19,332	$7,82 \cdot 10^5$	0,685	0,102
9035	-43,282	0,048	-19,975	$1,19 \cdot 10^6$	0,646	0,104
9029	-45,959	0,050	-22,868	$1,06 \cdot 10^6$	0,629	0,096
8456	-38,854	0,065	-18,205	$7,72 \cdot 10^5$	0,745	0,098
8316	-37,848	0,041	-13,716	$8,26 \cdot 10^5$	0,755	0,100
7115	-33,169	0,053	-19,595	$8,72 \cdot 10^5$	0,657	0,094
Media	-38,733	0,053	-18,780	$8,84 \cdot 10^5$	0,695	0,101
Media ponderada	-38,037	0,053	-18,882	$8,82 \cdot 10^5$	0,690	0,100
σ	4,466	0,008	2,772	$1,76 \cdot 10^5$	0,054	0,007

En la Tabla 4.42 se muestra el valor de $Dist_{rel}$ calculado a partir de los parámetros característicos del comportamiento en colisión de cada ensayo. El ensayo 9097 es el que tiene el valor más bajo, seguido del ensayo 7115. Por tanto el vehículo correspondiente al ensayo 9097, el Ford F150 SUPERCREW de 2015, es el elegido como representativo del segmento por este método.

Tabla 4.42 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos todo-terreno grandes.

Ensayo	$Dist_{rel}$
9111	0,717
9097	0,227
9035	0,742
9029	0,804
8456	0,501
8316	0,658
7115	0,301

Tras un contraste de normalidad de Anderson-Darling de los parámetro característicos del segmento estudiado en este apartado se extrae que no hay razones para rechazar la hipótesis de que los parámetros pertenecen a una población con distribución normal con un nivel de significancia del 95%.

En la Figura 4.86 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes a este segmento. Con un cuadrado verde se representan los valores correspondientes al ensayo seleccionado con el método de los parámetros, el 9097. Se puede ver como todos sus parámetros se encuentran, con una significancia del 95%, dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios (área sombreada en rosa oscuro). En este grupo de vehículos, el vehículo 9097 es el único que posee todos los valores de los parámetros característicos estadísticamente iguales a los valores medios (dentro del intervalo de confianza 95%).

Métricas de comparación de las curvas

A continuación se muestran los resultados de la aplicación del método de la comparación entre curvas para la selección el vehículo representativo del segmento de todo-terrenos grandes.

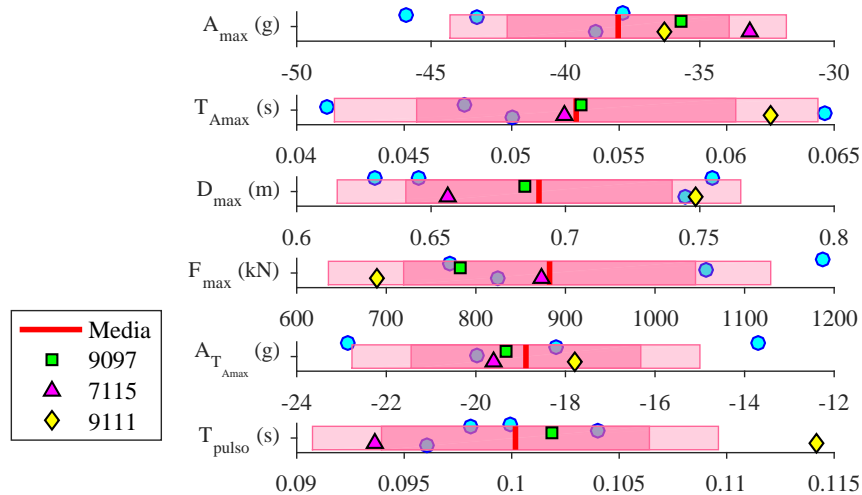


Figura 4.86 Parámetros característicos y su intervalo de confianza (rosa claro 99%, rosa oscuro 95%). Segmento de vehículos todo-terreno grandes.

En la Tabla 4.43 se recogen la suma de los valores de las métricas para el segmento mencionado resaltando en verde los ensayos mejor valorados por cada métrica. Al aplicar el método con el Coeficiente de correlación

Tabla 4.43 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos todo-terreno grandes.

Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_e	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
9111	0,717	0,215	0,454	0,508	0,754	0,280	0,402	1,550	0,978	1,044	0,189
9097	0,227	0,162	0,341	0,413	0,659	0,216	0,256	1,347	0,678	0,863	0,088
9035	0,742	0,309	0,611	0,648	0,920	0,496	0,320	2,026	1,526	1,174	0,271
9029	0,804	0,337	0,661	0,680	0,960	0,539	0,317	1,984	1,448	1,337	0,302
8456	0,501	0,254	0,532	0,485	0,737	0,241	0,285	1,486	0,830	0,965	0,183
8316	0,658	0,267	0,561	0,486	0,745	0,243	0,373	1,623	1,091	0,998	0,188
7115	0,301	0,168	0,343	0,459	0,697	0,259	0,220	1,189	0,666	0,882	0,096

de NARD y el Coeficiente de correlación de Pearson, se ha obtenido que el ensayo que mejor representa el segmento es el 9097, con valores prácticamente iguales a los del ensayo 7115. A partir de las métricas de Sprague-Geers y Russell se ha obtenido que el ensayo que mejor representa el segmento es el 9097. Las métricas tipo DTW dan un menor valor para el ensayo 7115, con valores próximos a los del ensayo 9097. Con la aplicación del método de la comparación entre curvas con CORA se obtiene que el que mejor representa al grupo es el ensayo 9097 seguido del 7115.

Las métricas RMS y RMS_{log} indican ensayos distintos, el 9097 y el 7115 respectivamente. Como ya se ha comentado en el segmento anterior, el uso de estas dos métricas no parece adecuado.

De la Figura 4.87 a la Figura 4.89 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento de habitáculo y fuerza medida en el muro de los ensayos 9097 y 7115 sobre el resto de curvas del segmento del vehículo todo-terreno grandes.

Los niveles de desplazamiento máximo alcanzados en los dos ensayos mostrados son parecidos. Los pulsos de aceleración son también parecidos. Mayor discrepancia hay que en las curvas fuerza frente al

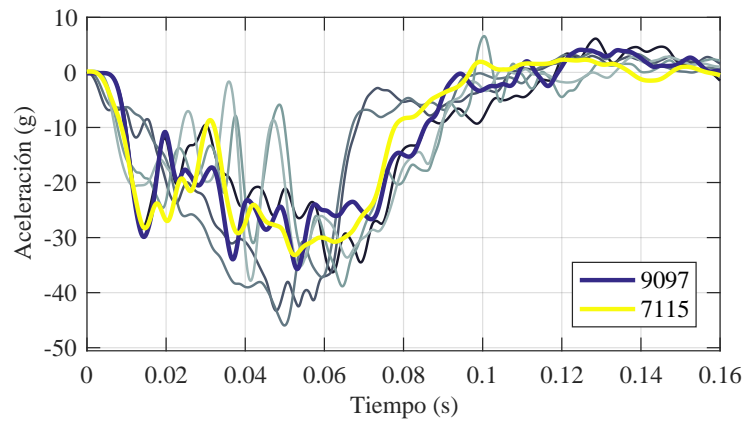


Figura 4.87 Curvas de aceleración frente al tiempo de los ensayos 9097 y 7115 sobre las del resto de ensayos del segmento.

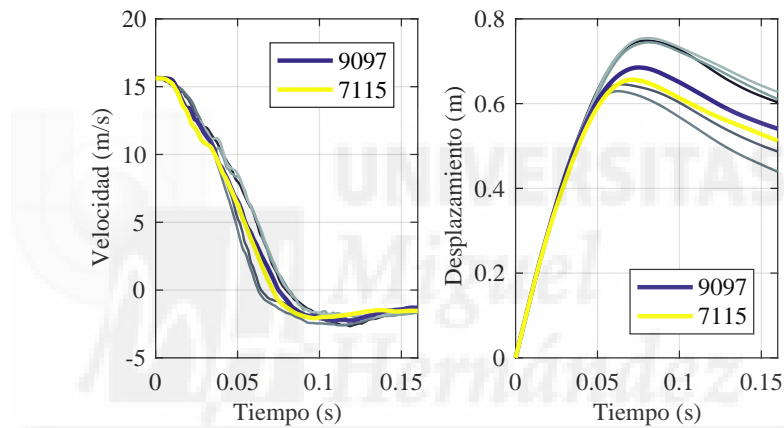


Figura 4.88 Curvas de velocidad y desplazamiento frente el tiempo de los ensayos 9097 y 7115 sobre las del resto de ensayos del segmento.

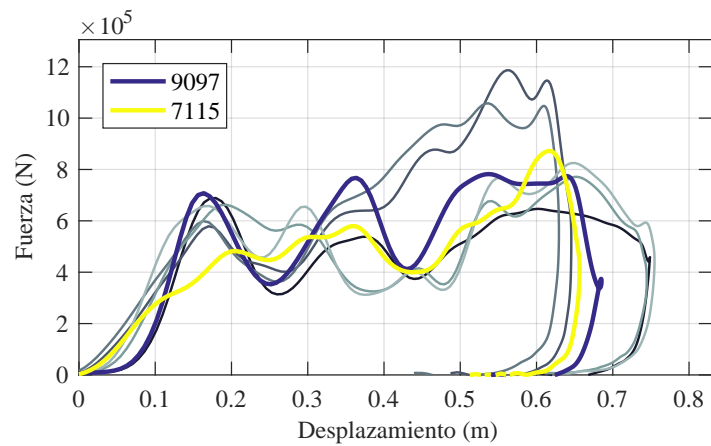


Figura 4.89 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos 9097 y 7115 sobre las del resto de ensayos del segmento.

desplazamiento en las que hay diferencias tanto en la pendiente inicial de la curva como en las oscilaciones de esta en el tramo central. Los valores de los parámetros característicos del ensayo de 7115, representado con triángulos magenta en la Figura 4.86, muestran cómo se encuentran más alejados en general de los valores medios del grupo. En el caso de la fuerza máxima medida en el muro el valor del ensayo 7115 es muy parecido al valor medio.

Si se comparan las curvas de ambos ensayos con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos todo-terreno grandes (véase la Figura 4.90) se puede ver que los pulsos de aceleración y desplazamiento obtenidos en el ensayo 9097 se ajustan bastante bien a las curvas medias. En el caso de la fuerza medida en el muro hay mayores oscilaciones alrededor del pulso medio. Como se muestra en la última columna de la Tabla 4.43, al cuantificar el parecido entre las curvas de los ensayos y las curvas medias del segmento con el software CORA se obtiene que las curvas del 9097 son más parecidas a las curvas medias. Sin embargo, en general, el resto de ensayos se parecen más al ensayo 7115 (penúltima columna de la misma tabla)

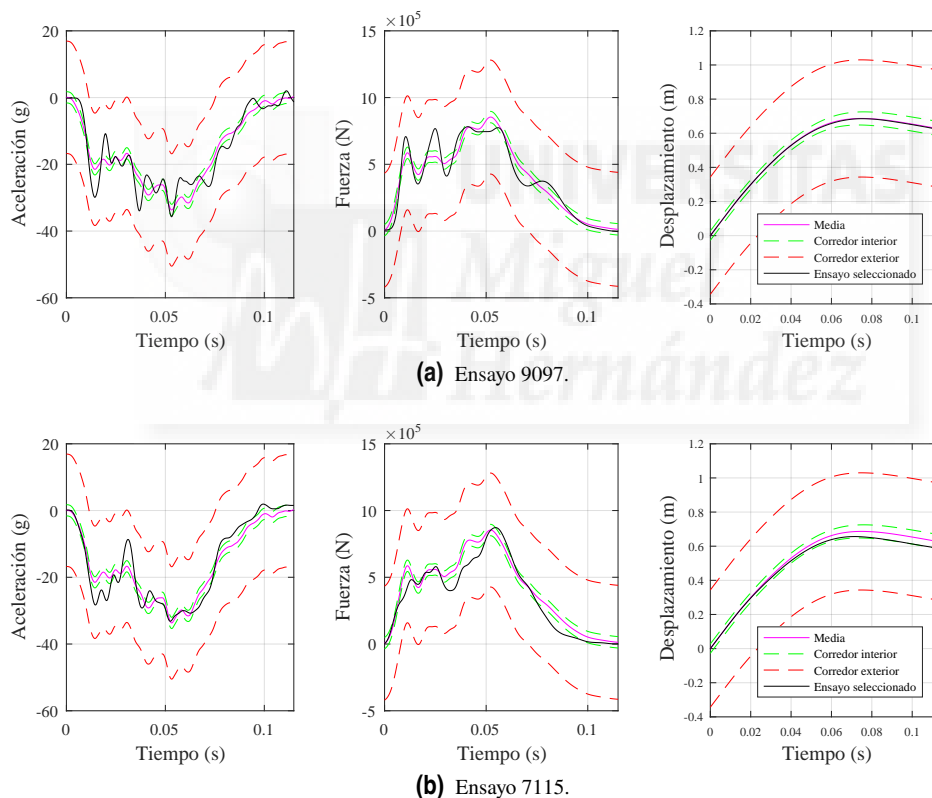


Figura 4.90 Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 9097 y 7115 del segmento de vehículos todo-terreno grandes.

A la vista de los resultados obtenidos con los distintos métodos, se ha escogido como ensayo representativo del grupo al ensayo 9097.

4.3.3.3 Vehículos todo-terreno pequeños

Según la clasificación utilizada para los vehículos Pickup, solo hay un ensayo correspondiente al segmento pequeño de todos los utilizados inicialmente en esta tesis. Este corresponde a un Ford Ranger de 2011 cuyas

curvas de fuerza, aceleración y fuerza se muestran a continuación (véase de la Figura 4.91, a la Figura 4.93).

Tabla 4.44 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
7359	FORD	RANGER	2011

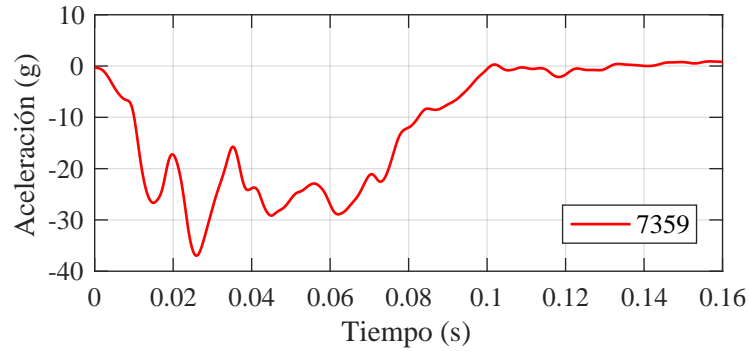


Figura 4.91 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños.

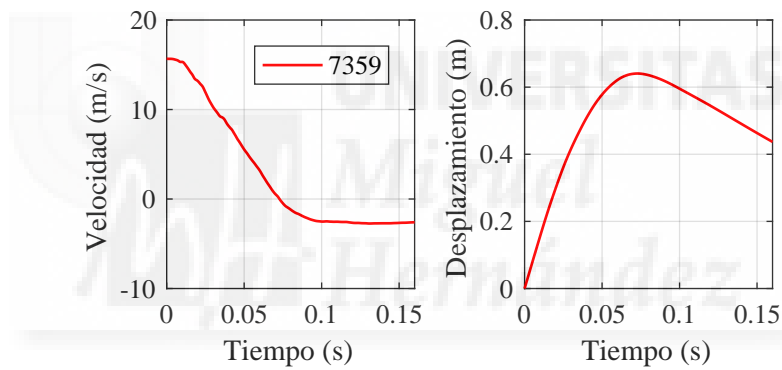


Figura 4.92 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

Ya que no se puede realizar la selección con un solo vehículo, a modo informativo, en la Tabla 4.44 se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de las curvas del ensayo 7359.

Tabla 4.45 Parámetros característicos del comportamiento durante colisión frontal de vehículos todo-terreno pequeños.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{T_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
7359	-36,958	0,026	-16,031	$5,67 \cdot 10^5$	0,641	0,099

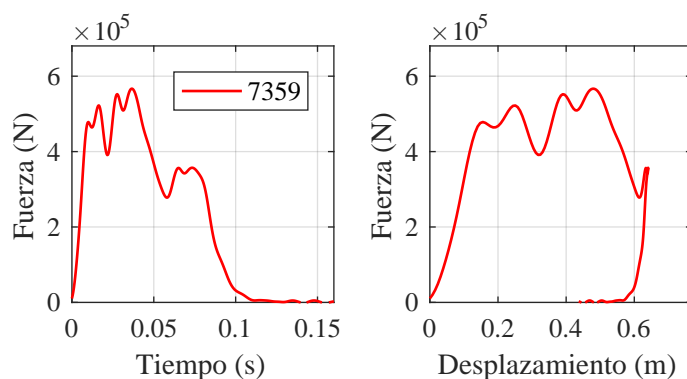


Figura 4.93 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos todo-terreno pequeños. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

4.3.4 Vehículos Monovolumen

Inicialmente se disponía de 12 ensayos de vehículos pertenecientes al segmento de los monovolumen. Tras la criba de ensayos con fallos en los sensores y ensayos en los que el balance de energía o de cantidad de movimiento no era satisfactorio han quedado un total de 3 ensayos con los que definir el comportamiento típico durante la colisión del segmento del parque automovilístico. Los ensayos utilizados y el vehículo ensayado en cada uno se muestran en la Tabla 4.46.

Tabla 4.46 Ensayos válidos de vehículos pertenecientes al segmento de vehículos de tipo monovolumen.

Ensayo	Marca	Modelo	Año
9012	TOYOTA	SIENNA	2015
8487	HONDA	ODYSSEY	2014
8412	KIA	SEDONA	2014

Las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento frente al tiempo, las curvas de fuerza frente al tiempo y fuerza frente al desplazamiento de los ensayos de este segmento se muestran en la Figura 4.94, Figura 4.95 y Figura 4.96. A pesar de ser modelos distintos, las curvas de aceleración y fuerza muestran una gran homogeneidad en el comportamiento durante el impacto de los tres vehículos.

Parámetros característicos

En la Tabla 4.47 se recogen los parámetros característicos obtenidos a partir de los datos de los ensayos del grupo. Las filas inferiores corresponden a los valores medios y sus desviaciones estándar. Así como las curvas de fuerza de los tres vehículos son muy parecidas, los niveles de fuerza máxima sí presentan mayor variabilidad. Con solo tres ensayos no es posible determinar si los parámetros siguen una distribución normal mediante el test de Anderson-Darling. Un contraste de normalidad mediante la prueba t-Student concluiría que no hay razones para rechazar la hipótesis de que, para todos los parámetros, los valores provienen de una misma población con distribución normal con media igual al valor medio de la muestra. Dado el bajo

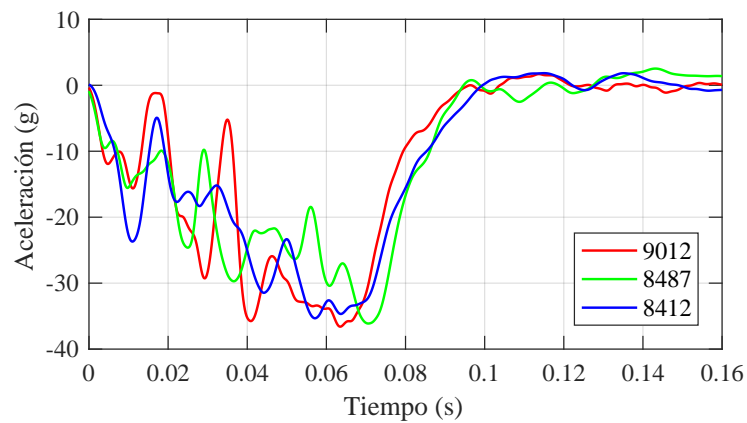


Figura 4.94 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos monovolumen.

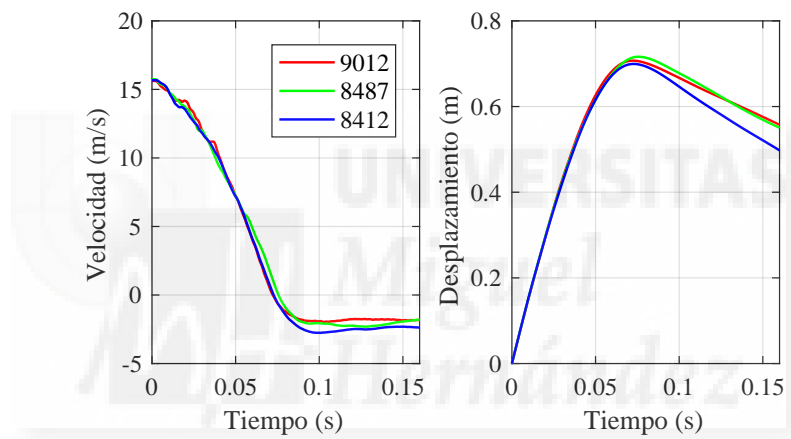


Figura 4.95 Curvas de velocidad y desplazamiento del habitáculo de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos monovolumen. Izquierda: Velocidad. Derecha: Desplazamiento.

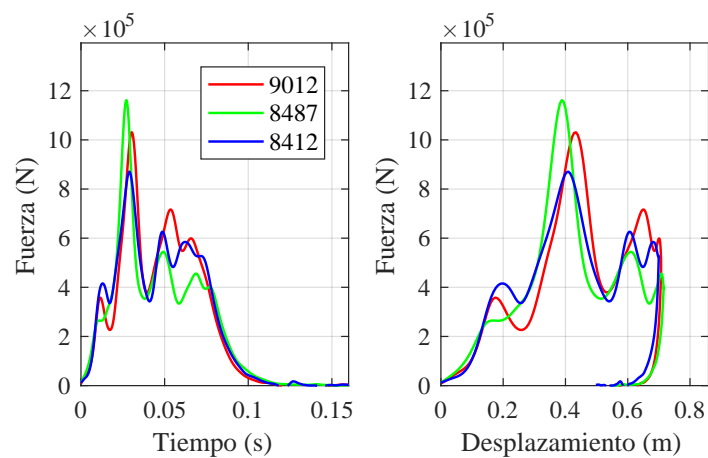


Figura 4.96 Curvas de fuerza medidas en el muro de los ensayos correspondientes al segmento de vehículos monovolumen. Izquierda: Fuerza-Tiempo. Derecha: Fuerza-Desplazamiento del habitáculo.

número de datos disponibles para este segmento de vehículos, las conclusiones del análisis estadístico debe valorarse con cautela.

Tabla 4.47 Parámetros característicos de los vehículos monovolumen.

Ensayo	A_{max}	$T_{A_{max}}$	$\bar{A}_{t_{A_{max}}}$	F_{max}	D_{max}	T_{pulso}
9012	-36,593	0,063	-20,501	$1,03 \cdot 10^6$	0,707	0,092
8487	-36,120	0,071	-20,328	$1,16 \cdot 10^6$	0,716	0,094
8412	-35,321	0,057	-18,916	$8,71 \cdot 10^5$	0,699	0,096
Media	-36,012	0,064	-19,915	$1,02 \cdot 10^6$	0,708	0,094
σ	0,643	0,007	0,869	$1,46 \cdot 10^5$	0,008	0,002

Tras calcular, para cada ensayo, el valor de la diferencias relativas de los parámetros característicos, $Dist_{rel}$, como se explica en el apartado 4.2.1.2 se obtiene que el ensayo cuyo resultado es menor, y por tanto el escogido como representativo del grupo es el 9012. Este ensayo corresponde al Toyota Sienna de 2015. Los resultados se muestran en la Tabla 4.48.

Tabla 4.48 Suma de las diferencias relativas de los parámetros característicos para los ensayos del segmento vehículos monovolumen.

Ensayo	$Dist_{rel}$
9012	0,083
8487	0,286
8412	0,357

En la Figura 4.97 se muestra un gráfico con los valores de los parámetros característicos de los vehículos pertenecientes al segmento de vehículos tipo monovolumen. Los valores correspondientes al ensayo seleccionado con el método de los parámetros, el 9012, se representan con un cuadrado verde. Se puede ver como todos sus parámetros se encuentran, con una significancia del 95%, dentro del intervalo de confianza alrededor de los valores medios (área sombreada en rosa oscuro). En este grupo de vehículos, dado el bajo número de ensayos válidos disponibles, todos los ensayos poseen todos los valores de los parámetros característicos estadísticamente iguales a los valores medios (dentro del intervalo de confianza 95%).

Métricas de comparación de las curvas

A continuación se muestran los resultados de la aplicación del método descrito en el apartado 4.2.2.2 para la selección el vehículo representativo del segmento de vehículos monovolumen a partir de la comparación de la forma de las curvas de aceleración y fuerza.

En la Tabla 4.49 se recogen la suma de los valores de las métricas para el segmento mencionado. La segunda columna corresponde a los valores obtenidos con el método de los parámetros característicos para facilitar la comparación entre los dos métodos. En la tabla se resalta en verde el vehículo seleccionado según cada una de las métricas. Al aplicar el método con todas las métricas se obtiene el mismo resultado: el ensayo seleccionado como representativo del grupo es el 8412, correspondiente a un Kia Sedona de 2014. Esto discrepa con el resultado obtenido con el método de los parámetros característicos. Además, al comparar

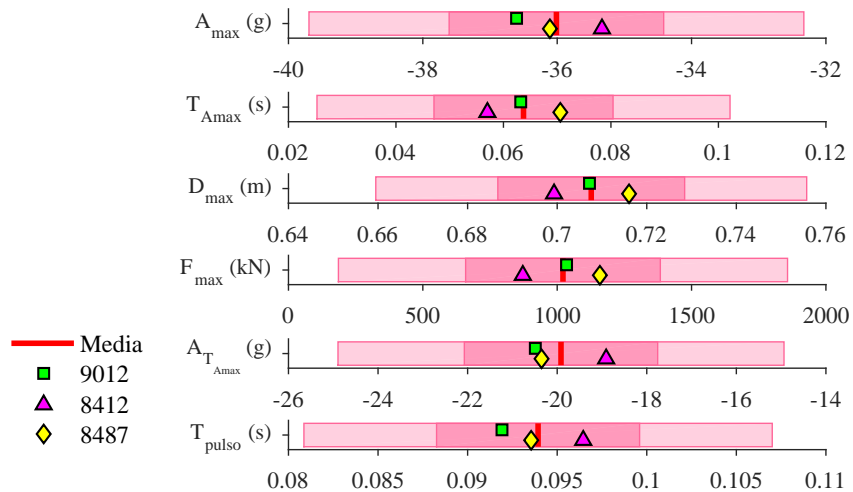


Figura 4.97 Parámetros característicos y su intervalo de confianza (rosa claro 99%, rosa oscuro 95%). Segmento de vehículos monovolumen.

Tabla 4.49 Suma de las métricas de comparación de curvas aplicadas a cada uno de los ensayos. Vehículos monovolumen.

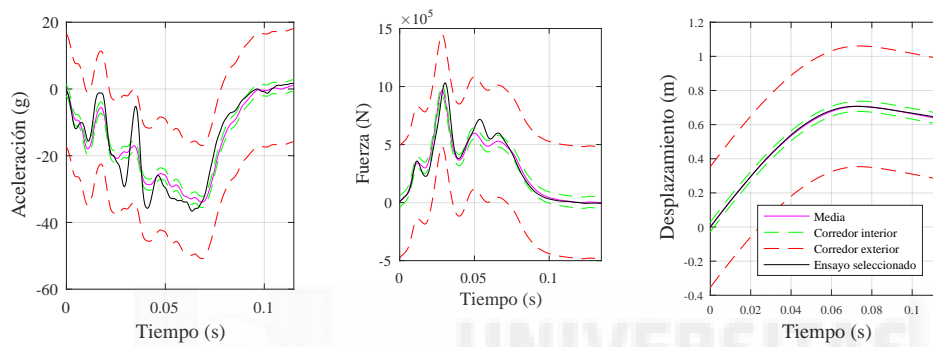
Ensayo	$Dist_{rel}$	NARD	Pearson	S-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTW_c	DTW_c	CORA	$CORA_{Media}$
9012	0,083	0,083	0,174	0,204	0,175	0,094	0,195	1,708	1,506	0,403	0,105
8487	0,286	0,095	0,206	0,222	0,188	0,099	0,160	1,778	1,563	0,417	0,115
8412	0,357	0,056	0,121	0,166	0,143	0,064	0,152	1,486	1,235	0,313	0,039

cada una de las curvas de cada ensayo con las curvas medias del segmento se obtiene que el vehículo con las curvas más parecidas a ellas son las del ensayo 8412.

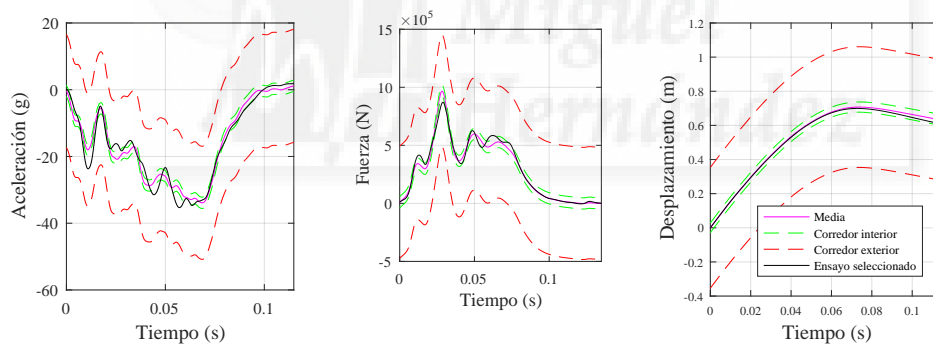
De la Figura 4.94 a la Figura 4.96 se muestran las curvas de aceleración, velocidad, desplazamiento de habitáculo y fuerza medida en el muro de los ensayos de este segmento de vehículos.

Aunque los valores de los parámetros característicos son parecidos, los del ensayo 9012 son, en general, más parecidos a los valores medios (véase la Figura 4.97). Sin embargo las curvas de aceleración y fuerza de dicho ensayo tienen mayores oscilaciones lo que hace que las curvas del 8412 sean más parecidas a las curvas medias del segmento. En la Figura 4.98 se comparan las curvas de ambos ensayos con las curvas medias de aceleración, fuerza y desplazamiento del segmento de vehículos monovolumen.

Con los resultados obtenidos y con un número de ensayo tan bajo es difícil tomar una elección del ensayo que mejor representa el comportamiento en colisión frontal del grupo. Para la comparación del comportamiento con el resto de segmentos se ha elegido el ensayo 8412. Sus curvas representa mejor la evolución de la aceleración y fuerza de los tres ensayos a pesar de que los niveles de fuerza y aceleración alcanzados en él son los más bajos del grupo.



(a) Ensayo 9012.



(b) Ensayo 8412.

Figura 4.98 Comparación de las curvas medias y las curvas de los ensayos 9012 y 8412 del segmento de vehículos monovolumen.

4.4 Discusión de los resultados

4.4.1 Comparación del comportamiento durante colisión frontal de los segmentos de vehículos

En la sección anterior se han analizado los datos provenientes de ensayos de vehículos de colisión frontal contra muro rígido en la configuración del US NCAP. Los datos registrados por las células de carga de la barrera y acelerómetros del vehículo han sido utilizados para definir el comportamiento característico de cada segmento del parque automovilístico. Tanto de los parámetros característicos del comportamiento en colisión como los pulsos de aceleración y fuerza, fueron analizados para cada segmento por separado. En esta sección se realiza un breve análisis comparativo de los datos obtenidos para cada segmento a fin de encontrar las diferencias significativas entre ellos.

En el siguiente capítulo se realiza el desarrollo de varias barreras deformable que pretenden simular el comportamiento durante colisión frontal de distintos segmentos de vehículos. Es preciso estudiar antes si existen diferencias significativas entre el comportamiento típico de los distintos segmentos para evitar desarrollar dos barreras demasiado parecidas y duplicar esfuerzos en vano.

Dado que, como se ha visto en el apartado anterior, para algunos segmentos existen parámetros para los que no se puede suponer una distribución normal, por tanto no se puede utilizar el "Análisis de la Varianza" (ANOVA) para determinar si los parámetros de distintos segmentos son iguales (proviene de una misma población). Para probar si los parámetros de distintos segmentos proviene de la misma población se ha utilizado la prueba de *Kruskal-Wallis* por ser un método no paramétrico (no necesita que se satisfaga la condición de que los datos provengan de una población con un distribución paramétrica). La prueba de homocedasticidad ha sido realizada mediante la prueba de Levene (más robusta que la prueba de Barlett).

Los valores de **aceleración máxima** de todos los segmentos que se muestran en la Figura 4.99 cumplen la condición de homocedasticidad ($p - valor = 0,1492$). Tras el *Kruskal-Wallis* se rechaza la hipótesis de que todos los segmentos tengan los valores medios de las aceleraciones medias iguales. En concreto, se ha encontrado que lo SUV medianos tiene un pico de aceleración máxima distinta al de los vehículos monovolumen ($p - valor = 0,0408$) y al de los todo-terreno grandes ($p - valor = 0,0353$). Gráficamente se puede ver en la Figura 4.99 como los intervalos de confianza de dichos segmentos no se solapan con el de los SUV medianos.

En cuanto al **desplazamiento máximo** del habitáculo. Se observa una cierta tendencia a aumentar el desplazamiento máximo en los vehículos de mayor tamaño sin embargo, con los datos disponibles, no se puede rechazar la hipótesis de que las deformaciones sufridas por los distintos segmentos sean iguales ($p - valor = 0,0829$). Según el test de Levene realizado sobre este parámetro, no se puede rechazar que las varianzas sean iguales (se cumple el requisito de homocedasticidad).

En la **fuerza máxima** medida en el muro rígido sí se encuentran diferencias significativas entre segmentos de vehículos. Esta aumenta conforme aumenta el tamaño del vehículo. Se ha visto que la media de la fuerza máxima obtenida para el segmento de vehículos de pasajeros pequeños es significativamente inferior a la de los vehículos de pasajeros medianos y esta a su vez, inferior a la de los pasajeros grandes. No hay diferencias

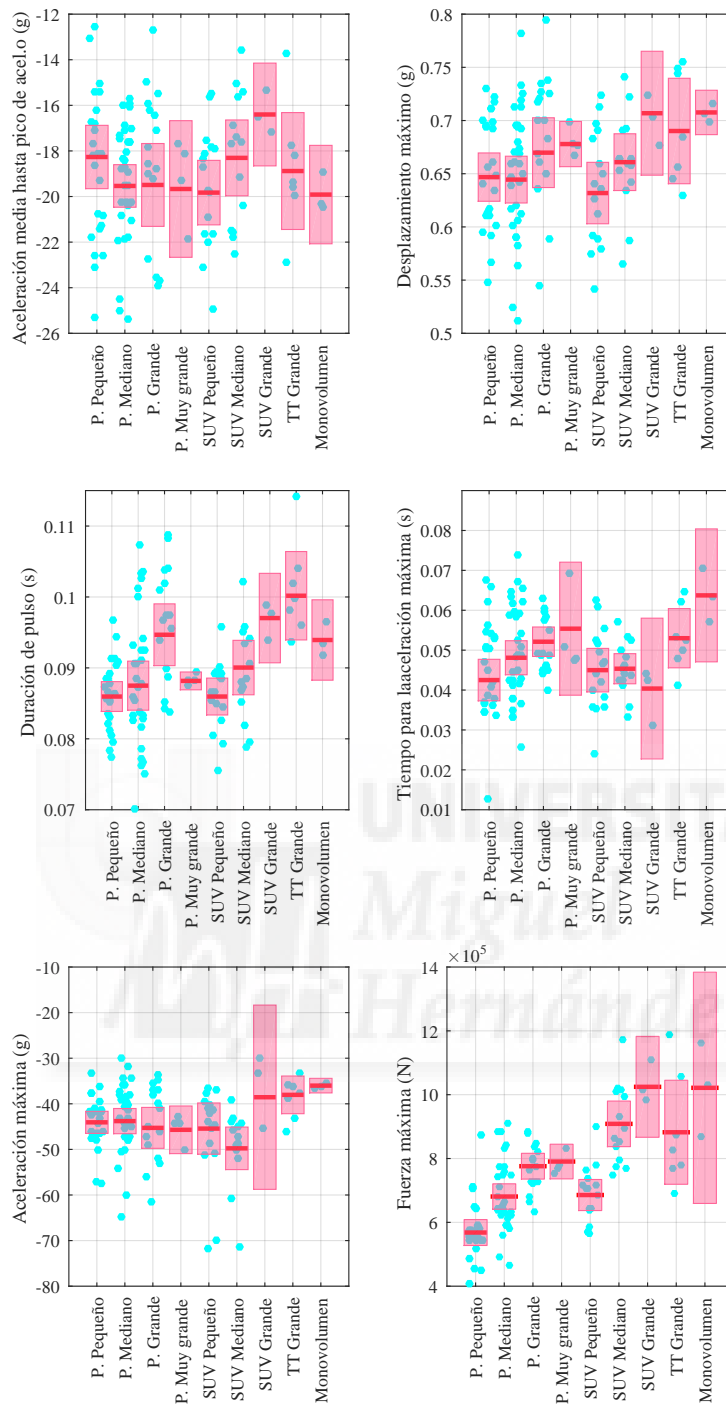


Figura 4.99 Comparación entre segmentos de los parámetro característicos del comportamiento en colisión frontal.

significativas entre las fuerzas máximas en los vehículos de pasajeros grandes y muy grandes ni entre los vehículos de pasajeros medianos y los SUV pequeños. Las fuerzas máximas registradas en los SUV son, de media, superiores incluso a la de vehículos de pasajeros grandes.

Se observa también cierta tendencia a aumentar la **duración del pulso de aceleración** al aumentar el tamaño del segmento. Los pulsos de los vehículos de pasajeros grandes son significativamente más largos que los de los vehículos de pasajeros pequeños. El segmento con mayor duración de pulso son los todo-terrenos

grandes y SUV grandes. Con los datos disponibles no se puede rechazar la hipótesis de que la duración de pulso de estos dos segmentos sea igual al grupo de los monovolúmenes.

El **tiempo en el que se produce la aceleración máxima** cumple la condición de homocedasticidad ($\rho - \text{valor} = 0,0725$). Se observa cierta tendencia a retrasarse el pico de aceleración al aumentar el tamaño del segmento en el caso de los vehículos de pasajeros. Sin embargo, no se observa dicha tendencia en los SUV. No obstante, a la vista de los datos disponibles, no hay diferencias significativas, estadísticamente hablando, entre el instante en el que ocurre el pico de aceleración entre los distintos segmentos.

No se aprecian diferencias significativas entre la **aceleración media hasta el instante en el que se produce la deceleración máxima** ($\rho - \text{valor} = 0,5095$) tras realizar la prueba de Kruskal-Wallis. En la Figura 4.99 se puede observar como los intervalos de confianza se solapan. Los valores de dicho parámetro cumplen la condición de homocedasticidad según la prueba de Levene ($\rho - \text{valor} = 0,2162$).

A continuación se comparan los pulsos de aceleración en el habitáculo de los vehículos seleccionados como representativos de cada segmento. También se comparan las curvas de fuerza frente al desplazamiento de los vehículos seleccionados. Si se observa la Figura 4.100, los pulsos de deceleración de los vehículos representativos de los segmentos de vehículos de pasajeros no presentan diferencias significativas en su forma. Sí se aprecia un ligero adelanto del pico de aceleración al disminuir el tamaño del segmento. Si tenemos en cuenta que en el caso del segmento de vehículos de pasajeros muy grandes se disponía de muy pocos ensayos para seleccionar el vehículo representativo, y comparamos los otros tres vehículos de la Figura 4.100, vemos que también hay un ligero aumento del pico de deceleración y un acortamiento del pulso de deceleración conforme se reduce el tamaño del segmento. Por otra parte, las curvas de fuerza frente al desplazamiento de la Figura 4.101 muestran un aumento del pico de fuerza y un aumento del desplazamiento máximo al aumentar el tamaño del segmento.

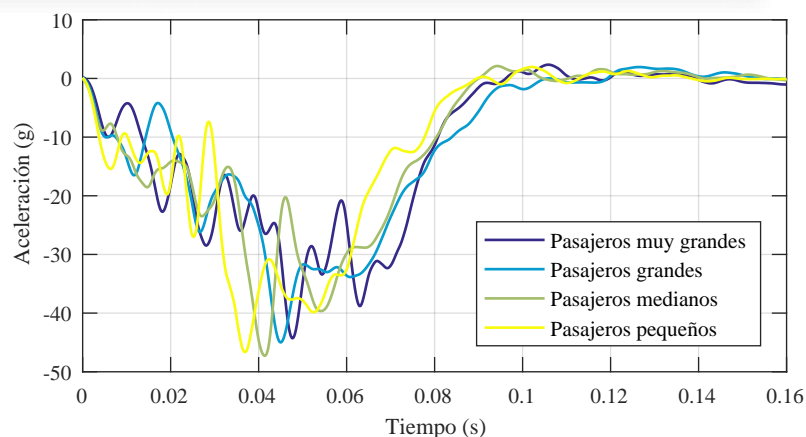


Figura 4.100 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos de pasajeros.

Al comparar los pulsos de aceleración en el habitáculo de los vehículos representativos de los segmentos de SUV no se aprecian diferencias significativas en su forma ni una tendencia clara en la magnitud del pico ni en la duración del pulso (véase Figura 4.102). La curva de fuerza del vehículo representativo de los SUV grandes y la del representativo de los SUV muy grandes son muy parecidas tanto en forma, fuerza máxima y

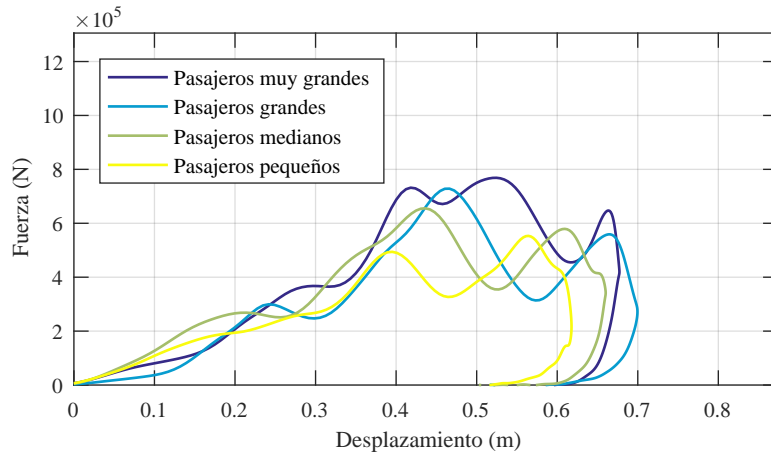


Figura 4.101 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos de pasajeros.

deformación máxima. En la Figura 4.103 se aprecia como los niveles de fuerza alcanzados por el vehículo representativo de segmento de SUV pequeños son menores que las del resto de segmento de SUV.

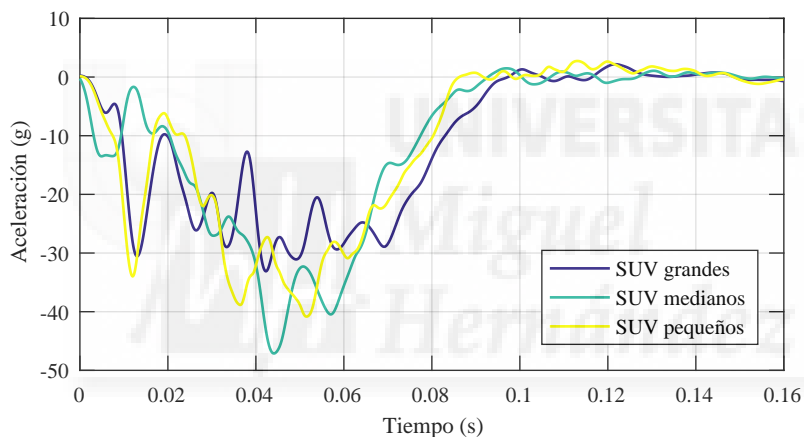


Figura 4.102 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos tipo SUV.

Al comparar las curvas de los vehículos representativos del resto de segmentos se observa que tanto los Pickup grandes presenta un pico de aceleración entre los 0,010 y los 0,017 s bastante marcado que también se produce en algunos de los vehículos seleccionados para otros segmentos (Figura 4.104). Sin embargo, en la curva de fuerza, mostrada en la Figura 4.105, se aprecia como en el ensayo representativo de los pickup grandes produce un pico de fuerza antes de los 200 mm de deformación que no se produce en ningún otro segmento. Al analizar las curvas de todos los ensayos de dicho segmento, véase la Figura 4.85, se ve que dicho pico de fuerza es algo habitual en los vehículos de este tipo. Este mayor pico inicial de fuerza puede deberse a diferencias constructivas en el chasis de este tipo de vehículos, los cuales son construidos a partir de vigas longitudinales y no mediante estructuras auto-portantes como en los turismos.

Si se compara la curva de fuerza-deformación típica de los monovolúmenes con la del resto de vehículos se observa que los niveles de fuerza son más parecidos a los de un SUV que a los de un vehículo de pasajeros. El pulso de aceleración en el habitáculo típico de este tipo de vehículos también presenta más similitudes con

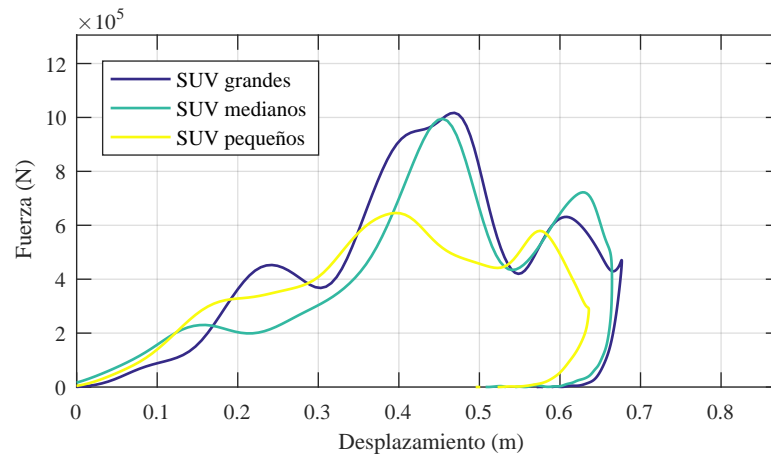


Figura 4.103 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos representativos de los segmentos de vehículos tipo SUV.

las curvas de los SUV, sobre todo por el pico de aceleración inicial.

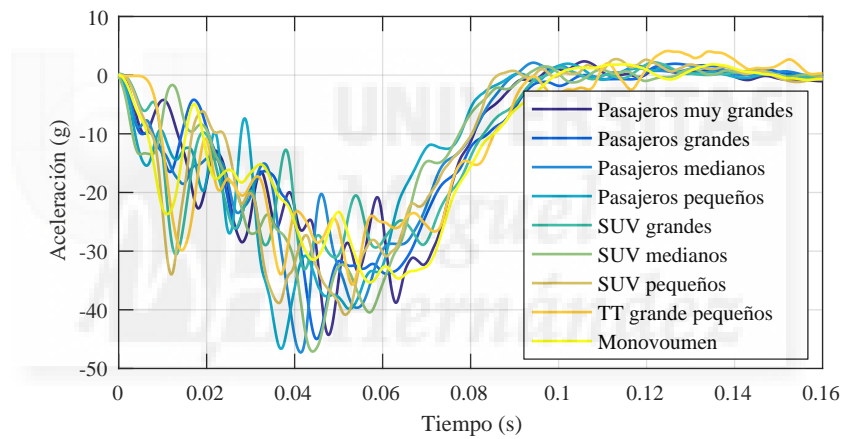


Figura 4.104 Curvas de aceleración del habitáculo de los ensayos representativos de varios segmentos.

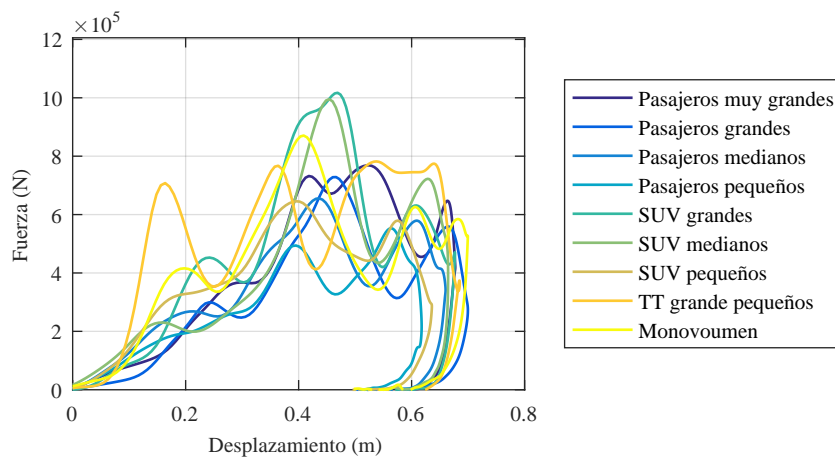


Figura 4.105 Curvas de fuerza frente al desplazamiento de los ensayos representativos de varios segmentos.

4.4.2 Comparación de la aplicación de las métricas en el método para la selección del vehículo representativo

En la sección anterior se ha aplicado el método para la selección del vehículo tipo basado en la comparación de curvas con 9 métricas distintas. En muchos casos, los resultados obtenidos con algunas de ellas son equivalentes. Como no resulta eficiente aplicar el método varias veces con distintas métricas si no van a aportar información adicional sobre la similitud de las curvas se ha realizado el siguiente análisis de correlación.

Se ha realizado un análisis de la correlación entre los resultados obtenidos en la aplicación del método de la selección del vehículo tipo. En concreto, se ha analizado la correlación entre los resultados obtenidos para cada ensayo del segmento de vehículos de pasajeros medianos al aplicarse los métodos para la selección de los vehículos representativos. Es decir, se ha buscado la relación entre los valores de $M_i^{combinada}$, calculado según el apartado 4.2.2.2, obtenido para cada ensayo i y cada una de las métricas utilizadas y el valor de $Dist_{rel}^i$ obtenido tras la aplicación del método de los parámetro (apartado 4.2.1.3) característicos a cada ensayo i . El resultado de muestra en la Tabla 4.50.

Tabla 4.50 Correlación entre el resultado de aplicar el método de selección del vehículo representativo con cada una de las métricas.

	$Dist_{rel}$	NARD	Parson	S.-Geers	Russell	RMS	RMS_{log}	DTWe	DTWc	CORA
$Dist_{rel}$	-	0,51	0,48	0,45	0,41	0,11	0,42	0,34	0,23	0,47
NARD	0,51	-	0,96	0,72	0,68	0,08	0,61	0,31	0,08	0,78
Parson	0,48	0,96	-	0,70	0,60	0,08	0,53	0,32	0,06	0,84
S.-Geers	0,45	0,72	0,70	-	0,96	0,54	0,43	0,58	0,29	0,72
Russell	0,41	0,68	0,60	0,96	-	0,53	0,43	0,53	0,32	0,60
RMS	0,11	0,08	0,08	0,54	0,53	-	0,06	0,45	0,36	0,20
RMS_{log}	0,42	0,61	0,53	0,43	0,43	0,06	-	0,21	0,06	0,46
DTWe	0,34	0,31	0,32	0,58	0,53	0,45	0,21	-	0,63	0,26
DTWc	0,23	0,08	0,06	0,29	0,32	0,36	0,06	0,63	-	0,03
CORA	0,47	0,78	0,84	0,72	0,60	0,20	0,46	0,26	0,03	-

Los valores obtenidos de $Dist_{rel}$ no presentan correlación lineal con ninguno de los resultados de ninguna métrica de comparación. Como se ha visto a lo largo de la sección 4.3, la aplicación del método para la selección del vehículo representativo con los coeficiente de correlación de Pearson y NARD produce resultados equivalentes. Lo mismo ocurre entre las métricas de Sprague-Geers y Russell. Existe además una ligera correlación entre los resultados obtenidos al aplicar el método con los coeficientes de correlación con la métrica de Sprague-Geers y una correlación algo menor con la métrica de Russel. La correlación entre la aplicación del método con CORA y con los coeficientes de Pearson y NARD presentan también correlación.

Los resultados de las métricas tipo RMS y DTW no muestran correlación fuerte con ninguna de las métricas al utilizarse en el método para la selección del vehículo tipo.

Para profundizar más en la causa de las relaciones lineales observadas se ha comparado el resultado de las nueve métricas de comparación al aplicarse sobre 119 curvas de aceleración del habitáculo en colisión frontal, dicho de otro modo, se han comparado los valores de $m_{i,j}^{accel}$ obtenido por cada métrica según se explica en el apartado 4.2.2.2. Por tanto, para cada métrica se ha realizado un total de 14042 comparaciones entre pulsos de aceleración. Los resultados tras calcular el coeficiente de determinación R^2 entre las distintas métricas se muestra en la Tabla 4.51.

En dicha tabla se ve como los resultados obtenidos por los dos coeficientes de correlación, el de NARD y el de Pearson, tienen una fuerte correlación, por lo que el uso de uno u otro es indiferente. Además, como se puede deducir de la formulación de cada métrica, los coeficientes de correlación y las componentes de fase de las métricas de Sprague-Geers y de Russell son, en esencia, iguales. La fuerte correlación entre la componente combinada de Sprague-Geers y la componente combinada de Russell viene motivada porque en ambas métricas MPC, la componente combinada está dominada por la componente de fase. También se observa una fuerte correlación entre el resultado de CORA y los coeficientes de correlación. En concreto la componente C_2 presenta una correlación lineal con los coeficiente de correlación. Por tanto se puede concluir que no es necesario utilizar por separado el coeficiente de correlación como métrica si se utiliza alguna de las métricas más completas como las métricas tipo MPC o CORA.

Las métricas tipo MPC probadas, Sprague-Geers y Russell, presentan una correlación lineal casi perfecta, tanto en su componente combinada como en las de fase y magnitud. Por ello, no tiene sentido utilizar ambas a la vez. Por otro lado ambas métricas presentan una correlación lineal con el resultado de CORA y su componente del método de correlación C_2 .

Las métricas RMS y RMS_{log} presentan no presenta una correlación con ninguna métrica. No obstante, existe una fuerte correlación entre la métrica RMS y la componente de magnitud, G, de la métrica CORA. Con los parámetros elegidos para el uso de la métrica de CORA, la componente G tiene un peso del 16% del valor final de la métrica CORA, la cual está dominada por la componente de fase P. No obstante, en aplicaciones futuras, este factor se puede variar para dar menor peso a G en la valoración final. Las métricas tipo DTW solo presentan una ligera correlación entre ellas.

A la vista los resultados obtenidos mediante la aplicación de los métodos para la selección del vehículo representativo del comportamiento en colisión de varios segmentos (apartado 4.3) y del análisis de los parámetros característicos y de los resultados de las métricas se pueden realizar las siguientes conclusiones:

Tabla 4.51 Correlación entre los valores de las métricas de comparación de curvas al valorar la similitud entre curvas de aceleración de los ensayos.

Coef. correlación	NARD		Coef. Correlación Pearson			Sprague-Geers			Russell			RMS		DTW		CORA					
	NARD	Pearson	M	P	C	M	P	C	RMS	RMS_{log}	DTWe	DTWc	Global	C_1	P	G	V	C_2			
NARD	-	0,98	0,00	0,95	0,82	0,00	0,95	0,89	0,23	0,29	0,33	0,29	0,71	0,52	0,47	0,34	0,40	0,70			
Pearson	0,98	-	0,00	0,94	0,80	0,00	0,94	0,88	0,22	0,28	0,32	0,26	0,71	0,54	0,47	0,33	0,39	0,70			
Sprague Geers ^a	M	0,00	0,00	-	0,00	0,01	1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,03	0,07	0,01	0,00	0,00	0,00			
	P	0,95	0,94	0,00	-	0,85	0,00	1,00	0,93	0,23	0,30	0,38	0,77	0,60	0,50	0,32	0,45	0,74			
	C	0,82	0,80	0,01	0,85	-	0,00	0,85	0,98	0,58	0,31	0,49	0,39	0,75	0,58	0,41	0,64	0,42	0,72		
Russell ^b	M	0,00	0,00	1,00	0,00	0,00	-	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,06	0,00	0,00	0,01	0,00			
	P	0,95	0,94	0,00	1,00	0,85	0,00	-	0,93	0,23	0,30	0,38	0,77	0,60	0,50	0,32	0,45	0,74			
	C	0,89	0,88	0,00	0,93	0,98	0,00	0,93	-	0,46	0,32	0,47	0,36	0,78	0,59	0,45	0,55	0,45	0,75		
RMS	RMS	0,23	0,22	0,00	0,23	0,58	0,00	0,23	0,46	-	0,14	0,32	0,27	0,28	0,19	0,10	0,92	0,15	0,30		
	RMS_{log}	0,29	0,28	0,00	0,30	0,31	0,00	0,30	0,32	0,14	-	0,12	0,06	0,25	0,22	0,16	0,21	0,06	0,21		
DTW	DTWe	0,33	0,32	0,00	0,38	0,49	0,00	0,38	0,47	0,32	0,12	-	0,31	0,22	0,07	0,31	0,52	0,32			
	DTWc	0,29	0,26	0,00	0,29	0,39	0,00	0,29	0,36	0,27	0,06	0,69	-	0,18	0,08	0,05	0,25	0,40	0,25		
CORA ^c	Global	0,71	0,71	0,03	0,77	0,75	0,02	0,77	0,78	0,28	0,25	0,31	0,18	-	0,86	0,70	0,38	0,34	0,87		
	C_1	0,52	0,54	0,07	0,60	0,58	0,06	0,60	0,59	0,19	0,22	0,22	0,08	0,86	-	0,43	0,25	0,20	0,54		
	P	0,47	0,47	0,01	0,50	0,41	0,00	0,50	0,45	0,10	0,16	0,07	0,05	0,70	0,43	-	0,18	0,07	0,81		
	G	0,34	0,33	0,00	0,32	0,64	0,00	0,32	0,55	0,92	0,21	0,31	0,25	0,38	0,25	0,18	-	0,16	0,41		
	V	0,40	0,39	0,00	0,45	0,42	0,01	0,45	0,45	0,15	0,06	0,52	0,40	0,34	0,20	0,07	0,16	-	0,40		
	C_2	0,70	0,70	0,00	0,74	0,72	0,00	0,74	0,75	0,30	0,21	0,32	0,25	0,87	0,54	0,81	0,41	0,40	-		

^a Componentes de Sprague-Geers: M: Magnitud. P: fase. C: combinada.

^b Componentes de Russell: M: Magnitud. P: fase. C: combinada.

^c Componentes de CORA: C_1 : método del corredor. P: fase. V: progresión. G: Magnitud. C_2 : método de correlación.

