



**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

**ICAI**

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

OPTIMIZACIÓN PARAMÉTRICA Y TOPOGRÁFICA DE UNA  
CARROCERÍA DE AUTOMÓVIL PARA ESCENARIOS DE RIGIDEZ Y  
VIBRACIÓN

Autor: Jordi Nadal Estivill

Firma:

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Jordi Nadal Estivill', written over a horizontal line.

Director: Pedro Ruiz Brückel

Firma:

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Pedro Ruiz Brückel', written over a horizontal line.

Madrid

Agosto de 2022

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título  
OPTIMIZACIÓN PARAMÉTRICA Y TOPOGRÁFICA DE UNA CARROCERÍA DE  
AUTOMÓVIL PARA ESCENARIOS DE RIGIDEZ Y VIBRACIÓN

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el  
curso académico 2ºMII es de mi autoría, original e inédito y  
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de  
otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada  
de otros documentos está debidamente referenciada.

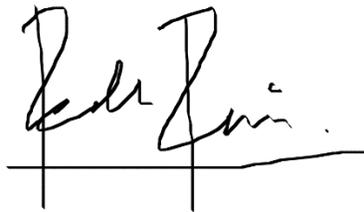
Fdo.: Jordi Nadal Estivill

Fecha: 29/ 08/ 2022



Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: Pedro Ruiz Brückel

Fecha: 29/ 08/ 2022

## OPTIMIZACIÓN PARAMÉTRICA Y TOPOGRÁFICA DE UNA CARROCERÍA DE AUTOMÓVIL PARA ESCENARIOS DE RIGIDEZ Y VIBRACIÓN

Autor: Nadal Estivill, Jordi

Director: Ruiz Brückel, Pedro

Entidades Colaboradoras: ICAI –Universidad Pontifica Comillas; SOLUTE Ingenieros

### Resumen del proyecto

#### **1. Introducción**

En la industria del automóvil, el peso siempre ha sido un factor determinante. La principal ventaja de hacer un coche más ligero es la reducción del consumo de combustible.

Una buena estructura o carrocería del vehículo, sería aquella que fuera ligera, cumpla con las medidas de seguridad pasiva adecuadas, y además ofrezca al conductor y pasajeros una comodidad adecuada

El objetivo de este proyecto será optimizar la carrocería desnuda de un vehículo para escenarios de vibraciones y rigidez. Se reducirá la masa de la carrocería sin perjudicar la seguridad pasiva de la estructura ni su comodidad. Para ello se hará uso de herramientas muy potentes como lo son la optimización paramétrica, que consiste en variar los espesores de las chapas y la optimización topográfica, que consiste en variar la morfología de estas.

El software utilizado para el proyecto será el software de BETACAE: ANSA para el preprocesado, EPILYSIS para el cálculo y META para el posproceso.

## 2. Metodología y modelo

El estudio se realizará en un modelo de elementos finitos de un Nissan Rogue del año 2020. Este modelo está desarrollado y validado con pruebas de impacto por: The Center for Collision Safety and Analysis (CCSA). El Nissan Rogue es un coche tipo SUV cuyo comportamiento es común para un vehículo de su peso (1,609 Kg) y potencia (170 hp), y que utiliza suspensiones McPherson.

La primera simulación será un análisis modal del *BIW* básico, sin ninguna modificación. Con los resultados del análisis modal, se verá que partes de la estructura tienen más impacto en las vibraciones, además de las frecuencias naturales y modos propios. Esas partes serán las que se tendrán más en cuenta de cara a la optimización.

También se realizará un análisis estático torsional lineal donde se obtendrá la rigidez torsional del *BIW* y qué partes son las que sufren mayores deformaciones. La idea de estas dos primeras simulaciones consiste en encontrar las zonas con mayores energías de deformación para poner más énfasis en ellas en la optimización.

En la parte de optimización se realizará una optimización paramétrica teniendo en cuenta los espesores de las chapas con más impacto en la rigidez y vibración global. Después se optimizará la morfología de las chapas mediante buñas según lo obtenido en la optimización paramétrica de espesores.

Para crear un buen modelo se necesita modelar correctamente todos los elementos de la carrocería, algunos de los más importantes son:

- Elementos de malla: La malla del modelo se trata de una malla tipo *shell*, es decir una malla en 2D. Esto es debido a que en automoción la mayoría de componentes son chapas. Se necesita el dato del espesor para poder calcular esfuerzos y deformaciones. Con este tipo de malla se ahorra mucho tiempo de simulación.
- Puntos de soldadura: Se modelan por uniones *CWELD* que conectan de forma rígida una *shell* con otra.
- Adhesivos: Los adhesivos tienen características y formas específicas en función de lo que se requiera unir. Se modelan adhesivos estructurales y adhesivos para cristales.

- Travesía: Este elemento se diseña con las necesidades del vehículo en su comportamiento contra impactos, siendo este su principal objetivo. Sin embargo, puede tener un efecto considerable en el comportamiento del vehículo en cuanto a vibraciones y confort. Su unión atornillada a la carrocería se modela con elementos *RBE2*.

### 3. Análisis modal

El análisis modal es una técnica de análisis dinámico aplicable a cualquier tipo de estructura. Su objetivo es encontrar las propiedades dinámicas de la estructura como lo son las frecuencias naturales y su modo de vibración asociado.

Se utiliza el análisis modal para identificar partes sueltas en el modelo debido a que provocan modos no globales. Retocando el modelo según los resultados del modal se consigue subir el primer modo de torsión de 25,3 Hz a 30,6 Hz, que es un aumento muy significativo.

Los resultados que nos arroja el modal cuentan con una serie de frecuencias naturales y un autovector asociado a cada una de ellas. El autovector nos indica como es el movimiento de la carrocería, y la frecuencia natural hace referencia aproximadamente a la frecuencia a la que se debería dar una excitación en ese modo para producir una resonancia.

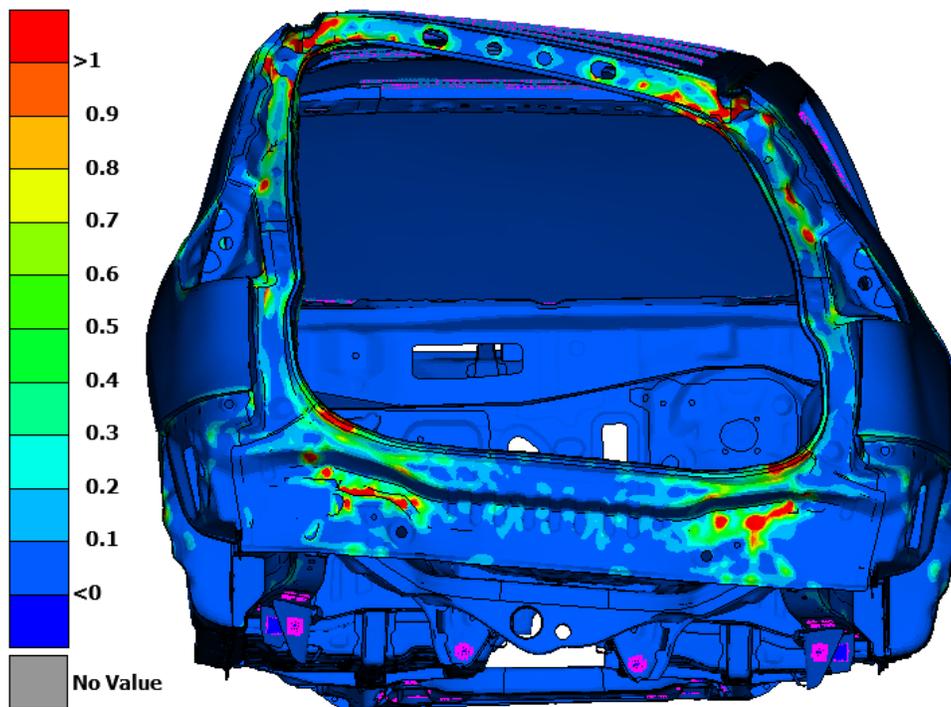
La frecuencia más importante para diseñar es la primera, es decir la menor. Las manufactureras de vehículos marcan un umbral de frecuencia que la primera frecuencia natural debe de superar. Este límite o umbral depende del diseño de las suspensiones y también del modelo de masas colgantes por cada eje del vehículo. También se tienen en cuenta las frecuencias de cada elemento. Un umbral de frecuencia común se encuentra entre los 30 y 45 Hz.

#### Primer modo

El primer modo se trata de un modo de torsión, pero más específicamente de un modo de torsión trasero. El autovector obtenido presenta las deformaciones que se observarían al aplicar un momento en el eje X en la parte trasera del vehículo.

Este modo se da a una frecuencia de 30,64 Hz. Comparándola con otros vehículos se puede concluir que es una frecuencia algo baja. Por tanto, se deberá poner énfasis en la optimización en incrementar el valor de este primer modo de torsión.

Se observa en la Figura 1 que las zonas más críticas, es decir, las que más energía de deformación tienen, son las cuatro esquinas del marco del portón trasero. Por tanto, serán en estas chapas del marco del portón trasero donde se pondrá el énfasis en las optimizaciones.



*Figura 1: Energía de deformación primer modo*

#### **4. Resultados de la Optimización paramétrica**

Los objetivos de la optimización paramétrica son: reducir la masa de la carrocería y aumentar la frecuencia del primer modo de torsión.

También se tiene en cuenta la frecuencia del segundo modo, la de flexión en X y la de tercer modo, la de torsión delantera, para que sus valores no disminuyan. Se comprueba la rigidez estática mediante la constante de rigidez torsional al final de la optimización.

Para llevar a cabo la optimización se deberán discutir que chapas serán consideradas en la optimización. Siendo realistas, muchas partes del vehículo, ya se encuentran diseñadas y dimensionadas a la hora de realizar los ensayos *NVH*. Es por esto que no todas las chapas se considerarán modificables.

En la primera simulación de la tarea de optimización se escogerán las 10 chapas que más afecten según el modal. El objetivo es ver cómo afectan estas variables a la frecuencia y comprobar cuál sería la frecuencia máxima obtenible poniendo los límites de los espesores con un valor alto.

Después se optimiza el modelo considerando un número distinto de chapas en cada optimización. Se pone la condición de que la frecuencia del primer modo llegue a 32,5 Hz y la función objetivo será disminuir masa. Los resultados se muestran en la Tabla 1.

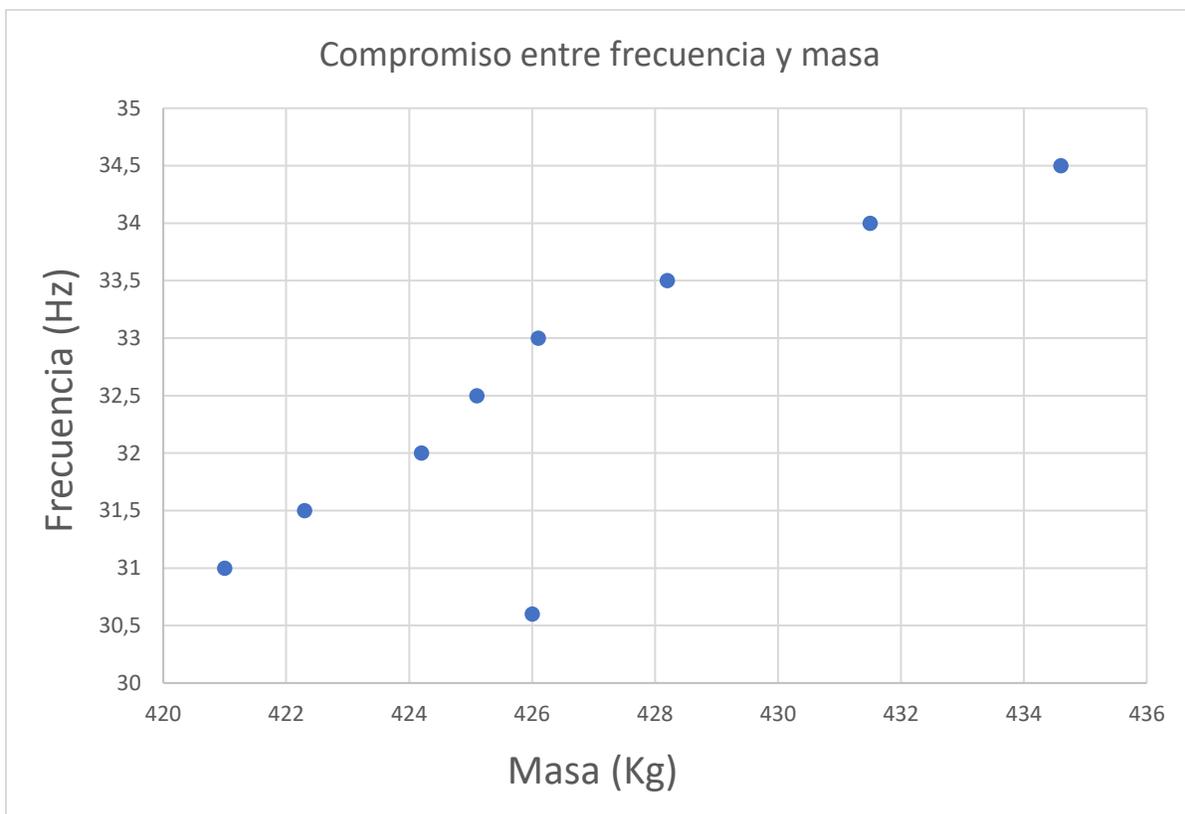
Número de chapas	Frecuencia	Índice de saturación medio de los espesores	Masa
316	32,5	0,15	400,2
101	32,5	0,47	425,1
44	32,5	0,88	429,6

*Tabla 1: Masa según número de chapas*

Utilizando todas las chapas, la reducción de peso es demasiado grande y se está mermando el comportamiento del coche en simulaciones de impacto. Sin embargo, si el número de chapas es pequeño el optimizador no es capaz de obtener el límite de frecuencia si no aumenta la masa. Por

tanto, se deriva que para dimensionar bien la carrocería se requiere compromiso y utilizar un número de chapas razonable que permita el aumento de frecuencia y la reducción de masa.

Se tiene un compromiso entre frecuencia y masa. Se ha de fijar un umbral límite de frecuencia. Para considerar el impacto en la masa del primer modo de torsión se han simulado optimizaciones con distintas frecuencias objetivos para comprobar su efecto en la masa. Se obtiene la gráfica presentada en la Figura 2.



*Figura 2: Compromiso ente frecuencia y masa*

Se puede apreciar el punto donde el compromiso entre frecuencia y masa de un valor que se considere bueno en ambas variables. La forma de la curva es muy probable que sea distinta para cada vehículo. Pero tiene sentido que el comportamiento final para conseguir frecuencias altas sea parecido al que se ha dado en este proyecto.

Como valor final a la optimización paramétrica, se ha decidido usar este criterio de que el punto óptimo para los valores de frecuencia y masa sea el que antecede a la caída de la pendiente, que será el punto que ofrezca más frecuencia por el menor aumento en masa posible. Por tanto los valores finales serán una frecuencia del primer modo de torsión de 33 Hz y una masa global correspondiente de 426,1 Kg.

## **5. Resultados de la optimización topográfica**

En esta parte final del proyecto, se estudia cómo aumentar la rigidez de las esquinas del marco superior del portón trasero mediante cambios en su morfología.

El efecto de utilizar este tipo de buñas es el de rigidizar la estructura sin necesidad de aumentar el espesor.

Primero se hace una simulación de optimización topométrica. Esto permite saber con más precisión qué parte de la chapa necesita mayor rigidez. Realizando una equivalencia entre un mayor espesor y un cambio en la morfología. Pero en realidad el espesor de la chapa debe ser constante, por tanto, será más óptimo, teniendo en cuenta la masa, implementar una buña en el lugar más crítico que subir el espesor de toda la chapa.

Se diseña la propuesta de buñas representada en la Figura 3.

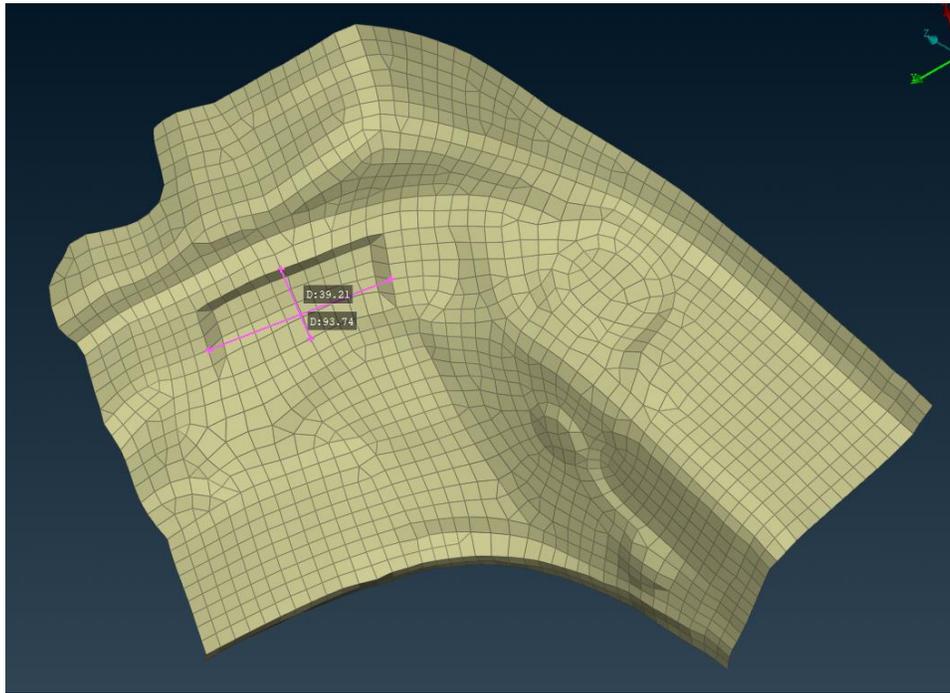


Figura 3: Diseño de buña

Esta buña se simula para obtener el valor inicial y después se usan sus parámetros de longitud, anchura y altura para la optimización.

Se obtienen los valores de la Tabla 2:

	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Altura (mm)	Frecuencia (Hz)
Inicial	-	-	-	30,803
Ciclo 1	93,7	39,2	6,5	30,891
Ciclo 2	96,4	41,3	6,6	30,912

Ciclo 3	96,5	41,8	6,6	30,913
---------	------	------	-----	--------

Tabla 2: Optimización de buña

Se puede observar que la diferencia de frecuencia es notable teniendo en cuenta que se ha usado solo un dos buñas. El hecho de que se logre subir la frecuencia 0,11 Hz es para considerar esta técnica. Además el aumento de peso es insignificante cuando se incluye la buña.

Este aumento de frecuencia sin aumento en masa lograría desplazar la curva de la Figura 2 hacia arriba si se juntaran los dos métodos. Por ello se propone realizar una simulación con las buñas realizadas en las zonas críticas junto con el resultado obtenido en la optimización paramétrica

## 6. Conclusiones

Se presenta el estudio del *body in white* o carrocería de un vehículo para distintos escenarios de rigidez y vibración. Se ha visto durante el mismo que el modelaje que se haga de la carrocería juega un papel importante. Llegando a subir de 25,4 Hz a 30,6 Hz cuando el modelo era correcto. Se ha explicado cómo se modela cada elemento de la carrocería y su porqué.

Se trata de un proyecto con poco valor cuantitativo pero alto valor cualitativo, ya existen multitud de carrocerías de vehículo, cada una diseñada de forma distinta. Sin embargo, la parte cualitativa de los resultados aporta mucho conocimiento en este campo.

Debido a que en la carrocería existen muchas zonas con un dimensionamiento más importante que el de aquí presenta, el área donde es preciso realizar la optimización es limitada. Sin embargo, resulta que cómo se ha visto en todo el proyecto, la zona más crítica se encuentra en el arco del portón trasero, y más especialmente en las dos esquinas superiores. Y sus dimensiones y morfología, en cierta medida son perfectamente modificables.

Lo más importante que se ha obtenido del estudio de la optimización paramétrica ha sido el compromiso encontrado entre frecuencia del primer modo de torsión y masa global. teniendo en cuenta esta relación entre frecuencia y masa, que será única para cada vehículo, es posible conseguir una disminución en masa notable sacrificando muy poco el valor de la frecuencia.

