

Estudio, análisis y valoración de impacto de la implementación del código implícito Virtual Performance Solution dentro del departamento de cálculo del Centro Técnico de SEAT Martorell.



Escola Tècnica Superior d'Enginyeries
Industrial i Aeronàutica de Terrassa



Alumno: Roberto López Carracedo

Fecha: Junio 2010

Tutores: Juan Carlos Cante Terán

Cristian Jiménez Castells

Xavier Agustín Ripoll

ÍNDICE

1.	OBJETO E INTRODUCCIÓN	5
2.	ALCANCE.....	6
3.	JUSTIFICACIÓN.....	7
4.	ANTECEDENTES.....	9
5.	MARCO TEÓRICO	10
	5.1. TEORÍA DE MATERIALES	10
	5.2. TEORÍA DE ELEMENTOS FINITOS	16
	5.3. CÓDIGOS DE RESOLUCIÓN	17
6.	MODELADO	25
	6.1. TOPOLOGÍA.....	25
	6.2. CONDICIONES DE CONTORNO	27
	6.3. CONTROLES.....	31
7.	CASOS ESTUDIADOS	32
	7.1. CAPÓ.....	34
	7.2. PORTÓN.....	43
	7.3. PUERTA	51
	7.4. PARACHOQUES	59
	7.5. INTERIORES	64
8.	MATRIZ DE RESULTADOS	67
9.	CONSIDERACIONES ECONÓMICAS.....	68
10.	PRESUPUESTO.....	72
11.	CONCLUSIONES	73
12.	AGRADECIMIENTOS.....	74
13.	BIBLIOGRAFÍA.....	75
14.	ANEXOS.....	76
	ANEXO I: Euro NCAP	76
	ANEXO II: VPS	80
	ANEXO III: ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	87

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

Gráfica 1: Resultados torsión de capó	38
Gráfica 2: Resultados flexión de capó.....	39
Gráfica 3: Resultados rigidez travesía.....	39
Gráfica 4: Resultados influencia muelle de gas.....	40
Gráfica 5: Diferencias entre modelos	41

Gráfica 6: Resultados torsión de capó modificado	41
Gráfica 7: Discretización de la aplicación de carga	43
Gráfica 8: Resultados descolgamiento de portón.....	49
Gráfica 9: Resultados torsión de portón.....	49
Gráfica 10: Resultados flexión de portón	50
Gráfica 11: Resultados caída de puerta.....	55
Gráfica 12: Resultados rigidez marco P1	56
Gráfica 13: Resultados rigidez marco P2.....	56
Gráfica 14: Curvas rigidez marco P1	57
Gráfica 15: Curvas rigidez marco P2	58
Figura 1: Antecedentes.....	9
Figura 2: Gráfica Tensión-Deformación	10
Figura 3: Probeta mediante elementos finitos	11
Figura 4: Comportamiento materiales	11
Figura 5: Comparativa frágil-dúctil	12
Figura 6: Poisson.....	13
Figura 7: Cizalladura.....	14
Figura 8: Compresibilidad	14
Figura 9: Ejemplo formulación	17
Figura 10: Tipos de análisis	18
Figura 11: Proceso de resolución.....	19
Figura 12: Convergencia mediante Newton-Raphson.....	20
Figura 13: Divergencia mediante Newton-Raphson	21
Figura 14: Comparativa Newton-Raphson y line search	21
Figura 15: Método arc lenght	22
Figura 16: Comparativa implícito-explicito	23
Figura 17: Topología.....	26
Figura 18: Piezas soldadas mediante plinks	26
Figura 19: Bisagra con MTOCOs.....	27
Figura 20: Pruebas Euro NCAP	28
Figura 21: Ensayos estáticos	29
Figura 22: Penetración y perforación	30
Figura 23: Perforación y contacto correcto.....	30
Figura 24: Casos estudiados	32
Figura 25: Ejes globales	33
Figura 26: Flujo de trabajo	33
Figura 27: Modelos capó	34
Figura 28: Caso de torsión de capó	36
Figura 29: Caso de flexión de capó.....	36
Figura 30: Caso de rigidez travesía.....	37

Figura 31: Caso de influencia muelle de gas	37
Figura 32: Modelos portón	44
Figura 33: Comparativa bisagra explícito-bisagra Nastran	44
Figura 34: Uniones Nastran	45
Figura 35: Caso de descolgamiento de portón.....	46
Figura 36: Outputs de descolgamiento de portón.....	47
Figura 37: Caso de torsión de portón.....	47
Figura 38: Caso de flexión de portón	48
Figura 39: Modelos puerta	51
Figura 40: Caso de caída de puerta.....	53
Figura 41: Caso de rigidez marco P1	54
Figura 42: Caso de rigidez marco P2.....	54
Figura 43: Diferencias entre modelos	57
Figura 44: Modelo parachoques	59
Figura 45: Impactor parachoques	60
Figura 46: Contacto local.....	60
Figura 47: Resultados parachoques punto 1.....	62
Figura 48: Resultados parachoques punto 2.....	62
Figura 49: Resultados parachoques punto 3.....	63
Figura 50: Modelos interiores.....	64
Figura 51: Caso de carga en interiores	65
Figura 52: Flujo actual	68
Figura 53: Flujo mediante modelización única	69
Figura 54: Programación proyecto automoción.....	70
Figura 55: Euro NCAP	76
Figura 56: Choque frontal	77
Figura 57: Valoración dummy	77
Figura 58: Choque lateral	78
Figura 59: Protección de peatones	78
Figura 60: Impacto contra poste	79
Tabla 1: Características materiales.....	15
Tabla 2: Conversión capó	35
Tabla 3: Conversión portón.....	45
Tabla 4: Conversión puerta.....	52
Tabla 5: Conversión parachoques	61
Tabla 6: Conversión interiores	65
Tabla 7: Estimación número de conversiones.....	69
Tabla 8: Estimación horas de conversión.....	71
Tabla 9: Costes.....	72

1. OBJETO E INTRODUCCIÓN

El objeto del proyecto es el estudio de la implementación del código implícito Virtual Performance Solution en el departamento de cálculo del Centro Técnico de SEAT y la búsqueda de una modelización única.

El programa Virtual Performance Solution (VPS), más conocido como PAMCrash, está ampliamente extendido en el mundo de la automoción para cálculos de crash, impactos y seguridad de ocupantes.

ESI Group, es la empresa que desarrolla y comercializa este producto a nivel mundial, con ventas y soporte técnico a clientes en más de 30 países.

En 2007 se desarrolló el módulo implícito de VPS y se realizó un Benchmark junto con SEAT para analizar su potencial uso en casos de carga estáticos, con resultados muy satisfactorios.

El presente proyecto nace de estos resultados, y de la necesidad de obtener un modelo único con el cual poder calcular tanto los casos dinámicos mediante integración explícita, como los casos estáticos y cuasi-estáticos mediante integración implícita.

El proyecto ha sido realizado en las oficinas de Barcelona de ESI Group Hispania y en el departamento de cálculo del Centro Técnico de SEAT Martorell.

2. ALCANCE

En el proyecto se realizará un estudio de varios casos estáticos con VPS implícito, hasta ahora realizados con otros solvers, con la finalidad de obtener un modelo único.

Los casos de carga estudiados se realizarán en capó, portón, puertas, parachoques e interiores. De esta forma se abarcarán el mayor tipo de cálculos posibles para que el estudio sea completo.

Una vez realizados los cálculos se compararán con los resultados de las simulaciones de otros solvers y con la experimentación.

De las conclusiones de la comparativa, se definirá la modelización más oportuna para poder realizar todo tipo de cálculos con un único modelo. Llegando a una solución de compromiso entre los modelos de cálculos estáticos y dinámicos.

Se realizará una valoración económica para determinar la importancia de utilizar un único modelo para todo tipo de cálculos, ya sean estáticos o dinámicos.

3. JUSTIFICACIÓN

La simulación mediante elementos finitos es fundamental en el diseño de un automóvil dado que permite conocer cómo se comportarán cada una de las piezas y su conjunto, ya sea ante cargas de servicio o en accidentes.

Mediante la simulación con elementos finitos se consigue reducir al máximo posible la producción de prototipos y su elevado coste en el proyecto. Inicialmente los diseños se realizaban basándose únicamente en la experiencia de los ingenieros y por tanto se tenían que realizar prototipos en diferentes etapas del proyecto, para verificar que se estaban tomando las decisiones oportunas.

Partiendo de la geometría definida, se pasa a la simulación con la finalidad de validar el modelo tanto de coche completo dinámicamente, como estáticamente de cada una de las partes que lo componen.

Una vez definida la mejor solución de diseño, apoyándose siempre en los resultados obtenidos de la simulación, se pasa a validar estos resultados con pruebas experimentales en piezas todavía provisionales, que podrán ser modificadas según los resultados de las mismas.

La problemática parte en que hoy en día existen diferentes códigos para realizar los cálculos dinámicos y estáticos.

Los cálculos dinámicos se realizan mediante un código de integración explícita en el cual se analizan choques de coche completo, como pueden ser frontales, laterales o traseros. También se realizan estudios a impacto de diversos componentes, dentro de estos estudios hay impacto de peatones, tanto de pierna como de cabeza, así como choques a baja velocidad como los que se pueden producir en un estacionamiento.

El comportamiento de cada uno de los componentes bajo cargas de servicio, se realiza mediante cálculos basados en un código de integración implícita.

La razón por la cual se usa un código implícito o uno explícito; además de por la física del problema, también es que cuando el caso de carga es estático la utilización de un código implícito permite un considerable ahorro en el tiempo de cálculo.

La utilización de un código implícito y uno explícito conlleva la necesidad de tener dos modelos distintos de cálculo, que varían constantemente a lo largo del proyecto y que han de ser actualizados en paralelo para que todos los cálculos se realicen con modelos que representen lo mismo.

La constante evolución del coche a lo largo del proyecto, hace que mantener los dos modelos, el de explícito e implícito actualizados, sea un trabajo difícil y en el cual se destinan muchos recursos.

El proyecto pretende conseguir unas pautas a seguir a la hora de modelizar un coche para que con los mínimos cambios posibles este modelo sirva para todo tipo de cálculos y no sea necesario desarrollar dos modelos distintos.

De esta forma todos los cálculos se realizarían partiendo de un modelo único que se iría actualizando según avance el proyecto.

Esto conllevará un ahorro de recursos que podrán ser utilizados en analizar los resultados y proponer soluciones en lugar de en dedicar dicho tiempo a la engorrosa tarea de generar modelos lo cual no aporta ningún know-how ingenieril.

4. ANTECEDENTES

En 2007 se realizó un Benchmark entre ESI y SEAT analizando la eficiencia del módulo implícito de VPS.

Se realizaron doce casos de carga en distintas partes del coche y se compararon los resultados con los obtenidos con los solvers hasta ahora utilizados en SEAT para cálculos implícitos.

Se realizaron cuatro casos que provenían de Nastran, cinco de Abaqus y tres de explícito.

En la siguiente matriz se muestran todos los casos realizados en el Benchmark, mostrando el código de partida, el tipo de análisis y su versión.

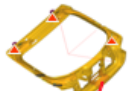
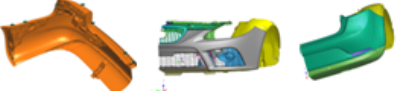
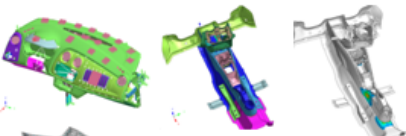


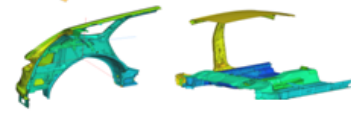
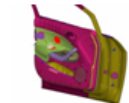
BMK 1	Rear Door	Nastran	Linear, 3 load cases	V2008, V2009	
BMK 2,3,4	Bumpers	Nastran	Thermal Expansion with Geom. NL	V2009	
BMK 5,6,7	Cockpit	Abaqus	Linear, Eigen, Geom NL with Contact	V2008, V2009	
BMK 8	Bumper	Abaqus	Geom NL with Contact	V2009	
BMK 9	Trailer hook	Abaqus	Geom NL with Contact	V2009	
BMK 10,11	Belt Anchorage	PAM-CRASH	Geom NL	V2008	
BMK 12	Door Trim	PAM-CRASH	Geom NL with Contact	V2008, V2009	

Figura 1: Antecedentes

Los resultados del Benchmark fueron muy satisfactorios, con diferencias frente al código referencia de entre un 1% y un 2% y concluyendo que los casos cuasi-estáticos hasta entonces realizados mediante integración explícita se podían calcular con implícito, obteniendo resultados muy semejantes y con un considerable ahorro de tiempo.

5. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se exponen conceptos básicos de teoría de materiales, método de elementos finitos y las diferencias entre la formulación explícita e implícita.

5.1. TEORÍA DE MATERIALES

La teoría de la elasticidad y resistencia de materiales es la base fundamental para el diseño de elementos mecánicos.

Un **sólido rígido** es aquél que al aplicar cualquier esfuerzo, la distancia entre sus moléculas es invariable.

Un **sólido elástico** se deforma y recupera su forma inicial al dejar de aplicar el esfuerzo. A los sólidos elásticos se les supone cualidades de isotropía, homogeneidad y continuidad.

- Un cuerpo es isótropo cuando sus propiedades físicas son iguales en todas direcciones.
- Un sólido es homogéneo cuando tiene una composición igual en todas sus partes.
- Un elemento es continuo cuando no hay huecos entre sus partículas.

Un **sólido verdadero** es aquél que se deforma frente a los esfuerzos y no presenta isotropía, homogeneidad ni continuidad.

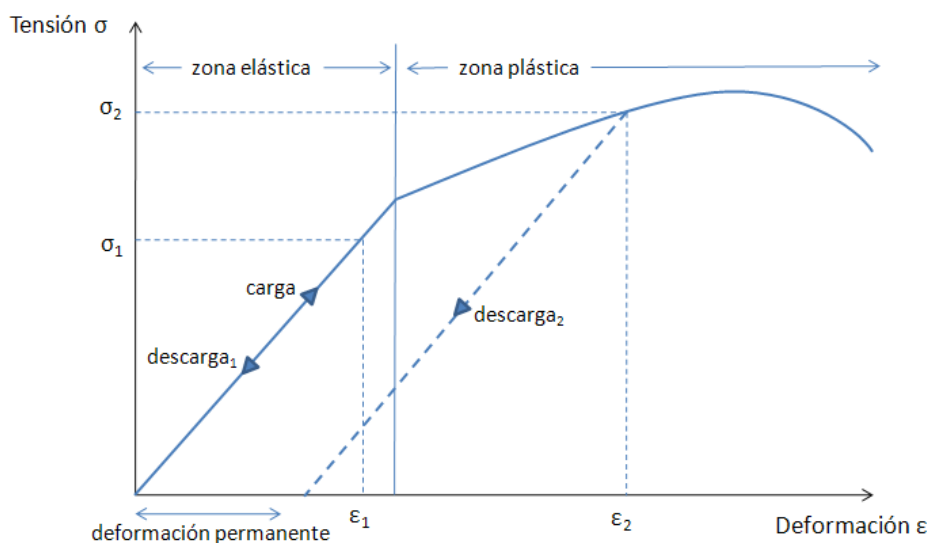


Figura 2: Gráfica Tensión-Deformación

Cuando la deformación es reversible se trata de un comportamiento totalmente **elástico**, en cambio cuando las deformaciones son grandes se produce calor debido al rozamiento interno y aparecen deformaciones permanentes, en este caso el comportamiento es **plástico**.

Las curvas tensión deformación de cada material se obtienen experimentalmente.

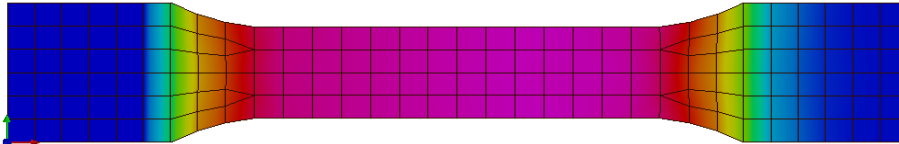


Figura 3: Probeta mediante elementos finitos

La caracterización de los materiales se realiza mediante ensayos de tracción. A medida que la probeta es sometida a tracción a velocidad constante, se va registrando la carga necesaria para un determinado alargamiento mediante un extensómetro. El resultado inmediato es una curva carga-alargamiento. Al normalizar estos datos con la geometría de la probeta se obtiene la curva tensión-deformación ingenieriles.

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \qquad \varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \qquad E \cdot \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{F}{A}$$

La curva es recta en un primer tramo hasta alcanzar la σ_p , límite de proporcionalidad. Esta es la zona en la cual es válida la Ley de Hooke.

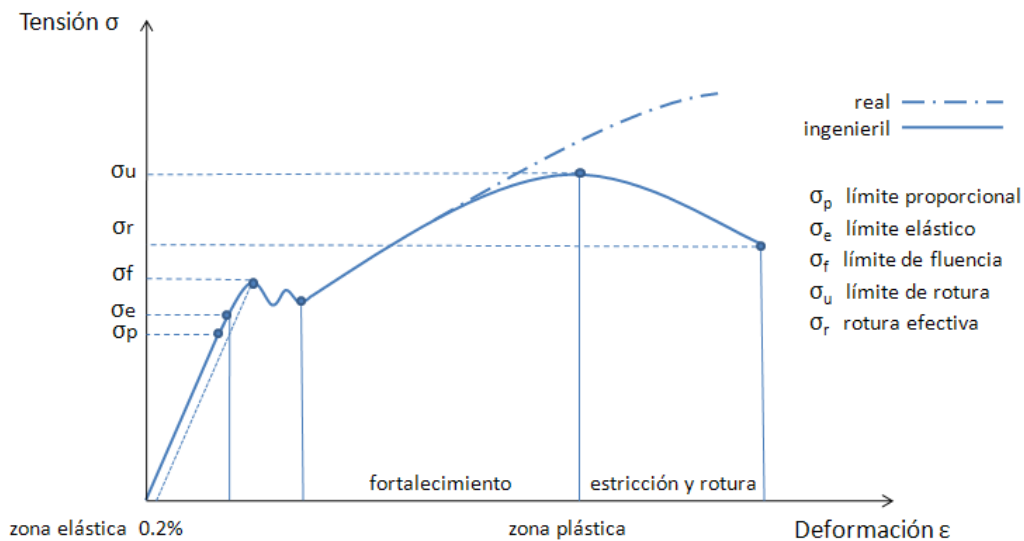


Figura 4: Comportamiento materiales

La pendiente de la curva tensión-deformación es el módulo elástico o módulo de Young. La linealidad en la zona elástica es una corroboración gráfica de la ley de Hooke.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Al aumentar la tensión por encima de σ_p se entra en una zona de elasticidad no proporcional, aunque estando por debajo del límite de elasticidad, las deformaciones son reversibles.

El 0.2% divide la zona elástica de la plástica y representa la tensión necesaria para producir una deformación permanente del 0.2 por ciento.

Una vez superado el límite de elasticidad se entra en la zona elasto-plástica del material en la cual las deformaciones no son reversibles.

En esta zona, los desplazamientos son pequeños hasta alcanzar el límite de fluencia, a partir del cual los desplazamientos aumentan sin la necesidad de aumentar la fuerza. La fluencia se produce en aceros de bajo contenido en carbono.

La zona de fluencia puede o no existir, dependiendo del material. Si la zona de fluencia es pequeña o no existe el material es frágil, en cambio si la zona de fluencia es grande, el material es dúctil.

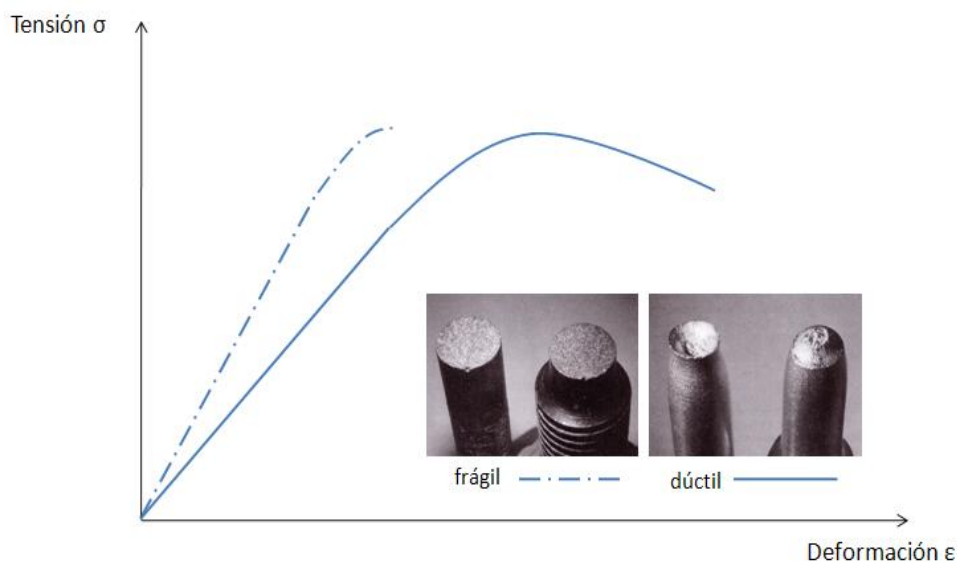


Figura 5: Comparativa frágil-dúctil

Una vez pasada la zona elasto-plástica, la curva crece hasta un máximo llamado resistencia a la tracción o tensión de rotura.

La rotura de la probeta se produce después de este punto, debido a un alargamiento en una parte pequeña de la misma. Se forma una garganta que disminuye su sección rápidamente, produciéndose una estricción hasta la rotura.

La gráfica tensión deformación es una aproximación, dado que se obtiene de la división entre la fuerza y la sección inicial. La sección inicial varía a lo largo del experimento con lo cual la tensión irá aumentando con las deformaciones.

Debido a esta aproximación la tensión y deformación se llaman ingenieriles, para diferenciarlas de las reales.

Entre 0.2% y la resistencia a la tracción, se produce el fenómeno conocido como **endurecimiento por deformación**, donde la resistencia aumenta a medida que aumenta la deformación.

Las **tensiones residuales** son aquellas que quedan en un material una vez aplicada y retirada una carga. Estas tensiones suelen aparecer después de tratamientos termomecánicos como la soldadura o de conformación como la estampación.

El **coeficiente de Poisson** es la relación entre el acortamiento lateral unitario y el alargamiento axial unitario en la zona elástica del material.

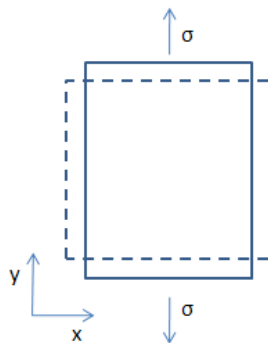


Figura 6: Poisson

$$\nu = -\frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_y}$$

El **módulo de cizalladura** o módulo de rigidez G es la relación entre la tensión de cortadura o cizalladura y la deformación a cizalladura.

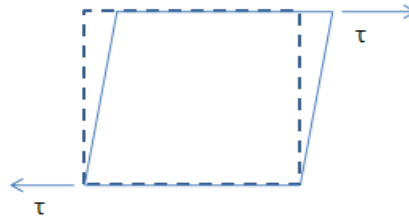


Figura 7: Cizalladura

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

El **módulo de compresibilidad** volumétrica K mide la resistencia a la compresión uniforme bajo cargas perpendiculares a las superficie.

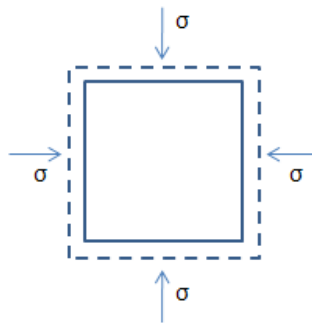


Figura 8: Compresibilidad

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)}$$

Se realizan ensayos de dureza para conocer la resistencia del material a la penetración de forma cualitativa.

La **tenacidad** es la combinación de una elevada resistencia y ductilidad.

Mediante el ensayo de fluencia se puede predecir el comportamiento estructural de un material empleado a altas temperaturas. Es un ensayo de tracción a elevadas temperaturas.

En la siguiente tabla se muestran los parámetros explicados con anterioridad en diversos materiales.

Tabla 1: Características materiales

Material	Módulo de Young E [GPa]	Tensión de Fluencia σ_F [Mpa]	Módulo de Corte G [Gpa]	Módulo de Volumen K [Gpa]	$\alpha \times 10^6$ Coef. Exp. [$1/^\circ\text{C}$]	μ Coef. Poiss.
Hierro Colado	100		40	90		
Hierro	150-170	180	60	120	11.7	
Acero Inox.	195	550			17.3	0.24 0.28
Acero	200		80	140		0.25 0.30
Latón	100		35	80		0.32 0.42
Aluminio	70		25	70	21.0	0.32 0.36
Cobre	110-120	300	38	120	16.5	0.33
Níquel	204	460			13.3	
Bronce	90					
Plata	82.7					0.37
Concreto	20 (compresión)	5- 35 (compresión)			11.7	0.1 0.15
Vidrio	48-78					0.2 0.3
Mármol	50			70		0.10 0.15
Granito	52	5-145 (tracc-comp)				
Madera, pino	1 a 10	40 – 80				
Madera, roble	11	117-59 (tracc-comp)				
Nylon	5	40-100				0.35
Hueso de extremidades	15	160-170 (tracc-comp)				

Tabla 1 – Módulo de elasticidad (unidades $1 \text{ Kg/mm}^2 = 9.8 \text{ MPa}$, $1 \text{ Kg/cm}^2 = 0.098 \text{ Mpa}$, $100 \text{ PSI} = 0.689 \text{ MPa}$)^{7,8,9}

5.2. TEORÍA DE ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos es un método numérico utilizado para resolver problemas físicos con geometrías complicadas resolviendo ecuaciones diferenciales.

La formulación utilizada es la **lagrangiana**, que consiste en seguir cada uno de los nodos en cada instante. En cambio la formulación **euleriana** define un volumen de control que es dividido y en cada instante calcula las propiedades según las partículas que se encuentren en este volumen de control.

La formulación euleriana se utiliza ampliamente en cálculos fluidodinámicos.

Dado el alcance del proyecto, no se entrará a explicar la teoría de elementos finitos que se puede encontrar en gran cantidad de libros y documentación clásica.

5.3. CÓDIGOS DE RESOLUCIÓN

Existen fundamentalmente dos tipos de códigos según el modo de integración: el explícito y el implícito.

La palabra integración se refiere a los pasos matemáticos requeridos para la resolución de la ecuación de movimiento a lo largo del tiempo; esto es, la integración temporal.

La integración **explícita** es condicionalmente estable, que significa que el paso de tiempo se ve limitado por un tiempo crítico que depende del tipo de problema. Este tipo de resolución realiza un procedimiento incremental y al final de cada incremento actualiza la matriz de rigidez con los cambios geométricos y de los materiales. Luego construye una nueva matriz y en el siguiente incremento esta matriz se aplica al sistema. En este tipo de análisis se precisa de incrementos pequeños para conseguir buenos resultados. La necesidad de realizar pequeños incrementos, es su principal desventaja. En este método no se busca el equilibrio entre las fuerzas internas y las fuerzas aplicadas, esta condición se presupone, y para que sea válida esa suposición los incrementos deben ser muy pequeños.

La integración **implícita** es incondicionalmente estable, lo que significa que requiere la solución en cada paso de un sistema global de ecuaciones. Este método consiste en realizar el mismo proceso iterativo que la explícita, pero al final de cada incremento se realiza otra iteración mediante Newton-Raphson u otros métodos para encontrar el equilibrio de las fuerzas externas y las internas. Este tipo de análisis es más preciso y permite realizar incrementos mayores.

Ambos códigos parten de la misma ecuación diferencial, pero el método de resolución utilizado en cada uno de ellos es distinto.

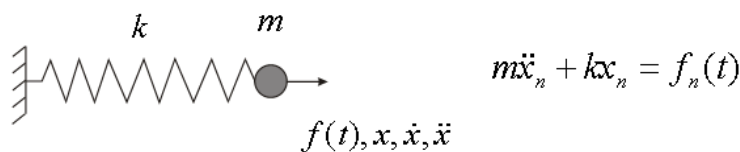


Figura 9: Ejemplo formulación

Integración Explícita: $\ddot{x}_n = m^{-1}(f_n - kx_n)$ $\dot{x}_{n+1/2} = \dot{x}_{n-1/2} + \Delta t_n \ddot{x}_n$ $x_{n+1} = x_n + \Delta t_{n+1/2} \dot{x}_{n+1/2}$

Integración Implícita: $\ddot{x}_{n+1} = \frac{(\dot{x}_{n+1} - \dot{x}_n)}{\Delta t_n}$ $\dot{x}_{n+1} = \frac{(x_{n+1} - x_n)}{\Delta t_n}$ $x_{n+1} = (m / \Delta t^2 + k)^{-1} (f_{n+1} + m / \Delta t^2 (2x_n - x_{n-1}))$

En un cálculo explícito se dan pequeños pasos hasta llegar a la solución, suponiendo siempre que el sistema se encuentra en equilibrio, en cambio en cálculos implícitos se realizan pasos grandes y se busca el equilibrio del sistema.