1. En los grupos de vehículos en los que se dispone de un alto número de ensayos con poca homogeneidad en el comportamiento durante la colisión, como por ejemplo en el segmento de turismos pequeños, no siempre es posible encontrar vehículos cuyos parámetros característicos se encuentren próximos a los valores medios del grupo.
2. Los resultados obtenidos por las métricas cuando se disponen de pocos ensayos son difíciles de interpretar. Si además, de haber pocos ensayos, los vehículos ensayados han tenido un comportamiento durante la colisión parecido, los resultados obtenidos para cada uno de ellos son muy parecidos y la selección del vehículo representativo no queda determinada de forma clara.
3. Como se ve en el segmento de SUV pequeños, hay indicios para pensar que cuando se introducen varios ensayos de modelos de vehículos muy parecidos, por ejemplo clones, aunque no sean exactamente el mismo modelo, el método favorece a estos modelos. Por ello sería conveniente, tras la comparación por separado de los datos de los ensayos, consultar alguna de las listas de vehículos equivalentes y estudiar caso a caso si es conveniente tratarlos como el mismo modelo o no. Lo contrario puede ocurrir en los casos en los que el diseño de un modelo cambie de un año a otro significativamente.
4. En general, los ensayos más parecidos a las curvas medias de los segmentos son los mejor valorados con el método basado en la comparación entre las curvas de ensayos. Sin embargo, aunque existe cierta tendencia, la relación no es directa: el que más se parece a las curvas medias no siempre es el mejor valorado por los métodos de selección planteados.

4.4.3 Análisis de los datos del vehículo seleccionado

A continuación se estudian los datos del ensayo de colisión frontal de los vehículos seleccionados como representativos del segmento de vehículos de pasajeros pequeños y del segmento de SUV pequeños. El objetivo es obtener los datos necesarios para el desarrollo de la barrera deformable móvil que reproducirá el comportamiento de este vehículo. A partir de estos datos se definirán los niveles de fuerza, aceleración y de deformación que debe tener la barrera deformable en una colisión de igual configuración al del ensayo de colisión frontal US NCAP.

Analizando las curvas de fuerza medidas en cada célula de cargas se puede comprobar que la distribución de fuerzas en el muro no es simétrica. La asimetría puede deberse a distintos factores, entre ellos se encuentra el hecho de que la distribución de los elementos en el frontal no es simétrica (motor, columna de dirección, depósitos...). En la Figura 4.106 se muestra en azul las curvas de fuerza respecto al tiempo para cada uno de los 36 sensores del muro rígido del ensayo 6641 (vehículos de pasajeros pequeños).

Para simplificar el desarrollo de la barrera deformable parece oportuno definir un frontal con una distribución de rigidez simétrica respecto de su plano longitudinal vertical medio. Para ello se ha calculado la fuerza correspondiente a cada zona del frontal como la fuerza media de la célula de carga correspondiente a dicha zona y la fuerza registrada por la célula de carga situada en una posición simétrica a esta. Por ejemplo, la fuerza correspondiente a la posición de la célula de carga B3 se ha calculado como la fuerza media de la célula de carga B3 con la célula de carga B7. En la Figura 4.106 se muestra en rojo la distribución de fuerzas

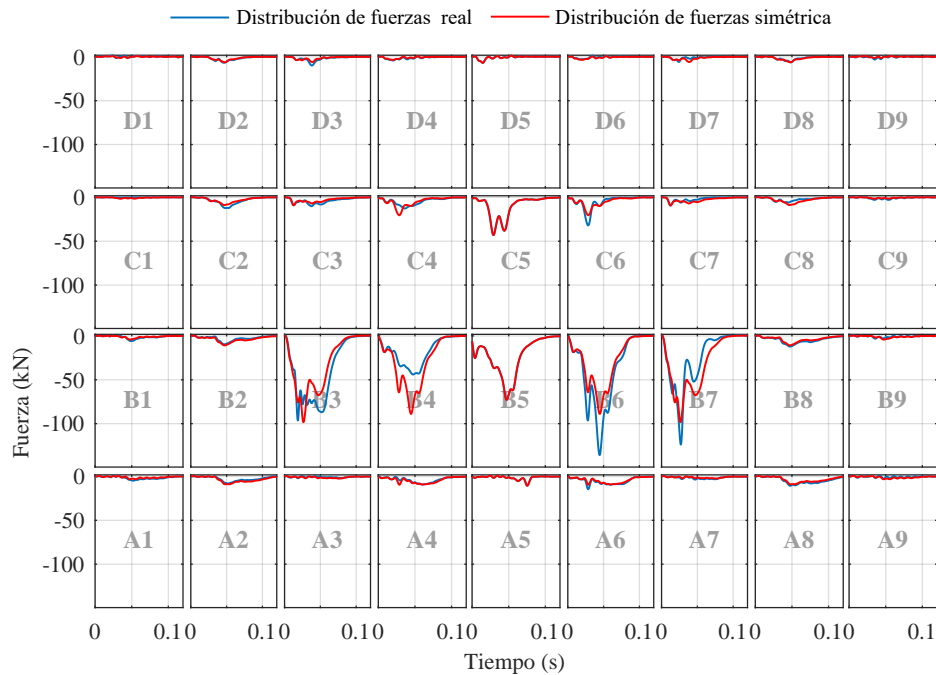


Figura 4.106 Fuerzas medidas en las células de carga del muro instrumentalizado en el ensayo 6641 (vehículos de pasajeros pequeños).

simétrica en el muro rígido del ensayo 6641. La fuerza correspondientes a las células de carga de la columna 5 se calcularían haciendo media con ellas mismas, por lo que las fuerzas en dicha columna de células quedan igual a las originales.

Una vez obtenida una distribución de fuerza simétrica, se ha obtenido los niveles de fuerza respecto del tiempo de las zonas del frontal equivalentes a cada bloque de la barrera europea. En la Figura 4.107 se superponen las células de carga del ensayo del vehículo seleccionado con los bloques de la barrera AE-MDB. Como se pretende aprovechar el frontal de la AE-MDB para la nueva barrera, se ha calculado la fuerza equivalente a cada bloque de la barrera europea. En los casos en los que una célula de carga del ensayo real se solapa con varios bloques de la barrera AE-MDB se ha repartido la fuerza de dicha célula de carga entre los distintos bloques de forma proporcional al área solapada con cada bloque. Así por ejemplo, al bloque A de la barrera AE-MDB le corresponde el total de la fuerza de las células de carga D1, D2, D3, C1, C2 y C3, el 42% de la fuerza de la célula D4 y C4, el 3% de la célula B1, B2 y B3 y el 1.4% de la fuerza de B4.

El resultado se muestra en la Figura 4.108. En ella se puede ver las seis curvas de fuerza calculadas a partir de los datos del ensayo del vehículo seleccionado correspondientes a las zonas equivalentes a los bloques de la AE-MDB. Esta será la distribución de fuerzas que deberá reproducir, en la medida de lo posible, la barrera desarrollada en el siguiente capítulo.

De forma análoga se han obtenido la distribución de fuerzas en el muro rígido del ensayo 8030, representativo del comportamiento en colisión frontal de los SUV pequeños. En la Figura 4.109 se muestra las curvas de fuerza de cada una de las células de carga.

Tras calcular la distribución de fuerza simétricas se ha calculado la fuerza equivalente en cada uno de los

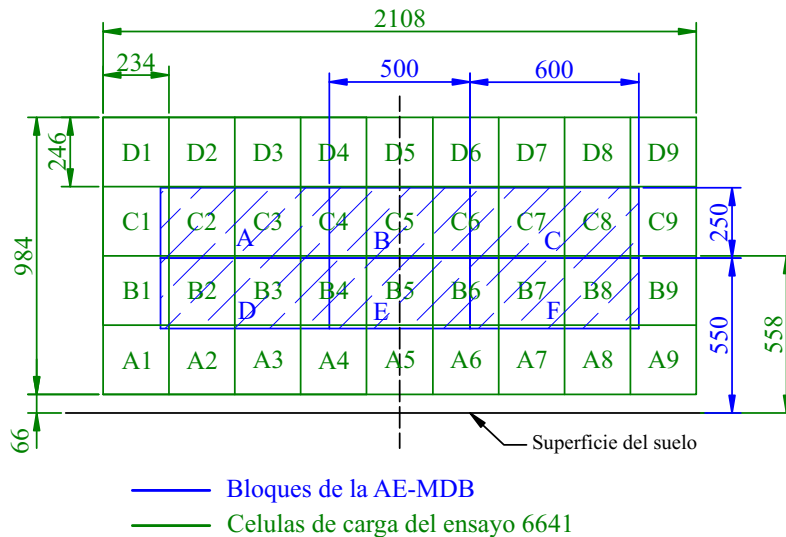


Figura 4.107 Geometría de las células de carga del ensayo 6641 superpuesta con la geometría de la barrera AE-MDB.

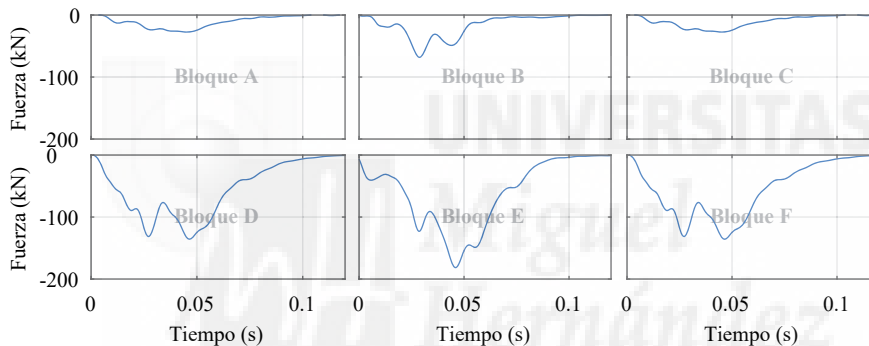


Figura 4.108 Distribución de fuerzas equivalente del ensayo 6641 ((vehículos de pasajeros pequeños)) en los bloques de la barrera AE-MDB.

bloques de la barrera AE-MDB. En el caso anterior, la altura media del paragolpes del vehículo representativo coincide con la altura media del paragolpes de la barrera europea: la altura media en el vehículo de pasajeros es de 452 mm mientras que en la AE-MDB la altura media al suelo del elemento que actúa como paragolpes es de 450 mm. En el caso del SUV, la altura del frontal y del paragolpes en concreto, es mayor. Por lo que la altura de la barrera debería ser también mayor. Para obtener la distribución de fuerza equivalentes en los bloques de la nueva barrera se ha hecho coincidir la altura media de los paragolpes, subiendo 208 mm el frontal de la barrera (véase la Figura 4.110).

En la Figura 4.111 se muestra las fuerzas equivalentes del ensayo 8030 en los bloques de la barrera deformable. Estos son los niveles de fuerza que se pretenden reproducir con la nueva barrera.

4.4.3.1 Comparación de los datos del ensayo seleccionado y la barrera AE-MDB

La rigidez del frontal deformable de la barrera AE-MDB, el cual se pretende aprovechar en el desarrollo de la nueva barrera, se define mediante unos límites superior e inferior entre los cuales se debe mantenerse las fuerzas medidas durante un ensayo de certificación. El área comprendida entre dichos límites en un gráfico

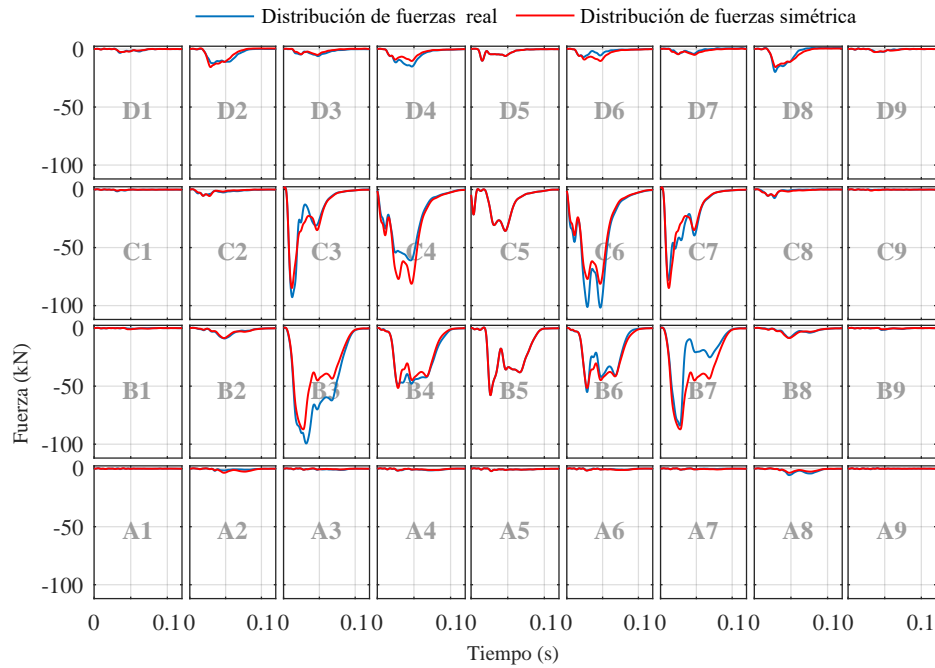


Figura 4.109 Fuerzas medidas en las células de carga del muro instrumentado en el ensayo 8030 (vehículos SUV pequeños).

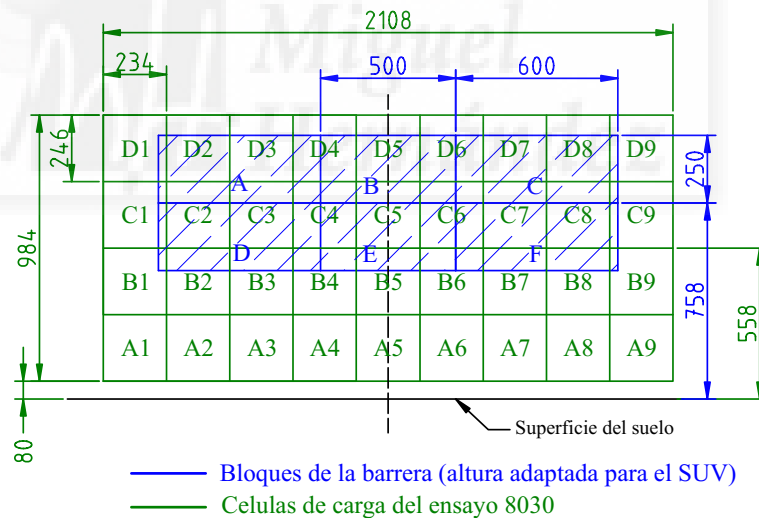


Figura 4.110 Geometría de las células de carga del ensayo 8030 superpuesta con la geometría de la barrera AE-MDB subida 208 mm.

fuerza-desplazamiento se conocen como corredores.

En este punto se realiza la comparación de las curvas de fuerza-desplazamiento del vehículo seleccionado con los corredores las definidos para la barrera AE-MDB (versión V3.9) [47]. En la Figura 4.112 se muestra dicha comparación para las fuerzas correspondiente a cada bloque de la barrera y para la fuerza total medida en el muro en el ensayo del vehículo real. En dicha figura se observa como la fuerza total medida en el muro durante el ensayo 6641, el cual fue seleccionado para representar a los turismos pequeños, se ajusta bastante

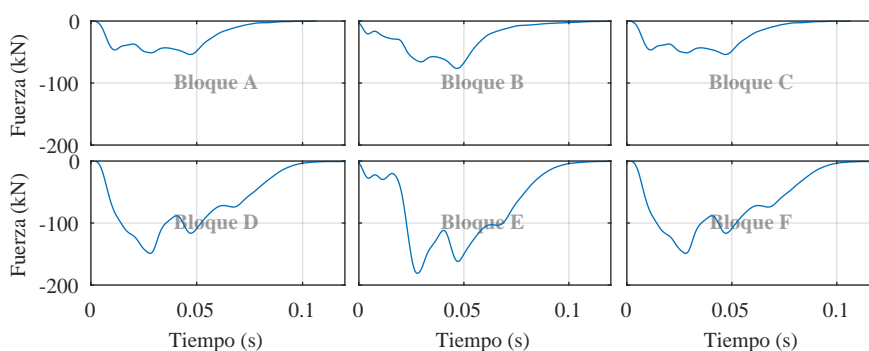


Figura 4.111 Distribución de fuerzas equivalente del ensayo 8030 (vehículos SUV pequeños) en los bloques de la barrera deformable.

bien al corredor definido para la barrera AE-MDB en los primeros 300 mm de deformación. A partir de dicha deformación, la fuerza medida en el muro aumenta produciéndose dos picos de fuerza de alrededor de los 500 kN.

Las fuerzas del ensayo 6641 equivalentes a cada bloque de la barrera AE-MDB no coinciden con los corredores. En el caso de los bloques centrales, B y E, la fuerza se encuentra inicialmente cerca de los corredores de la barrera europea. A partir de los 200 mm aproximadamente, las oscilaciones de la fuerza del vehículo la hacen caer por debajo del corredor hasta superar los 300 mm, a partir de la cual la fuerza aumenta por encima del corredor. Se aprecian dos picos en la fuerza equivalente de los bloques B y E, siendo mayor el del bloque E.

En los bloques laterales superiores A y C la rigidez mostrada por el vehículo es inferior a la de la barrera europea. Inicialmente la curva de fuerza evoluciona pegada al límite inferior del corredor hasta los 190 mm de desplazamiento. El nivel de fuerza del vehículo en dicho bloque queda por debajo de corredor. En el caso de los bloques laterales inferiores D y F, sucede al contrario. Tras los 200 mm de desplazamiento aproximadamente el nivel de fuerza en el vehículo supera el definido para el corredor de la barrera europea.

De forma análoga se han comparado la distribución de fuerzas en el muro rígido del ensayo 8030, representativo del comportamiento en colisión frontal de los SUV pequeños, con los corredores de la barrera europea. El resultado se muestra en la Figura 4.113. En este caso, la fuerza en los bloques superiores superan los niveles establecidos para la AE-MDB. En los bloques inferiores, en los primeros 300 mm de desplazamiento del vehículo hay una diferencia significativa entre la carga de los bloques exteriores y la del bloque central. En el bloque central el nivel de fuerza está por debajo del corredor de la barrera europea mientras que en los exteriores a partir de los 120 mm se superan los corredores correspondientes. Cerca de los 400 mm de desplazamiento se produce el pico máximo de fuerza en barrera, coincidiendo con el rebote del motor. La distribución de fuerzas lleva a pensar que en este caso los largueros del vehículo se cargan más que en el caso del vehículo de pasajeros pequeños. A nivel global, la deformación producida en ambos vehículos es similar. Por el contrario, los niveles de fuerza en el muro alcanzados en el ensayo del SUV son mayores que en el turismo. Otra diferencia apreciable es que en el caso del SUV, el primer pico de fuerza es superior al

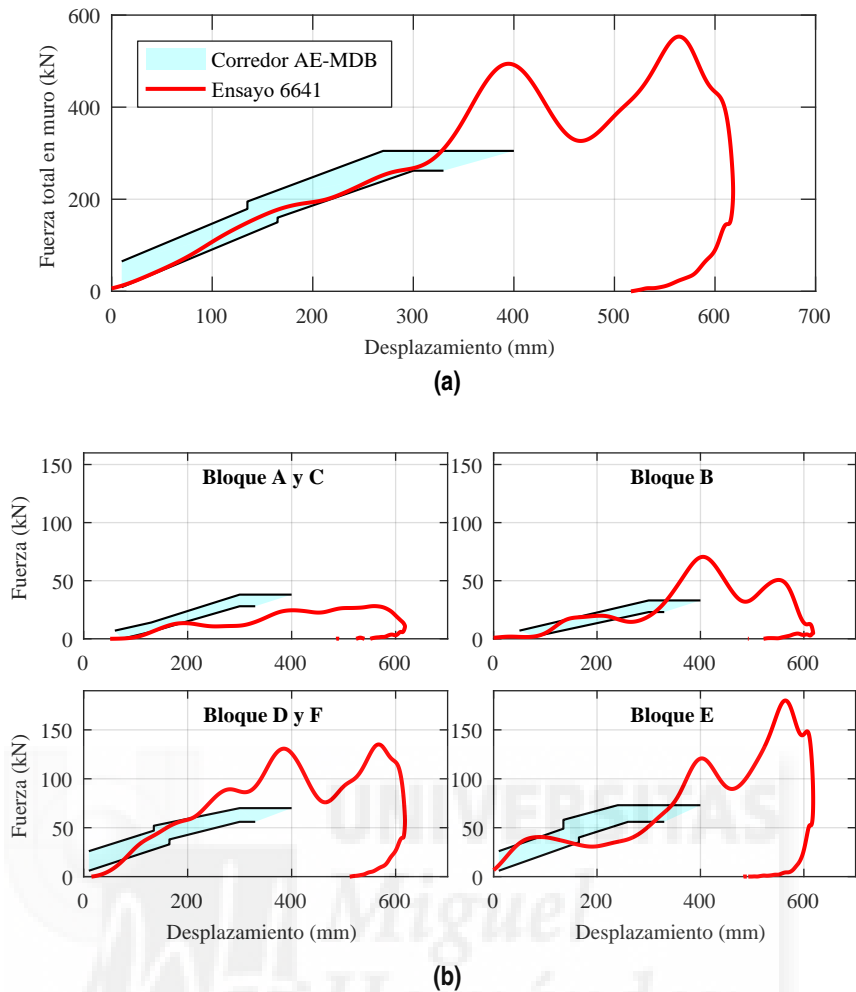


Figura 4.112 Comparación entre las curvas de fuerza-desplazamiento del ensayo 6641 y los corredores dinámicos de la barrera AE-MDB. (a) Fuerza total en barrera. (b) Fuerza en cada bloque de la barrera europea.

segundo. Conseguir el nivel de fuerza máxima con ese nivel de deformación es complicado con una barrera formada por bloques de honeycomb.

En el siguiente capítulo se plantea el diseño de la barrera destinada a reproducir el comportamiento durante colisión del segmento de vehículos de pasajeros pequeños. Como se ha visto en la comparación anterior, la barrera AE-MDB presenta algunas limitaciones por tener una distribución de rigideces distinta a la del vehículo seleccionado. También habrá algunas limitaciones ya que, simplemente con bloques de honeycomb de aluminio, no se podrá reproducir perfectamente las oscilaciones en los pulsos de fuerza y aceleración. No obstante, en el apartado 5.3.3 se definen los criterios para dar por válido el diseño de la barrera planteada y considerar que reproduce aceptablemente el comportamiento del vehículo seleccionado.

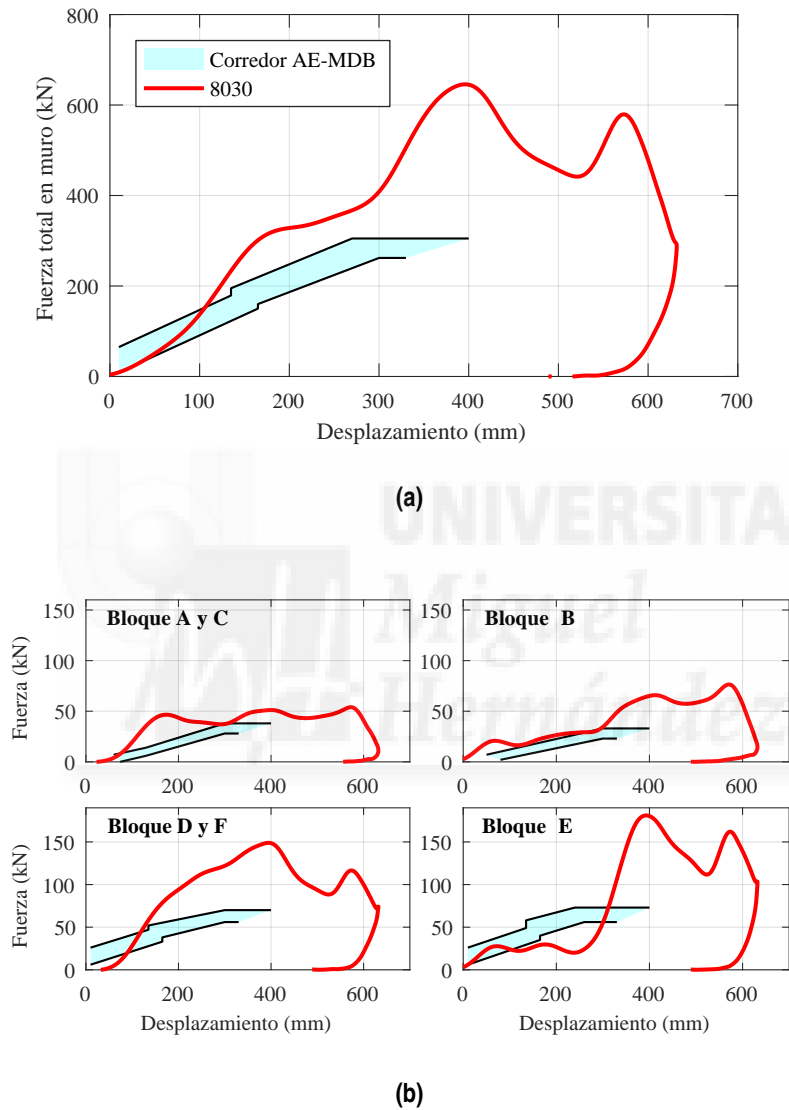


Figura 4.113 Comparación entre las curvas de fuerza-desplazamiento del ensayo 8030 y los corredores dinámicos de la barrera AE-MDB. (a) Fuerza total en barrera. (b) Fuerza en cada bloque de la barrera europea.

5 Desarrollo de la barrera

No es el conocimiento, sino el acto de aprendizaje, y no la posesión, sino el acto de llegar allí, lo que concede el mayor disfrute.

CARL FRIEDRICH GAUSS

En este capítulo se presenta la metodología para el desarrollo de barreras deformables que representan el comportamiento en colisión frontal de un determinado segmento de parque automovilístico. La metodología es aplicada al desarrollo de dos barreras: una para simular el comportamiento de un turismo pequeño y otra para un vehículo de un SUV pequeño.

El desarrollo se realiza mediante simulación por computador. En la primera sección de este capítulo se plantean las principales técnicas de simulación susceptibles de ser utilizadas para simular el comportamiento de barreras deformables, discutiendo sus ventajas e inconvenientes.

En la segunda sección del capítulo, se propone el diseño de la barrera móvil y se expone el modelo de simulación utilizado para el ajuste de sus propiedades. También se establecen unos criterios sobre el comportamiento de la barrera para la aceptación. Finalmente se muestran los resultados obtenidos mediante simulación y se discuten las limitaciones del acuerdo conseguido entre el comportamiento de los vehículos tipo seleccionados y de las barreras desarrolladas.

5.1 Estructuras tipo honeycomb de aluminio

Las estructuras alveolares de aluminio, también conocidas como estructuras honeycomb debido a su parecido con los panales de abeja, son ampliamente utilizadas como núcleo en paneles estructurales tipo sándwich y para la fabricación de elementos absorbedores de energía debido a su alta rigidez a compresión en relación con su bajo peso. Aunque existen estructuras alveolares con distintas formas (véase la Figura 5.1), las de celdas hexagonales son las más habituales. Estos materiales son capaces de absorber gran cantidad de energía de impacto transformándola en energía plástica de deformación gracias a su gran longitud aplastable. Esta capacidad de absorción de energía los hace idóneos para la construcción del frontal de las barreras deformables utilizadas en los ensayos de impacto. Otra de las características de este material útil en la

fabricación de barreras deformables es que poseen una resistencia al aplastamiento bastante constante durante un amplio rango de deformación. Además esta resistencia al aplastamiento es fácilmente controlable mediante la elección del material que forma las celdas, el tamaño de celda y el espesor de las caras.

En contrapartida, presentan ciertas desventajas como su baja resistencia a cargas muy localizadas y un cierto desconocimiento de los efectos que producen en ellos ciertos tipos de daños [2].

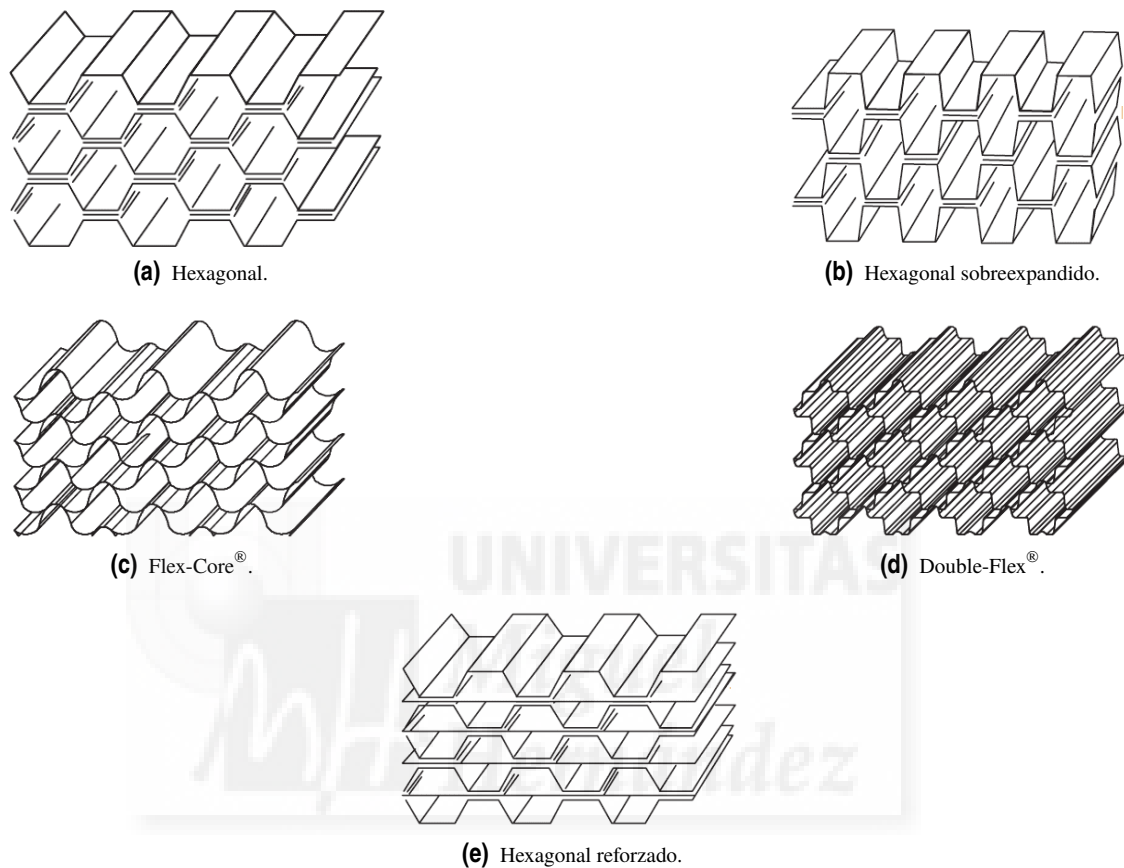


Figura 5.1 Algunos de los tipos de honeycomb más habituales [81].

La utilización de este tipo de material en elementos encargados de absorber energía no se limita a las barreras deformables utilizadas en los test de impacto. Estos materiales son utilizados desde hace décadas en la industria naval [40], aeronáutica [162] y ferroviaria [115]. Por ejemplo, los trenes de alta velocidad franceses, los TGV, utilizan elementos de honeycomb en el frontal de las locomotoras para ayudar a absorber energía de impacto y así ayudar a proteger al conductor durante un accidente [233]. Un ejemplo nada reciente es el módulo de aterrizaje del *Apollo 11*. Este iba equipado con bloques de honeycomb destinados a amortiguar una posible caída incontrolada [223].

Los bloques de honeycomb hexagonales de aluminio son fabricados mediante dos métodos: expansión y corrugado. El más habitual es el método por expansión, siendo el método de corrugado utilizado en la fabricación de honeycomb de alta densidad.

Proceso de expansión El proceso comienza con la aplicación de adhesivo en las láminas de aluminio siguiendo un patrón longitudinal. Después, las finas láminas de aluminio son apiladas y se espera a

que el adhesivo cure. El siguiente proceso es el corte del bloque de láminas de aluminio pegadas para conseguir las dimensiones finales. Por último el bloque de láminas de aluminio es expandido en la dirección W consiguiendo las celdas hexagonales.

Proceso de corrugado Este proceso necesita que las láminas de aluminio tengan un espesor mayor que el anterior, por lo cual es utilizado para bloques de mayor densidad. Las láminas son sometidas a un proceso de corrugado. Después, se aplica adhesivo a las láminas corrugadas y se apilan unas sobre otras. Tras el curado del adhesivo el bloque es cortado para conseguir las dimensiones finales deseadas.

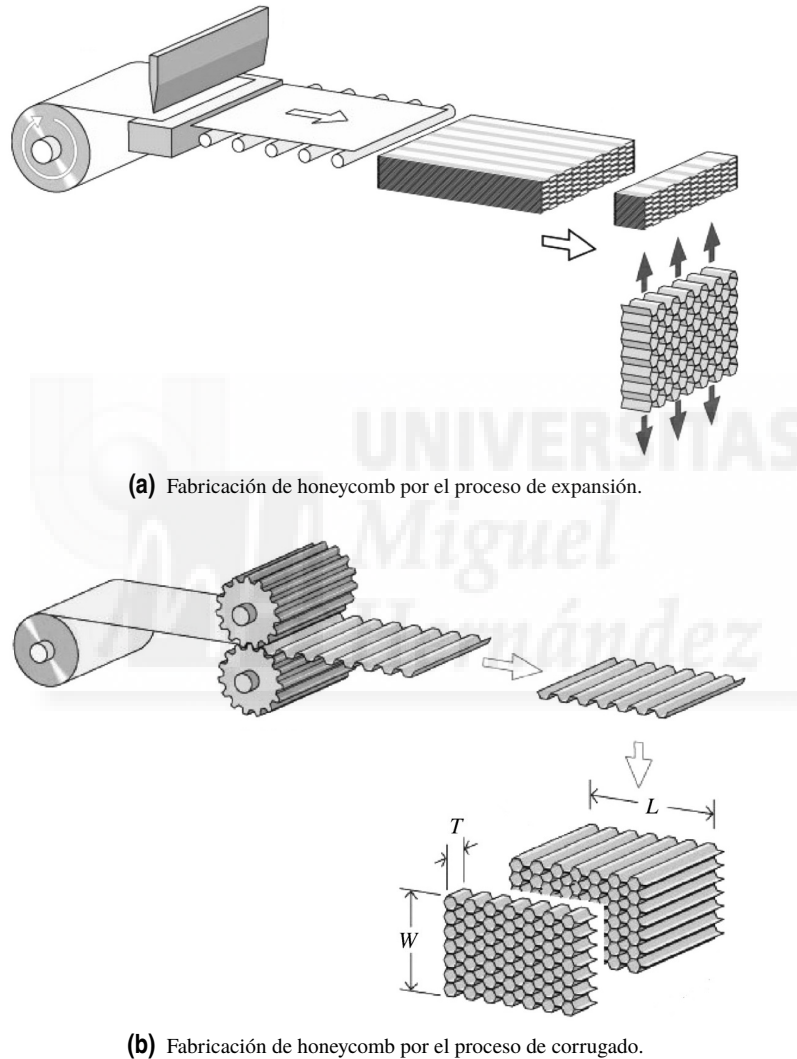


Figura 5.2 Procesos de fabricación de estructuras alveolares de celdas hexagonales.

Un bloque de honeycomb hexagonal como el que se muestra en la Figura 5.3 presenta un comportamiento mecánico ortótropo. Las tres direcciones principales del material suelen conocerse como T (*thicknes*), L (*long*, y W (*width*). La dirección T corresponde a la dirección en la que las propiedades mecánicas de rigidez y resistencia son más altas.

La curva típica de tensión deformación obtenida al someter a un bloque de honeycomb de aluminio a una compresión cuasiestática en la dirección T tiene un aspecto como el mostrado en la Figura 5.4. Inicialmente

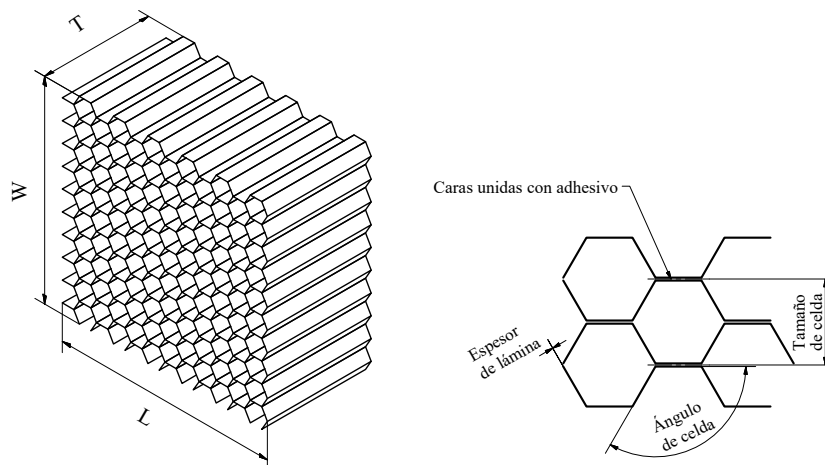


Figura 5.3 Principales dimensiones de la estructura alveolar de celdas hexagonales.

presenta una rigidez constante hasta alcanzar un valor máximo. En el test de compresión cuasiestático, este valor máximo depende del acabado del bloque. Si los extremos del bloque de honeycomb han sido chafados previamente, el valor máximo se reduce significativamente [82].

A partir de ese punto, al continuar aplastando el bloque se produce el pandeo local de las celdas que forman la estructura produciéndose una disminución brusca de la resistencia. Tras el pandeo de las celdas se produce unas "bisagras plásticas" [90] en las láminas por las cuales se pliega el material. Este proceso de formación de bisagra plástica y plegado de las paredes de las celdas se produce de forma cíclica provocando la zona de la curva en donde la resistencia oscila alrededor de un valor constante. El valor medio de tensión en esta zona de la curva se conoce como resistencia al aplastamiento o *Crush Strength* y es utilizado para definir comercialmente al honeycomb al estar directamente relacionado con su capacidad de absorción de energía.

La zona de resistencia constante se prolonga hasta que la longitud aplastada alcanza entre el 70 y el 80% de la longitud total del bloque. A partir de esta deformación, si se continúa comprimiendo el bloque las celdas plegadas comienzan a compactarse haciendo subir rápidamente la rigidez del honeycomb. Esta zona de la curva se conoce como zona de densificación.

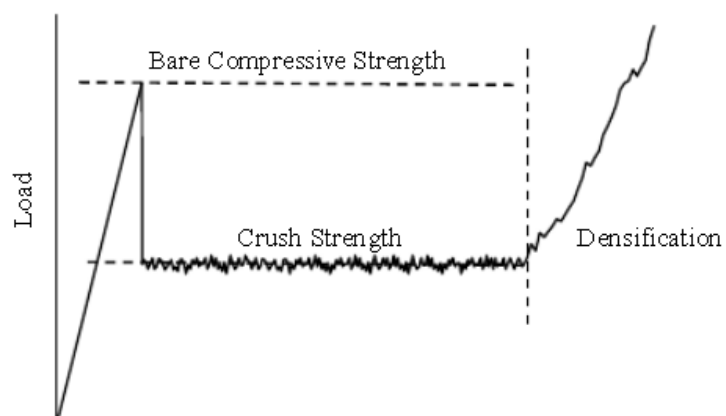


Figura 5.4 Curva típica de un bloque de honeycomb ante carga de compresión en la dirección T.

Existen multitud de estudios experimentales de las propiedades de estructuras tipo honeycomb de aluminio en la dirección T (conocidas como propiedades *out-of-plane* en la literatura inglesa), tanto ante cargas de compresión pura como ante cargas combinadas [234, 74, 226, 232, 91].

Las otras dos direcciones, L y W, son conocidas como direcciones en el plano (*in-plane*) siendo las propiedades mecánicas en la dirección L superiores a las propiedades en la dirección W y estas, a su vez, son varios órdenes de magnitud menores a las propiedades mecánicas en la dirección T. Que la rigidez y resistencia a cortante del material honeycomb en el plano LT sea superior a la rigidez a cortante en el plano WT tiene importancia en la fabricación de las barreras deformables. De hecho, en las especificaciones de las barreras se especifica la orientación de las celdas, siendo lo más habitual colocar el eje L paralelo al suelo. La diferencia de rigideces es fruto del proceso de construcción de las celdas hexagonales. Como se puede ver en la Figura 5.3, las zonas de las láminas de aluminio en las que ha aplicado el adhesivo forman paredes de celdas con el doble de espesor que el resto y además quedan alineadas con el eje L. Por el contrario, no hay paredes alineadas en la dirección de expansión W.

Cuando se hace colisionar una barrera deformable con un vehículo, la distribución de tensiones a la que es sometida la barrera es compleja y para nada uniforme. Para simular correctamente el comportamiento de las barreras es necesario disponer de suficientes datos de ensayos de compresión de honeycomb ante cargas combinadas. Existen varios estudios experimentales acerca de las propiedades de rigidez y resistencia a la compresión pura en las direcciones L y W [231], aunque estos son mucho menos frecuentes que los estudios realizados a compresión en la dirección T. Por suerte, o por necesidad, si hay multitud de ensayos experimentales de honeycomb de aluminio sometido a cargas combinadas dinámicas y estáticas [231, 91, 89, 90, 88]. Estos estudios experimentales indican que la capacidad de absorción de energía de los honeycomb se ve muy influenciada por la relación entre tensión tangencial y tensión de compresión [2].

Aparte de los estudios experimentales, existen algunos modelos analíticos desarrollados para estimar las propiedades de los honeycomb metálicos a partir de sus características geométricas. El primer modelo para estimar la resistencia al aplastamiento fue presentado por McFarland en 1963 [135]. Dos décadas más tarde Wierzbicki [223] introdujo un modelo que mejoraba la estimación del anterior que, aunque ha sido mejorado posteriormente, sigue utilizándose como referencia debido a la simplicidad de su formulación. Respecto a modelos analíticos para predecir las propiedades de las estructuras de honeycomb en las direcciones en el plano WL destacan los trabajos de Gibson y Ashby [73] y el de Klintworth y Stronge [112]. En un trabajo posterior Zhang y Ashby [231] contrastaron los resultados analíticos con datos experimentales para distintas cargas combinadas.

Estos estudios analíticos no suelen tener en cuenta la velocidad de deformación y suelen centrarse en cargas cuasi-estáticas. Las investigaciones del comportamiento de este tipo de materiales ante cargas dinámica y de impacto suele realizarse de forma experimental [15].

Influencia de la velocidad en la carga de aplastamiento

Por sencillez, los bloques de alveolares de aluminio se suelen caracterizar mediante ensayos de compresión cuasiestáticos. Sin embargo, cuando se utiliza este tipo de material en las barreras deformables siempre

trabaja bajo cargas de impacto por lo que, a la hora de realizar un modelo de elementos finitos se debe tener en consideración en el efecto de la velocidad de aplastamiento en el comportamiento mecánico del honeycomb.

Se ha probado experimentalmente que la resistencia al aplastamiento de los bloques de honeycomb de aluminio es mayor para cargas dinámicas o de impacto que para cargas cuasiestáticas [74, 226, 233, 232]. El aumento de la resistencia al aplastamiento es de entre el 10% y 50% según la densidad aparente del bloque de honeycomb y el método de ensayo utilizado. Sin embargo no hay consenso en las causas de este aumento de la resistencia. Una de las razones de este desacuerdo es que experimentalmente es complicado aislar las distintas causas que de este aumento de la resistencia al someter el honeycomb a cargas dinámicas.

Las aleaciones de aluminio utilizadas habitualmente en la construcción de honeycomb¹ no son apenas sensibles a la velocidad de deformación (*strain rate*) para los rangos de velocidad que se producen en los impactos de vehículos [91, 92]. A velocidades mucho mayores, como por ejemplo en las utilizadas en aplicaciones balísticas, sí hay estudios que indican que esta puede ser una de las causas [115].

La causa con mayor consenso es la inercia de la propia estructura. En los ensayos con *barra de hopkinson* el efecto del aire atrapado no parece suficiente para justificar el aumento de la resistencia al aplastamiento.

Sin embargo, otros estudios achacan el aumento de la resistencia al aire atrapado en el interior del honeycomb [72]. Aunque esta es una explicación factible, esta no es capaz de explicar el aumento de la resistencia en los ensayos en los que el aire no queda confinado o en simulaciones por elementos finitos en las que el efecto del aire no se tiene en cuenta y el aumento se sigue produciendo.

Otros autores atribuyen el aumento de la resistencia al aplastamiento ante cargas dinámicas a una propagación de la onda plástica (*plastic shock wave*) en el material [115]. Mientras, otros estudios indican que el efecto de la propagación de la onda es despreciable a velocidades inferiores a 45 m/s [232].

La explicación más aceptada es que este aumento de la resistencia se debe efectos de inercia en el material, y de la inercia lateral de las celdas [93].

5.2 Análisis de la metodología de modelización numérica. Validación de la técnica.

Paralelamente al desarrollo de los test de impacto se han ido desarrollando varios métodos para su simulación por computador. La simulación numérica permite acortar los plazos de desarrollo de los vehículos y reducir costes. Los modelos de simulación numérica son de suma importancia para los grupos de investigación y los fabricantes, ya que muchos de los estudios que realizan serían inabordables si tuvieran que acometerse mediante ensayos experimentales. En esta tesis se ha utilizado el código de elementos finitos de propósito general LS-Dyna[®]. La elección de la técnica de simulación determinará la información que se pueda obtener de ella y su precisión a la hora de replicar los resultados de un ensayo real.

Como es lógico, las herramientas computacionales empleadas para la simulación de las barreras deformables a lo largo de la historia son las mismas que las empleadas para la simulación del comportamiento ante impacto de vehículos. Y aunque no es extraño encontrar en la literatura modelos masa-muelle de colisiones

¹ Si se realiza una búsqueda rápida en la bibliografía y en los protocolos de ensayo se verá que estas aleaciones de aluminio suelen ser 3003 y 5052

entre barreras y vehículos, muy útiles en algunos casos, el método más utilizado es, sin duda, el método de los elementos finitos (MEF).

Como se ha mencionado en capítulos anteriores, el uso de las barreras deformables se ha convertido una de las principales herramientas para la evaluación de la seguridad pasiva de los vehículos. El elemento principal de estas barreras, encargado de la absorción de energía junto con el vehículo ensayado, se fabrica a partir de estructuras alveolares de aluminio. Los bloques fabricados con este material exhiben durante el impacto un comportamiento no lineal y ortótropo. La aptitud o idoneidad de cada método de simulación depende en gran medida de la capacidad de reproducir el comportamiento de este tipo de estructuras durante el impacto.

Las estructuras honeycomb presentan algunas características que han provocado el desarrollo de distintas técnicas para simular su comportamiento ante cargas de impacto. Es de suma importancia comprender el comportamiento de este tipo de material ante distintas configuraciones de carga tanto de compresión uniaxial como con cargas combinadas para poder desarrollar modelos numéricos que permitan simular de forma realista las colisiones de barreras con vehículos.

Por otro lado, dada la necesidad constante en la industria de reducir los costes y plazos de desarrollo de los vehículos, es necesario valorar los distintos métodos de simulación numérica y desarrollar modelos de barreras deformables computacionalmente eficientes.

5.2.1 Técnicas de simulación de barreras

En los primeros años de la industria del automóvil, la única herramienta de modelización de la que disponían los ingenieros eran cálculos analíticos de la resistencia de componentes idealizados. Los ingenieros no podían valorar el comportamiento del vehículo completo hasta que un prototipo de este fuera construido y ensayado. En la actualidad, la exigencia del mercado hace que los fabricantes tengan que reducir el tiempo y coste de la fase de desarrollo de los vehículos sin dejar de satisfacer los requerimientos de seguridad, calidad y ahorro de combustible. Estas exigencias han estimulado el desarrollo de múltiples herramientas matemáticas para la evaluación del comportamiento durante impacto. Estas herramientas varían desde simples LPM (Lumped-parameter models) de pocos grados de libertad hasta los detallados modelos de elementos finitos con millones de grados de libertad.

Los ensayos son costosos en tiempo y dinero, particularmente en las etapas más tempranas del desarrollo del vehículo en los que no hay prototipos disponibles. Se estima que el coste medio de producir un primer prototipo de vehículo en Estados Unidos oscila entre los 400.000 y los 750.000 dólares [23]. La simulación numérica permite acortar los plazos de desarrollo de los vehículos y reducir costes. En especial para los grupos de investigación, muchos de los estudios que realizan serían inabordables si tuvieran que acometerse mediante ensayos experimentales.

A pesar del alto progreso alcanzado en la simulación de colisiones, gracias a la capacidad de cálculo de los nuevos computadores y la potencia de las técnicas de mecánica computacional, sigue siendo indispensable la realización de ensayos para la evaluación del comportamiento de un vehículo durante un choque. Estos son especialmente necesarios en cuando se requiere la certificación del vehículo o de algún componente.

En la actualidad, el diseño de los sistemas de protección de los ocupantes de un vehículo consiste en una combinación de ensayos y simulaciones que se complementan entre ellos. Como quiera que sea esa combinación de ensayos y simulaciones, su objetivo último es determinar los daños potenciales sobre los humanos debido a su exposición a las condiciones de un accidente real. Los modelos utilizados deben satisfacer como mínimo los siguientes requerimientos:

- **Precisión:** los modelos deben ser capaces de hacer predicciones lo suficientemente precisas de los valores característicos que estén buscando.
- **Rapidez:** El modelo debe poder ejecutarse en un tiempo razonable para permitir realizar iteraciones y estudios de sensibilidad de los parámetros del modelo.
- **Robustez:** pequeñas variaciones en los parámetros del modelo no debe producir grandes variaciones en los resultados.
- **Tiempo de desarrollo:** los modelos deben poder ser preparados en tiempos razonablemente cortos.

Como se ha mencionado, existe una gran variedad de modelos matemáticos para simular el comportamiento de las estructuras de los vehículos ante impacto. Aunque estos modelos varíen en complejidad, todos ellos están basados en los mismos principios físicos: conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. La elección de una u otra herramienta depende de la fase de desarrollo en la que se encuentre el vehículo y de información que se pretende obtener o, en el campo de la investigación, de lo que se pretenda estudiar.

Además de las ventajas y desventajas de cada método de simulación en la construcción y uso del modelo de la barrera, se debe tener en cuenta los pros y contras de la aplicación de cada método en el modelo del vehículo con el que se utilizará en el futuro el modelo de la barrera. Los modelos matemáticos muy simples no describen con tanta precisión la respuesta de la estructura ni la interacción entre las estructuras como los modelos detallados. Como ventaja, no se necesita tanto conocimiento de la estructura que van a simular.

Los modelos de elementos finitos tienen la ventaja de ser más precisos, ya que se puede modelar los elementos del vehículo con gran detalle. Pero requieren disponer de gran información acerca de la estructura y geometría del vehículo con el que se quiere hacer colisionar la barrera y requieren de mayor tiempo de cómputo.

Los modelos detallados multicuerpo de los vehículos no requieren tanto tiempo para ejecutar las simulaciones pero tiene la desventaja de requerir mucho tiempo y muchos datos de ensayos para la construcción del modelo [118].

Los modelos lumped-mass y multibody muy simplificados suelen tener ciertas carencias a la hora de representar impactos con bajo solapamiento.

5.2.1.1 Modelos Lumped Mass-Spring

Los modelos Lumped Mass-Spring (LMS) fueron introducidos a comienzo de la década de 1970. Kamal desarrolló un simple pero potente y útil modelo para simular el comportamiento de un vehículo durante un impacto frontal [110]. Este modelo, el cual se muestra en la Figura 5.5, fue ampliamente utilizado por los ingenieros debido a su simplicidad y relativa precisión. El vehículo es aproximado mediante un sistema de

masas y muelles unidireccionales. A pesar de la simplicidad del modelo, los modelos LMS requieren de la realización de ensayos experimentales para la determinación de sus parámetros. Las características de los muelles son ajustados hasta conseguir un buen acuerdo con los datos experimentales. En algunos casos, la primera aproximación de las propiedades de los componentes es obtenida mediante modelos de elementos finitos [31, 120, 28]. También se requiere de una considerable experiencia para poder traducir los resultados en información útil para el diseño del modelo.

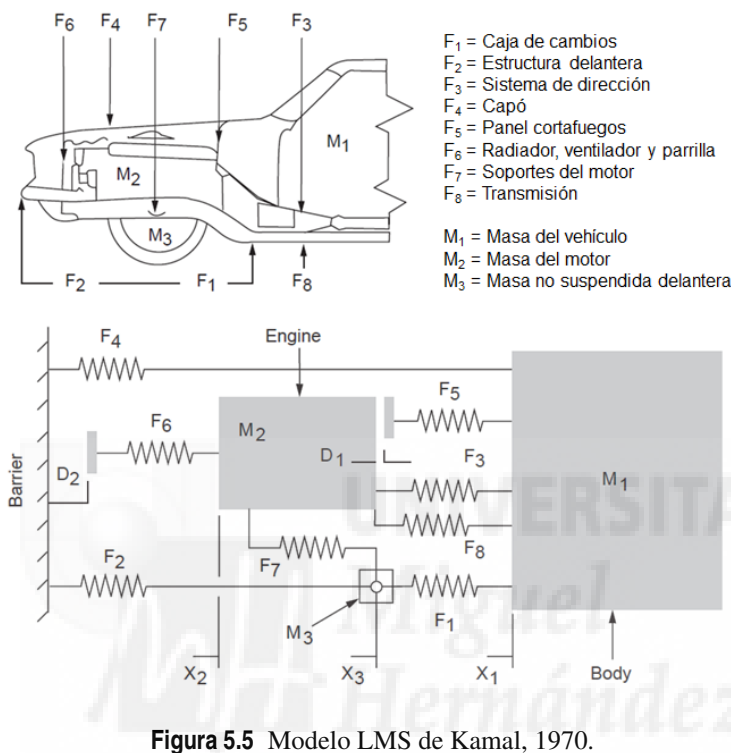


Figura 5.5 Modelo LMS de Kamal, 1970.

Otras de las limitaciones de los modelos LMS es su carácter unidireccional. En determinadas configuraciones de impacto una dimensión no es suficiente para conseguir reproducir el comportamiento del vehículo y se debe recurrir a modelos bi o tridimensionales. No obstante, los modelos LMS han sido utilizados con éxito para simular multitud de configuraciones de impacto: impacto frontal entre vehículos [207, 105], impacto frontal contra postes [159], impactos fronto-lateral [38, 68], y por supuesto impacto entre vehículos y barreras deformables [31, 120, 146, 201, 208, 120]. Se pueden encontrar modelos LMS que incluyen algunos elementos de los ocupantes como pelvis y costillas [38, 201] (véase la Figura 5.6).

5.2.1.2 Modelos multicuerpo

Los modelos de simulación multicuerpo están altamente extendidos en la comunidad científica. Esta técnica permite modelar con distintos niveles de detalle las estructuras de los vehículos. Han sido utilizados desde hace décadas para el estudio de la compatibilidad entre vehículos [26], para evaluar la efectividad de los sistemas de protección, en simulaciones de vuelco [171], para la simulación de colisiones de vehículos con otros elementos de la vía como postes o guardarrailes por ejemplo.

Presentan ciertas ventajas frente a los modelos LMS. Una de ellas es la posibilidad de introducir en

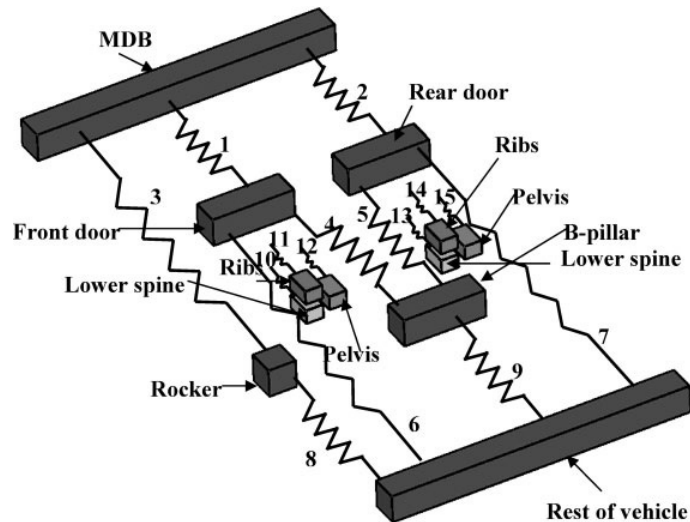


Figura 5.6 Modelo LMS de un impacto lateral con MDB incluyendo algunos elementos de los maniqués de ensayo [38].

En las simulaciones los modelos de los ocupantes o de los maniqués utilizados en los ensayos. Además, la técnica multicuerpo permite realizar modelos tridimensionales y permite obtener mayor información sobre aceleraciones y deformaciones de elementos en distintas direcciones.

Los modelos multicuerpo presentan la ventaja respecto a los modelos de elementos finitos de que son computacionalmente menos costosos y la desventaja de que requieren de un alto conocimiento del comportamiento de todos los elementos modelados para poder realizar un modelo fiable [195, 174]. En ocasiones, el desarrollo de los modelos multicuerpo necesita de grandes cantidades de tiempo ya que para obtener las propiedades de los componentes se requiere de ensayos experimentales o realizar simulaciones de elementos finitos [26]. Una de las limitaciones tanto de los modelos LMS como de los multibody es que, en general, no son lo suficientemente detallados para obtener correctamente la interacción estructural entre los elementos en colisiones con bajo solapamiento [106]. Aunque el método de los elementos finitos permite obtener mayor precisión, existe la posibilidad de combinar ambas técnicas de simulación para aprovechar las ventajas de ambos [197].

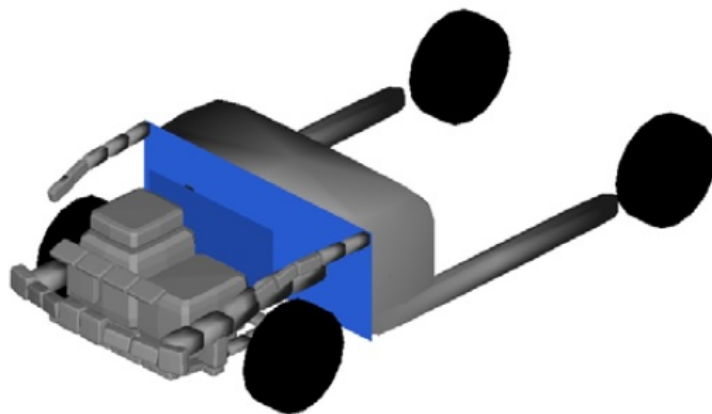


Figura 5.7 Modelo multicuerpo de un vehículo de pasajeros [174].

En el caso de las barreras deformables, el uso de los modelos multicuerpo no está tan extendido como el Método de los Elementos Finitos.

5.2.1.3 Modelos basados en el método de los elementos finitos

El incremento de potencia de cálculo de los ordenadores en los últimos años y la generalización del uso de los programas de análisis por el Método de los Elementos Finitos (MEF) ha revolucionado el proceso de diseño y desarrollo de nuevos productos. Desde su nacimiento en la década de los 50 en el seno de la compañía aeronáutica Boeing² numerosos investigadores han hecho contribuciones que han dotado al MEF de la capacidad para resolver problemas de los más variados campos de la ingeniería, a saber: mecánica, termodinámica, electromagnetismo, etc. [33]. Por supuesto, la industria del automóvil no es una excepción. En la década de 1980 se introdujeron los elementos finitos no lineales y rápidamente ganaron aceptación dentro de la industria. En el ámbito de la seguridad y protección de los ocupantes, esta herramienta ayuda a minimizar la fabricación de prototipos y el número de ensayos a realizar. Los modelos de barreras deformables desarrollados mediante el MEF pueden ser clasificados en varios grupos atendiendo al tipo de elemento utilizado para simular los bloques de honeycomb de aluminio de las barreras. De este modo, las dos grandes familias de modelos de barreras deformables son los basados en elementos Shell y los basados en elementos Solid.