La última conclusión de este proyecto es la eficacia comprobada del uso de buñas para rigidizar la carrocería. Las buñas que se diseñaron para las zonas críticas con mayores energías de deformación del primer modo cumplen perfectamente con su función de aumentar la rigidez dinámica y aumentar la frecuencia del primer modo de torsión. El diseño de la buña de forma manual ha resultado ser más efectivo que el uso de optimizaciones morfológicas completamente libre. Se asocia esto a la complejidad del modelo.

# Summary

## **1. Introduction**

In the automotive industry, weight has always been a determining factor. The main advantage of making a car lighter is the reduction of fuel consumption.

A good vehicle body structure would be one that is lightweight, complies with the appropriate passive safety measures and also offers the driver and passengers adequate comfort.

The aim of this project will be to optimize the bare body of a vehicle in terms of vibration and stiffness. The mass of the body will be reduced without compromising the passive safety of the structure and its comfort. This will be achieved using powerful tools such as parametric optimization, which consists of varying sheet thicknesses, and topographical optimization, which consists of varying the morphology of the sheets.

The software used for the project will be BETACAE software: ANSA for pre-processing, EPILYSIS for calculation and META for post-processing.

## **2. Methodology and model**

The study will be conducted on a finite element model of a 2020 Nissan Rogue. This model is developed and validated with crash tests by: The Center for Collision Safety and Analysis (CCSA). The Nissan Rogue is an SUV-type car whose behaviour is common for a vehicle of its weight (1,609 Kg) and power (170 hp), and which uses McPherson dampers.

The first simulation will be a modal analysis of the basic *BIW*, without any modifications. With the results of the modal analysis, it will be seen which parts of the structure have the most impact on vibrations, in addition to the natural frequencies and eigenmodes. These parts will be considered for optimization.

A linear torsional static analysis will also be carried out to obtain the torsional stiffness of the *BIW* and which parts suffer the greatest deformations. The idea of these first two simulations is to find the areas with the highest deformation energies to put more emphasis on them in the optimization.

In the optimization part, a parametric optimization will be carried out considering the thicknesses of the sheets with the greatest impact on the overall stiffness and vibration. Then the morphology of the sheets will be optimized by means of morphological reinforcements according to the parametric optimization of thicknesses.

To create a good model, it is necessary to correctly model all the elements of the bodywork, some of the most important are:

- Mesh elements: The mesh of the model is a shell mesh, i.e. a 2D mesh. This is because in the automotive industry most of the elements are sheets. The thickness data is needed to be able to calculate stresses and deformations. This type of mesh saves a lot of computational time.
- Welding points: These are modelled by *CWELD* joints that rigidly connect one shell to another.
- Adhesives: Adhesives have specific characteristics and shapes depending on what needs to be joined. Structural adhesives and glazing adhesives are modelled.
- Crossbeam: This element is designed with the needs of the vehicle's impact performance in mind, this being its main objective. However, it can have a considerable effect on the vehicle's performance in terms of vibration and comfort. Its bolted connection to the bodywork is modelled with *RBE2* elements.

### **3. Modal análisis**

Modal analysis is a dynamic analysis technique applicable to any type of structure. Its objective is to find the dynamic properties of the structure such as the natural frequencies and their associated mode of vibration.

Modal analysis is used to identify loose parts in the model because they cause non-global modes. By reworking the model according to the modal results, the first torsional mode is increased from 25,3 Hz to 30,6 Hz, which is a very significant increase.

The results provided by the modal have a series of natural frequencies and an eigenvector associated with each of them. The eigenvector tells us what the body motion is like, and the natural frequency refers approximately to the frequency at which an excitation should occur in that mode to produce a resonance.

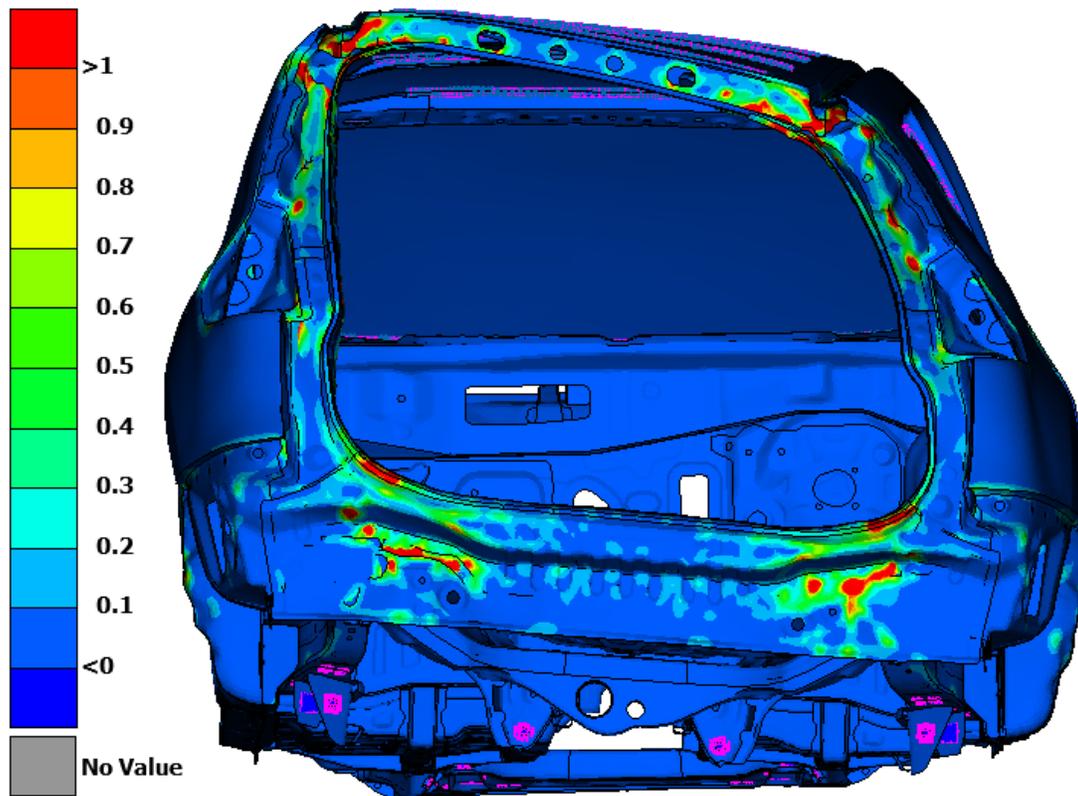
The most important frequency for design is the first, i.e. the lowest frequency. Vehicle manufacturers set a frequency threshold that the first natural frequency must exceed. This limit or threshold depends on the design of the suspensions and on the pattern of hanging masses per vehicle axle. The frequencies of the individual elements are also considered. A common frequency threshold is between 30 and 45 Hz.

### **First mode**

The first mode is a torsional mode, but more specifically a rear torsional mode. The obtained eigenvector presents the deformations that would be observed when applying a moment on the X-axis at the rear of the vehicle.

This mode occurs at a frequency of 30,64 Hz. Compared to other vehicles it can be concluded that this is a somewhat low frequency. Therefore, emphasis should be put in the optimization on increasing the value of this first torque mode.

It can be seen from the figure that the most critical areas, i.e. the ones with the highest deformation energy, are the four corners of the tailgate frame. Therefore, it is on these corners of the tailgate frame that the emphasis of the optimizations will be placed.



*Figura 4: Deformation energy of the first mode*

#### 4. Parametric optimization result

The objectives of the parametric optimization are: to reduce the body mass and to increase the frequency of the first torsional mode.

The frequency of the second mode, the X axis bending mode, and the third mode, the front torsional mode, are also considered so that their values do not decrease. The static stiffness is checked by means of the torsional stiffness constant at the end of the optimizations.

To carry out the optimizations, it must be discussed which sheets will be considered in the optimizations. Realistically, many parts of the vehicle are already designed and dimensioned at the time of the *NVH* tests. Therefore not all of the sheet metal will be considered to be modifiable.

In the first simulation of the optimizations task, the 10 most affected sheet metal parts will be chosen according to the modal. The objective is to see how these variables affect the frequency and to check what would be the maximum frequency obtainable by setting the thickness limits to a high value.

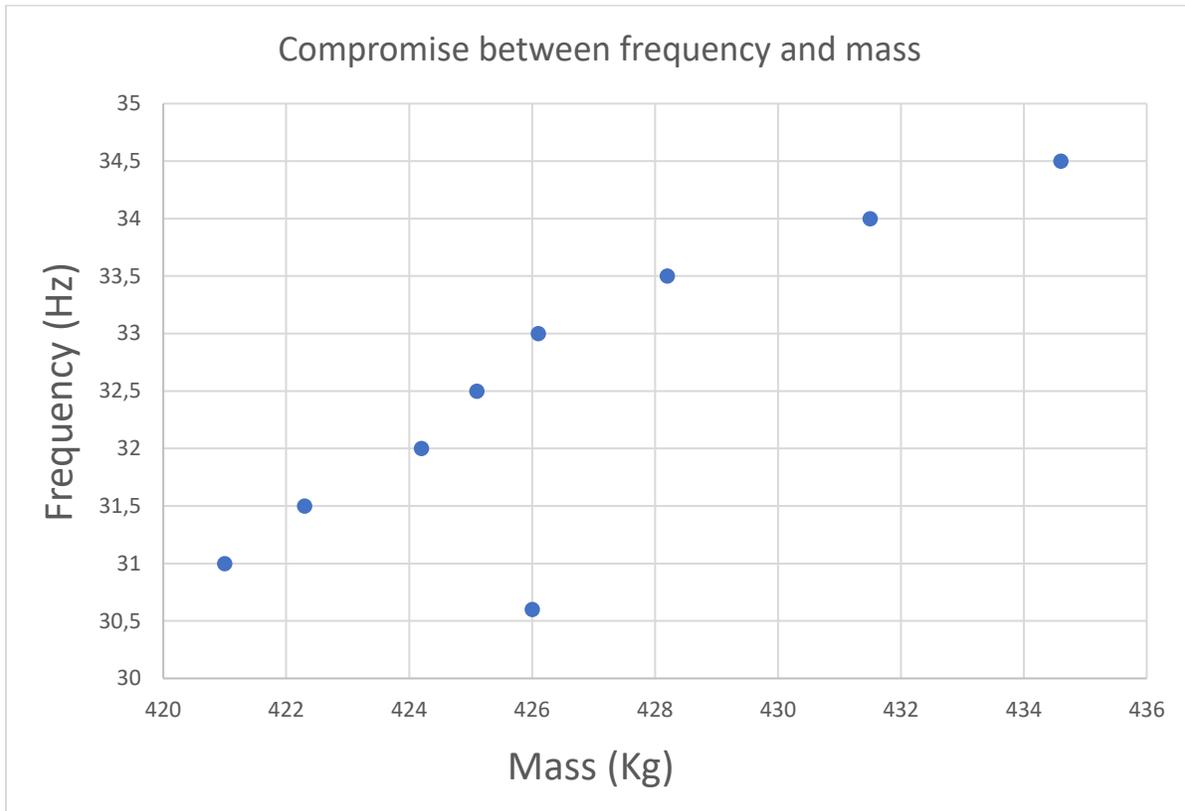
The model is then optimized by considering a different number of sheets in each optimization. The condition is that the frequency of the first mode reaches 32,5 Hz and the objective function will be to decrease mass. The results are shown in the figure below

Number of sheets	Frequency	Average saturation index of thickness	Weight
316	32,5	0,15	400,2
101	32,5	0,47	425,1
44	32,5	0,88	429,6

*Table 3: Weights according to number of sheets*

By using all the sheets, the weight reduction is too large and the behavior of the car in impact simulations is reduced. However, if the number of sheets is small, the optimizer is not able to obtain the frequency limit if the mass is not increased. Therefore, it follows that a good sizing of the body requires a compromise and the use of a reasonable number of sheets to allow the increase of frequency and the reduction of mass.

There is a trade-off between frequency and mass. A threshold frequency limit must be set. To consider the impact on the mass of the first torsional mode, optimizations with different target frequencies have been simulated to check their effect on the mass. The graph presented in the figure below is obtained.



*Figura 5: Compromise between frequency and mass*

The point where the trade-off between frequency and mass of a value considered good for both variables can be seen. The shape of the curve is very likely to be different for each vehicle. But it makes sense that the final behavior to achieve high frequencies is similar to the one given in this project.

As a final value to the parametric optimizations, it has been decided to use this criterion that the optimal point for the frequency and mass values is the one before the slope drops, which will be the point that offers the highest frequency for the lowest possible increase in mass. Therefore, the

final values will be a frequency of the first torsional mode of 33 Hz and a corresponding overall mass of 426,1 Kg.

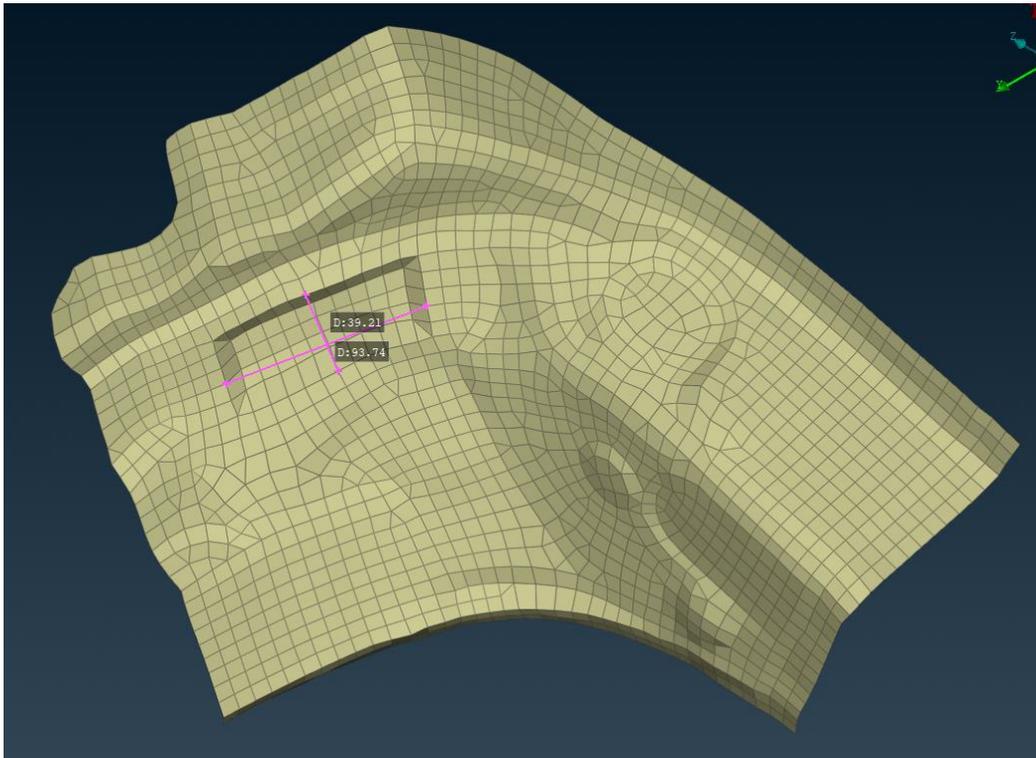
## **5. Results of the topographic optimization**

In this final part of the project, we study how to increase the stiffness of the corners of the upper frame of the tailgate by changing its morphology.

The effect of using this type of morphological reinforcement is to stiffen the structure without the need to increase the thickness.

First, a topometric optimizations simulation is carried out. This allows us to know more precisely which part of the sheet needs greater stiffness. By making an equivalence between a greater thickness and a change in morphology. But, the thickness of the sheet must be constant, therefore, it will be more optimal, considering the mass, to implement a morphological reinforcement in the most critical place than to increase the thickness of the entire sheet.

The proposed morphological reinforcement is designed as shown in the figure below.



*Figure 6: Morphological reinforcement design*

This morphological reinforcement is simulated to obtain the initial value and then its length, width and height parameters are used for optimization.

The values are obtained from the table as follows:

	Length (mm)	Width (mm)	High (mm)	Frequency (Hz)
<b>Initial</b>	-	-	-	30,803
<b>Cycle 1</b>	93,7	39,2	6,5	30,891
<b>Cycle 2</b>	96,4	41,3	6,6	30,912
<b>Cycle 3</b>	96,5	41,8	6,6	30,913

*Table 4: Morphological reinforcement optimization*

The difference in frequency is remarkable considering that only one two-taper has been used. The fact that the frequency is raised by 0,11 Hz is worth considering this technique. Furthermore, the weight increase is negligible when the morphological reinforcement is included.

This increase in frequency without an increase in mass would shift the curve of the figure upwards if the two methods were combined. It is therefore proposed to carry out a simulation with the morphological reinforcements made in the critical zones together with the result obtained in the parametric optimization.

## **6. Conclusions**

The study of the *body in white* of a vehicle for different stiffness and vibration scenarios is presented. It has been seen during the study that the *body in white* modelling plays an important role. It went up from 25,4 Hz to 30,6 Hz when the model was correct. It has been explained how each element of the bodywork is modelled and why.

This is a project with little quantitative value but high qualitative value, as there are already a multitude of vehicle bodies, each one designed in a different way. However, the qualitative part of the results provides a lot of knowledge in this field.

Because there are many areas in the car body with a larger dimensioning than the one presented here, the area where optimization is required is limited. However, it turns out that as seen throughout the project, the most critical area is in the tailgate arch, and more especially in the two upper corners. And its dimensions and morphology are, to a certain extent, perfectly modifiable.

The most important thing that has been obtained from the parametric optimization study has been the compromise found between the frequency of the first torsional mode and the overall mass. Considering this relationship between frequency and mass, which will be unique for each vehicle, it is possible to achieve a notable reduction in mass by sacrificing very little of the frequency value.

The conclusion of this project is the proven effectiveness of using morphological reinforcements to stiffen the body. The morphological reinforcements that were designed for the critical areas with

the highest deformation energies of the first mode perfectly fulfil their function of increasing the dynamic stiffness and increasing the frequency of the first torsional mode. The manual design of the morphological reinforcement has proved to be more effective than the use of completely free morphological optimizations. This is associated with the complexity of the model.