Como se muestra en la integración explícita, únicamente hay que invertir la matriz de masas que se construye de tal forma para que sea diagonal. En cambio en la integración implícita, hay que invertir una matriz mucho más compleja con tal de resolver el sistema de ecuaciones.

Es posible realizar cálculos cuasi-estáticos mediante un código explícito aplicando la carga de forma gradual pero con un tiempo de cálculo muy superior al necesario mediante un código implícito.

IMPLÍCITO

A continuación se explican los tipos de cálculos más frecuentes mediante integración implícita: modal, estático lineal, estático no lineal y geométrico no lineal.

Mediante un **análisis modal** se obtienen las formas modales naturales y frecuencias de una pieza o estructura durante vibración libre.

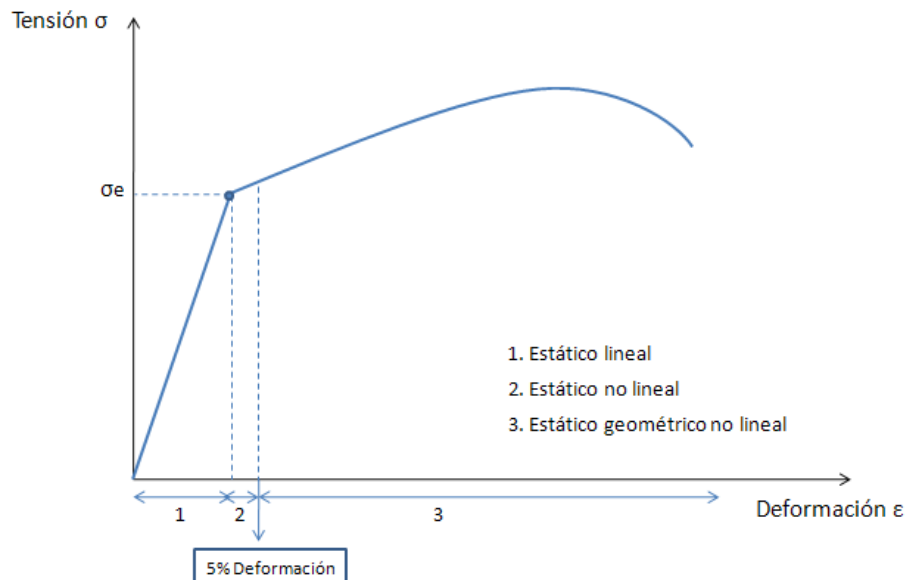


Figura 10: Tipos de análisis

En un cálculo **estático lineal** se invierte una única vez la matriz de rigidez y se obtiene directamente el resultado. Se ha de tener en cuenta que es un cálculo con pequeñas deformaciones y pequeñas tensiones. En este caso se trabaja únicamente en el rango lineal del material.

En caso de que no se cumpliera la condición de pequeñas tensiones se debería realizar un cálculo estático teniendo en cuenta la **no linealidad del material** y de esta forma la matriz de rigidez se actualiza en cada paso, según esta no linealidad. En este caso se obtiene un resultado trabajando en la parte elástica y plástica de los materiales del modelo.

En caso de que la deformación sea superior al 5% se debe realizar un cálculo teniendo en cuenta la **no linealidad geométrica**. La matriz de rigidez debe ser actualizada dado que la geometría de las partes ya no se puede considerar la misma que la inicial debido a que el error en los resultados tomando esta suposición sería relevante.

En un código implícito se pueden definir cargas de fuerza, desplazamiento o presión, entre otras, pero en ningún caso se puede definir una velocidad dado que son cálculos estáticos y la variable temporal no se tiene en cuenta.

Al aplicar un desplazamiento, éste se realiza en pasos y en cada uno de estos pasos el código itera hasta encontrar el equilibrio. En un estático lineal la aplicación de la carga se realiza en un único paso. En cambio cuanto más complejo sea el cálculo o las no linealidades más pasos serán necesarios para encontrar la convergencia del sistema

Un número razonable de pasos en un cálculo implícito, geométrico no lineal es de entre 10 y 20.

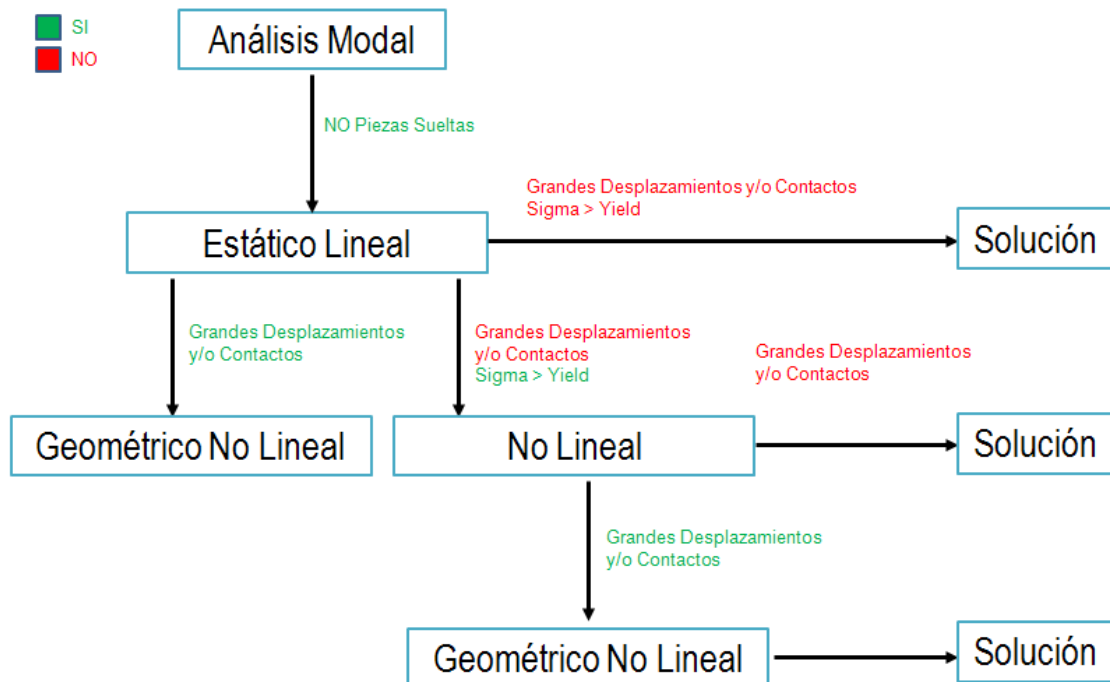


Figura 11: Proceso de resolución

En este esquema se muestra el proceso a realizar frente a cualquier problema, para llegar mediante integración implícita a su solución.

Aunque este sería el proceso ideal, en la realidad, se realiza el análisis directamente, considerando o no las no linealidades en función de la experiencia.

Los **métodos de iteración** para conseguir llegar a la solución son el método de Newton-Raphson, line search y arc length.

Newton-Raphson es el método de iteración por defecto en la integración implícita.

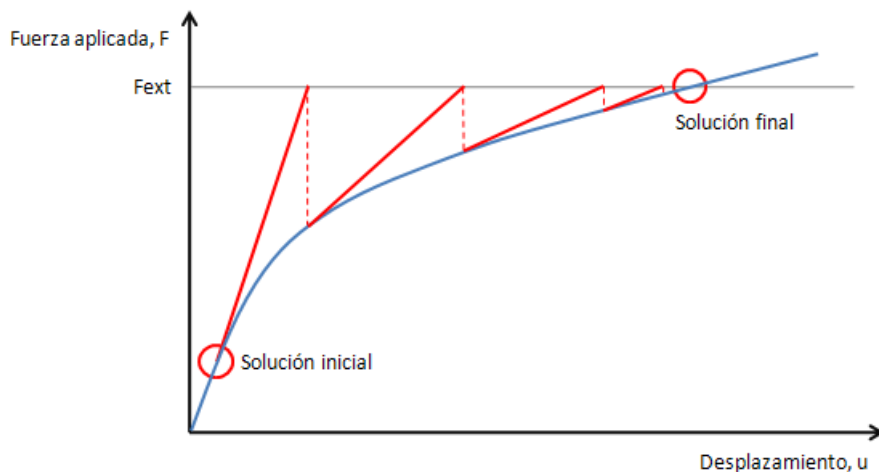


Figura 12: Convergencia mediante Newton-Raphson

El código proyecta rectas tangentes a la curva fuerza-desplazamiento hasta alcanzar la fuerza aplicada y luego desciende encontrando la fuerza interna.

Se alcanza la solución final, cuando la diferencia entre la fuerza interna y la fuerza externa es inferior al error de la precisión de la solución.

Por defecto, el número de iteraciones que se realizan mediante el método de Newton-Raphson es de 20, aunque se puede aumentar. Si no se llega a la solución una vez realizado el número máximo de iteraciones, el cálculo diverge.

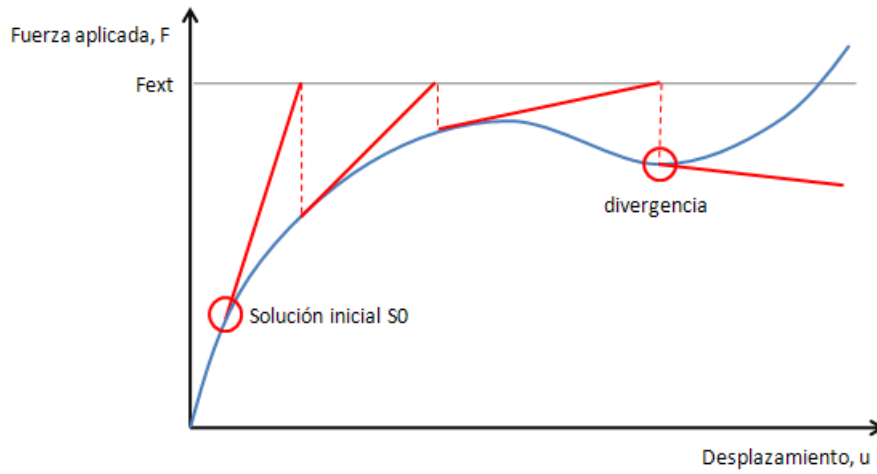


Figura 13: Divergencia mediante Newton-Raphson

En esta figura se observa un caso de divergencia, debido al cambio de tangencia en la curva.

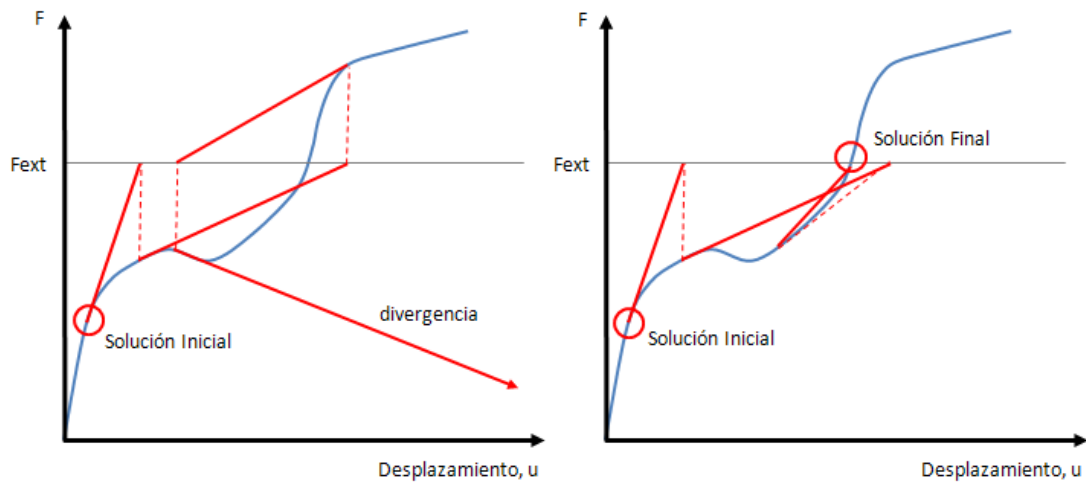


Figura 14: Comparativa Newton-Raphson y line search

El método line search, es un complemento del Newton-Raphson con el cual se resuelven problemas de divergencia como el mostrado en las gráficas anteriores.

A la izquierda se observa la divergencia ocurrida mediante el método Newton-Raphson, y a la derecha, la resolución de esta divergencia mediante line search.

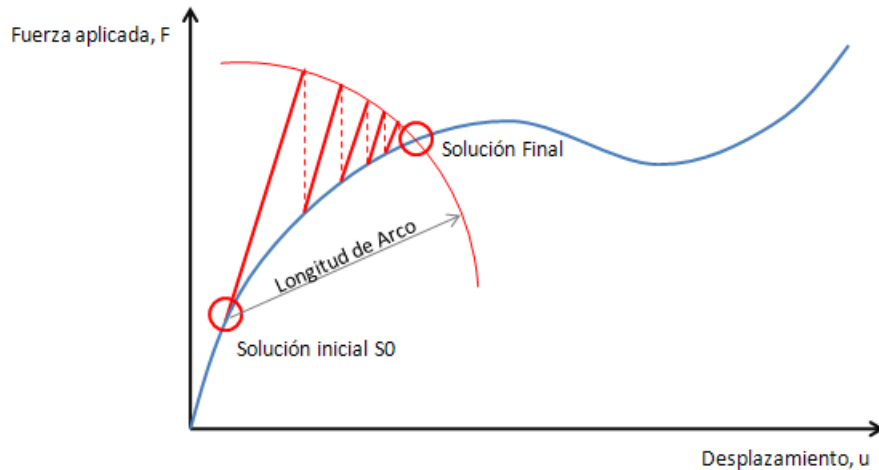


Figura 15: Método arc length

El método de la longitud de arco, o arc length, es el más costoso computacionalmente, pero permite resolver problemas con grandes desplazamientos y pérdidas de rigidez inesperadas.

Se traza un arco de circunferencia y se itera mediante el método de Newton-Raphson hasta alcanzar la solución. El método de la longitud de arco, no es compatible con el de line search.

EXPLÍCITO

A diferencia de un cálculo implícito, en el explícito sí que es necesario definir un tiempo de cálculo en el cual se realizará la simulación. Y se van dando pequeños pasos hasta llegar al tiempo de cálculo total.

En un cálculo de choque frontal, por ejemplo, los pasos dados son de aproximadamente $1\mu\text{s}$. Si el tiempo de cálculo fuera de 30ms, se realizaría el proceso de cálculo iterativo 30.000 veces.

COMPARATIVA

Para comprobar el ahorro de tiempo de cálculo entre los dos códigos, se realiza a modo de ejemplo, un caso de rigidez de marco en una puerta.

La puerta está fijada tanto en las bisagras como en el cierre y se aplica una fuerza en el extremo del marco.

En el modelo implícito la carga se aplica en 10 pasos y el tiempo de cálculo necesario es de 6 minutos. El tipo de análisis realizado es un estático, geométrico no lineal.

En el modelo explícito la carga se aplica progresivamente hasta alcanzar la carga total para evitar efectos de inercia no deseados, dado que se trata de un caso de carga estático. El tiempo de cálculo mediante el código explícito es de 15 horas.

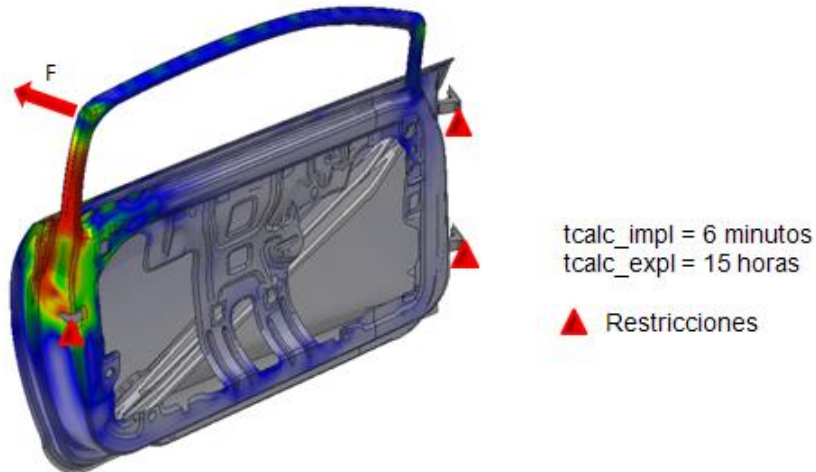


Figura 16: Comparativa implícito-explícito

Con este ejemplo se demuestra que es posible realizar un cálculo cuasi-estático mediante un código explícito pero el tiempo de cálculo es muy superior. Por ello es mucho más eficiente realizar los cálculos estáticos mediante un código implícito con el inconveniente de mantener actualizados dos modelos distintos en paralelo a lo largo del proyecto.

Por este motivo es importante encontrar un modelo único, que con el mínimo número de cambios posibles, sirva tanto para cálculos explícitos (dinámicos) como implícitos (estáticos).

SOLVERS

Actualmente en el departamento de cálculo del Centro Técnico SEAT se utiliza **VPS** (Virtual Performance Solution) para los cálculos explícitos, **Nastran** para cálculos implícitos lineales y **Abaqus** para cálculos implícitos no lineales.

En el anexo II se analiza en detalle la estructura de cada uno de los archivos generados con VPS.

Cada uno de los solvers tiene una modelización distinta, no solo por el hecho de utilizar un código implícito o uno explícito, sino porque tienen algoritmos de cálculo distintos, con diferentes tipos de elementos y formas de definirlos.

Hoy en día, poder obtener un modelo único que sirva tanto para cálculos explícitos como para implícitos, sería esencial para el ahorro de los recursos necesarios en la evolución de dos modelos de cálculo en paralelo.

6. MODELADO

Cada uno de los solvers mencionados en el capítulo anterior tiene diferentes elementos para definir un modelo. Gran parte de estos elementos tienen su equivalencia entre solvers, con diferencias en la forma de definirlos o en los parámetros que se pueden introducir.

En este capítulo se presentan los elementos básicos que definen un modelo de VPS que se han utilizado en los casos estudiados en el proyecto.

El modelado se puede dividir en tres partes fundamentales: la topología, las condiciones de contorno y las cartas de control.

6.1. TOPOLOGÍA

Dentro de la topología del modelo de cálculo está la propia geometría del mismo, así como las uniones entre elementos.

GEOMETRÍA

La geometría del modelo viene definida por nodos y elementos. Los **nodos** son las unidades básicas en un modelo. Cada uno de los elementos están formados por 3, 4, 6, 8, 10, 15 ó 20 nodos según si el elemento es triangular o cuadrado y si se trata de un elemento 2D o 3D.

La **malla** es la discretización espacial de la geometría que representa el modelo a estudiar. Es decir, un conjunto de nodos con sus relaciones de adyacencia.

Los elementos planos pueden ser **placa** (shells) o **membrana**. Los elementos shell transmiten tanto fuerzas como momentos, en cambio las membranas no transmiten momentos. Una pieza de chapa es un ejemplo claro de elementos shell, en cambio un tejido se modelaría mediante elementos membrana.

Cada una de las **piezas** o parts que componen un modelo están formadas por un conjunto de elementos.

En el caso de las piezas definidas por shells, es necesario definir el espesor para que la pieza quede completamente definida. La malla de elementos shell se realiza en superficie media y su espesor se reparte en partes iguales a ambos lados del elemento.

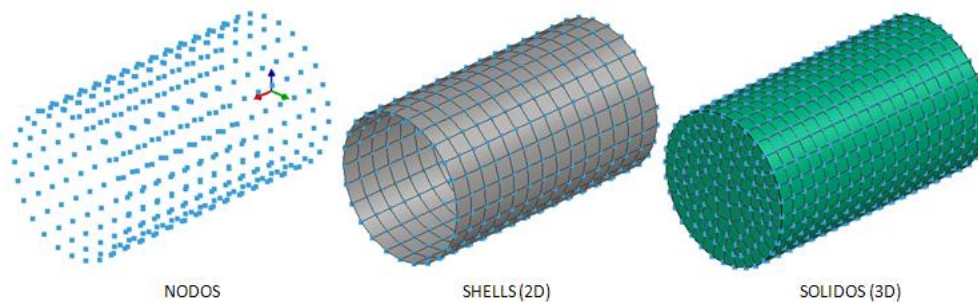


Figura 17: Topología

En cambio las piezas generadas con elementos sólidos ya están completamente definidas en lo que a geometría se refiere.

La unión de las piezas se realiza con distintos elementos o restricciones en función de cuál sea el elemento real que se quiera simular; un punto de soldadura, un pasador, un tornillo...

UNIONES

La unión más utilizada en el mundo de la automoción es la soldadura o cualquier unión térmica. Este tipo de unión se representa mediante point links (**plinks**). Definiendo el nodo donde se encuentra el punto de soldadura, se fija un radio de búsqueda para que el programa encuentre las piezas a unir y proyecta una barra a estas piezas quedando así fijadas unas a otras. Es posible realizar un punto de unión entre más de dos piezas y definir el radio de acción que éste tiene en las piezas según las características físicas de la soldadura.

El comportamiento del plink por defecto se calcula automáticamente teniendo en cuenta la rigidez de las piezas unidas, aunque hay la posibilidad de definirlo manualmente.

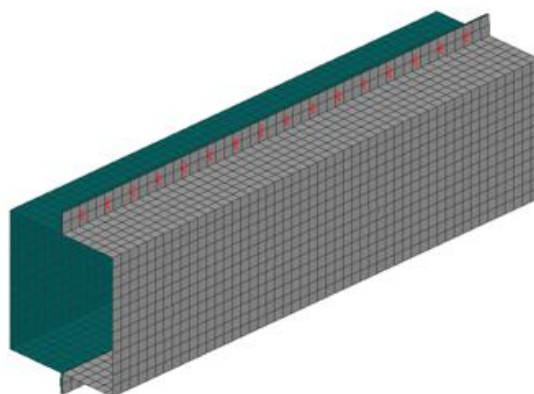


Figura 18: Piezas soldadas mediante plinks

Para simular uniones adhesivadas se utiliza el elemento **tied**. Se definen los elementos a unir, seleccionando un maestro y un esclavo y los nodos del esclavo son proyectados a los elementos del maestro generando barras que unen las dos piezas.

Los elementos **viga (beam)**, son barras de unión a las cuales se les asigna un material así como su sección e inercias. Se suelen utilizar como ejes en bisagras.

La diferencia entre los elementos **barra** y los elementos viga, es que los elementos 1D de barra únicamente transmiten fuerzas axiales, en cambio los elementos viga pueden transmitir tanto fuerzas axiales, como cortantes así como torsiones y momentos.

6.2. CONDICIONES DE CONTORNO

Dentro de las condiciones de contorno se engloban todas las restricciones del modelo así como las cargas aplicadas y los contactos.

RESTRICCIONES

Los **MTOCO** son elementos que sirven para simular partes del modelo que no se incluyen en el cálculo. Por ejemplo un pasador o un tornillo. De esta forma se simula la rigidez que aportaría el pasador en el modelo sin la necesidad de añadir otra parte más al mismo. Los MTOCOs constan de un nodo independiente que transmite las fuerzas y momentos al resto de nodos dependientes. Se puede definir el MTOCO para que únicamente transmita fuerzas o momentos o que solo lo haga en la dirección requerida.

De esta forma es posible unir dos piezas que tengan una rotación entre ellas mediante un MTOCO y dejar libre el giro en un eje local, restringiendo el resto de movimientos.

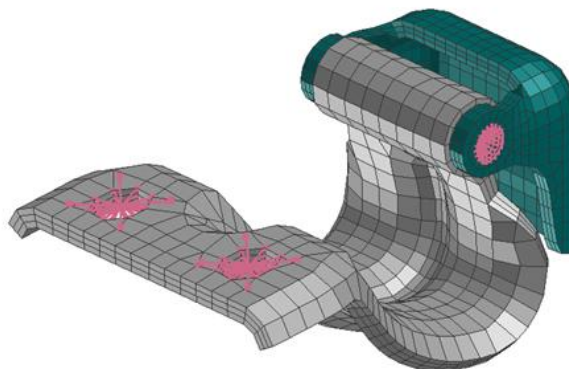


Figura 19: Bisagra con MTOCOs

Los **OTMCO** se comportan a la inversa que los MTOCO. El nodo independiente recibe las cargas transmitidas por todos los nodos dependientes. Por defecto esta carga se distribuye por igual desde todos los nodos pero existe la posibilidad de que cada uno de los nodos dependientes transmita únicamente un porcentaje de esta carga. Se utiliza en aplicación de cargas donde no interesa que la fuerza se distribuya por igual a todos los nodos, sino que se reparta entre ellos según la disposición geométrica de los mismos.

CARGAS

Una vez definido el modelo geométrico, se aplican las cargas. Las cargas a aplicar en cada uno de los cálculos vienen determinadas por el departamento de proyectos, basándose en la normativa vigente que han de cumplir todos los coches y las pruebas realizadas por la Euro NCAP, que aún no siendo obligatorias, ofrecen un valor añadido a la hora de decidir la compra de un automóvil. (anexo I: Euro NCAP)

Por esta razón, la gran mayoría de fabricantes de automóviles, someten sus vehículos a estas pruebas y los resultados son publicados para dar a conocer la protección que ofrece el automóvil en caso de colisión tanto a sus ocupantes como a los peatones.



Figura 20: Pruebas Euro NCAP

Las cargas estáticas, son cargas de servicio a las que puede estar sometido el automóvil a lo largo de su vida. Estas cargas pueden ser debidas al propio movimiento del vehículo, como la torsión y flexión de capó o portón, o bien a su buen o mal uso, como puede ser la caída y sobreapertura de puerta o las abolladuras.



Figura 21: Ensayos estáticos

Las cargas se pueden aplicar sobre nodos, elementos o piezas. También se pueden aplicar a través de MTOCOs o OTMCOs, explicados con anterioridad.

Hay la posibilidad de aplicar cargas concentradas, presiones, desplazamientos, velocidades, aceleraciones y masas.

El modelo viene condicionado por restricciones que limitan el movimiento de los nodos y elementos formados por estos.

Es posible restringir tanto desplazamientos como rotaciones en cada una de las tres direcciones.

CONTACTOS

En gran parte de simulaciones es necesaria la definición de contactos para simular la interacción entre piezas, de lo contrario, en las zonas no unidas, las piezas serían atravesadas sin ninguna transmisión de esfuerzos.

La teoría utilizada en los contactos es la de penalización (penalty), por ello es necesario definir el volumen de penalización. Definiendo los elementos que se pueden encontrar, se fija un espesor de contacto a partir del cual el solver considera que las piezas están en contacto y aplica una fuerza en sentido contrario en los nodos que se encuentran dentro de este espesor.

Los contactos se pueden definir entre piezas o una pieza contra ella misma. En piezas con nervios se suele utilizar los autocontactos dado que elementos de la misma pieza pueden colisionar entre ellos.

Los elementos de las piezas pueden sufrir **penetraciones** o **perforaciones**.

Las penetraciones ocurren cuando un nodo entra dentro del espesor de contacto. En cambio las perforaciones se producen cuando el nodo atraviesa el espesor de contacto y pasa a estar en el lado opuesto por el cual ha entrado. En este caso se genera una fuerza en el nodo opuesta a la que debería tener y combinada con las fuerzas que reciben del contacto los nodos que se encuentran penetrados se produce un anclaje de las piezas.

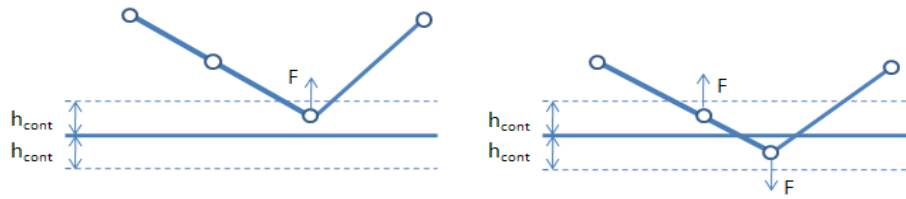


Figura 22: Penetración y perforación

Por este motivo es necesario definir correctamente los contactos para evitar penetraciones o perforaciones en la inicialización del cálculo, que generarían picos de energía, y durante el cálculo.

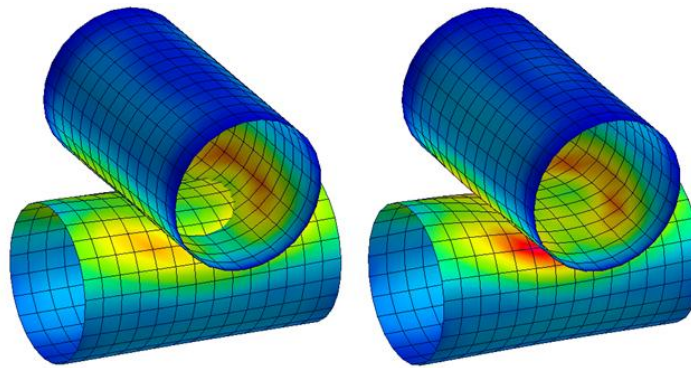


Figura 23: Perforación y contacto correcto

En un cálculo explícito típicamente se definen todos los contactos necesarios y un autocontacto en todo el modelo. En cambio en un cálculo implícito los contactos son más locales y se deben definir únicamente en las zonas en que realmente sean necesarios dado que aumentan considerablemente el tiempo de cálculo, y pueden crear inestabilidades y divergencias.