Modelos de barreras con elementos Shell El elemento Shell en el cual se basa la mayoría de las simulaciones de colisiones con elementos finitos explícitos es el Belytschko-Tsay de 4 nodos [20, 19]. Este elemento usa integración reducida, con un solo punto de integración en el plano, lo cual lo hace computacionalmente muy eficiente³ pero crea la necesidad de introducir un control de hourglassing. Debido a esta simplificación, aparecen en el elemento unos modos de deformación de energía nula conocidos como modos de hourglass. Las deformaciones nodales en la dirección de los modos de energía nula no producen tensiones el elemento, por lo que las velocidades de los nodos pueden tender rápidamente a infinito en la dirección paralela a los modos de hourglass.

Las primeras técnicas de control del hourglassing fueron introducidas por Flanagan y Belytschko [64]. Los métodos para prevenir estas inestabilidades consisten en detectar la presencia de los modos de hourglass y consecuentemente aplicar fuerzas externas para limitar las correspondientes velocidades y desplazamientos. Como consecuencia se altera la rigidez del elemento. Es recomendable controlar la "energía de Hourglass" del modelo sea limitada en comparación con la energía total. A lo largo del espesor del elemento se pueden definir varios puntos de integración, todos situados en el centro del elemento.

La formulación de Belytschko-Tsay se basa en un estricto desacoplamiento entre las tensiones de membrana y de flexión del elemento shell. Las tensiones y deformaciones de membrana son calculadas como resultado de las cargas paralelas al plano x-y del elemento de forma similar a como se hace en los elementos de tensión

² Aunque tradicionalmente se ha atribuido el nacimiento del Método de los Elementos Finitos a los ingenieros de la conocida compañía aeronáutica [211] y sus colaboradores de la Universidad de Berkley, es también oportuno repartir parte de ese mérito a investigadores que hicieron contribuciones nada desdeñables mediante trabajos que se desarrollaron paralelamente a los investigadores estadounidenses [8, 76]

³ En algunos casos, es más rápido calcular cuatro elementos con integración reducida que un solo elemento con integración completa [23]

plana. Las tensiones de flexión son calculadas a partir de las cargas en z y los momentos alrededor de los ejes x e y . Las deformaciones de flexión son calculadas mediante las ecuaciones de Reissner-Mindlin en cada uno de los puntos de integración que hay situados en el centro del elemento a lo largo de su espesor.

Como consecuencia de la formulación descrita, los 4 nodos del elemento deben estar en el mismo plano. De lo contrario, en un elemento "alabeado" (*warped* en la literatura inglesa), las cargas en el plano x - y producen deformaciones de flexión que en estos elementos no son contempladas, subestimando la rigidez a flexión de la estructura. Asimismo, la mencionada formulación no considera los cambios de espesor de los elementos y está limitada a elementos de pequeño espesor.

Con todas sus ventajas e inconvenientes el elemento Belytschko-Tsay ha sido usado en la industria automovilística durante dos décadas demostrando su utilidad y buenos resultados en miles de simulaciones [23]. Esto puede explicarse en parte por la naturaleza particular de eventos de choque de automóviles. Esencialmente, cuando las láminas delgadas (espesores inferiores a 1 mm) de las estructuras de los vehículos sufren un impacto se producen rápidamente rótulas plásticas seguidas de grandes rotaciones de cuerpo rígido de las partes entre estas rótulas. La objetividad del elemento es, pues, la exigencia principal, y esto se cumple en la formulación elemental debido a que el elemento utiliza un sistema de referencia local co-rotacional. Como el tiempo para el desarrollo de estas rótulas plásticas es pequeño comparado con la duración global del evento, la rigidez a la flexión juega un papel menos importante.

Los elementos tipo shell son utilizados para la modelización de la estructura de nido de abeja, creando celdas hexagonales similares a las que forman el panel real. Existen modelos shell de estructuras honeycomb con distintos niveles de detalle en función de la aplicación o fenómeno que se pretende estudiar. Es habitual el uso de esta técnica para simular el comportamiento del núcleo de paneles tipo sándwich ante cargas dinámicas y de impacto o para el estudio de bloques de honeycomb encargados de absorber energía de impacto en distintas aplicaciones. Se pueden encontrar modelos de elementos finitos basados en elementos shell con distintos tipos de malla, con simplificaciones de las celdas hexagonales por simetría [227, 9, 75] y con distintas formas de simular la unión adhesiva entre las láminas que conforman las paredes de las celdas [2, 229, 224]. Algunos modelos shell han llegado a utilizarse con éxito para reproducir la indentación en un bloque de honeycomb [13], un fenómeno bastante complicado de reproducir con otro tipo de modelos.

Habitualmente, en los modelos tipo shell de las barreras deformables las caras compuestas por dos láminas de aluminio pegadas suelen ser modeladas como una sola lámina de doble espesor y no se tiene en cuenta ni el espesor del adhesivo ni el fallo del mismo [114].

La principal desventaja de los modelos shell es el coste computacional. Para reproducir correctamente los modos de pandeo local de las celdas se requiere de un mallado adecuado que hace que los modelos de las barreras deformables adquieran grandes tamaños. El uso de mallas demasiado groseras puede hacer que el modo de pandeo y la resistencia al aplastamiento obtenida no sea realista. Además, en estos modelos se crean gran cantidad de pareces de espesor muy delgado, lo que complica la simulación del contacto entre los elementos del honeycomb. Para reducir el número de nodos del modelo es habitual aumentar el tamaño de las celdas y ajustar el espesor de las láminas hasta conseguir la resistencia a la compresión del material que se desea simular. Este método de escalar el tamaño de celda del honeycomb real ha sido utilizado para

modelar las principales barreras obtenido resultado bastante fieles a la realidad. Los modelos MEF basado en elementos shell han sido empleados en modelos de simulación de las barreras deformables IIHS [114], ODB [12, 209] y la ECE MDB [204].

Modelos de barreras con elementos Solid Otro método para modelar el frontal deformable de las barreras con el MEF es mediante el uso de elementos tridimensionales (Solid). Con esta técnica, la compleja estructura de celdas hexagonales es modelada como un material homogéneo y ortótropo con propiedades mecánicas equivalentes. Con esta técnica se reduce significativamente el número de nodos del modelo y el tiempo de cálculo necesario.

Existen varios modelos de material especialmente desarrollados para simular el comportamiento durante el aplastamiento de este tipo de materiales. Uno de los principales modelos de material utilizado para este fin en el software LS-Dyna[®] es el MAT 26 honeycomb. En él, los módulos elásticos del material varían linealmente desde la rigidez del material inicial hasta el módulo de rigidez del material totalmente compactado en función de la deformación volumétrica a la que se somete el elemento (ecuaciones 5.1 y 5.2). Además de las constantes elásticas correspondientes al material sin compactar, se debe introducir seis curvas que indican las tensiones normales y tangenciales máximas en función de la deformación volumétrica [193, 123].

$$E_{aa} = E_{aaa} + \beta(E - E_{aaa}) \quad (5.1)$$

$$\beta = \max \left[\min \left(\frac{1-V}{1-V_f}, 1 \right), 0 \right] \quad (5.2)$$

En las ecuaciones anteriores E_{aa} es el módulo elástico en la dirección a , E_{aaa} es la rigidez del material sin comprimir, E es la rigidez del material totalmente compactado, V es el cociente entre el volumen del elemento y el volumen inicial. V_f es el valor de V al cual se considera que el material está totalmente compactado.

En este modelo de material las componentes del tensor de tensión están desacopladas: un esfuerzo en dirección principal del material a produce una deformación en la dirección principal a pero no en las otras dos direcciones principales b y c [193].

Otra posibilidad en LS-Dyna[®] es utilizar el modelo de material desarrollado posteriormente llamado "Modified Honeycomb Material" (MAT 126), desarrollado posteriormente. En este caso se supone el material transversalmente isótropo, y la superficie de plastificación del material, σ_y , que antes estaría dada por las seis curvas tensión máxima-deformación, ahora es calculada a partir del ángulo formado con el eje fuerte del material y la dirección de aplastamiento φ , y la deformación volumétrica ϵ^{vol} .

$$\sigma_y(\varphi, \epsilon^{vol}) = \sigma_b(\varphi) + \cos^2 \varphi \cdot \sigma_s(\epsilon^{vol}) + \sin^2 \varphi \cdot \sigma_w(\epsilon^{vol}) \quad (5.3)$$

En la ecuación 5.3 $\sigma_w(\epsilon^{vol})$ es la tensión máxima del eje fuerte del material en función de la deformación, $\sigma_s(\epsilon^{vol})$ tensión máxima del eje débil del material en función de la deformación y $\sigma_b(\varphi)$ es la tensión de plastificación en función del ángulo φ [113, 123]. En la Figura 5.8 se representan de forma esquemática las

curvas a partir de las cuales se obtiene la superficie de plastificación del material MAT 126. La formulación de este modelo de material está pensada para el uso de elementos solid de 8 nodos con un solo punto de integración, por lo que es necesario la aplicación de algún tipo de control del hourglassing al modelo.

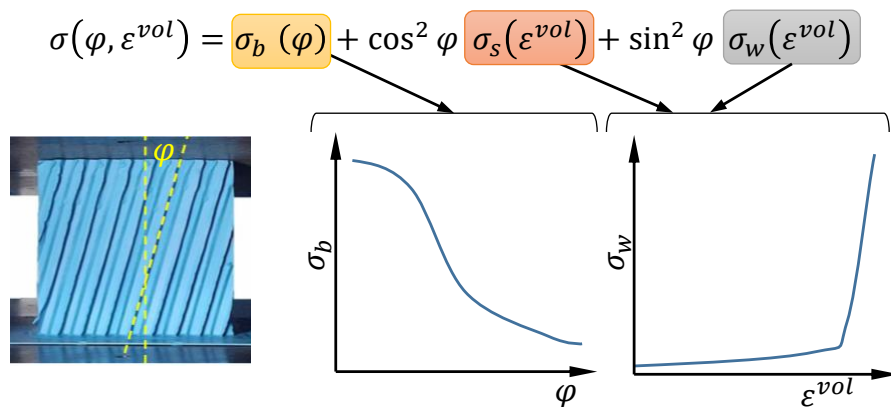


Figura 5.8 Representación del ángulo φ y las curvas necesarias para el MAT 126 .

Kojima [113] llevó a cabo distintas simulaciones con la barrera ODB y los materiales MAT 26 y Modified MAT 126 en los que concluye que el segundo método representa mejor el comportamiento del honeycomb con cargas oblicuas y gracias a ello producía una estimación de la deformación en el vehículo impactante mejor que con el MAT 26. Grupos de desarrollo de Cellbond Composites y ARUP han utilizado el material MAT 126 para crear modelos de la AE-MDB [10] y la barrera NHTSA [11] obteniendo buenos resultados. Aunque el MAT 126 tiene un desarrollo posterior, se pueden encontrar en la bibliografía modelos de barreras deformables desarrollados a partir del MAT 26, como por ejemplo de la barrera para impacto frontal con offset ECE R94 [119].

Otra alternativa, aunque menos habitual en la simulación del aplastamiento de estructuras honeycomb, es utilizar el *MAT_CRUSHABLE_FOAM (MAT 63). Este modelo de material intenta representar las propiedades de una espuma isótropa. El material presenta un comportamiento elástico hasta alcanzar una tensión a partir de la cual exhibe un comportamiento plástico determinado por una curva de tensión-deformación. Jackson [104] compara el desempeño del MAT 63 con el de los dos modelos anteriores, el MAT 26 y el MAT 126, apoyándose en datos experimentales. Obtiene que el MAT 63 CRUSHABLE FOAM reproduce adecuadamente el comportamiento durante una compresión uniaxial en el eje fuerte del material, con algunas limitaciones a la hora de reproducir la fase de densificación. Sin embargo no puede reproducir la anisotropía de las estructuras honeycomb. Existe una versión de este modelo de material que lo considera transversalmente anisótropo, el *MAT_TRANSVERSELY_ANISOTROPIC_CRUSHABLE_FOAM (MAT 142) [83], Pero que no existen trabajos en los que se utilice este modelo para simular estructuras de honeycomb.

Se utilice el modelo de material que se utilice con los elementos solid, es necesario asegurar que el modelo aporta resultados suficientemente fiables y equivalentes a los de los modelos shell. Existen diferentes publicaciones en las que se comparan ambos métodos: la modelización con los elementos Shell y Solid con MAT 126 [114, 12]. Estos estudios determinan que ambos métodos obtienen resultados satisfactorios. Kojima [114] y Takahira [204] apunta que la deformación estimada con elementos Shell es mejor ya que

los modelos realizados con Solid poseen una elevada rigidez ante deformaciones localizadas debido a una resistencia introducida por el control del hourglassing.

Fellner [63] considera que la imprecisión en la deformación obtenida con los modelos Solid puede falsear las fuerzas producidas durante la colisión con un vehículo.

A pesar de la eficiencia del uso de elementos Solid, este método presenta ciertas carencias a la hora de reproducir la deformación de la barrera y del vehículo cuando este último posee zonas de muy distinta rigidez o geometrías que producen cargas localizadas.

5.2.1.4 Otros modelos

Modelos basados en métodos sin malla Uno de los principales retos del uso de los elementos finitos en la simulación de impactos entre vehículos y barreras deformables son las altas distorsiones que se producen en las mallas debido a las grandes deformaciones. Las altas distorsiones en los mallados pueden inducir a inestabilidades numéricas.

Wang y otros [220] aplican un método de elementos finitos sin malla (*Element-Free Galerkin method*) para desarrollar un modelo de la *Offset Deformable Barrier* (ODB). Desarrollan este modelo en el software LS-Dyna® para poder combinarlo con modelos de vehículos de elementos finitos tradicionales como se puede ver en la Figura 5.9.

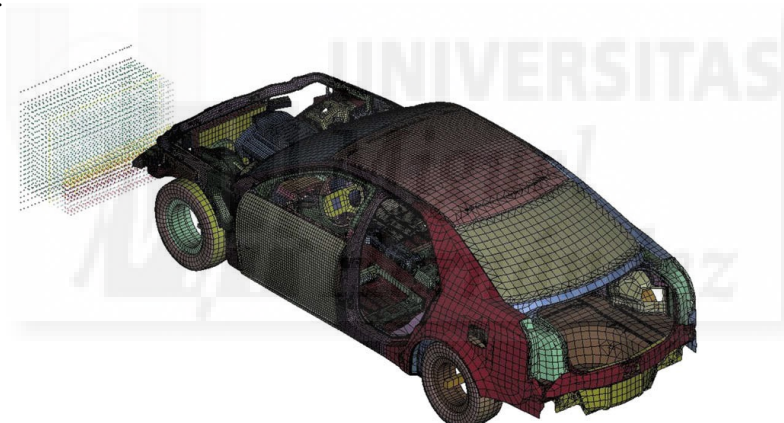


Figura 5.9 Modelos de elementos finitos sin malla de la barrera ODB combinado con un modelo de MEF de un vehículo [220].

Modelos basados en elementos beam Con el objetivo de simplificar los modelos Fellner y otros [63, 108] desarrollaron un modelo de barra deformable basado en elementos beam discretos (*Discrete Beam Method* (DBM)). Cada arista de las celdas hexagonales es modelada con un elemento beam. Las propiedades de estos elementos beam dependen de la dirección con la que están alineados (T, L, o W). Los modelos realizados con esta técnica son capaces de reproducir los daños localizados en el honeycomb, como por ejemplo indentaciones. Además de ser eficientes permiten aplicar el escalado del tamaño de celda para reducir el tamaño del modelo.

El uso de los elementos beam evita algunos de los problemas de estabilidad de los modelos shell y solid, sin embargo el ajuste de las propiedades que se deben introducir a los elementos y del modelo es complicado y requiere de ensayos experimentales. Esta técnica ha sido utilizada para desarrollo de modelos de la barrera deformable móvil del IIHS y de la barrera de impacto frontal ODB [63, 108]. Daphal y Kumar desarrollan un

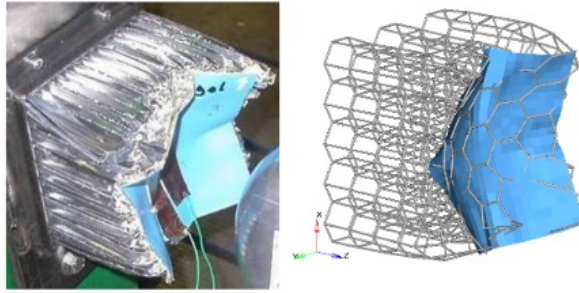


Figura 5.10 Deformación producida en un ensayo sobre un bloque de honeycomb. Izquierda: ensayo experimental. Derecha: modelo DBM [108] .

modelo de barrera deformable progresiva (PDB) mediante el uso de combinado de elementos beam discretos y elementos solid [36].

5.2.2 Verificación y validación del modelo

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es una herramienta útil para ingenieros e investigadores. El MEF permite realizar modelos más o menos detallados con los cuales analizar los fenómenos que ocurren durante la colisión de un vehículo con una barrera deformable. Sin embargo, es obvio que los modelos creados deben ser cuidadosamente verificados y validados para asegurar, en la medida de lo posible, que proporcionan resultados fiables. Con la difusión del uso de simulaciones numéricas se han extendido también el uso de métodos de verificación y validación (V&V). En aquellas áreas de la ingeniería en las que los productos están relacionados con la seguridad y requieren de una certificación, como por ejemplo el sector aeronáutico, ferrocarril y en la seguridad vial, han surgido diferentes definiciones de estos conceptos [166]. Estas definiciones son bastantes parecidas y coinciden en esencia con las dadas por el *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) en la guía elaborada en 2006 [3]. En dicha guía se definen los conceptos de verificación y validación como:

Verificación se define como el proceso mediante el cual se determina si un modelo computacional representa con exactitud el modelo matemático subyacente.

Validación se define como el proceso de determinación del grado de precisión con el cual un modelo representa el fenómeno real desde la perspectiva del uso que se pretende dar al modelo.

En la práctica el proceso de verificación consiste en comprobar que el modelo numérico ha sido correctamente implementado, mientras la validación asegura que el resultado obtenido por el modelo es consistente con el mundo real, en la mayoría de los casos, mediante su comparación con los resultados de un experimento físico.

5.2.2.1 Verificación

La verificación del modelo se debe realizar antes de la validación. En el proceso de verificación se debe comprobar que el modelo numérico está correctamente implementado. En el caso de modelos sencillos, la verificación se puede hacer mediante la comparación con los resultados obtenidos de los modelos analíticos que subyacen en ellos. Por desgracia, las colisiones entre vehículos son difícil de modelar utilizando fórmulas

analíticas específicas debido a su complejidad y cantidad de parámetros involucrados. Aunque estén basados en las mismas leyes dinámicas, los modelos analíticos sencillos no pueden predecir en detalle la dinámica y cinemática del vehículo durante el impacto.

Lo que sí es posible realizar es la verificación de que el modelo computacional produce soluciones estables. En lo que respecta a esta tesis, la herramienta de simulación utilizada es el software de elementos finitos LS-Dyna[®]. El proceso de verificación consiste, en este caso, en la comprobación de que la solución de la aproximación y discretización numérica (el experimento numérico) concuerda con la solución matemática de las ecuaciones diferenciales que se han aproximado. La teoría matemática elegida puede o no predecir correctamente el experimento físico, pero su solución matemática es conocida e inequívoca.

Los investigadores que han desarrollado el código de LS-Dyna[®] realizan verificaciones para asegurar que los algoritmos producen soluciones consistentes con la mecánica básica (propagación de ondas mecánicas, comportamiento elastoplástico de materiales,...). Por otro lado, aunque el código no está completamente accesible para los usuarios, estos sí pueden hacer experimentos de verificación sencillos. De todos modos, LS-Dyna[®] es un programa de propósito general ampliamente utilizado y por tanto, puede considerarse que su código está verificado para problemas dinámicos no lineales [166].

En el contexto de la simulación de impactos de vehículos el proceso de verificación asegura que se cumplen las leyes físicas básicas. Además, para reducir el coste computacional se realizan ciertas simplificaciones cuya influencia y limitaciones es imprescindible entender a la hora de valorar los resultados y, por supuesto, en el proceso de verificación. Existen unos aspectos básicos que deben verificarse. Estos son, a saber:

- **Verificar la calidad de la malla**

Se debe comprobar que la relación de aspecto de los elementos sea aceptable. Modificando la malla en aquellas zonas donde sea necesario. En los modelos con elementos tipo shell se debe comprobar el ángulo de *warping* a fin de que su valor no sea excesivo. Como ya se ha mencionado, debido a la formulación de ciertos elementos shell se puede estar subestimando su rigidez si este ángulo es demasiado alto. Por otro lado, se debe evitar que durante la simulación ningún elemento alcance volúmenes negativos. Esto suele producir la interrupción de la simulación. El usuario debe verificar que no hay problemas de conectividad en la malla y que los contactos funcionan de acuerdo a lo esperado.

Es recomendable realizar un estudio de sensibilidad de la malla para conseguir un grado de precisión aceptable con el mínimo coste computacional. Este estudio requiere en ocasiones mucho tiempo y consiste en realizar varias simulaciones con distinto tamaño de malla para estudiar la influencia de esta sobre el resultado, llegando a un compromiso entre precisión y coste computacional. En las simulaciones de colisiones resulta en ocasiones complicado anticipar las zonas en las que se debe refinar la malla para mejorar, por ejemplo, el comportamiento de los contactos. Las mallas más groseras producen modelos más rígidos, por tanto refinar la malla localmente puede introducir puntos débiles que produzcan comportamientos indeseados del modelo.

Una técnica útil para la verificación de la calidad de la malla es calcular la energía de error. Los métodos de evaluación de la calidad de la malla mediante la energía de error suelen basarse en la comparación

de la tensión, en cada nodo del modelo, calculada a partir de la información de un solo elemento con la tensión calculada a partir de la información de varios elementos adyacentes. Cuando el resultado muestra grandes gradientes de tensión este método ayuda detectar las zonas donde es necesario mejorar la calidad de la malla. Aunque los códigos comerciales suelen incluir herramientas para calcular la energía de error, estas técnicas no suelen estar disponibles para elementos de integración reducida.

- **Balance de energías**

Aunque es de esperar que el modelo, al ser una simplificación del fenómeno físico, tenga ciertas limitaciones, estas deben ser reducidas a fin de conseguir que no afecten demasiado a la solución. Se debe verificar que durante la simulación no se generan energías no-físicas como resultado de la imprecisión en la formulación de los elementos, en la definición y tratamiento de los contactos o la adición de masa ficticia por el uso de *mass scaling*. Se deben verificar que se cumplen las leyes básicas de conservación de la energía y de la cantidad de momento durante la simulación. Esto se puede realizar comprobando que la energía total se mantiene razonablemente constante a lo largo de la simulación. Suele permitirse una variación del aproximadamente el 5% de la energía inicial. Si el ensayo de impacto se supone un sistema cerrado y se desprecia la energía perdida en forma de rozamiento, la energía total del sistema debe coincidir con la energía cinética inicial del modelo. En los casos en los que se utilice integración reducida para algún tipo de elementos, se debe verificar también que la energía de *hourglassing* no aumenta demasiado en proporción a la energía total. El balance de energía de *hourglassing* debe hacerse tanto para el modelo entero como para cada componente del modelo.

La adición de masa mediante *mass scaling* para aumentar el tamaño de los pasos de integración debe limitarse a un porcentaje de la masa en movimiento del modelo.

- **Estabilidad del modelo**

Se debe comprobar también la estabilidad de los elementos, examinando que no se produzcan deformaciones inesperadas o desplazamientos excesivos en algunos nodos debido a la inestabilidad de los contactos o penetraciones excesivas.

- **Frecuencia de muestreo de la solución**

Por otro lado, se debe verificar que la frecuencia de muestreo utilizada es adecuada. Una frecuencia inadecuada en una curva de aceleración podría hacer que se oculten pulsos importantes. Una técnica utilizada a menudo para verificar si la frecuencia de muestreo con la que se ha obtenido una curva de aceleración es correcta es integrar dicha curva y compararla con la curva de velocidad (esta técnica puede además evitar problemas de *aliasing* en el posterior procesamiento de los resultados).

5.2.2.2 Validación

Aunque necesaria, la verificación no es suficiente para asegurar que un modelo replica el evento físico real. Se necesita de una validación para tener un nivel de confianza mayor. En general la validación consiste en la comparación de los resultados de los experimentos físicos con los de las simulaciones numéricas. En la

Figura 5.11 se muestran las fases de modelado y simulación y el papel de la validación y la verificación. En ella también aparece el concepto de "qualificación del modelo" el cual no se había mencionado hasta ahora. Este concepto se refiere a la determinación de la adecuación del modelo conceptual para proporcionar un nivel de acuerdo de los resultados aceptable para el uso que se pretende dar [186]. Dicho de otro modo, si las simplificaciones adoptadas a la hora de formular el modelo conceptual son válidas para el uso que se quiere dar al modelo o, si por el contrario, este no puede usarse por la incapacidad de reproducir algunos de los fenómenos que ocurren en el sistema real.

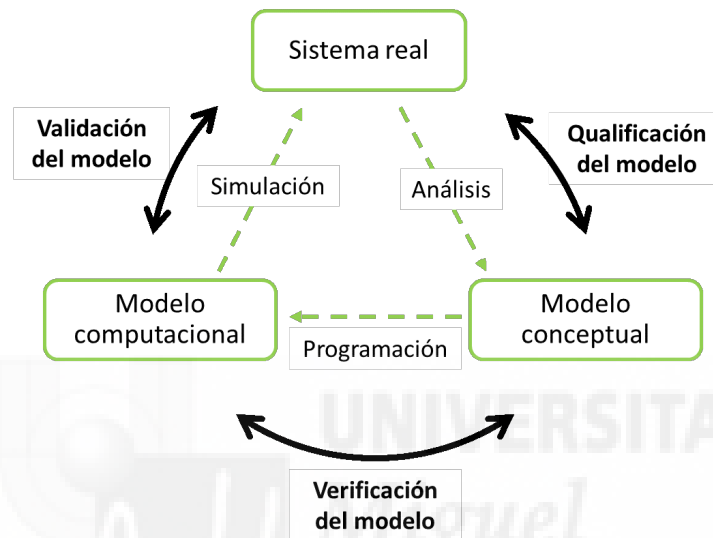


Figura 5.11 Fases de modelado y el papel de V&V. Adaptado de Schlesinger,1979 [186].

El proceso de validación se puede aplicar al modelo completo, a un subensamblaje o a componentes del modelo siempre que sea posible realizar un ensayo real con el que comparar la simulación. En el caso que ocupa en este trabajo, el proceso de validación pretende determinar el grado de exactitud con el cual el modelo replica los ensayos de impacto reales y la exactitud con la que es capaz de predecir las magnitudes más representativas. Las magnitudes comparadas pueden ser de distinta naturaleza pero, en colisiones de vehículos, suelen ser las aceleraciones, velocidades y desplazamientos.

La comparación visual de dos curvas, la obtenida en el experimento y la obtenida mediante simulación, puede proporcionar una primera valoración de grado de bondad de los resultados. Sin embargo, la determinación cualitativa de si la curva obtenida mediante simulación reproduce la curva experimental real está sujeta, inevitablemente, a interpretaciones subjetivas. Por ello es necesario utilizar un método para comparar los resultados de una forma cuantitativa, mensurable y objetiva. En aquellas magnitudes de interés que sean un valor simple, como aceleración máxima, HIC, deformación final, etc., esta valoración es sencilla. Sin embargo para magnitudes que tengan una evolución temporal, deben utilizarse métricas de comparación matemática que cuantifiquen el grado de acuerdo entre las curvas.

En la literatura pueden encontrarse una gran variedad de métricas [136]. Estas pueden clasificarse en dos categorías: métricas deterministas y métricas estocásticas. Las primeras asumen que los parámetros del

ensayo, como la velocidad de impacto o las propiedades de los materiales, están perfectamente definidos y por tanto si se repitiese el experimento varias veces se produciría el mismo resultado. Ello implica entonces que, mediante la técnica de simulación adecuada, se podría reproducir perfectamente el ensayo real.

En contraposición, las métricas estocásticas consideran que existe una cierta incertidumbre o variación estadística en estos parámetros y por ende, siempre hay una variación estadística en los resultados. En consecuencia, cada repetición del ensayo físico daría unos resultados distintos con una cierta variación estadística. Entonces, una simulación válida será aquella cuyos resultados no puedan ser distinguidos de entre los resultados obtenidos de ensayos reales. Estos métodos de validación pretenden cuantificar la incertidumbre de la simulación mediante el estudio de la sensibilidad del modelo a cambios en aquellos parámetros más pobremente definidos, es decir, definidos con mayor incertidumbre. A pesar del incremento de la potencia de cálculo de las últimas décadas, la validación de los modelos MEF de colisión de vehículos mediante la variación estocástica de los parámetros es todavía prohibitivo, por lo menos de una forma práctica.

Una vez que la métrica determinista es escogida se debe definir un criterio de aceptación. Una técnica utilizada a menudo cuando se escoge una magnitud física para la validación, por ejemplo, la aceleración máxima, es determinar el criterio de aceptación en base a la variación estadística del parámetro en los ensayos experimentales. Por ejemplo, si se realizan varios ensayos de colisión frontal contra barrera con las mismas condiciones, se puede obtener la media y la desviación estándar de la aceleración máxima y, en base a ella, estimar un criterio de aceptación para este parámetro. Si la simulación es buena, su resultado caerá dentro de un rango de confianza definido. En el ejemplo anterior podría establecerse como criterio de aceptación que el valor obtenido en la simulación sea igual a la media con un margen de confianza del 90% (1,656 veces la desviación estándar).

Por el contrario, en algunas aplicaciones los criterios de aceptación para las métricas de validación son definidos *ad hoc* por la comunidad investigadora en base al grado de exactitud que estiman que pueden alcanzar y según su experiencia.

En el Apéndice B se describen las métricas deterministas más utilizadas en la validación de modelos para la simulación de colisiones. No se han contemplado las métricas estocásticas por razones prácticas. También se discuten la diferencia entre ellas y la idoneidad para su utilización.

Algunas de las métricas descritas en dicho apéndice son utilizadas en la definición del comportamiento típico de un segmento de vehículos. En el Capítulo 5 se estudia las ventajas e inconvenientes de la aplicación de cada una en el método para la selección del vehículo que mejor representa a cada segmento en lo que se refiere a su comportamiento en colisión.

Estas métricas de validación son útiles para comparar las curvas obtenidas en ensayos experimentales y en modelos numéricos que simulen el mismo evento. Por ejemplo, podrían ser utilizadas para validar la simulación del impacto contra muro rígido de una barrera deformable a partir de los resultados de un ensayo con la misma configuración. Sin embargo, no son utilizables en la comparación de las curvas de una barrera deformable y de un vehículo aun cuando la configuración de impacto es la misma. El motivo es que la estructura de los vehículos y la de las barreras es muy distinta y por tanto la forma de los pulsos de aceleración y fuerza son también muy distintas. Con una barrera cuyo frontal deformable está constituido

por bloques de honeycomb no es posible reproducir las oscilaciones en los pulsos de fuerza y aceleración provocados por el colapso de los elementos del frontal de los vehículos o por las fuerzas de inercia de los elementos internos. Debido a la disimilitud de las curvas el resultado obtenido por las métricas de validación no es indicativo de la semejanza en el comportamiento durante el impacto.

En el apartado 5.3.3 se presenta el método utilizado para la aceptación de la barrera desarrollada como semejante al del vehículo.

5.3 Aplicación al desarrollo de las barreras. Selección de la técnica de modelización y ajuste de las propiedades

5.3.1 Planteamiento inicial del diseño de la barrera

Como primera aplicación de la metodología se ha planteado el diseño de dos barreras deformables que pretenden simular el comportamiento durante una colisión frontal de los vehículos de pasajeros pequeños y de los vehículos SUV pequeños. En el Capítulo 5 fueron seleccionados los vehículos representativos de estos dos segmentos y se obtuvieron sus respectivas curvas de fuerza en muro y aceleración en el habitáculo.

En el diseño de las nuevas barreras se va a aprovechar algunos de los elementos de la barra AE-MDB V3.9. En concreto se utilizarán las mismas especificaciones para el carro: mismas dimensiones de los neumáticos, misma batalla, ancho de vías, distancia entre el inicio del frontal deformable y ejes y la misma posición de los acelerómetros. En la Figura 5.12 se muestran las principales características geométricas del carro utilizado.

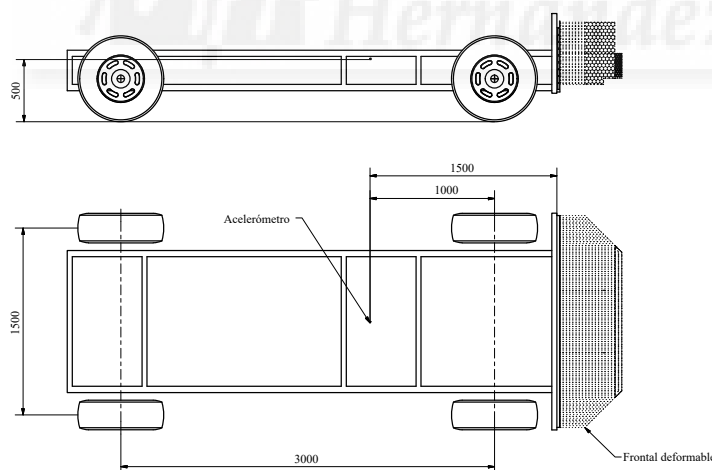


Figura 5.12 Características geométricas del carro de la barrera deformable móvil propuesta.

El frontal deformable de la barrera propuesta está formado por una parte delantera similar al frontal de la barrera AE-MDB a los que se les ha añadido 12 bloques de honeycomb detrás para aumentar la longitud aplastable y la capacidad de absorción de energía. Estos apéndices se han colocado coincidiendo con los seis bloques de la barrera AE-MDB y sus sección transversal es igual a la de dichos bloques. Entre los apéndices y los bloques delanteros se ha añadido 6 placas de aluminio de 0,5 mm de espesor. En la Figura 5.13 se

muestra una vista explotada del diseño de barrera propuesto. Durante la fase de desarrollo, cada una de las barreras ha sido lastrada hasta conseguir la masa de ensayo del vehículo representativo de cada segmento.

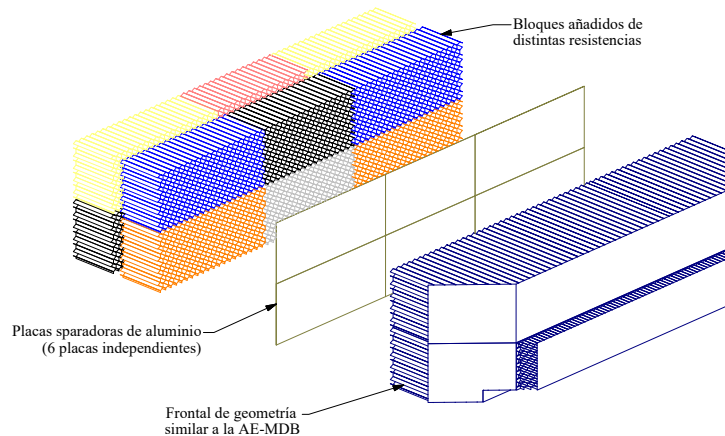


Figura 5.13 Elementos deformables de la barrera propuesta.

Mediante simulación con el software de elementos finitos LS-Dyna[®] se han ajustado las propiedades de los bloques de honeycomb añadidos. En los casos en los que el comportamiento de la barrera europea y el comportamiento típico del segmento sean distintos durante la primera fase de la deformación, se deben modificar también las propiedades de los bloques de honeycomb delanteros.

5.3.2 Modelo de elementos finitos de la barrera

En este apartado se describe de forma concisa el modelo matemático utilizado para la simulación del comportamiento de las barreras deformables durante el impacto contra muro rígido. Con el diseño de barrera propuesto en esta tesis, las distintas barreras obtenidas poseen varios elementos cuyo modelado con elementos finitos es común entre ellos. Estos son las ruedas, incluido llantas y neumáticos, el bastidor del carro de la barrera móvil, el método para simular la presión interna de los neumáticos, y el método para simular los acelerómetros montados en la barrera.

Por otro lado, la principal diferencia entre los modelos de barrera móvil desarrollados con este método reside en el frontal deformable. Las longitudes y rigideces y número de bloques puede variar para conseguir simular el comportamiento de vehículo deseado.

5.3.2.1 Ruedas de la barrera

El modelo de elementos finitos de las ruedas de las barreras móviles consiste en los siguientes elementos:

- Llanta y buje.
- Banda de rodadura.
- Flancos del neumático.
- Aire y presión interior.

En el modelo desarrollado, las dimensiones principales de las ruedas son las definidas por el protocolo de ensayo FMVSS TP-214D [140]. En las especificaciones de la barrera IIHS [97] se hace referencia al

FMVSS TP-214D a la hora de definir las características del carro. En la normativa europea, en el Reglamento CEPE/ONU 95 [30], no se especifican las dimensiones que deben tener los neumáticos de la barrera. No obstante, algunos de los fabricantes de las barreras sí que ofrecen información sobre los neumáticos que utilizan en sus barreras móviles que, como se muestra en la Tabla 5.1, coinciden en su mayoría con las especificadas en la normativa FMVSS.

Tabla 5.1 Características de las ruedas de las barreras móviles deformables.

Barrera	Fabricante	Neumático	Llanta	Presión
FMVSS 214D	(normativa)	205/75	R15	200 ± 21 kPa
ECE -R 34	Messring	205/75	R15	250 kPa
AE-MDB	Messring	205/75	R15	200 kPa
FMVSS 214 / FMVSS 301	Messring	205/75	R15	200 kPa
IIHS MDB	Messring	205/75	R15	250 kPa

Llanta y buje Se ha supuesto que la deformación de la llanta es despreciable en este tipo de colisiones, por tanto, la llanta y el buje han sido modelados como cuerpos perfectamente rígidos mediante la asignación del modelo de material *MAT_RIGID (MAT_020). Las propiedades físicas de rigidez, densidad y módulo de Poisson asignadas a estas partes son las típicas del acero.

La geometría ha sido mallada con elementos shell y, para reducir el número de elementos, solo ha sido modelado el buje y la llanta como se muestra en la Figura 5.14. Estas dos partes son forzadas a actuar como un único sólido rígido mediante restricciones (*CONSTRAINED_RIGID_BODY).

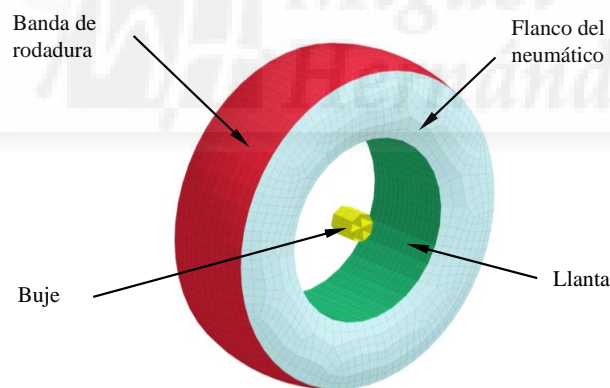


Figura 5.14 Modelo de elementos finitos de una rueda de la barrera deformable móvil.

Para permitir el giro de la rueda se ha actuado de la siguiente forma. Se ha creado un cuerpo, llamado eje, cuya malla coincide exactamente con la malla del buje de la rueda. Este eje es restringido al bastidor para que se muevan ambos como un mismo sólido rígido mediante *CONSTRAINED_RIGID_BODY y, de nuevo, se le asigna el mismo modelo de material (*MAT_RIGID).

Para permitir el giro de la rueda respecto del eje del bastidor se ha introducido el keyword *CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE. Como se muestra en la Figura 5.15, dos pares de nodos coincidentes de ambas piezas son forzados a mantenerse en la misma posición. De este modo, el eje de revolución queda definido por la línea que une ambos pares de nodos.

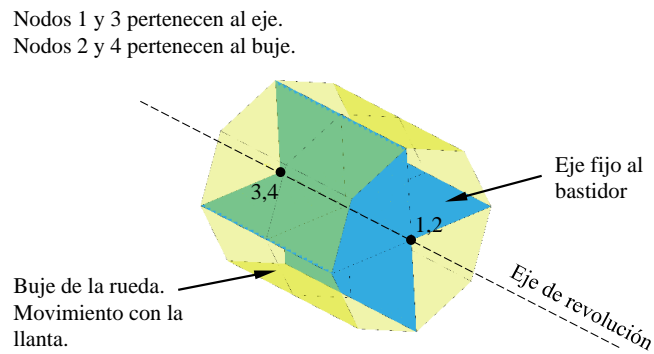


Figura 5.15 Junta de revolución entre la eje y buje de la rueda.

Flancos y banda de rodadura del neumático Los flancos y la banda de rodadura del neumático de la barrera móvil han sido mallados con elementos shell. El modelo de material asignado a ellos es *MAT_ELASTIC (MAT_001) despreciando el comportamiento viscoelástico de la goma de los neumáticos y suponiendo que los distintos componentes del neumático se comportan como un material homogéneo. Las propiedades mecánicas y el espesor asignados han sido obtenidos de los modelos disponibles en la página web del National Crash Analysis Center⁴ [139].

Presión interna del neumático Para simular la presión que ejerce el aire en el interior del neumático se ha utilizado la función *AIRBAG_SIMPLE_PRESSURE_VOLUME. Introduciendo en este keyword un conjunto de partes (*SET_PART_LIST) que definan un volumen cerrado, se puede generar una presión en esos elementos cuyo valor es inversamente proporcional al cambio de volumen. De ese modo, si debido a los esfuerzos externos la rueda se comprime, el volumen se reduce y la presión en su interior aumenta.

5.3.2.2 Bastidor del carro

Todos los elementos del bastidor del carro de la barrera móvil, excepto los ejes y el acelerómetro, han sido modelados como un único sólido rígido (véase la Figura 5.16). La geometría ha sido mallada con elementos tetraédricos de 4 nodos y el modelo de material asignado ha sido *MAT_RIGID (MAT_020).

Se ha utilizado el *PART_INERTIA para establecer la masa, la inercia y el centro de masas del conjunto del bastidor. La masa asignada al bastidor ha sido calculada para que la masa total de la barrera sea igual a la del vehículo que va a simular. Los valores de inercia de la barrera han sido calculados a partir de los resultados de obtenidos por Vermissen y otros [216]. Estos investigadores del TNO obtuvieron una función para estimar los momentos de inercia de un vehículo en función de su masa. Se valieron para ello de información disponible en la base de datos del NHTSA [141].

La geometría de los ejes ha sido creada para que su malla coincida con la del buje de las ruedas, de forma que se pueda definir la junta de revolución como se ha comentado en el apartado anterior. Los ejes, modelados como sólidos rígidos y mallados con elementos shell se restringen al bastidor mediante la función *CONSTRAINED_RIGID_BODY.

⁴ Durante la elaboración de esta tesis, el alojamiento original de los modelos (www.ncac.gwu.edu) cambió a una ubicación en la página del NHTSA (<https://www.nhtsa.gov/crash-simulation-vehicle-models>)

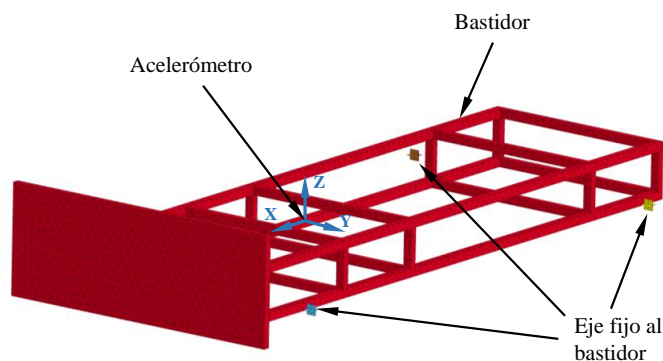


Figura 5.16 Modelo de elementos finitos del bastidor, ejes y acelerómetro de la barrera móvil.

Para obtener de forma sencilla las aceleraciones, velocidades y desplazamiento de la barrera se ha creado un elemento en la posición en la que normalmente está situado el acelerómetro de la barrera real y se ha definido en dicho nodo el keyword `*ELEMENT_SATBELT_ACCELEROMETER`.

5.3.2.3 Modelización del frontal deformable. Comparación de los modelos y selección de la técnica

Frontal deformable de la barrera AE-MDB basado en elementos shell Como se ha explicado, la barrera propuesta tiene en su parte delantera el frontal deformable de la barrera AE-MDB. Antes de realizar el modelo de la barrera propuesta en esta tesis, se ha realizado dos modelos de la barrera AE-MDB: uno basado en elementos solid y otro basado en elementos shell. El objetivo de desarrollar dos modelos distintos es el de disponer de un modelo computacionalmente eficiente (el modelo solid), que permita ahorrar tiempo en el proceso iterativo de ajuste de las propiedades de la barrera propuesta y otro modelo (modelo shell), que aunque requiere de más tiempo para su desarrollo, presenta menos limitaciones al ser utilizado en configuraciones de ensayo distintas a las de colisión frontal contra muro rígido con solapamiento total.

El modelo de elementos finitos tipo shell del frontal deformable de la barrera se ha generado a partir de una geometría creada en el programa CAD Autodesk Inventor[®]. Como los elementos del frontal deformable están formados principalmente por láminas delgadas de aluminio la geometría está construida mediante superficies que representan las superficies medias de esas láminas delgadas. En la Figura 5.17 se puede ver los elementos de la barrera que han sido modelados con el mencionado software CAD. En el modelo de elementos finitos no se ha incluido el dispositivo de ventilación que se instala entre el frontal deformable y el panel frontal del bastidor [30, 49].

La unión adhesiva entre los bloques de honeycomb y las placas de aluminio se ha modelado mediante contactos como se explicará en el siguiente apartado. La unión adhesiva entre las delgadas láminas que conforman las celdas de los bloques de honeycomb tampoco ha sido modelada. Para ello, se ha seguido una de las técnicas descritas en la Sección 5.2 en la cual las paredes de las celdas hexagonales formadas por dos láminas de aluminio pegadas (véase la Figura 5.3 b) han sido modeladas como una sola lámina a la que se le asigna el doble de espesor que el de las paredes formadas por una sola lámina. De este modo, se desprecia el espesor del adhesivo y no se tiene en cuenta el fallo de este en el proceso de aplastamiento del bloque. Como se ha mencionado en la Sección 5.2, esta es una técnica ampliamente utilizada en este tipo de modelos. Para simplificar la generación del modelo, las celdas creadas son hexágonos regulares,

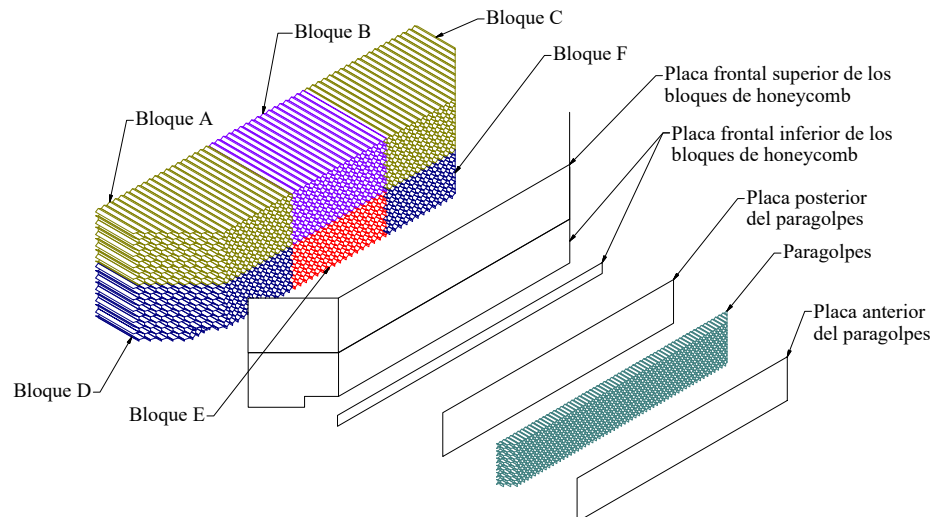


Figura 5.17 Geometría generada para el modelo de elementos finitos de los elementos del frontal deformable de la barrera AE-MDB.

es decir, con ángulo de celda de 120° y todos los lados del hexágono iguales. La utilización de hexágonos regulares es una simplificación más aplicada al modelo, ya que la resistencia al aplastamiento depende del ángulo de las celdas [227] y en las estructuras honeycomb reales estos no son perfectamente regulares. La geometría ha sido mallada íntegramente con elementos shell, haciendo uso del software LS-Prepost 4.3. Se probó inicialmente el mallado con el software ANSYS Mechanical APDL. Pero tras una evaluación de la calidad de elementos conseguida con ambos malladores se llegó a la conclusión de que LS-Prepost 4.3 era más adecuado para el propósito del modelo.

Una vez generado el mallado se ha asignado el espesor a los distintos elementos del frontal:

- Placas frontales de los bloques principales (superior e inferiores): 0,5 mm.
- Placas del paragolpes (anterior y posterior): 3 mm.
- Honeycomb de los bloques principales: Espesor variable ajustado con el método descrito a continuación.
- Honeycomb del paragolpes: Espesor constante ajustado con el método descrito a continuación.

Como se ha mencionado anteriormente (Sección 5.2), con el objetivo de reducir el número de nodos del modelo de elementos finitos, las estructuras de honeycomb de aluminio de las barreras han sido modeladas con un tamaño de celda superior al real. Ello implica la necesidad de aumentar también el espesor de las paredes de las celdas [209]. Los valores de los tamaños de celda reales y del modelo se recogen en la Tabla 5.2. Como se muestra en la Figura 5.20 el valor de la resistencia al aplastamiento en la dirección T del bloque depende del espesor de las láminas. En la Figura 5.20 se compara la resistencia al aplastamiento obtenida con el modelo de elementos finitos para el tamaño de celda de 19 mm con distintos espesores y distintos tamaños de malla.

Ajuste del espesor del honeycomb del paragolpes Para el ajuste del espesor de las láminas de aluminio que conforman la estructura alveolar del paragolpes se realizó un modelo de elementos finitos que

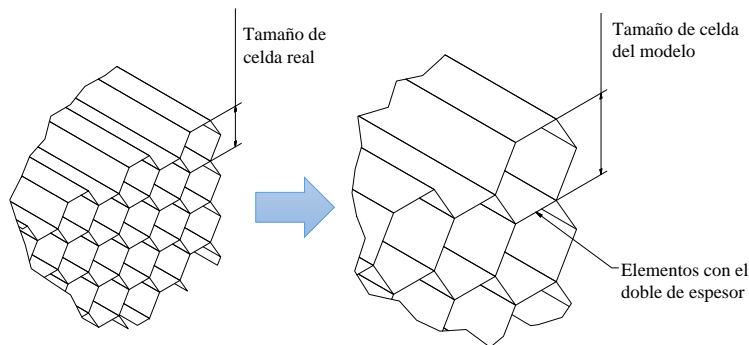


Figura 5.18 Escalado del tamaño de celda en el modelo de elementos finitos.

Tabla 5.2 Escalado del tamaño de celda utilizado en el modelo de la barrera AE-MDB.

	Tamaño celda real	Tamaño celda modelo
Bloques principales	19 mm	30 mm
Paragolpes	6,35 mm	19 mm

replica la configuración de ensayo cuasi-estático planteada en el FMVSS TP-214D Apéndice C [140]. Dicho procedimiento de ensayo es utilizado actualmente en la definición de las barreras utilizadas en Europa y Estados Unidos. Según se describe en él, se debe ensayar bloques de 152 mm de longitud (L), 152 mm de ancho (W) y 25 mm de espesor (T) (véase Figura 5.3 a). Estos bloques son comprimidos por dos placas rígidas planas a una velocidad constante comprendida entre 0,083 mm/s y 0,126 mm/s. Se recomienda que estas placas tengan una base de 165 mm por 165 mm para asegurar que se comprime todo el bloque de honeycomb. La longitud aplastada durante el ensayo debe ser como mínimo de 16,5 mm. Los datos de fuerza,

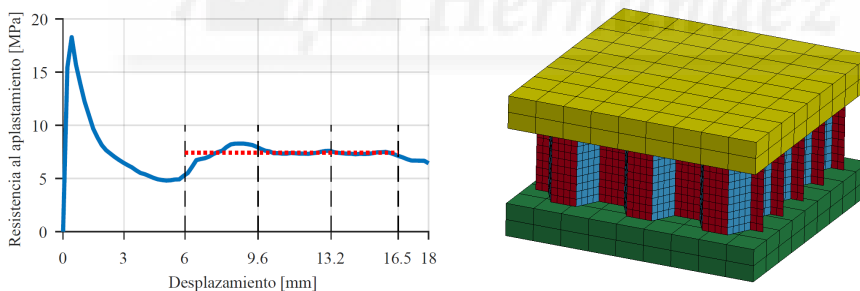


Figura 5.19 Curva de resistencia al aplastamiento y modelo MEF del ensayo de compresión cuasi-estática.

obtenidos con una frecuencia de muestreo mínima de 5 Hz, se han tratado según se recoge el protocolo de ensayo para calcular la resistencia al aplastamiento del honeycomb del paragolpes. Como especifica el protocolo de ensayo se descartan los datos de los primeros 6 mm de aplastamiento y se dividen los datos resultantes en tres tramos:

- **Tramo 1.** Los correspondientes a un aplastamiento de 6 mm a 9,6 mm.
- **Tramo 2.** Los correspondientes a un aplastamiento de 9,6 mm a 13,2 mm.
- **Tramo 3.** Los correspondientes a un aplastamiento de 13,2 mm a 16,5 mm.

Entonces se calcula la fuerza media de aplastamiento para cada uno de los tres tramos. Después la fuerza media es dividida por la superficie aparente del bloque de honeycomb obteniendo la resistencia al aplastamiento. El protocolo de ensayo NHTSA TP-214D da por válido el bloque de honeycomb si la resistencia al aplastamiento para los tres tramos es igual al valor definido con un determinado margen. En el caso del material de paragolpes la resistencia al aplastamiento se debe encontrar entre 1586 y 1793 kPa.

Cabe destacar que al tratarse de un ensayo cuasiestático el tiempo necesario para la simulación es muy alto. Al ser la búsqueda del espesor necesario para el modelo de un proceso iterativo el coste computacional se multiplica significativamente. Con el objetivo de reducir el tiempo necesario para el ajuste se realizó un estudio de distintos parámetros que afectan al tiempo de cálculo en la simulación del aplastamiento cuasiestático con un *solver* explícito de elementos finitos [1].

En concreto se estudió la influencia de la velocidad del aplastamiento en la curva fuerza-desplazamiento, intentando encontrar el rango de velocidades de aplastamiento para el cual se puede seguir considerando el ensayo como cuasiestático. También se estudió la influencia del uso del *mass scaling* para aumentar el paso de integración para el rango de velocidades de aplastamiento mencionado.

Por otro lado se estudió la influencia de distintos tipos de formulación de los elementos shell: formulación Belytschko-Tsay (de integración reducida) de 4 nodos y formulación con integración completa. Como en el caso de elementos con integración reducida se puede producir el fenómeno *hourglassing* es necesario aplicar algún tipo de control. Se estudió, por tanto, la influencia de dos tipos de control de *hourglassing*, el utilizado por defecto por LS-Dyna® y el método de control de Flanagan-Belytschko en su forma viscosa, comparándolos con los resultados del modelo sin control de *hourglassing* y con el resultado de los elementos shell de integración completa.

A continuación se estudió la influencia del tamaño de malla en el modelo. Se compararon las curvas de fuerza desplazamiento durante el ensayo cuasiestático han realizado 3 modelos con tamaños de malla distintos consiguiendo que en cada arista de cada hexágono tenga 3, 4 y 5 elementos. Como ejemplo, en la Figura 5.19 se muestra una malla con 4 elementos en cada arista el hexágono que forman las celdas.

Tras el estudio de los resultados de los análisis anteriores se fijó el tamaño de malla, el paso de integración mínimo y la velocidad del ensayo para los siguientes simulaciones.

Haciendo uso de esta configuración de ensayo se ha obtenido mediante un proceso iterativo el espesor de los elementos shell necesario para conseguir dicha resistencia al aplastamiento. El espesor obtenido ha sido 0,155 mm para las paredes de espesor simple y 0,31 mm para las paredes de espesor doble.

Ajuste del espesor de los bloques principales de la barrera europea Como se describe en la Sección 2.2, las propiedades de cada uno de los bloques de honeycomb que forman el frontal deformable de la barrera europea se definen mediante unos corredores para las curvas de fuerza desplazamiento [49, 30]. Se define, para cada uno de los bloques, un corredor estático en el cual debe estar la curva fuerza desplazamiento obtenida durante un ensayo de compresión cuasiestática en la dirección (T) del bloque. Igualmente, se define unos corredores dinámicos para la curvas de fuerza desplazamiento obtenido durante un ensayo de colisión frontal de la barrera contra muro rígido a una velocidad de 35 km/h. Estos corredores dinámicos se definen

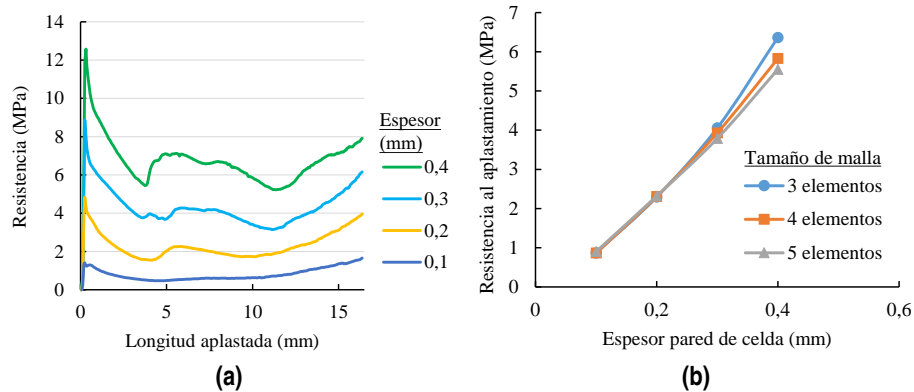


Figura 5.20 Resistencia al aplastamiento de un bloque según el ensayo descrito en FMVSS TP-214D Apéndice C. (a) Curvas de resistencia-aplastamiento según el espesor de pared (tamaño de malla: 3 elementos por arista) (b) Resistencia al aplastamiento en función del espesor y del tamaño de malla.

tanto para cada uno de los bloques como la para la curva de fuerza-desplazamiento obtenida para toda la barrera.

Para conseguir que el frontal de la barrera deformable satisfaga los requisitos se necesita que las láminas que forman los bloques de honeycomb tengan un espesor variable. Los espesores de las láminas utilizados por los fabricantes son difíciles de conseguir y además, en el modelo de elementos finitos realizado se ha escalado el tamaño de celda, por lo que el espesor de las láminas ya no puede ser igual.

Para ajustar el espesor de los elementos shell de los bloques principales de la barrera AE-MDB se ha partido de la geometría mallada con LS-Prepost[®]. Mediante un código realizado en Matlab[®] se reescribe el archivo .k que contiene la malla cambiando los keywords *ELEMENT_SHELL por *ELEMENT_SHELL_THICKNESS. Este último keyword permite definir un espesor distinto a cada uno de los nodos del elemento shell.

El código de Matlab[®] realizado lee cada una de las definiciones de los elementos (*ELEMENT_SHELL). Obtiene las coordenadas de cada uno de los nodos que forman dicho elemento. Calcula, en función de las coordenadas de cada nodo y del bloque al que pertenece, el espesor que le corresponde a cada nodo y reescribe la definición del elemento en cuestión, esta vez, con el formato *ELEMENT_SHELL_THICKNESS.