# Índice

<b>1. Introducción.....</b>	<b>28</b>
<b>2. Estado del arte .....</b>	<b>29</b>
2.1. Arquitectura del vehículo .....	29
2.1.1. Tipos de carrocerías .....	29
2.1.2. Elementos principales de las carrocerías autoportantes.....	30
2.1.3. Tipos de uniones .....	31
2.2. Test <i>NVH</i> .....	32
2.3. Optimización paramétrica, topográfica y topológica.....	33
<b>3. Motivación y objetivos .....</b>	<b>34</b>
3.1. Motivación.....	34
3.2. Objetivos.....	35
<b>4. Metodología y recursos.....</b>	<b>35</b>
4.1. Metodología.....	35
4.2. Recursos .....	37
<b>5. Definición del modelo.....</b>	<b>38</b>
5.1. Obtención del modelo .....	38
5.2. Modelización de los elementos y cambios en el modelo .....	40
5.2.1. Elementos de malla.....	40
5.2.2. Uniones del modelo .....	41

5.2.3.	Travesía.....	47
5.2.4.	Parabrisas delantero .....	48
5.2.5.	Subchasis.....	50
5.2.6.	Traviesas de techo.....	52
5.2.7.	Pilares A, B y C .....	53
5.2.8.	Extensión paso de rueda y pared adicional .....	55
5.2.9.	Materiales.....	58
5.2.10.	Checks del modelo e iteraciones con el modal.....	59
<b>6.</b>	<b>Análisis modal.....</b>	<b>61</b>
6.1.	Explicación y correlación de los modos principales .....	63
6.1.1.	Primer modo.....	65
6.1.2.	Segundo modo .....	67
6.1.3.	Tercer modo .....	68
6.1.4.	Cuarto modo.....	69
6.1.5.	Quinto modo .....	70
6.1.6.	Sexto modo .....	71
<b>7.</b>	<b>Estático torsional.....</b>	<b>72</b>
<b>8.</b>	<b>Definición de la optimización paramétrica .....</b>	<b>75</b>
<b>9.</b>	<b>Resultados .....</b>	<b>79</b>
9.1.	Resultados Optimización paramétrica.....	79
9.1.1.	Simulación con espesores máximos.....	79
9.1.2.	Primera optimización con todas las chapas .....	81

9.1.3.	Optimización solo con chapas traseras .....	85
9.1.4.	Optimización solo con chapas críticas .....	87
9.1.5.	Compromiso entre frecuencia y masa.....	88
9.1.6.	Comprobación de rigidez estática.....	91
9.2.	Resultados optimización topográfica .....	92
9.2.1.	SOL 200 topography en esas 2 <i>shells críticas</i> .....	98
<b>10.</b>	<b>Conclusiones y trabajo futuro .....</b>	<b>99</b>
10.1.	Conclusiones .....	99
10.2.	Trabajo futuro.....	100
<b>11.</b>	<b>Referencias.....</b>	<b>102</b>
	<b>ANEXO Objetivos de desarrollo sostenible.....</b>	<b>103</b>

# Índice de figuras

Figura 1: Energía de deformación primer modo.....	6
Figura 2: Compromiso ente frecuencia y masa.....	8
Figura 3: Diseño de buña .....	10
Figura 4: Deformation energy of the first mode .....	16
Figura 5: Compromise between frequency and mass .....	18
Figure 6: Morphological reinforcement design .....	20
Figura 7: Modelo BIW inicial.....	36
Figura 8: Vehículo Nissan Rogue 2022 .....	39
Figura 9: Nissan Rogue modelo FE completo .....	39
Figura 10: Criterios de calidad de malla .....	41
Figura 11 Elementos: <i>NASTRAN CWELD</i> simples .....	42
Figura 12: Elementos <i>NASTRAN CWELD</i> " <i>point to patch</i> " .....	43
Figura 13: Elementos <i>NASTRAN CWELD</i> triples.....	44
Figura 14: Parámetros de los elementos <i>NASTRAN CWELD</i> .....	45
Figura 15: Modelización unión traviesa .....	48
Figura 16: Modelización parabrisas delantero .....	49
Figura 17: Modelización ventana montante C .....	50
Figura 18: Modelización subchasis delantero.....	51
Figura 19: Modelización subchasis trasero.....	51
Figura 20: Modelización unión traviesas de techo .....	53
Figura 21: Sección pilar A .....	54
Figura 22: Modelización adhesivo pilar B.....	55
Figura 23: Extensión paso de rueda .....	56
Figura 24: Parte trasera sin pared adicional.....	57
Figura 25: Parte trasera con pared adicional.....	57
Figura 26: Tarjeta de materiales .....	58

Figura 27: Modelo BIW modificado.....	60
Figura 28: Modelo BIW modificado.....	60
Figura 29: HEADER para el análisis modal .....	63
Figura 30: Energía de deformación primer modo.....	66
Figura 31: Energía de deformación primer modo.....	66
Figura 32: Energía de deformación segundo modo .....	67
Figura 33: Energía de deformación tercer modo .....	68
Figura 34: Energía de deformación cuarto modo .....	69
Figura 35: Energía de deformación quinto modo .....	70
Figura 36: Energía de deformación sexto modo .....	71
Figura 37: Deformaciones en mm del análisis estático torsional .....	73
Figura 38: Deformaciones en mm del análisis estático torsional .....	74
Figura 39: Espesores anillo portón trasero .....	79
Figura 40: Energía de deformación con espesores máximos.....	80
Figura 41: Energía de deformación optimización con todas las chapas .....	82
Figura 42: Índice de saturación de cada variable por ciclo.....	84
Figura 43: Chapas con más impacto en la torsión .....	86
Figura 44: Compromiso entre frecuencia y masa .....	90
Figura 45: Chapa crítica para optimizar topográficamente.....	92
Figura 46: Diseño de buña .....	96
Figura 47: Optimización buña .....	97
Figura 48: ODS número12                      Figura 49: ODS número 11 .....	103

# 1. Introducción

En la industria del automóvil, el peso siempre ha sido un factor determinante. Hacer un coche más ligero conlleva muchas ventajas como gastar menos materia prima en su producción o conseguir que el coche tenga una respuesta más rápida en la conducción. Pero la principal ventaja es que al reducir el peso se reduce también el consumo de combustible del vehículo.

Otro factor indispensable es el de la seguridad, ya sea seguridad pasiva o activa. Los elementos de seguridad pasiva cumplen con su función en caso de accidentes y algunos ejemplos son el cinturón de seguridad, el airbag, o la propia estructura del vehículo. Esta estructura será la encargada de absorber, a partir de su deformación, parte de la energía del impacto; y de proteger a los ocupantes del vehículo en la zona rígida del habitáculo.

Por lo tanto, una buena estructura o carrocería del vehículo, sería aquella que fuera ligera, cumpla con las medidas de seguridad pasiva adecuadas, y además ofrezca al conductor y pasajeros una comodidad adecuada. Entendiéndose como comodidad la percepción de los ocupantes a la respuesta del vehículo producida por los estímulos de la vía en condiciones de marcha normales.

El objetivo de este proyecto será optimizar la carrocería desnuda de un vehículo para escenarios de vibraciones y rigidez. Se reducirá la masa de la carrocería sin perjudicar la seguridad pasiva de la estructura ni su comodidad. Para ello se hará uso de herramientas muy potentes como lo son la optimización paramétrica y la optimización topográfica.

No es una tarea fácil el diseñar una carrocería que cumpla todas estas condiciones. La idea de crear un diseño de geometría a partir de la optimización tiene mucho sentido. La optimización paramétrica permite cambiar valores a variables de diseño, como por ejemplo espesores de chapa, en función de esfuerzos o condiciones requeridas. Mientras que la optimización topográfica buscará la mejor morfología de la superficie de la chapa para resistir los distintos escenarios.

Gracias a los nuevos métodos computacionales, es posible llevar la optimización a un nivel más complejo de análisis a nivel estático, dinámico, modal o de impacto, los cuales pueden considerarse

durante el proceso de optimización. El software utilizado para el proyecto será el software de BETACAE: ANSA para el preprocesado, EPILYSIS para el cálculo y META para el posproceso.

## 2. Estado del arte

### 2.1. Arquitectura del vehículo

#### 2.1.1. Tipos de carrocerías

En automoción existen tres tipos distintos de carrocerías principales que estructuran el vehículo. Estas son: Las carrocerías autoportantes, las de chasis independiente y las tubulares. Las carrocerías tubulares se usan en algunos coches de competición mientras que las de chasis independiente se suelen ver en vehículos todoterreno, furgonetas, camiones, autobuses o vehículos especiales como grúas. Estas últimas consisten en una plataforma de chasis que incluye los elementos mecánicos del vehículo y donde se atornilla encima toda la carrocería.

La carrocería dominante en los coches modernos que habitualmente circulan por las calles es sin duda la carrocería autoportante o *body in white (BIW)*. Es un tipo de estructura que como su nombre indica ella misma resiste todo su propio peso. Es una estructura muy rígida en la parte que rodea el habitáculo, mientras que la parte delantera requiere ser más deformable para aguantar los impactos y disipar la energía generada en los mismos. Además, brinda una gran estabilidad estructural, una mayor resistencia a la torsión y espacio en el interior en comparación con los otros tipos. Al ser el más extendido, su producción en masa es sencilla y no supone costes relativamente elevados. Pero, sobre todo, la mayor ventaja que posee es la reducción de peso que supone en el vehículo.

### 2.1.2. Elementos principales de las carrocerías autoportantes

A continuación, se enumeran y explican los principales componentes que constituyen una estructura de carrocería autoportante:

- **Chapa del salpicadero:** Separa el habitáculo del compartimento motor. Su objetivo es impedir la intrusión de componentes mecánicos en el habitáculo en caso de colisión frontal. Tiene un gran impacto en la rigidez torsional de la parte delantera.
- **Túnel central:** Recorre todo el suelo del habitáculo desde longitudinalmente. Refuerza la resistencia a flexión en el eje longitudinal. El túnel central junto a las traviesas transversales que se suelan sobre el suelo sirven como puntos de anclaje para asientos y sistemas de retención.
- **Suelo:** El suelo del habitáculo es el componente más rígido de toda la carrocería, se encuentra dividido en dos mitades por el túnel central.
- **Pilares:** Son elementos muy rígidos responsables de transmitir los esfuerzos. Principalmente en colisiones laterales, ya que debe impedir que se deforme en gran medida el habitáculo. También son puntos de anclaje para los sistemas de retención como cinturones y pretensores. Los pilares son construidos mediante la soldadura de un gran número de chapas que actúan como refuerzos. También juegan un papel crucial en el caso de vuelco del vehículo teniendo la función de impedir que el espacio del habitáculo disminuya.
- **Estribos bajo puertas y bajo techo:** Los estribos se sitúan de forma transversal en la parte superior e inferior del coche. Se encargan de unir los pilares con el suelo y el techo. Son constituidos por un gran número de chapas y tienen valores de rigidez altos.
- **Techo:** El techo está formado por una chapa de gran superficie. Se refuerza mediante traviesas transversales unidas por adhesivo. Ya que en las chapas pertenecientes a la piel exterior no se hace uso de soldadura por motivos estéticos.
- **Largueros delanteros:** Son elementos fundamentales para la disipación de energía en impactos frontales. Se utilizan espesores de chapa variados para conseguir el tipo de

respuesta requerida. Para conseguir esto, es común el uso de la técnica de *tailored blank*. Sin embargo que está es una técnica realizada con soldadura láser y tiene un alto coste. La parte final de los largueros se une con el suelo del habitáculo, pasando por la chapa salpicadero, que deberá impedir su intrusión en caso de impacto. El objetivo de los largueros es transferir la energía que no ha sido capaz de absorberse a toda la carrocería.

- Pasos de rueda: Son los elementos que alojan las ruedas. Deben soportar los esfuerzos recibidos del sistema de suspensión y también soportar efectos de corrosión y humedad al estar expuestos al exterior.

### 2.1.3. Tipos de uniones

Puntos de soldadura:

Para unir todas las chapas que lleva el *BIW* se usan distintos métodos. Uno de los más utilizado es el de la soldadura por puntos: Consiste en unir dos chapas metálicas por la aplicación de corriente mediante electrodos. Es una soldadura que no requiere de material de aporte ni tampoco se funde el metal base. Se considera una soldadura muy limpia y rápida. En la línea de montaje de un automóvil existen diversas maquinas robotizadas que realizan esta soldadura.

A pesar de que es un proceso rápido, siempre se busca optimizar al máximo y reducir el número de puntos de soldadura ya que se ahorraría tiempo en esta estación de ensamblado. Por lo tanto, es una buena idea el optimizar el número de puntos de soldadura teniendo en cuenta los escenarios de rigidez y vibraciones a los que se somete la carrocería.

## 2.2. Test NVH

La geometría para estudiar será la carrocería desnuda del vehículo o *body in white (BIW)*. Se entiende como carrocería desnuda la estructura sobre la que se construye el automóvil. Está formada por piezas de chapa unidas por puntos de soldadura o soldadura láser.

Una prueba muy habitual en la industria de la automoción es el test NVH (*noise, vibration and harshness*). Es una prueba en la que se mide el ruido del automóvil, así como las vibraciones en la carrocería. Ya sean estos ruidos y vibraciones producidos por el motor o procedentes de la suspensión por el contacto con la carretera. Uno de los parámetros de salida es el confort de los ocupantes que está muy relacionado con el primer modo de vibración del vehículo.

Para esta prueba se usa la carrocería desnuda o *BIW* y también un modelo de coche completo o *trimmed body (TB)*. Este último modelo es el más fidedigno ya que contiene todos sus componentes, pueden estar representados por elementos (*shells* o sólidos) o por masas puntuales.

Para simular computacionalmente un test NVH se plantean una serie de escenarios para analizar su respuesta en cuanto a vibraciones y rigidez para unos casos de carga dados. Los casos de carga más habituales son los siguientes:

- Rigidez torsional estática del *BIW*: Se calcula la rigidez estática de la carrocería mediante un análisis de carga estática lineal.
- Rigidez torsional dinámica del *BIW*: Se realiza un análisis modal de la carrocería. No hay fuerzas aplicadas ni condiciones de contorno.
- Rigidez torsional dinámica del *TB*: Se realiza un análisis de respuesta en frecuencia. Normalmente se ejecuta un caso para cada elemento importante del *TB*.

A partir de estas simulaciones se obtienen resultados importantes para el análisis de la estructura. Centrándonos en los casos del *BIW*, del análisis estático se obtiene el valor de la rigidez torsional en Nm/°. También resulta importante el valor de las deformaciones en cada punto del *BIW*, así como la energía de deformación asociada. La energía de deformación es una variable muy útil, ya

que indica en que zonas la carrocería sufre más deformación, y por tanto esas serán las zonas a tener en cuenta para realizar cambios en la geometría. En el análisis modal se obtienen las frecuencias naturales del modelo, así como los modos de vibración mediante los autovalores y autovectores, respectivamente.

## **2.3. Optimización paramétrica, topográfica y topológica**

Cualquier optimización computacional cuenta con una función objetivo a optimizar. En el mundo de la automoción esta función suele ser la de masa y se optimiza para reducir esta. También existen ciertas condiciones de contorno que limitarán esta reducción de masa. Normalmente se trata de una rigidez requerida para soportar una fuerza.

La optimización paramétrica consiste en definir una o varias variables de diseño. Son variables cuantitativas que el algoritmo va cambiando su valor para encontrar el resultado óptimo según la función objetivo y condiciones impuestas. Una variable de diseño habitual es el espesor de una pieza de chapa, aumentando su valor la estructura se rigidiza y reduciéndolo se consigue un ahorro en masa.

La optimización topológica es algo más compleja y consiste en optimizar una superficie 2D (elementos de tipo Shell). No consta de variables de diseño definidas específicamente. El algoritmo tratará de cambiar la morfología de la superficie a través de dobleces, nervios o “buñas” que harán aumentar la rigidez de la chapa manteniendo un espesor constante. Cabe destacar que estas dobleces, nervios o “buñas” a posteriori sí que podrían ser parametrizables convirtiendo su longitud o ancho en una variable de diseño para optimizar paraméricamente.

La optimización topológica consiste en optimizar el aporte de material en un espacio 3D establecido. El algoritmo divide el espacio en elementos y les asigna una densidad variable desde 0 hasta el valor de densidad del material utilizado. Es una optimización muy útil para reducir el peso al máximo y se obtienen normalmente formas complejas. Usualmente los resultados de esta optimización se interpretan y se construye otro diseño a partir de ellos.

La diferencia entre optimización topológica y topográfica es, por tanto, considerable. Mientras que la topológica parte de un espacio 3D y elige en que zonas poner o no material, en la topográfica sí que se parte de una pieza con forma de chapa (Shell). Así que la geometría ya es conocida desde el primer momento, la optimización trata de calcular todo un abanico de soluciones con cambios en la morfología y finalmente arroja los mejores resultados.

## 3. Motivación y objetivos

### 3.1. Motivación

La motivación de este proyecto se deriva de forma natural con lo comentado en la introducción y en el estado de la cuestión. La necesidad de reducir el peso es un factor fundamental y combinado con la necesidad de seguridad pasiva, ruido, vibraciones y confort en general, hace que la importancia de diseñar un buen *BIW* sea muy alta.

Hasta ahora la práctica habitual de la mayoría de las manufacturas de automóviles es diseñar el *BIW* sin tener en cuenta completamente los requisitos para los que está diseñado. Se parte casi siempre de modelos antiguos y cuesta mucho ver un cambio o rediseño completo en un componente como este. Después se simulan los ensayos *NVH* y se comprueba si cumplen. Si no cumplen se procede a cambiar esa parte en cuestión y se repite el proceso. La motivación del proyecto en este ámbito es juntar estas dos partes del proceso, integrando el diseño del *BIW* con los ensayos *NVH*. De esta forma, se consigue optimizar mucho más la geometría con las respuestas requeridas para los distintos casos de vibraciones y rigidez.

Otra motivación del proyecto viene de la poca literatura sobre optimización topográfica en automoción, en comparación con la optimización topológica y en especial en la carrocería desnuda de un vehículo. La optimización topológica, como ya se ha explicado, consiste en partir de un espacio 3D y rellenarlo con el material suficiente para cumplir las condiciones. Y más tarde, interpretar esos resultados para crear la geometría. Esto es ideal para piezas más abstractas e innovadoras, sin embargo, en un *BIW* ya se conoce como será ese diseño final ya que la estructura

de un *BIW* está muy acotada con requisitos de espacio como el habitáculo o las puertas. Por tanto, a priori, tiene mucho más sentido el realizar una optimización topográfica (y paramétrica, jugando con el espesor) que una topológica. Ya que además esta estructura se forma a base de chapas, y la optimización paramétrica nos permite cambiar sus formas, dobleces o nervios.

## 3.2. Objetivos

En cuanto a los objetivos, el principal es conseguir una carrocería ligera y eficiente, optimizando su diseño y comportamiento según distintos escenarios de rigidez y vibración

Otro objetivo importante del proyecto es identificar los parámetros clave en el diseño de un *BIW* y encontrar la mejor forma de optimizarlos dentro del software de cálculo. Este objetivo es el que trasciende del proyecto y transmitir el conocimiento adquirido es lo que verdaderamente resultaría útil para la compañía que encargó este proyecto.

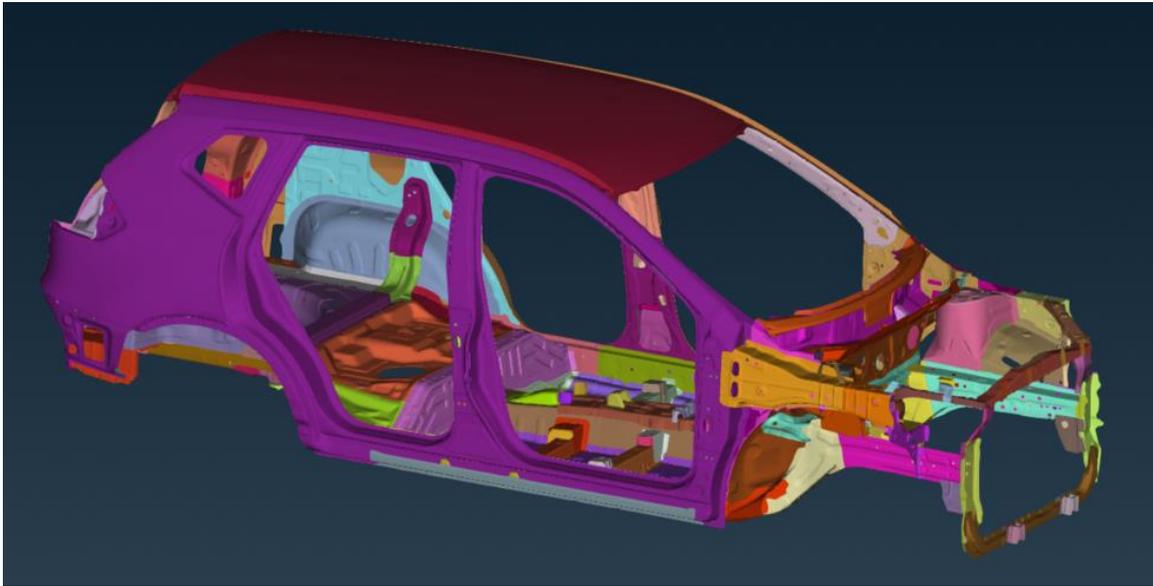
Otro objetivo parcial del proyecto es ser capaz de modelar correctamente el *body in white*, con todas las uniones y componentes, para poder realizar una correcta optimización.

## 4. Metodología y recursos

### 4.1. Metodología

La metodología por seguir para este proyecto empezará con la geometría inicial del automóvil elegido. El estudio se realizará en un modelo de elementos finitos de un Nissan Rogue del año 2020. Este modelo está desarrollado por: *The Center for Collision Safety and Analysis (CCSA)* en *George Mason University* y está validado con distintos ensayos realizados en 2015 y 2016 con el modelo de años anteriores. El Nissan Rogue es un coche tipo SUV cuyo comportamiento es común para un vehículo de su peso (1,609 Kg) y potencia (170 hp), y que utiliza suspensiones McPherson.

Al tratarse de un modelo de coche completo, el primer paso será separar el *BIW* del resto del vehículo. Toda esta geometría deberá estar conectada mediante uniones de puntos de soldadura modelados correctamente.



*Figura 7: Modelo BIW inicial*

La primera simulación será un análisis modal del *BIW* básico, sin ninguna modificación. Con los resultados del análisis modal, se verá que partes de la estructura tienen más impacto en las vibraciones, además de las frecuencias naturales y modos propios. Esas partes serán las que se tendrán más en cuenta de cara a la optimización.

También se realizará un análisis estático lineal. Se aplicarán fuerzas en las cazoletas de las suspensiones generando un momento torsor en la estructura. De esta simulación se obtendrá la rigidez torsional del *BIW* y qué partes son las que sufren mayores deformaciones. La idea de estas dos primeras simulaciones consiste en encontrar las zonas con mayores energías de deformación para poner más énfasis en ellas en la optimización.