Una posibilidad a la hora de definir el contacto es que el espesor de contacto sea directamente el espesor definido en cada una de las piezas. De esta forma no es necesario determinar el espesor en el cual cada uno de los contactos se activa sino que ya viene definido por la propia geometría de la pieza. Es necesario que las piezas estén malladas en superficie media para poder generar los contactos de esta forma.

6.3. CONTROLES

En el apartado de controles se definen los parámetros del cálculo referentes al solver.

Parámetros como el tipo de cálculo, las unidades del modelo, el tiempo de la simulación, la frecuencia con la cual se generan los outputs o las comprobaciones que se quieren realizar en el modelo en la fase de inicialización.

Una parte importante del pre-procesado es la definición de los outputs, es decir la información que se quiere extraer del cálculo.

Es posible definir outputs tanto de nodos como de elementos, ya sea en ejes locales o globales.

7. CASOS ESTUDIADOS

En este capítulo se explican cada uno de los casos estudiados en el proyecto. Para que el estudio fuera completo se han realizado los casos de carga estáticos que normalmente se realizan durante el desarrollo del proyecto de un vehículo.

Se han realizado cálculos en capó, portón, puerta, parachoques e interiores. De esta forma se han abarcado los casos estáticos del coche entero.

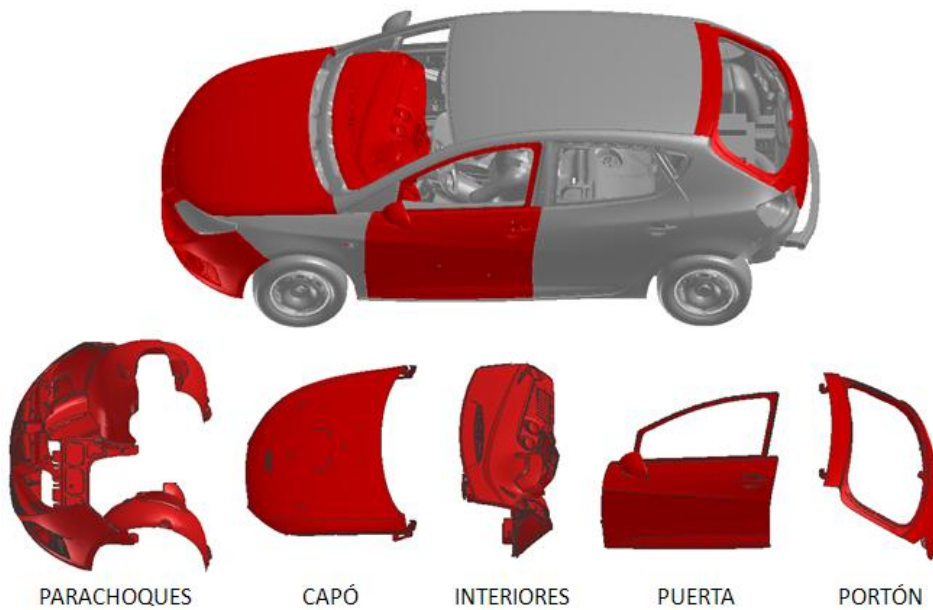


Figura 24: Casos estudiados

Las coordenadas globales del coche se sitúan en un punto cercano al eje delantero. Este punto viene definido por anteproyectos, que determina la posición espacial de cada una de las piezas respecto a este punto.

Los ejes se distribuyen siempre de la misma forma. La X es la coordenada en la dirección de la marcha del vehículo pero en sentido contrario, la Z es la coordenada que indica la altura y la Y indica la posición lateral del plano XZ. La Y negativa es el lado del piloto, en cambio el lado del copiloto se encuentra en Y positiva.



Figura 25: Ejes globales

El flujo de trabajo en cada uno de los casos estudiados ha sido siempre el mismo:

- En un primer lugar se han conseguido los resultados del código de referencia que actualmente se utiliza en SEAT, ya sea Nastran (NAS) o Abaqus (ABA).
- Luego se ha convertido el modelo de Nastran o Abaqus a PAMCrash implícito (PAMi) y se han realizado los mismos cálculos.
- Por último partiendo del modelo de explícito (PAMe), se ha convertido a PAMCrash implícito y se han realizado los cálculos.



Figura 26: Flujo de trabajo

Estos tres pasos permiten comparar los resultados que ya se tenían de Nastran o Abaqus con los conseguidos de la conversión NAS/ABA-PAMi y los de la conversión PAMe-PAMi; y por último, en los casos en que se tenga la información, con datos experimentales.

Debido a la confidencialidad de los resultados, en este proyecto únicamente se presentan valores relativos entre unos cálculos y otros. Haciendo hincapié en que la finalidad del proyecto no es conocer dichos resultados sino llegar a un modelo con el cual se puedan realizar cálculos estáticos y dinámicos.

Para ello se compararán los resultados para llegar a un modelo único y a unas pautas de modelado que hagan que el paso del modelo explícito a implícito tenga el menor coste de recursos posible.

Los cálculos se han realizado en modelos de SEAT que actualmente están a la venta. El capó y parachoques se han realizado en un SE411 (SEAT Exeo actual). Los cálculos en portón, puertas e interiores se han realizado en el SE250 (SEAT Ibiza actual).

7.1. CAPÓ

MODELO

Este primer cálculo se realiza sobre un **SE411**, un SEAT Exeo. Los casos de carga estudiados son torsión, flexión, rigidez travesa e influencia del muelle de gas.

El tipo de análisis realizado es un **estático lineal** dado que las deformaciones y las tensiones son pequeñas. Por este motivo, únicamente se tiene en cuenta la parte lineal de los materiales y por tanto nunca se llegará a la plastificación.

Como se ha comentado con anterioridad los estudios estáticos lineales se realizan en un único paso, con lo cual el tiempo de cálculo es muy pequeño dado que únicamente es necesario invertir una vez la matriz de rigidez, que es el proceso más costoso en un cálculo implícito.

El modelo de partida implícito proviene de **Nastran** y el de explícito, de un modelo de protección de peatones, en este caso un impacto de cabeza sobre el capó del coche.

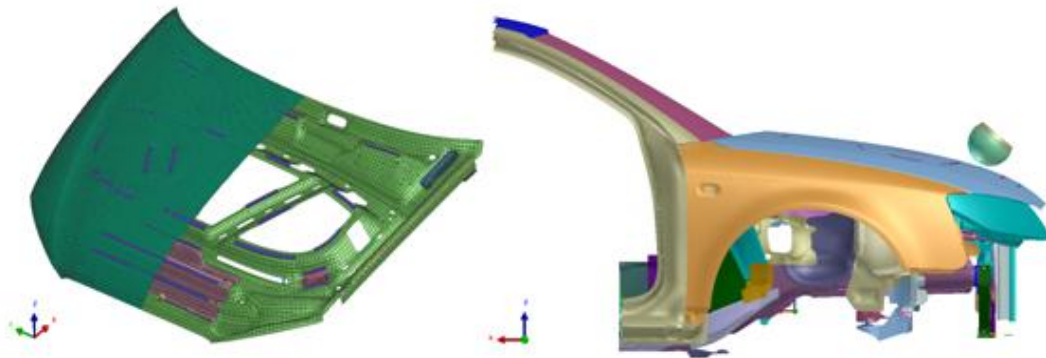


Figura 27: Modelos capó

El modelo de capó consta de **26.540 nodos**. Todas las piezas están modeladas con elementos planos shell, excepto la zona adhesivada entre el refuerzo capó y la piel del capó que está modelada con elementos 3D sólidos unidos mediante nodos comunes.

El resto de piezas están unidas entre ellas por puntos de soldadura plink y las piezas de las dos partes de la bisagra se unen entre ellas mediante elementos rígidos MTOCOs dejando libre la rotación en Y.

El gancho del cierre se ha modelado mediante un elemento de viga (beam), al cual se le ha asignado su sección transversal así como sus inercias.

El tamaño de malla en este modelo es de unos 12 mm, y no hay un refinamiento de malla entre el modelo que proviene de explícito y el de Nastran.

CONVERSIÓN

A continuación, se presentan los pasos seguidos para convertir el modelo de Nastran a PAMCrash implícito y de PAMCrash explícito a PAMCrash implícito.

Las conversiones se muestran de forma esquemática en la siguiente tabla.

Tabla 2: Conversión capó

NAS → PAMi		
GRID	NODE	GEOMETRÍA
CQUAD4/CTRIA3	SHELL	GEOMETRÍA
LOAD	CLOAD	CARGAS
RBE2	MTOCO	RESTRICCIONES
CWELD	MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA
ROD	BEAM	GANCHO

PAMe → PAMi		
Kjoint	MTOCO	ARTICULACIONES
Rigid Body	MTOCO	RESTRICCIONES
PLINK	MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA
mat302	mat224	MATERIAL PUNTOS DE SOLDADURA
CONTACTOS	X	ELIMINACIÓN DE CONTACTOS

Las conversiones de la geometría se han realizado mediante una herramienta implementada dentro de VCP (Visual Crash Pam). En cambio, tanto las condiciones de contorno como las cartas de control se han definido manualmente.

Aparte de la conversión de los elementos propios de cada código, se han definido cada uno de los casos de carga en los modelos convertidos.

Se han generado los ejes locales, las cargas aplicadas, las restricciones en cada uno de los casos, los outputs para el post-proceso así como los controles necesarios para el cálculo.

CASOS DE CARGA

El primer caso estudiado en el capó, es el de **torsión**. En este cálculo se aplican fuerzas de sentido contrario en cada uno de los extremos del capó y se analiza el desplazamiento de ambos extremos.

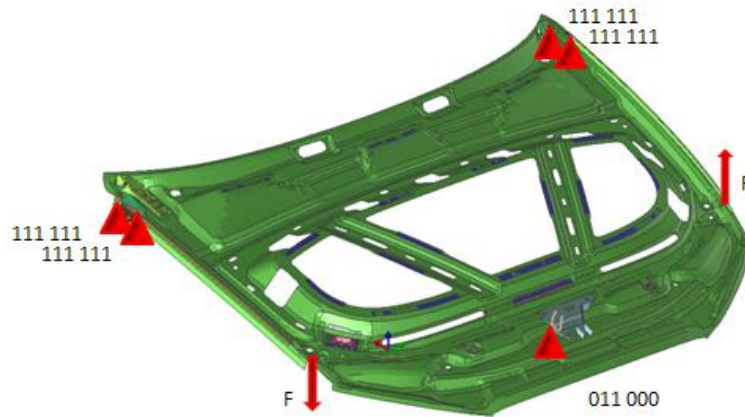


Figura 28: Caso de torsión de capó

Como se muestra en la figura, las restricciones están en los apoyos de las bisagras y en el cierre, al cual se le permite el desplazamiento en x y las rotaciones en todas direcciones.

El segundo caso estudiado en el capó es el de **flexión**. En este caso, se aplica una fuerza perpendicular al cierre en Z negativa.

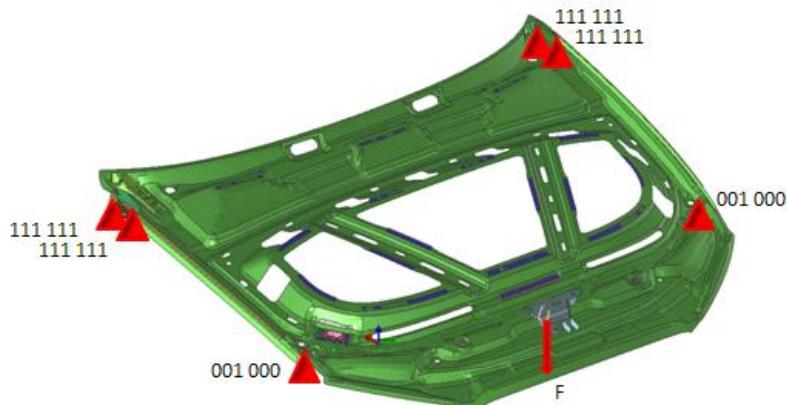


Figura 29: Caso de flexión de capó

Se restringen los desplazamientos y rotaciones de las bisagras, y no se permite el desplazamiento en Z de los apoyos del capó.

En este caso se analizan los desplazamientos en Z del nodo del cierre al cual se le aplica la fuerza, así como del refuerzo y de la piel del capó.

En el tercer caso se estudia la **rigidez de la traviesa** del refuerzo capó aplicando una fuerza en Z positiva.

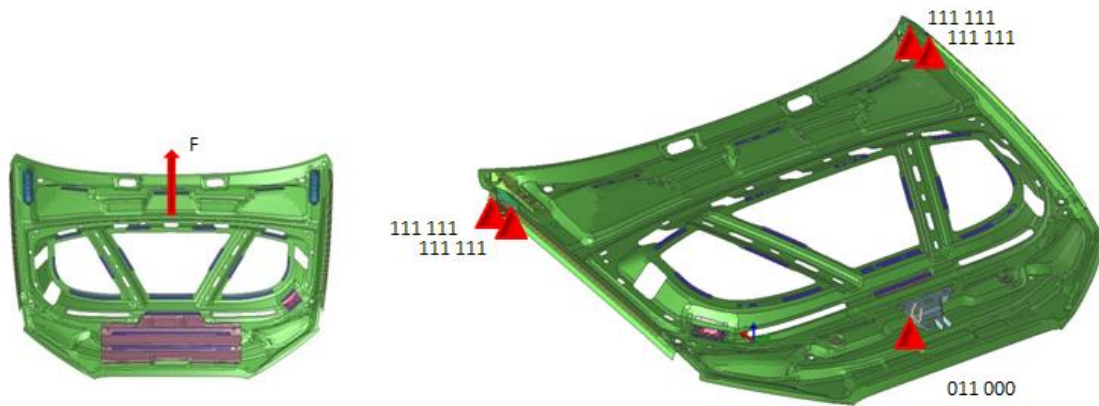


Figura 30: Caso de rigidez travesía

Se restringen los desplazamientos y rotaciones de las bisagras, y únicamente se permite el desplazamiento en X y las rotaciones del cierre del capó.

En este caso se miden los desplazamientos en Z de los nodos central y laterales de la travesía del refuerzo capó.

El último caso estudiado en el capó es la **influencia del muelle de gas**. En este caso se aplica una fuerza en la dirección del muelle de gas, que es el elemento que al abrir el capó, lo mantiene en posición abierta.

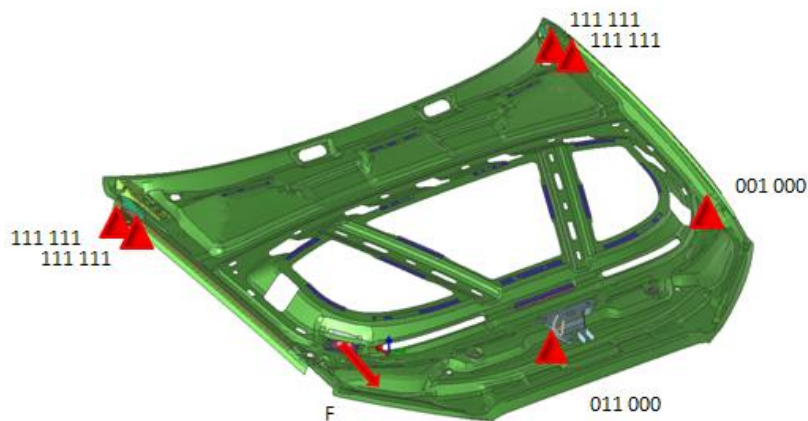


Figura 31: Caso de influencia muelle de gas

En este caso se restringen todos los grados de libertad de las bisagras, así como el desplazamiento en Z del apoyo derecho y las condiciones de contorno del cierre anteriormente explicadas.

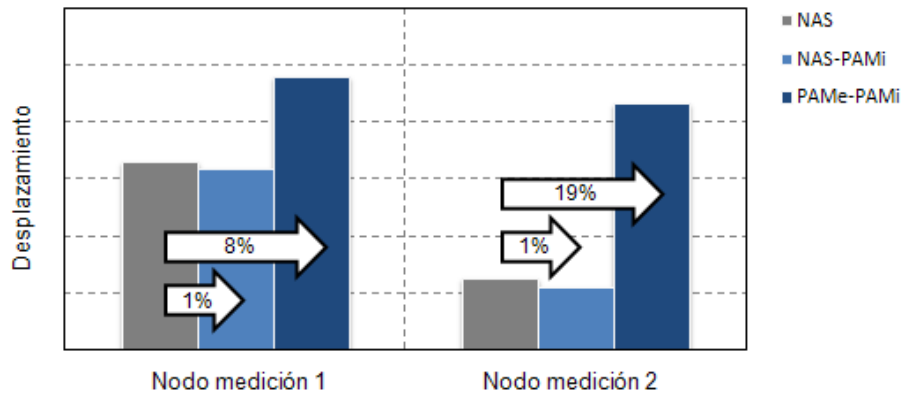
En estudio de influencia del muelle de gas, se mide el desplazamiento en X del nodo al cual se le aplica la carga.

RESULTADOS

En este apartado se muestran los resultados una vez realizadas las conversiones entre solvers y generado cada uno de los casos de carga. El análisis físico de los cálculos se puede consultar en el anexo III.

Los resultados se representan de forma gráfica mediante diagramas de barras para mostrar las diferencias entre los ya existentes de otros solvers, los de la conversión entre este solver y PAMCrash implícito y los de la conversión entre PAMCrash explícito y PAMCrash implícito.

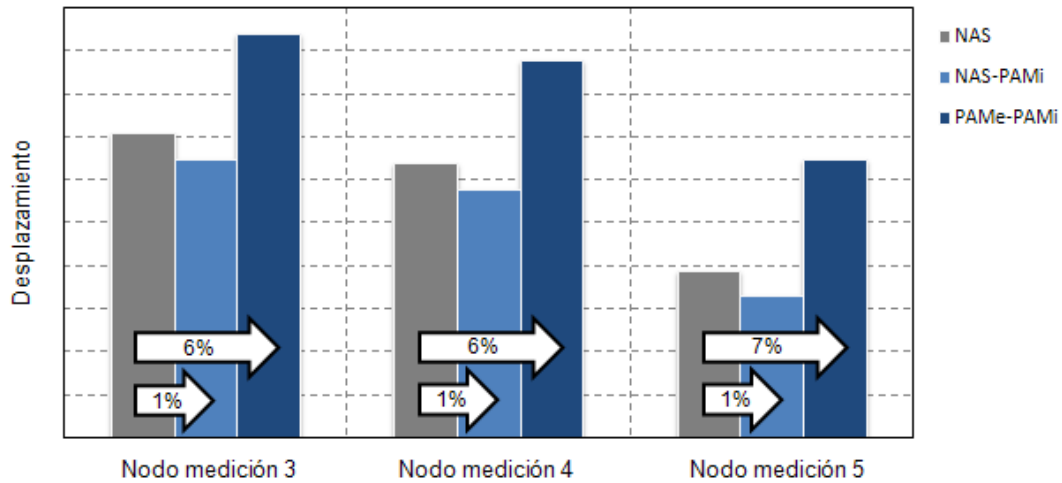
En el caso del capó, no se han podido obtener los resultados experimentales, por tanto se tomará como referencia los resultados de Nastran.



Gráfica 1: Resultados torsión de capó

En este primer caso, el de **torsión** de capó, se observa que la diferencia entre los valores de Nastran y los obtenidos de la conversión NAS-PAMi son muy semejantes. Su diferencia es inferior a un 1%.

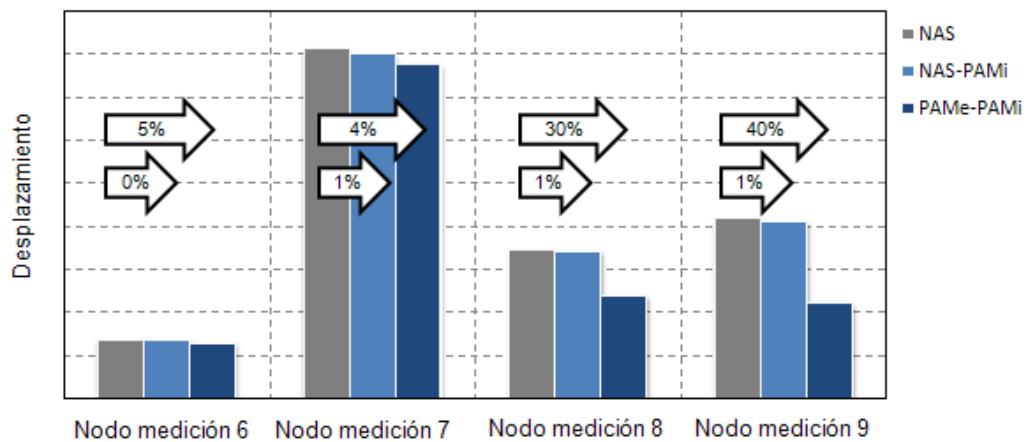
La diferencia entre los resultados de Nastran y los de la conversión PAMe-PAMi es de un 8% en el primer punto de medición y de casi un 20% en el segundo.



Gráfica 2: Resultados flexión de capó

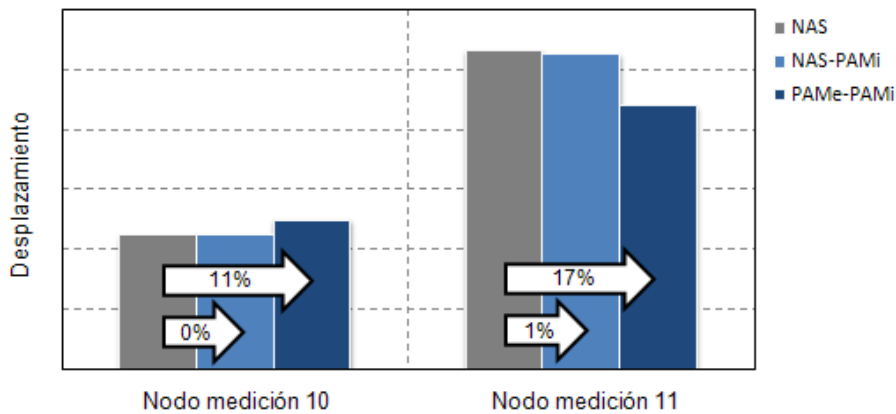
En el caso de **flexión** también se observa la gran semejanza entre los resultados de Nastran y los de la conversión de Nastran a PAMCrash implícito, con una diferencia inferior al 1%.

En cambio siguen habiendo considerables diferencias en el comportamiento del modelo que proviene de explícito.



Gráfica 3: Resultados rigidez travesía

En el tercer caso, el de **rigidez de la travesía**. Continúa la correlación entre los resultados de Nastran y los de su conversión a PAMCrash implícito y siguen habiendo diferencias considerables con los resultados del modelo convertido a partir del de explícito.



Gráfica 4: Resultados influencia muelle de gas

Y por último en el caso de **influencia del muelle de gas**. La diferencia entre los resultados de Nastran y los de la conversión Nastran PAMCrash implícito es inferior al 1%.

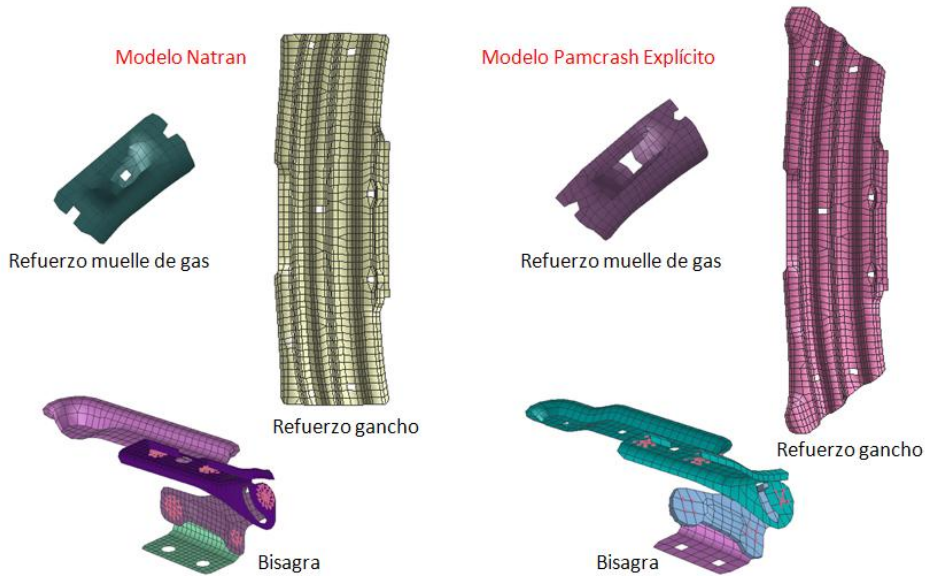
La diferencia entre los resultados obtenidos con Nastran y los de la conversión de PAMCrash explícito a PAMCrash implícito está entre un 11% y un 17%.

El motivo de la disparidad de resultados entre modelos, son diferencias de geometría entre ambos modelos.

Piezas como el refuerzo del gancho, el refuerzo del muelle de gas o la bisagra eran distintas en el modelo inicial de Nastran y en el de explícito. Por tanto, los resultados se han visto condicionados en gran parte por las piezas que representaban status del proyecto distintos.

Esta diferencia entre modelos, muestra la importancia de tener un modelo único. De esta forma se evitarían los problemas de discrepancia entre el modelo para cálculos estáticos y dinámicos.

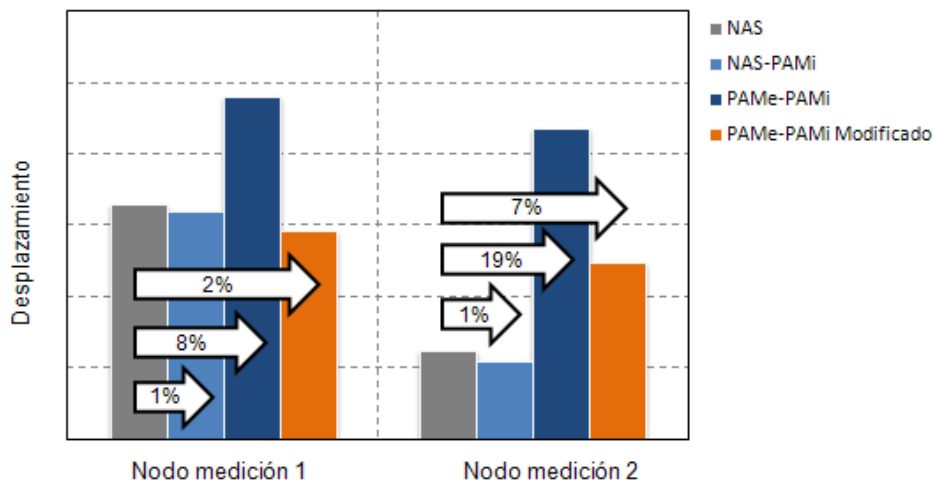
En la siguiente figura se muestran las diferencias entre el modelo proveniente de Nastran y el que proviene del cálculo explícito.



Gráfica 5: Diferencias entre modelos

Con el fin de demostrar que las diferencias eran debidas a la geometría de las piezas, se volvió a calcular el caso de torsión.

Partiendo del modelo de explícito se substituyó la bisagra por la del modelo de Nastran dado que esta parte tiene gran influencia en la torsión de capó.



Gráfica 6: Resultados torsión de capó modificado

En los resultados obtenidos en el caso de torsión, después de la substitución de la bisagra, se observa una clara mejoría, lo que demuestra que las diferencias en los resultados son debidas a que los modelos de implícito y explícito no representan lo mismo.

Tiempo de cálculo: 40s 1 CPU 4Gb de RAM

CONCLUSIONES

De los casos estudiados en el capó se concluye que los resultados de la conversión entre Nastran y PAMCrash implícito son muy semejantes, con un error de aproximadamente un 1%.

Al compararlos con los resultados de la conversión que proviene de explícito se observan discrepancias en los resultados debido a que las geometrías de los modelos no representan el mismo status del capó.

Estas diferencias en los modelos, demuestran la gran importancia de tener un modelo único con el cual poder calcular tanto los casos estáticos, mediante integración implícita, como los dinámicos, mediante integración explícita.

Con un modelo único se evitaría la descoordinación entre modelos, que puede provocar que las decisiones a lo largo del proyecto se tomen basándose en resultados de modelos que no representen lo mismo.

7.2. PORTÓN

MODELO

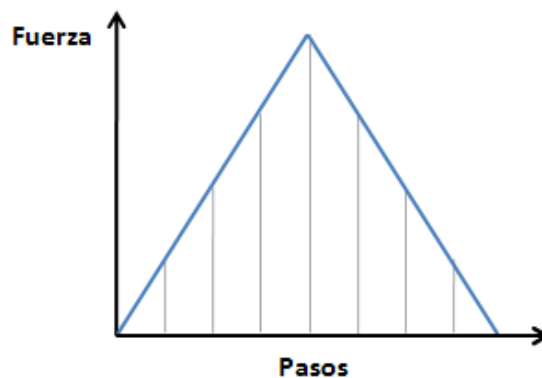
Los cálculos de portón se han realizado sobre un **SE254**, un SEAT Ibiza. Los casos de carga estudiados son descolgamiento, torsión y flexión.