Para controlar la evolución del espesor de las lámina a lo largo de la dirección longitudinal el bloque se definen 13 parámetros por cada uno de los bloques. Como se ilustra en la Figura 5.21, 6 de estos parámetro definen los 7 tramos en los que se divide longitudinalmente el bloque de honeycomb (Tramo 1, Tramo 2, ...). Los otros 7 parámetros, e_1, e_2, \dots, e_7 , corresponden a los espesores asignados a los nodos situados en el inicio de cada uno de los siete tramos. En cada uno de los tramos, el espesor de los elementos varía de forma lineal con la coordenada X.

En la Figura 5.22 se muestra a modo de ejemplo un bloque de la barrera AE-MDB tras la asignación de los espesores a cada nodo. Nótese que los elementos shell verticales tienen el doble de espesor que el resto. Estos valores fueron ajustados mediante un proceso iterativo, variando los valores de los 13 parámetros hasta conseguir que las curvas de fuerza-desplazamiento durante el ensayo dinámico se encontrasen dentro de los corredores correspondientes. En la Figura 5.23 se muestran las curvas de fuerza frente al desplazamiento del

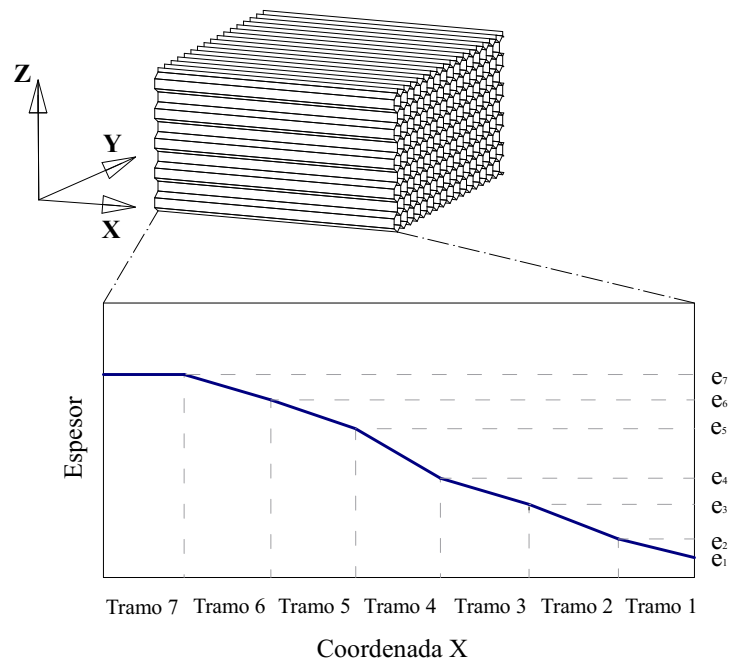


Figura 5.21 Parámetros para el ajuste de los espesores de un bloques de honeycomb de la barrera AE-MDB.

modelo de la barrera AE-MDB durante el ensayo dinámico y los corredores requeridos para cada bloque.

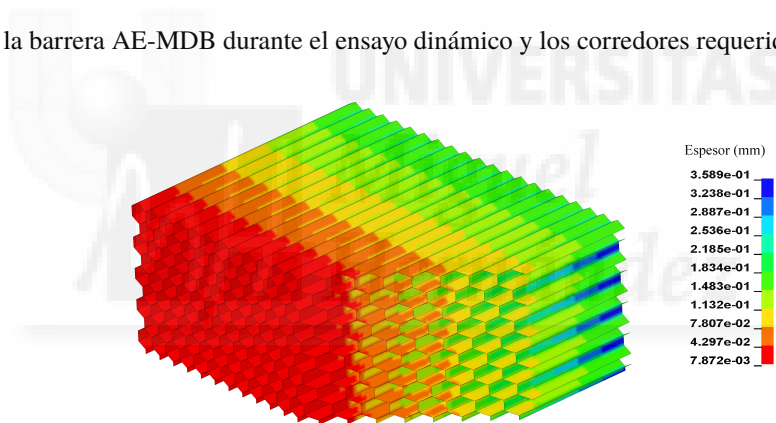
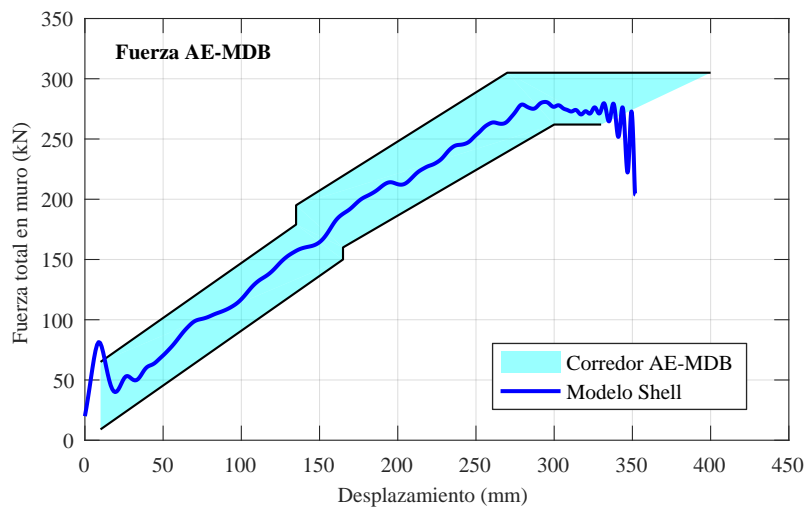


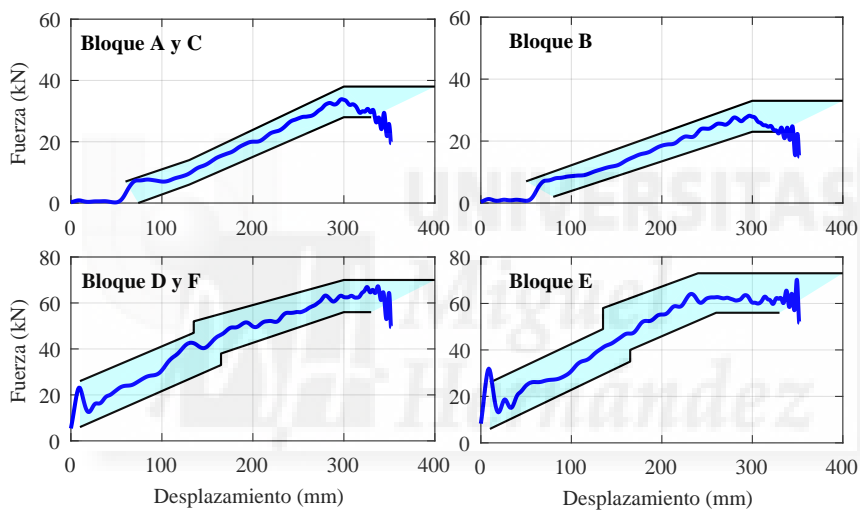
Figura 5.22 Representación de los espesores de lámina del Bloque C durante el proceso de ajuste..

Frontal deformable de la barrera AE-MDB basado en elementos solid El modelo del frontal de la barrera AE-MDB realizado con elementos solid tiene los mismos elementos que se mostraron en la Figura 5.17. Los elementos de honeycomb, tanto del paragolpes como de los 6 bloques principales de la barrera se han modelado como sólidos mientras que las placas de aluminio que cubren estos bloques han sido modeladas con elementos shell.

Para conseguir el aumento de resistencia al aplastamiento progresivo se ha dividido cada uno de los seis bloques de honeycomb en 7 secciones. Cada una de estas secciones tiene 60 mm de espesor excepto la última que tiene 80 mm. A cada una de estas secciones se ha asignado un material *MAT_MODIFIED_HONEYCOMB (Material Type 126) con propiedades distintas. Como se muestra en la Figura 5.25, de este modo se consigue el aumento de la rigidez de los bloques que, aunque no es continuo, mediante un proceso iterativo permite



(a) Fuerza total en la barrera.



(b) Fuerza en cada bloque.

Figura 5.23 Curvas de fuerza obtenidas con el modelo shell de barrera AE-MDB en colisión frontal contra muro rígido a 35 km/h.

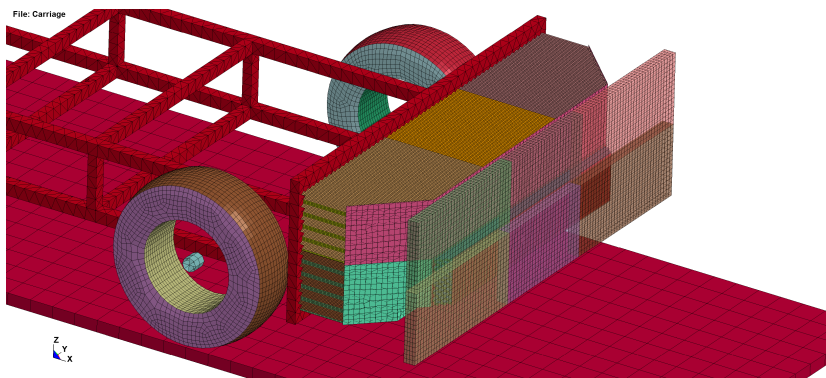


Figura 5.24 Modelo de elementos finitos con elementos shell de la barrera AE-MDB.

ajustar el modelo para que las curvas de fuerza-desplazamiento obtenidas en el ensayo de certificación de la barrera se ajusten a las especificaciones.

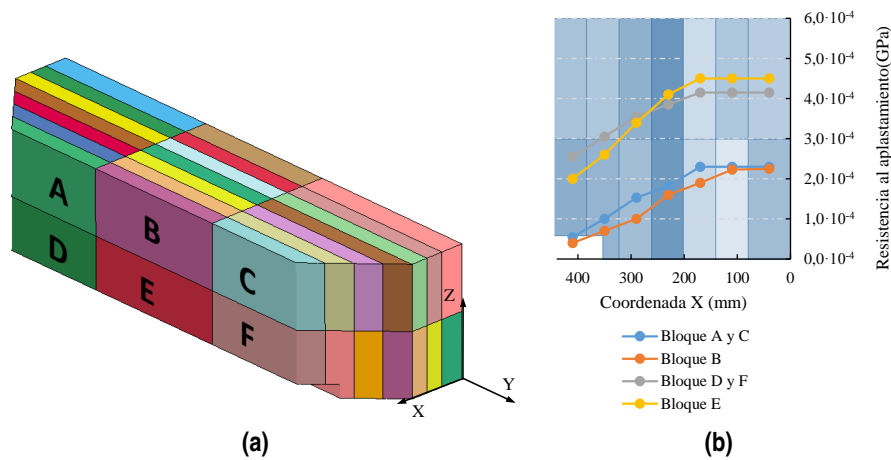


Figura 5.25 Modelo solid del frontal de la barrera AE-MDB:(a) partes que forman el frontal; (b) resistencia al aplastamiento de cada una de las secciones del frontal.

La geometría del modelo de frontal deformable se ha generado con el software Autodesk Inventor[®] y se ha mallado con LS-PrePost 4.3. El tamaño de elemento medio utilizado para los bloques principales y para el paragolpes ha sido de 12 mm. El tamaño de elemento de las placas de aluminio ha sido también de 12 mm. Para estas placas se han utilizado una formulación con integración reducida.

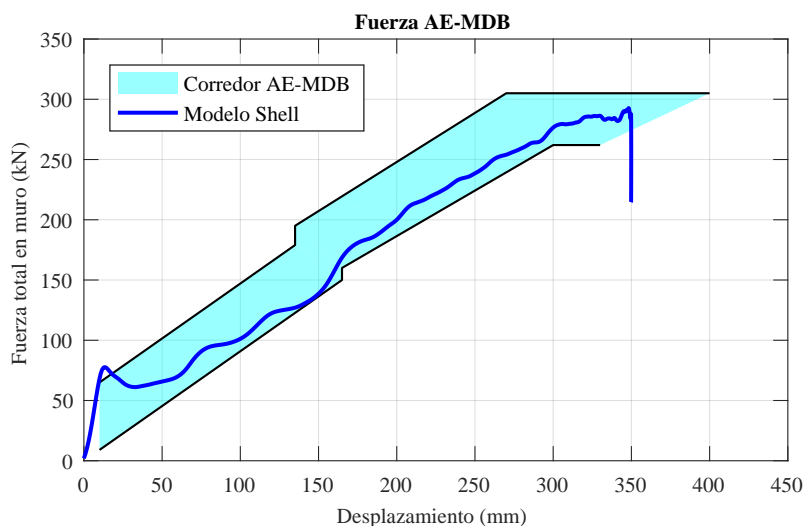
Como con el MAT 126 se recomienda el uso de elementos solid con un solo punto de integración y para los elementos shell se ha usado también una formulación con integración reducida, se ha introducido en el modelo un control de hourglass del tipo Flanagan-Beytschko.

En la Figura 5.26 se muestran las curvas de fuerza-desplazamiento obtenidas durante la simulación del ensayo de certificación de la barrera AE-MDB con el modelo solid. Se ha conseguido que las curvas se mantengan dentro de los corredores prescritos introduciendo para cada una de las secciones de los bloques del frontal la resistencia al aplastamiento que se muestra en la Figura 5.25 b.

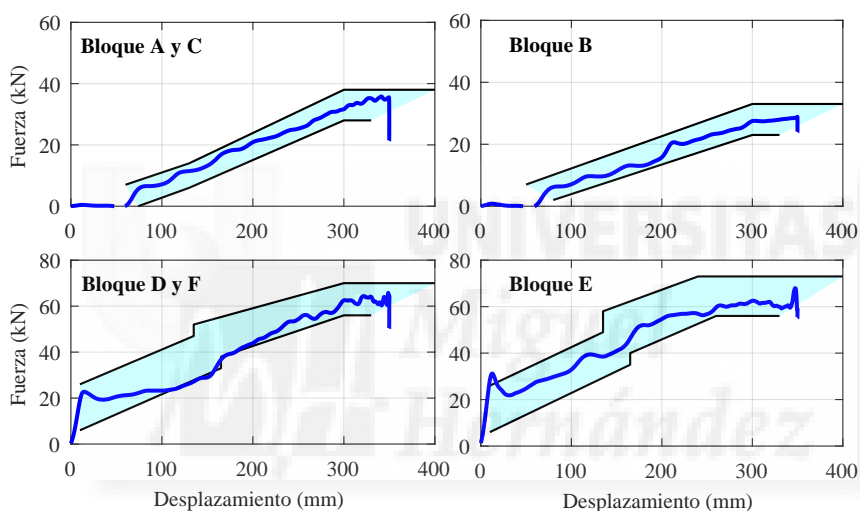
En las especificaciones de la barrera AE-MDB se permiten pequeñas desviaciones de las curvas de fuerza-desplazamiento de los corredores siempre y cuando se cumplan las siguientes condiciones:

- La desviación se produzca después del inicio del impacto y antes de los 150 mm de deformación.
- Cada deformación correspondiente a cada desviación no excede de 35 mm de deformación, y la suma de estas deformaciones no excede de 70 mm.
- La suma de la energía proveniente de la desviación fuera del corredor no debe exceder el 5% de la energía total absorbida por el bloque.
- La desviación no debe superar el 50% del límite del corredor más cercano en ese instante.

Modelo del frontal de la barrera propuesta Tras el ajuste de los modelos del frontal deformable de la barrera AE-MDB, tanto el basado en elementos shell como el basado en elementos solid, se ha decidido



(a) Fuerza total en la barrera.



(b) Fuerza en cada bloque.

Figura 5.26 Curvas de fuerza obtenidas con el modelo solid de barrera AE-MDB en colisión frontal contra muro rígido a 35 km/h.

realizar el modelo de la barrera propuesta con el segundo método. Como el ajuste de las propiedades de la barrera propuesta se va a realizar simulando una colisión contra muro rígido con solapamiento total, las posibles ventajas que podría tener el uso del modelo shell no compensa las diferencias de tiempo necesario para el cálculo. En modelo de la AE-MDB shell, con tres elementos por arista de celda hexagonal necesita 74091 segundos de cálculo (20 horas, 34 minutos y 51 segundos) con un ordenador de 4 núcleos, mientras que el modelo de la misma barrera en solid necesita tan solo 2941 segundos (49 minutos y 1 segundo). La diferencia de tiempo no solo es debida a la diferencia en el tamaño del modelo, 739.245 nodos del modelo shell frente a los 269.457 nodos del modelo en solid, sino también por la introducción del contacto interno entre las láminas que forman el honeycomb en el modelo shell.

En el modelo de la nueva barrera propuesta, los bloques de honeycomb introducidos entre el carro y el frontal original de la barrera AE-MDB se han modelado como bloques con la misma sección transversal que

los bloques delanteros. Se ha utilizado un tamaño de malla medio de 12 mm en ellos. Entre los bloques añadidos y los bloques delanteros se han introducido las 6 placas de aluminio que se muestran en la Figura 5.13. A estas placas se les ha asignado un modelo de material elasto-plástico bilineal con las propiedades típicas del aluminio.

5.3.2.4 Contactos definidos en el modelo

En el modelo de elementos finitos de la barrera AE-MDB se definen varios tipos de contactos para simular la interacción entre la barrera y los elementos exteriores y de los componentes de la barrera entre sí.

Contacto entre rueda y suelo El contacto entre los elementos shell del neumático y los elementos solid que simulan el suelo se define con el keyword `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE`.

Contacto entre bloques de honeycomb y placas del frontal Para simular la unión adhesiva entre los nodos de los bloques de honeycomb que están inicialmente en contacto con las placas de aluminio de la barrera se han introducido contactos del tipo `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_TIEBREAK`. A estos contactos se le ha incluido la capacidad de fallo en aquellos nodos en los que se alcance una determinada tensión de fallo (card 4, option 2).

Contacto entre bloques de honeycomb y el bastidor Para simular la unión adhesiva entre los nodos de los bloques de honeycomb que están inicialmente en contacto con el bastidor de la barrera se han introducido contactos del tipo `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_TIEBREAK`. En este caso también se ha incluido la capacidad de fallo de la unión de los nodos inicialmente en contacto en los que se alcance una determinada tensión límite.

Contacto entre frontal deformable y el muro rígido El contacto entre los elementos del frontal deformable y el muro rígido se ha utilizado en contacto del tipo `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE`. Para obtener de forma fácil las fuerza de contacto en el muro se han definido seis `*CONTACT_FORCE_TRANSDUCER` cuya definición del *slave segment* coincide con cada uno de los seis bloques de la barrea AE-MDB.

Contacto entre bloques en el modelo shell En contacto entre los elementos del frontal deformable que no deben estar pegados se ha definido con un `*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE`. Esto incluye tanto el contacto entre distintos bloques como el contacto interno entre las láminas que forman las celdas de un mismo bloque.

Contacto entre bloques en el modelo solid En contacto entre los elementos del frontal deformable que no deben estar pegados se ha definido con un `*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE`.

Contacto entre bloques y las placas de separación En el modelo de barrera alargada, el contacto entre los bloques del frontal de la AE-MDB y las placas que los separan con los bloques de honeycomb añadidos detrás son del tipo `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_TIEBREAK`. Entre estas placas y los bloques de traseros no se ha añadido ningún contacto. En su lugar se ha hecho compartir los nodos de la malla entre dichas partes.

En la Figura 5.27 se muestra el modelo de barrera propuesta basada en elementos solid. A partir de este modelo, modificando las propiedades de los distintos bloques de honeycomb se ha ajustado su comportamiento para que reproduzca el de un vehículo real.

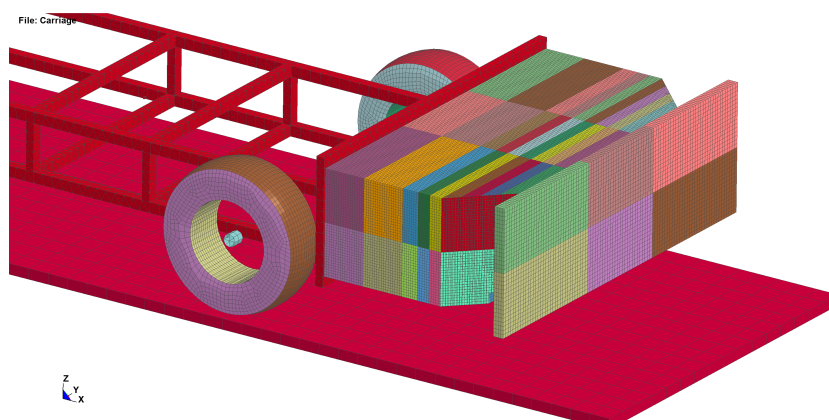


Figura 5.27 Modelo MEF con elementos solid de la barrera alargada propuesta.

5.3.3 Criterios para la validación de ajustes de las curvas

El diseño de barrera propuesto, basado en bloques de honeycomb de distintas resistencias, presenta ciertas limitaciones a la hora de replicar el comportamiento de un vehículo, en especial las oscilaciones en los pulsos de aceleración en habitáculo y fuerza medida en barrera.

Una de las formas más sencillas de evaluar el grado de ajuste entre las curvas obtenidas por el vehículo tipo y por la barrera es definir unos corredores a partir de las curvas del primero. Si la curva de fuerza y aceleración de la barrera se encuentra dentro de estos corredores se puede considerar que el comportamiento de ambos a lo largo del tiempo es parecido.

Este método no está exento de dificultades y desventajas. Una de ellas es definir la forma y amplitud del corredor. Este debe ser lo suficientemente permisivo para que sea posible crear una barrera que cumpla los requisitos pero no tanto como para que comportamientos muy distintos sean aceptados como válidos. Además, debido a las oscilaciones de las curvas objetivo, las curvas obtenidas por las barreras deformables podrían estar dentro de los corredores y sin embargo tener valores máximos, de aceleración o fuerza, alejados de los del vehículo tipo. Por ello, parece conveniente acompañar al criterio del corredor de algún requisito sobre los valores máximos alcanzados de fuerza, desplazamiento y aceleración.

Respecto a la definición de la forma del corredor, es habitual encontrar aplicaciones en las que los límites superiores e inferiores de los corredores se definen sumando o restando respectivamente un determinado valor a la curva objetivo. Un corredor definido de esta forma tiene el inconveniente de que en las zonas donde la curva tiene una pendiente elevada, el corredor se estrecha. En el caso extremo donde la curva se vuelve vertical, por ejemplo al alcanzar la deformación máxima en las curvas fuerza desplazamiento, el ancho del corredor es nulo (véase la Figura 5.28).

En esta tesis se ha planteado un corredor como el que se muestra en la Figura 5.29. Este queda definido como la envolvente generada por las elipses con centro en cada punto de la curva objetivo y semiejes con un

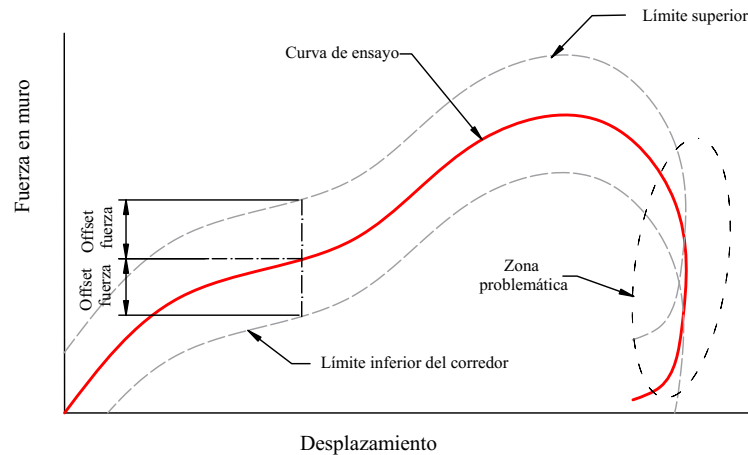


Figura 5.28 Definición del corredor mediante el desfase vertical de la curva de fuerza - desplazamiento.

valor determinado. Con este corredor se consigue que exista en cada instante un error entre las curvas tanto en ordenadas como en abscisas. El valor de los semiejes se puede definir en función de distintos aspectos. En esta tesis, para las curvas de fuerza desplazamiento se ha elegido como semiejes de las elipses: el 10 % del valor máximo de fuerza para el semieje vertical y el 10 % del desplazamiento máximo para el semieje horizontal.

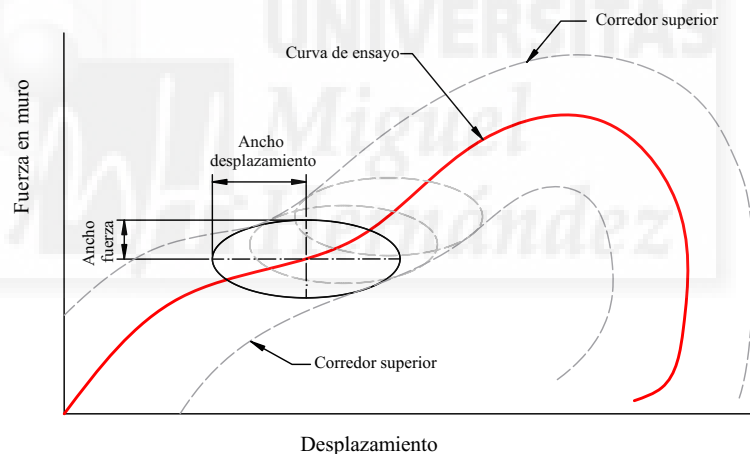


Figura 5.29 Definición del corredor elíptico para la curva de fuerza - desplazamiento.

En la Figura 5.30 se muestran los dos tipos de corredores definidos sobre la curva de fuerza-desplazamiento del ensayo 6641. La forma del corredor elíptico permite aceptar como válida una barrera cuyas curvas de fuerza no tengan las oscilaciones que se presentan en la del vehículo real.

Además de exigir que la curva obtenida por la barrera se encuentre dentro del corredor se impondrá unos límites para los valores de fuerza máxima y deformación máxima y aceleración para asegurar que se obtienen unos valores cercanos a los del vehículo tipo. En la misma figura se ha representado dos regiones: una alrededor de la zona donde se produce el desplazamiento máximo y otra alrededor de la zona de fuerza máxima del ensayo seleccionado. El ancho de estas áreas se ha calculado a partir de los valores de fuerza máxima y desplazamiento máximo del segmento correspondiente y es igual a la estimación del intervalo de confianza del 95 % de la media de dichos valores.

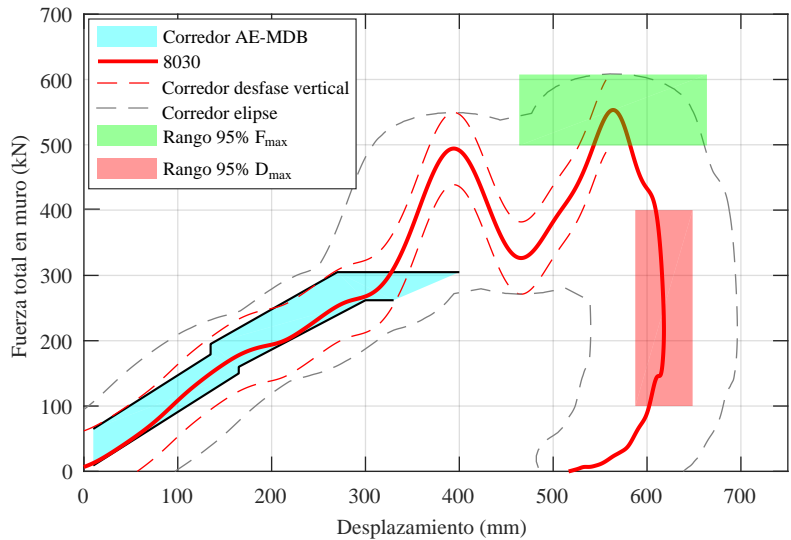


Figura 5.30 Corredores y límites definidos para la aceptación del comportamiento de la barrera desarrollada en función de la curva de fuerza-desplazamiento.

De forma similar, se ha definido un corredor para el pulso de aceleración. En la Figura 5.31 se puede ver como con el corredor definido a partir del desfase vertical de la curva de aceleración obligaría a la barrera a replicar prácticamente todas las oscilaciones, algo imposible de conseguir con una barrera deformable tradicional. Sin embargo, con un corredor definido como el mostrado con línea discontinua gris, la aceleración obtenida por la barrera podría entrar dentro de los límites.

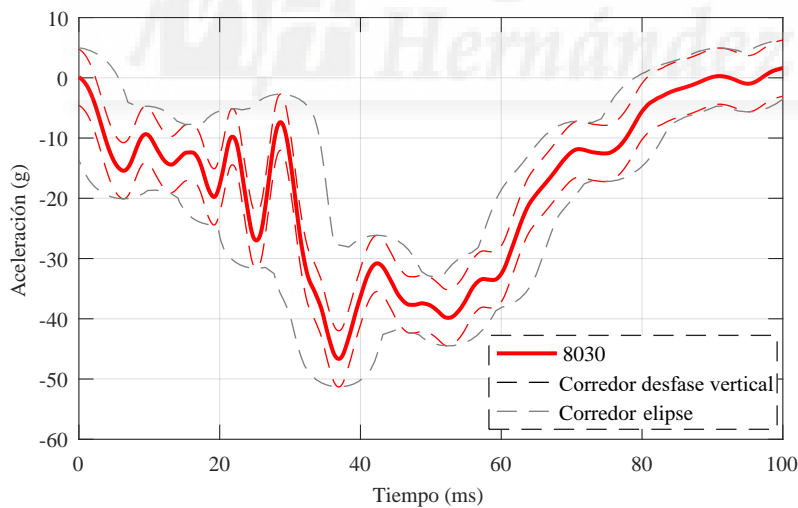


Figura 5.31 Corredores definidos alrededor de la curva de aceleración en el habitáculo.

5.3.4 Ejemplos de barreras desarrolladas y resultados obtenidos

A continuación se muestran y analizan los resultados obtenidos tras el ajuste de las propiedades de la barrera propuesta para replicar el comportamiento de dos vehículos pertenecientes a dos segmentos distintos: vehículos de pasajeros pequeños y SUV pequeños.

5.3.4.1 Ejemplo de desarrollo de barrera 1: vehículos de pasajeros pequeños

Para conseguir que la barrera propuesta tuviese un comportamiento durante la colisión frontal parecido al del vehículo del representativo de este segmento (el ensayo 6641) se añadieron entre el frontal de la barrera AE-MDB y el carro unos bloques de honeycomb con las propiedades que se muestran en la Tabla 5.3. En ella se recogen las resistencias al aplastamiento de las distintas secciones que forman la barrera deformable. La parte central de la tabla corresponde a las resistencias de las distintas secciones que forman la parte delantera de la barrera. Como se mostró en la Figura 5.25, estas secciones de honeycomb corresponden al frontal de la AE-MDB. La parte derecha de la barrera corresponde a las resistencias de los bloques añadido detrás, los utilizados para alargar la AE-MDB.

Tabla 5.3 Rigideces al aplastamiento de los bloques de la barrera representativa de los vehículos de pasajeros pequeños. Unidades en kPa.

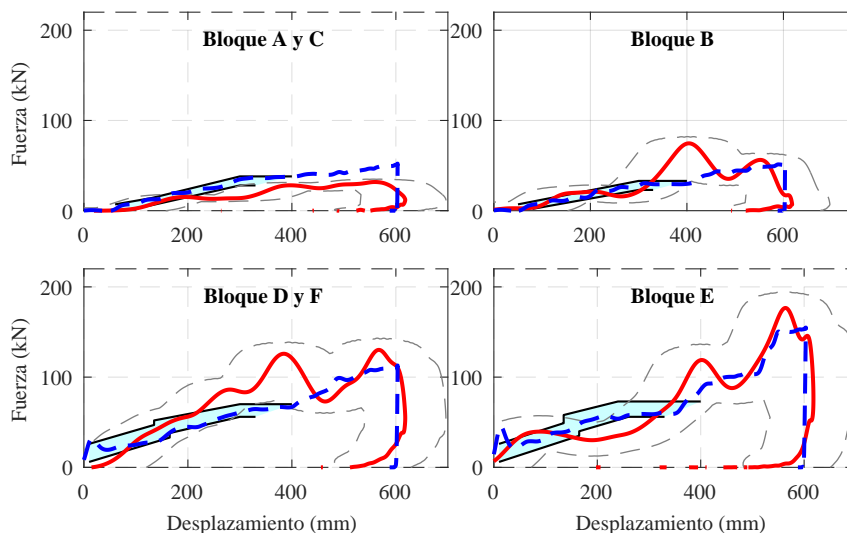
		Sección bloques delantero							Bloques añadidos	
		1	2	3	4	5	6	7	1	2
Bloque	A y C	55	100	153	182	230	230	230	241	241
	B	40	70	100	160	190	223	225	310	310
	D y F	255	305	355	385	415	415	415	620	620
	E	200	260	340	410	450	450	450	689	1241

En la Figura 5.32 se muestra las curvas de fuerza frente al desplazamiento de la barrera deformable junto con la curva del vehículo tipo, los corredores definidos en el apartado anterior, los límites para el desplazamiento máximo y fuerza máxima. También se ha representado con sombreado azul los corredores dinámicos de la barrera AE-MDB.

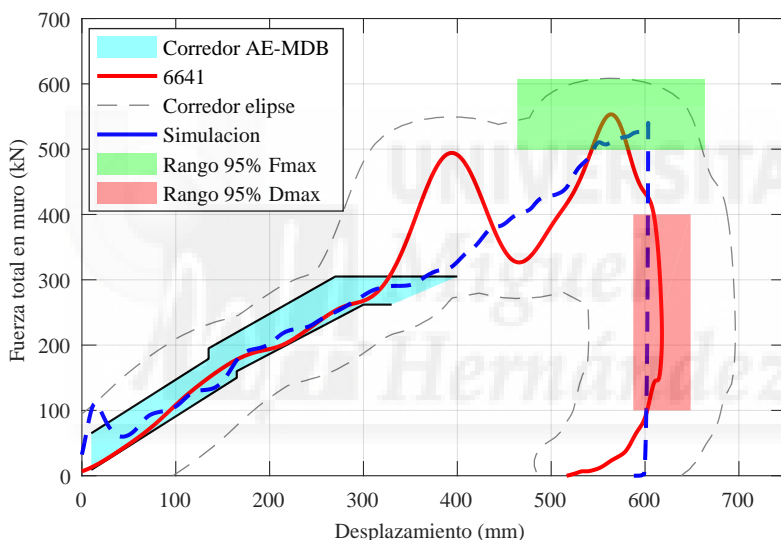
Como se puede comprobar en la Figura 5.32 (b), la curva de rigidez de la barrera propuesta entra dentro del corredor definido para la aceptación del ajuste de sus propiedades. En este caso, los niveles de fuerza máxima y de desplazamiento máximo se encuentran próximos a los niveles alcanzados por el vehículo tipo. Si se analizan las curvas de fuerza por bloques se ve que las curvas de fuerza-desplazamiento de cada uno de ellos se encuentran también dentro de los corredores definidos para cada uno de ellos excepto en los bloques superiores laterales A y C. En este caso, al aprovechar el frontal de la barrera AE-MDB y ser la rigidez de los bloques A y C de esta superiores a la exhibida por el vehículo en dichas zonas, no se ha conseguido un ajuste mayor. Para conseguirlo sería necesario utilizar unos bloques delanteros con resistencia al aplastamiento distinta a la de la AE-MDB.

Como se puede ver, con este diseño de barrera no se consigue reproducir el primer pico de fuerza. Este pico es provocado por las oscilaciones del motor dentro del compartimento delantero.

Como se muestra en la Figura 5.33 el nivel de deceleración en el carro se encuentra dentro del corredor definido alrededor del pulso del ensayo 6641 hasta los 68 ms. Sin embargo no es posible alcanzar el nivel máximo de deceleración. Al tener los bloques de honeycomb de aluminio un comportamiento predominantemente plástico no se puede conseguir la recuperación elástica que muestra el vehículo durante el ensayo. Además, en el modelo de material elegido para la simulación la deformación elástica es baja en comparación con la ocurrida en régimen plástico. Por este motivo la barrera deja rápidamente de estar en contacto con el muro y la curva de rigidez cae practicante vertical después de alcanzarla la deformación máxima. Este



(a) Fuerza por bloques.



(b) Fuerza total medida en muro.

Figura 5.32 Curvas de rigidez de la barrera representativa de los vehículos de pasajeros pequeños.

fenómeno se refleja también en el pulso de deceleración de la barrera, el cual presenta una caída menos progresiva y una duración menor que el del vehículo.

5.3.4.2 Ejemplo de desarrollo de barrera 2: SUV pequeños

En el caso de la barrera que simula el comportamiento de los SUV pequeños, la rigidez del frontal es distinta a la de la barrera AE-MDB, por lo que se han modificado también la rigidez de la parte delantera de la barrera. Se ha intentado reproducir, tanto la rigidez global del frontal como la distribución de rigideces por bloques (véase la Figura 5.34). Las propiedades definidas para conseguir el ajuste mostrado se resumen en la Tabla 5.4.

En el caso de la barrera que pretende imitar el comportamiento del SUV pequeño, se ha conseguido mediante el ajuste de las propiedades una curva de fuerza desplazamiento que se encuentra dentro del

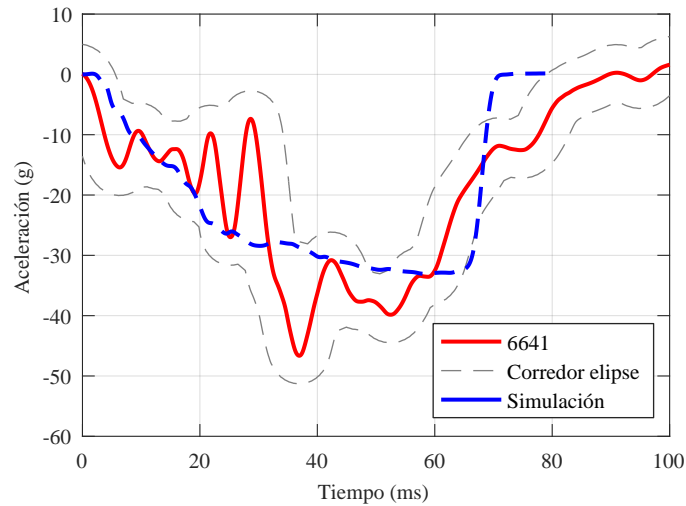


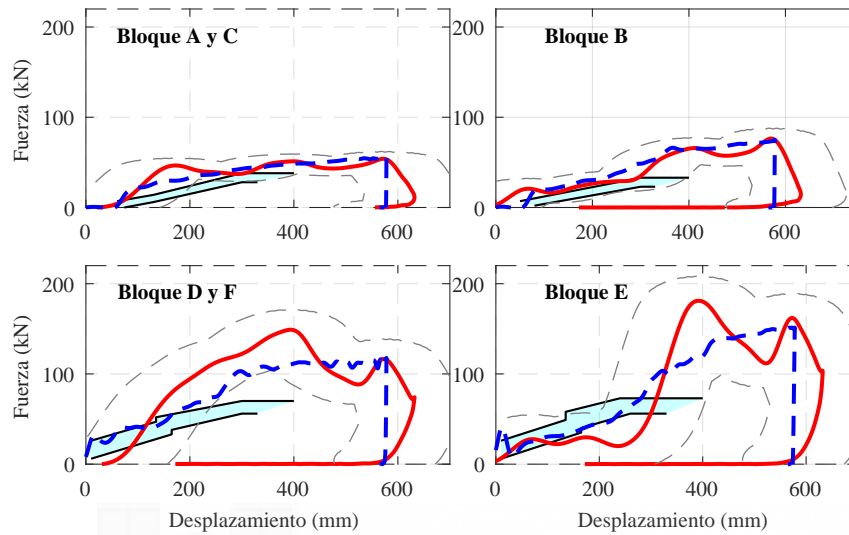
Figura 5.33 Curva de aceleración de la barrera representativa de los vehículos de pasajeros pequeños.

Tabla 5.4 Rigideces al aplastamiento de los bloques de la barrera representativa del segmento de SUV pequeños. Unidades en kPa.

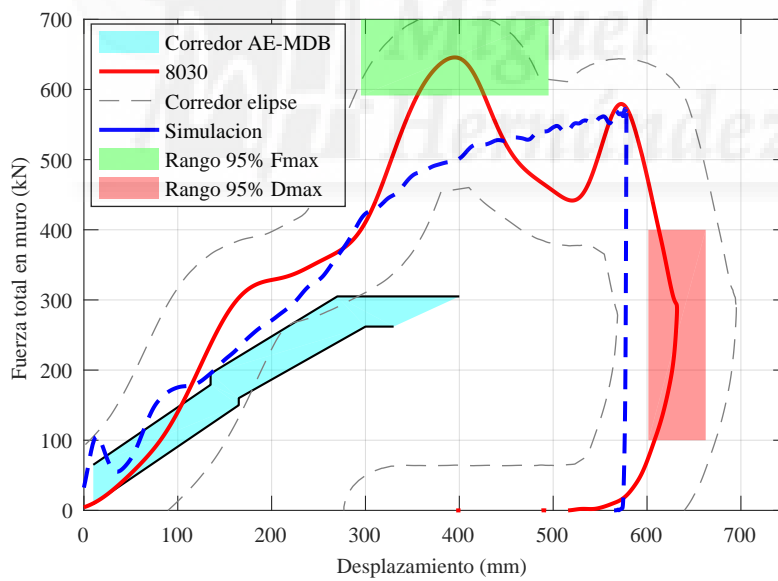
		Sección bloques delantero							Bloques añadidos	
		1	2	3	4	5	6	7	1	2
Bloque	A y C	150	220	250	250	250	250	250	250	250
	B	120	120	120	150	240	350	475	480	495
	D y F	255	645	660	660	660	660	660	690	690
	E	50	180	240	240	240	360	800	1100	1100

corredor definido alrededor de la curva del vehículo tipo. Se ha conseguido alcanzar el valor de fuerza del segundo pico, sin embargo, dado que con una barrera de este tipo solo es posible conseguir una curva de rigidez creciente, no es posible conseguir el valor máximo de fuerza y mantener, a la vez, un nivel de desplazamiento dentro del corredor.

El pulso de aceleración de esta barrera se encuentra dentro del corredor definido hasta los 67 ms excepto para un tramo entrono a los 20 ms en los que la aceleración es mayor a la deseada. La barrera no es capaz de reproducir el pico inicial de aceleración. Al igual que con la curva de rigidez, el pulso de aceleración de la barrera no puede tener oscilaciones debido al diseño de la barrera.



(a) Fuerza por bloques.



(b) Fuerza total medida en muro.

Figura 5.34 Curvas de rigidez de la barrera representativa del segmento de SUV pequeños.

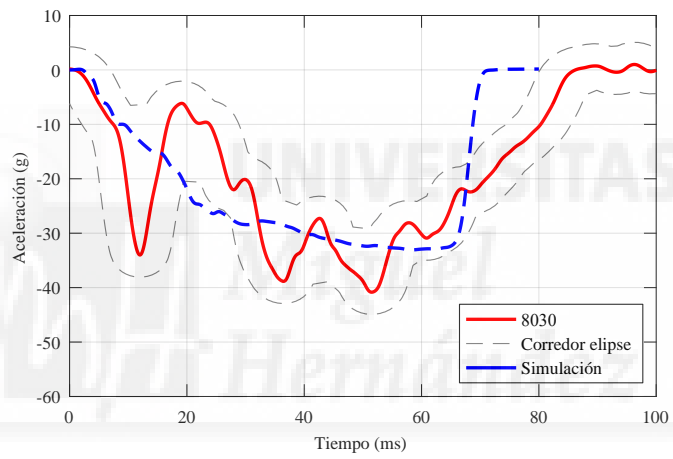


Figura 5.35 Curva de aceleración de la barrera representativa del segmento de SUV pequeños.

6 Usos de la barrera desarrollada y extensión de la metodología para el diseño de otras barreras

La humanidad necesita hombres prácticos, que saquen el mayor provecho de su trabajo, y, sin olvidar el interés general, salvaguarden sus propios intereses. Pero la humanidad también necesita soñadores, para quienes el desarrollo de una tarea sea tan cautivador que les resulte imposible dedicar su atención a su propio beneficio.

MARIE CURIE

6.1 Posibles usos de las barreras desarrolladas

Las nuevas barreras pueden ser utilizadas en ensayos de colisión en los que, debido a la alta energía puesta en juego, las barreras convencionales presentan limitaciones. Las barreras desarrolladas con la metodología expuesta en esta tesis permitirían reproducir en el habitáculo del vehículo impactado las condiciones dinámicas producidas por un vehículo de un determinado tipo.

Uno de los posibles usos de estas nuevas barreras puede ser el estudio de los pulsos de aceleración producidos en los vehículos pesados de transporte de pasajeros durante la colisión con vehículos. Se podría estudiar posibles formas de actuar sobre la protección ofrecida a los ocupantes utilizando para ello unas barrera que reprodujesen el comportamiento típico de un determinado segmento evitando utilizar vehículos cuyo comportamiento no sea representativo y que dificultarían la repetibilidad y reproducibilidad de los ensayos.

En esta línea, modelos de simulación de barreras deformables como las desarrolladas en este trabajo han sido utilizados para la definición de los pulsos de aceleración en condiciones de choque de autobús urbano contra otro vehículo. En el proyecto denominado SANCA (Seguridad de Ancianos y Niños en Colisiones de Autobuses) se utilizan barreras deformables que reproducen las características medias de un segmento del parque [133]. En la Figura 6.1 se muestra una imagen del modelo de simulación de una de las barreras desarrolladas y la estructura frontal de un autobús urbano.

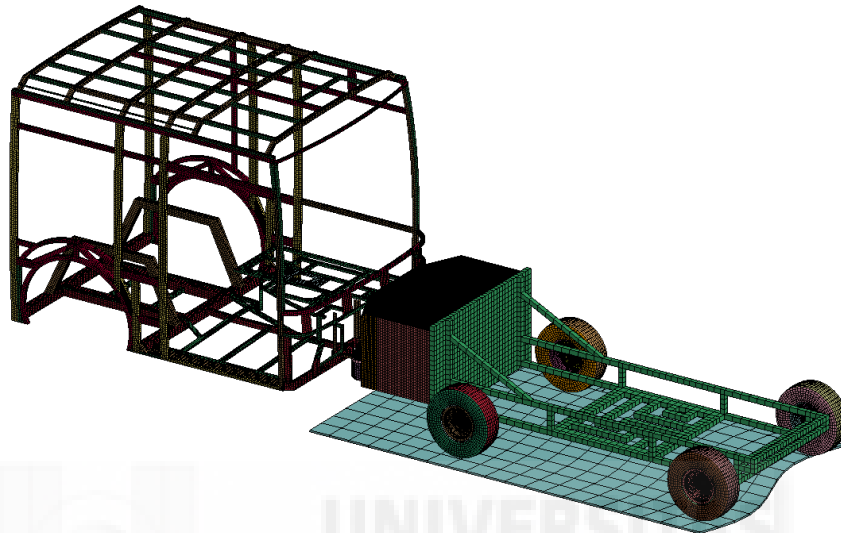


Figura 6.1 Modelo de simulación de colisión entre barrera deformable y frontal de un autobús.

Del mismo modo, se podrían utilizar en la mejora de la seguridad de otros tipos de vehículos en colisiones a alta velocidad.

6.2 Extensión de la metodología para el desarrollo de nuevas barrera

En esta tesis se presenta una metodología para el desarrollo de nuevas barreras que representan el frontal de vehículos reales. No obstante, esta metodología puede ser extendida para el desarrollo de otro tipo de barreras que simulen otras partes de un vehículo como, por ejemplo, el lateral.

En los accidentes de tráfico, la colisión con el lateral de un vehículo es bastante habitual, por lo que disponer de una barrera deformable móvil que produzca en el vehículo impactante los mismos efectos que la estructura lateral de un vehículo y que, además, esta barrera fuese fácilmente configurable para poder representar distintos tipos de vehículos podría suponer una herramienta útil en la mejora de la seguridad de los vehículos.

En esta línea, se ha comenzado a trabajar en la extensión de la metodología para la caracterización del comportamiento de un grupo de vehículos al recibir un impacto lateral. En este tipo de impactos, las curvas de fuerza producidas en el contacto entre ambos vehículos es difícil de medir, sin embargo se puede caracterizar el comportamiento a partir de los pulsos de deceleración de ambos vehículos.

Los ensayos de impacto lateral realizados con algunas de las barreras descritas en el segundo capítulo de esta tesis suponen una fuente de información adecuada para la tarea de caracterizar el comportamiento del

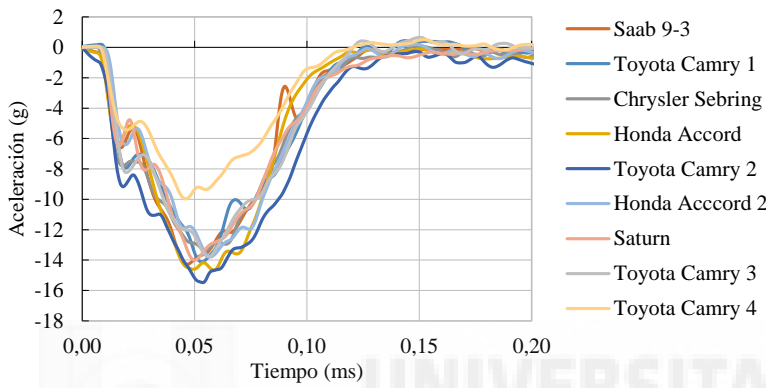
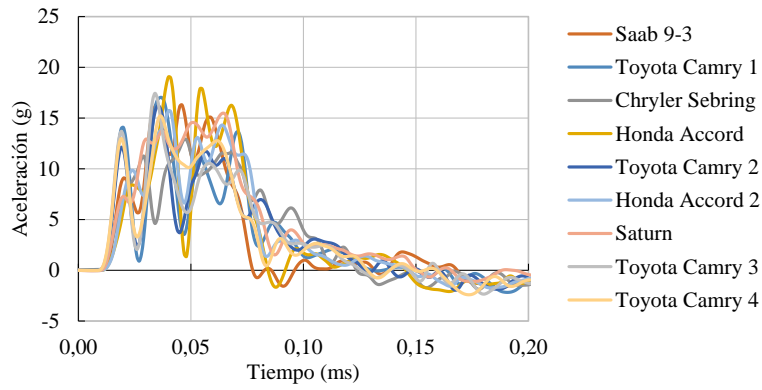


Figura 6.2 Curvas de aceleración producidas en ensayos de impacto lateral con barrera IIHS.

vehículo impactado en este tipo de colisiones. Al utilizar ensayos estandarizados con barreras deformables se asegura un alto número de ensayos y se elimina los factores que dependen del modelo de vehículo impactante. En la Figura 6.2 se muestran los pulsos de aceleración producidos en el vehículo impactado y en la barrera móvil obtenidos en algunos ensayos de impacto lateral con la configuración prescrita por el IIHS.

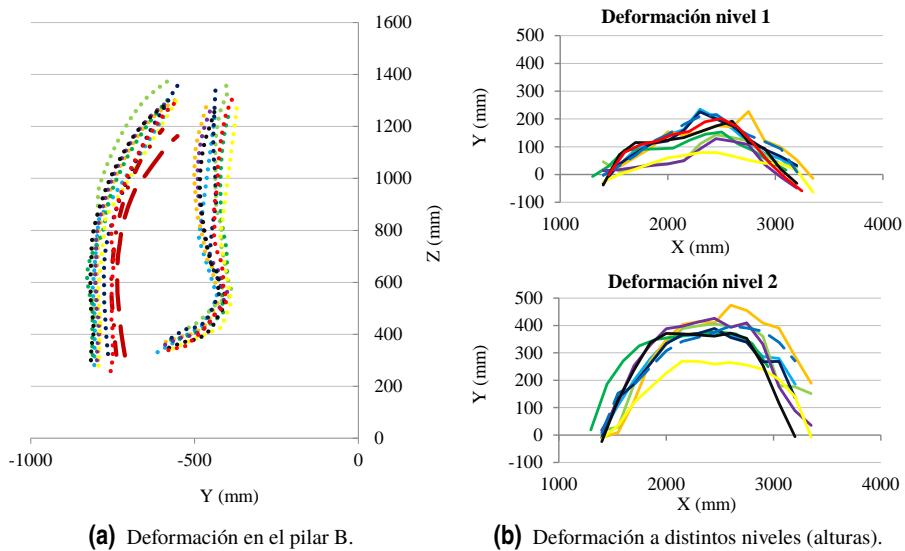


Figura 6.3 Patrones de deformación en el lateral de los vehículo impactados.

Por otro lado, en una colisión lateral la capacidad de absorción de la estructura lateral del vehículo impactado es baja en comparación en el frontal de un vehículo. Además la deformación de esa parte de la estructura está limitada por la intrusión admisible en el habitáculo. Esto lleva a pensar que el patrón de deformación producido en la barrera debe ser similar al del vehículo que pretende simular.

En la Figura 6.3 se muestran las deformaciones producidas en los mismos ensayos de la figura anterior. Se muestran los patrones de deformación en el lateral del vehículo correspondientes a distintas alturas y al pilar B. También es habitual disponer de la deformación permanente producida en la MDB a distintas alturas.

A partir de esta información y aplicando método similar al descrito en esta tesis, en el que se compare la forma de los pulsos de los ensayos y se utilicen varios parámetros característicos del comportamiento se podría obtener el comportamiento típico que debe reproducir la barrera deformable representativa del lateral de un grupo de vehículos.

La estructura lateral de un vehículo está formada por distintos elementos que presentan rigideces muy diferentes. En la Figura 6.5 b se puede ver como la deformación en los pilares y en el estribo son menores que la producida en las puertas. Una barrera que imite esta estructura y que sea fabricada a partir de bloques de honeycomb de aluminio debe tener distintas rigideces en las regiones correspondientes a los distintos elementos del lateral de un vehículo. El diseño de barrera lateral deformable propuesto tiene definidas esas regiones de diferente resistencia de la forma que se muestra en la Figura 6.4.

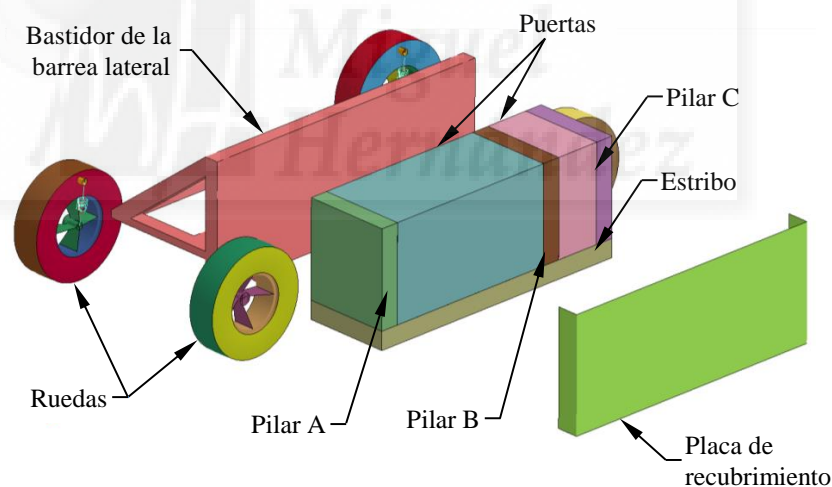


Figura 6.4 Vista explotada del diseño de barrera lateral.

En el diseño preliminar de este tipo de barrera, los bloques de honeycomb están unidos a un bastidor dotado de ruedas y cubiertos por láminas de aluminio para transmitir esfuerzos entre los distintos bloques. De igual modo a como se ha desarrollado la barrera frontal en los capítulos anteriores, mediante modelos de simulación por elementos finitos se ajustan las propiedades y geometría de la barrera para conseguir reproducir el comportamiento de un vehículo. En la Figura 6.5 se muestra un ejemplo de las primeras pruebas con un modelo de barrera con la configuración mostrada anteriormente.

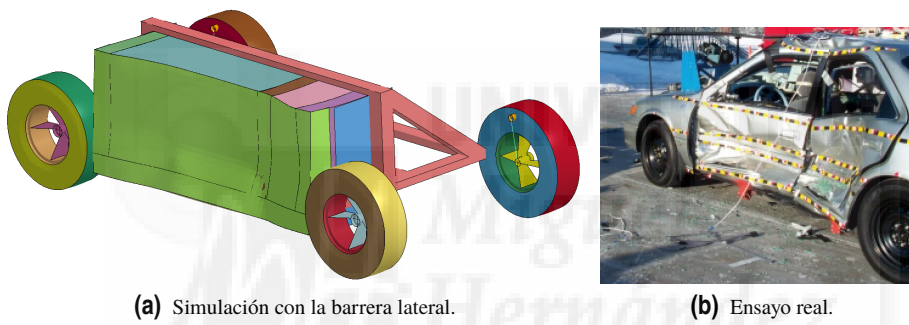


Figura 6.5 Deformación en el lateral después de un impacto con barrera MDB IIHS.

7 Conclusiones

Proteja su derecho a pensar, porque incluso pensar erróneamente es mejor que no pensar en absoluto.

HIPATHIA DE ALEJANDRÍA

Las barreras deformables utilizadas actualmente en los ensayos de colisión simulan la absorción de energía del frontal de un vehículo y los efectos producidos en el vehículo con el que impacta en las condiciones de impacto para las que fueron diseñadas. Si se pretende utilizar una de estas barreras en una configuración de impacto en la que se ponga en juego mayor cantidad de energía los efectos producidos por una de estas barreras en el vehículo y sus ocupantes no serán iguales a las ocasionadas en un accidente vehículo contra vehículo.

Las barrears deformables de ensayo fronto-lateral no son representativas de cualquier tipo de vehículo, si no que fueron concebidas para replicar el comportamiento de un determinado tipo de vehículo. Además las características medias del segmento varían a lo largo del tiempo debido a distintos factores, principalmente a la introducción de los propios ensayos de colisión y normativa en materia de seguridad. Por tanto, las características de estas barreras deberían ser revisadas periódicamente.

De acuerdo con los objetivos marcados en el Capítulo 3, se ha desarrollado una metodología que permite definir las características de una barrera deformable para que reproduzca el comportamiento típico en colisiones con configuraciones distintas a las contempladas en la normativa actual. El trabajo de investigación realizado ha permitido obtener las siguientes conclusiones:

1. Se ha planteado un método para la caracterización del comportamiento en colisión frontal y la agresividad de un grupo de vehículos basándose en los pulsos de aceleración en el habitáculo, el pulso de fuerza medida en el muro rígido y en una serie de parámetros extraídos de las curvas anteriores que caracterizan dicho comportamiento.

Según el método desarrollado, se selecciona como representativo de cada grupo de ensayos aquel vehículo cuyo comportamiento se parece más al del resto de vehículos del grupo. Esta selección se

realiza mediante la comparación cuantitativa y objetiva de las curvas de aceleración y fuerza obtenidas en los ensayos.

- a) Se han seleccionado una serie de parámetros que definen el comportamiento del vehículo en el ensayo y su agresividad. A partir de los datos medidos en los ensayos, se ha establecido el procedimiento para obtener los parámetros característicos.

Mediante el cálculo de los valores medios de los parámetros para cada uno de los segmentos y la comparación de los parámetros de cada ensayo con los valores medios se puede estudiar como de representativo es cada ensayo dentro de su grupo. Sin embargo, la comparación de los parámetros por sí sola, sin tener en cuenta la forma de las curvas de fuerza y aceleración, no asegura que el comportamiento del vehículo cuyos parámetros son más cercanos a los valores medios sea realmente representativo del segmento. Además, en grupos con vehículos muy heterogéneos, no siempre es posible encontrar ensayos con todos los parámetros cercanos a los valores medios del segmento.