Una vez realizado estos dos primeros ensayos se procederá con la optimización. Primero se realizará una optimización paramétrica teniendo en cuentas los espesores de las chapas con más impacto en la rigidez y vibración global. Después se optimizará la morfología de las chapas según lo obtenido en la optimización paramétrica de espesores.

Todas estas optimizaciones tienen un carácter de interpretación fuerte, por lo que a menudo se iterarán según los resultados obtenidos y se probarán combinaciones de distintos resultados. Con el objetivo final de optimizar al máximo el comportamiento del *BIW* frente a los casos de vibración y rigidez comentados.

En resumen, las variables que se optimizarán serán: El espesor de las chapas y las embuticiones de las chapas o “buñas”.

## **4.2. Recursos**

En cuanto a los recursos utilizados, se usará el entorno de trabajo de BETACAE. El software de preprocesado será ANSA, donde se realiza el mallado del modelo y la definición de las condiciones para la simulación. Para resolver los casos, se usará el software de cálculo EPILYSIS, donde se definen ciertos comandos para que la simulación sea correcta y arroja los resultados de esta. Para posprocesar los resultados se usará el software META, en él se obtendrán los resultados de la simulación y se extraerán las gráficas o figuras necesarias para la correcta comprensión de estos.

## 5. Definición del modelo

### 5.1. Obtención del modelo

El estudio se realizará en un modelo de elementos finitos de un Nissan Rogue del año 2020. Este modelo está desarrollado por: The Center for Collision Safety and Analysis (CCSA) en George Mason University y está validado con distintos ensayos realizados en 2015 y 2016 con el modelo de años anteriores. El Nissan Rogue es un coche tipo SUV cuyo comportamiento es común para un vehículo de su peso (1,609 Kg) y potencia (170 hp), y que utiliza suspensiones McPherson.

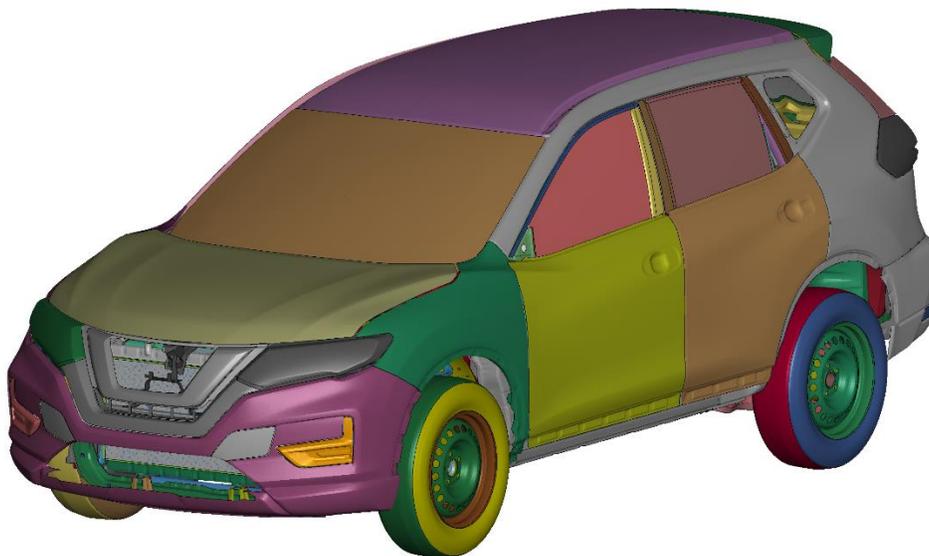
Al tratarse de un modelo de coche completo, el primer paso será separar el *BIW* del resto del vehículo. Toda esta geometría deberá estar conectada mediante uniones de puntos de soldadura modelados correctamente.

Cabe destacar que este es un modelo diseñado y validado pensando en simulaciones de impactos, por tanto, es obvio pensar que pueda haber partes no del todo bien modeladas para un estudio *NVH* como el que se realiza en este proyecto. Como se verá más adelante, la parte posterior del vehículo no cuenta con mucho detalle lo que resultará en un primer modo de torsión algo bajo.

El modelo fue creado en el software de LS-Dyna, y se deberá pasar a ANSA. ANSA es un software que acepta multitud de inputs de distintos programas, y la conversión que hace es muy buena ya que interpreta todos los elementos del modelo de forma precisa, al tener un módulo de LS-Dyna integrado en el propio entorno de ANSA.



*Figura 8: Vehículo Nissan Rogue 2022*



*Figura 9: Nissan Rogue modelo FE completo*

## **5.2. Modelización de los elementos y cambios en el modelo**

### **5.2.1. Elementos de malla**

Una vez pasado el modelo a ANSA se ha de cambiar manualmente los elementos que ANSA no ha interpretado de la forma óptima para realizar simulaciones de *NVH*. Antes de exponer los cambios realizados en el modelo merece la pena explicar cómo se modeliza cada elemento y por qué:

La malla del modelo se trata de una malla tipo *shell*, es decir una malla en 2D. Esto es debido a que en automoción la mayoría de elementos son chapas, ya sean de metal o plástico (solo se modelan en 3D las espumas o alguna pieza de acabado interior para simulaciones que requieran de ello). Tener una malla en 2D en lugar de en 3D ayuda mucho a la potencia de simulación requerida y por tanto al tiempo de simulación. Se habrá de definir lógicamente el espesor que tiene cada *shell* (se llama *shell* a un tipo específico de propiedad que modela cada una de las chapas sueltas y que se unirán entre ellas por soldaduras). Las ecuaciones de esfuerzos que se calculan para cada elemento de malla son ecuaciones 2D y después con el dato del espesor se calculan tensiones y deformaciones.

Como en todas las simulaciones que hacen uso de mallas, es importante definir los criterios de calidad de malla. Es decir, que tamaño y forma deben tener los elementos para que se considera una malla correcta. Si los elementos de malla son demasiado grandes o no tienen formas regulares, pueden surgir problemas al resolver las ecuaciones de comportamiento en esos elementos, que podrían derivar en imprecisiones en el resultado, o si el número de elementos conflictivos es muy elevado en un error en la simulación.

Los criterios de calidad de malla marcan unos límites en tamaño y forma de los elementos. Se ha optado por copiar los valores usados por SEAT para sus análisis de *NVH*, se presentan en la Figura 10.

Name: NVH

Shells	Solids	Graph Parameters	Presentation Parameters
Criteria	Calculation	Color	Failed
<input checked="" type="checkbox"/> aspect ratio	PATRAM ▼	Yellow	4.
<input checked="" type="checkbox"/> skewness	PATRAM ▼	Green	48.
<input checked="" type="checkbox"/> warping	PATRAM ▼	Cyan	11.
<input checked="" type="checkbox"/> taper	PATRAM ▼	Blue	0.5
<input checked="" type="checkbox"/> min length		Red	5.
<input checked="" type="checkbox"/> max length		Pink	12.
<input checked="" type="checkbox"/> min angle quads	PAM-CRA ▼	Brown	30.
<input checked="" type="checkbox"/> max angle quads	PAM-CRA ▼	Brown	150.
<input checked="" type="checkbox"/> min angle trias	PAM-CRA ▼	Brown	20.
<input checked="" type="checkbox"/> max angle trias	PAM-CRA ▼	Brown	100.
<input checked="" type="checkbox"/> triangles %		Green	10.
<input checked="" type="checkbox"/> triangles per node		Olive	4.
<input checked="" type="checkbox"/> distance from geometry		Purple	1.

Figura 10: Criterios de calidad de malla

## 5.2.2. Uniones del modelo

### Puntos de soldadura

En una línea de montaje de automóviles para unir las chapas en un *BIW* se recurre a distintos tipos de soldadura. La más utilizada es la soldadura por puntos. Esta soldadura no usa material de aporte y es capaz de unir dos chapas mediante la corriente eléctrica que circula por entre los electrodos. En ANSA la manera de modelar estos puntos es por uniones *CWELD*. Las uniones *CWELD* son un tipo de propiedades que conectan de forma rígida una *shell* con otra. Lo más común es que las láminas se suelden por solape, esto ocurre cuando son paralelas entre ellas. Se modela uniendo rígidamente los cuatro vértices de un elemento de la malla con los cuatro vértices de un elemento de la otra.

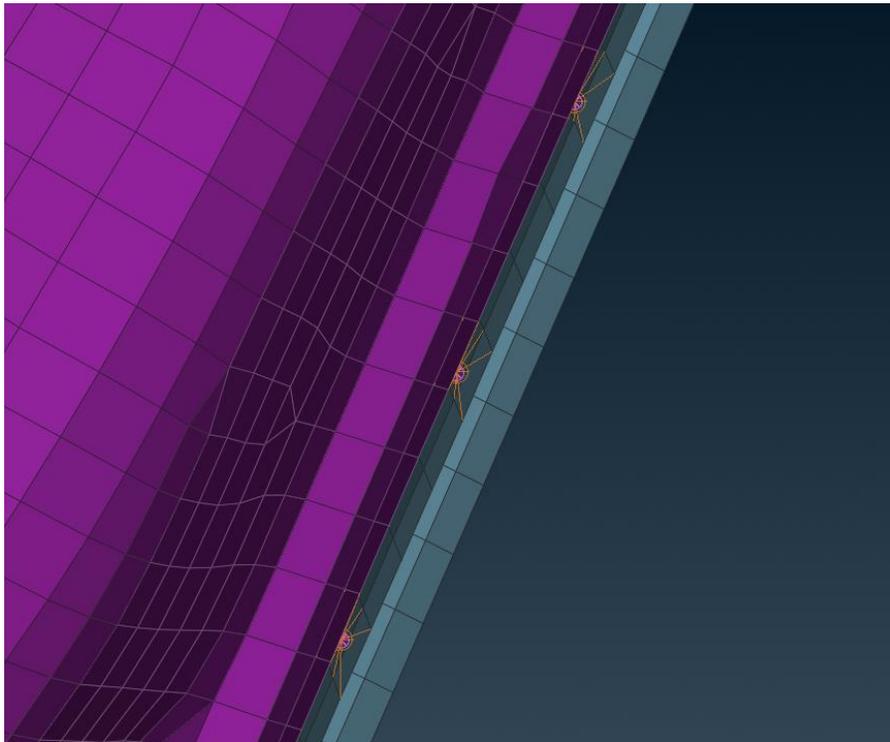


Figura 11 Elementos: NASTRAN CWELD simples

Puede ocurrir que se quiera unir dos *shells* que sean perpendiculares, en este caso se une un vértice del borde de la *shell* con los cuatro vértices del elemento de la otra. Para realizar el *CWELD* de este tipo se activa la opción *point to patch*. Cuando se activa la opción de *point to patch* se modela una soldadura completamente distinta que puede ser MIG/MAG o TIG. Estas soldaduras se realizan por arco voltaico, si existe material de aporte, y al contrario que con la soldadura por puntos sueldan en una línea continua. Se utilizan en componentes separados del *body in white* como el subchasis o el parachoques. Debido a esto, la modelización a pesar de que se realizan con los mismos elementos *NASTRAN CWELD*, estos están separados una distancia casi mínima ocupando todos los vértices disponibles en la *shell*.

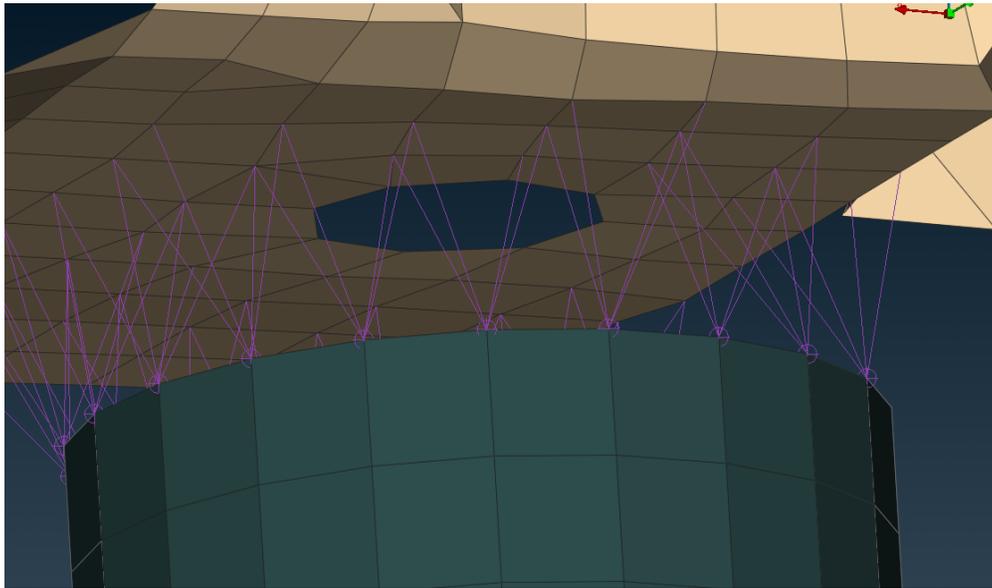


Figura 12: Elementos NASTRAN CWELD "point to patch"

Al abrir el modelo de LS-Dyna en ANSA se elige un *deck* para trabajar sobre él. El *deck* que se use deberá ser compatible con el *solver* con el que posteriormente se simulará. En este caso el *deck* utilizado es el de NASTRAN y como *solver* se usará Epilysis, un *solver* integrado en ANSA.

Muchos elementos del modelo se adaptan automáticamente al *deck* de destino, pero a veces quedan elementos que no se han reconocido correctamente o que no son los más adecuados para la simulación en cuestión.

Inicialmente las propiedades tipo *shell* son unidas mediante elementos *RBE2* cuando el objetivo sería unirlos con elementos tipo NASTRAN CWELD para modelar correctamente un punto de soldadura. Este proceso se puede hacer de forma automática, pero habrá algunas uniones que el software no reconozca y se tendrán que definir manualmente.

Como se ha comentado anteriormente, estos elementos unen de forma rígida los cuatro vértices de un elemento con los cuatro vértices de otro. Este es el caso para una soldadura por puntos en el que solo se suelden dos chapas. Sin embargo, es común en la manufacturación de un automóvil

que se suelden directamente con un solo punto de soldadura tres chapas. En este caso lógicamente las tres chapas a soldar deben de ser paralelas en ese punto. En ANSA, esto se modela con un único elemento *CWELD* con el que se asocian tres *shells*.

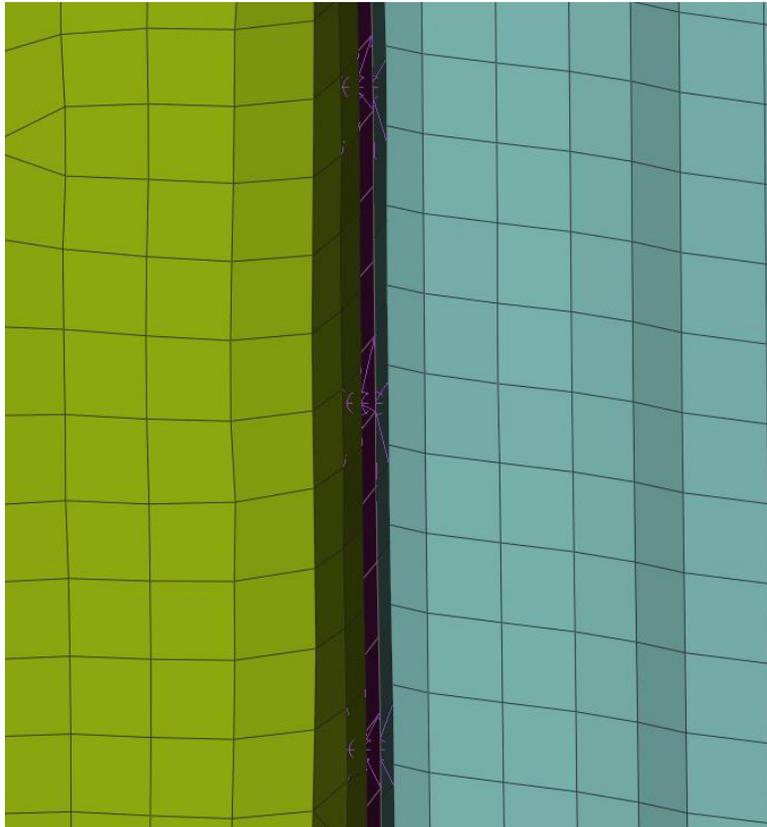


Figura 13: Elementos NASTRAN CWELD triples

Otro factor importante son los parámetros de estos elementos. Dentro de ANSA existe una herramienta muy útil para definir los puntos de soldadura. Estos se modelan mediante elementos *NASTRAN CWELD* y sus propiedades se definen con la herramienta *Connection Manager*. En cuanto al tamaño del punto de soldadura los diámetros más comunes para líneas de automoción son entre 4 y 6 mm. Los diámetros más grandes de 6 mm se utilizan para soldar piezas más grandes y rígidas como largueros o algunas chapas con espesores mayores a 1 mm. Los demás puntos de

soldadura de 4 o 5 mm se aplican al resto de la carrocería y usualmente se utilizan las más pequeñas de 4 mm para soldar chapas a la piel exterior.

A parte del diámetro que es un parámetro del elemento *CWELD* análogo al punto de soldadura, también existen otros parámetros que se han de definir para su correcta modelización estos parámetros pueden variar según que se va a soldar. Se ha optado por tomar como modelo los parámetros que utiliza el grupo Volkswagen para sus simulaciones. Los parámetros más importantes son el de ángulo: que indica la tolerancia de cuánto de inclinada pueden estar las chapas para que se consideren soldables, y la distancia que indica la tolerancia de lo separadas que pueden llegar a estar las chapas para que se consideren soldables. El ángulo lo indica el parámetro *GSPROJ* y tiene un valor de 20°, mientras que la distancia se indica mediante el parámetro *PROJTOL* y tiene un valor de 20mm. En la Figura 14 se presenta la interfaz y opciones existentes en el *Connection Manager*.

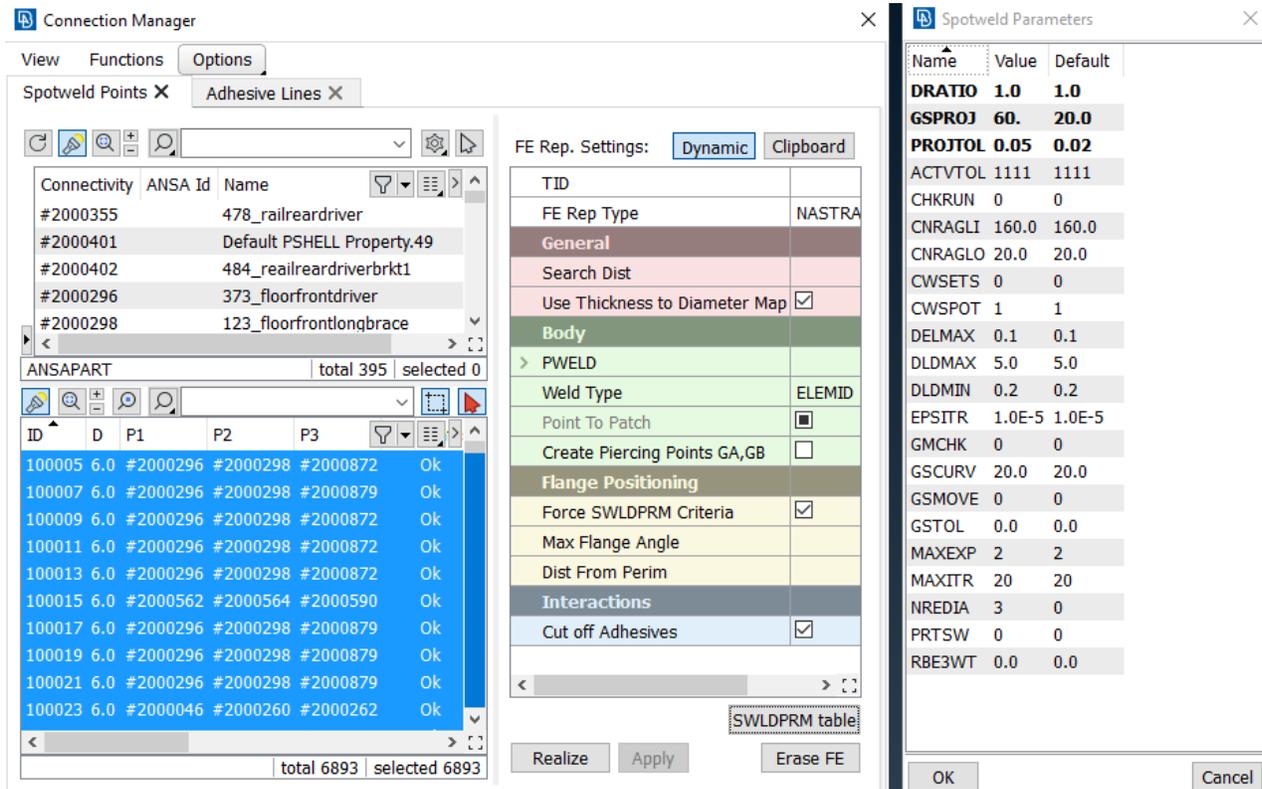


Figura 14: Parámetros de los elementos NASTRAN CWELD

Como estos puntos de soldadura están definidos como una propiedad de tipo *CWELD* también necesitarán un material. El material utilizado para las soldaduras será el mismo acero que para las chapas.