El tipo de cálculo realizado es un estático, **geométrico no lineal** dado que las piezas trabajan en la parte plástica del material y las deformaciones son superiores al 5%, por tanto se ha de considerar tanto la no linealidad de material como la no linealidad geométrica.

En los tres casos de carga se define un tramo de carga y descarga para saber cuál es la influencia final en el portón de las posibles piezas que hayan plastificado debido a la carga.

Al ser un cálculo geométrico no lineal se divide la aplicación de carga en tramos y se invierte la matriz de rigidez en cada uno de ellos, iterando hasta encontrar el equilibrio en cada uno de los pasos.

Debido a la actualización de la matriz de rigidez en cada uno de los pasos en los que se discretiza la carga y a la necesidad de invertirla cada vez, el tiempo de cálculo en un estudio geométrico no lineal es considerablemente superior al estático lineal realizado en los casos de carga del capó.



Gráfica 7: Discretización de la aplicación de carga

El modelo implícito de partida proviene de **Abaqus** y el de explícito de un cálculo de choque posterior.

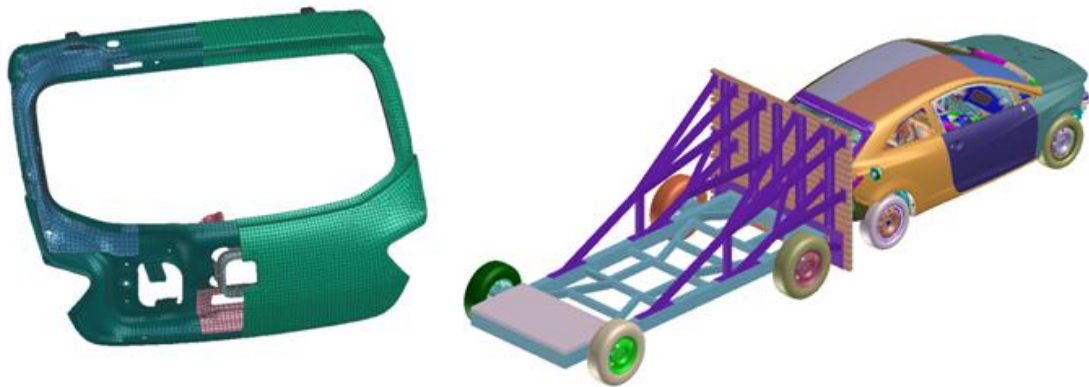


Figura 32: Modelos portón

El modelo de portón consta de **22.711 nodos**. En este modelo, todas las partes están modeladas mediante elementos planos tipo shell, excepto las bisagras que se modelan con sólidos. Las articulaciones de las bisagras están compuestas por MTOCOs unidos entre ellos, a los cuales se les permite la rotación relativa entre las dos partes de la bisagra en la dirección del eje.

En este modelo es necesario definir un contacto en la zona de las bisagras dado que se produce una rotación relativa frente al refuerzo al cual van unidas y en caso de no definir este contacto, se producirían perforaciones y el portón no trabajaría como lo hace en realidad.

La mayor diferencia entre el modelo de implícito y explícito son las bisagras. En el de implícito se diseñan mediante elementos 3D sólidos y en el de explícito con elementos 2D shell.

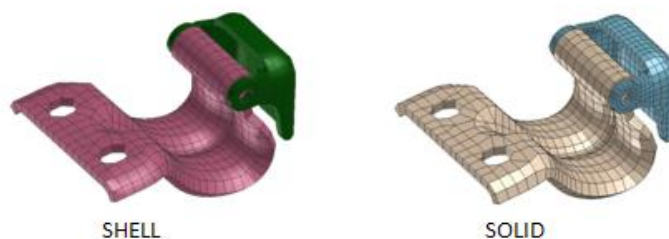


Figura 33: Comparativa bisagra explícito-bisagra Nastran

Por otro lado las uniones en el modelo de implícito se definen mediante elementos sólidos entre piezas y unidos con elementos rígidos a las partes. En el de explícito las uniones se modelan con plinks. En la siguiente figura se muestra la modelización de uniones en Abaqus.

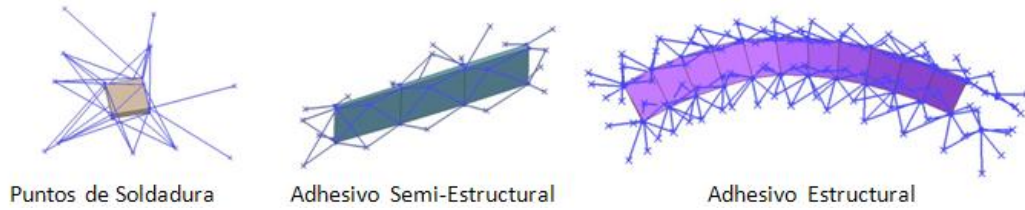


Figura 34: Uniones Nastran

La malla, de aproximadamente 12 mm, es en ambos modelos del mismo tamaño.

Estos dos puntos, las bisagras y las uniones, son los que se tendrán en cuenta en el posterior análisis para lograr una modelización única.

CONVERSIÓN

A continuación se presentan los pasos seguidos para convertir el modelo de Abaqus a PAMCrash implícito y de PAMCrash explícito a PAMCrash implícito.

Las conversiones se muestran de forma esquemática en la siguiente tabla.

Tabla 3: Conversión portón

ABA	→	PAMi	
NODE		NODE	GEOMETRÍA
S4R/S3R		SHELL	GEOMETRÍA
C3D8/C3D6		SOLID	GEOMETRÍA
CLOAD		CLOAD	CARGAS
BEAM-MPC		MTOCO	RESTRICCIONES
KINEMATIC COUPLING		MTOCO	ARTICULACIÓN
CONTACT INTERFERENCE		CNTAC 33	CONTACTO LOCAL
SOLID + DISTRIBUTING COUPLING		SOLID + OTMCO	PUNTOS DE SOLDADURA (OPCIÓN 1)
SOLID + DISTRIBUTING COUPLING		MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA (OPCIÓN 2)

PAMe	→	PAMi	
Kjoint		MTOCO	ARTICULACIONES
Rigid Body		MTOCO	RESTRICCIONES
PLINK		MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA
mat302		mat224	MATERIAL PUNTOS DE SOLDADURA
CONTACTOS		X	ELIMINACIÓN DE CONTACTOS

Las conversiones de la geometría se han realizado mediante una herramienta implementada dentro de VCP (Visual Crash Pam). En cambio, tanto las condiciones de contorno como las cartas de control se han definido manualmente.

Aparte de la conversión de los elementos propios de cada código, se han definido cada uno de los casos de carga en los modelos convertidos.

Se han generado los ejes locales, las cargas aplicadas, las restricciones en cada uno de los casos, los outputs para el post-proceso así como los controles necesarios para el cálculo.

Para un correcto comportamiento del modelo proveniente de explícito, ha sido necesario modelizar las bisagras mediante elementos sólidos 3D.

Las uniones han sido modelizadas con plinks para conseguir que el modelo sea compatible tanto para cálculos explícitos como implícitos.

CASOS DE CARGA

El primer caso estudiado en el portón, es el de **descolgamiento** de portón, que consiste en ejercer una fuerza a ambos extremos del mismo.

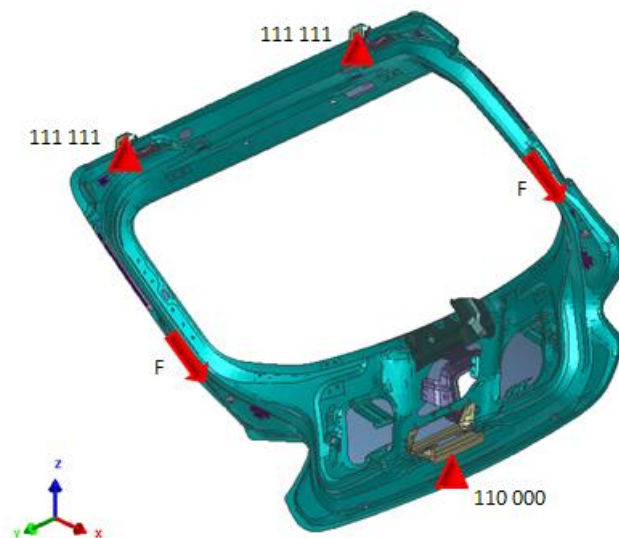


Figura 35: Caso de descolgamiento de portón

Como se muestra la figura, en este caso se restringen todos los grados de libertad de las bisagras y solo se permite el desplazamiento del cierre en la dirección del plano generado entre el cierre y las bisagras.

En el caso de descolgamiento se analizan los desplazamientos de nodos distribuidos por toda la piel del capó.

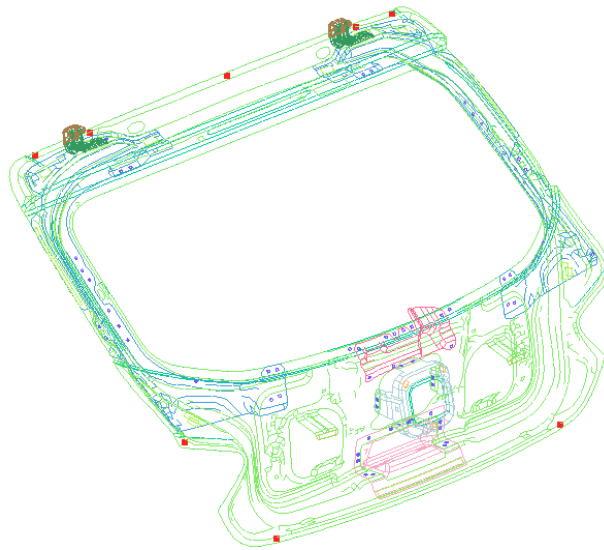


Figura 36: Outputs de descolgamiento de portón

El siguiente caso estudiado es el de **torsión** de portón. Aplicando una carga en uno de los extremos y fijando tanto las bisagras completamente, como el extremo opuesto en z, para generar la torsión en el capó.

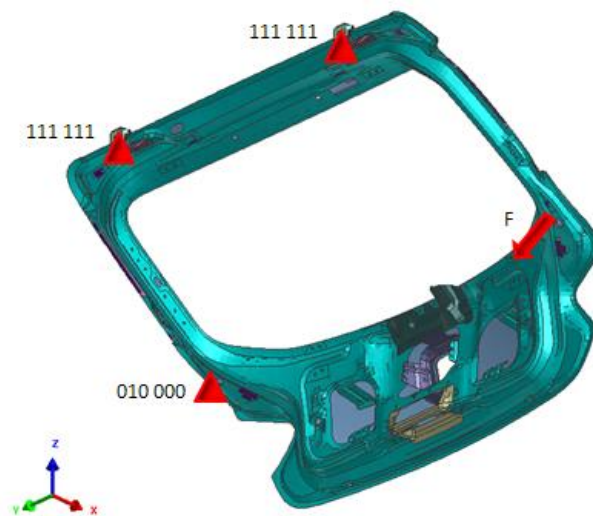


Figura 37: Caso de torsión de portón

Y por último el caso de **flexión** de portón, se realiza aplicando una carga en el cierre del portón. Se fijan las bisagras en todos sus grados de libertad y los desplazamientos de los apoyos en la dirección del contacto.

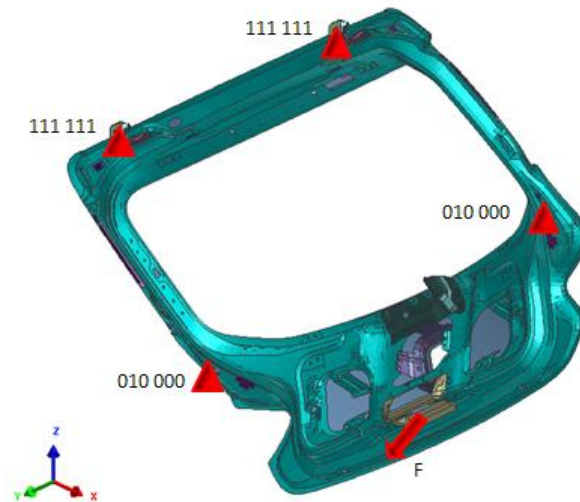


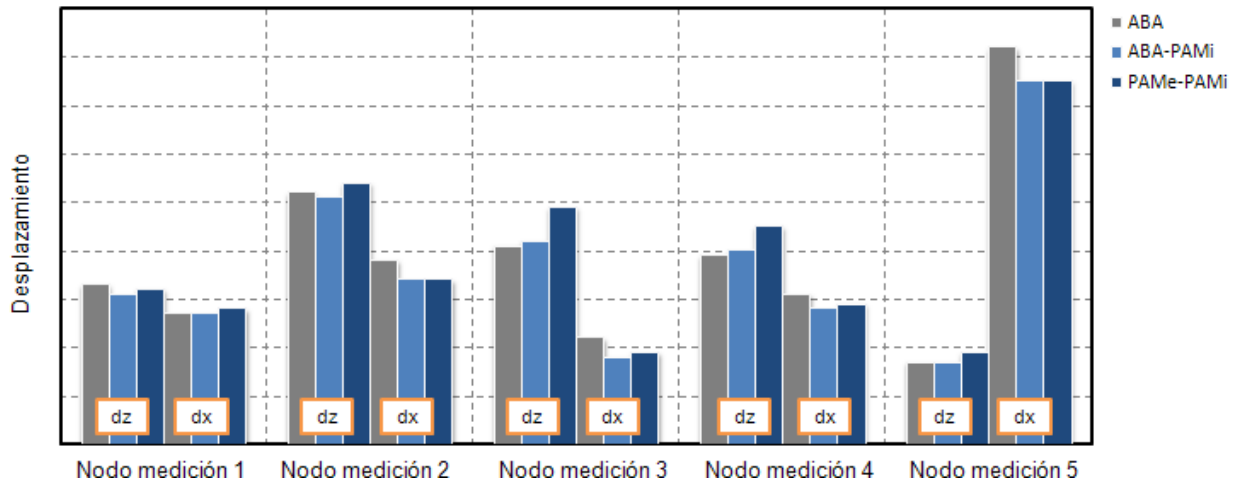
Figura 38: Caso de flexión de portón

RESULTADOS

En este apartado se muestran los resultados una vez realizadas las conversiones entre solvers y generado cada uno de los casos de carga. El análisis físico de los cálculos se puede consultar en el anexo III.

Los resultados se representan de forma gráfica mediante diagramas de barras para mostrar las diferencias entre los ya existentes de otros solvers, los de la conversión entre este solver y PAMCrash implícito y los de la conversión entre PAMCrash explícito y PAMCrash implícito.

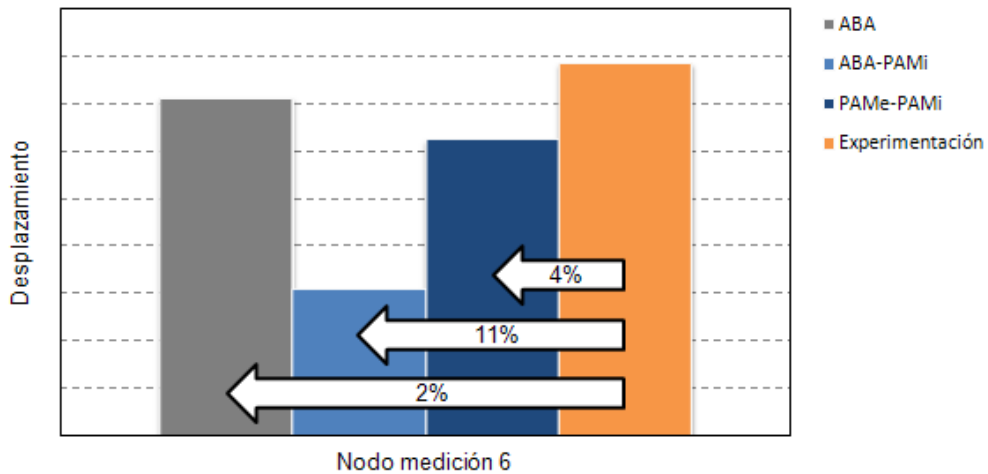
En el primer caso de carga, el de descolgamiento no se han obtenido valores experimentales, por tanto se tomará como referencia los obtenidos con Abaqus. En cambio en el caso de torsión y flexión, se tomarán como referencia los valores experimentales.



Gráfica 8: Resultados descolgamiento de portón

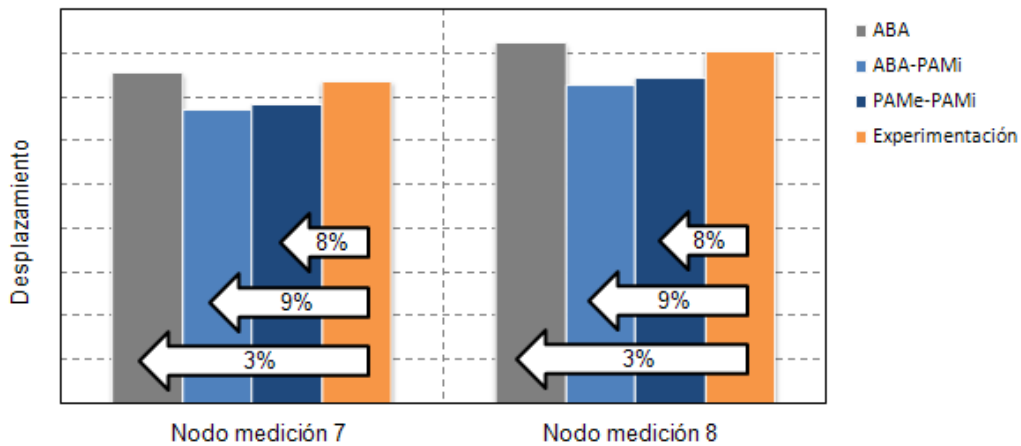
En el caso de **descolgamiento** del portón, la diferencia con los resultados de Abaqus es aproximadamente de un 2% comparándolos con ABA-PAMi y de un 5% con el modelo que proviene de explícito.

Estas diferencias porcentuales corresponden a desplazamientos de entre 0,01mm y 0,07mm. Por tanto los resultados obtenidos son muy semejantes.



Gráfica 9: Resultados torsión de portón

En el caso de **torsión** se puede observar que los resultados obtenidos partiendo del modelo de explícito son mejores que los de la conversión entre Abaqus y PAMCrash implícito.



Gráfica 10: Resultados flexión de portón

Los resultados del caso de **flexión** de portón son muy semejantes a experimentación. En este caso también se observa que con el modelo que proviene de explícito se obtienen mejores resultados, aunque la diferencia es muy pequeña.

Tiempo de cálculo: 1h 7min en un único cálculo con todos los casos de carga con 1 CPU 4Gb de RAM.

CONCLUSIONES

Del estudio realizado en los casos de carga del portón se concluye que la modelización de las bisagras es un punto a tener en cuenta para obtener un modelo único.

En los cálculos implícitos es indispensable que las bisagras se representen mediante elementos sólidos dado que su comportamiento con elementos 2D no es el esperado.

La necesidad de que sean modeladas con elementos 3D representa un inconveniente para la obtención de un modelo único dado que los elementos 3D son más caros computacionalmente y hacen que el tiempo de cálculo en los casos explícitos sea mucho mayor.

Por tanto la mejor solución es que las bisagras se sigan modelizando mediante elementos 2D shell dentro de un cuerpo rígido, y se conviertan a elementos 3D sólidos cuando se realicen cálculos estáticos mediante integración implícita.

Por otro lado la modelización de las uniones que se realiza mediante elementos sólidos y restricciones, se deberán modelar con plinks dado que la utilización de una gran cantidad de elementos sólidos en explícito es inviable, y la diferencia de resultados modelizando los puntos de unión con sólidos o plinks no es relevante.

7.3. PUERTA

MODELO

En este caso los cálculos se realizan sobre un **SE254**, un SEAT Ibiza. Los casos de carga realizados sobre la puerta son el de caída y la rigidez del marco en dos puntos distintos.

Dado que se trata de grandes desplazamientos se realiza un análisis estático, **geométrico no lineal**, como el realizado en el caso del portón con anterioridad.

Los casos de carga también se dividen en dos fases, la carga y la descarga. De esta forma se obtienen los desplazamientos permanentes que puede sufrir la puerta.

Igual que en el caso del portón, el modelo de implícito proviene de **Abaqus**, en cambio el modelo proveniente de explícito es de un choque lateral.

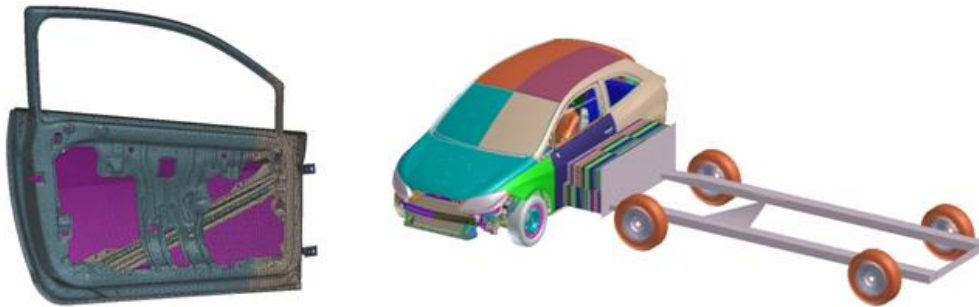


Figura 39: Modelos puerta

El modelo de puerta consta de **123.422 nodos**. Está formado por elementos shell para todas las piezas excepto las bisagras que se modelizan con elementos 3D sólidos.

En el caso de la puerta, también se observa la diferencia de modelización de las bisagras entre el modelo de explícito e implícito. En el de explícito son elementos shell dentro de un cuerpo rígido y en el de implícito son sólidos.

En este caso las uniones también se modelizan mediante sólidos en el de implícito y con plinks en el de explícito y aparece una nueva diferencia entre los dos modelos no observada en el capó ni en el portón, que es la diferencia en el tamaño de malla.

La malla de implícito es de 5mm y la del modelo de explícito es de 12 mm. La dependencia de los resultados en función de esta diferencia en el tamaño de mallado se analizará a posteriori.

CONVERSIÓN

A continuación se presentan los pasos seguidos para convertir el modelo de Abaqus a PAMCrash implícito y de PAMCrash explícito a PAMCrash implícito.

Las conversiones se muestran de forma esquemática en la siguiente tabla.

Tabla 4: Conversión puerta

ABA	→	PAMi	
NODE		NODE	GEOMETRÍA
S4R/S3R		SHELL	GEOMETRÍA
C3D8/C3D6		SOLID	GEOMETRÍA
CLOAD		CLOAD	CARGAS
BEAM-MPC		MTOCO	RESTRICCIONES
KINEMATIC COUPLING		MTOCO	ARTICULACIÓN
CONTACT INTERFERENCE		CNTAC 33	CONTACTO LOCAL
SOLID + DISTRIBUTING COUPLING		SOLID + OTMCO	PUNTOS DE SOLDADURA (OPCIÓN 1)
SOLID + DISTRIBUTING COUPLING		MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA (OPCIÓN 2)

PAMe	→	PAMi	
Kjoint		MTOCO	ARTICULACIONES
Rigid Body		MTOCO	RESTRICCIONES
PLINK		MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA
mat302		mat224	MATERIAL PUNTOS DE SOLDADURA
CONTACTOS		X	ELIMINACIÓN DE CONTACTOS

Las conversiones de la geometría se han realizado mediante una herramienta implementada dentro de VCP (Visual Crash Pam). En cambio tanto las condiciones de contorno como las cartas de control se han definido manualmente.

Aparte de la conversión de los elementos propios de cada código, se han definido cada uno de los casos de carga en los modelos convertidos.

Se han generado los ejes locales, las cargas aplicadas, las restricciones en cada uno de los casos, los outputs para el post-proceso así como los controles necesarios para el cálculo.

Para un correcto comportamiento del modelo proveniente de explícito, ha sido necesario modelizar las bisagras mediante elementos sólidos.

Las uniones han sido modelizadas con plinks para conseguir que el modelo sea compatible tanto para cálculos explícitos como implícitos.

CASOS DE CARGA

El primer caso de carga en la puerta, es el de **caída**. En este caso, se aplica una fuerza en Z negativa en el cierre para comprobar que la puerta no se descuelgue excesivamente bajo esta carga.

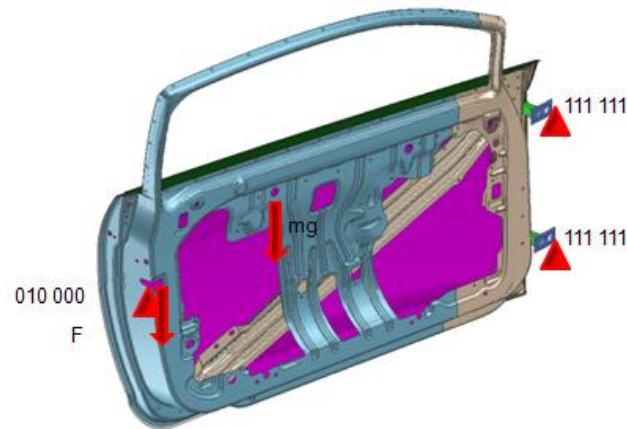


Figura 40: Caso de caída de puerta

En este caso se fijan las bisagras completamente y no se permite el desplazamiento lateral del cierre.

Dado que el modelo de puerta no consta de los acabados, es preciso aplicar una carga adicional para añadir el peso de los elementos que faltan. De esta forma el modelo tiene la carga aplicada externamente y la del peso de los acabados.

En el cálculo de caída, se mira el desplazamiento de la puerta en Z en el momento de carga máxima, así como la posición de la misma una vez descargada. Si la puerta queda muy descolgada, las líneas de estilo exteriores del coche quedan descompensadas, y esto es algo a evitar.

El siguiente caso de carga es el de **rigidez marco P1**. En este caso se aplica una fuerza lateral en un punto central del marco y se miran los desplazamientos máximos y permanentes de este punto.

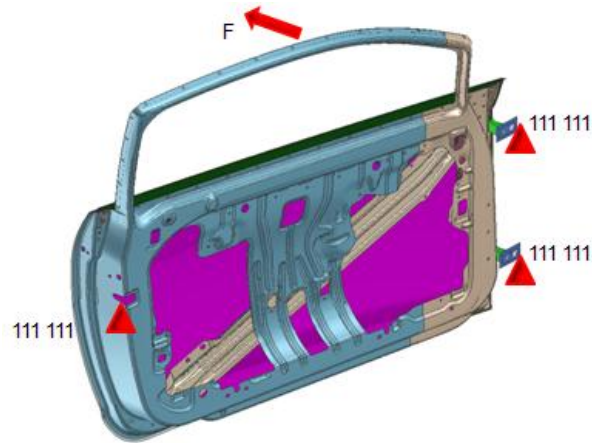


Figura 41: Caso de rigidez marco P1

En este caso se restringen todos los grados de libertad tanto de las bisagras como del cierre de la puerta.

El último caso de carga es el de **rigidez marco P2**. Este caso tiene las mismas condiciones de contorno que el de rigidez marco P1 pero la carga se aplica en el extremo del marco.

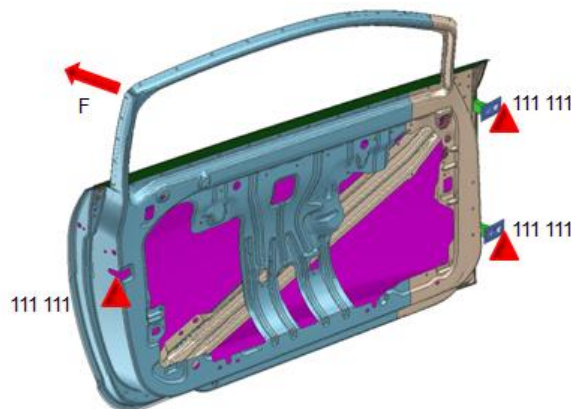


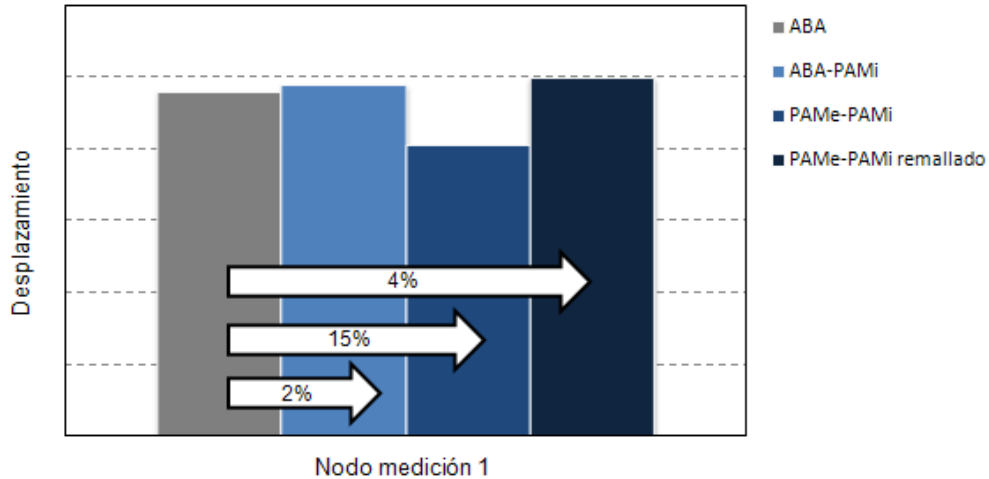
Figura 42: Caso de rigidez marco P2

RESULTADOS

En este apartado se muestran los resultados una vez realizadas las conversiones entre solvers y generado cada uno de los casos de carga. El análisis físico de los cálculos se puede consultar en el anexo III.