Por esto es necesario definir métodos que permitan la comparación de la evolución temporal de las curvas de aceleración y fuerza.

- b) Las métricas de comparación de curvas utilizadas en la validación de modelos han mostrado ser útiles para seleccionar el vehículo representativo de un determinado segmento. Se ha realizado un estudio de la aptitud de varias de estas métricas en la aplicación del método planteado para la selección del vehículo que mejor representa el comportamiento durante la colisión de un segmento.

Las métricas simples tipo RMS y DTW no son adecuadas para su uso en la comparación de curvas de colisión y en la selección de aquella que mejor representa a un grupo. En muchos de los casos de esta tesis en los que se ha aplicado estas métricas en la selección del ensayo representativo de un grupo los resultados no han sido concluyentes mientras que, mediante la aplicación de otro tipo de métricas, los ensayos representativos quedaban definidos de una forma mucho más clara.

El uso de las métricas de comparación basadas en coeficientes de correlación proporcionan resultados equivalentes por lo que no es necesario el uso de varias de ellas. Lo mismo sucede en el caso de las métricas tipo MPC utilizadas en esta tesis. En los casos en los que existe mucha discrepancia entre los vehículos seleccionados por distintas métricas los resultados más convincentes son obtenidos por las métricas más completas que son, en orden de preferencia para su uso: métrica utilizada por CORA, métricas tipo MPC de Sprague-Geers y métrica de Russell.

- c) Para el cálculo de los valores y curvas típicas de cada segmento es importante tener en cuenta el número de ensayos de un mismo modelo de vehículo disponibles, aplicando un coeficiente de ponderación, con el objetivo de no sobrevalorar a los modelos que han sido ensayados más veces.
- d) En los casos en los que la lista de ensayos candidatos a representar a un grupo queda reducida a unos pocos ensayos, pero mediante la comparación de curvas de aceleración y fuerza no des-

taca claramente un ensayo sobre el resto, la comparación de los parámetros característicos del comportamiento en colisión puede ayudar a realizar la selección final.

2. El uso de modelos de elementos finitos permite estudiar la influencia de distintos parámetros de la barrera en su comportamiento en colisión y ayudan en el proceso de ajuste de las propiedades para conseguir un comportamiento parecido al del vehículo deseado. Además los modelos MEF están ampliamente extendidos en la simulación de colisiones de vehículos, por lo que los modelos de barrera utilizados pueden ser directamente integrados en modelos de colisión de vehículos.

a) Se ha estudiado las ventajas e inconvenientes del uso de distintos métodos para la simulación por elementos finitos de la barrera deformable. Para el estudio de la idoneidad de cada tipo de modelización se han realizado dos modelos de barrera AE-MDB: uno basado en elementos solid y otro basado en elementos shell.

b) Se ha realizado un estudio de la influencia de algunos de los parámetros de los modelos de honeycomb basado en elementos shell.

Se ha visto, que en el proceso de ajuste del espesor de los elementos para conseguir una resistencia al aplastamiento deseada durante un ensayo de compresión cuasi-estática, se pueden realizar algunas simplificaciones para reducir los tiempos de simulación sin afectar a la bondad de los resultados como, por ejemplo: el aumento de la velocidad de aplastamiento, el aumento del paso de integración y el uso de *mass scaling*.

c) Los modelos basados en elementos tridimensionales solid, los cuales simplifican la estructura alveolar de aluminio de la barrera tratándola como un material homogéneo equivalente, son adecuados para esta tarea. Se ha visto que la eficiencia computacional de los modelos basados en elementos solid los hace preferibles para la fase previa de definición de dimensiones y rigideces de los bloques que forman la barrera.

d) Finalmente se han realizado modelos de elementos finitos de los nuevos diseños de barrera deformable planteados en esta tesis haciendo uso de elementos solid para simular las estructuras de honeycomb.

3. Se ha planteado un nuevo diseño de barrera deformable, derivado de las actuales barreras de ensayo de impacto fronto-lateral añadiendo bloques detrás. Estas nuevas barreras pueden ser utilizadas en configuraciones de impacto con gran cantidad de energía en las que las barreras tradicionales están limitadas por longitud deformable y su capacidad de absorción de energía.

a) Mediante la adecuada asignación de las propiedades de rigidez de los bloques de honeycomb que forman el frontal de la barrera deformable, de su altura y de la masa de la barrera se puede conseguir un comportamiento parecido al del vehículo seleccionado y una distribución de rigideces en el frontal similar.

b) Se ha planteado un criterio de aceptación del comportamiento de la barrera basado en la definición de un corredor a partir de las curvas de rigidez objetivo. Dichos corredores son definidos mediante

la envolvente generada por elipses cuyos ejes dependen de los valores máximos en fuerza y en desplazamiento de la curva del vehículo tipo.

- c) Una barrera deformable creada a partir de bloques de honeycomb no puede reproducir todas las características de los pulsos de aceleración en el habitáculo y fuerza en el muro. En concreto no se pueden reproducir los máximos locales ni las oscilaciones en los pulsos debido al colapso de elementos de la estructura frontal de los vehículos y a inercias de elementos con gran masa como el motor. Tampoco se puede reproducir la recuperación elástica sufrida por el frontal.
4. Haciendo uso de modelos MEF se han ajustado las propiedades de elementos de la barrera propuesta para, aplicando la metodología presentada, aproximar su comportamiento al de dos vehículos representativos de distintos segmentos: vehículos de pasajeros pequeños y SUV pequeño. Los resultados se consideran satisfactorios teniendo en cuenta los criterios de aceptación definidos y las limitaciones de las barreras deformables.
5. Las barreras han mostrado su utilidad y se han aplicado en el estudio de la seguridad ofrecida por los vehículos de transporte colectivo a los ocupantes más vulnerables. En concreto, modelos de barrera alargada han sido utilizados durante la ejecución del proyecto SANCA [178].
6. La metodología presentada en esta tesis puede ser extendida para aplicarse al desarrollo de otro tipo de barreras que represente, por ejemplo, el comportamiento de la estructura lateral de un vehículo. En esa línea, se ha presentado un diseño preliminar de barrera deformable, discutiendo los tipos de datos necesarios para la caracterización del lateral de un vehículo durante una colisión.

7.1 Principales aportaciones de la tesis

Las novedades introducidas por esta Tesis se resumen en las aportaciones principales que se describen a continuación:

1. El método para la caracterización del comportamiento en colisión de un grupo de vehículos mediante la comparación cuantitativa de las curvas de aceleración y fuerza supone una novedad introducida por esta tesis doctoral.
2. Por otra parte, supone una novedad la comparación entre varias métricas de validación en la aplicación del método de selección del vehículo representativo de un segmento. El estudio y comparación del uso de este tipo de herramientas para la comparación de curvas de ensayos de vehículos distintos, cuyos comportamientos son muy distintos, es algo que no se había realizado hasta ahora.
3. En esta tesis se presenta una comparación del comportamiento durante la colisión de varios segmentos realizado a partir de las curvas de los vehículos seleccionados como representativos de dichos grupos. Esta comparación se complementa con el análisis de los parámetros característicos durante la colisión. Este tipo de comparación entre distintos segmentos significa una aportación realizada en esta tesis.

4. Aunque existen algunas propuestas anteriores de barreras para ser utilizadas en colisiones con mayor energía a la habitual, el método de elección de las propiedades de la barrera desarrollado en esta tesis no había sido utilizado antes. Las barreras desarrolladas a partir de esta metodología, cuyas curvas de rigidez total y curvas de rigidez por zonas imitan a las obtenidas por un vehículo real suponen una novedad aportada en este trabajo.
5. El análisis exhaustivo de la influencia de varios parámetros de los modelos de elementos finitos explícitos para reducir los tiempos de cálculo en simulaciones de compresión cuasi-estática de estructuras honeycomb supone una aportación de esta tesis.

7.2 Futuras líneas de investigación

El trabajo presentado en este documento puede ser continuado en varios de los aspectos tratados en el mismo. A continuación se proponen una serie de posibles líneas de investigación.

- **Validación experimental de las barreras propuestas**

Dado el carácter teórico del desarrollo presentado en esta Tesis Doctoral, sería recomendable la construcción de una barrera con uno de los diseños propuestos y realizar un ensayo de impacto con la configuración utilizada en su desarrollo. Los resultados de dicho ensayo servirían para validar los modelos de simulación y para detectar posibles comportamientos no detectados durante el desarrollo de esta Tesis.

- **Caracterización de los segmentos a partir de un mayor número de ensayos**

En el proceso de caracterización del comportamiento durante la colisión de los vehículos se han detectado carencias en aquellos grupos en los que el número de ensayos disponibles es bajo. Incluso en alguno de los segmentos tratados en esta tesis no fue posible dicha caracterización. Sería interesante la recopilación de un mayor número de ensayos de colisión y la caracterización de dichos segmentos.

Si se dispusiera del número suficiente de ensayos, se podría introducir en la metodología para la selección del vehículo tipo una ponderación en función de la presencia de cada modelo en el mercado. Esto permitiría adaptar la barrera a cada mercado y hacerla más representativa del parque.

- **Estudio del comportamiento en colisiones frontales con bajo solapamiento y en impactos oblicuos**

En esta tesis se ha abordado la caracterización de vehículos en impacto frontal contra muro rígido con solapamiento total. Sería de interés el desarrollo de una metodología para la caracterización del comportamiento de vehículos en colisiones con un solapamiento parcial. Este tipo de ensayos se realiza de forma habitual por lo que hay una gran cantidad de información disponible. Su estudio permitiría comparar el comportamiento de vehículos y de las barreras propuestas en dicho tipo de colisiones.

De igual modo se podría realizar un estudio de los ensayos de vehículo en impactos frontales oblicuos. Tras la incorporación de algunas modificaciones en el diseño de barrera planteado se podrían desarrollar

barreras que fueran capaces de reproducir el comportamiento de vehículos en colisiones con distintas configuraciones.

Estas nuevas barreras proporcionarían gran versatilidad a los investigadores constituirían una poderosa herramienta para el estudio de la compatibilidad de vehículos y la mejora de la seguridad.

- **Búsqueda de la relación entre los parámetros característicos y los daños en los ocupantes de los vehículos**

Una de las posibles líneas de investigación derivadas de esta Tesis es la enfocada a buscar la correlación entre los parámetros contemplados como característicos del comportamiento durante los ensayos contra muro rígido de un vehículo y los daños producidos en accidentes en los que están involucrados dichos vehículos. El interés radica en la búsqueda de los parámetros obtenidos en el ensayo de un vehículo que determinan o tiene relación con los daños producidos en los ocupantes del vehículo con el que impactan en un accidente real.

Con los resultados de dicho estudio se podría dar mayor peso en el desarrollo de las barreras a aquellos parámetros que están más directamente relacionados con la agresividad y las lesiones producidas en los vehículos con los que colisiona, y no tanto en el comportamiento del vehículo al que imita la barrera.

- **Desarrollo de la metodología para el diseño de barreras que representen el lateral de un vehículo**

En el Capítulo 6 se ha presentado una propuesta para la extensión de la metodología presentada en esta tesis para el diseño de barreras deformables que representen la estructura lateral de un vehículo.

Como continuación de esta línea de investigación de debe recopilar más información de ensayos de impacto y valorar que configuración de ensayo es más apropiada para el desarrollo de la barrera como, por ejemplo, si utilizar un impacto perpendicular o con ángulo; o si utilizar la barrera FMVSS 214, ECE 95 o IIHS.

También se debe valorar el hecho de introducir un sistema de suspensión a la barrera, ya que en este tipo de impacto el balance sufrido por el vehículo impactado puede no ser despreciable.

Y por último, para poder realizar un diseño de barrera lateral más completo, se debe investigar sobre la forma de caracterizar el comportamiento de la zona de la estructura que no es impactada por la MDB durante un test de impacto. Esta tarea puede requerir la realización de ensayos y podría abrir una nueva línea de trabajo.

- **Modificación del diseño de barreras para reproducir mejor las curvas de aceleración y fuerza**

Como se ha mencionado, las barreras deformables fabricadas a partir de bloques de honeycomb no son capaces de reproducir las oscilaciones en las curvas de aceleración y fuerza obtenidas por los vehículos reales.

Mediante la introducción en el diseño de barrera de otro tipo de elementos se puede conseguir las mencionadas oscilaciones, haciendo más real el comportamiento de la barrera y por tanto los efectos producidos en los vehículos con los que impacta. Una de las posibles opciones puede ser la introducción

de elementos elásticos junto con elementos con masa elevada que produzcan oscilaciones en los pulsos de aceleración de la barrera. Otra posibilidad, es la introducción, junto con los bloques deformables, de elementos capaces de colapsar a una determinada fuerza. Esto permitiría controlar la fuerza ejercida por la barrera provocando oscilaciones en ella.



Apéndice A

Ensayos utilizados en el análisis del comportamiento durante impacto

Tabla A.1 Ensayos de impacto frontal contra muro rígido.

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
9662	CHEVROLET	SILVERADO2500	2016	3263	56,57	6364	2006
9649	TOYOTA	PRIUS	2016	1573	56,36	4538	1757
9593	HONDA	CIVIC	2016	1432	56,14	4605	1795
9591	TOYOTA	TACOMA	2016	2258	56,89	5715	1910
9563	KIA	OPTIMA	2016	1677	56,57	4850	1840
9561	CHEVROLET	MALIBU	2016	1608	56,29	4910	1850
9557	VOLVO	XC90 T6	2016	2303	56,05	4950	1921
9553	VOLKSWAGEN	Golf SportWagen	2016	1662	56,05	4564	1770
9552	VOLKSWAGEN	PASSAT	2016	1798	56,17	4890	1790
9512	JEEP	RENEGADE	2016	1730	56,30	4232	1766
9511	NISSAN	VERSA	2016	1279	56,56	4490	1695
9508	CHEVROLET	COLORADO	2016	2284	56,26	5698	1757
9503	DODGE	CHARGER	2016	2095	56,26	5042	1894
9494	MAZDA	CX-3	2016	1520	56,19	4295	1760
9493	CHRYSLER	300'	2016	2103	56,31	5059	1888
9492	HONDA	CRV	2016	1762	56,23	4562	1817
9487	LEXUS	ES 350	2016	1833	56,52	4913	1815
9484	FORD	F250 PICKUP	2016	3367	56,36	6328	2025
9350	HYUNDAI	TUCSON	2016	1811	56,23	4477	1810
9337	HONDA	FIT	2015	1427	56,27	4069	1697

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
9336	MAZDA	MAZDA3	2015	1599	56,61	4463	1796
9335	FORD	F150	2015	2474	56,15	5883	2028
9334	TOYOTA	HIGHLANDER	2015	2335	56,41	4857	1898
9333	CHEVROLET	MALIBU	2015	1867	56,51	4871	1832
9332	CHEVROLET	MALIBU	2015	1870	56,63	4872	1832
9326	HONDA	PILOT	2016	2117	56,45	4937	2003
9296	HONDA	HR-V	2016	1565	56,28	4285	1770
9295	NISSAN	MAXIMA	2016	1790	56,25	4900	1856
9252	ACURA	ILX	2016	1587	56,21	4620	1742
9250	FORD	EDGE	2015	2107	56,48	4765	1915
9248	MERCEDES	C300	2015	1780	56,27	4705	1805
9166	ACURA	RLX	2015	2000	56,40	4984	1886
9160	NISSAN	MURANO	2015	1980	56,54	4884	1916
9157	KIA	SORENTO	2016	1967	56,44	4762	1862
9156	MAZDA	6I	2016	1646	56,43	4684	1820
9136	MAZDA	CX-5	2016	1730	56,48	4545	1840
9114	KIA	SEDONA	2015	2195	56,48	5140	1985
9111	FORD	F150	2015	2421	56,39	5886	2020
9097	FORD	F150	2015	2571	56,36	6216	2030
9086	FORD	FOCUS	2015	1535	56,64	4543	1785
9080	CHEVROLET	COLORADO	2015	2174	56,81	5396	1763
9079	NISSAN	SENTRA	2015	1495	56,69	4623	1753
9078	VOLKSWAGEN	GOLF	2015	1557	56,12	4281	1767
9077	TOYOTA	RAV4	2015	1840	56,58	4565	1826
9070	LEXUS	NX200t	2015	2007	56,55	4630	1814
9069	TOYOTA	AVALON	2015	1818	56,35	4953	1835
9065	TOYOTA	COROLLA	2015	1475	56,36	4630	1770
9059	FORD	MUSTANG	2015	1764	55,99	4790	1915
9051	FORD	EXPEDITION	2015	3054	56,31	5604	1976
9048	HONDA	CRV	2015	1763	56,43	4556	1820
9047	BMW	X3	2015	2044	55,74	4646	1875
9035	TOYOTA	TUNDRA	2015	2860	56,23	6308	2030
9033	HONDA	FIT	2015	1329	56,55	4069	1696
9030	MITSUBISHI	MIRAGE	2015	1115	56,39	3663	1646
9029	TOYOTA	TUNDRA	2015	2877	56,33	5835	2033
9012	TOYOTA	SIENNA	2015	2251	56,23	5090	1985
9011	DODGE	CHALLENGER	2015	1957	56,25	5022	1890
9010	FORD	ESCAPE	2015	1808	56,27	4535	1830

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
9009	BMW	X5	2015	2396	56,14	4885	1937
9005	AUDI	A3	2015	1825	56,22	4464	1782
8993	FORD	TRANSIT VAN	2015	2828	56,59	5582	2018
8988	SUBARU	OUTBACK	2015	1851	56,35	4820	1845
8987	NISSAN	ROGUE	2015	1812	56,17	4643	1819
8982	CHRYSLER	200'	2015	1769	56,16	4888	1872
8949	LINCOLN	MKC	2015	1994	56,29	4555	1820
8909	KIA	FORTE	2015	1473	56,08	4492	1768
8901	TOYOTA	TUNDRA	2014	2905	55,90	6298	2040
8900	TOYOTA	TUNDRA	2014	2904	56,30	6298	2040
8878	HYUNDAI	SONATA	2015	1712	56,45	4870	1820
8877	CADILLAC	CTS	2014	1920	56,47	4973	1805
8781	HYUNDAI	GENESIS	2015	2193	56,28	4987	1880
8755	MINI	COOPER HARDTOP	2014	1426	55,74	3823	1703
8748	CHEVROLET	SUBURBAN	2015	2923	56,39	5987	2003
8660	CHEVROLET	CAPTIVA	2014	1942	56,46	4582	1786
8651	TOYOTA	TUNDRA	2014	2901	55,80	6311	2042
8641	CHEVROLET	SILVERADO2500	2015	3277	56,54	6374	1997
8605	CHEVROLET	TAHOE	2015	2846	56,15	5165	2040
8604	CHEVROLET	SILVERADO2500	2015	3325	56,40	6608	2000
8590	SUBARU	IMPREZA	2014	1538	56,50	4419	1740
8589	TOYOTA	TUNDRA	2014	2843	56,57	5828	2042
8588	NISSAN	ROGUE	2014	1815	56,59	4644	1825
8562	FORD	TRANSIT CONNECT	2014	2012	56,48	4834	1789
8545	TOYOTA	CAMRY	2014	1664	56,71	4806	1820
8543	TOYOTA	TUNDRA	2014	2872	56,42	6309	2032
8540	HYUNDAI	VELOSTER	2014	1416	56,44	4215	1772
8539	MAZDA	MAZDA3	2014	1470	56,39	4575	1802
8538	AUDI	Q5	2014	2172	55,98	4638	1888
8537	MAZDA	MAZDA6	2014	1631	56,50	4866	1823
8531	TOYOTA	HIGHLANDER	2014	2250	56,43	4855	1896
8526	MITSUBISHI	OUTLANDER	2014	1755	56,19	4656	1765
8521	JEEP	CHEROKEE	2014	2044	56,42	4613	1840
8520	AUDI	A6	2014	2090	56,05	4926	1868
8515	SUBARU	XV CROSSTREK	2014	1616	56,11	4455	1776
8495	TOYOTA	SCION FR-S	2014	1426	56,25	4243	1742
8487	HONDA	ODYSSEY	2014	2264	56,61	5152	1987
8480	RAM	2500	2014	3366	56,43	6600	2020

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
8470	NISSAN	PATHFINDER	2014	2145	56,56	5015	1958
8464	KIA	SOUL	2014	1466	55,90	4137	1753
8459	TOYOTA	PRIUS	2014	1567	56,30	4486	1740
8457	DODGE	DURANGO	2014	2450	56,43	5085	1914
8456	CHEVROLET	SILVERADO 1500	2014	2662	56,40	5853	2000
8455	CHEVROLET	SPARK	2014	1200	56,93	3628	1583
8446	INFINITI	Q50	2014	1952	56,19	4785	1805
8413	MERCEDES	E350	2014	2022	57,04	4885	1850
8412	KIA	SEDONA	2014	2212	56,42	5158	1952
8407	TOYOTA	COROLLA	2014	1480	56,37	4634	1764
8405	JEEP	GRAND CHEROKEE	2014	2397	56,31	4832	1919
8358	ACURA	RDX	2014	1926	56,25	4655	1862
8356	TOYOTA	RAV4	2013	1815	56,57	4566	1737
8322	NISSAN	VERSA NOTE	2014	1266	56,38	4132	1690
8321	LEXUS	IS250	2014	1882	56,30	4668	1780
8316	CHEVROLET	SILVERADO 1500	2014	2788	56,55	6080	2020
8314	SMART	Electric Drive	2013	1153	56,23	2730	1475
8313	SUBARU	FORESTER	2014	1745	56,49	4580	1790
8308	TESLA	MODEL S	2013	2273	56,23	4995	1935
8297	KIA	SORENTO	2014	1937	56,37	4689	1860
8294	KIA	FORTE	2014	1455	56,08	4570	1770
8293	JEEP	GRAND CHEROKEE	2014	2394	56,47	4825	1913
8290	CHEVROLET	IMPALA	2014	1860	56,55	5122	1860
8251	NISSAN	FRONTIER	2013	2238	55,50	5214	1783
8217	FORD	FUSION	2013	2000	56,39	4881	1832
8213	NISSAN	LEAF	2013	1665	56,52	4445	1764
8212	BUICK	ENCORE	2013	1743	56,21	4270	1746
8209	MAZDA	CX-5	2014	1694	56,37	4545	1840
8204	HONDA	CIVIC HYBRID	2013	1483	56,20	4562	1750
8193	SUBARU	OUTBACK	2013	1755	56,21	4798	1777
8191	TOYOTA	RAV4	2013	1813	56,67	4570	1828
8189	SUBARU	IMPREZA	2013	1532	56,10	4417	1745
8158	MAZDA	CX-9	2013	2205	56,54	5077	1940
8156	HONDA	CIVIC	2013	1437	56,18	4467	1740
8155	VOLKSWAGEN	TIGUAN	2013	1920	56,36	4438	1786
8153	TOYOTA	PRIUS C	2013	1314	55,65	3995	1695
8151	FORD	C MAX ENERGI	2013	1952	56,38	4410	1772
8125	CHEVROLET	TRAVERSE	2013	2492	56,36	5171	1958

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
8106	TOYOTA	PRIUS V	2013	1709	56,55	4625	1770
8104	HONDA	ACCORD	2013	1682	55,65	4810	1850
8100	TOYOTA	AVALON	2013	1835	56,26	4958	1833
8091	MERCEDES	ML350	2013	2431	56,19	4807	1916
8081	FORD	FOCUS BEV	2013	1821	56,38	4390	1805
8080	MERCEDES	C-CLASS	2013	1900	56,16	4630	1775
8077	FORD	FUSION	2013	1865	56,26	4884	1834
8071	FORD	CMAV HYBRID	2013	1820	56,36	4418	1772
8068	NISSAN	SENTRA	2013	1484	56,15	4625	1760
8066	CADILLAC	SRX	2013	2305	56,24	4832	1865
8064	VOLKSWAGEN	BEETLE	2013	1615	56,82	4277	1820
8057	INFINITI	JX	2013	2203	56,37	4990	1945
8055	LEXUS	IS250	2013	1856	56,20	4575	1785
8049	TOYOTA	TACOMA	2013	2096	55,71	5284	1807
8048	DODGE	CHALLENGER	2013	1948	56,39	5024	1918
8045	CADILLAC	ATS	2013	1863	56,17	4630	1765
8043	CHEVROLET	CRUZE	2013	1599	56,21	4595	1752
8038	LEXUS	ES 350	2013	1826	56,34	4891	1796
8036	JEEP	COMPASS	2013	1723	56,50	4440	1810
8035	HONDA	ACCORD	2013	1718	56,26	4863	1840
8030	JEEP	PATRIOT	2013	1732	56,51	4955	1780
8027	ACURA	ILX	2013	1520	56,37	4558	1786
8026	CHEVROLET	SILVERADO2500	2013	3204	56,98	6810	2034
8024	AUDI	A4	2013	1945	56,21	4708	1818
8001	FORD	FOCUS	2013	1515	56,42	4532	1781
8000	HYUNDAI	SANTA FE SPORT	2013	1912	56,25	4692	1880
7995	BUICK	VERANO	2013	1748	56,18	4980	1790
7989	CADILLAC	XTS	2013	2153	56,21	5133	1828
7983	DODGE	DART	2013	1667	56,60	4676	1839
7978	VOLKSWAGEN	TIGUAN	2013	1908	56,40	4441	1783
7977	BMW	X5	2013	2408	56,06	4860	1930
7975	TOYOTA	SIENNA	2013	2286	56,24	5093	1984
7969	TOYOTA	VENZA	2013	1991	56,20	4808	1900
7966	NISSAN	ALTIMA	2013	1628	56,21	4864	1817
7965	INFINITI	M37	2013	2018	55,99	4930	1850
7947	CODA	CODA	2012	1837	56,80	4470	1710
7941	FORD	ESCAPE	2013	1889	55,86	4545	1828
7931	MAZDA	CX-5	2013	1698	56,37	4545	1840

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
7876	TOYOTA	PRIUS PLUG-IN	2012	1605	55,97	4483	1746
7873	LEXUS	RX350	2013	2189	56,08	4740	1885
7872	FORD	TAURUS	2013	2108	55,99	5155	1926
7871	FORD	EXPLORER	2013	2378	56,16	5015	2002
7869	ACURA	TL	2012	1989	56,40	4930	1854
7863	MITSUBISHI	IMiEV	2012	1334	56,10	3681	1585
7857	BMW	328 I	2012	1747	56,74	4625	1780
7856	CHEVROLET	MALIBU ECO EASSIST	2013	1838	56,30	4890	1820
7755	TOYOTA	4RUNNER	2012	2336	56,28	4840	1935
7751	KIA	RIO	2012	1377	56,10	4364	1709
7747	RAM	2500	2012	3261	55,76	6585	2005
7744	TOYOTA	RAV4	2012	1772	56,67	4535	1810
7740	BUICK	REGAL EASSIST	2012	1876	56,30	4846	1819
7734	MITSUBISHI	OUTLANDER SPORT	2012	1708	56,60	4295	1764
7732	HONDA	CRV	2012	1752	56,30	4527	1815
7729	TOYOTA	SCION IQ	2012	1118	56,42	3038	1665
7720	MITSUBISHI	LANCER	2012	1596	56,30	4572	1742
7717	SUBARU	IMPREZA	2012	1498	56,30	4580	1741
7641	HYUNDAI	ELANTRA	2012	1451	56,10	4527	1774
7628	FORD	TRANSIT CONNECT	2012	1846	55,89	4570	1758
7627	HONDA	CIVIC	2012	1403	56,58	4445	1748
7626	NISSAN	JUKE	2012	1614	56,40	4122	1728
7625	FORD	F150	2012	2869	56,62	6355	1940
7624	FORD	EXPEDITION	2012	2926	56,41	5230	1950
7623	FORD	F250 PICKUP	2012	3448	56,34	6690	2020
7622	HONDA	CR-Z	2012	1422	56,28	4076	1738
7620	VOLKSWAGEN	BEETLE	2012	1617	56,00	4286	1810
7619	HONDA	CIVIC HYBRID	2012	1470	56,30	4507	1744
7618	LEXUS	ES 350	2012	1850	55,92	4865	1820
7617	SUZUKI	SX4	2012	1436	56,20	4488	1706
7615	TOYOTA	SIENNA	2012	2336	56,18	5083	1985
7614	MITSUBISHI	OUTLANDER	2012	1850	56,23	4660	1800
7612	KIA	SOUL	2012	1448	56,42	4110	1780
7609	NISSAN	VERSA	2012	1287	56,34	4450	1700
7606	DODGE	CHARGER	2012	2098	56,30	5080	1891
7605	TOYOTA	YARIS	2012	1261	56,09	3885	1685
7592	RAM	1500 CREW	2012	2743	56,50	5825	2030
7588	KIA	SPORTAGE	2012	1743	56,25	4442	1800

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
7587	CHRYSLER	300'	2012	2141	56,20	5050	1876
7585	TOYOTA	TUNDRA	2012	2901	56,18	5830	2035
7582	CHEVROLET	SILVERADO2500	2012	3362	56,20	6577	2004
7579	HONDA	FIT	2012	1310	56,50	4107	1692
7577	VOLVO	S60	2012	2096	56,53	4615	1835
7574	HYUNDAI	SANTA FE	2012	1973	56,50	4656	1846
7573	SUBARU	OUTBACK	2012	1786	56,31	4777	1780
7569	ACURA	TL	2012	1998	56,14	4940	1880
7567	JEEP	LIBERTY	2012	2113	56,62	4495	1789
7566	MAZDA	MAZDA6	2012	1669	56,44	4912	1827
7564	CHEVROLET	SONIC	2012	1482	56,20	4421	1691
7536	NISSAN	MAXIMA	2012	1815	56,30	4844	1812
7531	CADILLAC	SRX	2012	2314	56,27	4835	1910
7527	RAM	1500 QUAD	2012	2693	56,20	5825	2020
7526	VOLKSWAGEN	PASSAT	2012	1755	56,10	4866	1790
7525	DODGE	DURANGO	2012	2441	56,31	5084	1915
7521	CADILLAC	CTS	2012	2049	56,12	4830	1840
7520	TOYOTA	CAMRY	2012	1662	56,30	4809	1821
7516	HYUNDAI	ELANTRA	2012	1471	56,44	4527	1769
7509	CHEVROLET	SUBURBAN	2012	2922	56,30	5655	1982
7505	FIAT	500	2012	1308	56,03	3520	1625
7504	HYUNDAI	ACCENT	2012	1330	56,20	4364	1688
7502	TOYOTA	TACOMA	2012	2230	56,61	5288	1885
7495	FORD	EXPLORER	2012	2417	56,40	5008	1978
7494	CHEVROLET	CAMARO	2012	1916	56,20	4838	1828
7488	CHEVROLET	IMPALA	2012	1851	56,15	5094	1843
7482	CHRYSLER	200'	2012	1732	56,62	4870	1804
7481	HYUNDAI	TUCSON	2012	1768	56,56	4402	1810
7478	FORD	FOCUS	2012	1530	56,26	4530	1806
7475	FORD	MUSTANG	2012	1776	56,40	4770	1854
7471	DODGE	JOURNEY	2012	2095	56,50	4895	1830
7464	DODGE	AVENGER	2012	1824	56,60	4895	1822
7460	CHRYSLER	TOWN AND COUNTRY	2012	2273	56,40	5181	1970
7440	KIA	SORENTO	2012	1990	56,30	4675	1860
7419	NISSAN	LEAF	2011	1709	56,60	4445	1770
7417	ACURA	ZDX	2011	2186	56,40	4895	1981
7393	CHEVROLET	VOLT	2011	1907	56,20	4500	1785
7375	TOYOTA	COROLLA	2011	1413	56,30	4546	1760

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
7370	BUICK	LACROSSE	2011	2149	56,10	5014	1816
7362	TOYOTA	SCION TC	2011	1602	56,30	4420	1730
7360	FORD	F150	2011	2854	56,16	5900	1942
7359	FORD	RANGER	2011	2071	56,46	5175	1747
7358	TOYOTA	PRIUS	2011	1561	56,60	4460	1748
7357	FORD	F150	2011	2844	56,27	5903	1944
7350	TOYOTA	COROLLA	2011	1414	56,50	4546	1760
7347	KIA	OPTIMA	2011	1680	56,50	4845	1805
7342	TOYOTA	TUNDRA DOUBLE CAB	2011	2807	56,86	5845	2030
7339	FORD	FUSION	2011	1870	56,50	4860	1817
7203	HYUNDAI	SONATA	2011	1670	56,50	4820	1821
7201	KIA	FORTE	2011	1480	56,30	4535	1755
7200	SUBARU	FORESTER	2011	1681	56,30	4563	1757
7196	NISSAN	MURANO	2011	2000	56,60	4830	1885
7194	VOLKSWAGEN	JETTA	2011	1636	56,30	4630	1786
7189	DODGE	CALIBER	2011	1590	56,36	4414	1752
7188	VOLVO	XC60	2011	2124	56,20	4628	1830
7183	TOYOTA	HIGHLANDER	2011	2180	56,84	4783	1905
7182	MERCEDES	C300	2011	1860	56,20	4634	1773
7180	HONDA	ODYSSEY	2011	2242	56,20	5166	1984
7179	TOYOTA	VENZA	2011	2051	56,21	4805	1905
7175	FORD	EDGE	2011	2146	56,90	4687	1900
7158	CHEVROLET	CRUZE	2011	1631	56,20	4609	1750
7152	NISSAN	ALTIMA	2011	1614	56,56	4850	1800
7150	TOYOTA	RAV4	2011	1763	56,40	4614	1786
7149	HONDA	CRV	2011	1769	56,30	4546	1800
7148	LEXUS	RX350	2011	2160	56,33	4760	1884
7147	HONDA	CIVIC	2011	1408	56,20	4504	1740
7139	FORD	FUSION	2011	1899	56,70	4841	1814
7137	ACURA	MDX	2011	2255	56,30	4878	1973
7131	NISSAN	SENTRA	2011	1506	56,67	4562	1760
7127	RAM	1500 QUAD	2011	2655	56,30	5826	1849
7126	KIA	SOUL	2011	1473	56,37	4105	1782
7121	CHEVROLET	SILVERADO 1500	2011	2697	56,00	5844	1978
7120	FORD	ESCAPE	2011	1858	56,50	4433	1745
7115	RAM	1500 CREW	2011	2655	56,20	5835	2014
7112	NISSAN	ROGUE	2011	1767	56,20	4674	1793
7108	MAZDA	MAZDA3	2011	1503	56,36	4580	1750

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
7100	TOYOTA	TACOMA	2011	2190	56,68	5300	1892
7099	CHEVROLET	SILVERADO 1500	2011	2666	55,80	5836	1987
7078	HONDA	ACCORD	2011	1663	56,50	4964	1850
7076	HONDA	CR-Z	2011	1386	56,51	4080	1730
7074	CHEVROLET	TRAVERSE	2011	2471	56,30	5192	1957
7068	VOLKSWAGEN	ROUTAN	2009	2116	55,80	5127	2000
7066	BUICK	LUCERNE	2011	1919	56,60	5190	1849
7056	TOYOTA	VENZA	2009	1840	55,80	4771	1895
7038	CHEVROLET	EQUINOX	2011	2058	56,30	4792	1793
7032	MERCEDES	C300	2011	1880	56,20	4634	2008
7027	AUDI	A4	2011	1947	56,57	4710	1800
7026	CHEVROLET	TAHOE	2011	2851	56,50	5099	2000
7024	BMW	535 I	2011	2067	55,92	4895	1850
7002	HYUNDAI	SONATA	2011	1681	56,30	4820	1821
6999	JEEP	GRAND CHEROKEE	2011	2408	56,30	4766	1944
6998	CHEVROLET	MALIBU	2011	1760	56,50	4870	1776
6996	FORD	FIESTA	2011	1359	56,50	4419	1683
6994	NISSAN	VERSA	2011	1338	56,28	4465	1685
6992	INFINITI	M37	2011	2018	56,20	4906	1866
6991	SUBARU	OUTBACK	2011	1722	56,14	4782	1813
6983	FORD	FOCUS	2002	1410	56,50	4435	1695
6982	HONDA	RIDGELINE	2006	2426	56,60	5245	1975
6978	HONDA	PILOT	2011	2230	56,50	4847	1965
6976	KIA	SORENTO	2011	1934	56,30	4681	1858
6964	FORD	TAURUS	2011	2097	56,50	5155	1935
6953	TOYOTA	CAMRY	2011	1693	56,00	4810	1820
6951	TOYOTA	SIENNA	2011	2337	56,60	5089	1982
6946	HONDA	ODYSSEY	2005	2388	56,10	5070	1955
6945	HONDA	ODYSSEY	2003	2388	56,40	5040	1925
6940	HYUNDAI	SONATA	2011	1669	56,30	4820	1821
6864	ACURA	ZDX	2010	2210	56,30	4890	1970
6860	TOYOTA	4RUNNER	2010	2357	56,64	4857	1840
6858	SUZUKI	KIZASHI	2010	1794	56,50	4644	1794
6857	HONDA	ACCORD CROSSTOUR	2010	2032	56,30	4985	1863
6854	LINCOLN	MKT	2010	2421	56,50	5270	1916
6834	HYUNDAI	ACCENT	2010	1320	56,19	4045	1690
6828	CADILLAC	SRX	2010	2331	56,50	4847	1865
6826	BMW	328 I	2010	1877	56,30	4543	1780

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
6823	HONDA	CRV	2010	1779	56,80	4548	1806
6822	MERCEDES	E350	2010	2084	56,32	4880	1835
6820	SUBARU	LEGACY	2010	1731	56,30	4715	1820
6812	LEXUS	HS250h	2010	1859	56,44	4700	1765
6810	NISSAN	ROGUE	2010	1773	56,80	4650	1800
6808	FORD	TAURUS	2010	2117	56,50	5111	1934
6796	SUBARU	OUTBACK	2010	1810	56,30	4752	1780
6794	SUBARU	LEGACY	2010	1735	56,30	4715	1820
6793	BUICK	LACROSSE	2010	2007	56,20	4952	1834
6791	FORD	TRANSIT CONNECT	2010	1881	56,65	4582	1740
6788	CHEVROLET	EQUINOX	2010	2055	55,80	4774	1794
6786	HYUNDAI	GENESIS	2010	1719	56,60	4574	1832
6784	TOYOTA	TUNDRA	2010	2697	56,62	5354	2042
6766	KIA	FORTE	2010	1461	56,30	4541	1775
6765	CADILLAC	CTS	2009	2150	56,30	4817	1791
6764	HYUNDAI	GENESIS	2010	1714	56,50	4574	1832
6763	TOYOTA	PRIUS	2010	1587	56,30	4454	1746
6760	CHEVROLET	CAMARO	2010	1924	56,40	4845	1915
6759	HYUNDAI	GENESIS	2010	1744	56,50	4629	1834
6757	TOYOTA	TUNDRA	2010	2914	56,30	5811	2029
6756	TOYOTA	TUNDRA	2010	2787	56,30	5811	2031
6755	FORD	FUSION	2010	1651	56,30	4805	1818
6754	TOYOTA	COROLLA	2010	1418	56,30	4539	1759
6753	KIA	FORTE	2010	1409	56,30	4537	1760
6751	VOLKSWAGEN	TIGUAN	2009	1944	56,28	4426	1782
6750	TOYOTA	CAMRY	2010	1705	56,50	4804	1818
6742	NISSAN	CUBE	2009	1466	57,00	3978	1692
6736	KIA	FORTE	2010	1445	56,15	4450	1750
6733	FORD	MUSTANG	2010	1802	56,30	4793	1880
6732	AUDI	Q5	2009	2241	56,51	4645	1843
6729	HONDA	INSIGHT	2010	1428	56,60	4377	1701
6728	FORD	FUSION	2010	1889	56,35	4850	1820
6727	FORD	MUSTANG	2010	1815	56,60	4768	1849
6724	HONDA	INSIGHT	2010	1413	56,20	4352	1697
6723	FORD	MUSTANG	2010	1735	57,00	4779	1840
6658	MAZDA	MAZDA3	2010	1506	56,36	4575	1750
6655	KIA	SOUL	2010	1475	56,14	4105	1760
6647	MAZDA	MAZDA3	2010	1497	56,50	4580	1810

Continúa en la siguiente página

Continuación de la tabla

Ensayo	Marca	Modelo	Año	Masa	Velocidad	Longitud	Anchura
6646	FORD	MUSTANG	2010	1766	56,20	4768	1849
6643	LEXUS	RX350	2010	2163	56,34	4758	1873
6642	LEXUS	RX350	2010	2153	56,30	4731	1881
6641	KIA	SOUL	2010	1390	56,30	4108	1810
6601	TOYOTA	VENZA	2009	2074	56,63	4750	1896
6600	DODGE	RAM1500	2009	2671	56,36	5821	2013
6599	FORD	F150	2009	2859	56,16	5885	1964
6598	FORD	F150	2009	2833	56,37	5876	1959
6585	DODGE	RAM1500	2009	2773	56,36	5830	2068
6579	LINCOLN	MKS	2009	2165	55,62	5186	1810
6548	ACURA	TL	2009	1869	57,34	4966	1857
6532	DODGE	CHALLENGER	2009	1892	56,5	5010	1917
6519	AUDI	A4	2009	1968	56,2	4651	1811
6517	HONDA	FIT	2009	1325	56,02	4103	1688
6513	MAZDA	6I	2009	1695	56,5	4870	1840
6512	MITSUBISHI	GALANT	2009	1740	56,81	4858	1835
6511	HYUNDAI	SONATA	2009	1708	56,36	4805	1810
6510	KIA	BORREGO	2009	2263	56,3	4856	1878
6477	HYUNDAI	GENESIS	2009	1957	56,5	4941	1858
6476	FORD	ESCAPE	2009	1904	56,12	4431	1754
6475	LINCOLN	MKS	2009	2169	56,33	5186	1810
6473	CADILLAC	CTS	2009	2134	56,12	4840	1795
6462	NISSAN	MAXIMA	2009	1850	56	4843	1810
6461	FORD	FLEX	2009	2322	56,07	5117	1900
6375	ACURA	TSX	2009	1758	55,97	4710	1830
6362	HYUNDAI	SONATA	2009	1714	56,37	4790	1805
6343	TOYOTA	MATRIX	2009	1677	56,5	4346	1726
6339	SUBARU	FORESTER	2009	1708	56,3	4530	1762
6338	HYUNDAI	SONATA	2009	1718	56,08	4785	1820
6336	DODGE	JOURNEY	2009	2136	56,6	4866	1833
6324	TOYOTA	MATRIX	2009	1674	56,5	4346	1726
6317	NISSAN	MURANO	2009	2044	56,3	4791	1869
6310	TOYOTA	COROLLA	2009	1424	56,16	4529	1755

Final de la tabla

Apéndice B

Métricas para la evaluación de la similitud entre curvas

Como se ha introducido en el apartado 5.2.2, en cada aplicación pueden existir ciertos valores simples que pueden servir como métricas para la validación de los modelos de simulación, como por ejemplo el HIC, aceleración máxima, o energía total absorbida. Estas métricas son escogidas en función del campo de aplicación de la simulación y de la finalidad que se pretenda dar al modelo.

Por otro lado, existen numerosas métricas deterministas para cuantificar cuanto se parecen dos curvas. Las métricas mencionadas fueron concebidas para ser utilizadas en la validación de los modelos. Sin embargo en esta tesis son utilizadas para la determinación de las curvas características del comportamiento de un segmento de vehículos durante una colisión. Dada la importancia de estas herramientas dentro de esta tesis, ya que la métrica empleada en el método de selección del vehículo representativo puede influir en el resultado, se ha dedicado un apéndice para discutir las ventajas e inconvenientes de las distintas métricas existentes en la bibliográfica.

A continuación se discuten las métricas deterministas más importantes. En todas las fórmulas mostradas a continuación se utilizará la misma notación, siendo $x(t)$ la curva obtenida en el ensayo real. A su vez $y(t)$ corresponderá a los valores obtenidos mediante la simulación.

B.1 Métricas en el dominio de la frecuencia

RMS Spectral Distance

El primer intento de definir una métrica para la validación de curvas obtenida de simulaciones de impacto fue realizado por el *Federal Highway Administration* (FHWA) de Estados Unidos [17]. Ante la carencia de un método generalmente aceptado por la comunidad científica para la validación de los resultados de ensayos de colisión desarrollaron un método basado en la comparación de las curvas en el dominio de la frecuencia.

Dada la curva medida en el ensayo, $x(t)$, y la curva calculada mediante simulación, $y(t)$, ambas en el dominio del tiempo, se procede a su transformación al dominio de la frecuencia. Las curvas $x(t)$ e $y(t)$ en el dominio del tiempo pueden expresarse como una suma infinita de senos y cosenos de la siguiente manera:

$$x(t) = \sum_{-\infty}^{\infty} (A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)) \quad (\text{B.1})$$

$$y(t) = \sum_{-\infty}^{\infty} (A_m \cos(m\omega t) + B_m \sin(m\omega t)) \quad (\text{B.2})$$

donde ω es la frecuencia fundamental y A_n, A_m, B_n y B_m son los coeficientes de las ondas seno y coseno y representan las amplitudes de las ondas.

La transformada de Fourier de $x(t)$ es:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (\text{B.3})$$

Evidentemente $X(\omega)$ es una función que contiene información sobre las magnitudes A_n y B_n . Del mismo modo, para la señal obtenida mediante simulación se puede obtener la transformada $Y(\omega)$ que posee la información sobre las magnitudes A_m y B_m .

La diferencia absoluta de amplitudes punto a punto de la señal en el dominio de la frecuencia se define como:

$$\Delta_A = |A_n - A_m| \quad ; \quad \Delta_B = |B_n - B_m| \quad (\text{B.4})$$

Si estas diferencias son menores del 20% de los valores correspondientes de la señal obtenida mediante experimentación, A_n y B_n , las señales pueden considerarse parecidas entre ellas.

También se puede definir la diferencia absoluta relativa según la expresión B.5, la cual puede considerarse como la diferencia en magnitud de las dos señales.

$$\Delta_{ARrel} = \left| \sqrt{A_n^2 + B_n^2} - \sqrt{A_m^2 + B_m^2} \right| \quad (\text{B.5})$$

De igual modo se puede considerar que si el valor de Δ_{ARrel} se encuentra por debajo del 20% las curvas son lo suficientemente parecidas, dando por válida el resultado de la simulación [17].

RMS Log Spectral Distance

Otra métrica basada por el dominio de la frecuencia es el *RMS Log Spectral Distance*. Se basa en cuantificar, mediante la media cuadrática, la diferencia entre los espectros de potencia de las dos curvas.

Dadas las mismas señales en el dominio del tiempo definidas anteriormente, $x(t)$ e $y(t)$, se definen las funciones de autovarianza como se muestra en las expresiones B.6 y B.7 respectivamente:

$$C_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cdot x(t + \tau) dt \quad (\text{B.6})$$

$$C_y(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} y(t) \cdot y(t + \tau) dt \quad (\text{B.7})$$

A partir de las anteriores se define el espectro de potencias de $x(t)$ como:

$$P_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} C_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (\text{B.8})$$

De forma similar, el espectro de potencias de $y(t)$ se expresa de la siguiente forma:

$$P_y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} C_y(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (\text{B.9})$$

Estas funciones dan una idea de como se distribuye la potencia de la señal sobre las distintas frecuencias de las que está formada. Para intentar suavizar el espectro se puede utilizar una ventana espectral, $w(\omega)$, quedando el espectro de potencia suavizado de $x(t)$ e $y(t)$:

$$\Gamma_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} w(\omega) C_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (\text{B.10})$$

$$\Gamma_y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} w(\omega) C_y(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (\text{B.11})$$

Si se realiza la media cuadrática de la diferencia de los logaritmos de los espectros de potencia de las dos señales, la real y la obtenida mediante simulación, se obtiene:

$$D = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \left[\ln \left[\frac{\Gamma_x(\omega)}{\Gamma_y(\omega)} \right] \right]^2 d\omega \quad (\text{B.12})$$

En la bibliografía D es conocida como *RMS Log Spectral Distance* y sus unidades son dB. Esta métrica indica como de parecidos son los espectros de potencia de las dos señales. Cuanto más pequeño es D más parecidas son las curvas que se están comparando. Se suele utilizar un límite de 20 dB como criterio de aceptación [166, 17].

No es común el uso de métricas en el dominio de la frecuencia para la validación de curvas obtenidas de ensayos de impacto. Ello se puede deber a que los eventos producidos en estos ensayos tiene una duración muy corta, lo que no produce unos espectros de potencia suaves, dificultando la aplicación de estas métricas [166].

B.2 Métricas en el dominio del tiempo

Norma vectorial

Las métricas en el dominio del tiempo son mucho más comunes en aplicaciones de ingeniería mecánica. Cuando se tienen dos señales discretas, x la curva real e y la curva obtenida mediante simulación, una forma muy sencilla de cuantificar la diferencia entre ellas es usar la norma vectorial. Asumiendo que cada una de

las curvas como uno de los dos puntos que definen un vector se puede calcular la norma vectorial L_p como se muestra en la ecuación B.15:

$$x = \{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_N\} \quad (\text{B.13})$$

$$y = \{y_1, y_2, \dots, y_i, \dots, y_N\} \quad (\text{B.14})$$

$$L_p = \|x - y\|_p = \left(\sum_{i=1}^N |x_i - y_i|^p \right)^{1/p} \quad (\text{B.15})$$

donde x_i e y_i corresponden a los i -ésimos valores de las señales reales y simulada respectivamente. Siendo N el número de valores de cada señal o el número de dimensiones del supuesto espacio vectorial. Las normas más populares son L_1 , L_2 y L_∞ .

$$L_1 = |x_1 - y_1| + |x_2 - y_2| + \dots + |x_N - y_N| \quad (\text{B.16})$$

es la suma de las diferencias punto a punto de las señales.

$$L_2 = \sqrt{(x_1 - y_1)^2 + (x_2 - y_2)^2 + \dots + (x_N - y_N)^2} \quad (\text{B.17})$$

que corresponde a la distancia Euclídea. Se puede demostrar que

$$L_\infty = \max_{i \in \{1, \dots, N\}} |x_i - y_i| \quad (\text{B.18})$$

Si se analizan las expresiones se puede advertir que, a la hora de cuantificar que curva es más próxima a otra, cada uno de las normas descritas puede indicar resultados distintos. En la bibliografía puede encontrarse algún ejemplo práctico [180].

A continuación se plantea un ejemplo para ilustrar el funcionamiento de las métricas con datos de ensayos de colisión. Se van a comparar los resultados del cálculo de las diferencias entre las curvas de aceleración que se muestra en la Figura B.1. Estas corresponden a ensayos de vehículos reales como los tratados en el Capítulo 5.

En la Tabla B.1 se muestra las diferencias entre cada una de las curvas de aceleración y la curva del Test 1 según cada una de las tres normas. Se puede observar que con las tres normas se ha obtenido que la curva más parecida al Test 1 es la del Test 3.

Tabla B.1 Resultados de las normas vectoriales L_1 , L_2 y L_∞ para las curvas de la Figura B.1.

Norma	Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
L_1	1.0070	0.6665	1.9004
L_2	375.79	251.68	748.33
L_∞	29.976	24.914	62.331

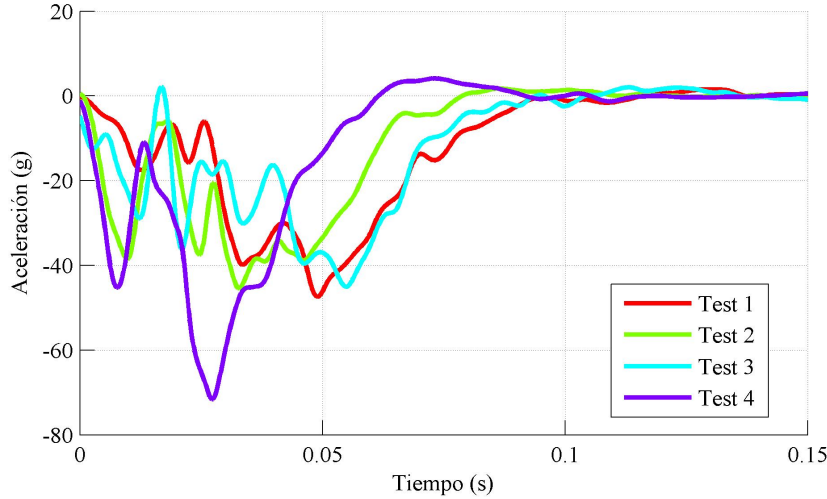


Figura B.1 Curvas de aceleración de ejemplo.

Por otro lado, estas métricas no son capaces de distinguir si la diferencia entre las distintas curvas se debe a un desfase o a diferencias en la magnitud, cualidad que sí tienen métricas que se describen más adelante. La norma L_∞ no aporta gran información acerca de la diferencia temporal de las curvas, ya que solo indica la máxima diferencia entre las señales. A pesar de sus limitaciones, las normas vectoriales supusieron el inicio de las métricas para cuantificar las diferencias entre curvas [180].

Diferencia de los momentos de la señal

Una de las formas más simples de comparar dos señales es comparar el denominado "momento" de las señales (*Relative Absolute Difference of Moments*). Este método fue propuesto, al igual que las métricas explicadas anteriormente, por el FHWA [17].

El n-ésimo momento de la curva obtenida en el ensayo, $x(t)$, se define como la integral de $t^n x(t)$:

$$M_n(x(t)) = \int_0^T t^n x(t) dt \quad (\text{B.19})$$

donde T es el tiempo total de la curva. De forma similar, el n-ésimo momento del resultado de la simulación $y(t)$ se define como:

$$M_n(y(t)) = \int_0^T t^n y(t) dt \quad (\text{B.20})$$

Las dos curvas se pueden considerar similares si la diferencia entre los momentos es pequeña. Expresado matemáticamente:

$$|M_n(x(t)) - M_n(y(t))| < \varepsilon \quad (\text{B.21})$$

donde ε es el criterio de aceptación. Suele utilizarse como límite el 20% de $M_n(x(t))$.

Si n es 0, entonces el momento calculado es el área bajo la curva. Si se normaliza el valor calculado según las expresiones siguientes:

$$M_n(x(t)) = \frac{1}{T^{n+1}} \int_0^T t^n x(t) dt \quad (\text{B.22})$$

$$M_n(y(t)) = \frac{1}{T^{n+1}} \int_0^T t^n y(t) dt \quad (\text{B.23})$$

entonces el momento para $n = 0$ indica el valor medio de la curva y los siguientes momentos cuantifican las desviaciones respecto a la media. Dependiendo de lo suave que sea la curva es necesario comparar más o menos momentos. Normalmente, se comparan los cinco primeros momentos (incluyendo $n = 0$). Si se divide el momento para $n = 1$ entre el momento para $n = 0$ se obtiene el centroide de la curva.

Naturalmente, tanto en la simulación como en el ensayo se obtienen señales discretas y no continuas, por lo que los momentos mostrados en las ecuaciones B.19 y B.20 quedan expresados en su forma discreta de la siguiente forma:

$$M_x = \sum_{i=1}^N t_i^n x_i \Delta t \quad (\text{B.24})$$

$$M_y = \sum_{i=1}^N t_i^n y_i \Delta t \quad (\text{B.25})$$

En las ecuaciones anteriores, como en todas las ecuaciones en forma discreta mostradas en este apéndice, x_i corresponde al valor en el instante i de la curva discreta obtenida en el ensayo o curva real; y_i corresponde al valor de la curva discreta obtenida mediante simulación en el instante i . N es el número de valores de las señales. Se supone en todo momento que las dos señales tienen la misma frecuencia de muestreo, el mismo número de valores y que antes de aplicar las métricas han sido filtradas y sincronizadas para hacer coincidir el instante de impacto de ambas curvas.

En forma su discreta, la ecuación en la cual se calculaba la diferencia entre los momentos de las dos señales B.21 puede expresarse de la siguiente forma:

$$\Delta M_n = \frac{[\sum_{i=1}^N t_i^n x_i - \sum_{i=1}^N t_i^n y_i]}{\sum_{i=1}^N t_i^n x_i} \quad (\text{B.26})$$

donde ΔM_n es una métrica que cuantifica la diferencia entre los n -ésimos momentos de las dos señales normalizada según el n -ésimo momento de la señal real. De forma similar a la expresión continua, se considera que las dos señales son iguales si ΔM_n es menor a 0,2. El FHWA realizó varios ensayos de colisión del mismo modelo de vehículo contra un poste rígido y utilizaron los momentos de la señal para estudiar la repetibilidad del ensayo [25]. A partir de sus resultados se advirtió que los momentos de orden más alto (del tercer al quinto momento) variaban demasiado de unos ensayos a otros. De ello puede deducirse que los momentos de órdenes altos no son apropiados para ser utilizados como métrica para la validación de simulaciones [166].

En la siguiente tabla se muestra el resultado de las diferencias de momentos de las señales de aceleración del Test 1 con las otras tres señales mostradas en la Figura B.1. Los cinco momentos contemplados en la comparación indican que la curva más parecida al Test 1 es el Test 3.

Tabla B.2 Diferencia de momentos para la evaluación de la curva más parecida a la del ensayo Test 1 de entre las curvas de la Figura B.1.

	Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
ΔM_1	0.3240	0.0835	0.4027
ΔM_2	0.4914	0.1055	0.6409
ΔM_3	0.6330	0.1204	0.8082
ΔM_4	0.7639	0.1362	0.9283
ΔM_5	0.8888	0.1524	1.0140

Diferencia de las medias cuadráticas de las señales

Otra métrica en el dominio de tiempo muy sencilla es la diferencia de las medias cuadráticas de las señales. La media cuadrática de una señal se calcula simplemente mediante la suma algebraica del cuadrado de los valores de señal dividida entre el número de valores. En las siguientes expresiones se muestran las medias cuadráticas de la señal real y calculada.

$$rms_x = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (B.27)$$

$$rms_y = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T y^2(t) dt} \quad (B.28)$$

Si se trata de una señal discreta, como es el caso, las medias cuadráticas quedan de la forma:

$$RMS_x = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (B.29)$$

$$RMS_y = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i^2} \quad (B.30)$$

Una forma de comparar las medias cuadráticas de las dos señales es calcular la diferencia y dividirla entre el valor medio de las dos medias cuadráticas como se muestra en la expresión siguiente:

$$\Delta RMS = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^N y_i^2}}{\frac{1}{2}(\sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2} + \sqrt{\sum_{i=1}^N y_i^2})} \quad (B.31)$$

Nótese que el denominador de la expresión B.31 es utilizado simplemente para normalizar la métrica y su elección es arbitraria. Podría haberse utilizado por ejemplo la media cuadrática de la señal real.