Muchas veces a la hora de soldar el techo o la piel exterior de los laterales se hacen uso de soldaduras continuas, la más común es la soldadura láser. La soldadura láser es la soldadura de mayor coste, pero también la que mejores calidades de soldadura obtiene. Es probable que el coche utilizado no contara con este tipo de soldadura ya que es un tipo de soldadura que se está empezando a implementar en vehículos nuevos y de gama más alta y solo en puntos específicos: en el flanco lateral del techo y también en los marcos de las puertas. También se podría definir en ANSA con el *Connnection Manager* pero se ha optado por usar solo puntos de soldadura no solo para simplificar el modelo sino porque resultaría la opción más común.

### Uniones atornilladas

El modelo cuenta con ciertas partes que están unidas pero no soldadas. Normalmente es porque existe una unión atornillada. Este tipo de unión se modela con elementos *RBE2*. Los elementos *RBE2* modelan todo tipo de uniones rígidas y se utilizan cuando no interesa estudiar en profundidad este elemento, ya que, al no estar definida como una propiedad, no tiene un material asignado ni una forma específica. Por tanto, no contará tampoco con propiedades de rotura ni experimentará deformaciones. Simplemente se asume que es una unión rígida ya que dentro del rango de estudio de la simulación seguirá como tal.

Puede haber uniones del modelo en donde no interese poner un elemento *CWELD*, esto es porque aunque haya dos partes unidas, en la realidad no existe una soldadura. En estos casos es más preciso utilizar elementos *RBE2* los cuales también unen rigidamente dos propiedades. Pueden ser uniones atornilladas que es el caso de la carrocería estudiada aunque podría ser cualquier otro tipo de unión como un pin de plástico o incluso un adhesivo si no interesara modelarla en profundidad.

## Adhesivos

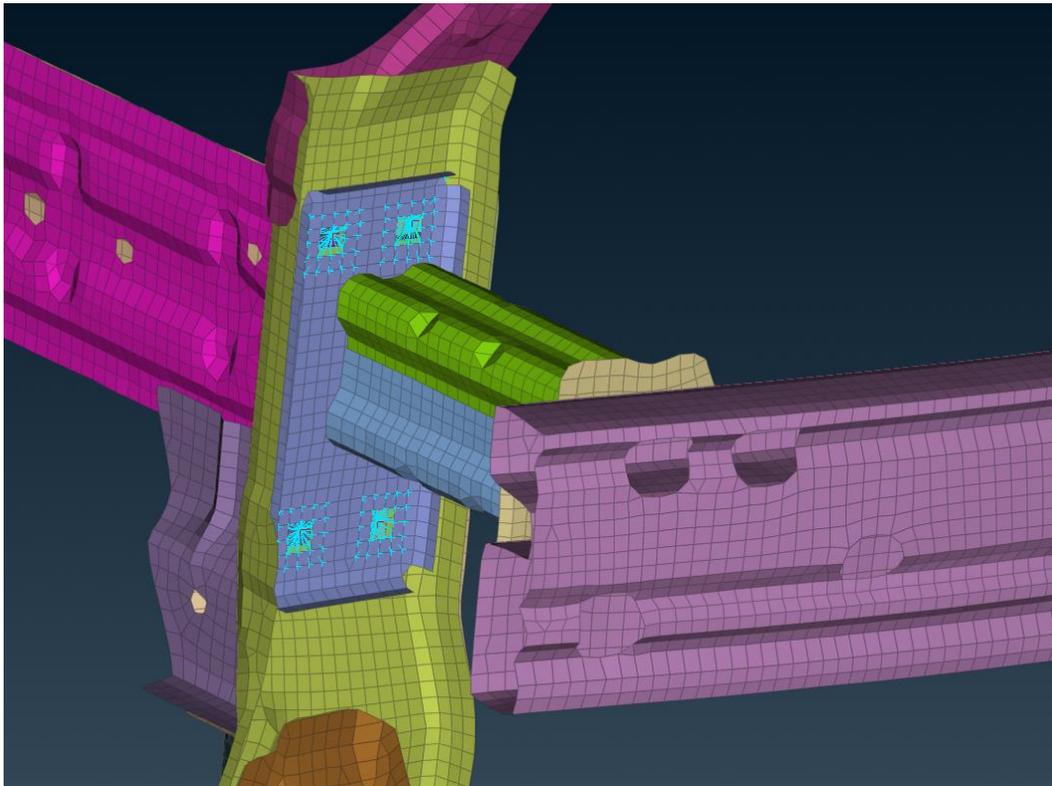
En el modelo también se incluyen el parabrisas y las ventanas del montante C. Estos es debido a que la rigidez que aportan no es nada despreciable, según (Hafizi, 2017). Para su correcta unión con las piezas del *BIW* se hacen uso de adhesivos especiales para vidrios. Los adhesivos son otro tipo de uniones que permitirán definir correctamente el modelo y existen distintos tipos. Para definirlos se ha seguido un pdf de Volkswagen. El cual al ser confidencial no se podrá poner como anexo a este proyecto. Basicamente describe todos los tipos de uniones que se presentan en un vehículo y cómo se modelizan correctamente.

Los adhesivos se modelan como volúmenes, es decir que tienen su propia malla en este caso volumétrica (elementos en 3D en lugar de en 2D). Se han usado tres tipos de adhesivos diferentes: adhesivo para cristales, adhesivo estructural y otro adhesivo distinto parecido al de cristales para unir las traviesas de techo. Estos adhesivos se introducirán como materiales y se explican más adelante en 58Materiales.

### 5.2.3. Traviesa

Un elemento importante en el vehículo es la traviesa. Este elemento se diseña con las necesidades del vehículo en su comportamiento contra impactos, siendo este su principal objetivo. Sin embargo, puede tener un efecto considerable en el comportamiento del vehículo en cuanto a vibraciones y confort. Esto es debido a que la traviesa influye de forma nada despreciable en el modo de torsión delantero de un análisis modal.

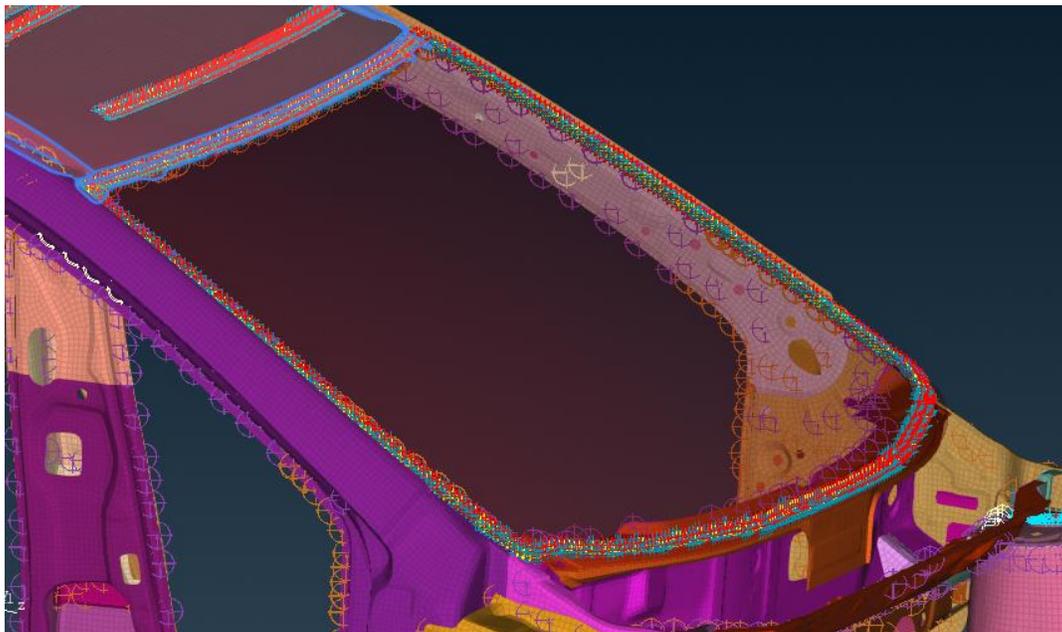
Para modelar correctamente la unión de la traviesa con el resto de la carrocería del vehículo se hará uso de elementos tipo *RBE2*, es un tipo de unión rígida que restringe por completo el movimiento de la traviesa.



*Figura 15: Modelización unión travesa*

#### 5.2.4. Parabrisas delantero

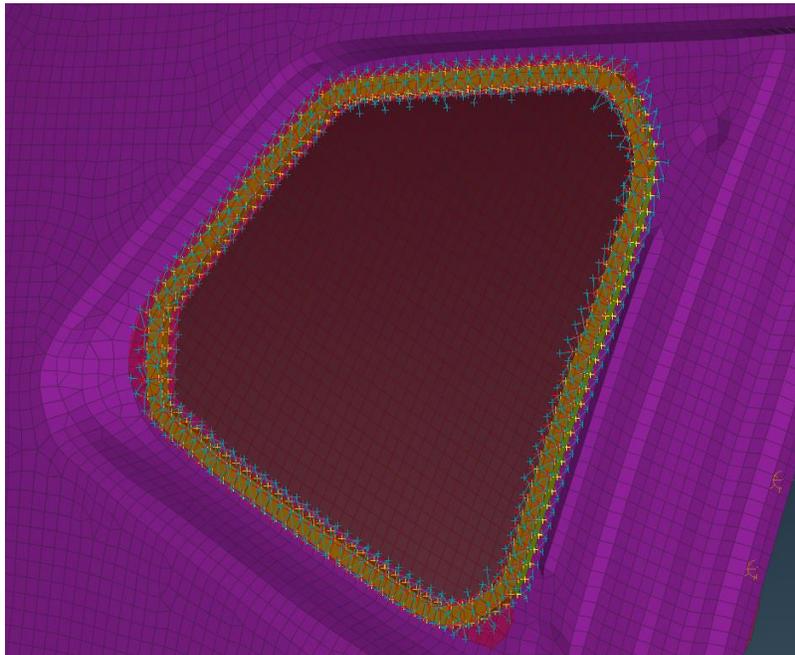
Otra modificación importante fue la inclusión del parabrisas. El modelo inicial contaba con el parabrisas, pero el elemento usado para su unión era un *RBE2*. Este elemento no es correcto en este caso ya que el parabrisas se une al montante A, al techo y a la chapa posterior del salpicadero mediante un adhesivo, siguiente el PDF de Volkswagen descrito anteriormente tenemos la forma correcta para esta unión y su material. En cuanto al espesor se opta por dejarlo igual que en modelo original con un valor de algo más de 5mm. Cabe destacar que el espesor del parabrisas, aunque pueda afectar al modal, no será objeto de estudio en la optimización paramétrica de espesores.



*Figura 16: Modelización parabrisas delantero*

## Ventanas montante C

Sin embargo, entre el montante C y el portón trasero, existía un hueco para la ventana del montante C. Esta ventana era inexistente en el modelo original por lo que se creó de manera manual la malla correspondiente. Para conservar la curvatura de la piel exterior en el cristal, se relleno el hueco con elementos de malla y luego se desplazaron de manera perpendicular a la superficie, realizando un offset sobre la malla. Para unir el cristal con el *BIW* se hace uso del mismo adhesivo para cristales usado en el parabrisas, y para el espesor también se usó el mismo valor. El hecho de incluir estos cristales, aunque parezca que no aportan mucha rigidez al modelo, realmente no es nada despreciable. Esto es debido a que se encuentran cerca de la zona crítica para el primer modo de torsión como se verá en el análisis modal estudiado.



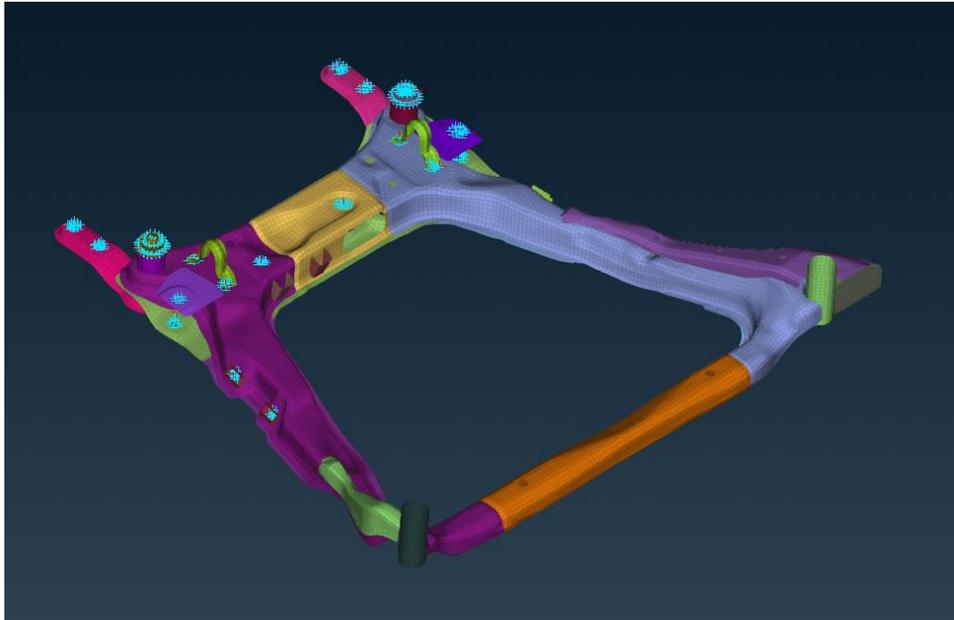
*Figura 17: Modelización ventana montante C*

### 5.2.5. Subchasis

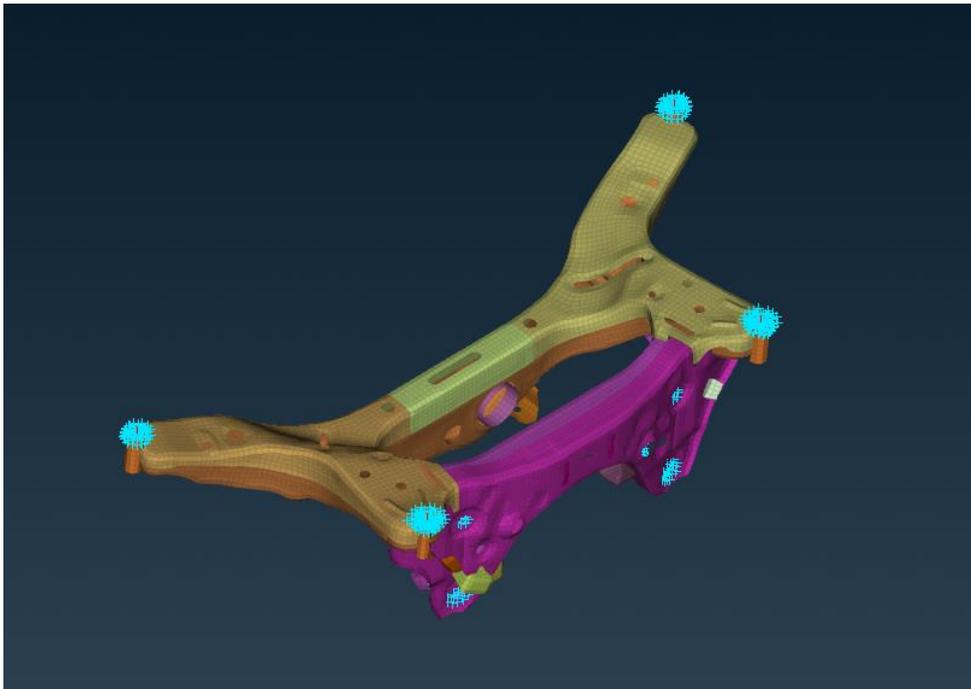
Otro componente importante para el comportamiento del vehículo es el subchasis. Es un elemento que se encuentra, salvo escasas excepciones, solo en coches con una estructura de carrocería autoportante. Se utiliza como apoyo al sistema de suspensiones para absorber esfuerzos que derivan de esta y para acoplar el *body in white* con las suspensiones, considerándose en muchos casos parte de esta.

En todo caso, en el estudio que se realizará en este proyecto solo será de importancia su influencia en el confort del vehículo, y por tanto su respuesta a vibraciones y posibles escenarios de torsión, para los que su rigidez será importante. Por esto, es un elemento que no se puede obviar en el análisis. Al pertenecer a otro sistema distinto del *BIW* su dimensionamiento no se realiza teniendo en cuenta estos análisis y por tanto el espesor y forma de sus componentes serán invariantes durante todo el proyecto.

El subchasis se puede diferenciar entre subchasis delantero y subchasis trasero:



*Figura 18: Modelización subchasis delantero*

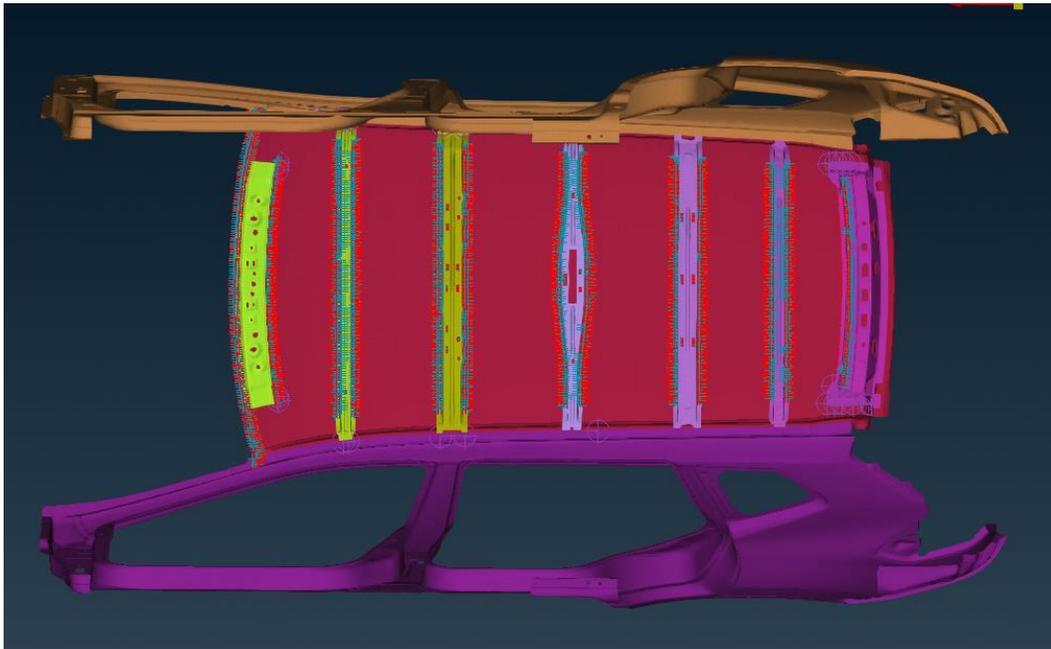


*Figura 19: Modelización subchasis trasero*

Sin embargo, en el subchasis trasero se observan muelles que hacen que algunos componentes se muevan con respecto al subchasis. Estos muelles se modelan con propiedades tipo CBUSH son partes móviles dentro del sistema del subchasis. Por tanto, existen partes del subchasis conectadas por estos muelles entre la carrocería y las suspensiones. La rigidez que aportan al sistema estos muelles es despreciable y se pueden omitir. Ya que, al realizar un análisis modal, como no existe ningún input de fuerza, estos elementos se mueven respecto a estos elementos CBUSH y se obtendrían modos no globales en la simulación. Por este motivo se considera que no aportan rigidez al modelo y se quitan.