Los resultados se representan de forma gráfica mediante diagramas de barras para mostrar las diferencias entre los ya existentes de otros solvers, los de la conversión entre este solver y PAMCrash implícito y los de la conversión entre PAMCrash explícito y PAMCrash implícito.

En el primer caso de carga, el de caída de puerta, no se han obtenido valores experimentales, por tanto se tomará como referencia los obtenidos con Abaqus. En cambio en los casos de rigidez marco P1 y P2, se tomarán como referencia los valores experimentales.

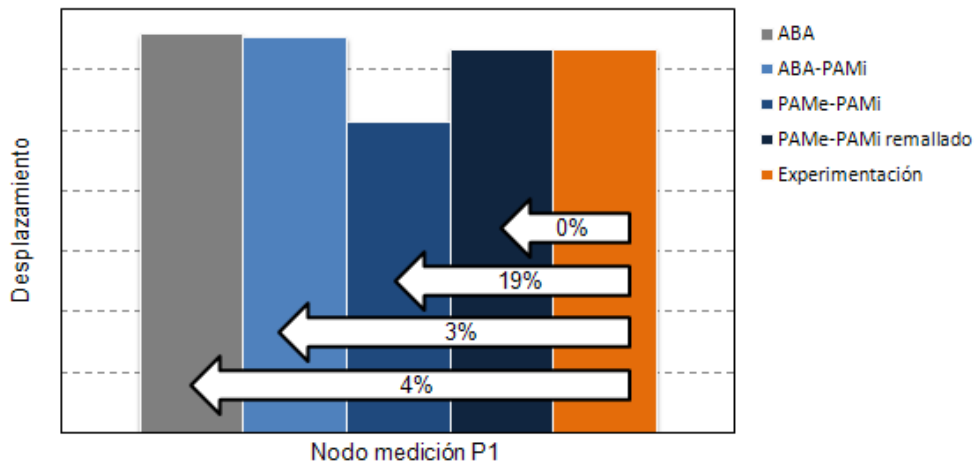


Gráfica 11: Resultados caída de puerta

En el caso de **caída** de puerta, los resultados de la conversión Abaqus-PAMCrash implícito son muy semejantes. Su desviación es de un 2%.

En comparación con el modelo proveniente de explícito, se observa que con el tamaño de malla utilizado en cálculos dinámicos, (12 mm) no se obtienen resultados bastante precisos, tal y como se requiere en un cálculo estático.

Por tanto se remalla el modelo proveniente de explícito hasta alcanzar un tamaño de malla de 6 mm. De esta forma la diferencia con Abaqus se ve reducida de un 15% a un 4%.

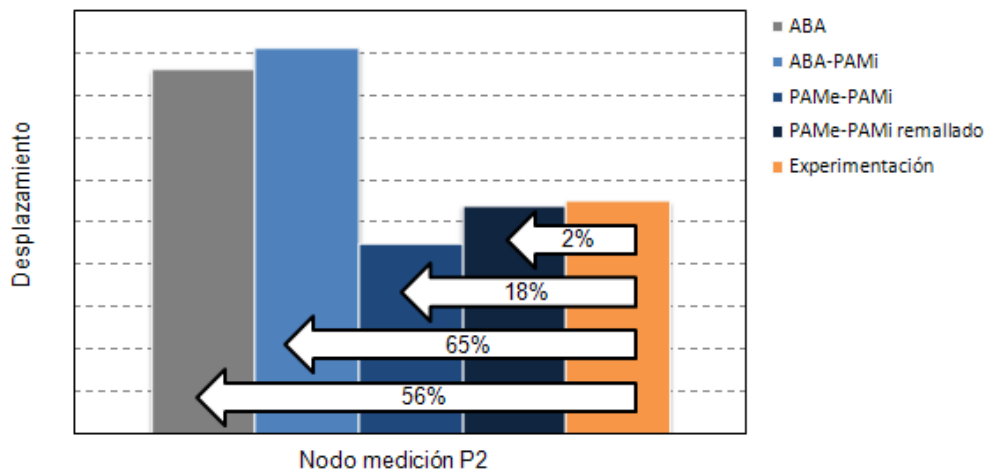


Gráfica 12: Resultados rigidez marco P1

En el caso de **rigidez marco P1**, se obtienen resultados semejantes partiendo del modelo de explícito y remallando a 6mm.

En este caso también se observa que con un tamaño de malla de 12mm el resultado no es el esperado.

Tanto el modelo de Abaqus como el modelo convertido de Abaqus a PAMCrash implícito, proporcionan resultados semejantes a experimentación, aunque no tan próximos como los del modelo proveniente de explícito remallado.



Gráfica 13: Resultados rigidez marco P2

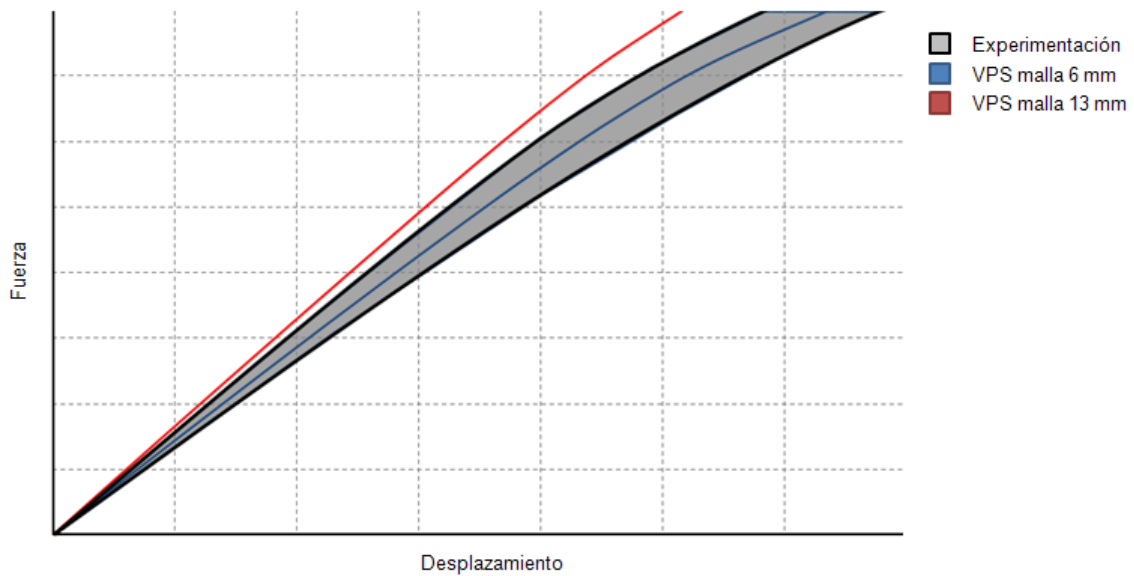
Analizando los resultados obtenidos en el caso de carga de **rigidez de marco P2**, se observa una gran semejanza entre experimentación y los valores obtenidos del modelo convertido de explícito a implícito, una vez remallado a 6mm.

Por otro lado hay una gran diferencia entre los resultados del modelo de Abaqus con experimentación, así como su conversión a PAMCrash implícito.

Analizando el modelo de Abaqus y el de explícito, se comprende el motivo de esta discrepancia, dado que el refuerzo interior de la puerta es distinto, por tanto esto afecta a los resultados obtenidos.

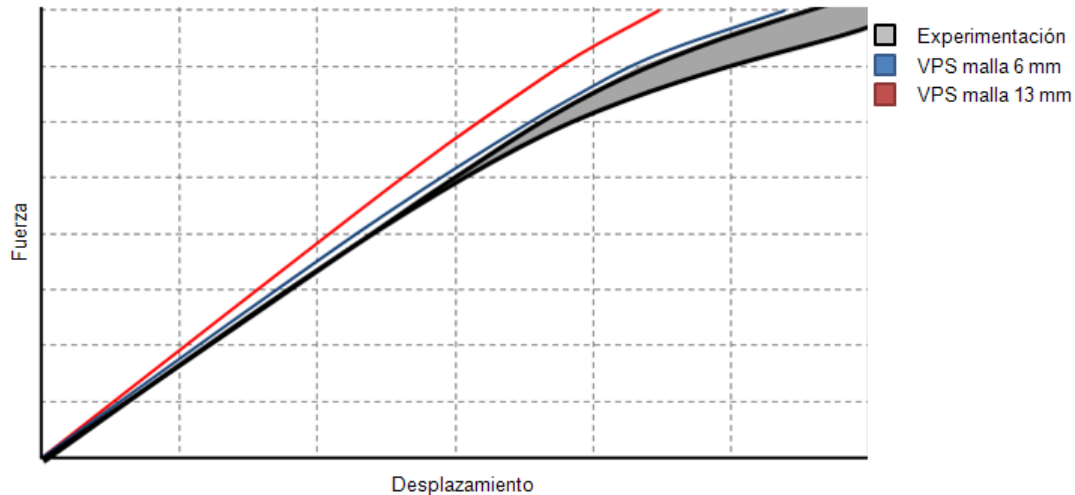


Figura 43: Diferencias entre modelos



Gráfica 14: Curvas rigidez marco P1

Esta gráfica representa la relación entre fuerza y desplazamiento del marco en rigidez marco P1. Se puede observar la importancia en el tamaño de malla para obtener resultados dentro del rango de los resultados de experimentación.



Gráfica 15: Curvas rigidez marco P2

En el caso de rigidez marco P2 también se observa la importancia de remallar el modelo para obtener resultados semejantes a los experimentales.

Se ha remallado todo el modelo, pasando de un tamaño de elemento de 12mm a 6mm.

Tiempo de cálculo: 1h 30min ÷ 2h cada caso con 1 CPU 4Gb de RAM

CONCLUSIONES

Del análisis de los casos de carga de puerta se concluye la gran importancia del tamaño de malla en los cálculos implícitos, debido a que se trata de cálculos estáticos en que la precisión es mayor a la necesaria en cálculos dinámicos.

Por tanto se deberán remallar aquellos modelos provenientes de explícito basándose en la experiencia de cálculos previos, según la influencia del tamaño de malla en el caso de carga en concreto.

Aquellas zonas en las cuales se concentran las deformaciones plásticas o cuya geometría sea compleja y difícil de representar mediante elementos bastos, también deberán ser remalladas para un análisis correcto.

Tal y como se concluyó en los estudios realizados sobre el portón, también se modelizarán las bisagras mediante elementos 3D en los cálculos implícitos y 2D dentro de un cuerpo rígido en los cálculos explícitos.

Las uniones que representen puntos de soldadura o cualquier tipo de unión térmica se modelizarán mediante plinks y no elementos sólidos, para conseguir que el modelo sea compatible con los dos códigos de resolución.

7.4. PARACHOQUES

MODELO

Los cálculos de parachoques se han realizado sobre un **SE411**, SEAT Exeo. En este caso se estudia la deformación generada sobre el parachoques al aplicar una carga mediante un impactor con un diámetro de 60mm. Este cálculo se realiza en varios puntos del parachoques, siempre perpendicular a la superficie de contacto entre el impactor y la piel del parachoques.

En estos puntos se mira tanto el desplazamiento a carga máxima como el desplazamiento permanente debido a la plastificación de alguna de las zonas del parachoques.

Dado que se trata de un caso de carga con grandes deformaciones, se realiza mediante un análisis estático, **geométrico no lineal**. En este caso es preciso realizar la aplicación de la carga en un número mayor de pasos que en los necesarios en los cálculos de portón y puertas.

Esto es debido a que la carga aplicada es muy superior y por tanto para que el cálculo converja y encuentre el equilibrio es necesario discretizarla en más partes.

En este caso únicamente se ha partido de un modelo de explícito de RCAR, utilizado para choque frontal. Y se han comparado los resultados de abolladura de parachoques conseguidos de la conversión de este modelo a implícito, con los anteriormente conseguidos con **Abaqus** y los resultados de experimentación.

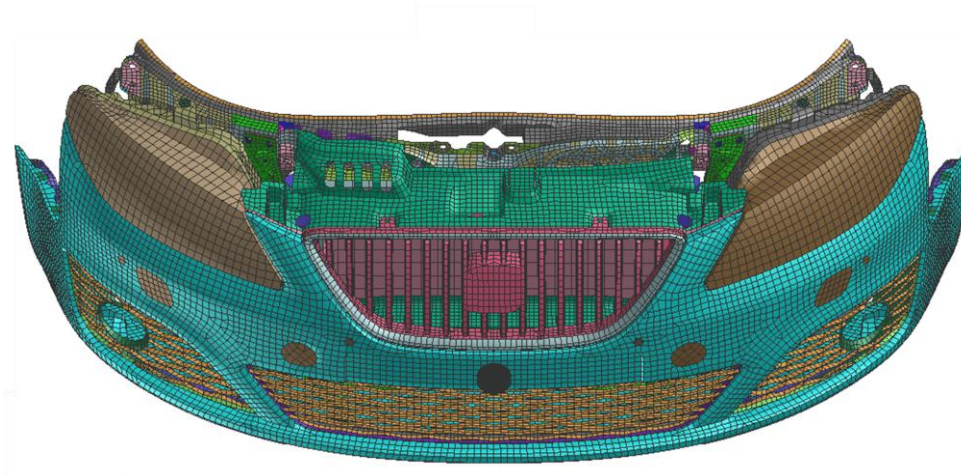


Figura 44: Modelo parachoques

En este caso el modelo consta de **84.000 nodos**. El impactor consta de una parte metálica generada mediante shells y otra de goma de elementos sólidos, que es la que entra en contacto con el parachoques.

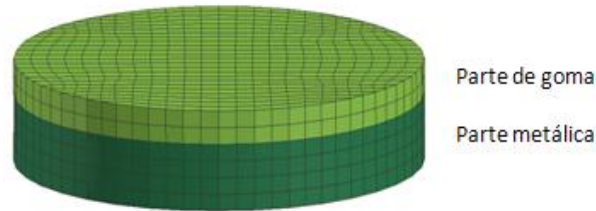


Figura 45: Impactor parachoques

El impactor transmite la fuerza al parachoques mediante un contacto. Para lograr que el cálculo no diverja es preciso que el impactor y la piel estén en contacto en la fase de inicialización del mismo para que en la primera matriz de rigidez ya se tengan en cuenta las fuerzas que éste genera.

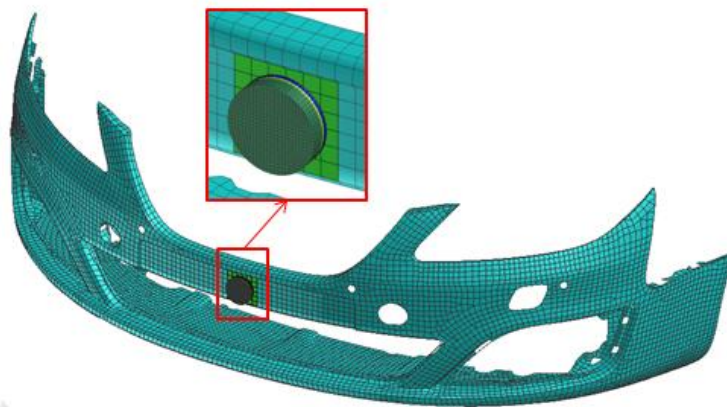


Figura 46: Contacto local

Como se ha comentado con anterioridad los contactos en implícito son críticos para la convergencia del cálculo, por este motivo únicamente se definen contactos en aquellos sitios en los cuales realmente sean necesarios.

CONVERSIÓN

A continuación se presentan los pasos seguidos para convertir el modelo de PAMCrash explícito a PAMCrash implícito.

Las conversiones se muestran de forma esquemática en la siguiente tabla.

Tabla 5: Conversión parachoques

PAMe	→	PAMi	
Kjoint		MTOCO	ARTICULACIONES
Rigid Body		MTOCO	RESTRICCIONES
PLINK		MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA
mat302		mat224	MATERIAL PUNTOS DE SOLDADURA
CONTACTOS		X	ELIMINACIÓN DE CONTACTOS

Las conversiones de la geometría se han realizado mediante una herramienta implementada dentro de VCP (Visual Crash Pam). En cambio tanto las condiciones de contorno como las cartas de control se han definido manualmente.

Aparte de la conversión de los elementos propios de cada código, se han definido cada uno de los casos de carga en los modelos convertidos.

Se han generado los ejes locales, las cargas aplicadas, las restricciones en cada uno de los casos, los outputs para el post-proceso así como los controles necesarios para el cálculo.

CASOS DE CARGA

En este caso se aplican diferentes cargas según la zona que se quiera calcular. Los puntos estudiados en el parachoques han sido tres.

Debido a los grandes desplazamientos que se producen en estos casos de carga, han sido necesarios más contactos locales entre la piel del parachoques y el refuerzo. Dependiendo del punto estudiado, las zonas de contacto han sido unas u otras.

RESULTADOS

En este apartado se muestran los resultados una vez realizada la conversión entre el código explícito e implícito, y generado cada uno de los casos de carga. El análisis físico de los cálculos se puede consultar en el anexo III.

Los resultados obtenidos de la conversión, se comparan con resultados experimentales y de Abaqus.

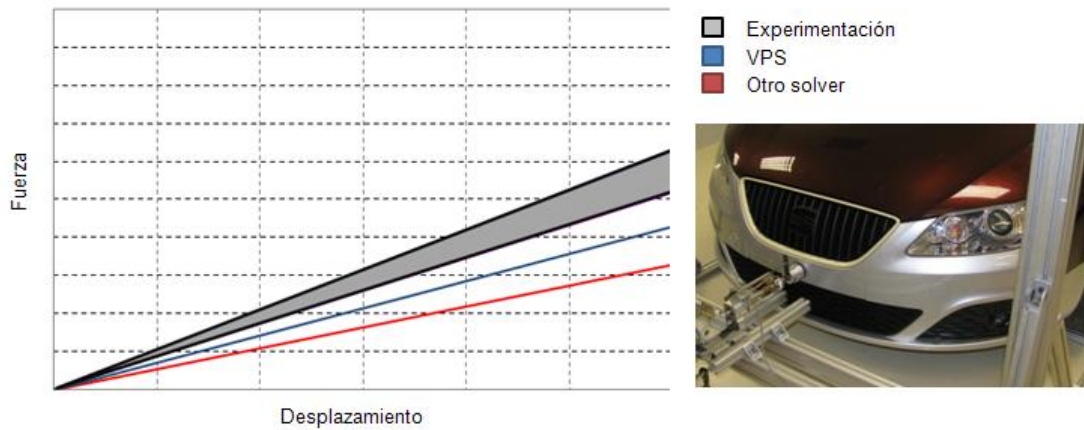


Figura 47: Resultados parachoques punto 1

En este primer punto de rigidez parachoques se observa que los resultados obtenidos mediante VPS, partiendo del modelo de explícito, se aproximan más a los de experimentación.

En la gráfica se muestra el desplazamiento del nodo en la piel de parachoques en función de la fuerza aplicada en el impactor.

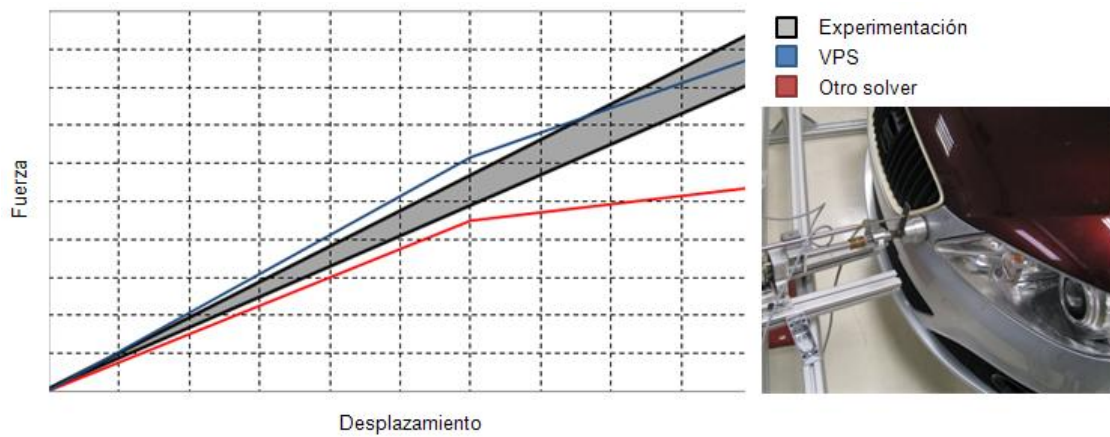


Figura 48: Resultados parachoques punto 2

En este punto, los resultados obtenidos con VPS implícito están dentro del rango de resultados experimentales. En cambio los obtenidos anteriormente con otro solver se encuentran fuera de este rango.

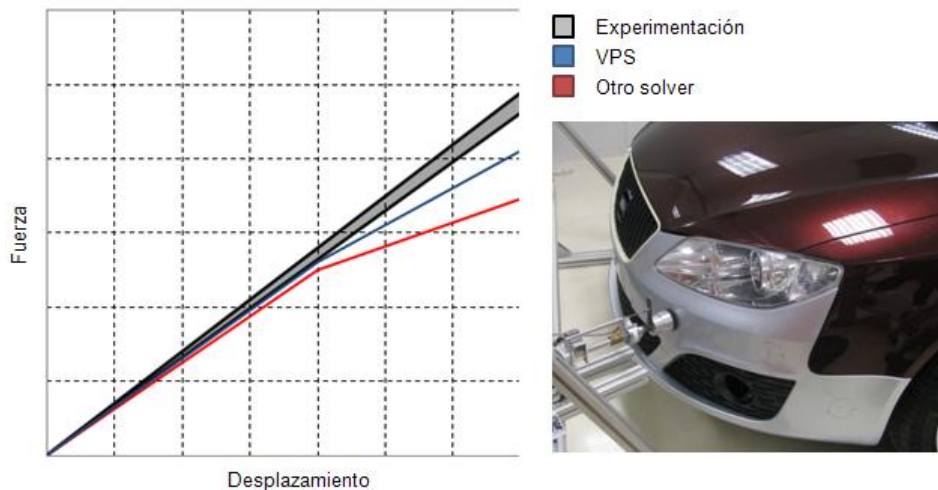


Figura 49: Resultados parachoques punto 3

Como ocurre con los dos puntos anteriormente comentados, los resultados obtenidos con el modelo convertido de explícito, son más cercanos a experimentación que los obtenidos con el otro solver.

Tiempo de cálculo: 40min ÷ 1h 30min cada punto debido a los grandes desplazamientos y la incorporación de contactos con 1 CPU 4Gb de RAM.

CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos en los casos de rigidez parachoques se concluye que mediante PAMCrash implícito se obtienen buenos resultados en casos de carga con grandes desplazamientos.

Consiguiendo mejores resultados, en los casos de rigidez parachoques, partiendo de un modelo de explícito y convirtiéndolo a implícito que con Abaqus.

7.5. INTERIORES

MODELO

Los cálculos de interiores se realizan sobre el tablero del modelo **SE250**, SEAT Ibiza. En este caso se simula la aplicación de una carga distribuida en la parte superior de la capilla.

El tipo de análisis realizado en este caso es un **estático lineal**, dado que las cargas son pequeñas y se producen pequeñas tensiones y pequeñas deformaciones.

Por lo tanto el cálculo se realiza en un único paso. Al igual que en los casos de capó, se trabaja únicamente en la parte elástica del material.

En este caso, se ha partido directamente del modelo explícito de choque lateral y se ha convertido a implícito.

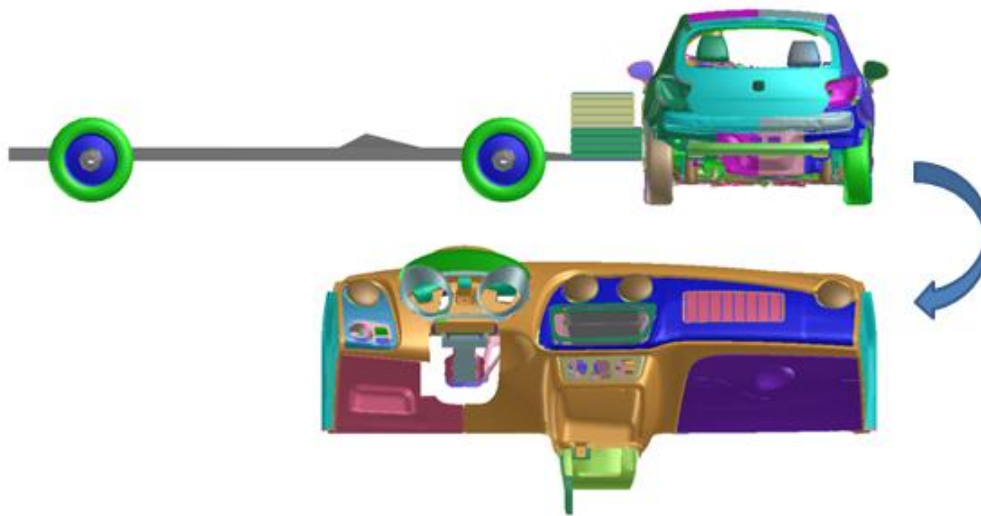


Figura 50: Modelos interiores

El modelo del tablero consta de **94.835 nodos**. Y se ha modelado mediante elementos 2D tipo shell. Las uniones entre piezas han sido realizadas con elementos rígidos y elementos adhesivos tipo tied.

CONVERSIÓN

A continuación se presentan los pasos seguidos para convertir el modelo de PAMCrash explícito a PAMCrash implícito.

Las conversiones se muestran de forma esquemática en la siguiente tabla.

Tabla 6: Conversión interiores

PAMe → PAMi		
Kjoint	MTOCO	ARTICULACIONES
Rigid Body	MTOCO	RESTRICCIONES
PLINK	MPC-PLINK	PUNTOS DE SOLDADURA
mat302	mat224	MATERIAL PUNTOS DE SOLDADURA
CONTACTOS	X	ELIMINACIÓN DE CONTACTOS

Las conversiones de la geometría se han realizado mediante una herramienta implementada dentro de VCP (Visual Crash Pam). En cambio tanto las condiciones de contorno como las cartas de control se han definido manualmente.

Aparte de la conversión de los elementos propios de cada código, se han generado los ejes locales, las cargas aplicadas, las restricciones en cada uno de los casos, los outputs para el post-proceso así como los controles necesarios para el cálculo.

CASOS DE CARGA

En este caso, se aplica una carga sobre la capilla del tablero mediante un OTMCO, que distribuye la carga aplicada al tablero teniendo en cuenta el factor de peso de cada uno de los nodos del tablero.

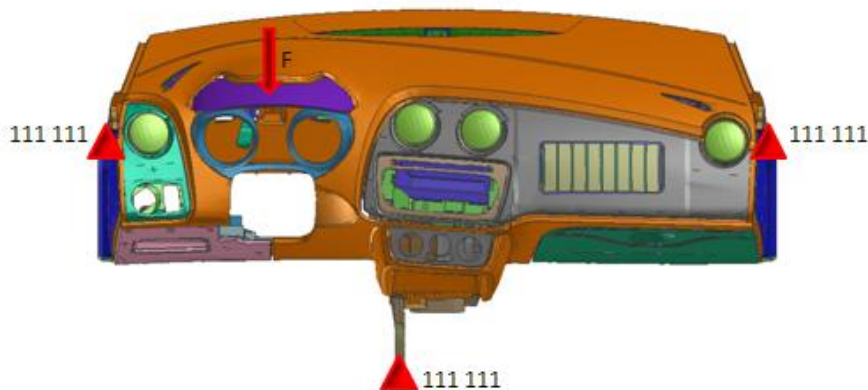


Figura 51: Caso de carga en interiores

En este caso interesa comprobar que el desplazamiento del punto de aplicación de carga no sea excesivo.

En los casos de rigidez hay que tener en cuenta que se debe encontrar un punto intermedio para que la pieza sea bastante rígida para que no se deforme con facilidad y que sea capaz de absorber energía en un impacto.

RESULTADOS

Con la finalidad de sintetizar el estudio, en este apartado se muestra la comparativa de resultados, el análisis físico de los cálculos se puede consultar en el anexo III.

La desviación entre los resultados de Abaqus y los obtenidos de la conversión es únicamente de un 2%.

Tiempo de cálculo: 30s 1 CPU 4Gb de RAM

CONCLUSIONES

De este caso se concluye que partiendo de un modelo de explícito y con una conversión rápida, se consiguen resultados semejantes a los obtenidos mediante otros solvers.