Diferencia logarítmica de las medias cuadráticas de las señales

Otra métrica interesante es la diferencia logarítmica de las medias cuadráticas de las señales (*RMS Log Difference*). Esta métrica es similar a la anterior pero calculada a partir de las señales expresadas en escala logarítmica. La curva real $x(t)$ y de la curva calculada $y(t)$ expresadas en forma logarítmica se muestra en las

ecuaciones B.32 y B.33 respectivamente:

$$r_x(t) = \left[\int_0^T (10 \log x^2(t))^2 dt \right]^{1/2} \quad (\text{B.32})$$

$$r_y(t) = \left[\int_0^T (10 \log y^2(t))^2 dt \right]^{1/2} \quad (\text{B.33})$$

La diferencia entre las dos señales anteriores se muestra en la siguiente expresión:

$$\Delta r_{xy}(t) = \left[\int_0^T \left[10 \log \left(\frac{x^2(t)}{y^2(t)} \right) \right]^2 dt \right]^{1/2} \quad (\text{B.34})$$

A su vez, la media de las dos señales se define como:

$$\bar{r}_{xy}(t) = \left[\frac{1}{2} \int_0^T [10 \log (x^2(t))]^2 + [10 \log (y^2(t))]^2 dt \right]^{1/2} \quad (\text{B.35})$$

Entonces se define la métrica *RMS Log Difference* ($\Delta rms_{log}(t)$) como el cociente de la diferencia de las señales expresadas en forma de logaritmo (ec. B.34) entre la media de las dos señales logarítmicas (ec. B.35).

$$\Delta rms_{log}(t) = \sqrt{\frac{2 \int_0^T \left[10 \log \left(\frac{x^2(t)}{y^2(t)} \right) \right]^2 dt}{\int_0^T [10 \log (x^2(t))]^2 + [10 \log (y^2(t))]^2 dt}} \quad (\text{B.36})$$

Tanto la métricas Δrms_{log} como Δr_{xy} cuantifican básicamente lo mismo con la diferencia de que Δrms_{log} está normalizada. Cuando estas dos métricas adquieren un valor de 0 se puede considerar que las dos curvas son iguales.

Si se expresa la métrica anterior para señales discretas queda de la forma:

$$\Delta RMS_{log} = \sqrt{\frac{2 \sum_{i=1}^N \left[10 \log \left(\frac{x_i^2}{y_i^2} \right) \right]^2}{\sum_{i=1}^N \left[[10 \log (x_i^2)]^2 + [10 \log (y_i^2)]^2 \right]}} \quad (\text{B.37})$$

Si se comparan los valores de ΔRMS_{log} y de ΔRMS obtenidos entre el Test 1 y el resto de curvas del ejemplo de la Figura B.1, se ve que la primera métrica da como curva más parecida a la del Test 1 a la curva del Test 3 mientras que la segunda métrica determina que la más parecida es la curva del Test 2 (véase Tabla B.3).

Tabla B.3 Coeficientes de correlación de la curva de deceleración del Test 1 de la Figura B.1 con el resto de curvas de la misma figura.

	Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
ΔRMS_{log}	0.1764	0.1094	0.2774
ΔRMS	0.6444	0.1127	1.4846

Coefficiente de correlación

Las métricas descritas anteriormente basadas en las medias cuadráticas cuantifican cuán parecidas son las formas de las señales sin tener en cuenta el signo de estas. Estas métricas deberían acompañarse de otra que cuantifique la diferencia de fase entre ellas. Los desarrolladores del NARD [17] definieron un coeficiente de correlación según la siguiente expresión:

$$\rho_{NARD}(x(t),y(t)) = \frac{\int_0^T x(t)y(t)dt}{\sqrt{\int_0^T x_i^2 dt} \cdot \sqrt{\int_0^T y_i^2 dt}} \quad (B.38)$$

expresado en su forma continua, o:

$$R_{NARD}(x,y) = \frac{\sum_{i=1}^N x_i y_i}{\sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^N y_i^2}} \quad (B.39)$$

en su forma discreta.

Nótese que este coeficiente de correlación definido por el NARD no es igual al coeficiente de correlación de Pearson utilizado habitualmente para la determinación de la relación lineal entre dos variables aleatorias (ec. B.40). Esta última se define como la covarianza de las dos variables dividido entre el producto de la desviación típica de las dos variables.

$$\rho_{Pearson}(x,y) = \frac{N \sum_{i=1}^N x_i y_i - \sum_{i=1}^N x_i \sum_{i=1}^N y_i}{\sqrt{N \sum_{i=1}^N (x_i - \sum_{i=1}^N x_i)^2} \cdot \sqrt{N \sum_{i=1}^N (y_i - \sum_{i=1}^N y_i)^2}} \quad (B.40)$$

En definitiva, los coeficientes de correlación son indicadores de la relación lineal entre dos curvas. Estos pueden alcanzar valores entre -1 y 1. Un valor de 1 corresponde a una relación lineal perfecta mientras que un valor de -1 indica una relación lineal negativa perfecta.

A modo de ejemplo, se ha aplicado los coeficientes de correlación de NARD y de Pearson a las curvas de ensayo de la Figura B.1. Ambos coeficientes indican que la curva de aceleración del Test 3 es la que más se parece la obtenida en el Test 1 y la del Test 4 la que menos se parece.

Tabla B.4 Coeficientes de correlación de la curva de deceleración del Test 1 de la Figura B.1 con el resto de curvas de la misma figura.

	Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
R_{NARD}	0.8712	0.9414	0.5885
$\rho_{Pearson}$	0.7151	0.8490	0.2325

El coeficiente de correlación, ha sido utilizado conjuntamente con la media cuadrática de las señales para la validación de simulaciones de impacto, especialmente para simulaciones de impacto entre vehículos y guardarrailes [203, 14].

En áreas como el reconocimiento de voz o el procesamiento de señales en las que se requiere la comparación de señales surgió el uso de una variante del coeficiente de correlación que se conoce como correlación cruzada

[180]. Esta sirve para estimar la diferencia de fase entre dos señales. La correlación cruzada ha sido utilizada también en el campo de la validación de modelos de seguridad del automóvil [122].

Métrica MPC de Geers

Geers desarrolló un método determinista para evaluar de forma cuantitativa la diferencia entre dos señales [69]. Contempló para ello tres magnitudes: una que cuantificaba la diferencia de magnitud de las dos curvas (M_G), otra que cuantificaba la diferencia de fase (P_G) y otra que combinaba las dos anteriores (C_G). Estas métricas adquieren valores entre cero y uno, siendo cero el valor que indica una mayor similitud entre las curvas.

Si x_i es la señal medida en el ensayo y y_i es la señal calculada mediante simulación, Geers define las siguientes magnitudes, ya expresadas para señales discretas:

$$M_G = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N y_i^2}{\sum_{i=1}^N x_i^2}} - 1 \quad (\text{B.41})$$

$$P_G = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N x_i y_i}{\sqrt{\sum_{i=1}^N y_i^2 \cdot \sum_{i=1}^N x_i^2}} \quad (\text{B.42})$$

$$C_G = \sqrt{M_G^2 + P_G^2} \quad (\text{B.43})$$

donde N es el número de total de valores de las señales. Analizando la expresión B.41 se puede comprobar que la métrica M_G es relativamente insensible a diferencias de fase entre las señales y sensible a diferencias de magnitud entre las señales. Por ejemplo, si las dos señales son idénticas M_G adopta un valor de cero. Sin embargo si las dos señales fuesen iguales en magnitud pero de signo contrario, el valor de la métrica sería cero también. Por otro lado P_G es insensible a diferencias de magnitud y sensible al desfase entre señales. En la bibliografía se puede encontrar demostraciones sencillas de estas propiedades de M_G y P_G [69]. Se define también la métrica C_G según la expresión B.43. Esta es una combinación de las dos anteriores. Las métricas definidas por Geers permiten en cierto modo detectar si la diferencia entre los resultados del ensayo y la simulación se deben a una diferencia de magnitud, lo que podría corregirse quizás cambiando alguna rigidez en la simulación, o si la diferencia se debe a un desfase entre las señales y se debe actuar sobre otra variable de la simulación. Cabe reseñar que M_G es básicamente el cociente entre las medias cuadráticas y P_G es, en esencia, igual al coeficiente de correlación R definido en la ecuación B.39.

En la Tabla B.5 se muestra los resultados de las tres componentes de la métrica de Geers para las curvas del ejemplo de la Figura B.1. Según la componente combinada C_G la curva más parecida al Test 1 es la curva del Test 3. Sin embargo, al analizar las métricas de magnitud y fase por separado, se obtiene que la curva parecida en magnitud es la del Test 2 mientras que la más parecida en fase es la del Test 3. Si se observa la Figura B.1 se puede ver como la curva del Test 2 se parece más a la del Test 1 en la duración del pulso y en el momento del pico de aceleración. Esto ilustra la utilidad de las métricas tipo MPC para analizar por separado la diferencia en magnitud y en fase.

Métrica MPC de Sprague-Geers

Más tarde Sprague modificó ligeramente las métricas de Geers con el objetivo de escalar la influencia de P_G en la componente combinada C_G [198]. El motivo fue que valores iguales para la componente de magnitud, M_G , y para la componente de fase, P_G , reflejan discrepancias muy distintas entre las señales [188]. En la nueva métrica, conocida como de Sprague-Geers, se escala la componente de fase añadiendo un término trigonométrico como se muestra en las siguientes ecuaciones.

$$M_{SG} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N y_i^2}{\sum_{i=1}^N x_i^2}} - 1 \quad (\text{B.44})$$

$$P_{SG} = \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \frac{\sum_{i=1}^N x_i y_i}{\sqrt{\sum_{i=1}^N y_i^2 \cdot \sum_{i=1}^N x_i^2}} \quad (\text{B.45})$$

$$C_{SG} = \sqrt{M_{SG}^2 + P_{SG}^2} \quad (\text{B.46})$$

En la Tabla B.5 se muestra los resultados de las tres componentes de la métrica de Sprague-Geers para las curvas del ejemplo de la Figura B.1. Según la componente combinada C_{SG} la curva más parecida al Test 1 es la curva del Test 3. Sin embargo, al analizar las métricas de magnitud y fase por separado, se obtiene que la curva parecida en magnitud es la del Test 2 mientras que la más parecida en fase es la del Test 3. El resultado es parecido al de la métrica de Geers, sin embargo, la métrica de fase está ponderada de otro modo lo que hace que su peso sobre la componente combinada sea menor.

Métrica MPC de Knowles-Gear

Más recientemente, Knowles y Gear formularon otra métrica determinista [188] basada, al igual que la métrica de Geers, en tres componentes: una componente que indica la diferencia en magnitud, una componente que indica la diferencia en fase y una tercera componente que combina las dos anteriores. Las métricas de Knowles-Gear adquieren valores entre uno y cero, representando el valor cero el acuerdo perfecto entre las dos curvas.

La componente de magnitud de la métrica de Knowles y Gear se define según la siguiente ecuación:

$$M_{KG} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N Q_i (y_i - x_i)^2}{QS}} \quad (\text{B.47})$$

M_{KG} es la suma ponderadas de los cuadrados de las diferencias entre las dos señales, la real y la calculada. El coeficiente Q_i es el peso que se da a la diferencia entre las señales en el instante i ; y QS es un factor de normalización para evitar que al validar una simulación utilizando varias magnitudes, se dé mayor importancia a aquellas caracterizadas con valores mayores. Estos coeficientes se definen según las expresiones B.48 y B.49 respectivamente:

$$Q_i = \left(\frac{|x_i|}{\text{máx } x} \right)^p (t_{i+1} - t_{i-1}) \quad (\text{B.48})$$

$$QS = \sum_{i=1}^N \left(\frac{|x_i|}{\max x} \right)^p x_i^2 (t_{i+1} - t_{i-1}) \quad (\text{B.49})$$

donde p es una variable para dar mayor importancia a los valores más altos de la curva, es decir a los picos de la curva. Si el tiempo de muestreo de las señales es constante, lo que suele ser habitual, la componente M_{KG} de la métrica de Knowles-Gear queda como se muestra en la expresión B.50.

$$M_{KG} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \left(\frac{|x_i|}{\max x} \right)^p (y_i - x_i)^2}{\sum_{i=1}^N \left(\frac{|x_i|}{\max x} \right)^p x_i^2}} \quad (\text{B.50})$$

La componente de fase de la métrica de Knowles-Gear depende de lo que denominaron "tiempo de llegada" o *Time Of Arrival (TOA)*. Este tiempo de llegada se define como el tiempo en el que la curva alcanza un tanto por ciento de su valor máximo. Suele recomendarse usar entre un 5 y 10% para el cálculo del *TOA* [166]. Entonces, la componente de fase de Knowles-Gear se expresa de la siguiente forma:

$$P_{KG} = \frac{|TOA_y - TOA_x|}{TOA_x} \quad (\text{B.51})$$

Finalmente, la componente combinada de la métrica de Knowles-Gear aúna las componentes de magnitud y de fase ponderándolas según la expresión B.52.

$$C_{KG} = \sqrt{\frac{10M_{KG}^2 + 2P_{KG}^2}{12}} \quad (\text{B.52})$$

El objetivo de la ponderación que se muestra en la ecuación anterior es el mismo que el perseguido por Sprague y Geers: conseguir que la componente de fase no domine la métrica combinada.

En la Tabla B.5 se muestra los resultados de las tres componentes de la métrica de Knowles-Gear para las curvas del ejemplo de la Figura B.1. Según la componente combinada C_{KG} la curva más parecida al Test 1 es la curva del Test 2. Este resultado discrepa con el obtenido con las métricas de Geers y Sprague-Geers, que daban como más parecido al Test 3. Las componentes de magnitud M_{KG} y fase P_{KG} dan como curva más parecida a la del Test 1 a curvas distintas.

La componente de Knowles-Gear de fase solo tiene en cuenta el desfase en el momento en el que comienza el pulso de deceleración, por lo que no ofrece información valiosa para curvas que están sincronizadas.

Métrica MPC de Russell

Ya se han presentado algunas métricas basadas en la cuantificación por separado de la diferencia de fase y la diferencia en magnitud de dos señales. La primera métrica de este tipo fue desarrollada por Russell en 1997 [176]. Russell definió el error relativo de magnitud entre las dos curvas como:

$$m = \frac{\sum_{i=1}^N x_i^2 - \sum_{i=1}^N y_i^2}{\sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2 \cdot \sum_{i=1}^N y_i^2}} \quad (\text{B.53})$$

y el coeficiente de correlación de fase entre las curvas como:

$$p = \frac{\sum_{i=1}^N x_i^2 \cdot y_i^2}{\sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2 \cdot \sum_{i=1}^N y_i^2}} \quad (\text{B.54})$$

Entonces las componentes de magnitud, M_R , y la componente de fase, P_R , se derivan de m y p según las siguientes expresiones:

$$M_R = \text{sgn}(m) \cdot \log_{10}(1 + |m|) \quad (\text{B.55})$$

$$P_R = \frac{\cos^{-1}(p)}{\pi} \quad (\text{B.56})$$

Al igual que en las métricas MPC mostradas anteriormente, Russel define una variable que combina la componente de magnitud y al de fase como se muestra en la ecuación B.57.

$$C_R = \sqrt{\frac{\pi}{4} (M_R^2 + P_R^2)} \quad (\text{B.57})$$

En la Tabla B.5 se muestra los resultados de las tres componentes de la métrica de Russel para las curvas del ejemplo de la Figura B.1. Según la componente combinada C_{KG} la curva más parecida al Test 1 es la curva del Test 2. Este resultado discrepa con el obtenido con las métricas de Geers y Sprague-Geers, que daban como más parecido al Test 3. Las componentes de magnitud M_R y fase P_R dan como curva más parecida a la del Test 1 a la del Test 2 y Test 3 respectivamente.

Tabla B.5 Métricas MPC para las curvas de las curvas de deceleración del ejemplo de la Figura B.1 respecto de la curva Test 1.

Métrica		Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
Geers	M_G	0.0036	-0.0265	0.1972
	P_G	0.1288	0.0586	0.4115
	C_G	0.1288	0.0643	0.4577
Sprague - Geers	M_{SG}	0.0036	-0.0265	0.1972
	P_{SG}	0.1633	0.1095	0.2470
	C_{SG}	0.1634	0.1127	0.3161
Knowles - Gear	M_{KG}	0.3630	0.2629	0.7117
	P_{KG}	0.4286	1.2500	0.5714
	C_{KG}	0.4184	1.1461	0.5971
Russell	M_R	-0.0031	0.0227	-0.1342
	P_R	0.1633	0.1095	0.2470
	C_R	0.1448	0.0991	0.2491

Una de las ventajas de la métrica de Russel es que su componente de magnitud puede adquirir valores negativos y positivos por lo que es capaz de determinar si la curva obtenida mediante simulación subestima o sobrestima la curva de real.

Análisis de los residuos y su varianza (ANOVA)

El análisis de la varianza, conocido en la literatura como *Analysis of variance* (ANOVA), es una técnica usada habitualmente para el análisis de datos estadísticos y para realizar modelos de regresión.

En su uso como métrica para la comparación de dos curvas se asume que las diferencias entre dos curvas obtenidas de dos ensayos idénticos se deben exclusivamente a errores experimentales aleatorios. En consecuencia, la distribución de las diferencias de las señales punto a punto, conocida como residuos, debe ser una distribución normal y estar centrada en torno al error medio cero. De lo contrario, se podría afirmar que la distribución de los errores no es aleatoria y que no hay razón para pensar que las dos señales representan el mismo suceso [166, 164].

La hipótesis de que los residuos están distribuidos alrededor de cero se puede realizar mediante un análisis t-Student. Si se define la media relativa de los residuos \bar{e}^r como el residuo medio dividido entre el máximo valor observado en la curva real según se muestra en la expresión B.58.

$$\bar{e}^r = \frac{\bar{e}}{\text{máx } x} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - y_i)}{N} \cdot \frac{1}{\text{máx } x} \quad (\text{B.58})$$

Para facilitar la definición de los criterios de aceptación y la comparación entre distintas señales la desviación estándar de los residuos puede ser también normalizada dividiéndose entre el valor máximo de x . La desviación estándar relativa s^r queda como se muestra a continuación.

$$s^r = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - y_i - \bar{e})^2}{N - 1}} \cdot \frac{1}{\text{máx } x} \quad (\text{B.59})$$

Si las dos curvas son exactamente iguales \bar{e}^r y s^r deben ser cero. Esto nunca ocurre y, en la práctica, para dar por válida la simulación se debe exigir que la media del residuo y su desviación sean lo más baja posible. Como solo se dispone de dos curvas, la obtenida en el ensayo y la obtenida mediante la simulación, es necesario un análisis de t-Student para poder decidir si el residuo medio es significativamente distinto de cero o no.

$$T = \frac{\bar{e}^r}{s^r \sqrt{N}} \quad (\text{B.60})$$

Si no se realizase algún tipo de estudio estadístico y se considerase solo el residuo medio para la comparación de las curvas se podrían sacar conclusiones erróneas ya que, según la ecuación B.58, las diferencias negativas y positivas en puntos distintos de las señales se anulan.

El estudio de la varianza de los residuos debe realizarse únicamente sobre las magnitudes directamente obtenidas de los ensayos, por ejemplo de aceleraciones medidas mediante acelerómetros, y nunca sobre magnitudes obtenidas a partir de la integración de estas, como las velocidades. Esto es debido a que al integrar numéricamente una señal se acumula un error que desvirtuará el análisis posterior.

Ray recomienda como criterio de aceptación para esta métrica [164]:

- Que la media del residuo relativo sea inferior al 5% ($\bar{e}^r < 0,05$).
- Que la desviación estándar s^r sea menor del 20%.
- El valor de T calculado para la prueba estadística debe ser menor que el valor crítico para una prueba t-Student de dos colas con un nivel de confiabilidad del 95% ($t_{0,005,\infty}$).

En los casos en los que se disponga de los resultados de varios ensayos se puede calcular la varianza y representar unos límites máximos y mínimos a partir de la curva real x . Si la curva obtenida mediante simulación y está dentro de estos corredores se puede dar por válida.

En la Figura B.2 se muestra la evolución temporal de los residuos para las curvas del ejemplo de la Figura B.1. En ella se muestran los residuos de cada ensayo respecto al Test 1. Se puede observar que los residuos entre la curva del Test 1 y el Test 4 son los más alejados de 0. A partir de los 0,1 s, cuando los pulsos de aceleración han finalizado, todas las curvas son muy parecidas por lo que el residuo medio en esa zona es muy bajo para todas las parejas de ensayos. Como norma general, tanto para el análisis de los residuos y de su varianza como de cualquier otra métrica, hay que limitar el estudio a la zona de duración del pulso para así obtener valores los más significativos posible.

A la vista de los resultados de esta métrica en el ejemplo, véase la Tabla B.6, la curva más parecida al Test 1 es la correspondiente al Test 3 pues el residuo medio para esa pareja de curvas es el menor. Observando los p-valores obtenidos en la prueba t-Student, no se puede considerar que el valor medio de los residuos del Test 1 con el Test 2 sea cero con un nivel de confianza de 95%. Para los otros dos ensayos, no hay evidencias significativas para rechazar la hipótesis de que la media de los residuos es igual a cero.

Tabla B.6 Residuos medio y su varianza para las curvas de la Figura B.1.

	Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
\bar{e}^r	-1.1808	-0.1209	-0.9916
s^r	0.2429	0.1628	0.4085
p – Valor	0.0016	0.6285	0.1847

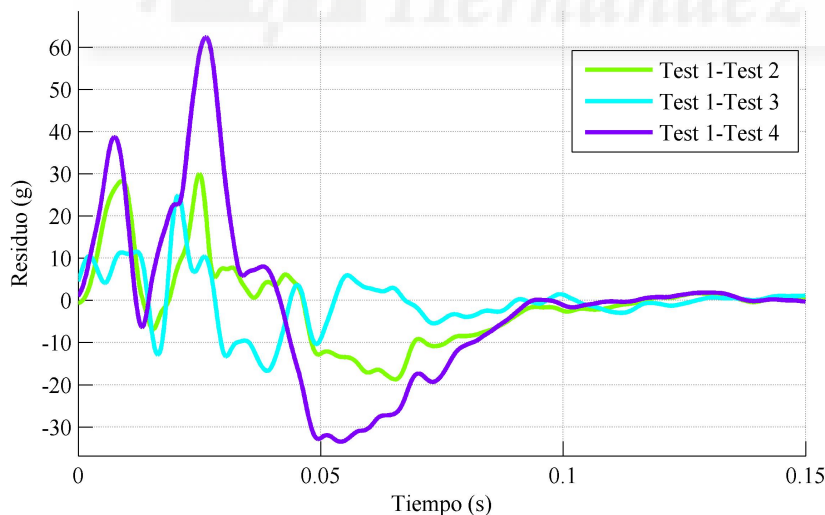


Figura B.2 Residuos para las señales de la Figura B.1.

Una herramienta para la comparación de los resultados de esta métrica de forma gráfica consiste en representar la probabilidad acumulada de los residuos. Como se muestra en la Figura B.3 las funciones de probabilidad acumulada tienen forma de "S". En la figura, se muestra con línea continua la curva de probabilidad acumulada empírica, es decir, obtenida a partir de los residuos, mientras que en trazo discontinuo

se muestra la curva de probabilidad acumulada de una distribución normal con la media y la desviación estándar calculados.

Cuanto más vertical es la zona central de las funciones de probabilidad acumulada menor es la desviación típica de los residuos. Por otro lado, si la media de los residuos es cero, la curva de probabilidad acumulada debe cruzar para el valor del residuo 0 en el valor de probabilidad 0,5. En la Figura B.3 se puede identificar al Test 3 como el que más se parece al Test 1. La curva de probabilidad acumulada de los residuos Test 1 - Test 3 es la que tiene un valor más próximo a 0 para la probabilidad 0,5 además de ser la más vertical.

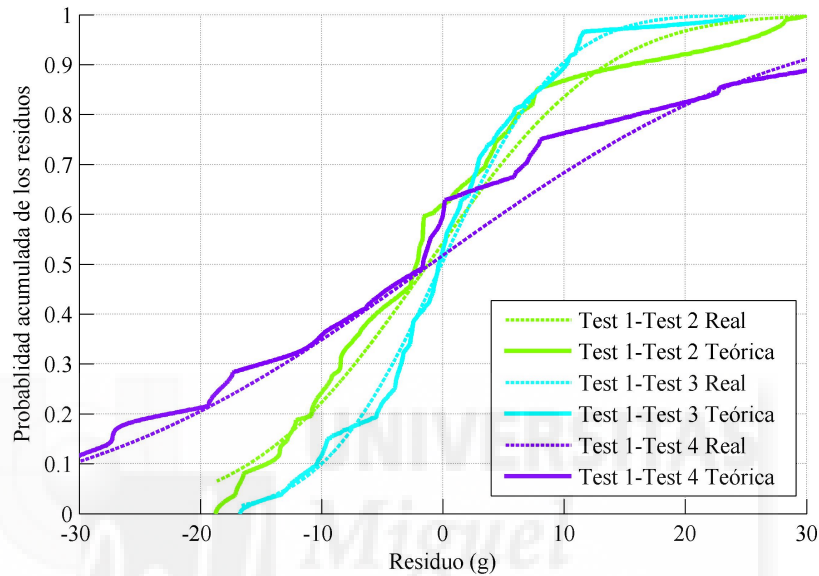


Figura B.3 Distribución de probabilidad acumulada de los residuos para las señales de la Figura B.1.

Una de las limitaciones del método de los residuos como métrica es que al comparar muchas curvas e intentar determinar cuál se parece más a la curva objetivo, se puede dar la circunstancia de que los ensayos que tengan el residuo medio más próximo a cero no sean los de menor varianza por lo cual la elección de la curva más parecida sea complicado y requiera de la utilización conjunta de otra métrica.

Métrica de Oberkamp

Las métricas de Geers están basadas en las medias cuadráticas de las señales (véase las ecuaciones B.41 y B.44). Otras métricas ANOVA y Konwles-Gear comparan, en lugar de las medias cuadráticas, las curvas punto a punto. También es el caso de la métrica propuesta por Oberkamp [150, 151]. Él propone una métrica con una sola componente definida según la expresión:

$$M_{OB} = 1 - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \tanh \left| \frac{y_i - x_i}{x_i} \right| \quad (\text{B.61})$$

La métrica de Oberkamp calcula el residuo en cada instante, normalizado según en valor de la curva de ensayo. La función trigonométrica \tanh es utilizada para conseguir que el resultado esté comprendido entre cero y uno. Posteriormente se vio que esta función trigonométrica no aportaba gran valor así que empezó a

utilizarse sin ella [166]. En esencia, esta métrica es igual al análisis de los residuos ANOVA propuesta por Ray y expuesta anteriormente pero sin analizar la distribución estadística de los residuos.

En un trabajo posterior Oberkampf junto con Barone profundizaron en este método intentado establecer un intervalo de confianza [149]. El resultado se conoce como métrica de Oberkampf-Barone. Su utilización requiere de varios experimentos idénticos y, desafortunadamente, en el análisis de colisiones esto rara vez es posible.

Como se ha visto la métrica de ANOVA y Oberkampf-Barone son muy parecidas, basándose en la distribución estadística de los residuos, calculados punto a punto, de las dos señales. Estas métricas se pueden usar para comparar dos curvas, la obtenida en el ensayo y la simulación, sin embargo también pueden ser utilizadas como métricas estocásticas en caso de que se dispongan de varios ensayos. Estableciendo la desviación de los residuos se puede definir un intervalo de confianza en el que debe estar el resultado de la simulación para que se de por válida.

En la Tabla B.7 se muestran los resultados de la métrica de Oberkampf para las curvas del ejemplo presentado en este apéndice. Según esta métrica, se ha obtenido que la curva más parecida a la correspondiente al Test 1 es la del Test 3.

Tabla B.7 Métrica de Oberkampf para la evaluación de la curva más parecida a a del ensayo Test 1 de entre las curvas de la Figura B.1.

	Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
M_{OB}	0.4085	0.5800	0.3194

Velocidad de los residuos

Ray y Hiranmayee desarrollaron una métrica basada en el cálculo del área entre las dos curvas [165]. Si las dos curvas son idénticas el área bajo la curva es nula. Este método examina la diferencia entre las curvas punto a punto, es decir los residuos, y realiza la integral para obtener un valor. En caso de que las curvas comparadas corresponda a aceleraciones, la integral de los residuos tiene unidades de velocidad, de ahí recibe el nombre de velocidad de los residuos.

El área entre la curva se expresa como:

$$V_e = \sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - y_i)^2 \cdot \Delta t} \tag{B.62}$$

Para adimensionalizar el área entre curvas V_e suele dividirse entre la velocidad de impacto V_0 , quedando:

$$V_e^r = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - y_i)^2 \cdot \Delta t}}{V_0} \tag{B.63}$$

Valores pequeños de V_e^r indican alto grado de similitud entre las señales. En la Tabla B.8 se muestra los resultados de la utilización de la velocidad de los residuos para la estimación de la curvas más parecida al Test 1 de la Figura B.1.

Tabla B.8 Métrica de Oberkampf para la evaluación de la curva más parecida a a del ensayo Test 1 de entre las curvas de la Figura B.1.

. Se obtiene una vez más, que la curva más parecida al Test 1 es la Test 2.

	Test 1 y Test 2	Test 1 y Test 3	Test 1 y Test 4
V_e^r	0.0024	0.0016	0.0040

Normalized Integral Square Error(NISE)

El *Normalized Integral Square Error*(NISE) es una métrica empleada para calcular la diferencia entre curvas provenientes de varios ensayos [41]. Esta métrica mide la diferencia entre dos curvas comparando tres aspectos de ellas. A las componentes de Magnitud y Fase, típicas de las métricas MPC, el NISE añade una componente de forma.

El cálculo de esta métrica se basa en el coeficiente de correlación cruzada. Este es utilizado para calcular el desfase temporal n_* entre las dos señales necesario para minimizar el error de fase. El valor de n_* es aquel que al desfazar una de las curvas n_* puntos se maximiza el valor el coeficiente de correlación cruzada calculado según la expresión B.64.

$$\rho(n_*) = \frac{(N - n_*) \sum_{i=1}^{N-n_*} x_i y_{i+n_*} - \sum_{i=1}^{N-n_*} x_i \sum_{i=1}^{N-n_*} y_{i+n_*}}{\sqrt{(N - n_*) \sum_{i=1}^{N-n_*} (x_i - \sum_{i=1}^{N-n_*} x_i)^2} \cdot \sqrt{(N - n_*) \sum_{i=1}^{N-n_*} (y_{i+n_*} - \sum_{i=1}^{N-n_*} y_{i+n_*})^2}} \quad (\text{B.64})$$

donde $n_* = 0, 1, \dots, N - 1$. El valor de n_* es utilizado entonces para calcular las tres componentes de la métrica NISE.

$$P_{NISE} = \frac{2 \sum_{i=1}^N x_i y_{i+n_*} - 2 \sum_{i=1}^N x_i y_i}{\sum_{i=1}^N x_i^2 + \sum_{i=1}^N y_i^2} \quad (\text{B.65})$$

$$M_{NISE} = \rho(n_*) - \frac{2 \sum_{i=1}^N x_i y_{i+n_*}}{\sum_{i=1}^N x_i^2 + \sum_{i=1}^N y_i^2} \quad (\text{B.66})$$

$$S_{NISE} = 1 - \rho(n_*) \quad (\text{B.67})$$

Como en las otras métricas con varias componentes, en esta métrica se ha definido una componente combinada C_{NISE} que estima la diferencia entre las dos curvas. Se puede observar en la ecuación B.68 que la componente combinada es independiente de n_* . Otro aspecto a destacar es que la componente de magnitud M_{NISE} puede ser negativa y por tanto reducir la componente combinada de NISE.

$$C_{NISE} = P_{NISE} + M_{NISE} + S_{NISE} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N x_i y_i}{\sum_{i=1}^N x_i^2 + \sum_{i=1}^N y_i^2} \quad (\text{B.68})$$

El método descrito para la sincronización de las señales no es exclusivo de esta métrica. En la bibliografía se puede encontrar algunos ejemplos de aplicaciones en las que se sincronizan las señales antes de aplicar la métrica [122]

Dynamic Time Warping (DTW)

El algoritmo *Dynamic Time Warping* (DTW) fue utilizado por primera vez en el reconocimiento de voz en la década de 1960 [180]. Ha sido utilizado también en campos de visión artificial, reconocimiento facial y en grafología. El algoritmo DTW alinea los picos y los valles de las dos señales que se están comparando expandiendo o contrayendo el eje temporal de acuerdo a una función de coste D .

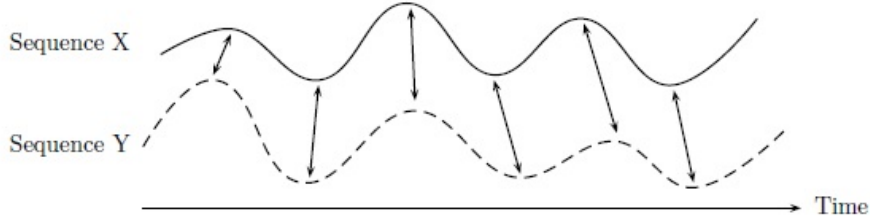


Figura B.4 Alineamiento de dos señales.

Considere la siguiente función de coste

$$d(i,j) = (x_i - y_j)^2 \quad (\text{B.69})$$

donde x_i es el i -ésimo elemento de la curva real o de referencia, y y_j es el j -ésimo elemento de la curva obtenida por simulación, y $i, j = 1, 2, \dots, N$, donde N es el número de datos de ambas señales. La función de coste presentada en la ecuación B.69 corresponde al cuadrado de la distancia euclídea. Esta es la más habitual en el DTW pero también se utilizan otras como: la distancia cuadrática, el valor absoluto de las diferencias, la distancia de *Kullback-Leibler*¹, etc.

$$\begin{array}{ll} \text{Euclídea} & d(i,j) = \sqrt{(x_i - y_j)^2} \\ \text{Valor absoluto} & d(i,j) = |x_i - y_j| \\ \text{Kullback - Leibler} & d(i,j) = (x_i - y_j)(\log x_i - \log y_j) \end{array} \quad (\text{B.70})$$

Se define $w_k = (i_k, j_k)$ como un vector ordenado con parejas de puntos de las curvas $x(t)$ y $y(t)$. El algoritmo DTW encuentra una secuencia de pares de puntos w_k monótonicamente crecientes (véase la ecuación B.72) para la cual se minimiza la función de coste D .

$$D = \sum_{k=1}^N d(i_k, j_k) \quad (\text{B.71})$$

$$0 \leq i_k - i_{k-1} \leq 1; \quad 0 \leq j_k - j_{k-1} \leq 1; \quad k = 2, 3, \dots, N+1 \quad (\text{B.72})$$

Error Assessment of response Time Histories (EARTH)

Este método para la cuantificación de la diferencia entre dos señales fue propuesto por Sarin y otros [180]. Proponen utilizar una métrica con varias componentes: Error de Magnitud, Error de Fase y Error de Pendiente.

¹ Esta distancia solo es válida para curvas cuyos valores son reales y positivos

En el cálculo del Error de Magnitud plantean el uso previo del algoritmo DTW explicado en el apartado anterior para minimizar la influencia del Error de Fase en la estimación.

Error de Fase

Sarin durante el desarrollo de su métrica, compara la idoneidad para la estimación del error de fase de las componentes de fase de Sprague-Geers, Russell y la correlación cruzada. Su conclusión fue, que aunque daban resultados similares, la correlación cruzada mostraba mayor sensibilidad a las diferencias de fase entre las dos señales. Como consecuencia, en su componente de error de fase $EARTH_{phase}$ utilizan el valor de n_* según se define en la ecuación B.64. Este es el desfase temporal necesario para maximizar el coeficiente de correlación cruzada (medido en pasos de tiempo). Con el objetivo de escalar esta componente y poder adaptarla a cualquier aplicación define el error de fase como

$$EARTH_{phase} = e^{(n_* - c)/r} \quad (\text{B.73})$$

Los parámetros c y r deben ser elegidos en función de la aplicación. c es un límite inferior por debajo del cual se considera que el desfase entre las señales es despreciable. En aplicaciones relacionadas con las seguridad suele considerarse un desfase despreciable valores inferiores a 1,2 ms según Sarin [180]. r afecta a la tasa de crecimiento del error $EARTH_{phase}$ a partir del valor límite c

Error de Magnitud

Para calcular la diferencia entre las señales debida a las diferencias de magnitud primero intenta minimizar el error debido a fase. Si se utiliza las señales sincronizadas mediante el desfase de una de ellas n_* pasos de tiempo todavía existirían diferencias de fase locales. Por este motivo Sarin utiliza el algoritmo DTW para sincronizar las señales. Define el error de magnitud $EARTH_{magnitud}$ como el cociente entre la norma vectorial 1 (definida en la ecuación B.16) adimensionalizada en función de la curva obtenida por simulación. Los subíndices i_k denotan que se calcula la componente de la métrica con las señales sincronizadas según el algoritmo DTW.

$$EARTH_{magnitud} = \frac{\left(\sum_{l=1}^N |x_{i_k} - y_{i_k}| \right)}{\left(\sum_{l=1}^N |y_{i_k}| \right)} \quad (\text{B.74})$$

Error de pendiente

La discrepancia entre señales debida a la diferencia de la pendiente, $EARTH_{slope}$, es calculada de forma similar al error de magnitud pero a partir de las curvas derivadas. Para independizar el resultado del error de fase se parte de las señales sincronizadas con el algoritmo DTW. Como la derivada depende únicamente de la pendiente de la curva y no de su magnitud la independencia con el error en magnitud está asegurado.

$$EARTH_{slope} = \frac{\left(\sum_{l=1}^N |\dot{x}_{i_k} - \dot{y}_{i_k}| \right)}{\left(\sum_{l=1}^N |\dot{y}_{i_k}| \right)} \quad (\text{B.75})$$

donde \dot{y}_{i_k} y \dot{x}_{i_k} son las derivadas de las curvas sincronizadas.

Método de validación de CORA

El software CORA (*CORrelation and Analysis*) permite evaluar cuantitativamente la similitud entre dos curvas. El software² ha sido desarrollado por Gehre y otros [70]. Es un método muy utilizado en la validación de las curvas obtenidas por maniquies de impacto [71]

Para la comparación de las curvas, el método CORA utiliza de forma combinada dos métodos: la valoración mediante un corredor y la valoración mediante la correlación cruzada. El uso de estos dos métodos de forma combinada permite compensar las desventajas o limitaciones de cada uno de los métodos con el otro [27].

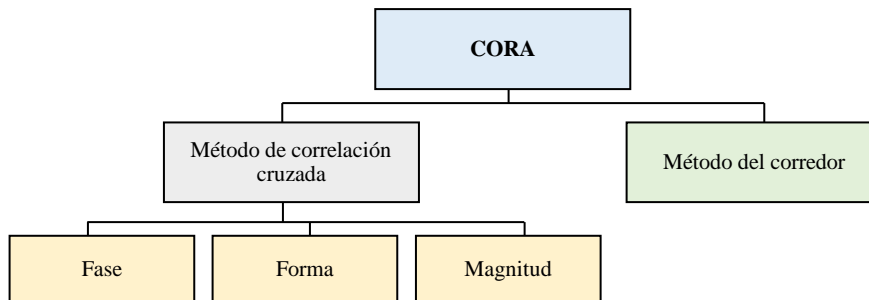


Figura B.5 Estructura de CORA.

Finalmente, el nivel de correlación entre las dos curvas es indicado con una métrica cuyo valor varía entre 0 y 1, siendo 1 el valor que indica la correlación perfecta entre ambas curvas. El usuario puede ajustar la métrica mediante varios parámetros para adaptarla a sus necesidades y a la aplicación que se necesite.

Método del corredor El método del corredor calcula la desviación entre las la curva de referencia $x(t)$ y la curva calculada $y(t)$ evaluando esta última se encuentra dentro de un corredor creado a partir de la curva de referencia.

A partir de la curva $x(t)$ crea dos corredores, uno interior y otro exterior y evalúa para cada punto si la curva $y(t)$ está dentro de estos corredores, asignando un valor de 1 si está en el corredor interior, 0 si está fuera del corredor exterior y un valor entre 0 y 1 si se encuentra entre el corredor exterior. El resultado final de este método es la media del valor obtenido para cada punto.

Método de la correlación cruzada El método de la correlación cruzada analiza las características de las curvas. El método comienza desplazando la curva de referencia $x(t)$ en el eje temporal, añadiendo un adelanto o un atraso a la señal. Para cada incremento de tiempo calcula la correlación cruzada entre las dos señales hasta encontrar el desfase necesario para maximizar el resultado de la correlación cruzada.

Con ese desfase temporal introducido en la señal de referencia, que maximiza la correlación entre ambas señales, se calcula el valor de tres componentes de la métrica: la componente de fase, tamaño y de progresión o forma. Las tres componentes son combinadas para obtener el valor de la métrica de correlación cruzada de CORA.

² El software CORA está disponible de forma libre en Internet: <http://www.pdb-org.com/en/>

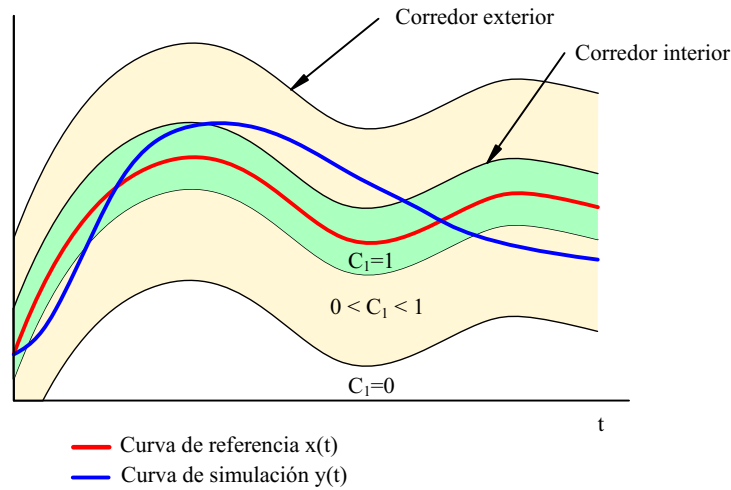


Figura B.6 Método del corredor de CORA.

El peso de cada uno de las componentes de ambos métodos puede ser modificado para ajustar el valor de la métrica a las necesidades de cada aplicación.

$$C_3 = g_1 \cdot C_1 + g_2 \cdot C_2 \quad (\text{B.76})$$

donde C_3 es el valor global obtenido, C_1 es el valor de acuerdo obtenido por el método del corredor, y C_2 es el valor obtenido por el método de la correlación cruzada. Los factores de peso o ponderación g_1 y g_2 deben cumplir las siguientes condiciones.

$$0 \leq g_1 \leq 1 \quad (\text{B.77})$$

$$0 \leq g_2 \leq 1 \quad (\text{B.78})$$

$$g_1 + g_2 = 1 \quad (\text{B.79})$$

Una de las ventajas del método de evaluación mediante corredor es su simplicidad, ya que es un reflejo del criterio utilizado intuitivamente en ingeniería para juzgar el ajuste entre dos curvas. Se crean dos corredores, uno interior y otro exterior a partir de la curva de referencia. En el ejemplo que se muestra en la Figura B.6, se han representado los corredores. Si la curva que se está comparando cae dentro del corredor interior, el resultado de la métrica será 1 (acuerdo perfecto), si la curva cae fuera del corredor exterior, el resultado será 0. En el caso más general, en el que la curva se encuentre en el corredor exterior, el valor se obtiene a partir de una interpolación (véase la expresión B.90).

Estos corredores pueden ser calculados automáticamente o establecidos por el usuario. Además, su anchura puede ser constante o variable. En los casos en los que se dispone de varias curvas de referencia $x(t)$ se puede calcular el corredor a partir de la desviación entre las curvas en cada instante de tiempo t . De este modo,

dada la curva de referencia $x(t)$ los corredores se definen según las siguientes expresiones.

$$\delta_{int_{inferior}}(t) = x(t) - \delta_{int}(t) \quad (B.80)$$

$$\delta_{int_{superior}}(t) = x(t) + \delta_{int}(t) \quad (B.81)$$

$$\delta_{ext_{superior}}(t) = x(t) + \delta_{ext}(t) \quad (B.82)$$

$$\delta_{ext_{inferior}}(t) = x(t) - \delta_{ext}(t) \quad (B.83)$$

$$\delta_{int}(t) < \delta_{ext}(t) \quad (B.84)$$

donde $\delta_{int_{superior}}$ y $\delta_{ext_{superior}}$ son los límites superior e inferior del corredor interior y $\delta_{ext_{superior}}$ y $\delta_{ext_{inferior}}$ son los límites del corredor exterior. El desfase en cada punto entre la curva de referencia y el límite del corredor se calcula según las siguientes expresión

$$\delta_{int}(t) = a_o \cdot Y_{norm} + a_s \cdot \sigma(t) \quad (B.85)$$

$$\delta_{ext}(t) = b_o \cdot Y_{norm} + b_s \cdot \sigma(t) \quad (B.86)$$

los coeficiente a_o , b_o , a_s , y b_s son elegidos por el usuario y deben cumplir las siguientes condiciones

$$0 \leq a_o \leq 1, \quad 0 \leq b_o \leq 1, \quad a_o < b_o \quad (B.87)$$

El término Y_{norm} es la amplitud máxima dela señal de referencia.

$$Y_{norm} = \max(|\min(x(t))|, |\max(x(t))|) \quad (B.88)$$

El término $\sigma(t)$ se refiere a la desviación estándar de los valores en cada instante calculada a partir de las señales de referencia en los casos en los que se dispone de varias

$$\sigma(t) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_{test}} (x_i(t) - x(t))^2}{n_{test}}} \quad (B.89)$$

Una vez definidos los corredores la señal de simulación es evaluada en cada instante de tiempo obteniendo un valor de c_i .

$$c_i = \begin{cases} 1 & \text{si } |y(t_i) - x(t_i)| < \delta_{im}(t) \\ \left(\frac{\delta_o(t) - |y(t_i) - x(t_i)|}{\delta_{ext}(t) - \delta_{im}(t)} \right)^k & \\ 0 & \text{si } |y(t_i) - x(t_i)| > \delta_{ext}(t) \end{cases} \quad (\text{B.90})$$

La evaluación total por el método del corredor C_1 se calcula como la media de todos los valores de c_i obtenidos en el intervalo de evaluación de las señales.

$$C_1 = \frac{\sum_{i=1}^n c_i}{n} \quad (\text{B.91})$$

La principal desventaja del método del corredor es que pequeños desfases entre señales parecidas puede producir valoraciones muy pobres. Para suplir estas limitaciones se usa de forma combinada con el siguiente método.

El método de la correlación cruzada evalúa por separado tres características de las curvas: forma o progresión, fase y magnitud. Se comienza desplazando la curva de referencia pequeños incrementos de tiempo Δt .

$$\delta = m \cdot \Delta t \quad (\text{B.92})$$

donde $m = 0, 1, -1, 2, -2, \dots$

Para cada uno de estos desplazamientos temporales δ se calcula la correlación cruzada entre las dos curvas $x(t)$ e $y(t)$. Se calcula para cada desfase δ el valor de la correlación cruzada K_{xy} , el cual adquiere valores entre -1 y 1.

$$K_{xy}(m) = \frac{\sum_{i=0}^{n-1} x(t_{min} + (m+i) \cdot \Delta t) \cdot y(t_{min} + i \cdot \Delta t)}{\sqrt{\sum_{i=0}^{n-1} x^2(t_{min} + (m+i) \cdot \Delta t) \cdot \sum_{i=0}^{n-1} y^2(t_{min} + i \cdot \Delta t)}} \quad (\text{B.93})$$

Una vez evaluada la expresión anterior para varios desfases se puede obtener el valor de δ que maximiza K_{xy} .

La componente que evalúa la similitud en la forma de las curvas V , también llamada "progresión", se deriva del valor máximo de K_{xy} , llamado K , según la siguiente ecuación.

$$V = \left(\frac{1}{2}(K+1) \right)^{k_v} \quad (\text{B.94})$$

El exponente k_v describe la tasa de decrecimiento de la componente V .

La componente de fase P intenta evaluar la diferencia entre las dos curvas debido al desfase entre ellas. Se definen dos límites, uno inferior δ_{min} y otro superior δ_{max} . El valor de P se calcula con el desfase δ

introducido en la curva de referencia que maximiza K_{xy} . Entonces:

$$P = \begin{cases} 1 & \text{si } |\delta| < \delta_{min} \\ \left(\frac{|\delta_{max} - |\delta||}{\delta_{max} - \delta_{min}} \right) & \\ 0 & \text{si } |\delta| > \delta_{max} \end{cases} \quad (\text{B.95})$$

La componente de magnitud del método de correlación cruzada de CORA, G , compara el área bajo las curvas.

$$\frac{F_x}{F_y} = \frac{\sum_{i=1}^n x^2(t_m in + i \cdot \Delta t)}{\sum_{i=1}^n y^2(t_m in + \delta + i \cdot \Delta t)} \quad (\text{B.96})$$

G es calculado según la siguiente expresión

$$G = \begin{cases} \left(\frac{F_x}{F_y} \right)^{k_G} & \text{si } F_y > F_x \\ \left(\frac{F_y}{F_x} \right)^{k_G} & \end{cases} \quad (\text{B.97})$$

donde el exponente k_G describe la tasa de decrecimiento de la componte G .

La métrica de correlación cruzada del CORA se calcula combinando las componentes anteriores P , V y G ,

$$C_2 = g_V \cdot V + g_P \cdot P + g_G \cdot G \quad (\text{B.98})$$

Los factores de peso o de ponderación g_V , g_P y g_G son definidos por el usuario con la condición de que

$$g_V + g_P + g_G = 1 \quad (\text{B.99})$$

para garantizar que la métrica C_2 se encuentre entre 0 y 1.

Una de las desventajas del método de la correlación de cruzada definido por CORA es que depende de la elección de varios parámetros. En concreto el intervalo de evaluación y el desfase máximo, δ_{min} y δ_{max} , deben ser elegidos con cuidado cuando se trata de funciones periódicas.

Una de las ventajas del software CORA es que permite identificar las causas de desacuerdo entre las curvas mediante el análisis de las componentes.

Algunos trabajos como el de Vavalle [215] llegan a la conclusión de que el uso de una métrica simple no es suficiente para valorar completamente como se ajusta una curva a otra. Vavalle compara distintos métodos concluyendo que CORA es el método que ofrece una comparación más comprehensiva. Encuentra además una correlación significativa entre la componente de fase de Sprague-Geers y la de forma de CORA, y entre la de magnitud de CORA y la de magnitud de Sprague-Geers. También encuentra una correlación entre CSD de Rhule y el método de corredor de CORA.

Theil, Whang, Rhule and Zilliacus

Aparte de las métricas mencionadas en este apéndice hay muchas más, que no merecen más que una simple mención dado su parecido con otras métricas ya explicadas con mayor detalle.

Es el caso por ejemplo de la métrica de **Zilliacus**, conocido también como el Índice de error de Zilliacus [221]. Este es simplemente la suma de los valores absolutos de las diferencias punto a punto entre las curvas real y calculada adimensionalizada según la curva real. Esta métrica es similar a la Norma vectorial L_1 adimensionalizada (véase ecuación B.16).

$$Zilliacus = \frac{\sum_{i=1}^N |y_i - x_i|}{\sum_{i=1}^N |x_i|} \quad (\text{B.100})$$

Otro caso es la métrica presentada por **Theil** en 1961 [206] la cual es igual a la raíz cuadrada de la suma del cuadrado de las diferencias punto a punto de las señales divididas entre la suma de las raíces de las sumas cuadráticas de ambas señales.

$$Theil = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (y_i - x_i)^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N y_i^2} + \sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2}} \quad (\text{B.101})$$

Otra variante de esta métrica es la conocida como Índice de desigualdad de **Whang** [221]. Esta es igual a la métrica de Zilliacus salvo que en el denominador se encuentra la suma de los valores absolutos de ambas señales.

$$Whang = \frac{\sum_{i=1}^N |y_i - x_i|}{\sum_{i=1}^N |y_i| + \sum_{i=1}^N |x_i|} \quad (\text{B.102})$$

La diferencia entre Zilliacus y Whang es que esta última, debida al término adicional en el denominador da valores inferiores y nunca puede superar el valor de 1 mientras que el valor de la métrica de Zilliacus no está limitado.

Rhule desarrolló una métrica para comparar la respuesta de maniquís antropomórficos con la respuesta real del correspondiente cuerpo humano (cadáveres). La métrica, llamada *Response Measurement Comparison Value* (R), se obtiene a partir del cociente entre la varianza calculada entre la curva obtenida por el maniquí respecto a la respuesta media de varios ensayos con cadáveres y la varianza calculada de la respuesta media de los cadáveres y la respuesta media más la desviación estándar como se describe en Rhule et al, 2002 [169].

Cuanto menor sea el coeficiente R más parecidas serán las curvas. En la bibliografía se puede obtener más información sobre el uso de esta métrica [215, 170].

B.3 Discusión de las métricas

En la bibliografía se pueden consultar algunos trabajos en los que se comparan distintas métricas para la validación de modelos de simulación de colisiones [166, 188, 136]. Se han descrito un total de veinticuatro métricas deterministas para la comparación cuantitativa de dos curvas. Todas ellas pueden clasificarse a su vez en cuatro grupos:

- Las formadas por tres componentes (MPC): una componente que cuantifica la diferencia de magnitud, otra que evalúa la diferencia de fase y otra componente que combina las dos anteriores. Estas son las métricas de Geers, Geers-Sprague, Russell y Knowles-Gear. También se podría incluir en este grupo las métricas que tiene además de las componentes mencionadas alguna más, como es el caso de la métrica EARTH y la de CORA.
- Los que solo tiene una componente: la diferencia de la media cuadrática espectral, la diferencia de las medias cuadráticas de las señales, la diferencia logarítmica de las medias cuadráticas, el coeficiente de correlación, la velocidad de los residuos, las métricas DTW, Theil, Whang, Rhule y Zilliacus.
- Las métricas que tiene varios valores pero que a diferencia de las MPC no se evalúa fase y magnitud por separado, como son: diferencia de los momentos de la señal y la diferencia de las magnitudes de la señal en el dominio de la frecuencia.
- Las basadas en el análisis de la varianza: ANOVA y Oberkampf-Barone.

La independencia de la componente de magnitud y fase en las métricas MPC permite analizar qué aspectos de la curva están produciendo el desacuerdo entre el ensayo y la simulación. Todas las métricas de este tipo tienen una formulación muy parecida, distinguiéndose básicamente en los valores tomados como referencia para la normalización de las métricas y en la forma de ponderar las dos componentes M y P en el cálculo de la componente combinada C. En particular Geers y Sprague-Geers usan la misma componente de fase que Russell. Una característica particular de la métrica de Geers es que no es "simétrica", es decir, que produce valores diferentes si se intercambian las dos señales, la real y la calculada.

La métrica de Knowles-Gear tiene la peculiaridad de que, al contrario del resto de métricas MPC, su componente de magnitud está basada en la comparación de las señales punto a punto. Esto la hace más sensible a la sincronización inicial de las señales. Es responsabilidad del que aplique las métricas tratar previamente las señales para que estén sincronizadas. A ello se debe prestar especial atención en aquellos casos en los que el momento del impacto no está bien definido. Por otra parte, la componente de magnitud de Knowles-Gear tiene el inconveniente frente a las métricas de Geers y Sprague-Geers de que no distingue entre subestimación o sobreestimación de la señal real, cualidad que puede ser útil en el proceso de validación.

Todas las métricas del tipo MPC producen resultados similares por lo cual no hay razón para utilizar más de una de estas métricas a la vez [166]. Sin embargo, es necesario determinar cual ofrece mejores resultados para cada aplicación.

Con respecto al método de comparación propuesto por CORA, si se analiza la expresión de su componente del método del corredor (Δ), se puede apreciar que su expresión es parecida a las componentes de magnitud de la métrica de Russell (Δ) y la de EARTH. Salvo por el exponente que define la tasa de decrecimiento y los límites impuestos por los corredores. Al fin y al cabo ambas están evaluando la diferencia punto a punto entre las dos señales. La componente de magnitud del método de correlación cruzada de CORA es similar a la métrica RMS.

Respecto al coeficiente de correlación NARD, este es insensible a cambios producidos exclusivamente en magnitud. De hecho, dos rectas con diferente pendiente darían un valor de 1 en estas métricas, considerándose

entonces iguales sin serlo. Basta con ver su formulación para percatarse de que su expresión es muy similar a las componentes de fase de las métricas MPC. En concreto el coeficiente de correlación de NARD es similar a la componente de fase de Geers y muy parecida a la de Geers-Sprague. No hay razón para utilizar entonces el coeficiente de correlación si ya se utiliza una métrica del tipo MPC.

Las métricas basadas en el análisis de la varianza de los residuos: ANOVA y Oberkarmf; se basan en la suposición de que si las dos curvas representen el mismo evento, la diferencia entre ellas es debida exclusivamente a errores aleatorios cuya distribución es también aleatoria. Oberkarmf y Ray proponen métodos similares basados en que el error medio debe estar por debajo de un límite y que la desviación estándar de los errores debe ser también limitada. Estos criterios de aceptación deben reforzarse con un contraste de la normalidad que permita afirmar que la distribución de los residuos es normal.



Publicaciones relacionados con esta tesis

C.1 Publicaciones en revistas JCR

- Miguel Sánchez and David Abellán, "*Development of new deformable barriers for testing vehicle performance in different crash configurations*". International Journal of Crashworthiness, 2015

C.2 Publicaciones en congresos

- Miguel Sánchez y David Abellán, "*Desarrollo de nuevas barreras deformables para reproducir el comportamiento de vehículos en distintas configuraciones de choque*", en XI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM), Ciudad de la Plata (Argentina), Noviembre, 2013.
- David Abellán y Miguel Sánchez, "*Comparación entre técnicas de modelización para una barrera de ensayos de choque*", en XXI Congreso Nacional Ingeniería Mecánica, Elche (España), Noviembre, 2017.

Development of new deformable barriers for testing vehicle performance in different crash configurations

Miguel Sánchez* and David Abellán

Department of Mechanical Engineering and Energy, Miguel Hernández University of Elche, Elche (Alicante), Spain

(Received 2 September 2014; accepted 8 February 2015)

There are currently different deformable barriers that are used in crash testing, both lateral and frontal, in order to determine the level of protection of the vehicles and of injury to occupants, hereinafter referred to as crashworthiness. The definition and characteristics of these barriers, usually made from aluminium honeycomb, have evolved over time with the aim of improving the stiffness and capacity of absorbing the forces of a frontal impact of a vehicle type, and its compatibility with other vehicles in a real crash situation. In Europe, barriers defined by UN-ECE 94 (frontal collision) and UN-ECE 95 (lateral collision) regulations are currently used, although later developments such as the Advanced European Mobile Deformable Barrier (AE-MDB) will better represent the stiffness of the European-type vehicle. In the USA, the MDB developed by National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) is used in tests prescribed by the FMVSS 214D and FMVSS 301 standards, as well as other barriers such as that developed by the Insurance Institute for Highway Safety, whose dimensions, stiffness and mass are more similar to the features of the front structure of American suburban vehicles and pickups.

These deformable barriers are useful for showing the deformation, deceleration levels, energy absorbed and for determining crashworthiness in different crash test configurations for which they were designed. However, they are not valid for other configurations, such as collisions involving heavy vehicles in which the total energy in play is very high, or when the crash affects different parts of the vehicle or at different angles of impact.

This article describes the methodology followed to define the dimensions, stiffness and energy-absorbing capacity of the elements included in the design of new deformable barriers, which have to be capable of reproducing the vehicle behaviour depending on crash configurations and the size of the area of the vehicle affected by the collision. To do so, the available crash test data on certain types of vehicle were first collected. For each test, a series of characteristic parameters indicative of the severity of the collision were obtained. Then, a representative vehicle type was defined which corresponds to the average values of these parameters. Also, the design of the deformable barrier was addressed, and finite-elements models were made using solid elements with explicit formulation. The results of the barrier simulation were compared with the characteristic parameters of the representative vehicle type. In order to achieve an equivalence of the performance required, modifications to the design of the barrier were then made.

This methodology is being applied to the design of new frontal barriers, which will be useful for assessing the crashworthiness of vehicles in types of collision which are different from those contemplated in current regulations.