#### 5.2.6. Traviesas de techo

En la zona del techo se encuentran las llamadas traviesas de techo, son piezas que cruzan transversalmente la parte superior de la carrocería y tienen un impacto en la rigidez torsional del vehículo bastante alto. Para poder modelar su unión correctamente se unen al techo mediante un adhesivo especial. Este adhesivo tiene un grosor específico de 5 mm y unas propiedades distintas al adhesivo utilizado para los cristales o el adhesivo estructural.



*Figura 20: Modelización unión traviesas de techo*

Además, la primera traviesa también estará conectada mediante puntos de soldadura a la chapa situada arriba del parabrisas y, como se verá en el análisis modal, esta tendrá una gran importancia para el modo de flexión.

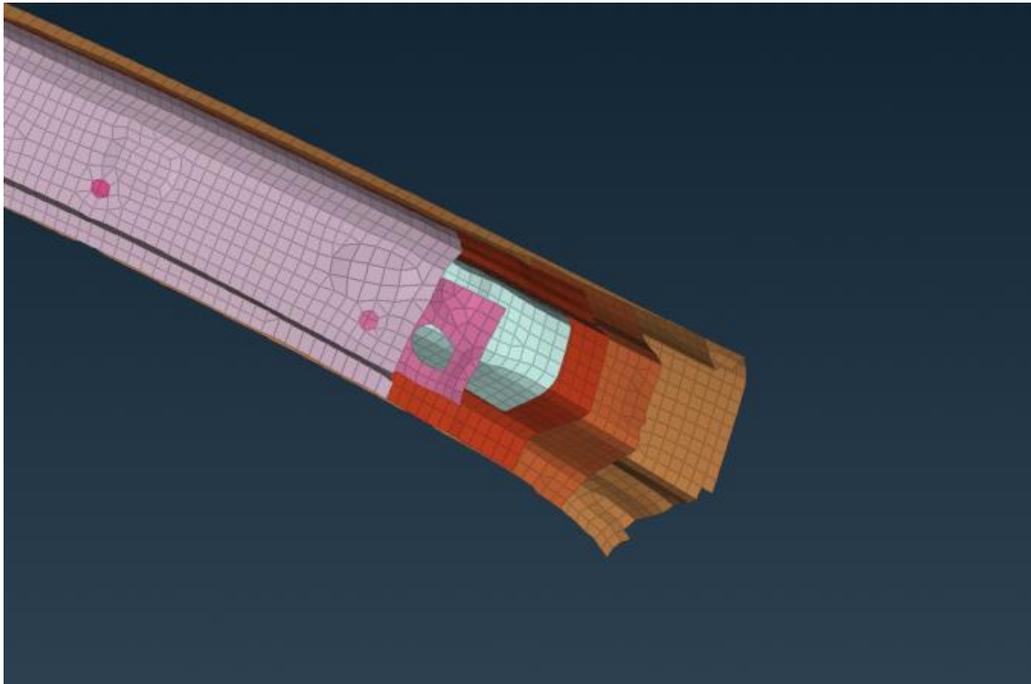
Parecido a como ocurre con la primera traviesa, la última ira soldada a la parte superior del marco del portón trasero y tendrá gran importancia en el primer modo, el de torsión trasera.

### 5.2.7. Pilares A, B y C

Si hay una parte de la carrocería que merezca una importante mención son los tres pilares principales de la carrocería. Las chapas que lo forman suelen tener unos espesores superiores a las demás piezas, de entre 1 y 2mm. Y su rigidez es fundamental para el vehículo. Es complicado

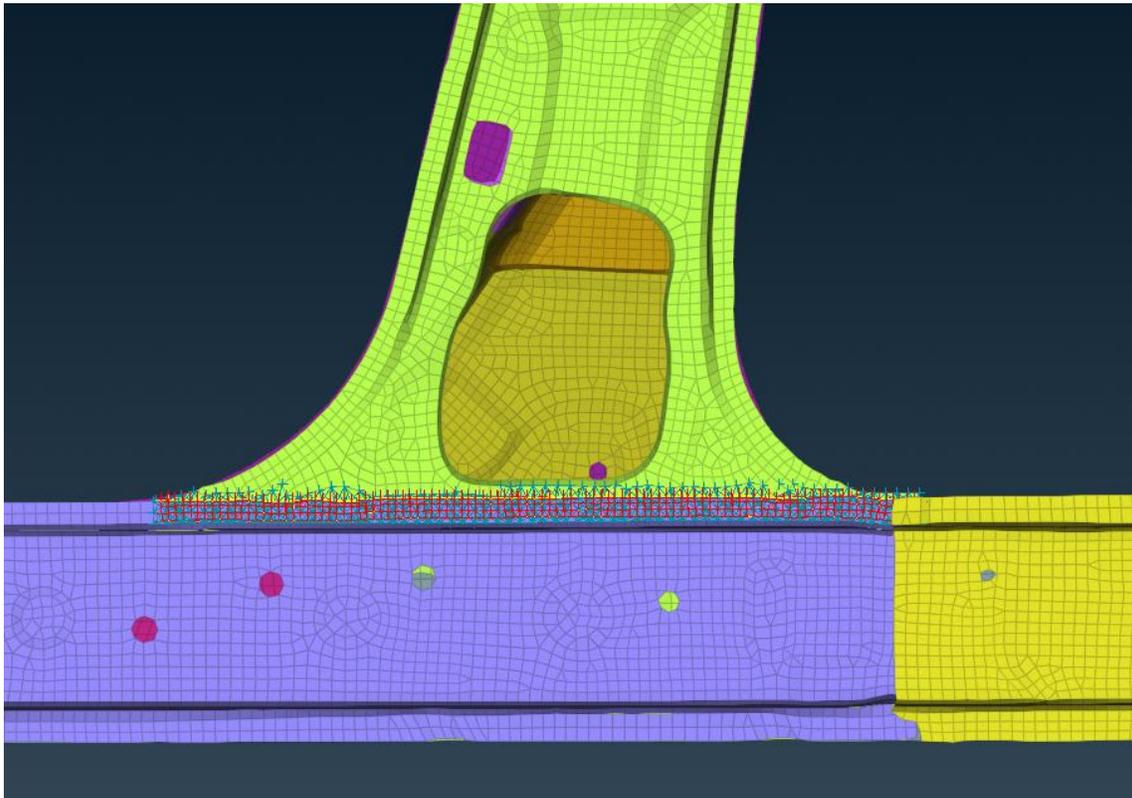
reducir el peso en estos elementos y se dimensionan según necesidades estructurales de la estructura y no por criterios de vibraciones o confort.

Aun así, al estar diseñados por la unión de varias chapas, podría ser interesante optimizar alguna de ellas o saber cuál de ellas es la que más influye en escenarios de vibraciones.



*Figura 21: Sección pilar A*

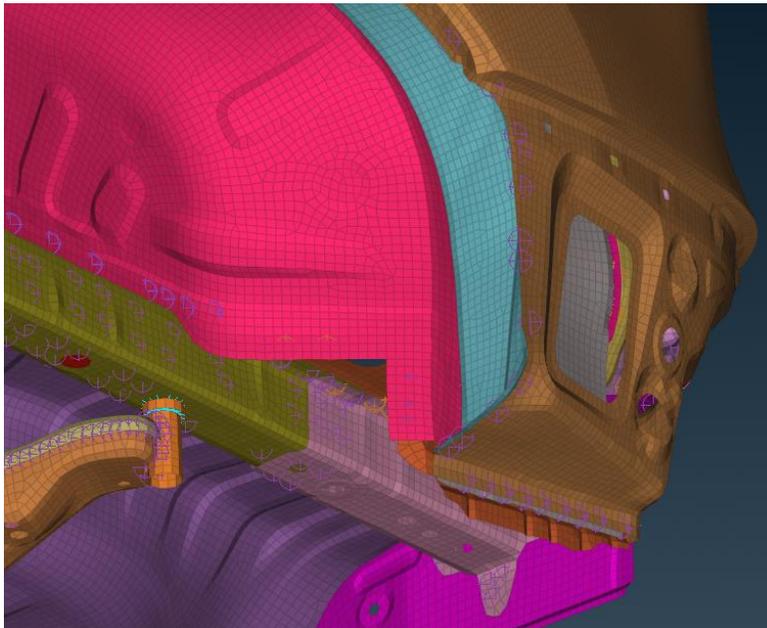
En la parte inferior del pilar B se ha decidido incluir un adhesivo estructural para unir el pilar con los estribos inferiores. Esta unión resulta importante para rigidizar en los modos de flexión como se verá más adelante



*Figura 22: Modelización adhesivo pilar B*

### 5.2.8. Extensión paso de rueda y pared adicional

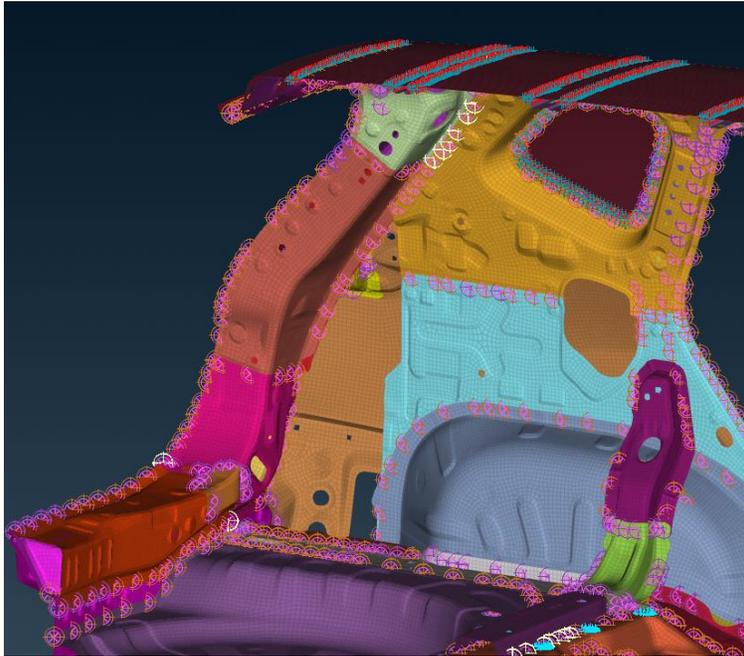
Como se verá posteriormente, la parte trasera del vehículo resulta crítica para el primer modo de torsión de la carrocería. Es por esto que viendo los primeros ensayos modales se decidiera extender la malla hacia abajo en el paso de rueda. Este se hizo con el objetivo de poder conectar mejor el paso de rueda con la piel exterior lateral y las chapas en contacto con en anillo del portón trasero, y por tanto, rigidizar este zona crítica del modelo.



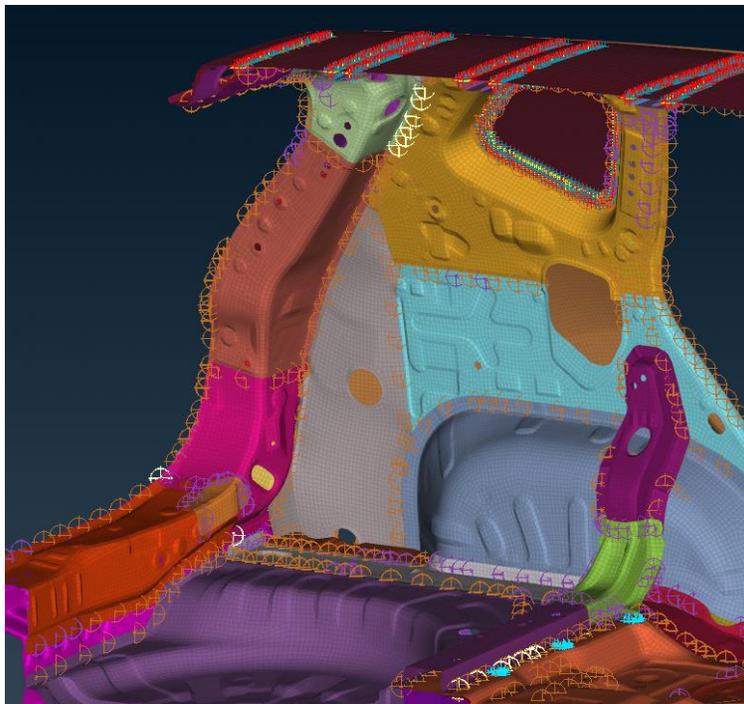
*Figura 23: Extensión paso de rueda*

Con el mismo criterio de rigidizar la parte trasera del *body in white*, se decidió añadir una pared conectando las chapas del lateral con las traseras para que no fuera visible este hueco. Es un hueco que resulta extraño a primera vista y no se acostumbra a ver este tipo de discontinuidades en la carrocería de un vehículo. Para hacer más realista el diseño de esta pared se le dio cierta curvatura para que pueda ser soldada correctamente con sus chapas adyacentes. También se le realizó un par de agujeros que dejarían pasar cables de electrónica, ya que en esta zona trasera es algo muy común en la mayoría de vehículos.

En la Figura 24 y en la Figura 25 se observa el cambio realizado:



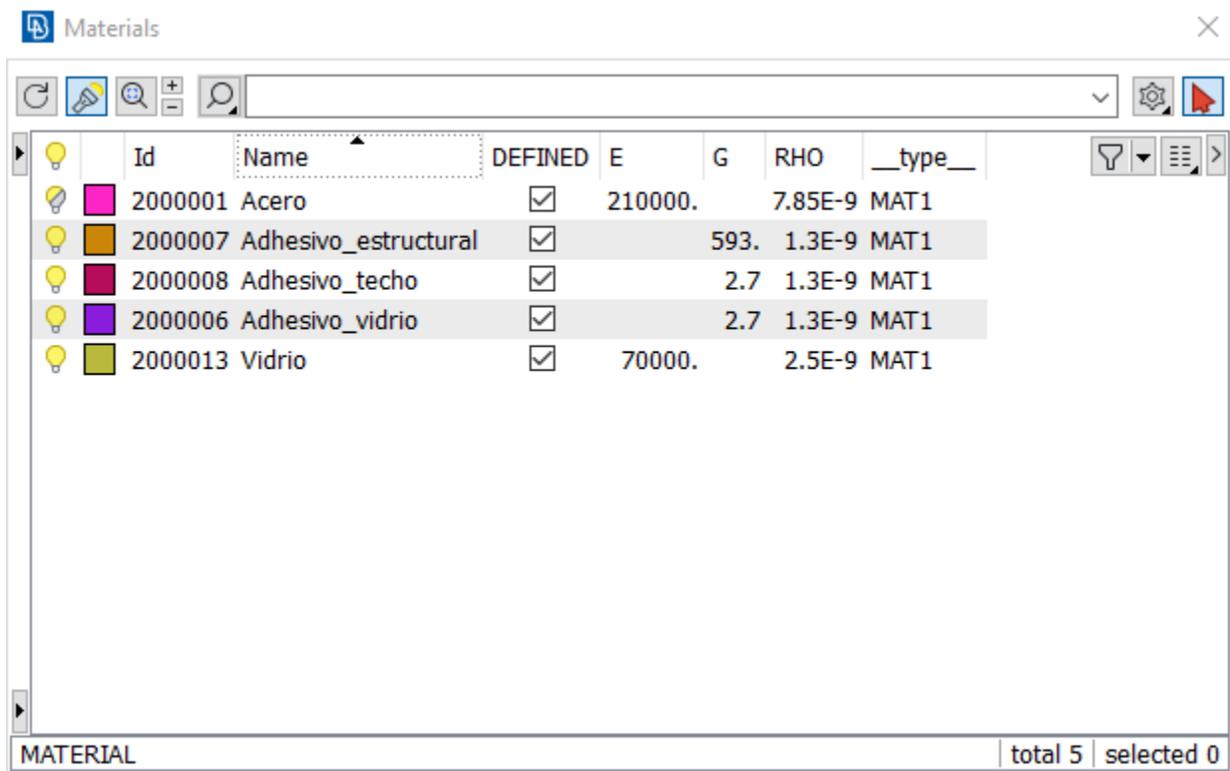
*Figura 24: Parte trasera sin pared adicional*



*Figura 25: Parte trasera con pared adicional*

### 5.2.9. Materiales

En ANSA cada propiedad está asociada a un material. Estos materiales normalmente vienen transferidos desde una base de datos que posee la gran mayoría de materiales utilizados en automoción. Sin embargo, en este proyecto, al tratarse de un número pequeño de materiales se ha optado por definirlos manualmente. Los materiales utilizados son los siguientes:



Id	Name	DEFINED	E	G	RHO	__type__
2000001	Acero	<input checked="" type="checkbox"/>	210000.		7.85E-9	MAT1
2000007	Adhesivo_estructural	<input checked="" type="checkbox"/>		593.	1.3E-9	MAT1
2000008	Adhesivo_techo	<input checked="" type="checkbox"/>		2.7	1.3E-9	MAT1
2000006	Adhesivo_vidrio	<input checked="" type="checkbox"/>		2.7	1.3E-9	MAT1
2000013	Vidrio	<input checked="" type="checkbox"/>	70000.		2.5E-9	MAT1

MATERIAL | total 5 | selected 0

Figura 26: Tarjeta de materiales

Todo el *body in white* en el vehículo está fabricado en acero. El módulo de Young se establece en 210 GPa. Las únicas partes que no son de acero serán los vidrios que tienen una E notablemente menor. Y también se definen los tres materiales utilizados en los adhesivos. Estos al trabajar

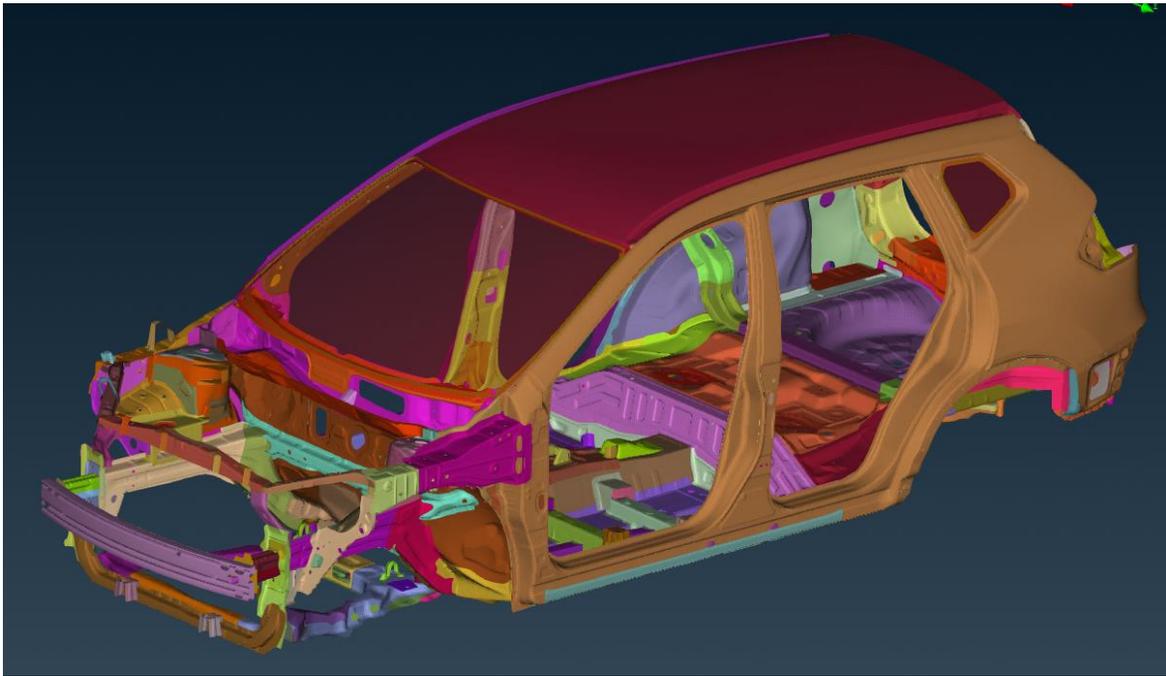
exclusivamente con esfuerzos de cizalladura se definen con el módulo de cizalladura,  $G$ . El adhesivo estructural es un adhesivo muy fuerte que puede soportar esfuerzos comparables a las soldaduras. Se ha utilizado en la parte baja del pilar B, ya que se observó que era necesario rigidizar más esa zona. El adhesivo para vidrios se diferencia del adhesivo para traviesas de techo por la forma. Los elementos en este último tendrán un ancho de 8mm frente a los 5mm del adhesivo para vidrios. La  $G$  es la misma, pero si se es preciso conviene definirlos como dos materiales distintos, ya que se aplicarán a distintas propiedades lo que hace más fácil su definición. Los adhesivos se han modelado teniendo en cuenta (Pörner, 2014).