Seguir las pautas de modelo único supondría una gran ventaja en el desarrollo de un proyecto. Los resultados tanto dinámicos como estáticos que hasta ahora se realizan con modelos distintos, se realizarían con el mismo modelo y de esta forma se ahorrarían muchos recursos en montar otro modelo.

Mediante la modelización única se podrá conocer en menos tiempo como se comporta una pieza o un conjunto bajo cargas dinámicas y de servicio, y de esta forma se podrán tomar las decisiones oportunas basándose en los resultados evitando así que se siga trabajando sobre piezas que deberán ser modificadas.

8. MATRIZ DE RESULTADOS

		Análisis		Modelo	1 CPU 4Gb de RAM
CAPÓ	Nastran Explícito	Lineal, 4 casos de carga	V2009.5	SE411 26.540 nodos Malla: 12mm	40s MultiLoad
PORTÓN	Abaqus Explícito	Geométrico NO Lineal con Contactos, 3 casos de carga	V2009.5	SE254 22.711 nodos Malla: 12mm	1h 7 min MultiLoad
PUERTA	Abaqus Explícito	Geométrico NO Lineal con Contactos, 3 casos de carga	V2009.5 V2010	SE254 123.422 nodos Malla: 5mm	1h 30min ÷ 2h Cada caso
PARACHOQUES	Abaqus Explícito	Geométrico NO Lineal con Contactos, 3 puntos	V2009.5 V2010	SE411 84.000 nodos Malla: 12mm	40min ÷ 1h 30min Cada punto
TABLERO	Abaqus Explícito	Lineal, 1 punto de aplicación	V2009.5 V2010	SE250 94.835 nodos Malla: 8 ÷ 5mm	30s
CAPÓ	1% de diferencia partiendo de Nastran. Discrepancia de resultados partiendo de explícito debido a diferencias entre modelos. Importancia de modelización única.				
PORTÓN	Diferencias 4% ÷ 8% partiendo de explícito con experimentación. Modelización de bisagras en 3D para cálculos implícitos y en 2D dentro de un cuerpo rígido para cálculos explícitos. Modelización única de uniones mediante plinks con resultados semejantes.				
PUERTA	Dependencia de los resultados según tamaño de malla. Partiendo de explícito y remallando a 6mm, resultados semejantes a experimentación. Buenos resultados en casos con plastificación.				
PARACHOQUES	En casos de grandes desplazamientos mejores resultados que el código de referencia. Buena convergencia en casos con contactos y grandes desplazamientos.				
TABLERO	Obtención de resultados mediante modelización única sin necesidad de invertir recursos en conversión, con resultados semejantes.				

9. CONSIDERACIONES ECONÓMICAS

En este apartado se valoran las consecuencias económicas de la utilización de una modelización única en el desarrollo de un proyecto de diseño de un automóvil.

El ahorro de recursos obtenido de la modelización única es debido a la supresión del tiempo necesario para la conversión de un modelo de un código a otro.

Actualmente el modelo de explícito e implícito, evolucionan según el desarrollo del proyecto y se actualizan ambos modelos con más o menos frecuencia según la influencia de las modificaciones de un modelo con los resultados del otro.

Por ejemplo, en el caso de una puerta, las modificaciones que se realicen en el modelo de cálculos estáticos tienen gran influencia en los cálculos dinámicos dado que la puerta es un elemento estructural con gran importancia en los choques laterales. En este caso la frecuencia de actualización de ambos modelos debe ser alta para que no se trabaje con alternativas que funcionan en uno de los casos de carga pero no en los otros.

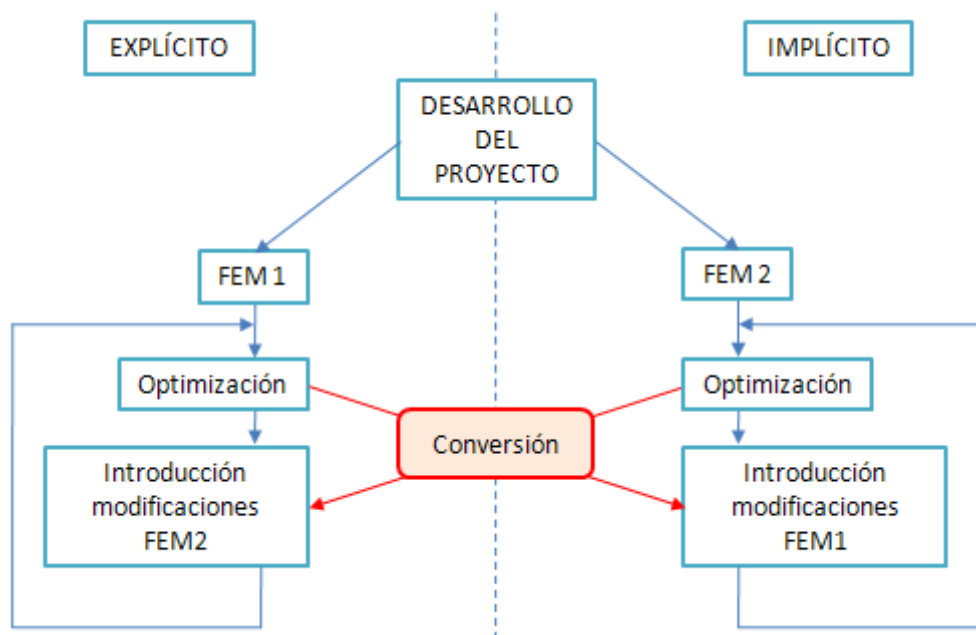


Figura 52: Flujo actual

El paso que se eliminaría mediante la modelización única es el de la conversión quedando el flujo de trabajo de la siguiente forma.

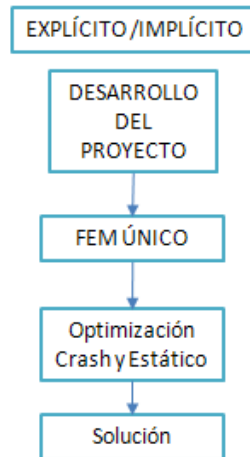


Figura 53: Flujo mediante modelización única

De esta forma se simplifica considerablemente el flujo de trabajo y se evitan los posibles problemas de actualización simultánea entre modelos y la pérdida de información que puede suceder en el paso de la conversión.

La estimación de ahorro de costes mediante la modelización única se realiza en función de los tiempos de conversión que han sido necesarios al realizar el estudio. Y este coste se extrapola a las demás partes que no han sido estudiadas en este proyecto, considerando la dificultad de su conversión en función de su complejidad.

Tabla 7: Estimación número de conversiones

Modelo	Tiempo de conversión (h)	Frecuencia de conversión
Carrocería	8	C
Capó	5	A
Puerta Anterior	6	A
Puerta Anterior	6	A
Panel Puerta Anterior	5	A
Panel Puerta Posterior	5	A
Parachoques Delantero	7	A
Parachoques Trasero	7	B
Traviesa Parachoques Anterior	1	A
Traviesa Parachoques Posterior	1	B
Traviesa Peatones	1	B
Frontend	1	C
Tablero	4	C

En la tabla superior se detalla el coste en horas de la conversión de cada una de las partes y su frecuencia de actualización a lo largo del proyecto.

La escala de frecuencia se distribuye en tres categorías A, B y C. De muy alta a baja. Las partes cuya frecuencia de actualización es A se actualizan cada semana. Las que están en la categoría B se actualizan cada dos semanas. Y las que se encuentran en la categoría C, cada mes.

Aparte de estas actualizaciones, todas las partes serán actualizadas en los dos hitos de liberación; la liberación P y la liberación B.

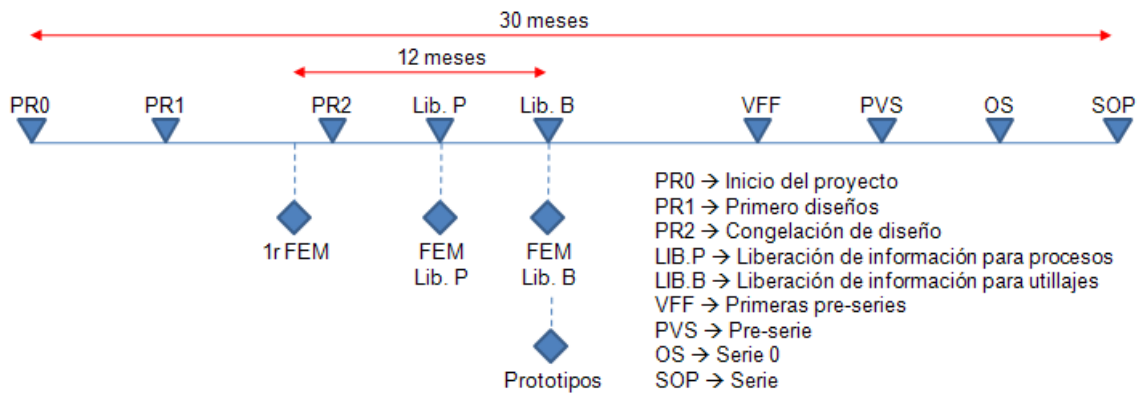


Figura 54: Programación proyecto automoción

Durante la duración del proyecto la etapa con mayor carga de trabajo para el cálculo numérico se encuentra entre la realización del primer modelo de elementos finitos y la liberación en B.

En este caso, a modo de ejemplo, si el proyecto de diseño de un automóvil tiene una duración de 30 meses, los meses sobre los cuales se realizará la estimación de costes de conversión son 12.

A partir de la liberación en B, el proyecto llega a un momento en que se puede considerar que no se producen cambios en el diseño del coche dado que ya se trabaja en la confección de utillajes y cualquier cambio sería un gran inconveniente.

Teniendo en cuenta el coste de conversión de cada parte, la frecuencia de conversión, y la duración del periodo destinado al cálculo, se realiza la estimación de costes.

Tabla 8: Estimación horas de conversión

Modelo	Tiempo de conversión (h)	Frecuencia de conversión	Frecuencia de conversión (días)	Conversiones durante los 12 meses	Horas totales de conversión
Carrocería	8	C	30	12 + 2 liberaciones	112
Capó	5	A	7	51 + 2 liberaciones	265
Puerta Anterior	6	A	7	51 + 2 liberaciones	318
Puerta Anterior	6	A	7	51 + 2 liberaciones	318
Panel Puerta Anterior	5	A	7	51 + 2 liberaciones	265
Panel Puerta Posterior	5	A	7	51 + 2 liberaciones	265
Parachoques Delantero	7	A	7	51 + 2 liberaciones	371
Parachoques Trasero	7	B	14	25 + 2 liberaciones	189
Travesía Parachoques Anterior	1	A	7	51 + 2 liberaciones	53
Travesía Parachoques Posterior	1	B	14	25 + 2 liberaciones	27
Travesía Peatones	1	B	14	25 + 2 liberaciones	27
Frontend	1	C	30	12 + 2 liberaciones	14
Tablero	4	C	30	12 + 2 liberaciones	56
					2.280 horas

La estimación de horas destinadas a la conversión de modelos en un proyecto de diseño de un automóvil es de **2.280 horas**.

Suponiendo el coste de un ingeniero de cálculo técnico a **40€/h**, el coste total destinado únicamente a la conversión del modelo entre códigos es de **91.200€**.

Los recursos ahorrados de la utilización de un único modelo, podrán ser utilizados en añadir valor al proyecto de diseño del automóvil aumentando la productividad.

10. PRESUPUESTO

En este apartado se detallan los costes imputables a la realización del presente proyecto.

En primer lugar se consideran las horas invertidas en la realización del estudio con un coste de 40€/hora.

Las horas necesarias para la realización del proyecto han sido 600. Por tanto el coste total de las horas invertidas es de 24.000€.

Por otro lado se deben considerar otros costes indispensables para la realización del proyecto.

En primer lugar se imputa el coste del ordenador necesario para el cálculo de cada uno de los casos estudiados en el proyecto. Este coste asciende a 1.500€.

Para la realización de los cálculos es necesaria la compra de las licencias de software. En este caso como todo el proyecto se ha realizado mediante Virtual Performance Solution, en el cual se incluye el pre-procesador, el solver y el post-procesador, el coste del software asciende a 32.000€.

Tabla 9: Costes

	Coste	Cantidad	Total
Mano de obra	40€/h	600 h	24.000€
Hardware	1.500€/u.f	1 u.f	1.500€
Software			
Pre-procesado			
Solver	32.000€/año	1 licencia	32.000€
Post-procesador			
			57.500€
		16% IVA	9.200€
Total Presupuesto			66.700€

El presupuesto total para la realización del estudio de la implementación de VPS en el Centro Técnico de SEAT asciende a 66.700€ (IVA incluido).

11. CONCLUSIONES

La modelización única permite un ahorro considerable de recursos durante el desarrollo de un proyecto de automoción.

La eliminación de las conversiones entre modelos permite invertir este tiempo en añadir valor al producto proponiendo nuevas alternativas y evaluándolas, o si fuera necesario, permitiría avanzar las fechas previstas para la finalización del proyecto.

Del estudio realizado en el presente proyecto se concluyen las siguientes pautas a seguir para la obtención de un modelo único.

La modelización de elementos rigidizantes se realizará mediante elementos MTOCOs. Esta medida ya se está empleando en la elaboración de nuevos modelos en el departamento de Cálculo Técnico de SEAT.

La modelización de uniones térmicas se realizará mediante plinks. En los modelos para cálculos explícitos el plink es el tipo de unión actualmente utilizado, no siendo así en los modelos de integración implícita.

Las bisagras se modelizarán mediante elementos 2D dentro de un elemento rigidizante para cálculos explícitos y serán transformados a elementos 3D para cálculos implícitos.

La malla será única para ambos modelos excepto en aquellos casos en que sea necesaria una malla más fina debido a la física del problema.

Siguiendo las pautas obtenidas en este proyecto, se conseguirá tener un único modelo que se irá actualizando a lo largo del proyecto de automoción y del cual partirán todos los cálculos necesarios para la toma de decisiones, consiguiendo una mayor capacidad de análisis global. De esta forma se evitará que uno de los modelos, o en el peor de los casos los dos, esté sin actualizar.

La utilización del código implícito VPS permite reducir el tiempo de cálculo por un factor de cuatro en referencia a otros solvers y solucionar problemas de grandes desplazamientos así como comportamientos plásticos.

Con la finalidad de evidenciar las ventajas de la modelización única, se debería desarrollar un proyecto de automoción siguiendo las pautas aquí presentes, evaluando la mejora de la capacidad de respuesta obtenida y el consiguiente ahorro de recursos.

12. AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a las personas que han colaborado en la elaboración de este proyecto por el esfuerzo y dedicación invertidos.

A Carlos Terrés y ESI GROUP Hispania por la formación y soporte dados a lo largo de todo el proyecto.

Al departamento de Cálculo Técnico del Centro Técnico de SEAT y en especial a Josep Salvó, Francesc Caro, Antonio Jiménez, Anna Roig y Joaquín Román.

A Juan Carlos Cante, Xavier Agustín y Cristian Jiménez como tutores del proyecto.

13. BIBLIOGRAFÍA

El método de los elementos finitos. O.C. Zienkiewick y R.L. Taylor. Ed.CIMNE

Cálculo de estructuras por el método de los elementos finitos. Análisis estático lineal. E.Oñate. Ed.CIMNE

Teoría de la elasticidad. Luís Ortiz Berrocal. Ed.McGraw-Hill

Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros. James F. Shackelford. Ed. Pearson

Introduction to Computational Plasticity. Fionn Dunne, Nik Petrinic. Ed. Oxford

The finite element method. G.R. Kiu, S.S. Quek. Ed. Butterworth Heinemann

Manual de Virtual Performance Solution,

Manual de Abaqus.

Manual de MSC-Nastran.

<http://www.euroncap.com>

14. ANEXOS

ANEXO I: Euro NCAP

Euro NCAP proporciona a los consumidores, una evaluación realista e independiente del rendimiento de la seguridad de algunos de los coches más populares vendidos en Europa.

Fue fundada en 1997 y ahora es respaldada por siete gobiernos europeos, la Comisión Europea de automovilismo y organizaciones de consumidores en todos los países europeos, Euro NCAP se ha convertido en un catalizador para el desarrollo de la seguridad en el diseño de nuevos coches.

Por ley, todos los coches nuevos están obligados a pasar tests de seguridad antes de que puedan ser vendidos. La legislación es más permisiva en los requisitos de seguridad que deben cumplir los coches nuevos, el propósito de Euro NCAP es alentar a los fabricantes a superar esos requisitos mínimos.

Euro NCAP divide sus pruebas en cuatro grandes grupos: protección de adultos, niños y de peatones, y ayuda a la seguridad.



Figura 55: Euro NCAP

El nivel de protección tanto de adultos como de niños se valora a partir de los resultados de tres tests de impacto frontal, lateral, de poste, y uno posterior para analizar el latigazo en el cuello. La protección de peatones se valora mediante impactos de cabeza o piernas

La ayuda a la seguridad es un nuevo grupo añadido desde 2009 en el cual se valoran aspectos como los limitadores de velocidad o el ESC (Electronic Stability Control) así como los avisos de abrochado de cinturón.

CHOQUE FRONTAL

El choque frontal se realiza a 64 Km/h contra una barrera deformable.

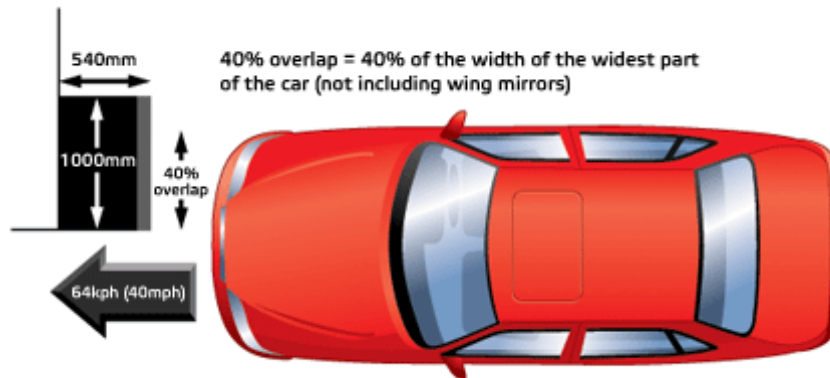


Figura 56: Choque frontal

Mediante la información obtenida de los dummies por sensores, se valoran los resultados de protección de ocupantes delanteros adultos.

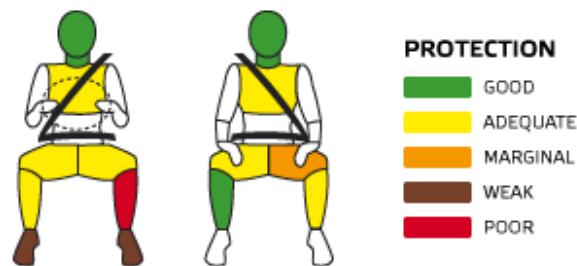


Figura 57: Valoración dummy

Cada uno de los coches probados, es sometido a un impacto contra un bloque indeformable con una parte deformable de aluminio de panel de abeja. Este impacto representa el tipo de accidente de carretera más frecuente. Simula un coche impactando frontalmente contra otro de masa similar. La barrera está desplazada impactando únicamente un 40% de la parte frontal dado que la mayoría de choques frontales se producen con este nivel de solape.

CHOQUE LATERAL

El choque lateral es la segunda configuración de test más importante después del frontal. En este caso la barrera deformable se desplaza a 50 Km/h e impacta contra la puerta del conductor.

En este caso el test se valora con los resultados obtenidos de un dummy de choque lateral.

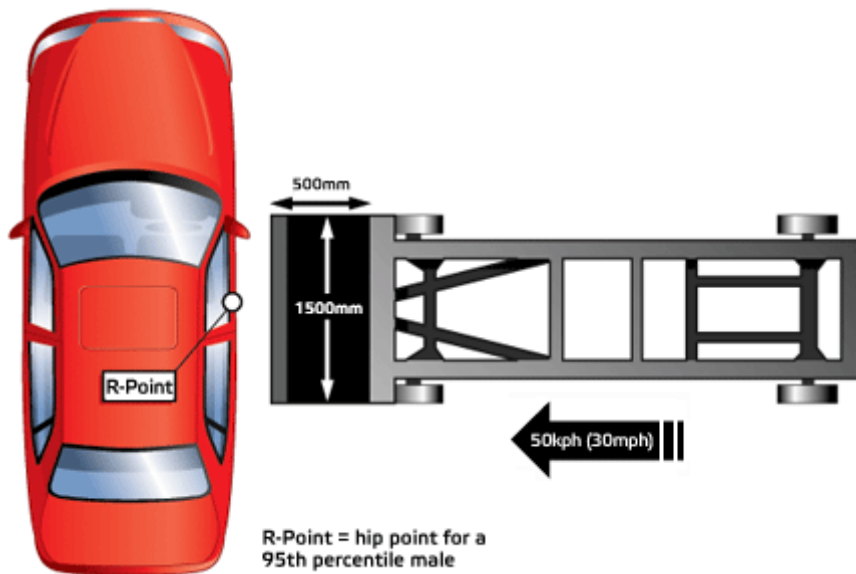


Figura 58: Choque lateral

La barrera móvil representa el impacto producido por otro coche. En este caso se analiza la intrusión y como se produce. La aparición de los airbags laterales ha conseguido un gran avance en lo correspondiente a protección de ocupantes en choque lateral.

PROTECCIÓN DE PEATONES

Se realizan una serie de tests para simular los accidentes involucrando peatones adultos y niños. Los impactos se realizan a 40 km/h.

Dada la imposibilidad de realizar estos impactos con dummies completos, se realizan de manera separada. Por un lado se analizan los choques de piernas contra parachoques y por otro el impacto de cabeza contra el capó.



Figura 59: Protección de peatones

IMPACTO CONTRA POSTE

La mayoría de accidentes mortales se producen en choques laterales cuando un coche enviste a otro o cuando se produce un impacto contra objetos estrechos como un árbol o un poste.

En el impacto contra poste son fundamentales los airbags de cortina para la protección de cabeza y torso. Este test se realiza a 29 Km/h. Dado que el poste es estrecho, la intrusión en el coche es importante.

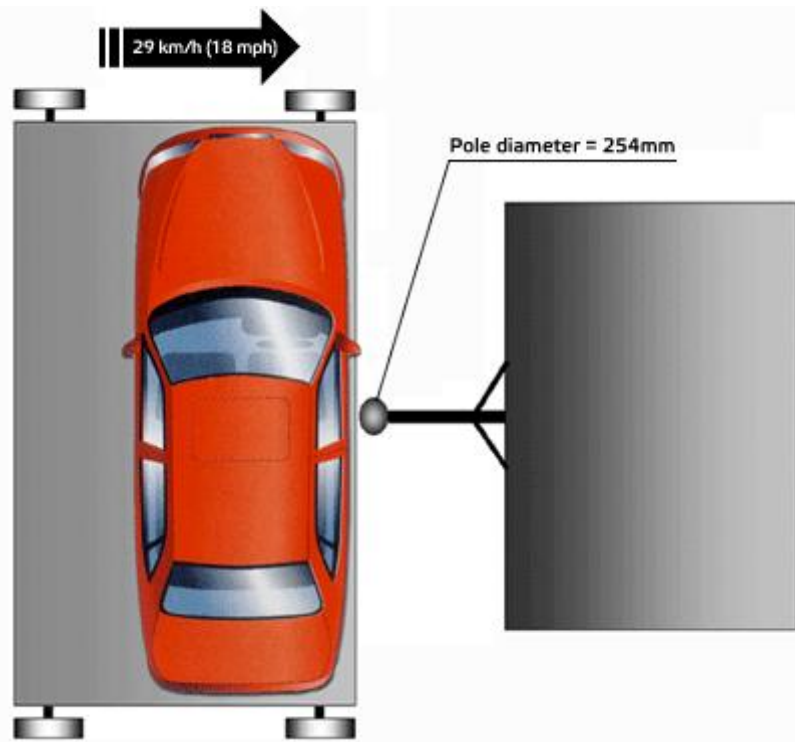


Figura 60: Impacto contra poste

En un choque sin airbag de cabeza, la cabeza del conductor puede impactar contra el poste con la suficiente fuerza como para causar daños graves.

PROTECCIÓN DE NIÑOS

En este apartado se comprueban los métodos de fijación y los posibles daños sufridos por niños de entre medio año y tres años. Los dummies se sitúan en los asientos traseros con el sistema de fijación recomendado por el fabricante.

ANEXO II: VPS

En este anexo se detallan tanto los **inputs** como los **outputs** que se obtienen en cualquier simulación realizada tanto con el código explícito como implícito de VPS.

En primer lugar hay que diferenciar entre los inputs y los outputs. Los inputs son aquellos ficheros necesarios para realizar el cálculo y los outputs son archivos que genera el código donde se muestra información relacionada tanto con el propio cálculo como con los resultados que de él se quieren obtener.

El input principal es un archivo ASCII con extensión **.pc**. Este archivo .pc puede contener toda la información del modelo o puede ser un elemento de unión de varios archivos menores llamados includes (***.inc**).

Esta forma de organizar los archivos es muy útil cuando se trabaja con grandes modelos que se han de actualizar por partes durante el proyecto como es el caso de un modelo de coche completo.

En el caso del coche por ejemplo, éste se divide en includes de parachoques, puertas, portón, capó, motor, materiales... De esta forma la información de cada una de las partes está en único archivo los cuales se interrelacionan con el include de globales, en el cual se especifican las uniones entre ellos, los contactos o las cargas. Cada uno de estos includes se indica en el archivo .pc en el cual también se indica el tipo de análisis y otros parámetros propios del cálculo.

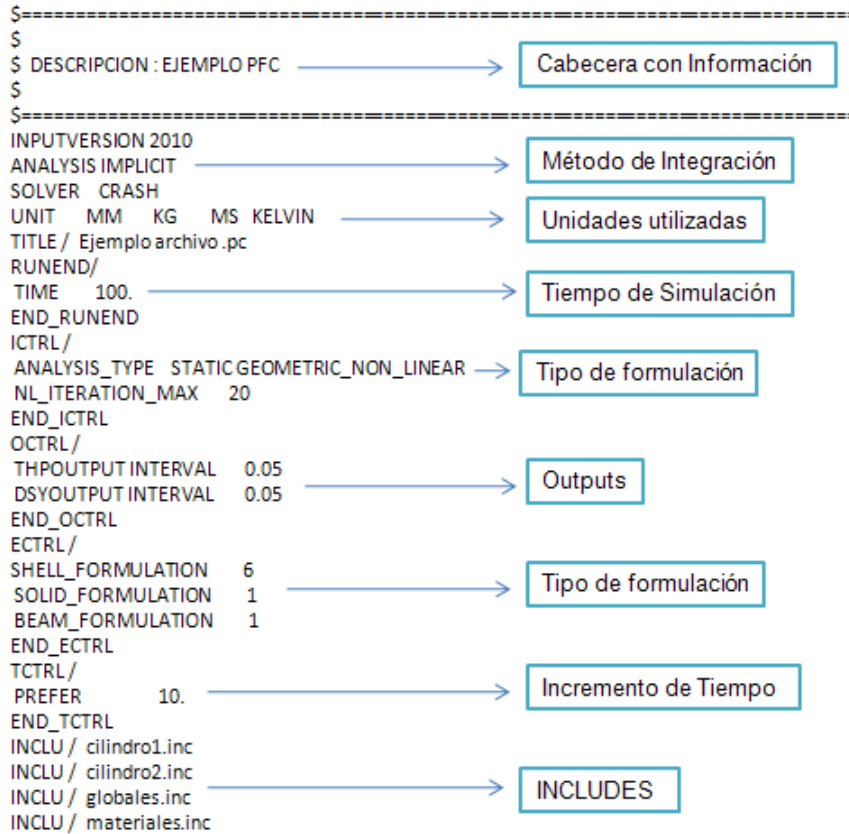
Los outputs generados por el solver son tres: el archivo ASCII **.out** y los archivos binarios **.THP** y **.DSY**.

El archivo .out se genera durante el cálculo y proporciona información del mismo mientras se realiza el cálculo. De esta forma, mediante este archivo se puede mirar si la convergencia está funcionando, estimar cuánto tiempo falta para que el cálculo termine e incluso los resultados en el caso que se hubiera especificado.

En el .THP se encuentra la información de cada uno de los parámetros para el posterior análisis gráfico mediante curvas de desplazamientos, tensiones, velocidad, fuerzas de contacto, energías...

En el .DSY se encuentra toda información para visualizar los resultados sobre la geometría en forma de contornos como se muestra en el anexo III de análisis de resultados.

A continuación se presenta un ejemplo de un archivo .pc con includes. En este caso se trata de un cálculo de integración implícita pero la estructura es la misma en los casos con integración explícita con diferencias en algunas cartas de control.



En este caso se trata de un análisis implícito en el cual se utilizan las unidades de mm kg ms Kelvin. El tiempo de cálculo es de 100ms que tratándose de un implícito lo único que indica es que la carga o desplazamiento la dividirá en 100 y dado que se impone que los incrementos entre cada iteración sean de 10 ms, el código realizará 10 pasos para llegar a la solución final.