Keywords: collision; vehicle; deformable barrier; crashworthiness; FEM

1. Introduction and objectives

This work stems from the framework of the Safety of the Elderly and Children in Bus Accidents project, which studies the injuries sustained by the occupants of buses that crash into other road vehicles. The aim of this project was to optimise the design of the bus structure in order to curtail these injuries as far as possible. To do so, it is necessary first of all to obtain a characterisation of the structural behaviour of different vehicles that may hit the bus in order to obtain the deceleration pulse experienced by the bus in different types of collision.

The main objective is to design a family of deformable barriers that is capable of demonstrating a

structural behaviour similar to that shown by representative vehicles, in a frontal collision against a large-sized heavy vehicle. These collisions involve a large amount of energy that must be absorbed by the deformation of both the structure and the front crush zone of the vehicle, which may collapse completely. Therefore, the length and design of the barriers should be able to achieve a performance similar to the whole front end of the representative vehicle. Furthermore, this performance should be able to be reproduced in both full-overlap and partial-overlap collisions, or in impacts against posts or other narrow fixed elements. In the first instance, collisions at angles of incidence

*Corresponding author. Email: msanchez@umh.es

which are not zero, or where the transversal speed component is not null, will not be considered.

There are different types of deformable barriers that represent the stiffness of different representative vehicle types, and which are currently used in both side and frontal crash tests, to determine the degree of crashworthiness.

These deformable barriers are useful for replicating the deformation, levels of deceleration, energy absorbed and for determining the crashworthiness of vehicles in crash tests at some specific, normalised configurations. However, they do not seem valid for their use in high-energy collisions, since their short length only allows for an assessment of the frontmost part of the vehicle structure. The characteristics of these barriers, normally made from aluminium honeycomb, are described in Section 2.

In the following sections, data on the design of the current main types of barrier were collected and analysed, in order to assess their behaviour in collision scenarios where a high degree of energy is absorbed. Finite-element models (FEMs) were used to design new barriers based on the existing ones. These new barriers were then adjusted and validated based on the available experimental data and following the methodology defined in this article.

The design of three deformable barriers, which represent the front end of the following types of vehicles, is addressed:

- Compact passenger vehicle, representative of the European car fleet.
- Medium-sized SUV.
- Large-sized SUV.

2. Background

2.1. Study of the main deformable barriers currently in use

2.1.1. European AE-MDB barrier

The barrier used in the current European regulation for the study of side impact crash testing was developed based on the characteristics of vehicles from the 1970s and 1980s. The ‘Mobile Deformable Barrier’ (MDB) defined in EEC Reg.95 [8] is composed of six single blocks of aluminium honeycomb covered by a 0.5-mm plate. In order for the barrier to be certified, it is subjected to an impact against a rigid wall set at 35 km/h and the force–deflection curve of each of the six blocks is assessed to ensure that it falls between the minimum and maximum levels defined in the aforementioned regulation.

The stiffness of the front ends of those vehicles is different from the current one. Due to the adoption of new frontal crash tests, current cars have been designed taking compatibility between vehicles into account [11]. For this reason, the need to redefine the characteristics of the deformable barrier specified in the current regulation arose, so that the front end of the average European vehicle was

adequately represented. This task was carried out by the European Enhanced Vehicle-Safety Committee through Working Group 13 [23] (EEVC-WG13) and by the International Harmonised Research Activities through the Side Impact Working Group [27] (IHRA-SIWG). The Japan Automobile Research Institute (JARI) which developed the J-MDB also became involved in the development of the new European barrier with the aim of achieving harmonisation in international impact testing protocols.

This resulted in the proposal of the characteristics of a new barrier called the ‘Advanced European MDB’ (AE-MDB). In particular, trolley mass was increased from 950 to 1500 kg, each of the side blocks were widened by 100 mm, the edges were chamfered and the stiffness of the lower side blocks was increased to be more representative of the longitudinal elements in a real vehicle chassis. The working groups responsible for development found that deformation in vehicle doors tested with this first version of the AE-MDB was greater than that obtained in crash tests involving vehicles against other vehicles [29], except at the height of pillar B. The deformation of the AE-MDB also was greater than the deformation in the front ends of the impacting vehicles.

In current vehicles, the left and right longitudinal elements are connected by the bumper, and over the years, these have become stiffer in order to improve compatibility between vehicles. For this reason, the revised barrier, known as the ‘Modified AE-MDB’ or AE-MDB V2, had a 1690-kPa honeycomb element incorporated to act as a bumper. This was similar to that used in the FMVSS 214 barrier, along with a 3-mm aluminium plate between the bumper and main block. Therefore, the stiffness of the three lower blocks of the deformable barrier was increased, ensuring a more uniform deformation. The corridors that characterise the force–deflection curves of each block were modified in respect to those indicated in the regulation. Furthermore, the test weight of the barrier remained at 1500 kg, and the shape and size of the barrier also remained the same. JARI [29] carried out tests against a rigid wall, set at 35 km/h, in which the lower blocks did prove to be stiffer in performance than in the previous version of the barrier. Side impact tests were also carried out against other vehicles which determined that, although the AE-MDB V2 was stiffer than the previous version, there was still room for improvement regarding the deformation produced in the impacting vehicle. Indeed, deformation in the AE-MDB V2 at the height of pillar B was still very slight. However, intrusion in the doors of the impacted vehicle was greater than that found in tests with real vehicles. The stiffness of barrier AE-MDB V2 was determined through tests against rigid walls with load cells, in which the effect of the stiffness of vehicle’s cross-sectional elements, such as the bumper beam, is not reflected in the results.

In a later proposal, the AE-MDB V3.1 shown in Figure 1, another 3-mm aluminium plate was added to the

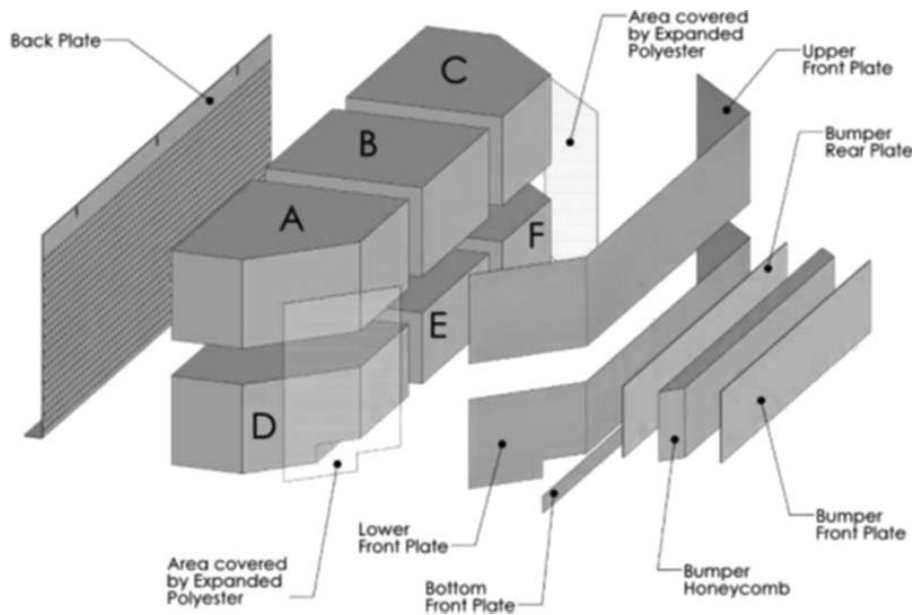


Figure 1. Mobile deformable barrier AE-MDB V3.

bumper to prevent the thinner plate from breaking. And it was proposed that the thickness of the aluminium layers that make up the honeycomb cells of the main block decreases progressively by means of acid etch in order to achieve a better adjustment of the force–deflection curves of the blocks with the corridors. The AE-MDB V3.1 better represents the permanent deformation of the vehicle at an impact at 50 km/h. Japan New Car Assessment Program (JNCAP) compared the values of damage sustained by test dummies in the head, chest and abdomen during side impacts. The impact with the AE-MDB V3.1 barrier is slightly more severe for occupants, compared to an impact between real vehicles.

There is another version of the European barrier, known as the AE-MDB V3.9, in which the stiffness of the lower blocks is reduced. In particular, the outer lower blocks are 55% as rigid as the corresponding blocks in the V2 version and the intermediate block is 60% as rigid as the respective V2 block. It is considered that the latter version of the barrier, the AE-MDB V3.9, best represents energy absorption and deformation in the door of an impacted vehicle, there being little difference between the two V3 versions regarding the damage sustained by dummies [30]. If the AE-MDB V3.9 is compared with the MDB defined in ECE Reg.95, the former is 30% more severe for occupants [24].

2.1.2. IIHS barriers

In the United States, large SUVs (‘suburban vehicle’) and small off-road vehicles represent 50% of vehicle sales in the last few years [27]. For this reason, a barrier that

intends to represent the crashworthiness of vehicles of these characteristics will be different from the barrier developed for the European market. The side impact crash test developed by the Insurance Institute for Highway Safety (IIHS) consists of a perpendicular impact at 50 km/h against a stationary vehicle, using the IIHS MDB shown in Figures 2 and 3. This barrier is based on that used in FMVSS 214 tests but with some variations [12]. The main features of the IIHS MDB are as follows:

- The mass of the MDB in test conditions is 1500 kg.
- The crash cart, compared with that used in FMVSS214 tests, is 200 mm higher, and raised 100 mm higher off the ground.
- The main block is composed of aluminium honeycomb with a crush strength of 310 kPa.

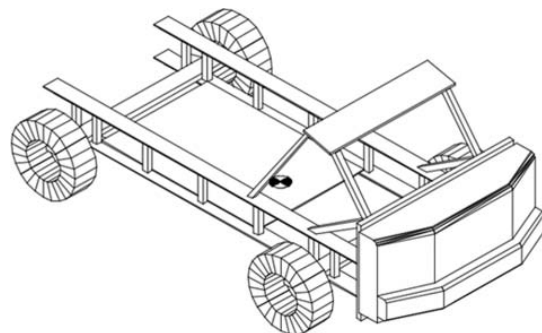


Figure 2. IIHS deformable barrier test cart.

4

M. Sánchez and D. Abellán

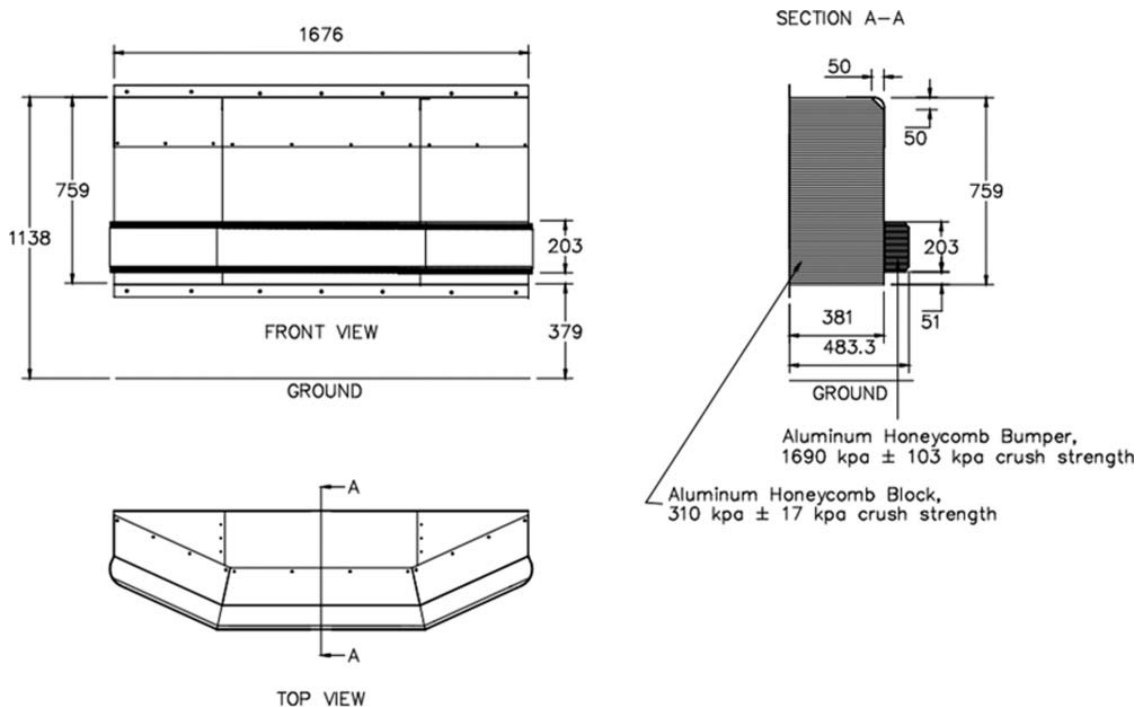


Figure 3. IIHS deformable barrier front elements.

- The bumper is made up of three honeycomb parts with a crush strength of 1690 kPa.
- Bumper elements are covered on the front and back by 3-mm-thick aluminium plates.
- The front and top of the main block are covered with an aluminium cladding, 0.7 mm thick, and with an upper corner plate, 1.6 mm thick.
- The barrier has a height of 860 mm and a width of 1676 mm.

Roberts and Ratingen [23] compared collisions using the AE-MDB barrier and the IIHS barrier against a Renault Megane and a Toyota Camry. According to their tests and based on biomechanical parameters, the IIHS barrier is more severe for occupants than the AE-MDB, and is even more severe than a European-type vehicle (Ford Mondeo). The energy absorbed by the IIHS barrier is considerably less than for the European type. The difference in severity between barriers diminishes on increasing the rigidity of the vehicle which receives the impact.

2.1.3. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) barriers

This barrier shown in Figure 4 was developed in the United States by the NHTSA at the back end of the

1980s and is used in tests for dynamic side impact protection (FMVSS 214D) and in fuel system integrity tests (FMVSS301). The mass of this barrier is 1361 kg, the front width is 1676 mm and the height of the deformable block is 559 mm. The ground clearance is 279 mm. The depth of the barrier is similar to that of the IIHS barrier: 381 mm to the main block and 483 mm to the bumper, with the difference that the impact face developed by the NHTSA is flat [21] unlike that of the IIHS.

The stiffness and crush strength of the main block and the bumper are 310 and 1690 kPa, respectively, similar to those of the IIHS barrier.

Real accident data suggest that the majority of accidents where two vehicles collide at a perpendicular angle occur when both vehicles are in motion. However, in order to minimise the variability and complexity of tests under European regulations and the New Car Assessment Program (NCAP), a crash to a stationary vehicle receiving impact at a perpendicular angle is used, as shown in Figure 5(b). On the contrary, the US FMVSS214 standard adopts a 27° angle between the midline of the barrier and the wheel direction, as shown in Figure 5(a). The speed is 53.9 km/h as opposed to the 50 km/h required under European regulations.

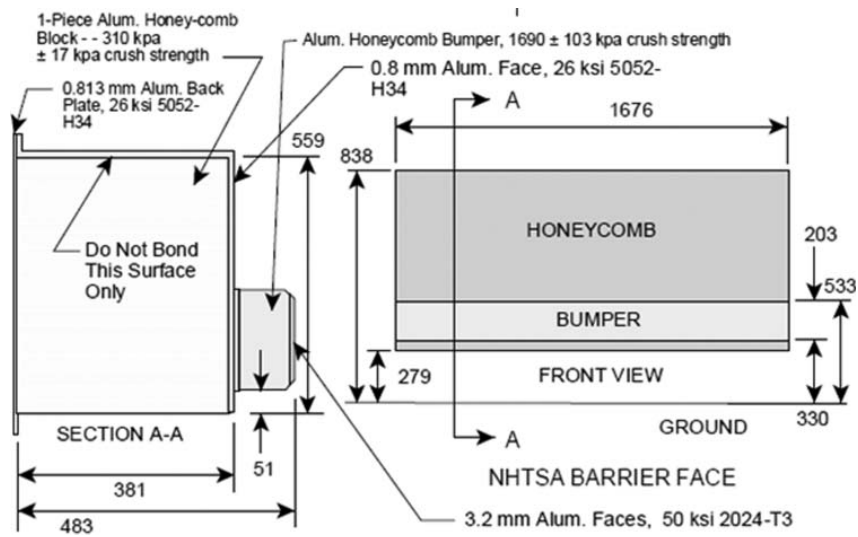


Figure 4. Elements of the deformable NHTSA barrier face.

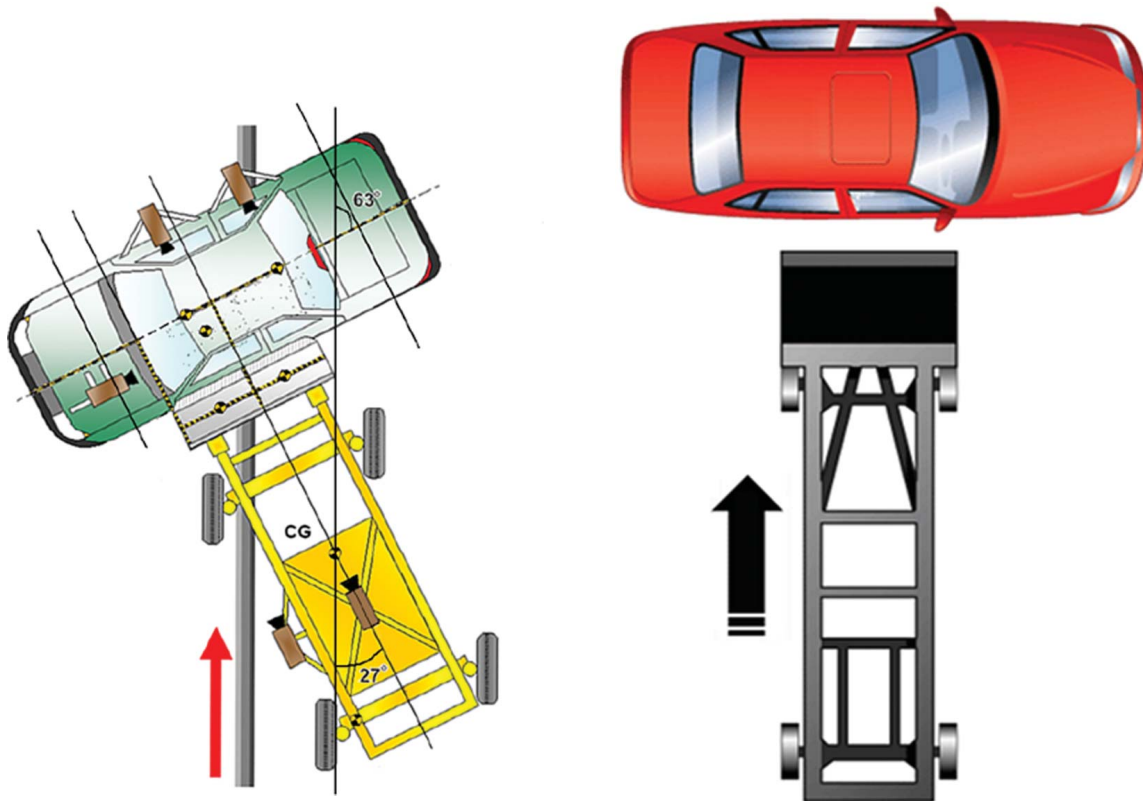


Figure 5. Configurations for side impact tests: (a) FMVSS214, (b) NCAP.

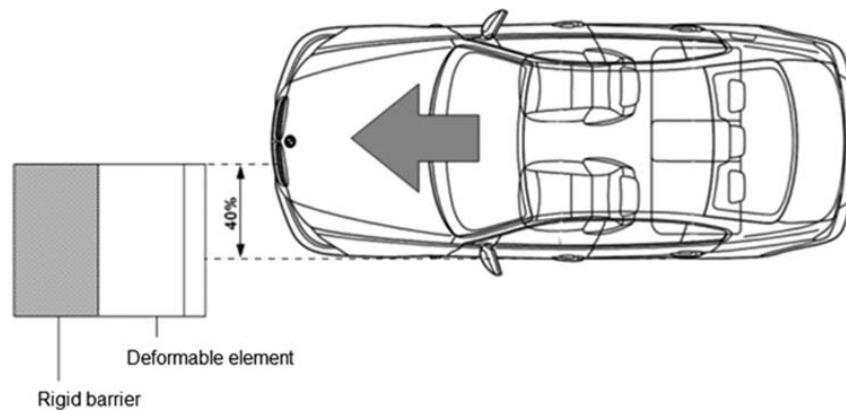


Figure 6. Configurations for frontal impact test with overlap (Euro NCAP).

2.1.4. ODB barriers.

The Offset Deformable Barrier (ODB) is used by Euro NCAP, Australian NCAP and Japan NCAP for the evaluation of crashworthiness in a frontal impact. This barrier was developed by the EECV WG 11 between 1990 and 1995. Tests carried out with this barrier, whose protocol is established by ECE R94 and in the European Directive 96/79/EC, attempt to replicate the interaction of two vehicles colliding at 56 km/h with an overlap of 40% at 56 km/h [7] as shown in Figure 6. This test also evaluates the performance of cross-sectional elements in the front-end structure of a vehicle which could not be assessed in a test with a 100% overlap. Furthermore, considerations related to compatibility, which is not possible in other types of test, were also taken into account.

This barrier, shown in Figure 7, is composed of two deformable elements: a main block with a crush strength of 342 kPa and a bumper of 1711 kPa made of aluminium alloy. The measurements of the main element are 1000 mm wide, 650 mm high and 450 mm deep. The bumper is also 1000 mm wide, 330 mm high and divided into three sections as shown in Figure 7. The barrier has a backing sheet, 2 mm thick, where the main block is attached by bolts which hold a fixed rigid barrier. The front part of the barrier is covered by a 0.8-mm aluminium sheet.

The IIHS adopts a similar test configuration, with the same barrier and same overlap but at a speed of 64 km/h [13], and NHTSA uses it in 'FMVSS 208 Occupant Crash Protection' tests at a speed of 40 km/h.

2.2. Barrier modelling. Selecting technique to be used.

For the design of new barriers, FEMs are carried out using commercial software with explicit integration algorithms. In particular, ANSYS LS-DYNA is used, along with the pre- and post-processor LS-PrePost.

Metal honeycombs are widely applied as energy absorber fillers due to their excellent mechanical and energy absorption properties in relation to their low weight. Specifically, the commercial hexagonal aluminium honeycombs with two of the six cell walls having double thickness are the most extensively applied products due to their low cost and advanced manufacturing technology.

The development of current deformable barriers has run simultaneously over the last two decades with the development of different techniques to simulate the performance of large structures made out of aluminium honeycomb in the impact face.

A considerable amount of theoretical, numerical and experimental research has been carried out to study the crushing properties of hexagonal honeycombs. Regarding theoretical works, an analytical model was first presented by McFarland [18] to predict the out-of-plane strength of hexagonal honeycombs in 1963, and an improved model was then offered by Wierzbicki [31] in 1983. The Wierzbicki model has been employed by researchers and engineers up to now due to the adequate estimation of the crush strength compared with the experimental data under quasi-static loads [33].

The quasi-static and dynamic experimental studies on the crush strength of aluminium honeycomb have been conducted by many researchers. Most of these studies were intended to investigate the dynamic enhancement effects. The ratio of dynamic crush strength to quasi-static strength can be defined as a dynamic enhancement coefficient and different values were reported by the researchers for different materials and under different loading conditions. The coefficient was reported to be in the range of 1.33–1.74 by Wu and Jiang [32] and 1.12–1.4 by Zhao and Gary [35] and Zhao et al. [34,36].

The numerical simulation with FEM of the honeycomb under crushing loads has also been carried out by researchers, and the numerical results have frequently

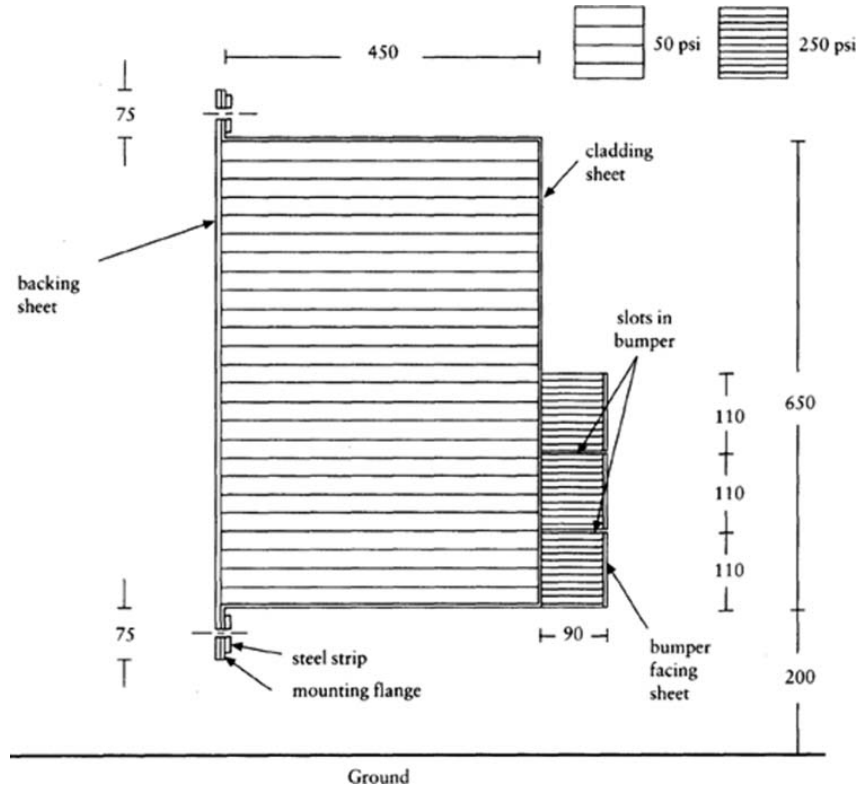


Figure 7. Diagram of ODB barrier.

been compared to the experimental data. In fact, the simulation of aluminium honeycomb crush behaviour is quite difficult to achieve. Consequently, different methods have appeared in the literature. The two most usual modelling techniques are the use of shell- and solid-type elements along with an explicit FEM code.

The modelling method of aluminium honeycomb using SHELL elements, creating hexagonal cells similar to those that make up a honeycomb, has been widely used, such as [4,16,26] amongst many others. The faces of the two aluminium sheets stuck together are usually modelled as a single sheet of double thickness and the thickness of the adhesive or any imperfection in the sheet is not taken into account. The size of the mesh should be fine enough to allow for the local buckling of the cells.

In MDB crush simulation, in order to reduce the number of elements, it is normal practice to increase the size of the cells and adjust the thickness of the sheets to achieve the compressive strength of the material to be simulated. This method has been used to model other barriers including IHHS [17] and ODB [28], obtaining realistic results.

On the other hand, some researchers have used SOLID elements for the simulation of the behaviour of honeycomb structures [6,19]. With this method, the complex

structure of hexagonal cell is modelled as a homogeneous nonlinear equivalent material.

In LS-DYNA software, there are two material models specially conceived to simulate honeycomb as an orthotropic material. MAT26 is the main material used for this purpose in the LS-DYNA software, where the stress tensor components are uncoupled: a force in the main direction of the material a produces a deformation in the main direction a , but not in the other two main directions b and c [17]. In this material model, the elastic modules vary linearly from the stiffness of the initial material to the module of stiffness of the totally compacted material on the basis of the volumetric deformation that the element undergoes (Equations (1) and (2)). Apart from the elastic constants, six curves that indicate normal strains and maximum tangential stresses that the elements can reach based on volumetric deformation [17,28] are as follows.

$$E_{aa} = E_{aau} + \beta_{aa}(E - E_{aau}) \quad (1)$$

$$\beta = \max \left[\min \left(\frac{1 - V}{1 - V_f} \right), 0 \right] \quad (2)$$

In the previous equations, E_{aa} is the elastic module in direction a . E_{aau} is the stiffness of the uncompressed

material, E is the stiffness of the totally compacted material and V is the quotient between the volume of the element and the initial volume. V_f is the relative volume where the material is considered to be totally compacted.

Another possibility in LS-DYNA is to use the ‘Modified Honeycomb Material’ (MAT126), which was developed at a later stage. In this case, it is assumed that the material is transversely isotropic, and the yield surface is calculated from the angle formed by the material’s strong axis φ and the volumetric deformation ε^{vol} , (as follows:

$$\sigma_y(\varphi, \varepsilon^{\text{vol}}) = \sigma_b(\varphi) + \cos^2\varphi\sigma_s(\varepsilon^{\text{vol}}) + \sin^2\varphi\sigma_w(\varepsilon^{\text{vol}}) \quad (3)$$

where $\sigma_w(\varepsilon^{\text{vol}})$ is the maximum tension/stress of the material’s strong axis based on volumetric deformation, $\sigma_s(\varepsilon^{\text{vol}})$ is the maximum tension of the material’s weak axis based on volumetric deformation and $\sigma_b(\varphi)$ is the yield stress, tabulated according to angle φ [15,17].

Kojima [28] carried out different simulations with the ODB barrier and MAT26 and modified MAT126 materials, concluding that the second material model best represents the performance of honeycomb with oblique loads, and this gave an estimation of deformation in the impacting vehicle better than with MAT26. Development groups in Cellbond composites and ARUP have used MAT126 material to create models of the AE-MDB [1] and the NHTSA barrier [3], obtaining reliable results.

The main advantage of solid elements is that they require less time for calculation, and that the modification of the model to represent the mechanical characteristics of different types of ‘honeycomb’ blocks during the process of optimisation is also simpler and quicker. Indeed, in the case of using a model with shell elements, the introduction of a new type of honeycomb with a different cell size requires a modification of the geometry and mesh of the model. On the other hand, if solid elements are used, the modification can simply consist of changing the equations that make up the material, which greatly facilitates the parameterisation and the iterative processes of optimisation.

However, it is necessary to ensure that the solid model offers sufficiently reliable results and which are equivalent to those of the shell model. For this reason, different publications that compare both methods have been studied first, modelling with the aforementioned shell and solid elements with MAT 126 [2,14]. These authors determine that both methods obtain satisfactory results. Kojima [14] suggests that the estimated deformation with shell elements is better since the models implemented with solid have a greater stiffness/rigidity when they undergo localised deformations due to the resistance introduced by ‘hourglassing’ control, while shell elements do not have this problem. It must be remembered that MAT 126 is

used with reduced integration elements and they, therefore, need a control to prevent ‘hourglassing.’

In view of the literature analysis carried out, this work has opted for the use of models based on solid elements because of the aforementioned advantages. Nonetheless, particular attention will be paid to the validation of the initial models, to ensure that the results obtained with this type of modelling are accurate enough for the objectives pursued.

3. Development of new barriers

3.1. Evaluation of the performance of current barriers in high-energy collisions

As already stated, the problem with current barriers is that they are conceived for a lesser level of energy absorption than that which would result from a collision with a large-sized vehicle. On subjecting them to a much more stringent test, it can be expected that the maximum length for deformation will be totally depleted. A sudden increase in stiffness and of the deceleration obtained will be observed, on starting to work the material previously compacted into a block.

This fact has been established by the analysis and comparison of different test data available from the NHTSA database [20]. Crash tests involving vehicles against a rigid wall at 56 km/h have been carried out, in which the maximum deformation reached widely exceeds the length of the deformable barriers, and the deformation closely approaches the maximum available length in the front end of real cars. On the other hand, crash tests involving deformable barriers against a rigid wall in the same conditions have also been studied, which has allowed a comparison of their performance with that of real vehicles.

Figure 8 shows the results obtained in a crash of an IIHS barrier at 56 km/h against a rigid wall, where the mass of the barrier and cart combined was set to a total mass of 2000 kg. Its performance has been compared to that of similar-sized SUV vehicles. The test mass of both vehicles is around 2000 kg. In Figure 8, the force–deflection rigidity curves obtained in the three tests against a rigid wall at 56 km/h are compared. It can be observed that during the first 300 mm of barrier deformation, the force measured in the wall and the energy absorbed are similar to that obtained in the tests for the Lexus RX300. However, when deformation exceeds 350 mm, the ‘honeycomb’ densification phase begins, increasing the force in the barrier to values above 1600 kN, until they reach the maximum deformation of 448 mm. On the contrary, in the tests on both vehicles, the maximum deformation exceeded 550 mm, but the maximum values of force in the barrier did not reach 1000 kN.

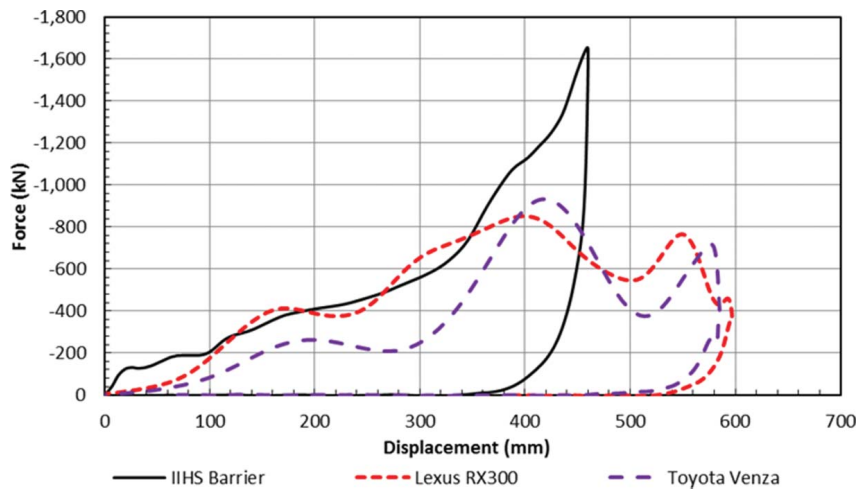


Figure 8. Force–displacement curves of various SUV vehicles and the IIHS barrier at 56 km/h.

In Figure 9, after the test involving the IIHS barrier against a wall, the compaction of the material in the barrier and the depletion of the deformable length can be clearly seen and which causes an increase in stiffness in the final part of the test. This logically brings about an increase in the maximum values of acceleration and a shortening of the pulse of deceleration measured in the IIHS mobile barrier cart.

In the rest of cases studied, similar conclusions have been reached. It seems clear, therefore, that it is necessary to lengthen the deformable barrier at the back end, to achieve a deformation length similar to the front end of the vehicles represented. In this way, the effect of compaction of the material and the increase in stiffness will

allow a deformation similar to the maximum deformation reached by real vehicles in high-energy impacts. Furthermore, the mechanical characteristics of the material in the back part of this barrier should be such that the equivalent values of force and maximum deformation are reached.

3.2. Analysis of experimental data, obtaining characteristic parameters and defining vehicle types

Before addressing barrier design, it is necessary to define a vehicle type that is considered to be representative of each segment of road vehicles, whose performance would be replicated in the barrier. To do so, crash test data must be gathered on a number of vehicles which is sufficiently

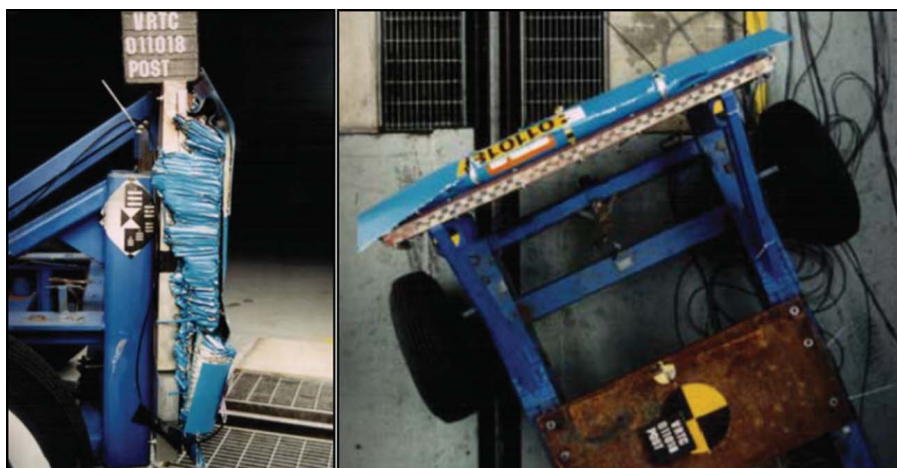


Figure 9. Deformation of the IIHS barrier in the test against a rigid wall at 56 km/h.

representative of each segment being represented. The data that are most useful for the development of barriers are that based on frontal crash tests against rigid barriers fitted with load cells. The aim, therefore, is to gather the curves of deceleration, force and deformation, obtained from the tests of each one of the vehicles, in order to carry out a comparison and, based on their analyses, define the characteristics of a vehicle type which is representative of the segment. It will also be necessary to have a series of data on the main dimensions of vehicle front ends, such as the height of the nose section, the bumper and front overhang.

It must be pointed out that a multitude of components of different rigidities make up the front end of a vehicle and that when they undergo deformation, they give rise to local peaks of force and deceleration during tests. This can make it difficult to carry out a comparison between the different tests, and so it is necessary to set parameters on previously filtered curves, by defining a series of characteristic values that allow a direct and objective comparison. Benefitting from previous studies [22,25], the main parameters obtained and compared are as follows:

- Peak value of deceleration.
- Peak value of maximum force on the barrier.
- Maximum deformation during testing.
- Duration of deceleration pulse (up to the moment of reaching maximum deformation)
- Average values of deceleration and force in the first pulse stage (first 30 ms, average time estimated for the application of restraint systems).

The energy absorbed during a collision against a rigid wall is approximately equal to the initial kinetic energy, which depends directly on the mass of the striking vehicle. The test weight varies slightly between vehicles belonging

to each segment and the impact speed is approximately the same in every test; therefore, the energy absorbed has not been taken into account as a main parameter for comparison.

Then, the average values of these parameters for each segment were calculated, which will be those that define the representative vehicle type in each segment. Once these average values were defined, the vehicle that best fits these average values was chosen as a representative vehicle type. Or a theoretical-type vehicle could be defined, in such a way that the exact average values considered for the characteristic parameters were obtained from its performance curves in the type of impact being considered. The average values of the main dimensions of the front end will complete the definition of each vehicle type.

Initially, the definition of three vehicle types representative of the following segments was proposed:

- Compact passenger vehicle, representative of the European car fleet.
- Medium-sized SUV.
- Large-sized SUV.

However, the same methodology can be used to define vehicle types to later design barriers that are representative of other vehicle families.

In Figures 10 and 11, an example can be seen of deceleration pulses and force–deflection curves obtained for each vehicle in a series of compact passenger vehicles, as well as the vehicle type chosen to be representative of average performance in the segment. The labels shown in the legend correspond to the test reference number of the NHTSA database [20]. The vehicle type chosen has been

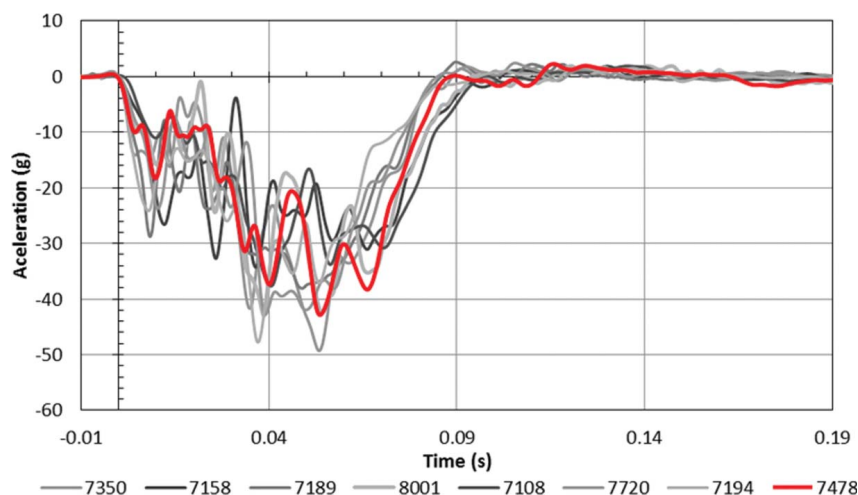


Figure 10. Deceleration pulses during impact. Compact passenger vehicles over 1400 kg.

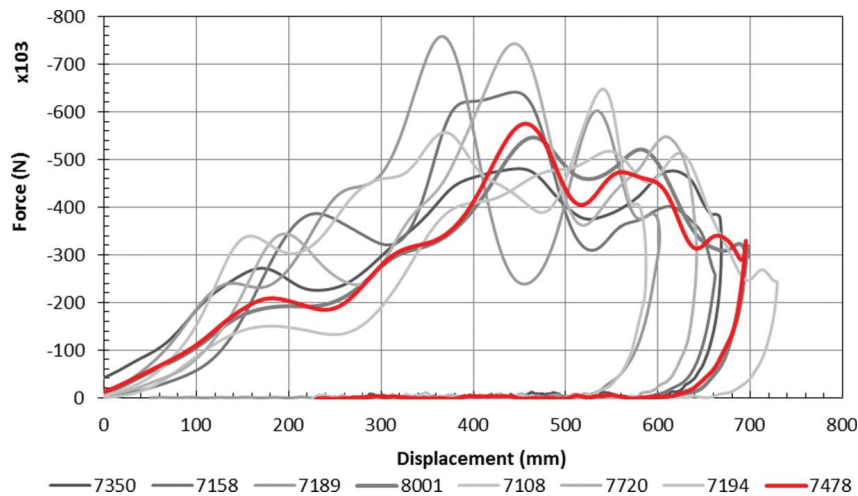


Figure 11. Force–displacement curves. Compact passenger vehicles over 1400 kg.

the 2012 Ford Focus, labelled as 7478, whose main parameter values are shown in Table 1.

3.3. Modelling and adjustment of barrier control parameters

Following the analysis carried out in Section 2, it was decided to opt for FEMs based on solid elements for barrier analysis and design. Once the technique to be used was defined, current mobile deformable barriers had to be modelled as a starting point, and the control parameters of the necessary material were defined and adjusted. A model of the IIHS mobile deformable barrier and another one model of the AE-MDB were elaborated using solid elements, including the modelling of a rigid cart, tires and masses. To validate these initial models, the results obtained are compared with the available data on real barriers.

The IIHS model was first validated by means of simulating an actual crash test of the aforementioned barrier against a rigid wall at 30 km/h, whose data were available in the literature [5]. Then, the second validation was carried out to assess the model's response to local

deformation processes, by means of the simulation of real crash test of the barrier against a post with a 285 mm diameter at 20 km/h. Figure 12 shows the comparison of the force–deflection curves obtained for both cases through simulation and testing, a good correlation between both being evident. The deformation of the barrier predicted by the model is about 4% greater than the maximum deformation measured during the test, whereas the estimation of the peak force agrees with the test value. In the simulation of the IIHS barrier against a pole, the peak force is overestimated by 13% and the maximum deformation is as expected.

To complete the validation, the simulation of a test against a rigid wall at 56 km/h was also carried out, as shown in Figure 13, in which the total length available for deformation was totally depleted and a great increase in maximum force was produced as a result of the compaction of material.

Second, the AE-MDB model was developed. The validation of this deformable barrier was carried out through the dynamic test established in the specifications of the AE-MDB. The force–deflection curves obtained in an impact test against a barrier instrumented wall at 35 km/h

Table 1. Characteristic parameters obtained for the compact passenger vehicle segment (average values), the representative vehicle type (Ford Focus) and the fitted deformable barrier.

	Segment average values	Vehicle-type values	Fitted barrier
Maximum force	−613.2 N	−575.2 N	−531.6 N
Maximum deformation	660.0 mm	695.0 mm	681.3 mm
Peak value of deceleration	−41.95 g	−42.86 g	−46.68 g
Average value of deceleration ($t < 0.03$ s)	−13.22 g	−11.24 g	−11.36 g
Duration of deceleration pulse	0.085 s	0.084 s	0.078 s

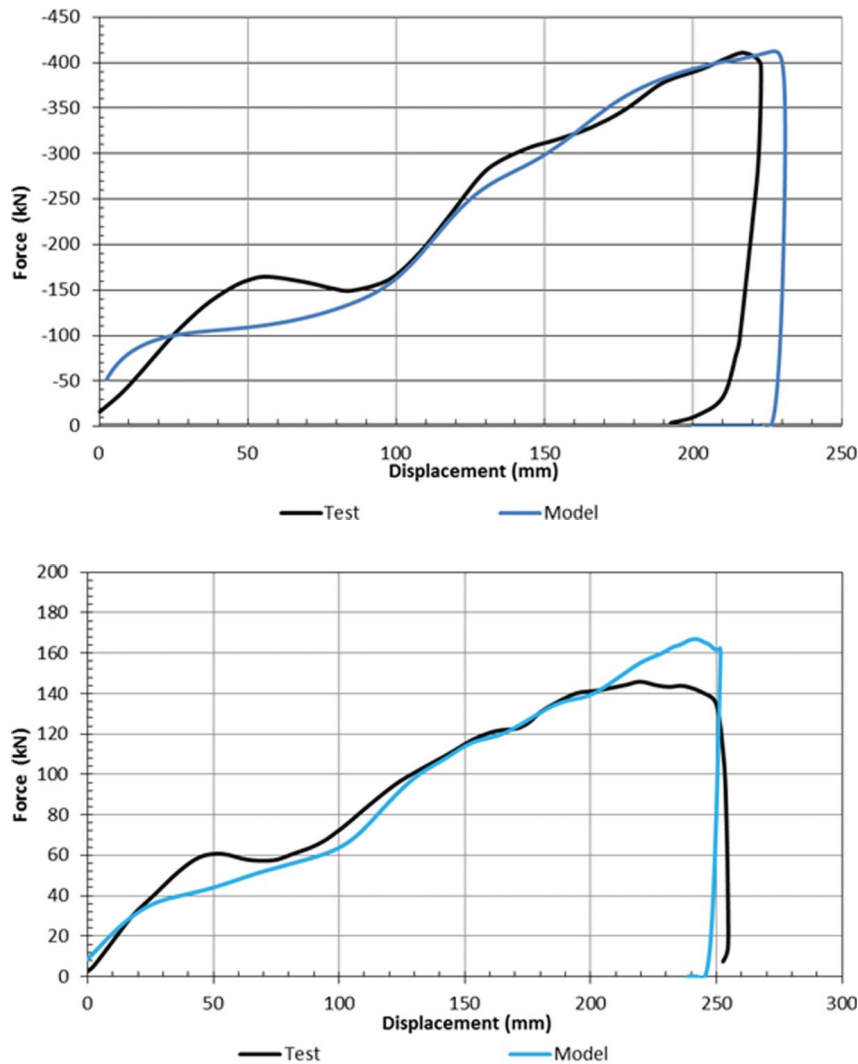


Figure 12. Impact of the IIHS barrier against (a) a rigid wall at 30 km/h; (b) a post at 20 km/h.

were compared with the limits set out in the specifications given by Ellway [9] for the AE-MDB V3.9. As shown in Figure 14(a), all the curves are within the required corridors for each of the six blocks of the barrier. The total force measured in the rigid wall is also within the limits of the dynamic test (see Figure 14(b)).

Once the initial models were validated, different modifications were tried out, lengthening the barriers and using different types of material. For each design, an impact against a rigid wall at 56 km/h was simulated, placing the modified deformable barrier at the front end of the vehicle. Then, an iterative process of adjustment in the barrier design was carried out, assessing the results

obtained at each step through comparison with the results obtained for the vehicle-type representative of the segment.

Regarding this comparison, it must be pointed out that the blocks that compose the deformable barrier are orthotropic in performance with uniform characteristics throughout the entire length, which gives rise to force-deceleration curves that are exempt of local irregularities and maximums. These curves are much smoother than those obtained in the testing of real vehicles, whose front ends contain a multitude of components of different rigidities, which on deformation, give rise to local peaks of force and deceleration. This difference makes the comparison

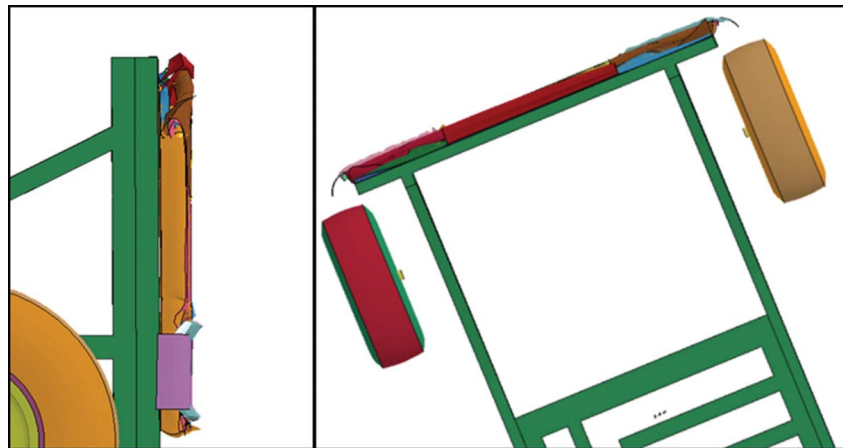


Figure 13. Simulation of impact of the IHS barrier against a rigid wall at 56 km/h.

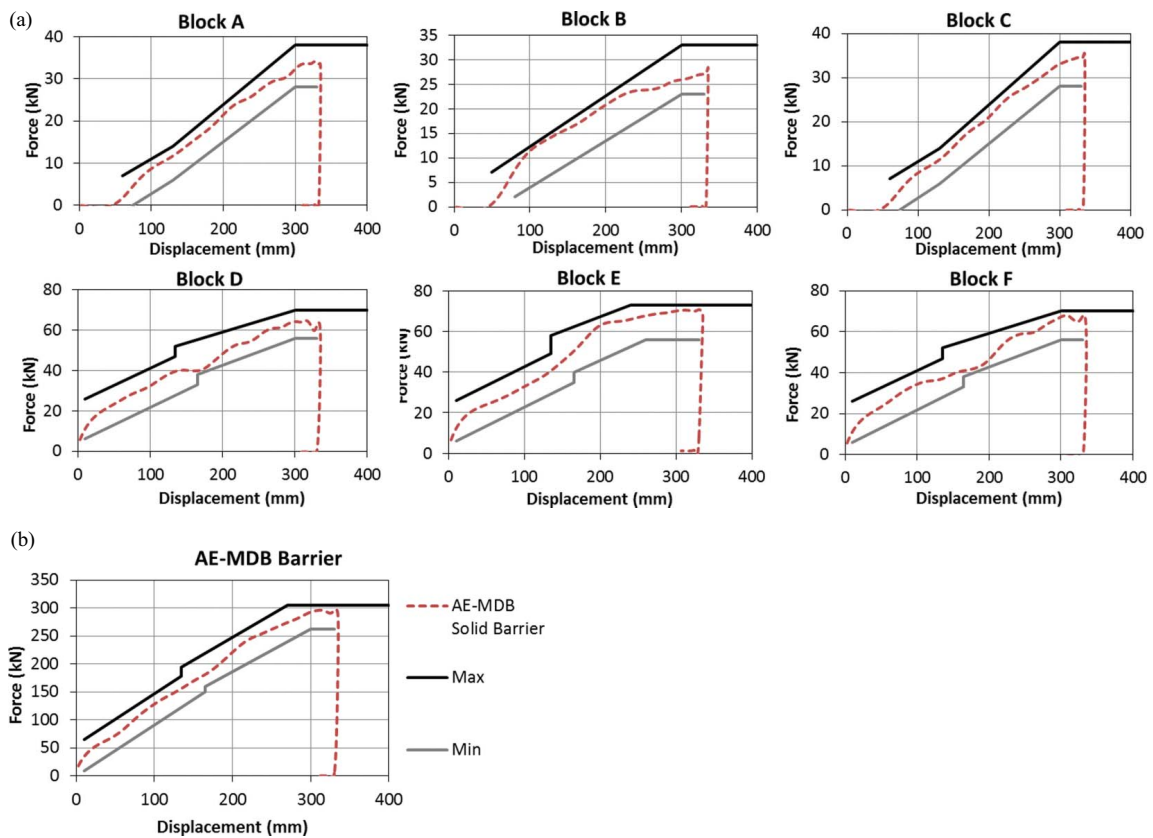


Figure 14. Impact of the AE-MDB against a rigid wall at 35 km/h (a) Force/deflection curves of each barrier block; (b) Total force/deflection curve and dynamic test corridor.

between a barrier's performance and the vehicle type more difficult, thereby making it necessary to control the parameters of these curves and obtain characteristic values that can be compared directly. The same series of parameters defined in Section 3.2 will be used for this purpose, as a basis for comparison in order to assess the equivalence of the results.

Continuing with the example of the representative barrier of compact passenger vehicle, the following changes have been made, based on the AE-MDB validated barrier:

- The length of the barrier is increased by adding new blocks in the rear end, allowing the simulation of more severe impacts and thereby avoiding that the barrier collapses completely.
- The mass of the cart is increased in order to approach an equivalence for each type of vehicle.
- The features of each block have been selected to achieve similar average values to those of the characteristic parameters defined previously for the vehicle type.

In Figures 15 and 16, the barrier model obtained is shown, as well as the simulation of the impact against the wall.

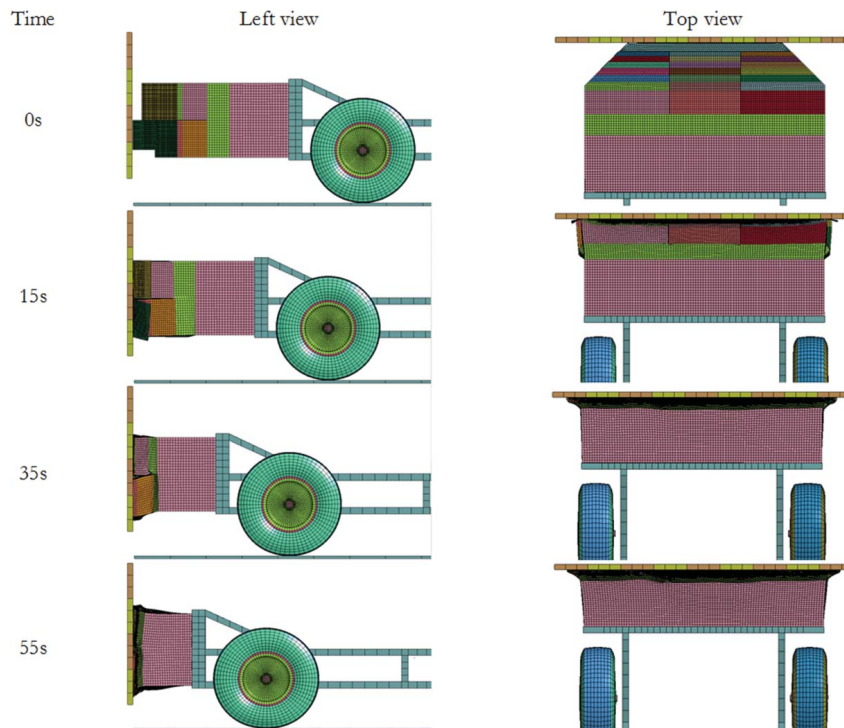


Figure 15. Model of the representative barrier for compact passenger vehicles.

With an iterative process, the dimensions and rigidity of the blocks added to the barrier are changed, until the desired result is obtained. In this iterative design process, honeycomb-type blocks with a commercially available stiffness [10] are always used. In order to achieve a better adjustment to the parameters related to the initial stretch of the collision, just small modifications to the material belonging to the front-end block could also be made, introducing blocks with a slightly different stiffness to the one used in the AE-MDB.

4. Results and discussion

In Figure 17, the acceleration curves obtained in the adjustment process of the representative barrier for

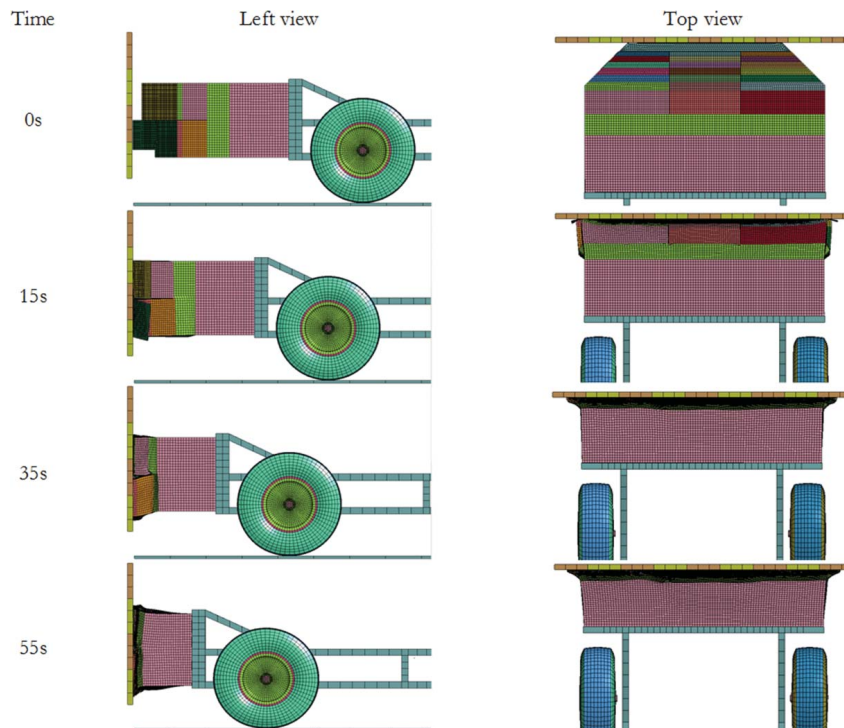


Figure 16. Different simulation moments of the collision against a rigid wall.

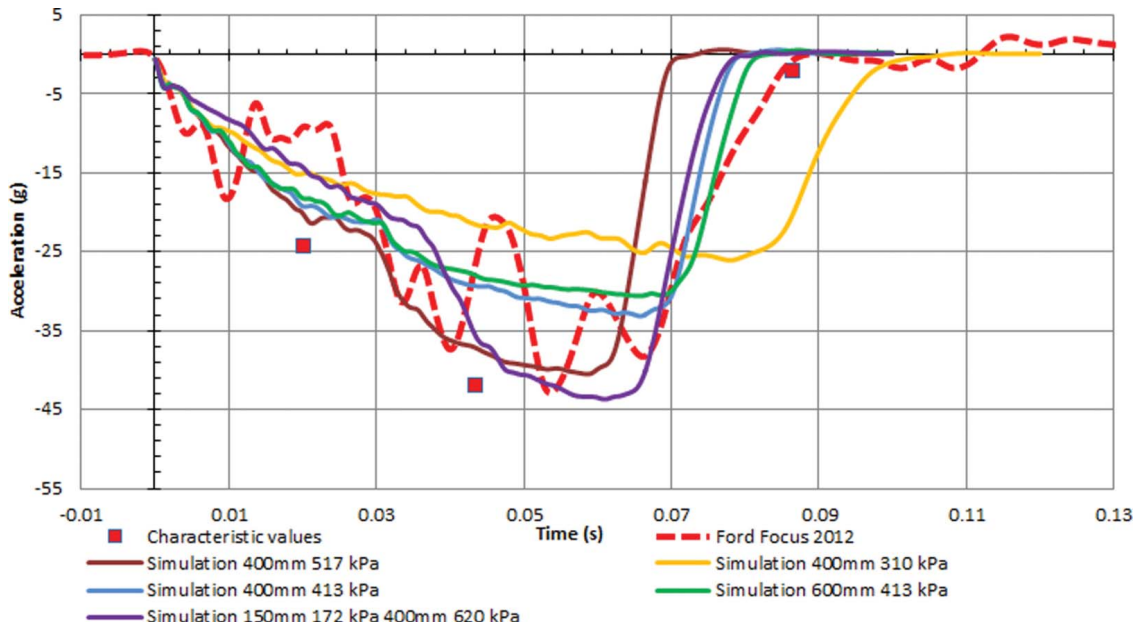


Figure 17. Deceleration pulses of barriers with various properties and for a compact passenger vehicle type.

compact passenger vehicles can be seen. In each iteration, materials with different stiffness and characteristics have been used, and compared with the experimental data. For reference, the chart also shows the curve for the vehicle that best fits the characteristics of the representative vehicle type of the compact passenger segment. In Figure 18, the force–deflection curves obtained in the adjustment process for the same vehicle segment are shown.