#### 5.2.10. *Checks* del modelo e iteraciones con el modal

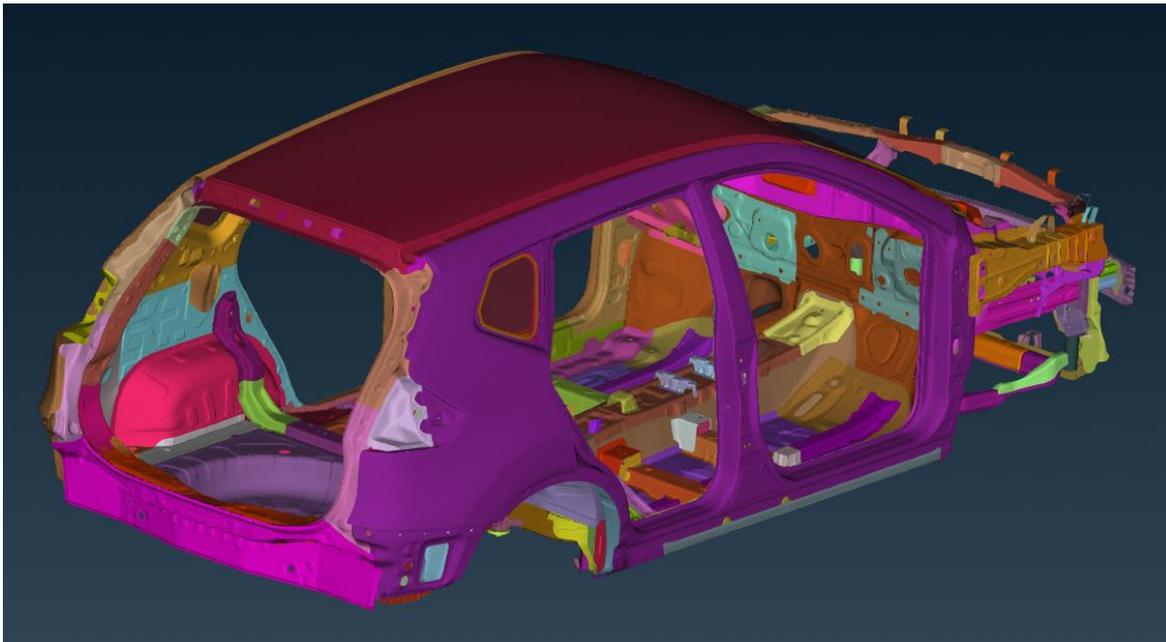
Para terminar de definir el modelo se ha de hacer uso de distintas herramientas de ANSA que permiten realizar *checks* a la malla. Estos se centran en buscar elementos de malla que tengan intersecciones no deseadas con otros elementos. A menudo podría ocurrir que los elementos *CWELD* interseccionaran con alguna propiedad Shell con la que no estuviera definida.

Sin embargo, para realmente ver que todo estuviera bien conectado la mejor solución es lanzar ya el análisis modal. En este, se podrá ver si existe alguna pieza sin restricciones o con grados de libertad no deseados. Ya que esta aparecerá con sus modos propios que serán modos locales de esa pieza que no deberían existir en el modelo. Por lo menos, para frecuencias bajas como las que se dan para carrocerías de vehículos

Con todos estos cambios se logra el modelo de partida a usar en las distintas optimizaciones que se realizarán.



*Figura 27: Modelo BIW modificado*



*Figura 28: Modelo BIW modificado*

## 6. Análisis modal

El análisis modal es una técnica de análisis dinámico aplicable a cualquier tipo de estructura. Su objetivo es encontrar las propiedades dinámicas de la estructura como lo son las frecuencias naturales y su modo de vibración asociado

Las frecuencias naturales y los modos de vibración son parámetros muy importantes para la respuesta dinámica del vehículo y también para el confort de los ocupantes.

En cuanto a la definición del modelo, utilizar el análisis modal permite identificar partes sueltas o no rigidizadas correctamente. Estas comúnmente cuentan con una frecuencia natural y un vector propio, lo que se conoce como modos locales. Matemáticamente son indistinguibles a un modo global, pero se ve que su vector solo afecta a una parte muy pequeña del modelo. Así mismo, si el modelo contara con alguna parte exageradamente flexible los valores de desplazamiento en el autovector serían grandes comparados con los demás. Lo que daría una idea de que hay que rigidizar más ese punto. Para rigidizar las chapas la mejor opción es aumentar el espesor, esta técnica sin embargo se deja para la optimización final del proyecto. En este punto, para rigidizar una zona se optó por poner más puntos de soldadura, ya que la falta de rigidez venía asociada a una incorrecta unión de las *shells*.

Este modelo de retocar el modelo según los resultados del modal fue un proceso iterativo, el primer modo de torsión pasó de 25,3 Hz a 30,6 Hz, que es un aumento muy significativo. Durante el proyecto se verá en la parte de la optimización paramétrica lo difícil que es subir el primer modo de torsión.

Antes de analizar los resultados obtenidos en el análisis modal, se mencionarán parámetros utilizados en la simulación. El análisis modal es un tipo de análisis dinámico en el que no se aplican ni fuerzas exteriores ni ningún tipo de condiciones de contorno. Al ser el modelo un sólido rígido, existirán 6 soluciones triviales al problema de autovectores que son de frecuencia 0 Hz. Estos modos se corresponden al movimiento del sólido rígido en cada uno de los 6 planos de movimiento

(3 traslacionales y 3 rotacionales). Estos modos los arroja el *solver* con una frecuencia del orden de  $10^{-12}$  y se obviarán a la hora de analizar los resultados.

El método que usa ANSA para calcular las frecuencias naturales y los modos de vibración es denominado EIGRL. Con la tarjeta de la **figura tal** se definen las condiciones de la simulación. Se establece que el rango de frecuencias será de 1 a 100 Hz ya que así se quedan fueran los seis primeros modos propios del sólido rígido. Previamente se ha comprobado que el primer modo se encuentra sobre los 30 Hz y que los 6 primeros caen dentro de los 100 Hz. También se podría indicar la frecuencia de inicio y el número de modos o soluciones que se desean obtener

La solución que indica que es un análisis modal en ANSA es la SOL 103, y en la **figura tal** se indica el “header” o cabecera utilizado. Algunas líneas de código importantes para mencionar son:

- Method: Hace referencia al método de la tarjeta EIGRL utilizado
- AutoSPC: Los SPC son condiciones de contorno que se aplican al modelo para restringir su movimiento. Al estar la opción automática activada el propio *solver* decidirá si se usa o no. En el análisis modal no se aplicarán en la simulación, pero, en la próxima simulación que se trata de un análisis estático estructural sí que se aplicarán.
- Parámetros para la salida de resultados: Indican que se mostrará en las soluciones: En este caso desplazamientos y energía de deformación. También sería posible sacar tensiones o cualquier otra magnitud relacionada con el análisis.

```

Text Edit Subcase List
1  NASTRAN SYSTEM(166)=0
2  NASTRAN SYSTEM(193)=0
3  $
4  $
5  ID C7 MODAL
6  DIAG 8,13
7  SOL 103
8  TIME 1000000
9  $
10 CEND
11 $
12 TITLE      = TFM_biw_MOD_RK_01
13 SUBTITLE   = NORMAL MODES
14 LABEL      = 13/06/2022
15 $
16 METHOD      = 1
17 $
18 DISPLACEMENT (SORT1, PLOT, PHASE)=ALL
19 ESE (PLOT)=ALL
20 ECHO        = NONE
21 ELSUM (PIDSUM) = ALL
22 $
23 BEGIN BULK
24 SWLDPRM, GSMOVE, 0, NREDIA, 3, GSPROJ, 60., PROJOL, 0.05
25 , CHKRUN, 2, PRISW, 1
26 PARAM, AUTOSPC, YES
27 PARAM, COUPMASS, 1
28 PARAM, GRDPNT, 0
29 PARAM, PRGPST, NO
30 PARAM, MAXRATIO, 1.0E+07
31 PARAM, SNORM, 20.0
32 PARAM, POST, -1
33 PARAM, K6ROT, 100.0
34 PARAM, TINY, 0.0

```

Figura 29: HEADER para el análisis modal

## 6.1. Explicación y correlación de los modos principales

Los resultados que nos arroja el modal cuentan con una serie de frecuencias naturales y un autovector asociado a cada una de ellas. El autovector nos indica como es el movimiento de la carrocería, y la frecuencia natural hace referencia aproximadamente a la frecuencia a la que se debería dar una excitación en ese modo para producir una resonancia. La frecuencia natural y la frecuencia de resonancia no son exactamente iguales, pero el objetivo de este proyecto no es hacer una comparación entre ellas. Esto es debido a que, si se quiere un estudio más completo de la respuesta dinámica de todo el vehículo como se quiere en los ensayos *NVH*, se debe ensayar con un coche completo o “trimmed body”, en el que estén correctamente modelados todos los elementos del vehículo. Lógicamente las frecuencias naturales variarán entre *body in white* y

trimmed body por tanto se acepta esta pequeña aproximación en la frecuencia a la hora de diseñar la carrocería.

La frecuencia más importante para diseñar es la primera, es decir la menor. Las manufactureras de vehículos marcan un umbral de frecuencia que la primera frecuencia natural debe de superar. Este límite o umbral se obtiene teniendo en cuenta varios factores que se relacionan con la frecuencia natural de la carrocería. Cada fabricante obtiene este umbral con su propio método y las ecuaciones que utilizan son realmente un secreto muy bien guardado. En términos generales se sabe que este umbral depende del diseño de las suspensiones tanto delanteras como trasera y también del modelo de masas colgantes por cada eje del vehículo. También se tienen en cuenta las frecuencias de cada elemento siendo uno de los más importantes la *crosscarbeam* ya que las vibraciones de esta afectan de forma directa a los pasajeros. Otro factor de alta relevancia es el motor del coche y en específico cómo son y en qué frecuencia se dan las vibraciones de este. Un umbral de frecuencia común se encuentra entre los 30 y 45 Hz.

Por los mismos motivos en algunas ocasiones también es importante fijar la frecuencia para el primer modo de flexión. Un umbral común va desde los 40 a los 60 Hz. Estos valores dependen mucho del tipo de vehículo, de las suspensiones y de la respuesta dinámica que se quiera obtener.

Para valorar correctamente cada modo de vibración se hará uso de una variable muy importante que es la energía de deformación. La energía de deformación se define como la parte de la energía interna que aumenta al deformarse un sólido. Esta energía de deformación tiene dos términos: el término reversible que hace referencia a la energía potencial elástica y el término irreversible que hace referencia a procesos como plastificar, fisurar o romper el sólido. En este proyecto toda la energía de deformación será de tipo elástica potencial, ya que todos los esfuerzos en los materiales se dan en su rango elástico. Al ser una unidad de energía se medirá en Julios (J) . Siendo común en simulaciones modales para carrocerías que se considere una energía de deformación elevada si esta supera la barrera de 1 J.

A continuación, se analizan los primeros 8 modos principales y se correlacionan con distintos escenarios reales:

### 6.1.1. Primer modo

El primer modo como ya se ha explicado será el más importante a la hora de diseñar la carrocería pensando en la rigidez dinámica. Se trata de un modo de torsión, pero más específicamente de un modo de torsión trasero. El autovector obtenido presenta las deformaciones que se observarían al aplicar un momento en el eje X en la parte trasera del vehículo.

Dinámicamente esto podría tener el efecto de pasar un badén solo en un lado. Aunque no sería comparable ya que no se tiene en cuenta aquí todo el sistema de suspensiones. Aunque no sea correlacionable con comportamientos habituales del vehículo se llegaría a las mismas deformaciones.

Este modo se da a una frecuencia de 30,64 Hz. Comparándola con otros vehículos se puede concluir que es una frecuencia algo baja. Por tanto, se deberá poner énfasis en la optimización en incrementar el valor de este primer modo de torsión. Se puede observar en la Figura 31 y en la Figura 32 que las zonas más críticas, es decir, las que más energía de deformación tienen, son las cuatro esquinas del marco del portón trasero. Dándose los valores máximos en las dos esquinas superiores. Esto es muy habitual en las carrocerías, ya que suelen tener menos rigidez en la parte trasera que en la delantera. En la parte superior, normalmente se agujerean las chapas para hacer posible el pase de cables para electrónica desde la parte de atrás del vehículo. Dejando indudablemente más endeble la estructura trasera de la carrocería.

Viendo el resultado de las deformaciones de este primer modo ya se sabe cuáles van a ser las propiedades o las chapas más influyentes para aumentar la rigidez de la estructura y poder subir la frecuencia del primer modo. Por tanto, serán en estas chapas del marco del portón trasero donde se pondrá en énfasis en las optimizaciones.

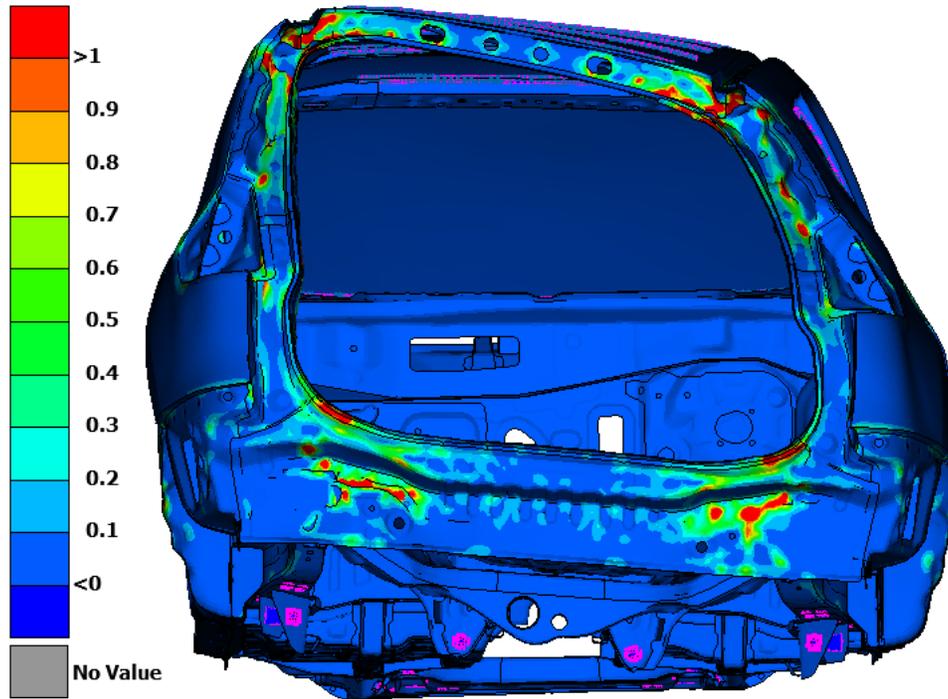


Figura 30: Energía de deformación primer modo

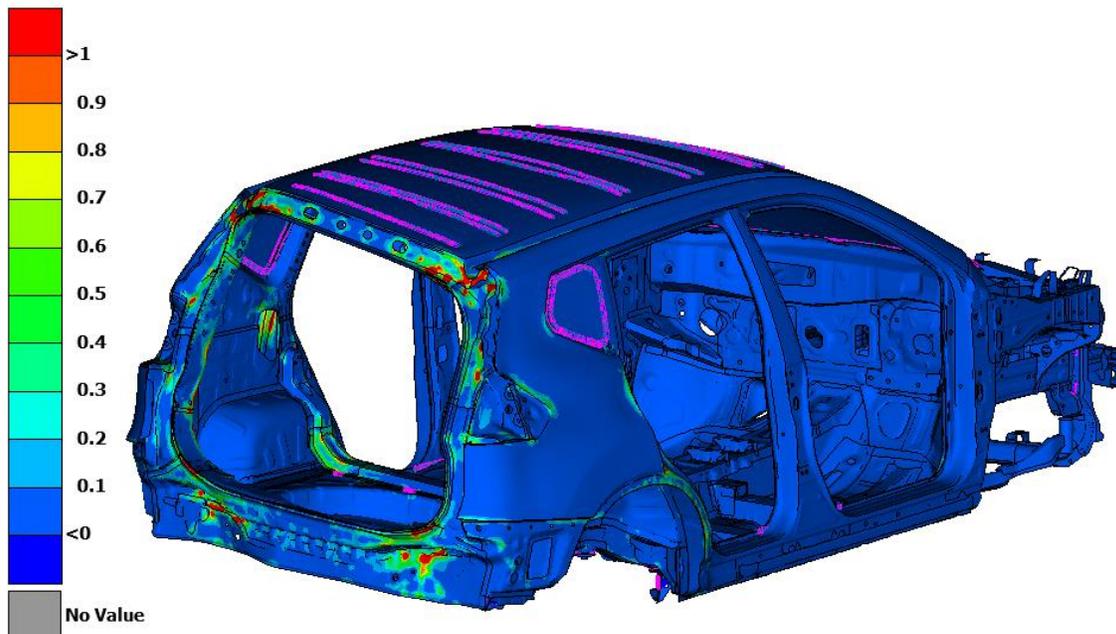


Figura 31: Energía de deformación primer modo

### 6.1.2. Segundo modo

Este segundo modo corresponde a un modo de flexión. En específico un modo de flexión longitudinal es decir en el eje X. Se da a una frecuencia de 40,58 Hz y al igual que ocurría con el primer modo es una frecuencia algo baja, pero si podría ser aceptable. Dependería como ya se ha explicado de las condiciones dinámicas que se busquen. Sin embargo, sí se verificará que en ningún caso se ha bajado esta frecuencia de flexión para poder subir la de torsión o, lo que sería más común, para poder reducir masa.

En este modo de vibración se puede observar que la zona crítica se trata de la parte superior del parabrisas. Al igual que se describió que para el primer modo era muy común encontrar la zona crítica en la parte superior trasera, para este segundo modo también lo es encontrarla en esta zona cerca del parabrisas. Es una zona más endeble ya que el parabrisas de vidrio no aporta una gran rigidez. El techo y las traviesas transversales a este si cumplen con su función ya que la deformación solo se produce de forma notable en la parte delantera. Se puede apreciar también la alta rigidez de los pilares A y B a flexión.