El tipo de estudio es un estático geométrico no lineal al cual se le limitan el número de iteraciones según el método de Newton-Raphson (por defecto) a 20.

Por otro lado se indica el tipo de formulación que se utiliza para cada tipo de elemento y los includes a los cuales van referidos todos estos controles.

```

$#  NODEID  XCOORD  YCOORD  ZCOORD
NODE / 1 0. 10. -20.
NODE / 2 0. 10. -19.
NODE / 3 5. 8. -19.
NODE / 4 5. 6. -15.
NODE / 5 0. 10. -18.
$#  M IPART  N1  N2  N3  N4
SHELL/ 1 2 1 2 3 4
SHELL/ 2 2 2 5 6 3
SHELL/ 3 2 5 7 8 6
SHELL/ 4 2 7 9 10 8
$#  IDPRT  ATYPE  IMAT  VA_MAT  TMAT
PART / 2 SHELL 1 0 0
$#
NAME cilindro2
$# DTELIM TSCALF

$# TCONT EPSINI

$# h NINT  OFFSET
2 3
$# ORTBANK XDIR YDIR ZDIR
0
$#
END_PART

```

Nodos

Elementos

Partes

En esta parte se definen todos los nodos y elementos del modelo, así como las partes en las que se agrupan cada unos de los elementos.

A cada uno de los nodos se les asigna un ID y se define su posición geométrica según los ejes globales.

Los elementos, en este caso 2D tipo shell, vienen definidos por nodos y cada uno de los elementos se les asigna una parte.

En la carta de la parte se indica su ID, el tipo de elementos por los que está formada, el ID del material, el espesor de los elementos y número de puntos que se tienen en cuenta al integrar este espesor.

```

$---5---10---5---20---5---30---5---40---5---50---5---60---5---70---5---80
$#  IDMAT  MATYP  RHO  ISINT  ISHG  ISTRAT  IFROZ
MATER / 1 101 7.85E-006 0 0
$# BLANK AUXVAR1 AUXVAR2 AUXVAR3 AUXVAR4 AUXVAR5 AUXVAR6 QVM
THERMAL IDMPD
0 0 0 0 0 0 1. 0
$#
NAME Acero
$# E BLANK  NUE  ALPHA  HGM  HGW  HGQ  As
210. 0.3
$#
BLANK  ZHI  f0
0. 0.

```

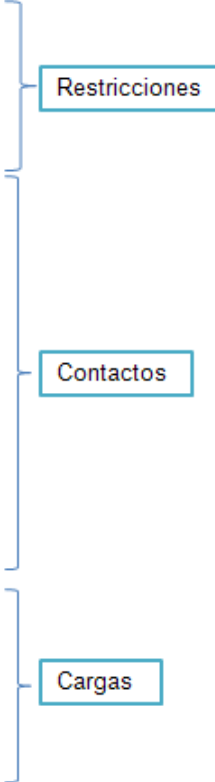
Materiales

En esta parte se define un material al cual se le asigna su ID y se especifica cada una de sus características. En este caso únicamente se define la parte lineal del material especificando su módulo de Young, el coeficiente de Poisson y su densidad.

```

$#   NODE XYZUVW IFRAM ISENS
BOUNC/  0 111111  0  0
$#                                     TITLE
NAME BOUNC/->1
  NOD  1  2  5  7  9  11
  END
$#   IDCTC NTYPE
CNTAC/  1  33
$#                                     TITLE
NAME CONTACTO SIMETRICO
$#   T1SL  T2SL  ISENS  hcont NACNUMBKT  THKEXT  IEDGE
    0.    0.    0      2.1    0    0      0.    0
$#PCP  SLFACM  FSVNLIKFOR  PENKIN          TLSTIF
    0.    50.    0    0.
$#   FRICT  IDFRIC  XDMP1
    0.12    0    0.
$#EMOIERODILEAKIAC32  IOMIFREEED  DTHKPLK  ADJTOL
    0      0    0
$#   BLANK  SEPSTR  SEPTHK
PART  4
  END
PART  2
  END
$#   NODE IFUN1 IFUN2 IFUN3  SCAL1  SCAL2  SCAL3  IFRAM  ISEAND
DIS3D/  0    0    0    0    1.    1.    1.    0    0&
$#BLANK  CFACT1  CFACT2  CFACT3
          -15.
$#                                     TITLE
NAME DESPLAZAMIENTO IMPUESTO
  NOD  376:425  701:750
  END

```



En este apartado se muestran las restricciones, contactos y cargas del modelo.

En este caso se restringen todos los grados de libertad de los nodos indicados (1, 2, 5, 7, 9 y 11).

El contacto se realiza entre las piezas con ID (4 y 2), su espesor de contacto es de 2.1mm y la fricción entre ambas partes es de 0.12.

En este caso la carga aplicada es de desplazamiento sobre el rango de nodos (376:425 y 701:750). El desplazamiento final será de 15mm en Y negativa en coordenadas globales.

A continuación se presenta un ejemplo de un archivo .out de un cálculo de integración implícita geométrica no lineal. En este caso la diferencia de los archivos .out de un implícito y de un explícito, sí que es considerable dado que en éste se muestra el proceso de cálculo y obviamente son completamente distintos.

Los archivos .THP y .DSY no se analizarán con un ejemplo como el .pc y .out dado que son archivos binarios y deben ser estudiados con herramientas de post-proceso. En el proyecto todo el post-proceso ha sido realizado mediante la herramienta Visual Viewer.

```

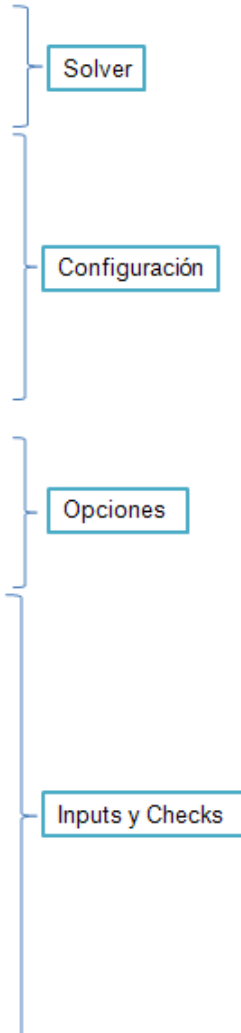
.....
* Virtual Performance Solution 2010.0 *
* PAM-CRASH 2G 64-Bit Solver *
* (c) Copyright ESI GROUP 2010 *
.....

* Ser environment :
.....
Solver Version : SMP/DP
Number of threads : 2
User Name : Roberto Lopez Carracedo
Windows Version : Microsoft Windows XP, Service Pack 2
Windows Type : Architecture EM64T, Version 5.2.3790
Processor Type : Intel(R) Core(TM)2 Duo CPU T9900 @ 3.06GHz (2 cores)
MemorySize :
> RAM : 8.180 MB
> Swap : 9.788 MB

OPTIONS USED :
-----
1. ANALYSIS : IMPLICIT
2. SOLVER : CRASH
3. UNIT : MM KG MS KELVIN

FILE READ INFORMATION
VARIABLE DEFINITION
TITLE
CONTROL INFORMATION
RUN END CRITERIA
IMPLICIT PARAMETERS
OPTIONAL SECTION
OUTPUT PARAMETERS
NODAL POINT COORDINATES
PLATE/MEMBRANE ELEMENTS
MATERIAL DEFINITION
SLIDING SURFACES (INITIAL PENETRATION REMOVAL)
BOUNDARY CONDITIONS
SLIDING SURFACES & VOIDS
BEGINNING OF SHELLCHECK
END OF SHELLCHECK
BEGINNING OF SOLID_CHECK
END OF SOLIDCHECK

```



En la primera parte del archivo .out, se muestra la versión del solver. Luego se visualiza información de la configuración de la máquina en la cual se realiza el cálculo.

En este caso se realiza en dos procesadores y la información es compartida entre ellos mediante el método SMP (Shared Memory Parallel), en el cual la los procesadores trabajan en paralelo y comparten información al final de cada iteración. Este tipo de paralelización es eficiente hasta entre cuatro o seis procesadores.

Cuando el número de procesadores es superior, es recomendable que el modelo sea dividido en partes con un valor de carga de cálculo parecida. Este método se denomina DMP (Distributed Memory Parallel). De esta forma cada procesador calcula una parte del modelo y se intercambia información entre ellos únicamente para los elementos de la frontera de cada división.

```

*** INFO *** MEMORY ALLOCATION AFTER INPUT PHASE :

TOTAL PEAK MEMORY USED ..... 0.48 Mbytes
TOTAL ACTUAL MEMORY NEEDED ..... 0.41 Mbytes

SLIDING SURFACES & VOIDS
LIST OF INITIAL NODE-SURF/NODE-EDGE PENETRATIONS:

*** WARNING *** INITIAL PENETRATION FOUND
NUMBER OF NODE-SURF PENETRATIONS: 1
NUMBER OF NODE-EDGE PENETRATIONS: 0
MAX. PENETRATION DEPTH : 9.31E-02

MECHANICAL SOLVER INITIALIZATION

*** INFO *** MEMORY ALLOCATION AFTER INITIALIZATION PHASE :

TOTAL PEAK MEMORY USED ..... 4.80 Mbytes
TOTAL ACTUAL MEMORY NEEDED ..... 4.78 Mbytes

```

En esta parte se muestra la memoria utilizada en la fase de entrada de información, así como detalles de penetraciones iniciales. Una vez realizada la fase de input, se inicializa el cálculo.

```

***** START SOLUTION PHASE *****
** STATIC NON LINEAR ANALYSIS **
----->
TIME..... 0.1000E+02
TIME STEP..... 0.1000E+02
INCREMENT..... 1
NEWTON ITERATION..... 5
*****
REFERENCE FORCE : 5.4654E-01 (MODEL AVG. : 5.4654E-01 ON 99.53% ZONE)
LARGEST CURRENT RESIDUAL FORCE : -1.1991E-03 (NODE : 552 DOF 3)
CONVERGENCE CRITERIA ON TRANSLATION ARE SATISFIED

REFERENCE MOMENT : 2.5432E-01 (MODEL AVG. : 2.5432E-01 ON 98.98% ZONE)
LARGEST CURRENT RESIDUAL MOMENT : 2.3215E-13 (NODE : 690 DOF 4)
CONVERGENCE WAS ACHIEVED DUE TO LINEAR MOMENT INCREMENT

NUMBER OF ITERATIONS IN INCREMENT : 5

SOLUTION AT INCREMENT 1
*****
TIME..... 1.0000E+01
INTERNAL ENERGY..... 1.9406E+01
EXTERNAL WORK..... 2.0575E+01
TOTAL ENERGY..... 1.4689E+00
SOLID HOURGLASS ENERGY..... 0.0000E+00
SHELL HOURGLASS ENERGY..... 0.0000E+00
CONTACT SPRING WORK..... 2.6284E+00
CONTACT FRICTION ENERGY..... 9.6993E-03

INTERNAL HOURGLAS MEMBRANE BENDING SHEAR INTERNAL
PART ID ENERGY ENERGY ENERGY ENER TOT
2 1.00E+01 0.00E+00 4.42E+00 4.95E+00 6.42E-01 1.00E+01
4 9.39E+00 0.00E+00 3.89E+00 4.83E+00 6.73E-01 9.39E+00

USER DEFINED PRINTOUT
*****
NODAL DATA GLOBAL FRAME
NODEID X-DISP Y-DISP Z-DISP X-FORC Y-FORC Z-FORC

```

En la figura mostrada se muestra uno de las iteraciones del cálculo. En este caso es el primer paso del cálculo después de la inicialización y se encuentra en la quinta iteración. Se puede observar que en esta iteración el cálculo ya converge debido a que el error es inferior al marcado.

Por otro lado se muestran valores del modelo que permiten analizar cómo está transcurriendo el cálculo mientras éste sigue iterando.

NORMAL TERMINATION				
TOTAL NUMBER OF ITERATIONS =	44			
AVERAGE TIME PER ITERATION =	0.16			
GLOBAL CONTACT SEARCHES =	21			
		CPU(s)	ELAPSED(s)	CPU% ELAPS%
		-----	-----	-----
INPUT/INITIALIZATION	0.0000E+00	1.0000E+00	0.00	14.29
ELT/CONTACT OPERATIONS	5.0000E+00	0.0000E+00	45.45	0.00
NODAL OPERATIONS	0.0000E+00	1.0000E+00	0.00	14.29
OUTPUTS	0.0000E+00	0.0000E+00	0.00	0.00
SYSTEM SOLVE	6.0000E+00	5.0000E+00	54.55	71.43
		-----	-----	-----
TOTALS	1.1000E+01	7.0000E+00	100.00	100.00
		-----	-----	-----
CPU TIME	1.100E+01 (s)			
ELAPSED TIME	7.000E+00 (s)			
RATIO CPU/ELAPSED TIME	157.14 %			
NORMAL TERMINATION,EXITO MESSAGE				

Finalización

Sumario

Y por último en la fase de finalización se muestra información de todo el cálculo como son el número de iteraciones necesarias, el tiempo medio por iteración o las búsquedas globales de contactos.

En el sumario final se puede observar el porcentaje necesario para realizar cada una de las operaciones del cálculo. Sobre un 14% en la fase de inicialización, otro 14% en resolver las ecuaciones y un 72% en resolver cada una de las matrices de rigidez.

Por último se muestra un mensaje que indica que el cálculo ha terminado con normalidad. En caso contrario el mensaje sería ERROR TERMINATION.

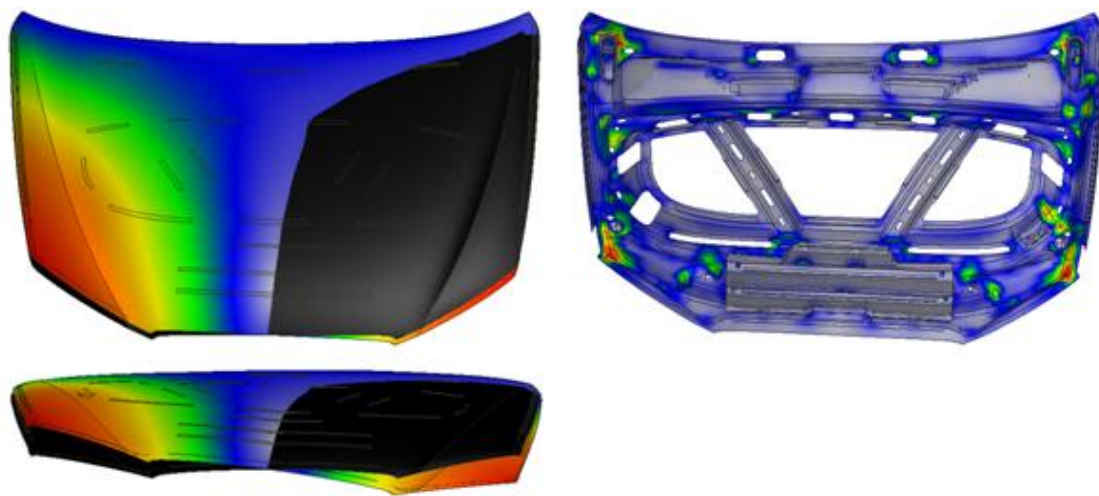
ANEXO III: ANÁLISIS DE RESULTADOS

En todos los casos mostrados en este anexo la escala de colores va de rojo a gris, pasando por naranja, amarillo y verde. En rojo se muestran los valores máximo y en gris los mínimos.

En negro se superpone la malla inicial al estado de desplazamiento máximo con la finalidad de comparar cómo trabaja cada una de las piezas.

CAPÓ

TORSIÓN (Desplazamientos x 20 / VM)



En la figura se muestran los desplazamientos producidos en el caso de carga de torsión de capó. La deformación ha sido aumentada por veinte para poder observar cómo trabaja el capó bajo torsión. La deformada esta superpuesta con la malla inicial para comparar la diferencia entre ambos estados.

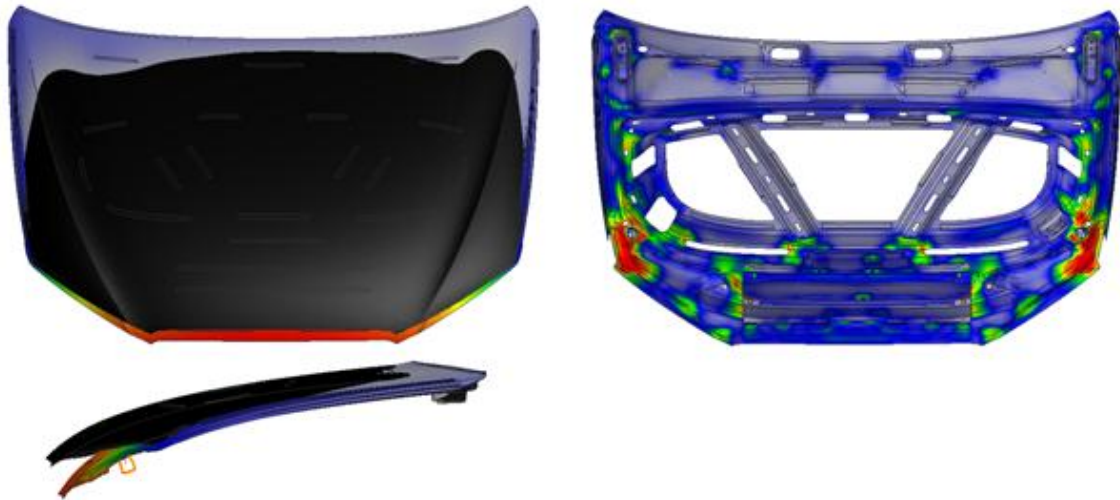
Los puntos con mayores desplazamientos son los de la aplicación de las fuerzas, en este caso los dos extremos del capó. Ambos extremos tienen el mismo desplazamiento pero en sentido contrario.

En la figura de la derecha se muestra la distribución de tensiones de Von Mises. Únicamente se muestra el refuerzo de capó, dado que esta es la pieza que aporta rigidez al conjunto y en ella se concentran las tensiones máximas.

La piel exterior del capó es una cubierta que no aporta rigidez dado su bajo espesor y su geometría, pero que es fundamental para la absorción de energía en los casos dinámicos de impacto para protección de peatones.

Las tensiones máximas se concentran en la zona de aplicación de carga y en la unión entre las bisagras y el refuerzo.

FLEXIÓN (Desplazamientos x 20 / VM)



En este caso se muestra la deformada producida por la carga de flexión en el capó. Como se muestra en la figura, el punto de máximo desplazamientos es el extremo del capó. Éste es el punto en el cual se aplica la carga.

En la figura se observa la deformación final del capó una vez aplicada la carga en comparación de la malla inicial. Se han aumentado los desplazamientos de la deformada por veinte para poder realizar el análisis del comportamiento de la pieza.

Como se muestra en la figura, la zona de las bisagras prácticamente no se desplaza y se comprueba cómo flexiona el capó bajo la carga.

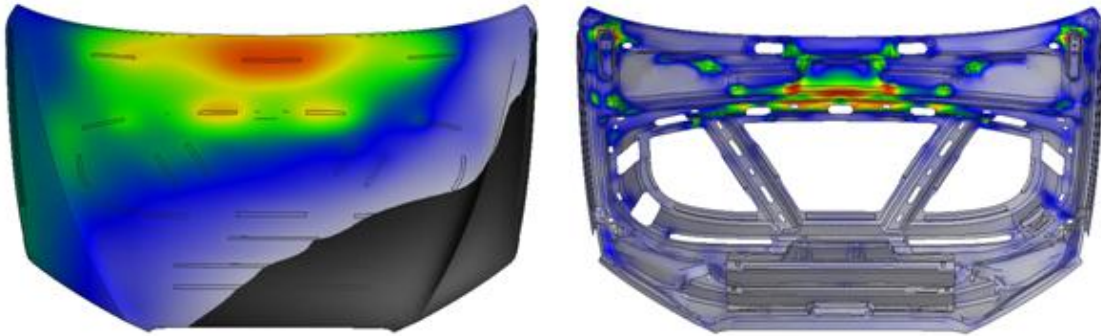
En los contornos de tensiones de Von Mises se observa que las máximas tensiones en este caso se concentran en los apoyos del capó con la estructura.

También se concentran tensiones en puntos de singularidades del refuerzo como los agujeros realizados para la reducción de peso del conjunto.

Dado que los desplazamientos son pequeños y las tensiones generadas también, el análisis realizado ha sido un estático lineal. Por tanto en ningún caso se trabajará en la zona plástica del material.

Al dejar de aplicar las cargas, la estructura vuelve a su posición inicial sin presentar ninguna tensión residual.

RIGIDEZ TRAVIESA (Desplazamientos x 20 / VM)



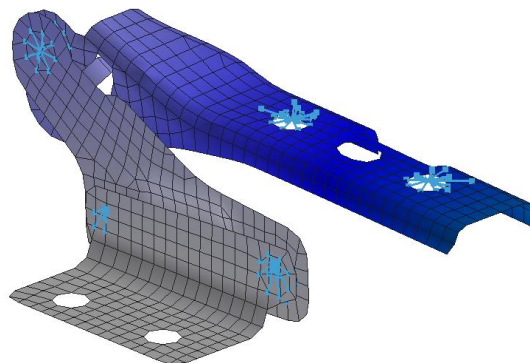
En este caso se muestra la respuesta del conjunto bajo una carga en la travesía del capó.

Como en los casos anteriores, las deformada esta escala en veinte unidades y se superpone con la malla inicial para comprobar cómo se comporta el capó.

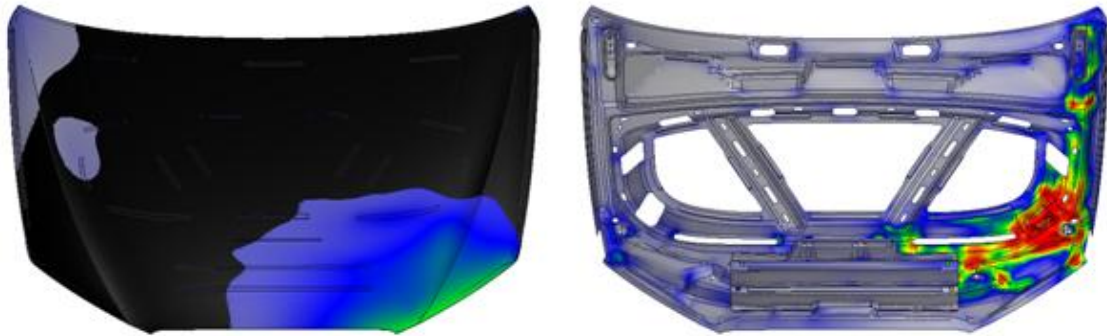
El refuerzo del capó es el encargado de proporcionar rigidez al conjunto. Las tensiones máximas se concentran en la zona de la travesía, zona en la cual se aplica la carga.

En la siguiente figura se muestra como trabaja la bisagra en este caso de carga. Se puede observar como la parte superior rota según el eje de la bisagra debido a la carga. La parte inferior se mantiene fija dado que es una de las restricciones impuestas en el caso de carga.

Por otro lado se muestran los elementos rígidos que unen la parte superior de la bisagra con el refuerzo y el que se encarga de dejar libre el grado de libertad entre las dos partes y permite su rotación relativa.



INFLUENCIA MUELLE DE GAS (Desplazamientos x 20 / VM)



En el caso de influencia del muelle de gas, se analiza la respuesta del capó frente a la carga del soporte que permite mantener el capó abierto.

Se puede observar como la concentración de tensiones se producen la zona de aplicación de carga.

El muelle de gas no transmite sus esfuerzos directamente al refuerzo capó. Hay un refuerzo adicional para rigidizar esta zona que va unido al refuerzo capó mediante soldadura.

Esta zona debe ser suficientemente rígida para que no sufra grandes desplazamientos y que en ningún caso llegue a plastificar ninguna de las partes del conjunto.

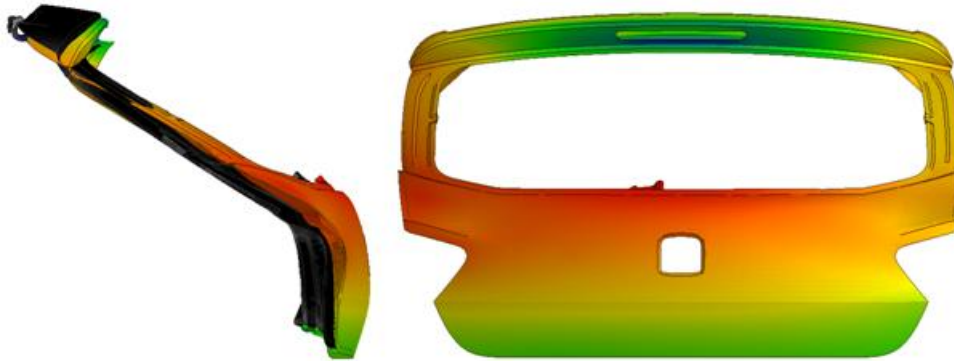
En el caso del capó se debe realizar un refuerzo rígido pero sin que esto afecte a los casos de protección de peatones.

Por tanto hay que encontrar un equilibrio entre rigidez y absorción de energía por la piel en los casos dinámicos.

Una vez alcanzados los objetivos tanto estáticos como dinámicos se estudia la posibilidad de reducción de peso en piezas como el refuerzo, dado que el peso en el automóvil cada vez es un aspecto más a tener en cuenta para el ahorro de combustible.

PORTÓN

DESCOLGAMIENTO (Desplazamientos x 50)

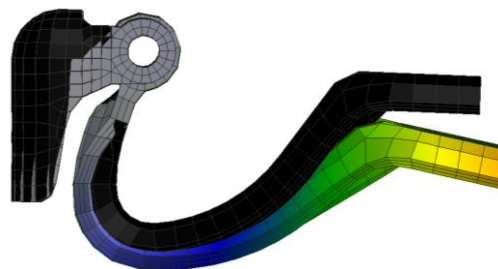


En el caso de descolgamiento de portón, ha sido necesario escalar los desplazamientos de la figura cincuenta veces para poder observar como que el conjunto una vez deformado.

Los resultados de contornos se muestran a carga máxima. En negro se muestra la geometría completamente descargada, para poder realizar la comparación con su deformada.

En este caso se muestra como el portón se desplaza de forma conjunta dado que las fuerzas aplicadas en ambos extremos del mismo, permiten que las bisagras roten.

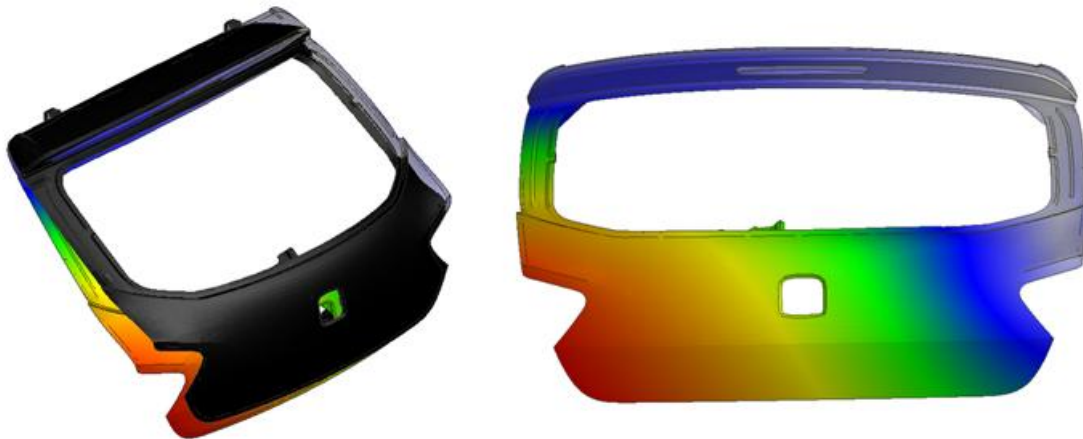
En la siguiente imagen se muestra como la bisagra trabaja en este caso de carga comparándola con su posición inicial y aumentando su deformación por veinte.



En este caso de carga la zona de concentración de tensiones es la de aplicación de cargas y las bisagras, así como la zona del refuerzo a la que van ancladas.

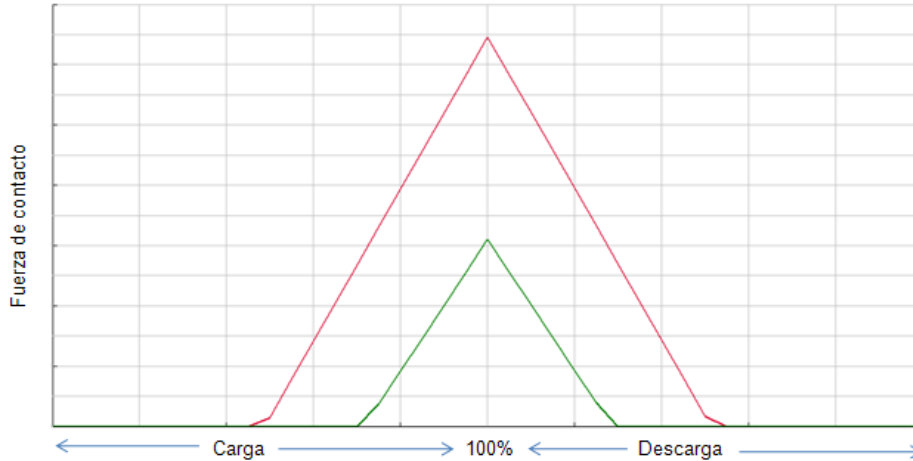
Aunque este caso ha sido realizado considerando la no linealidad geométrica, ha sido por la necesidad de definir contacto entre la bisagra y el refuerzo y no por grandes desplazamientos o tensiones.