The best fit was achieved by adding, behind the deformable block of the AE-MDB, two new blocks of aluminium honeycomb: a 150-mm-long block with a material with a crush strength of 172 kPa and other block with a length of 400 mm and 620 kPa of characteristic crush strength.

Table 1 shows the results obtained for the characteristic parameters of the collision with the final adjusted model, and they are compared to those defined for the

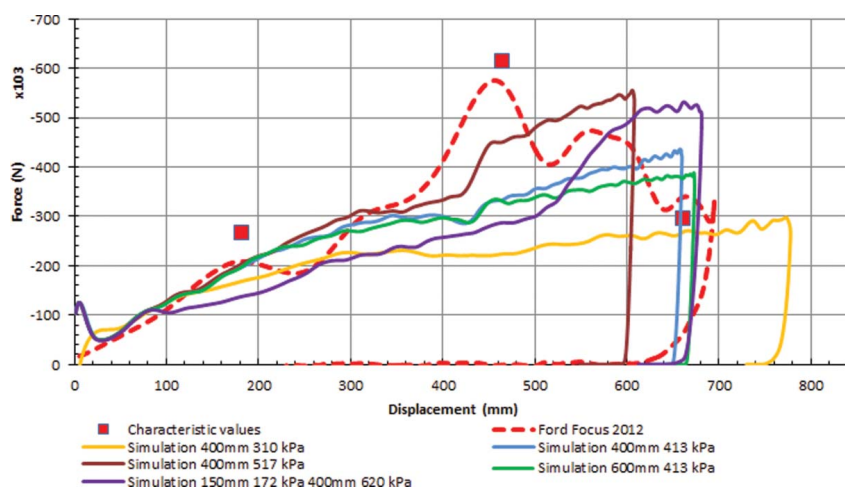


Figure 18. Force–deflection curves of barriers with different lengths and strengths of added honeycomb blocks, compared to the behaviour of the compact passenger vehicle type in the rigid wall crash.

vehicle type and the average values of the compact passenger vehicle segment.

As can be seen, a best fit has been achieved for the main parameters, with a deviation of less than 2% in the maximum deformation and maximum deceleration peak, 4% in the deceleration pulse duration and a maximum deviation of 8% in the case of maximum force peak.

Moreover, the deformation of the barrier occurs in a progressive way, so that the rear block does not start to deform until the front block is almost entirely collapsed. This behaviour corresponds to that observed in actual vehicles, so that in collisions involving less energy, only that initial section will be deformed. The performance of the barrier is, therefore, also representative of the front edge of the front of the vehicle type in lower intensity collisions.

5. Conclusions

The current honeycomb aluminium deformable barriers are not valid to represent the performance of vehicles that crash with a large amount of energy. However, it is possible to obtain valid barrier designs, making the current barriers longer, using similar materials with different degrees of stiffness. The length and stiffness of the blocks added on the rear end of the barriers should be enough to prevent it from getting completely crushed during impact, except in the case of severe crashes where the compaction effect of the material and the increase in stiffness after the impact could represent the actual performance of the vehicles when the available length for deformation is totally depleted.

The use of FEMs with solid elements has been shown to be valid for the simulation of the performance of this type of barrier, and also facilitates design, selection of materials and their optimisation.

The methodology described has been used primarily for the development of a representative frontal barrier for compact passenger cars and large SUVs. Currently, work is still being carried out on the development of a complete family of deformable barriers, representing behaviour of vehicles in the major segments in high-energy collisions.

Moreover, further work is also taking place in the manufacture of prototypes of elongated barriers that are being developed, for which the corresponding final validation tests will be performed.

Finally, other types of barriers are being developed, capable of representing the behaviour of the side of the vehicle when hit by a much larger vehicle, for which a similar method to that described here is used.

Acknowledgements

This work is part of the Safety of the Elderly and Children in Bus Accidents (SANCA project), which involves the authors in collaboration with the University Institute for Automobile Research (INSIA).

Disclosure statement

No potential conflict of interest was reported by the author

Funding

This project is funded by the Spanish Ministry of Science and Innovation within the framework of the National R + D + I Plan [reference number TRA2011-26313].

References

- [1] M. Asadi, P. Tattersall, B. Walker, and H. Shirvani, *Advanced finite element model for AE-MDB side impact barrier*. 6th European LS-DYNA User Conference, Gothenburg, 2007.
- [2] M. Asadi, B. Walker, and H. Shirvani, *An Investigation to compare the application of SHELL and Solid element honeycomb model in ODB*. 7th European LS-DYNA User Conference, Salzburg, 2009.
- [3] M. Asadi, B. Walker, and H. Shirvani, *New finite element model for NHTSA Impact Barrier*. 10th International LS-DYNA User Conference, Detroit, MI, 2008.
- [4] D. Asprone, F. Auricchio, C. Menna, S. Morganti, A. Prota, and A. Reali, *Statistical finite element analysis of the buckling behavior of honeycomb Structures*, Compos. Struct. 105 (2013), pp. 240–255.
- [5] D. Bhalsod and J. Krebs, *IIHS solid barrier documentation. Version: LSTC.IIHS_SOLID_BARRIER.111111 V4.0*. 2011. LSTC Support.
- [6] B.L. Buitrago, C. Santiustea, S. Sánchez-Sáeza, E. Barbero, and C. Navarro, *Modelling of composite sandwich structures with honeycomb core subjected to high-velocity impact*, Compos. Struct. 92(9) (2010), pp. 2090–2096.
- [7] European Parliament, *Council of the European Union*, Official J. Eur. Commun. L 018 (1997), pp. 0007–0050.
- [8] United Nations Economic Commission for Europe, ECE Regulation No. 95. *Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a lateral collision*, United Nations Economic Commission for Europe, Geneva.
- [9] J.D. Ellway and M. van Ratingen, *The advanced European mobile deformable barrier specification for use in EuroNCAP side impact testing*, 23rd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV) Seoul, Paper Number: 13-0069, Seoul, Republic of Korea, 2013.
- [10] Hexcell Composites. *Honeycomb attributes and properties. A comprehensive guide to standard Hexcel honeycomb materials, configurations, and mechanical properties*. 1999. Available at http://www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Brochure-Data-Sheets/Honeycomb_Attributes_and_Properties.pdf
- [11] K. Hisajima, *A consideration on face barrier face specification of side impact MDB*, The 17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference, Paper Number 221, Amsterdam, 2001.
- [12] IIHS, *Side impact crashworthiness evaluation. Moving deformable barrier specification*, Insurance Institute for Highway Safety (Technical protocol), 2007. Available at <http://www.iihs.org/iihs/ratings/technical-information/technical-protocols>.
- [13] IIHS, *Moderate overlap frontal crashworthiness evaluation crash test protocol*, Insurance Institute for Highway Safety (Technical protocol), 2012. Available at <http://www.iihs.org/iihs/ratings/technical-information/technical-protocols>.

- www.iihs.org/iihs/ratings/technical-information/technical-protocols
- [14] S. Kojima and T. Yasuki, *Application of SHELL honeycomb model to IIHS MDB model*. 6th European LS-DYNA User Conference, Gothenburg, 2007.
- [15] S. Kolima, T. Yasuki, and T. Takatsudo, *A study on yielding function of aluminum honeycomb*. 5th European LS-DYNA User Conference, Birmingham, 2005.
- [16] D. Kumar, A. Chawla, S. Mukherjee, T. Nakatani, and M. Ueno, *Prediction of crushing behaviour of honeycomb structures*, Int. J. Crashworthiness 8(3) (2003), pp. 229–235.
- [17] LS-DYNA Keyword User Manual, Ver. 971, Livemore Software Technology Corporation, 2007. Available at <http://www.dynasupport.com/manuals/ls-dyna-manuals/ls-dyna-971>.
- [18] R.K. McFarland, *Hexagonal cell structures under post-buckling axial load*, AIAA J. 1(6) (1963), pp. 1380–1385.
- [19] C. Menna, A. Zinno, D. Asprone, and A. Prota, *Numerical assessment of the impact behavior of honeycomb sandwich Structures*, Compos. Struct. 106 (2013), pp. 326–339.
- [20] NHTSA. Vehicle Crash Test Database. Available at <http://www.nhtsa.gov/Research/Databases+and+Software>.
- [21] NHTSA. *FMVSS no. 214, dynamic side impact protection – moving deformable barrier test requirements using advanced test dummies*. Code of Federal Regulations, Title 49, Part 571.214, General Printing Office, Washington, DC, 1998.
- [22] W. Pawlus, K.R. Gunnar Robbersmyr, and H.R. Karimi, *Mathematical modeling and parameters estimation of a car crash using data-based regressive model approach* Appl. Math. Model. 35(10) (2011), pp. 5091–5107.
- [23] A.K. Roberts, *Progress on the development of the advanced European mobile deformable barrier face(AE-MDB)*, The 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference, Paper Number 126, Nagoya, 2003.
- [24] M. Roussarie, R. Zeitouni, and C. Adalian, *Enhancement of side impact protection using an improved test procedure*, The 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference, Paper Number 07-0245, Lyon, 2007.
- [25] M. Sánchez and F. Aparicio, *Application of a model of collision between cars to the analysis of compatibility and its sensitivity to the variation of certain design parameters*. Int. J. Veh. Des. 34(2) (2004), pp. 142–157.
- [26] S. Santosa and T. Wierzbicki, *Crash behavior of box columns filled with aluminium honeycomb or foam*, Comput. Struct. 68(4) (1998), pp. 343–367.
- [27] K. Seyer, International harmonized research activities side impact group status report, 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference, Paper Number 151, Nagoya, 2003.
- [28] M.B. Shkolnikov, *Honeycomb modeling for side impact moving deformable barrier*. 7th International LS-DYNA User Conference, Detroit, MI, 2002.
- [29] M. Ueno and K. Hatano, *Development of new generation mobile deformable barrier*, The 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference, Paper Number 07-0299, Lyon, 2007.
- [30] T. Vermissen and M. Van Schijndel, *Development and evaluation of the side impact test procedure proposed by IHRA*, The 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference, Paper Number 07-0310, Lyon, 2007.
- [31] T. Wierzbicki, *Crushing analysis of metal honeycombs*, Int. J. Impact Eng. 1(2) (1983), pp. 157–174.
- [32] E. Wu and W-S. Jiang, *Axial crush of metallic honeycombs*, Int. J. Impact Eng. 19(5–6) (1997), pp. 439–456.
- [33] X. Zhang, H. Zhang, and Z. Wen, *Experimental and numerical studies on the crush resistance of aluminum honeycombs with various cell configurations*, Int. J. Impact Eng., 66 (2014), pp. 48–59.
- [34] H. Zhao, I. Elnasri, and S. Abdennadher, *An experimental study on the behavior under impact loading of metallic cellular materials*, Int. J. Mech. Sci. 47(4–5) (2005), pp. 757–774.
- [35] H. Zhao and G. Gary, *Crushing behaviour of aluminium honeycombs under impact loading*, Int. J. Impact Eng. 21 (10) (1998), pp. 827–836.
- [36] H. Zhao and G. Gary, *Crushing behaviour of aluminium honeycombs under impact loading*, Int. J. Impact Eng. 21 (10) (1998), pp. 827–836.

Bibliografía

- [1] D. Abellán-López and M. Sánchez-Lozano. Comparación entre técnicas de modelización para una barrera de ensayos de choque. In *XXI Congreso nacional de Ingeniería Mecánica. Libro de artículos*, pages 1253–1261, Elche, 2016.
- [2] L. Aktay, A. F. Johnson, and B.-H. Kröplin. Numerical modelling of honeycomb core crush behaviour. *Engineering Fracture Mechanics*, 75(9):2616–2630, jun 2008.
- [3] American Society of Mechanical Engineers. Guide for Verification and Validation in Computational Solid Mechanics. American National Standard V&V 10-2006, 2006.
- [4] F. Aparicio, A. García, L. Martínez, J. Páez, L. Sánchez, and A. Gómez. *La seguridad de los vehículos automoviles*. Sección de Publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales, UPM, Madrid, 2002.
- [5] H. Appel. Optimal Deformation Characteristics of Front, Rear and Side Structur of Motor Vehicles in Mixed TRaffic. In *Report on the Second International Conference on ESV*, 1971.
- [6] H. Appel. Compatibility guideline for passive safety, for active safety and even for the total transportation system. *FISITA Congress*, (B1105), 1996.
- [7] H. Appel and J. Tomas. The Energy Management Structure for the Volkswagen ESV. feb 1973. SAE Technical Paper 730078.
- [8] J. H. Argyris. Energy theorems and structural analysis: a generalized discourse with applications on energy principles of structural analysis including the effects of temperature and non-linear stress-strain relations. Part I. General theory. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 27(2):42–58, 1955.
- [9] M. Asadi, H. Shirvani, E. Sanaei, and M. Ashmead. A simplified model to simulate crash behavior of honeycomb. In *Proceedings of the international conference of advanced design and manufacture*, pages 8–10, Harbin, China, 2006.
- [10] M. Asadi, P. Tattersall, B. Walker, and H. Shirvani. Advanced Finite Element Model for AE-MDB Side Impact Barrier. In *6th European LS-Dyna Users Conference*, pages 81–89, Gothenburg, 2007.

- [11] M. Asadi, B. Walker, and H. Shirvani. New finite element model for NHTSA Impact Barrier. In *10th International LS-Dyna User Conference, Detroit, MI*, pages 6–17, 2008.
- [12] M. Asadi, B. Walker, and H. Shirvani. An Investigation to compare the application of shell and solid Element Honeycomb Model in ODB. In *7th European LS-DYNA Conference, Salzburg, Austria*, 2009.
- [13] A. Ashab, D. Ruan, G. Lu, and A. A. Bhuiyan. Finite element analysis of aluminum honeycombs subjected to dynamic indentation and compression loads. *Materials*, 9(3):162, 2016.
- [14] A. Atahan and Ö. Cansız. Impact Analysis of a Vertical Flared Back Bridge Rail-to-Guardrail Transition Using Simulation. *Finite Elements in Analysis and Design*, 41(4):371–396, 2005.
- [15] W. Baker, T. Togami, and J. Weydert. Static and dynamic properties of high-density metal honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 21(3):149–163, 1998.
- [16] B. Barenysi. Passenger car frame structure, June 19 1956. US Patent 2,751,247.
- [17] S. Basu and A. Haghghi. Numerical Analysis of Roadside Design (NARD) vol. III: Validation Procedure Manual. Technical Report FHWA–RD–88–213, Federal Highway Administration, Virginia, 1988.
- [18] J. Bean, C. Kahane, M. Mynatt, R. Rudd, C. Rush, and C. Wiacek. Fatalities in Frontal Crashes Despite Seat Belts and Air Bags. Review of All CDS Cases. Model and Calendar Years 2000-2007. 122 Fatalities. Technical Report DOT HS 811 202, National Highway Traffic Safety Administration, Washington DC, 2009.
- [19] T. Belytschko, J. I. Lin, and C. S. Tsay. Explicit algorithms for the nonlinear dynamics of shells. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 42(2):225–251, feb 1984.
- [20] T. Belytschko and C. S. Tsay. Explicit algorithms for the nonlinear dynamics of shells. *American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanics Division, AMD*, 48:209–231, 1981.
- [21] J. Bloch and M. Chevalier. In-depth analysis of offset frontal crash tests in view of external aggressivity criteria. Number 96-S4-O-07, pages 634–638. National Highway Traffic Safety Administration, 1996.
- [22] J. J. Blum, P. Scullion, R. M. Morgan, K. Digges, C.-D. Kan, S. Park, and H. Bae. Vehicle related factors that influence injury outcome in head-on collisions. *Annals of advances in automotive medicine. Association for the Advancement of Automotive Medicine. Scientific Conference*, 52:131–40, oct 2008.
- [23] P. Bois, C. Chou, B. Fileta, T. Khalil, A. King, H. Mahmood, H. Mertz, and J. Wismans. *Vehicle crashworthiness and occupant protection*. American Iron and Steel Institute, Southfield, 2000.
- [24] R. Brasche, G. Giazitzis, and H. Schmitt. Collapse Behavior Development of Body Components. In *10th ESV Conference*, 1985.
- [25] C. M. Brown. Ford Festiva Center Impacts with a Narrow Fixed Object (Rigid Pole). Technical Report FHWA–RD–95–040, Federal Highway Administration, 1995.

- [26] D. G. Buzemanjewkes, D. C. Viano, and P. Lovsund. A Multi-body Integrated Vehicle-Occupant Model for Compatibility Studies in Frontal Crashes. *Journal of Crash Prevention and Injury Control*, 1(2):143–154, sep 1999.
- [27] Carsten Thunert. CORA Release 3.6 User's Manual, 2012.
- [28] M. Carvalho, J. Ambrósio, and P. Eberhard. Identification of validated multibody vehicle models for crash analysis using a hybrid optimization procedure. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 44(1):85–97, jul 2011.
- [29] CEPE/ONU. Reglamento n° 94 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE) — Prescripciones uniformes sobre la homologación de los vehículos en lo relativo a la protección de sus ocupantes en caso de colisión frontal. *Diario Oficial de las Unión Europea*, 28 de mayo de 2010, núm. 130, pp. 50-99.
- [30] CEPE/ONU. Reglamento n° 95 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE) — Prescripciones uniformes sobre la homologación de los vehículos en lo relativo a la protección de sus ocupantes en caso de colisión lateral. *Diario Oficial de las Unión Europea*, 10 de julio de 2015, núm. 183, pp. 91-157.
- [31] W. Cheva, T. Yasuki, V. Gupta, and K. Mendis. Vehicle Development for Frontal/Offset Crash Using Lumped Parameter Modeling. *SAE Technical Paper*, (960437), 1996.
- [32] G. Chillón. The importance of Vehicle Agressiviness on de Case of a Transversal Impact. In *Proceedings of the 1st ESV conference*, 1971.
- [33] R. Clough and E. Wilson. History of the Finite Element Method at Berkeley. In *Proceedings of the 5th U.S. National Congress on Computational Mechanics*, Boulder, Colorado, 1999.
- [34] Commission of the Eueopan Communities. Decision of 22 July 1998, Case no M.1204-Daimler-Benz/Chrysler. REGULATION (EEC) No 4064/89 MERGER PROCEDURE, 1998.
- [35] N. S. Council. ANSI D16.1-2007. Manual on Classification of Motor Vehicle Traffic Accidents, 2007.
- [36] P. Daphal and A. Kumar. Progressive Deformable Barrier (PDB) – Evaluation of It's Impact on Small Car Designs Through CAE Analysis. In *22nd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, page 5, Washington D.C., 2011.
- [37] P. de Coo, A. Roberts, A. Seeck, and D. Cesari. Test methods for evaluating and comparing the performance of side impact barrier faces. In *16th ESV Conference*, Windsor, Canada, 1998. Paper No 98–S8–O–02.
- [38] A. Deb and K. C. Srinivas. Development of a new lumped-parameter model for vehicle side-impact sa-fety simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222:1793–1811, 2008.

- [39] P. Delannoy, T. Martin, and P. Castaing. Comparative evaluation of frontal offset tests to control self and partner protection. In *Proceedings of the 19th ESV Conference*, 2005. Paper 05–0010.
- [40] K. P. Dharmasena, H. N. Wadley, Z. Xue, and J. W. Hutchinson. Mechanical response of metallic honeycomb sandwich panel structures to high-intensity dynamic loading. *International Journal of Impact Engineering*, 35(9):1063 – 1074, 2008.
- [41] B. R. Donnelly, R. M. Morgan, and R. H. Eppinger. Durability, repeatability and reproducibility of the NHTSA side impact dummy. In *Proceedings of the International Research Council on the Biomechanics of Injury conference*, volume 11, pages 299–310. International Research Council on Biomechanics of Injury, 1983.
- [42] M. Edwards. Development of a high deceleration full width frontal impact test for Europe. In *21st International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, Stuttgart, Germany*, 2009. Paper Number 09-0105.
- [43] M. Edwards, A. Fails, H. Davies, R. Lowne, and A. Hobbs. Review of the European frontal and side impact directives. In *Proceedings of the 17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Amsterdam, 2001. Document number 437.
- [44] M. Edwards, J. Happian-Smith, H. Davies, N. Byard, and A. Hobbs. The essential requirements for compatible cars in frontal collisions. In *Proceedings of the 17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Amsterdam, 2001. Document Number 158.
- [45] M. Edwards and N. Wykes. A Study of the Effect of the Shape of the Occupant Compartment Deceleration Pulse on Chest Injury. In *7th EEVC WG15 meeting*, 1998. doc. 47a.
- [46] J. D. Ellway. The development of an advanced european deformable barrier face (AE-MDB). In *Proceedings 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, number 05-0239, Washington DC, 2005. NHTSA on the Enhanced Safety of Vehicles.
- [47] J. D. Ellway, M. van Ratingen, P. Goutas, P. Gay, T. Versmissen, S. van Montfort, T. Langner, J. Dobberstein, A. Malak, C. Denker, J. Hallack, K. Odanaka, and T. Ogihara. The Advanced European Mobile Deformable Barrier specification for use in Euro NCAP side impact testing. In *The 23rd ESV Conference Proceedings*, Seoul, 2013. Paper Number: 13–0069.
- [48] Euro NCAP. Side impact testing protocol. Version 6.0, 2012.
- [49] Euro NCAP. AE-MDB Specification. Version 1.0. 26th February 2013, 2013.
- [50] Euro NCAP. AE-MDB Specification. Version 1.0. 29th April 2013. Technical Bulletin 014, 2013.
- [51] Euro NCAP. Full width frontal impact. Version 1.0.3, 2016.
- [52] Euro NCAP. Offset deformable barrier frontal impact testing protocol. Version 7.1.1, 2016.

- [53] Euro NCAP. Side impact mobile deformable barrier testing protocol. Version 7.1.2, 2016.
- [54] U. Europea. Directiva 96/27/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 20 de mayo de 1996, sobre la protección de los ocupantes de los vehículos de motor en caso de colisión lateral y por la que se modifica la Directiva 70/156/CEE. Diario Oficial de las Comunidades Europeas , 8 de julio de 1996, núm. 169, pp. 1 - 38.
- [55] U. Europea. Directiva 96/79/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de diciembre de 1996 relativa a la protección de los ocupantes de los vehículos de motor en caso de colisión frontal y por la que se modifica la Directiva 70/156/CEE. Diario Oficial de las Comunidades Europeas , 21 de enero de 1997, núm. 18, pp. 1.
- [56] European Committee for Standardization (CEN). Road Restraint Systems - Part 2: Performance Classes, Impact Test Acceptance Criteria and Test Methods for Safety Barriers. European Committee for Standardization; 1998. BS EN 1317-2., 1998.
- [57] European Enhanced Vehicle-safety Committee. EEVC Working Group 9. Report on the Side Impact Test Procedure. In *12th ESV Conference*, Gothenburg, Sweden, 1989. Paper No 89-5A-0-23.
- [58] European Enhanced Vehicle-safety Committee. EEVC Working Group 17 Report. Improved test methods to evaluate pedestrian protection afforded by passenger cars. (december 1998 with september 2002 updates).
- [59] European Enhanced Vehicle-safety Committee. Working Group 15. Car Crash Compatibility and Frontal Impact. Final Report to Steering Committee , 2007.
- [60] European Experimental Vehicles Committee. The Future of Car Safety in Europe. In *Proceedings of the 5th ESV Conference*, London, 1974.
- [61] E. Faerber. Influence of rigid wall impact speed on dummy and vehicle loadings. In *13th ESV Conference*, Paris, 1993. Paper S9-O-01.
- [62] E. Faerber, D. Cesari, A. C. Hobbs, J. Huibers, B. van Kampen, J. Paez, and N. J. Wykes. Improvement of crash compatibility between cars. In *16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, pages 650-661, Windsor, Canada, 1998.
- [63] B. Fellner and T. Jost. Layout, Validation and Benchmark of an all new Frontal Offset Barrier FEM Model. In *The 7th European LS-DYNA Conference*, Salzburg, 2009.
- [64] D. Flanagan and T. Belytschko. A uniform strain hexahedron and quadrilateral with orthogonal hourglass control. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 17(5):679-706, 1981.
- [65] J. Y. Foret-Bruno, J. Y. Le Coz, C. Thomas, and G. Brutel. In depth analysis of frontal collisions as regards the influence of overlap and intrusion on occupant severe and fatal injuries. In *Proceedings of the 14th International Conference on Enhanced Safety of Vehicles*, Munich, 1994. Paper 94-S4-O-21.

- [66] H. C. Gabler and W. T. Hollowell. NHTSA's Vehicle Aggressivity and Compatibility Research Program. In *Proceedings of the 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Windsor, Canada, 1998. Paper 98-S3-O-01.
- [67] C. W. Gadd. Use of a weighted-impulse criterion for estimating injury hazard. Technical Report 660793, SAE Technical Paper, 1966.
- [68] U. Gandhi and S. Hu. Data-based approach in modeling automobile crash. *International Journal of Impact Engineering*, 16(1):95–118, feb 1995.
- [69] T. L. Geer. An Objective Error Measure for the Comparison of Calculated and Measured Transient Response Histories. *Shock and Vibration Information Center The Shock and Vibration Bull*, (54):99–108, 1984.
- [70] C. Gehre, H. Gades, and P. Wernicke. Objective rating of signals using test and simulation responses. In *21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference*, Stuttgart, 2009. Paper 09-0407.
- [71] C. Gehre and S. Stahlschmidt. Assessment of dummy models by using objective rating methods. In *22nd International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference*, Washington DC, 2011. Paper 11-0216.
- [72] L. J. Gibson and M. F. Ashby. *Cellular solids : structure & properties*. New York, Pergamon P edition, 1988.
- [73] L. J. Gibson, M. F. Ashby, G. S. Schajer, and C. I. Robertson. The mechanics of two-dimensional cellular materials. *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 382(1782):25–42, 1982.
- [74] W. Goldsmith and J. L. Sackman. An experimental study of energy absorption in impact on sandwich plates. *International Journal of Impact Engineering*, 12(2):241 – 262, 1992.
- [75] M. Gotoh, M. Yamashita, and A. Kawakita. Crush behavior of noheycomb structure impacted by drop-hammer and its numerical analysis. *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, 45(12):261–266, 1996.
- [76] K. Gupta and J. Meek. A brief history of the beginning of the Finite Element Method. *International Journal for Nuemrical Methods in Engineering*, 39:3761–3774, 1996.
- [77] J. R. Hackney. The effects of FMVSS No.208 and NCAP (New Car Assessment Programme) on safety as determined from crash test results. In *13th ESV Conference*, Paris, 1993. Paper S9-O-04.
- [78] L. Harms and R. Tunbridge. Patterns and causes of serious injury amongst car occupants. In *Proceedings: 13th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Paris, 1993. Paper S1-W-16.

- [79] F. Hartemann, J. Y. Foret-Bruno, C. Henry, G. Faverjon, C. Got, A. Patel, and J. C. Coltat. The Characteristics of Frontal Impacts in Real-World Accidents, 1985. SAE paper 856060.
- [80] G. Hatcher, C. Burnier, E. Greer, D. Hardesty, D. Hicks, A. Jacobi, C. Lowrance, and M. Mercer. Intelligent Transportation Systems Benefits, Costs, and Lessons Learned. 2014 Update Report. Technical Report FHWA–JPO–14–159, U.S. Department of Transportation. Intelligent Transportation System Joint Program Office, Washington, DC, 2014.
- [81] HEXCEL Composites. Honeycomb Attributes and Properties, 1999.
- [82] HEXCEL Composites. HexWeb Honeycomb Energy Absorption Systems. Design Data, 2005.
- [83] A. Hirth, P. Du Bois, and D. K. Weimar. A material model for transversely anisotropic crushable foams in ls-dyna. In *7th International LS-DYNA Users Conference*, pages 16–23, 2002.
- [84] C. A. Hobbs. The need for improved structural integrity in frontal car impacts. 1991. Paper S9-O-12.
- [85] C. A. Hobbs, D. A. Williams, and D. J. Coleman. Compatibility of cars in frontal and side impact. In *15th ESV Conference*, Melbourne, 1996. Paper 96–S4–O–05.
- [86] W. Hollowell and H. Gabler. NHTSA’s Vehicle Aggressivity and Compatibility Research Program. In *Proceedings of the 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Melbourne, Australia, 1996. Paper 96–S4–O–01.
- [87] W. T. Hollowell, H. C. Gabler, S. L. Stucki, S. Summers, and J. R. Hackney. Review of potential test procedures for FMVSS No. 208. Office of vehicle safety research. Technical report, NHTSA, 1998.
- [88] S.-T. Hong, J. Pan, T. Tyan, and P. Prasad. Quasi-static crush behavior of aluminum honeycomb specimens under compression dominant combined loads. *International Journal of Plasticity*, 22(1):73 – 109, 2006.
- [89] S.-T. Hong, J. Pan, T. Tyan, and P. Prasad. Quasi-static crush behavior of aluminum honeycomb specimens under non-proportional compression-dominant combined loads. *International Journal of Plasticity*, 22(6):1062 – 1088, 2006.
- [90] S.-T. Hong, J. Pan, T. Tyan, and P. Prasad. Dynamic crush behaviors of aluminum honeycomb specimens under compression dominant inclined loads. *International Journal of Plasticity*, 24(1):89 – 117, 2008.
- [91] B. Hou, A. Ono, S. Abdennadher, S. Patoatto, Y. Li, and H. Zhao. Impact behavior of honeycombs under combined shear-compression. Part I: Experiments. *International Journal of Solids and Structures*, 48(5):687 – 697, 2011.
- [92] B. Hou, S. Patoatto, Y. Li, and H. Zhao. Impact behavior of honeycombs under combined shear-compression. Part II: Analysis. *International Journal of Solids and Structures*, 48(5):698 – 705, 2011.

- [93] B. Hou, H. Zhao, S. Pattofatto, J. Liu, and Y. Li. Inertia effects on the progressive crushing of aluminium honeycombs under impact loading. *International Journal of Solids and Structures*, 49(19–20):2754 – 2762, 2012. Proceedings of International Union of Theoretical and Applied Mechanics Symposium-Mechanics of Liquid and Solid Foams.
- [94] M. Huang. *Vehicle crash mechanics*. CRC press, 2002.
- [95] J. Huibers and E. de Beer. Current front stiffness of european vehicles with regard to compatibility. In *The 17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, Amsterdam, 2001. Paper No. 239.
- [96] IIHS. Crash compatibility Special issue: crash compatibility. Technical Report 1, 1998.
- [97] IIHS. Side Impact Crashworthiness Evaluation Moving Deformable Barrier Specification, 2007.
- [98] IIHS. IIHS Status Report. Technical Report 11, 2014. Vol. 49.
- [99] IIHS. Moderate overlap frontal crashworthiness evaluation crash test protocol (version xv), 2014.
- [100] IIHS. Side Impact Crashworthiness Evaluation Crash Test Protocol (Version VIII), 2016.
- [101] IIHS. Small Overlap Frontal Crashworthiness Evaluation Crash Test Protocol (Version V), 2016.
- [102] H. L. D. Institute. How IIHS classifies vehicles by size, weight, type and price. Technical appendix, 2010.
- [103] International Organization for Standardization. ISO 6487:2000 - Road vehicles – Measurement techniques in impact tests – Instrumentation, 2000.
- [104] K. Jackson. Predicting the dynamic crushing response of a composite honeycomb energy absorber using a solid-element-based finite element model. In *Proceedings of the 11th International LS-DYNA Users Conference*, 2010.
- [105] S. A. Jawad. Compatibility study in frontal collisions-mass and stiffness ratio. In *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, volume 1998, pages 269–274. National Highway Traffic Safety Administration, 1998.
- [106] F. Jenefeldt and R. Thomson. A methodology to assess frontal stiffness to improve crash compatibility. *International Journal of Crashworthiness*, 9(5):475–482, sep 2004.
- [107] H. C. Joksch, D. Massie, and R. Pichler. Vehicle aggressivity: Fleet characterization using traffic collision data. Technical Report DOT–VNTSC–NHTSA–98–1, National Highway Traffic Safety Administration, Ann Arbor MI, 1998.
- [108] T. Jost, T. Heubrandtner, C. Ruff, and B. Fellner. A new method to model aluminium honeycomb based crash barriers in lateral and frontal crash load cases. In *LS-Dyna Anwender forum*, Bamberg, Germany, 2008.

- [109] C. J. Kahane. Evaluation of FMVSS 214 -Side Impact Protection: Dynamic Performance Requirement. Technical Report DOT HS 809 004, National Highway Traffic Safety Administration, Washington, DC, 1999.
- [110] M. Kamal. Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact. *SAE Technical Paper*, 700414, 1970.
- [111] T. Keon. Alternative Approaches to Occupant Response Evaluation in Frontal Impact Crash Testing. *SAE Int. J. Trans. Safety*, 4(1):202–217, 2016.
- [112] J. Klintworth and W. Stronge. Elasto-plastic yield limits and deformation laws for transversely crushed honeycombs. *International Journal of Mechanical Sciences*, 30(3-4):273–292, jan 1988.
- [113] S. Kojima, T. Yasuki, S. Mikutsu, and T. Takatsudo. A study on yielding function of aluminum honeycomb. In *5th European LS-DYNA Users Conference*, 2005.
- [114] S. Kojima, T. Yasuki, and K. Oono. Application of Shell Honeycomb Model to IIHS MDB Model. In *6th European LS-DYNA Users' Conference*, pages 71–80, Gothenburg, 2007.
- [115] A. Kolopp, R. A. Alvarado, S. Rivallant, and C. Bouvet. Modeling impact on aluminium sandwich including velocity effects in honeycomb core. *Journal of sandwich structures and materials*, 15(6):733–757, 2013.
- [116] A. Kullgren. Crash-Pulse Recorders in Real-Life Accidents: Influence of Change of Velocity and Mean and Peak Acceleration on Injury Risk in Frontal Impacts. *Journal of Crash Prevention and Injury Control*, 1(2):113–120, sep 1999.
- [117] A. Kullgren, A. Lie, and C. Tingvall. The use of crash recorders in studying real life accidents. In *Proceedings of the 14th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, volume 1995, pages 856–862. National Highway Traffic Safety Administration, 1995.
- [118] P. Lemmen, C. van der Zweep, F. Leneman, and P. Altamore. Numerical fleet optimization studies for improved compatibility. In *Proceeding of the 18th Enhanced Safety of Vehicles Conference (paper no. 445)*. US National Highway Traffic Safety Administration Washington, DC, 2003.
- [119] X. Liao, Q. Li, X. Yang, W. Li, and W. Zhang. A two-stage multi-objective optimisation of vehicle crashworthiness under frontal impact. *International Journal of Crashworthiness*, 13(3):279–288, may 2008.
- [120] J. Lim. A Consideration on the Offset Frontal Impact Modeling Using Spring-Mass Model. *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 9(8):1385–1390, 2015.
- [121] A. Linder, M. Avery, M. Krafft, and A. Kullgren. Change of Velocity and Pulse Characteristics in Rear Impacts: Real World and Vehicle Tests Data. In *Proc 18th Enhanced Safety of Vehicles Conference*, Nagoya, Japan, 2003. Paper No. 285.

- [122] X. Liu, W. Chen, and M. Paas. Automated Occupant Model Evaluation and Correlation. In *Engineering/Technology Management*, volume 2005, pages 353–358. ASME, 2005.
- [123] Livermore Software Technology Corporation. Manual, LS-DYNA Keyword User's. Version 971, 2007.
- [124] C. M. Locey, J. F. Garcia-Espana, A. Toh, A. Belwadi, K. B. Arbogast, and M. R. Maltese. Homogenization of Vehicle Fleet Frontal Crash Pulses from 2000–2010. *Annals of Advances in Automotive Medicine / Annual Scientific Conference*, 56:299–311, oct 2012.
- [125] R. Lowne. EEEVWG9 Report on the Side Impact Test Procedures. In *Proc. 12th ESV Conference*, Göteborg, 1989.
- [126] R. Lowne. EEEVWG Working Group 11. Report on the Development of a Front Impact Test Procedure. Technical Report No 94-S8-O-05, Munich, 1994.
- [127] R. Lowne. EEEVWG13 proposal for a revised specification for the Mobile Deformable Barrier Face for use in the Side Impact Test Procedure, 2000. Informal document N° 11. EEEVWG Working Group 13.
- [128] R. Lowne. Recommendations for the Revision of the Side Impact MDB Face Specification, 2000. EEEVWG Working Group 13.
- [129] R. Lowne. Recommendation for a revised specification for the EEEVWG Mobile Deformable Barrier Face, 2001. Informal document N° 2. EEEVWG Working Group 13.
- [130] R. Lowne. Research progress on improved side impact protection: EEEVWG13 progress report. In *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, volume 2001, pages 1–11. National Highway Traffic Safety Administration, 2001.
- [131] T. Maclaughlin, R. Saul, and R. Morgan. Vehicle Crashworthiness and Aggressiveness (Vol. I, II, III). NHTSA Technical Reports DOT-HS-805-712, DOT-HS-805-713 and DOT-HS-805-714, 1981. Springfield.
- [132] S. Mark. Effect of frontal crash pulse variations on occupant injuries. In *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, volume 2003, pages 7–p. National Highway Traffic Safety Administration, 2003.
- [133] L. Martínez Sáez, A. García Álvarez, M. Espantaleón Ruiz, and E. Alcalá Fazio. Ensayos de choque de autobús con maniqués de impacto de tamaños adulto e infantiles. In *XXI Congreso nacional de Ingeniería Mecánica*, pages 980–987, Elche, 2016.
- [134] U. Masanori, K. Hatano, N. Fukushima, and Y. Tsuburai. Development of new generation mobile defromable barrier. In *The 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference*, pages Paper Number 07–0299, Lyon, 2007.

- [135] R. K. Mc Farland. Hexagonal cell structures under post-buckling axial load. *AIAA Journal*, 1(6):1380–1385, jun 1963.
- [136] M. Mongiardini, M. Ray, R. Grzebieta, and M. Bambach. Verification and validation of models used in computer simulations of roadside barrier crashes. In *Proceeding of the 2013 Australasian Road Safety Research, Policing & Education Conference*, Brisbane, 2013.
- [137] M. H. Muser, G. Krabbel, U. Utzinger, V. Prescher, P. Frei, F. Walz, P. Niederer, and R. Kaeser. Optimised Restraint Systems for Low Mass Vehicles, nov 1996. SAE Paper 962435.
- [138] R. Myers, S. Walpole, E. Ronald, and K. Walpole. *Probabilidad y estadística para ingeniería y ciencias*. Pearson Educacion, Naucalpan de Juárez, Estado de México, 2007.
- [139] NHTSA. Crash Simulation Vehicle Models. <https://www.nhtsa.gov/crash-simulation-vehicle-models>. [Online; accessed 01-mayo-2017].
- [140] NHTSA. Laboratory test procedure for FMVSS No. 214, Dynamic Side Impact Protection.
- [141] NHTSA. Vehicle Crash Test Database. <http://www.nhtsa.gov/Research/Databases+and+Software>.
- [142] NHTSA. Laboratory test procedure for FMVSS 208, Occupant Crash Protection, 2008.
- [143] NHTSA. Laboratory test procedure for FMVSS No. 214, Dynamic Side Impat Protection. Moving Deformable Barrier Test Requirements Using Advanced Test Dummies. Technical report, NHTSA, Washington, DC, 2012.
- [144] NHTSA. Laboratory test procedure for oblique offset moving deformable barrier impact test, 2015.
- [145] NHTSA. Office of Crashworthiness Standars. Laboratory test procedure for New Car Assessment Program frontal impact testing.
- [146] P. F. Niederer, R. Kaeser, F. H. Walz, A. Brunner, and E. Faerber. Compatibility considerations for low-mass rigid-belt vehicles. *Accident Analysis & Prevention*, 27(4):551–560, aug 1995.
- [147] G. S. Nusholtz, L. Xu, Y. Shi, and L. Di Domenico. Vehicle Mass and Stiffness: Search for a Relationship. mar 2004.
- [148] G. S. Nusholtz, L. Xu, Y. Shi, and L. Domenico. Vehicle mass, stiffness and their relationship. In *The 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, Washington, DC, USA, 2005. Paper 05-0413.
- [149] W. L. Oberkampf and M. F. Barone. Measures of agreement between computation and experiment: Validation metrics. *Journal of Computational Physics*, 217:5–36, 2006.
- [150] W. L. Oberkampf, T. G. Trucano, and C. Hirsch. Verification, Validation and Predictive Capability in Computational Engineering and Physics. In *Proceedings of Verification and validation for Modeling and Simulation in Computational Science and Engineering Applications*, Laurel, Maryland, 2002.

- [151] W. L. Oberkampf, T. G. Trucano, and C. Hirsch. Verification, validation, and predictive capability in computational engineering and physics. *Applied Mechanics Reviews*, 57(5):345–384, 2004.
- [152] N. R. C. O. of Energy Efficiency. 2014 fuel consumption guide, 2014. ISSN 1717-466X.
- [153] O. of Vehicle Safety. Laboratory test procedure for FMVSS 208, Occupant Crash Protection FMVSS 212, Windshield Mounting FMVSS 219, Windshield Zone Intrusion FMVSS 301F, Fuel System Integrity – Frontal, 2008.
- [154] Office of Regulatory Analysis and Evaluation National Center for Statistics and Analysis. FMVSS No. 214; Amending side impact dynamic test; Adding oblique pole test. Technical report, 2007.
- [155] C. Owen and A. Roberts. Side impact barrier performance testing procedures for the assessment of the relative performance of EEVC Side Impact Barrier deformable elements under realistic loading conditions, 1999.
- [156] C. Pastor. Correlation between pedestrian injury severity in real-life crashes and Euro NCAP pedestrian test results. In *Proceedings of the 23rd Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Seoul, 2013. Paper Number 13–0308.
- [157] S. Patel, A. Prasad, and D. Smith. NHTSA’s Recent Vehicle Crash Test Program on Compatibility in Front-To-Front Impacts. In *Proceedings 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Lyon, 2007. Paper Number 07–0231.
- [158] M. Paulino and F. Teixeira-Dias. On the Use of Polyurethane Foam Paddings to Improve Passive Safety in Crashworthiness Applications. In *Polyurethane*. InTech Open Access Publisher, aug 2012.
- [159] W. Pawlus, H. R. Karimi, and K. G. Robbersmyr. Investigation of vehicle crash modeling techniques: theory and application. *Int. J. Adv. Manufacturing Technology*, 15(6):965–993, 2013.
- [160] C. L. Ragland et al. Evaluation of frontal offset/oblique crash test conditions. In *International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, number 385, 2001.
- [161] C. L. Ragland et al. Evaluation of crash types associated with test protocols. In *18th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, number 399, 2003.
- [162] H. Rathbun, D. Radford, Z. Xue, M. He, J. Yang, V. Deshpande, N. Fleck, J. Hutchinson, F. Zok, and A. Evans. Performance of metallic honeycomb-core sandwich beams under shock loading. *International Journal of Solids and Structures*, 43(6):1746 – 1763, 2006.
- [163] M. v. R. Ratingen and A. K. Roberts. Progress on the development of the advanced european mobile deformable barrier face. In *Proceedings 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, page Paper Number 126, Nagoya, Japan, 2003.
- [164] M. Ray. Repeatability of Full-Scale Crash Tests and a Criteria for Validating Finite Element Simulations. Technical Report 1528, Transportation Research Board (TRB), Washington, D.C., 1996.

- [165] M. Ray and K. Hiranmayee. Quantitative evaluation of the fidelity of public-domain vehicle models for roadside hardware research. *unpublished paper*, 1998.
- [166] M. Ray, M. Mongiardini, C. Plaxico, and M. Anghileri. Procedures for Verification and Validation of Computer Simulations Used for Roadside Safety Applications. Contractor's Final Report for NCHRP Project 22-24, 2010.
- [167] RCAR. RCAR Low-speed structural crash test protocol. Issue 2.2, 2011.
- [168] F. Regulations. Title 40 cfr 600.315 - 82 classes of comparable automobiles, July 1 1996.
- [169] H. Rhule, M. Maltese, B. Donnelly, R. Eppinger, J. Brunner, and J. Bolte. Development of a New Biofidelity Ranking System for Anthropomorphic Test Devices. *Stapp Car Crash Journal*, 46:477–512, 2002.
- [170] H. Rhule, K. Moorhouse, B. Donnelly, and J. Stricklin. Comparison of WordSID and ES-2RE biofidelity using an updated biofidelity ranking System. 2009. Paper Number 09–0563.
- [171] S. A. Ridella, A. Nayef, and P. F. Altamore. Rollover: a methodology for restraint system development. In *Proceeding of the 17 th ESV Conference*, Amsterdam, 2001. Paper Number 177.
- [172] V. L. Roberts and C. P. Compton. The Relationship Between Delta V and Injury, nov 1993. SAE Technical Paper 933111.
- [173] L. S. Robertson. Estimates of motor vehicle seat belt effectiveness and use: implications for occupant crash protection. *American journal of public health*, 66(9):859–64, sep 1976.
- [174] R. Rodenburg, C. van der Zweep, G. Kellendonk, H. Mooi, and W. Witteman. Development of a generic vehicle modelling procedure. In *International Conference of Crash*, pages 4–7, Athens Greece, 2006.
- [175] M.-L. Roussarie, R. Zeitouni, and C. Adalian. Enhancement of side impact protection using an improved test procedure. In *20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, Paper, number 07-0245, 2007.
- [176] D. M. Russell. Error Measures for Comparing Transient Data. Part I: Development of a Comprehensive Error Measure. In *Proceedings of the 68th shock and vibration symposium*, pages 175–184, Hunt Valley, Maryland, 1997.
- [177] D. Saathoff. Energy absorbing vehicle doors, Apr. 26 1994. US Patent 5,306,066.
- [178] M. Sánchez and D. Abellán. Development of new deformable barriers for testing vehicle performance in different crash configurations. *International Journal of Crashworthiness*, pages 1–17, mar 2015.
- [179] M. Sánchez Lozano. *Modelo de Colisión Frontal de Automóviles para el Estudio de la Compatibilidad Estructural en los Choques*. PhD thesis, E.T.S. de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid, 2001.

- [180] H. Sarin, M. Kokkolaras, G. Hulbert, P. Papalambros, S. Barbat, and R. Yang. Comparing Time Histories for Validation of Simulation Models: Error Measures and Metrics. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 132(6):61401, oct 2010.
- [181] J. Saunders, M. Craig, and D. Parent. Moving Deformable Barrier Test Procedure for Evaluating Small Overlap/Oblique Crashes. *SAE Int. J. Commer. Veh.*, 1(5):172–195, 2012.
- [182] J. Saunders, M. Craig, and J. Suway. NHTSA's Test Procedure Evaluations for Small Overlap/Oblique Crashes. In *22nd Enhanced Safety of Vehicles Conference*, Washington, 2011. Paper Number 11 - 0343.
- [183] J. Saunders and D. Parent. Assessment of an Oblique Moving Deformable Barrier Test Procedure. In *22nd Enhanced Safety of Vehicles Conference*, Seoul, 2013. Paper Number 13 - 0402.
- [184] J. Saunders, D. Parent, and E. Ames. NHTSA Oblique crash test results: vehicle performance and occupant injury risk assessment in vehicles with small overlap countermeasures. In *24th Enhanced Safety of Vehicles Conference*, Gothenburg, 2015. Paper Number 15 - 0108.
- [185] J. Saunders, D. L. Smith, and A. Barsan. Restraint Robustness in Frontal Crashes. *SAE Technical Paper*, page 12, apr 2007. Paper 2007-01-1181.
- [186] S. Schlesinger. Terminology for model credibility. *Simulation*, 32(3):103–104, 1979.
- [187] R. Schoeneburg and H. Pankalla. Implementation and assessment of measures for compatible crash behaviour using the aluminium vehicle as an example. In *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, volume 1998, pages 703–714. National Highway Traffic Safety Administration, 1998.
- [188] L. E. Schwer. Validation metrics for response histories: perspectives and case studies. *Engineering with Computers*, 23(4):295–309, 2007.
- [189] U. Seiffert and L. Wech. *Automotive Safety Handbook*. SAE International, 2003.
- [190] K. Seyer. International harmonised research activities side impact working group status report. In *The 18th Enhanced Safety of Vehicles Conference Proceedings*, Nagoya, Japan, 2003. Paper Number 579.
- [191] R. Sferco, Y. Page, J.-Y. Le Coz, and P. Fay. Potential effectiveness of electronic stability programs (ESP)—what European field studies tell us. In *Proceeding of 17th ESV Conference*. Amsterdam, The Netherlands, 2001.
- [192] A. Shearlaw and P. Thomas. Vehicle to vehicle compatibility in real world accidents. *Proceedings of the 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, pages 607–616, 1996. paper 96-S4-O-04.
- [193] M. Shkolnikov. Honeycomb modeling for side impact moving deformable barrier (mdb). In *7th International LS-DYNA Users Conference*, pages 7–1, 2002.

- [194] Society of Automotive Engineers. SAE J211/1 Instrumentation for Impact Test – Part 1 – Electronic Instrumentation, 2003.
- [195] L. Sousa, P. Veríssimo, and J. Ambrósio. Development of generic multibody road vehicle models for crashworthiness. *Multibody System Dynamics*, 19(1-2):133–158, feb 2008.
- [196] L. J. Sparke. Optimisation of crash pulse through frontal structure design. *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, pages 720–725, 1996.
- [197] H. H. Spit and J. Van Hoof. MADYMO Dummy Models Latest Update. In *LS-DYNA Anwenderforum*, Ulm, 2006.
- [198] M. A. Sprague and T. L. Geers. Spectral elements and field separation for an acoustic fluid subject to cavitation. *Journal of Computational Physics*, 184(1):149–162, jan 2003.
- [199] J. Strandroth, M. Rizzi, S. Sternlund, A. Lie, and C. Tingvall. The Correlation Between Pedestrian Injury Severity in Real-Life Crashes and Euro NCAP Pedestrian Test Results. *Traffic Injury Prevention*, 12(6):604–613, dec 2011.
- [200] S. Stucki, W. Hollowell, and O. Fessahaie. Determination of frontal offset test conditions based on crash data. In *ESV 16th Conference*, Windsor, Canada, 1998.
- [201] L. Sun, S. Taghvaeeyan, and R. Rajamani. Dynamic model for automotive side impact crashes. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2014.906630>, 2014.
- [202] J. Swanson, T. Rockwell, N. Beuse, B. Park, S. Summers, and L. Summers. Evaluation of Stiffness Measures from the U.S. New Car Assessment Program. In *Proceedings 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Nagoya, Japan, 2003. Paper Number 527.
- [203] A. Tabiei and J. Wu. Validated Crash Simulation of the Most Common Guardrail System in the USA. *International Journal of Crashworthiness*, 5(2):153–168, 2000.
- [204] Y. Takahira, S. Kojima, T. Yasuki, and S. Taki. Development of ECE Side Impact MDB Model using Shell Elements. In *LS-DYNA Anwenderforum*, Frankenthal, 2007. Paper B–III–1.
- [205] S. Takizawa, E. Higuchi, T. Iwabe, T. Kisai, and T. Suzuki. Study of load cell mdb crash tests for evaluation of frontal impact compatibility. In *Proceedings of the 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, 2005.
- [206] H. Theil. *Economic forecasts and policy*. North-Holland Pub. Co., 1961.
- [207] J. Tomassoni. Simulation of a Two-Car Oblique Side Impact Using a Simple Crash Analysis Model. *SAE Technical Paper*, (840858), 1984.
- [208] T. J. Trella, H. C. Gabler, J. N. Kianianthra, and J. J. Wagner. Side Impact Crashworthiness Design: Evaluation of Padding Characteristics Through Mathematical Simulations. Technical report, SAE Technical Paper, oct 1991. Paper 912900.

- [209] T. Tryland. Alternative Model of the Offset Deformable Barrier. In *LS-DYNA Anwenderforum*,, pages 33–40, Bamberg, 2005.
- [210] A. H. Tsoi and H. C. Gabler. Evaluation of Vehicle-Based Crash Severity Metrics. *Traffic Injury Prevention*, 16(2):S132–S139, oct 2015.
- [211] M. J. Turner, R. Clough, H. C. Martin, and L. J. Topp. Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 23:805–823, 1956.
- [212] UTAC. Self and partner protection test and assessment protocol based on current regulation R94 and PDB barrier. Version 2.2, 2004.
- [213] G. Vallet, S. O’Riordain, and Y. Derrien. A contribution to the analysis of aggressivity in frontal collisions. In *Proceedings of the 14th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, number paper 94-S8-O-08, pages 1364–1371. NHTSA, 1995.
- [214] M. R. van Ratingen. Saving Lives with Safer Cars: The Past, Present and Future of Consumer Safety Ratings. In *International Research Council on Biomechanics of Injury Conference 2016*, Malaga, 2016. Paper IRC–16–01.
- [215] N. A. Vavalle, B. C. Jelen, D. P. Moreno, J. D. Stitzel, and F. S. Gayzik. An Evaluation of Objective Rating Methods for Full-Body Finite Element Model Comparison to PMHS Tests. *Traffic Injury Prevention*, 14:S87–S94, 2013.
- [216] T. Versmissen, R. Schram, and S. McEvoy. The development of a load sensing trolley for frontal offset testing. *International Journal of Crashworthiness*, 12(3):235–245, sep 2007.
- [217] T. Versmissen, M. van Schijndel, M. Edwards, and T. Langner. Development and evaluation of the side impact test procedure proposed by ihra. In *The 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference*, 2007. Paper 07-0310.
- [218] D. C. Viano and C. W. Gadd. Significance of rate of onset in impact injury evaluation. Technical Report 751169, SAE Technical Paper, 1975.
- [219] S. Volker and R. Andreas. MPDB-Mobile offset progressive deformable barrier. In *Proceedings of the 24th Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Gothenburg, 2015. Paper Number 15–0389.
- [220] H.-P. Wang, C.-T. Wu, Y. Guo, and M. E. Botkin. A coupled meshfree/finite element method for automotive crashworthiness simulations. *International Journal of Impact Engineering*, 36(10):1210–1222, 2009.
- [221] B. Whang, W. E. Gilberg, and S. Zilliachus. Two visually meaningful correlation measures for comparing calculated and measured responses histories. Technical Report CARDEROCKDIV–U–SSM–67–93/15, Carderock Division, Naval Surface Warfare Center, Maryland, 1993.

- [222] C. Wiacek, V. Nagabhushana, T. Rockwell, S. Summers, L. Zhao, and L. A. Collins. Evaluation of frontal crash stiffness measures from the us new car assessment program. 2015.
- [223] T. Wierzbicki. Crushing analysis of metal honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 1(2):157 – 174, 1983.
- [224] A. Wilbert, W.-Y. Jang, S. Kyriakides, and J. F. Floccari. Buckling and progressive crushing of laterally loaded honeycomb. *International Journal of Solids and Structures*, 48(5):803–816, 2011.
- [225] World Health Organization. Global status report on road safety 2013, 2013.
- [226] E. Wu and W.-S. Jiang. Axial crush of metallic honeycombs. *International Journal of Impact Engineering*, 19(5):439 – 456, 1997.
- [227] M. Yamashita and M. Gotoh. Impact behavior of honeycomb structures with various cell specifications—numerical simulation and experiment. *International Journal of Impact Engineering*, 32(1-4):618–630, dec 2005.
- [228] L. Ye and J. Yang. Influence of Front Structure on Compatibility between Sedan and SUV in Oblique Crash. In *5th International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, pages 623–626. IEEE, jan 2013.
- [229] H. Yin and G. Wen. Theoretical prediction and numerical simulation of honeycomb structures with various cell specifications under axial loading. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 7(4):253–263, dec 2011.
- [230] H. Yonezawa, T. Harigae, and Y. Ezaka. Japanese research activity on future side impact test procedures. In *The 17th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Amsterdam, 2001. Paper No. 267.
- [231] J. Zhang and M. Ashby. The out-of-plane properties of honeycombs. *International Journal of Mechanical Sciences*, 34(6):475 – 489, 1992.
- [232] H. Zhao, I. Elnasri, and S. Abdennadher. An experimental study on the behaviour under impact loading of metallic cellular materials. *International Journal of Mechanical Sciences*, 47(4–5):757 – 774, 2005.
- [233] H. Zhao and G. Gary. Crushing behaviour of aluminium honeycombs under impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 21(10):827 – 836, 1998.
- [234] Q. Zhou and R. R. Mayer. Characterization of Aluminum Honeycomb Material Failure in Large Deformation Compression, Shear, and Tearing. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 124(4):412–420, sep 2002.
- [235] R. Zobel. Economically justified passenger protection results of simulation, 1985.
- [236] R. Zobel. Barrier Impact Tests and Demands for Compatibility of Passenger Vehicles. In *VDI meeting, Berlin*, 1997.

- [237] R. Zobel. Demands for compatibility of passenger vehicles. In *16th ESV Conference*, Windsor, 1998. Paper 98-S3-O-10.



Índice alfabético

- AE-MDB, 42
agresividad, 11, 18
ANOVA, 245
Average Height of Force, 74
Body in White, 5
clasificación de vehículos, 54
clasificación de vehículos según IIHS, 56
Coeficiente de correlación, 241
compatibilidad, 9, 31
CORA, 253
Correlation and Analysis, 253
Crush Strength, 168
Crush-work Stiffness, 74
densificación, 49, 168
diferencia de momentos de la señal, 237
dinámica longitudinal, 2
DTW, 251
Dynamic Time Warping, 251
EEVC MDB, 35
EEVC WG 11, 24
EEVC WG 13, 37
EEVC WG 15, 9, 28
EEVC WG 17, 18
EEVC WG 9, 35
EEVC WG15, 27
estructuras alveolares, 165
filtrado de los datos, 62
FMVSS 214 MDB, 32
FMVSS MDB, 47
FWDB, 27
honeycomb, 165
hourglass, 175
hourglass, control de , 175
hourglassing, 182
IHRA SIWG, 37
IIHS, 46
IIHS MDB, 46, 49
LCMDB, 29
LTVs, 19
Lumped-parameter models, 171
métrica de Geers, 242
métrica de Knowles-Gear, 243
métrica de Oberkampf, 248
métrica de Russell, 244
métrica de Sprague-Geers, 243
métrica de Theil, 258
métrica de Whang, 258
métrica de Zilliacus, 258
métricas de validación, 183
mass scaling, 182
Modelos Lumped Mass-Spring, 172
NASS, 20, 31
NCAP, 13, 31
NHTSA, 47
NHTSA TP-214D, 190
Norma vectorial, 235
ODB, 24
OMDB, 31
PDB, 28
residuos, 246
resistencia al aplastamiento, 168
Rhule, métrica de, 258
rigidez dinámica, 73
rigidez estática, 73
rigidez inicial, 73
RMDB, 31
seguridad activa, 2
seguridad pasiva, 4
seguridad primaria, 1
seguridad secundaria, 1
sistema ABS, 3
sistema ASR, 3
sistema ESP, 3
sombra, 56
Transporte inteligente, 4
Validación, 180, 182
Velocidad de los residuos, 249
Verificación, 180