TORSIÓN (Desplazamientos x 5)



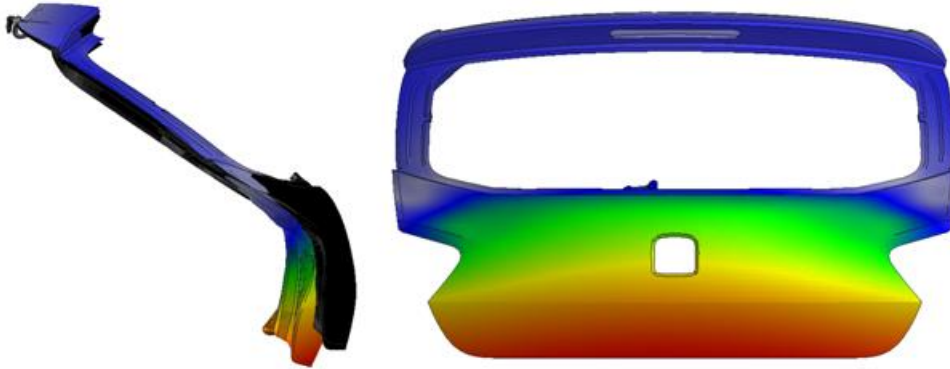
Este es el caso con mayor desplazamiento de los tres estudiados en el portón. Los desplazamientos del conjunto mostrados en la figura han sido escalados por cinco y se comparan con la geometría inicial, representada en negro.

El desplazamiento máximo se produce en el lado en el cual se aplica la carga que produce la torsión del portón. Como se observa en los contornos, la parte sin carga no se desplaza de su posición inicial.



En la gráfica se muestra la fuerza realizada por los contactos definidos entre la bisagra y el refuerzo portón. La fuerza de contacto máxima se produce en el punto de carga máxima. Se observa en la gráfica que uno de los dos contactos trabaja aproximadamente el doble que el otro. Esto se debe a que en este caso de carga la estructura no trabaja bajo cargas simétricas dado que en este caso de torsión, la carga se aplica únicamente a uno de los lados del portón.

FLEXIÓN (Desplazamientos x 20)



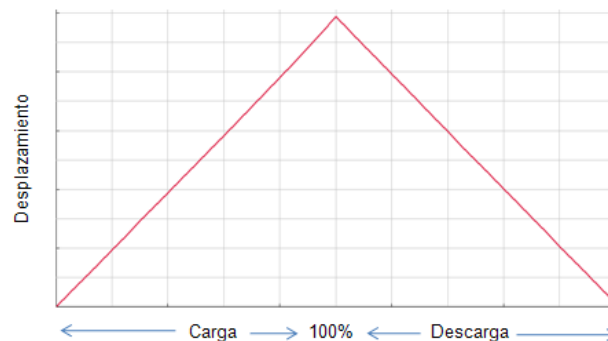
En el caso de flexión de portón se observa como la parte final del portón, la del cierre, se desplaza en la dirección de la carga aplicada provocando la flexión del portón esperada.

Los desplazamientos han sido aumentados en veinte unidades para el posterior análisis del comportamiento del conjunto.



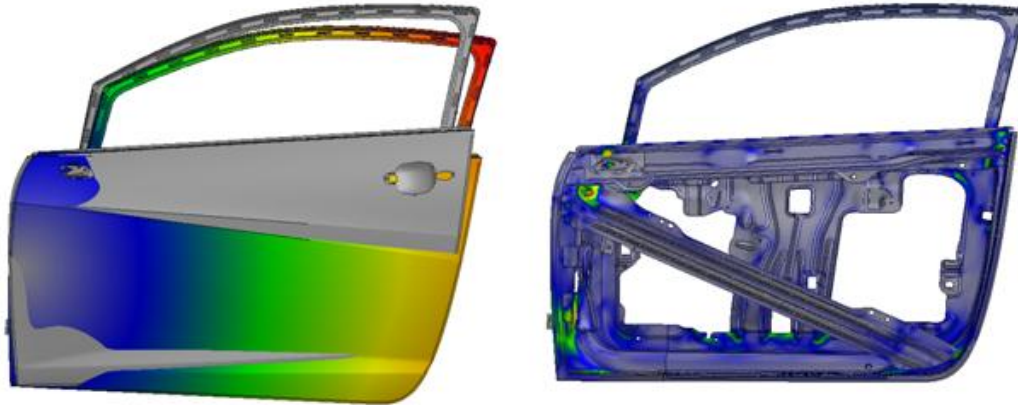
Las tensiones de Von Mises se acumulan en la zona de los apoyos del portón en el refuerzo.

Este casos tampoco llega a la plastificación de ninguna de sus partes con lo que el conjunto vuelve a su estado inicial una vez descargado. En la siguiente gráfica del desplazamiento del nodo del cierre se muestra la linealidad del cálculo de flexión de portón.



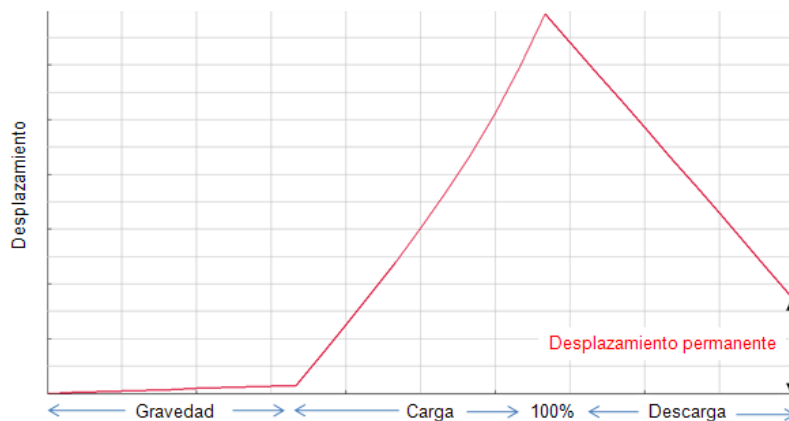
PUERTA

CAÍDA (Desplazamientos x 5 / VM)



En el caso de caída de puerta los desplazamientos se escalan por cinco para mostrar la comparativa con la malla inicial. En este caso la geometría inicial se muestra en color gris.

El punto de máximo desplazamiento es el del cierre y la zona con mayor acumulación de tensiones es la de la unión entre bisagras y refuerzos y las zonas con singularidades geométricas de la puerta como agujeros.



En la gráfica se muestra el desplazamiento del nodo del cierre a lo largo del cálculo de caída de puerta. En el primer tramo únicamente se observa el desplazamiento debido al peso de las piezas no incluidas en el modelo. Luego se empieza a aplicar la carga en el cierre hasta alcanzar la carga máxima. En este tramo se observa que el cálculo sufre una no linealidad debido a la plastificación de unos de los refuerzos internos de la puerta a los que va unida la bisagra superior. En el último tramo se descarga el conjunto de forma lineal, y una vez descargado se observa un desplazamiento permanente de la puerta.

RIGIDEZ MARCO P1 / P2 (Desplazamientos x 10)

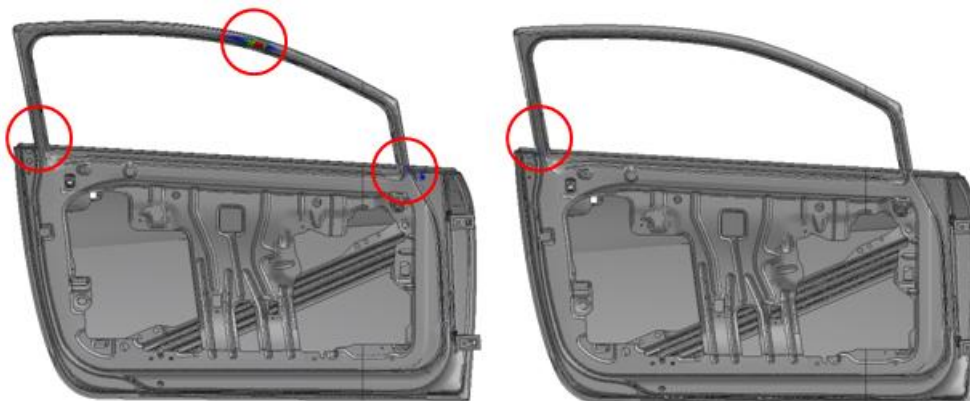


Los casos de rigidez de marco de puerta se analizan conjuntamente dado que son el mismo caso de carga variando el punto de aplicación.

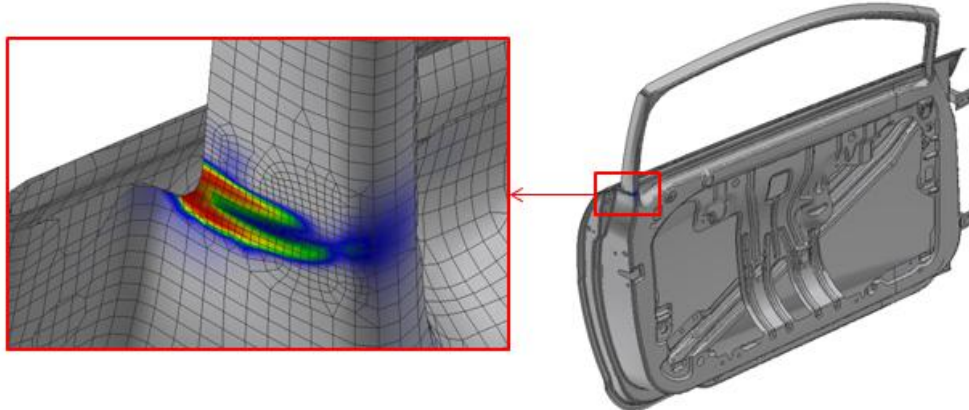
Como se muestra en la figura en este caso se aplica una fuerza en dos puntos del marco de puerta para estudiar su comportamiento. Los desplazamientos han sido escalados por cinco, y se superpone la posición inicial de malla para un mejor análisis de su deformación. La malla inicial en este caso se representa en negro.

Lógicamente, el punto con mayor desplazamiento es el de la aplicación de carga en ambos casos.

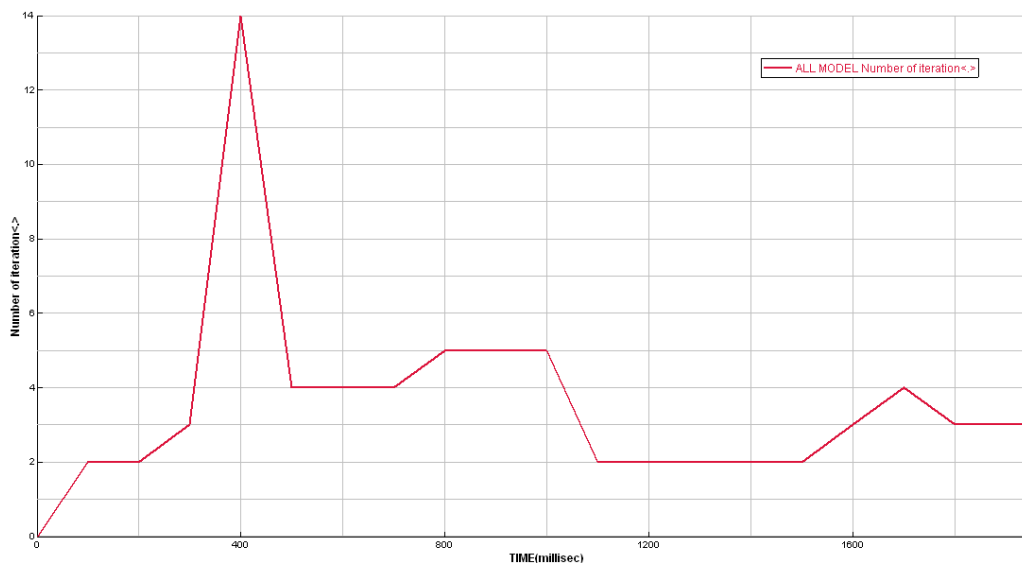
En ambos casos se produce una pequeña plastificación en zonas del marco. Cuando la carga es aplicada en el punto central del marco, las plastificaciones se producen a ambos lados del marco y en la zona de aplicación de carga. En cambio cuando la carga se aplica en el extremo del marco, la plastificación se produce únicamente en la zona posterior.



En la siguiente imagen se muestra la zona afectada por plásticamente en rigidez marco P2, es decir en el caso de carga en el cual la carga se aplica en el extremo del marco.



En la zona de plastificación se ha realizado un refinamiento de malla dado que es una zona de concentración de tensiones y se debe analizar con mayor precisión.

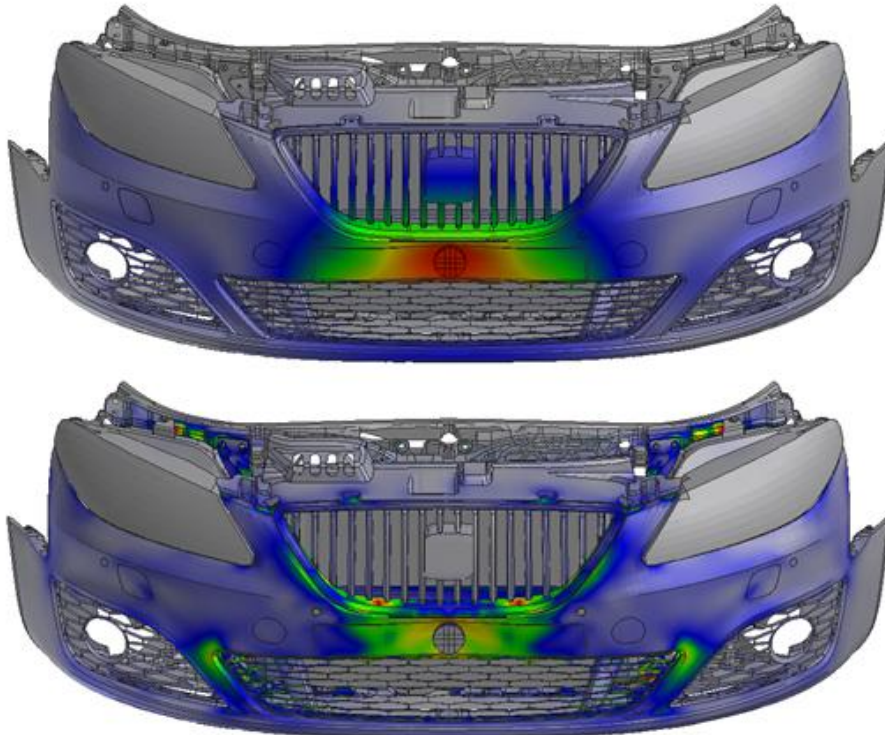


En la gráfica superior se muestran el número de iteraciones necesarias para la convergencia del cálculo en el caso de rigidez marco P2. Como se observa la gráfica es más o menos constante excepto por el punto a 400ms. En este punto las iteraciones necesarias para la convergencia han sido 14. Los instantes en que se pasa de un estado y el conjunto sufre demasiados cambios, es más costoso llegar a encontrar el punto de equilibrio.

En caso de que el número de iteraciones superara el máximo fijado, el cálculo divergiría. Una opción para solucionar este problema sería discretizar la aplicación de la fuerza en más partes.

PARACHOQUES

RIGIDEZ PUNTO 1 (Desplazamientos/VM)

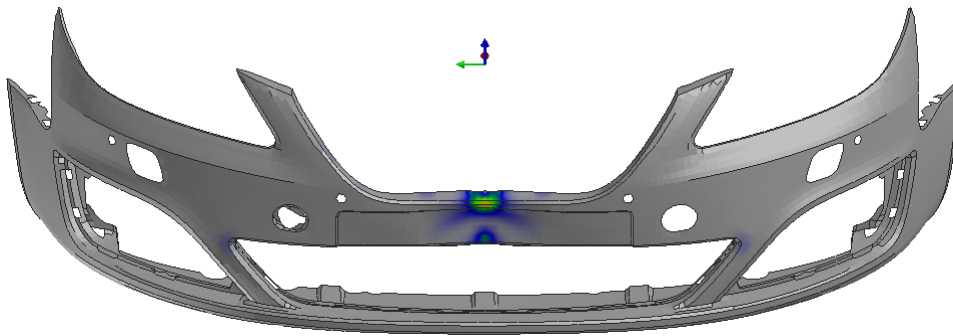


En los casos de rigidez parachoques se aplica una carga estáticamente a través de un impactor sobre el parachoques.

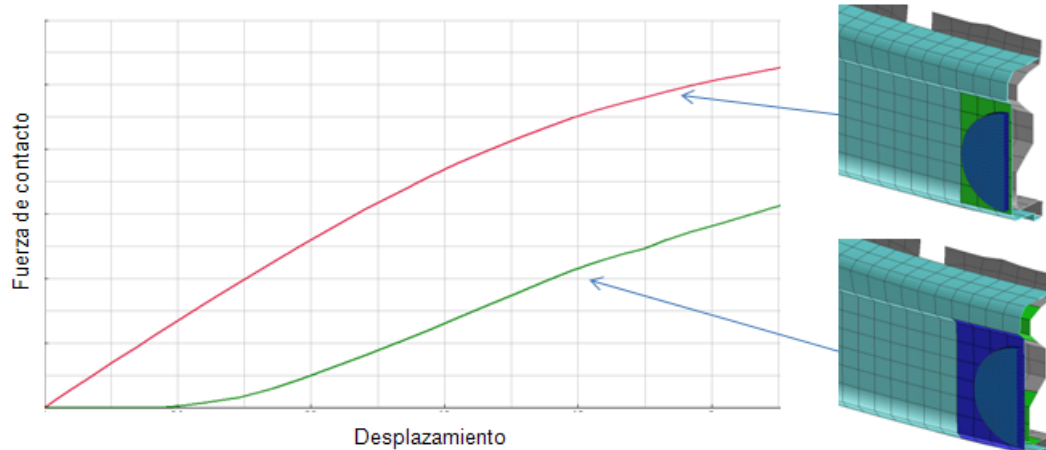
El parachoques es un pieza polimérica con lo cual se deforma con facilidad y recupera su forma sin sufrir grandes deformaciones plásticas.

En las figuras mostradas no se han escalado los desplazamientos. Se puede observar cómo se deforma el parachoques y las tensiones de Von Mises producidas debido a la aplicación de la carga.

Las tensiones se acumulan tanto en la zona de aplicación de la carga, como en el contorno del marco de la rejilla inferior.



En la imagen se muestran las deformaciones plásticas sufridas en la zona central del parachoques. La deformación de la pieza corresponde al punto de aplicación de carga máxima.

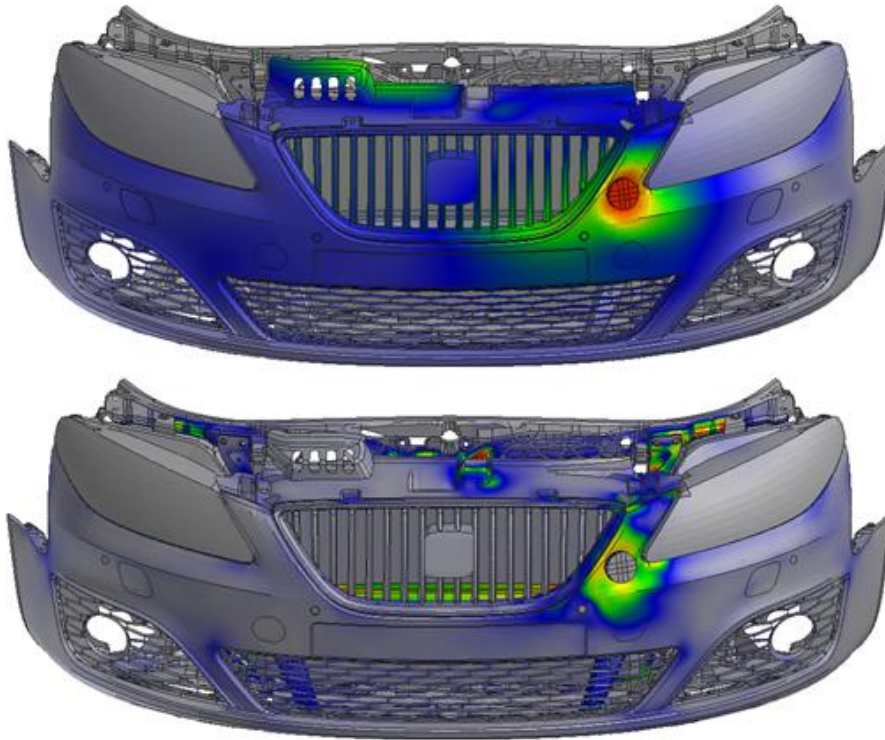


En la gráfica se muestran las gráficas de la fuerza que se transmite en los dos contactos definidos en este punto de rigidez parachoques.

El contacto con mayor transmisión de fuerza es el que corresponde al impactor con la piel del parachoques. Toda la fuerza aplicada al impactor es transmitida al parachoques mediante este contacto.

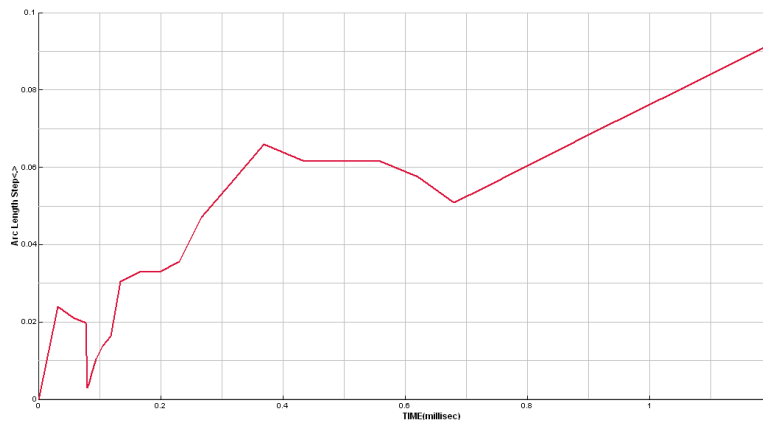
El contacto con menor transmisión de fuerza es el correspondiente a la piel del parachoques con su refuerzo interno. Este contacto no transmite la totalidad de la carga aplicada en el impactor, dado que parte de esta carga es transmitida al resto de piezas a través de sus elementos de unión.

RIGIDEZ PUNTO 2 (Desplazamientos/VM)



En el segundo punto de rigidez parachoques se pueden observar menores desplazamientos que los medidos en la zona de matrícula. Esto es debido a que la zona cercana al faro es más rígida.

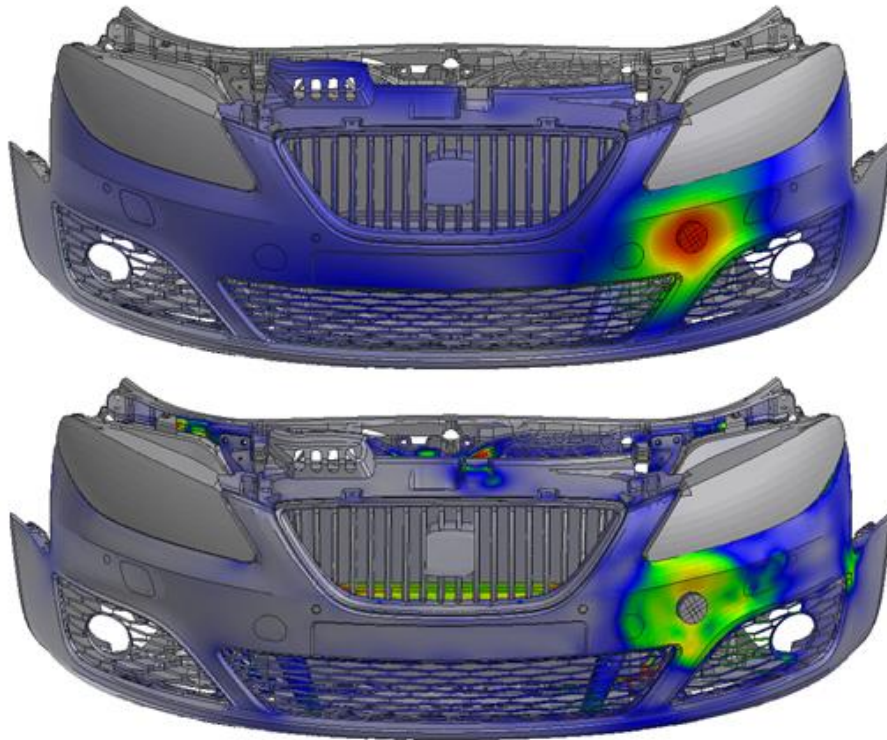
En las figuras se pueden observar los desplazamientos a carga máxima así como las tensiones generadas.



En los casos de rigidez parachoques se ha utilizado el método de longitud de arco dado que en estos casos se producen grandes desplazamientos y éste es el método más indicado para conseguir una convergencia sin problemas.

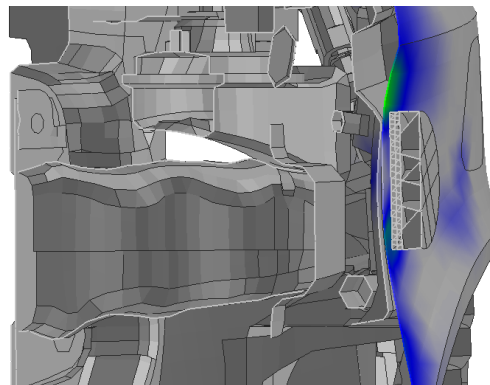
En la gráfica se muestra la evolución del tamaño de la longitud de arco.

RIGIDEZ PUNTO 3 (Desplazamientos/VM)



En este caso de rigidez parachoques, el punto de impacto se encuentra justo debajo del faro, entre la rejilla inferior central y las rejillas del faro antiniebla.

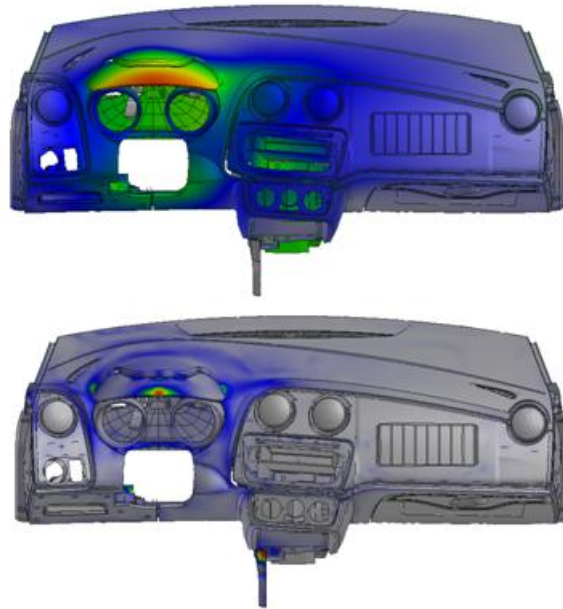
Los desplazamientos y tensiones de Von Mises producidos en la aplicación de la fuerza se muestran en la figura.



En la figura superior se muestra como se deforma la piel, y como trabaja el refuerzo interior del parachoques. Esta deformación corresponde al punto de carga máxima y no está escalada. Por otro lado el contorno mostrado son las deformaciones plásticas que se producen tanto en la piel del parachoques, como en su refuerzo.

TABLERO

RIGIDEZ CAPILLA (Desplazamientos/VM)

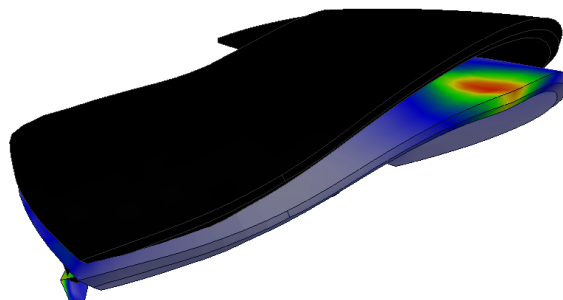


En el caso estudiado sobre el tablero, se ha realizado un estudio estático lineal por tanto, no se han tenido en cuenta ni las no linealidades del material ni las geométricas.

En la figura se muestra tanto los desplazamientos como las tensiones producidas tras la aplicación de las cargas sobre la capilla.

Se observa que el máximo desplazamiento se encuentra en la zona de aplicación de carga. Las tensiones también se concentran en este mismo punto, así como en zonas de cambios de curvatura del tablero.

El conjunto presenta un comportamiento totalmente elástico y es por este motivo que el análisis realizado ha sido un estático lineal, en el que se llega a la solución final en un único paso, con una única inversión de matriz.



En la figura se muestra el desplazamiento de la capilla escalado por cinco.