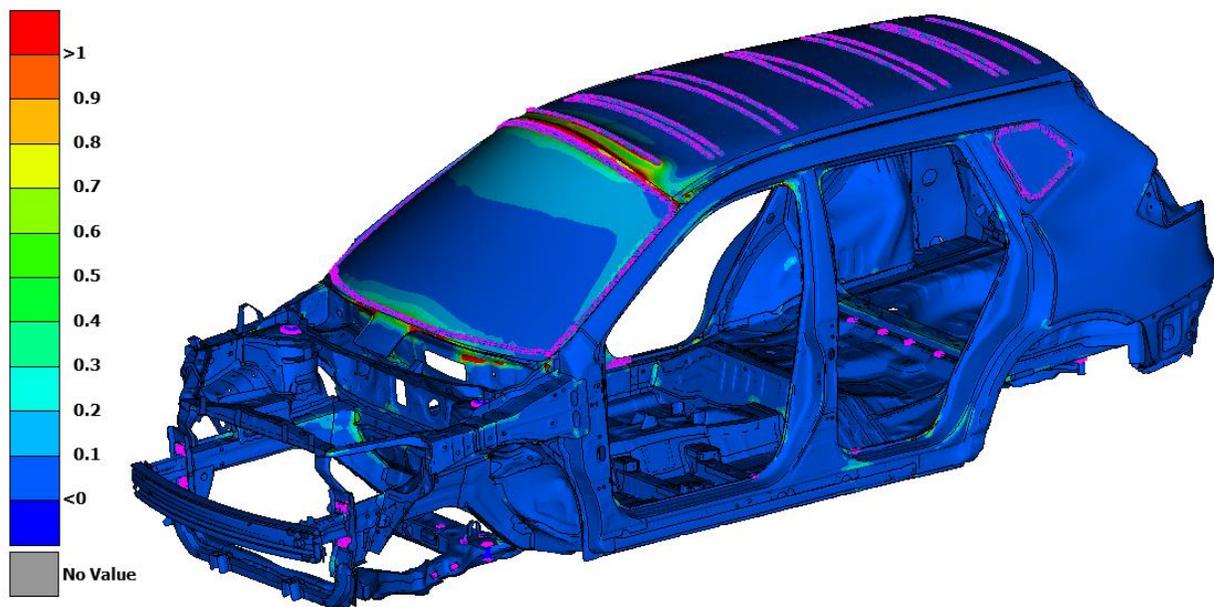
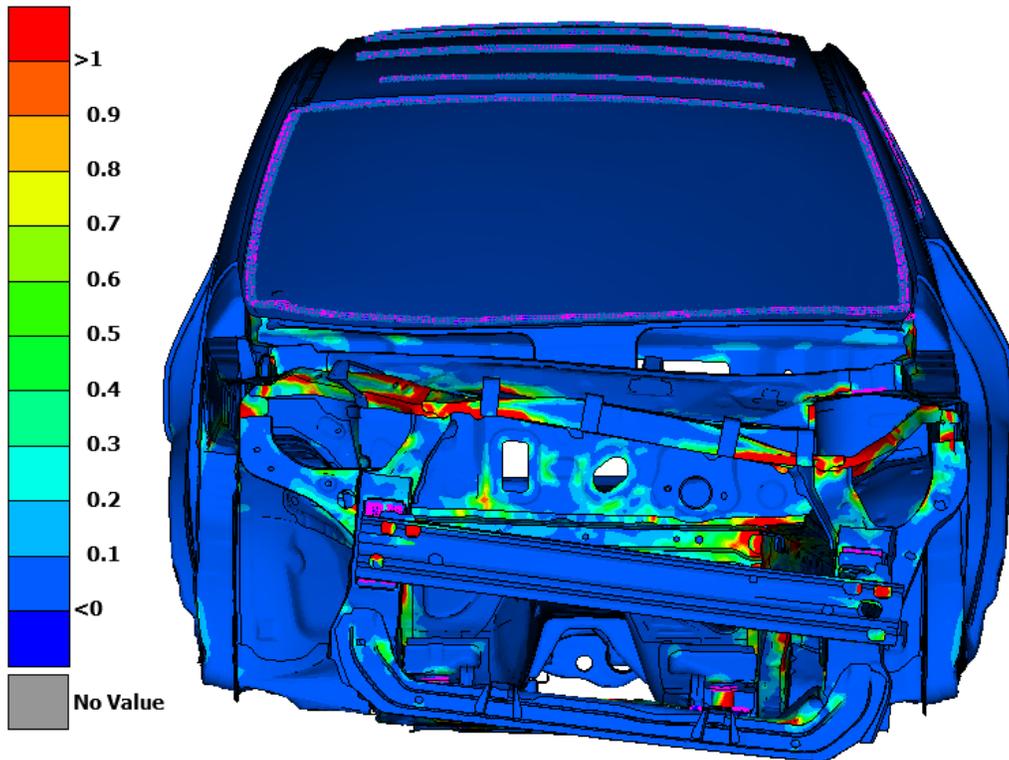


Figura 32: Energía de deformación segundo modo

### 6.1.3. Tercer modo

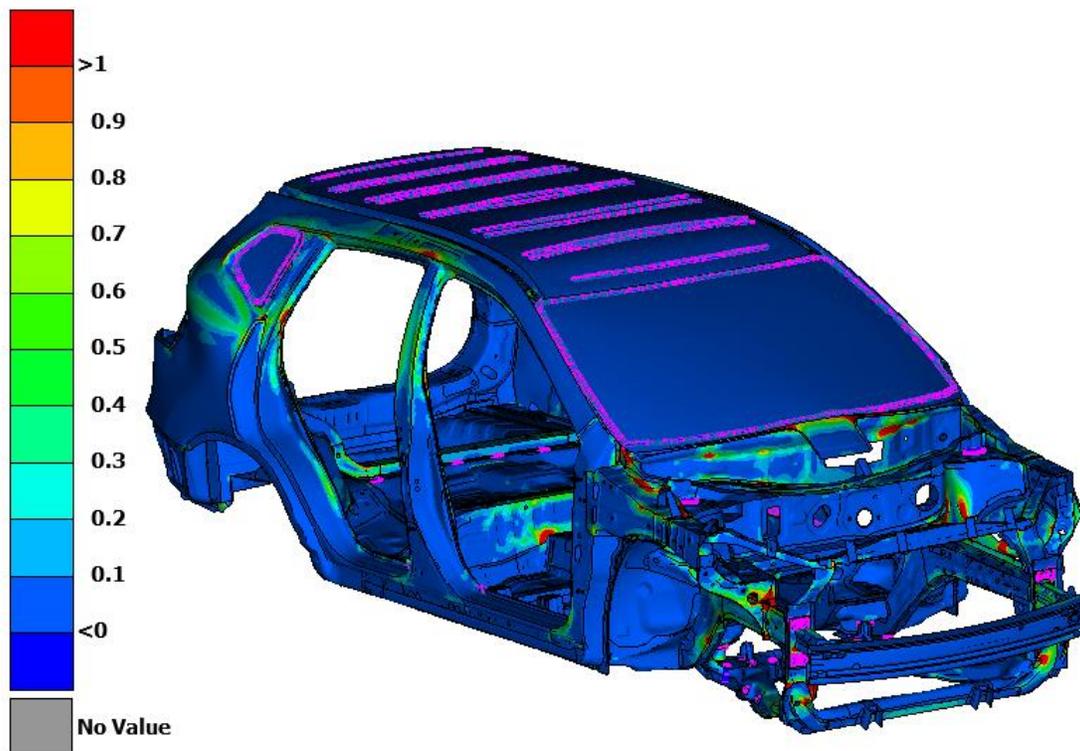
El tercer modo se produce a una frecuencia de 41,28 Hz, muy cerca del segundo modo. Este modo de vibración es un modo de torsión, que se produciría con un momento en el eje X en la parte delantera de la carrocería. Las zonas críticas para este modo son las chapas guías sobrefaro de los faros delanteros. En este modo se puede apreciar muy bien la rigidez que aporta a torsión la travesía en la parte delantera del vehículo.



*Figura 33: Energía de deformación tercer modo*

#### 6.1.4. Cuarto modo

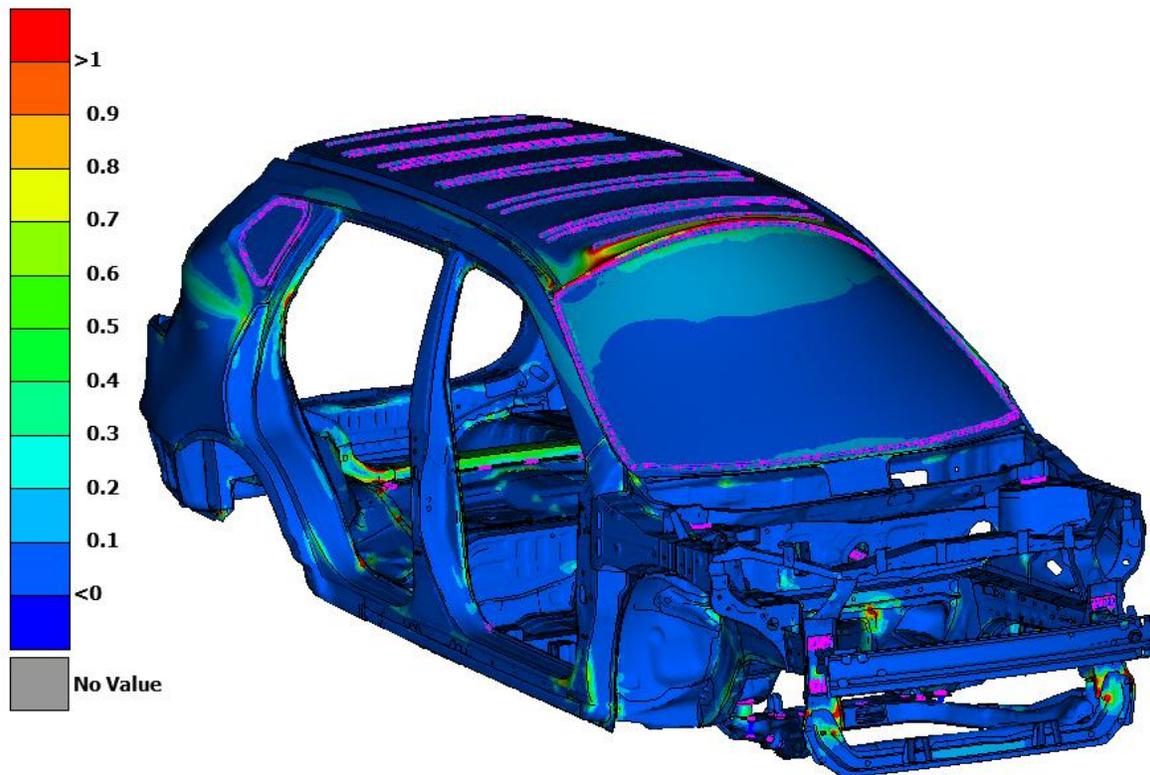
El cuarto modo es un modo de flexión. Los desplazamientos de su autovector son los que produciría un momento flector en el eje Y. Se da a una frecuencia natural de 48,58 Hz. Se puede observar la energía de deformación existente en el pilar C en incluso en el pilar B. Otro elemento que también sufre deformación en este modo es el larguero transversal trasero.



*Figura 34: Energía de deformación cuarto modo*

### 6.1.5. Quinto modo

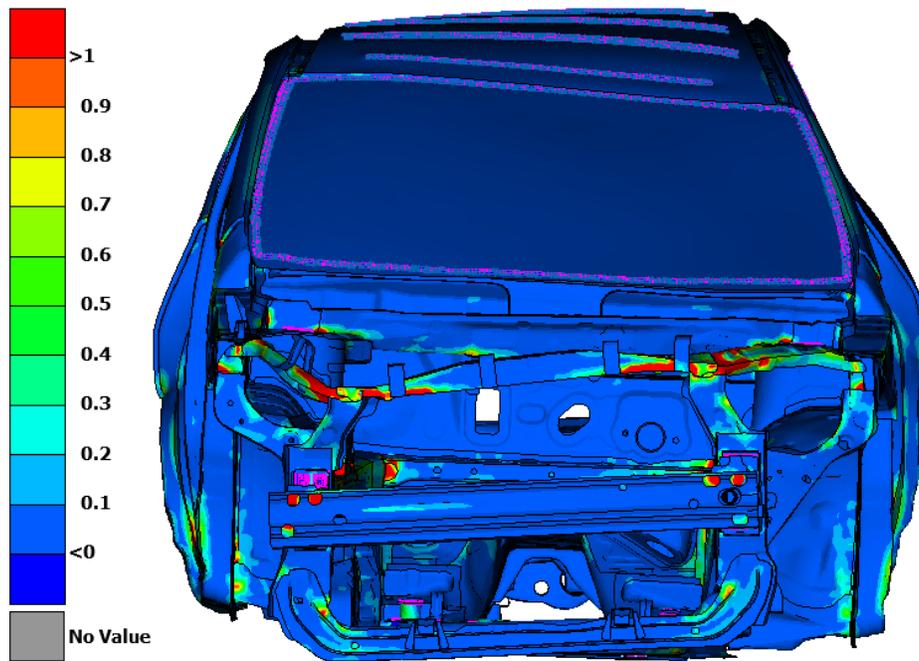
El quinto modo se trata de un modo de flexión. Los desplazamientos de su autovector coinciden con la aplicación de momentos flectores en los ejes X e Y. Este modo es una combinación del segundo y cuarto modo y se da a una frecuencia de 50,33 Hz.



*Figura 35: Energía de deformación quinto modo*

### 6.1.6. Sexto modo

El sexto modo se trata de un modo de torsión. Los desplazamientos de su autovector coinciden con la aplicación de momentos torsores en el eje delantero y trasero con distinto sentido en el eje X. Este modo es una combinación del primer y tercer modo y se da a una frecuencia de 51,51 Hz, muy cerca del modo anterior.



*Figura 36: Energía de deformación sexto modo*

## 7. Estático torsional

El otro análisis que se realizará para optimizar el *body in white* será un estático torsional. Al igual que en el análisis modal se determina la rigidez dinámica de la estructura, en un análisis estático torsional se determina la rigidez estática de la misma. Este análisis consiste en aplicar momentos unitarios en la parte delantera y trasera de la carrocería para que produzca un momento torsor unitario. Para ello se aplican fuerzas en las conexiones del *BIW* con la suspensión, es decir, en las cazoletas de la suspensión para la parte delantera y en las uniones con la suspensión trasera mediante soportes en los largueros traseros.

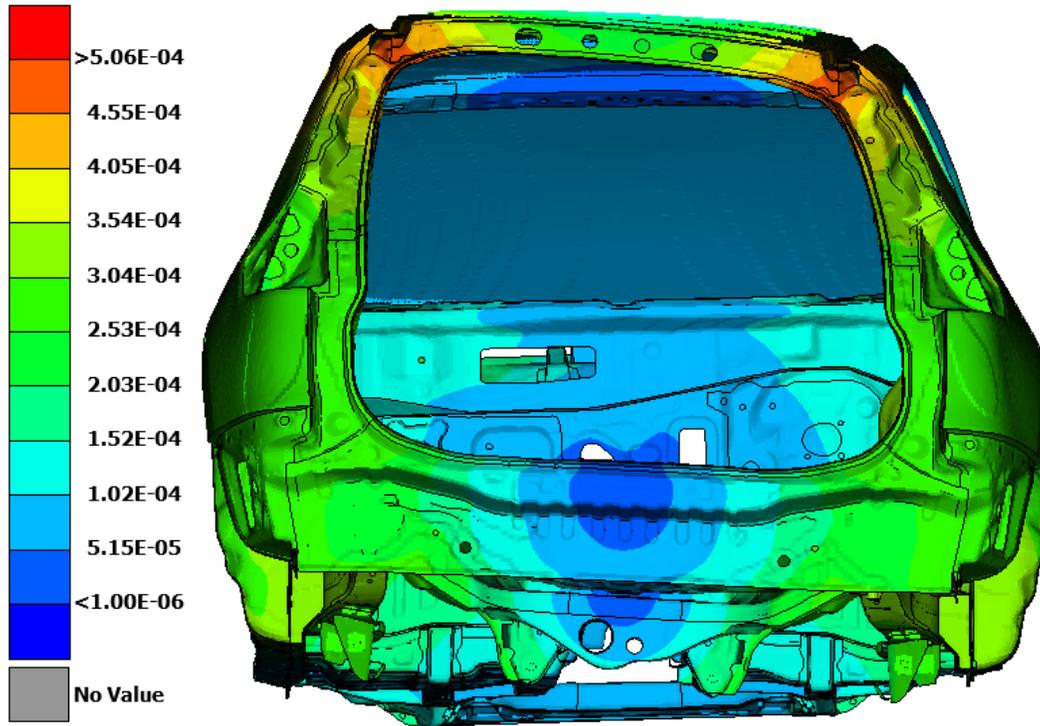
Al tener que definir un momento unitario, las fuerzas aplicadas a las cazoletas delanteras y soportes delanteros varían en función de la distancia al eje longitudinal central del vehículo.

Para el cálculo de la rigidez torsional total se hará uso de un scrip en lenguaje perl. Este archivo tomando como partida el output de la simulación, es decir deformaciones y tensiones en cada elemento, calculará la rigidez total del *BIW* en  $\text{Nm}^\circ$ . Es decir, cuantos Nm de momento torsor son necesarios para girar el *BIW* en 1 grado, lo que se conoce como constante de rigidez torsional.

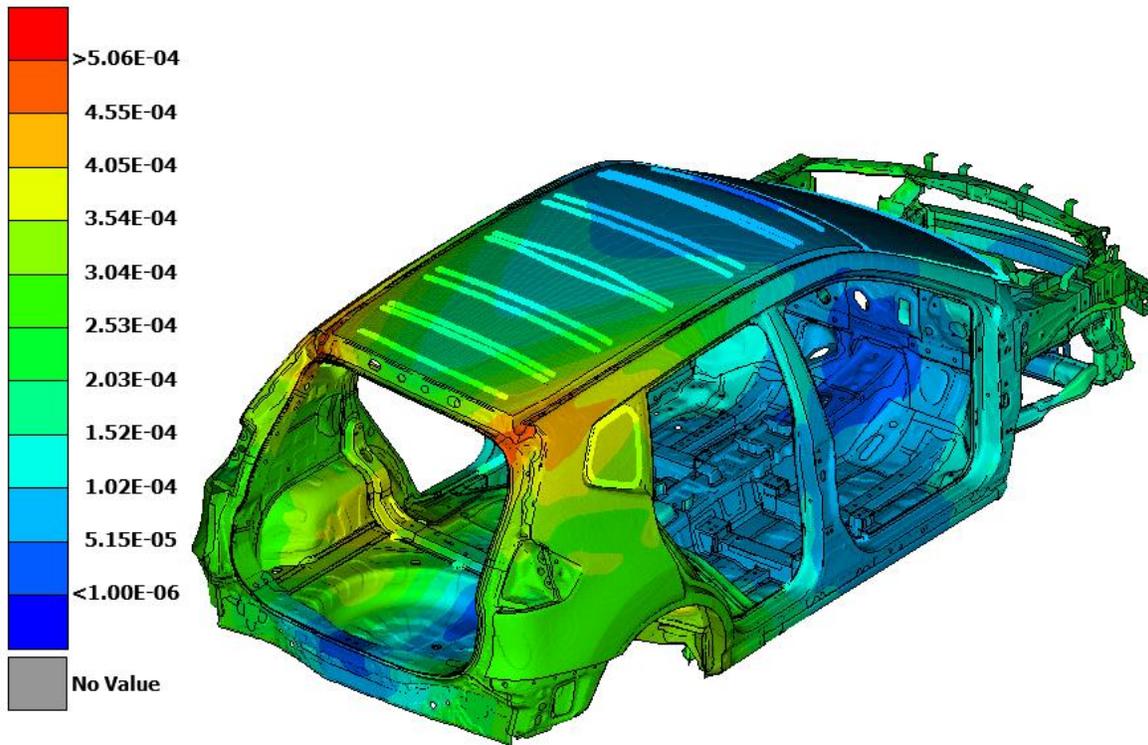
Cabe destacar que este análisis estático se trata de una simulación lineal, es decir las fuerzas se aplican de forma estática pero además las deformaciones y tensiones que producen serán calculadas con ecuaciones lineales de rigidez. Esto es válido, ya que las deformaciones son muy pequeñas en comparación con las fuerzas aplicadas. Y al igual que ocurre en muchas estructuras muy rígidas, se comprende que la constante de rigidez solo es aplicable al inicio del movimiento con deformaciones pequeñas. Es decir que si fuéramos capaces de girar torsionalmente la carrocería un gran número de grados se perdería esa constante de rigidez porque los desplazamientos ya no serían lineales.

Para calcular la constante de rigidez  $K$  hace falta conocer los desplazamientos de los puntos de aplicación de las cuatro fuerzas. Cuando se conozcan estos valores se aproxima la tangente del ángulo por el ángulo formado entre el desplazamiento y la distancia entre los puntos debido a que

el ángulo al ser muy pequeño el desplazamiento en función de la distancia en los apoyos este tiende a cero. El valor de rigidez torsional K arrojado por el scrip es de 15940 Nmm/°



*Figura 37: Deformaciones en mm del análisis estático torsional*



*Figura 38: Deformaciones en mm del análisis estático torsional*

## 8. Definición de la optimización paramétrica

Una vez realizado el análisis modal y el análisis estático torsional para obtener los resultados iniciales de rigidez dinámica y estática respectivamente se procede a comenzar la fase de optimización.

En esta fase de optimización se tendrán varios objetivos que se deberán cumplir para poder considerar exitoso el proyecto. Uno de los objetivos será el de reducir la masa de la carrocería. Como ya se ha explicado previamente, reducir el peso en automoción es fundamental debido a que se traduce en una disminución del consumo del vehículo. Por tanto, este será el objetivo que se podría considerar más importante, disminuir la masa sin afectar al comportamiento del *body in white*.

Sin embargo, este no será el único objetivo importante ya que como se ha visto en el análisis modal, el modelo de *body in white* utilizado cuenta con una rigidez dinámica baja. El primer modo, el de torsión, está por debajo de lo habitual comparado con otros vehículos (la mayoría sobre los 40 Hz). Así que en las simulaciones de optimización se buscará subir este valor indicando un umbral mínimo al que se deberá llegar para considerar la optimización terminada.

Además, también se monitorizará la rigidez estática mediante la constante de rigidez torsional. Es posible que al reducir masa la rigidez torsional pueda disminuir o también es posible que al mejorar la rigidez dinámica también se mejore la estática ya que las zonas críticas guardaban similitud entre ellas. Se analizará si esto ocurre y si es significativo.

Para cumplir estos objetivos en la optimización paramétrica las variables para modificar serán el espesor de las chapas. Subiendo el espesor de una chapa se consigue que esta sea más rígida pero lógicamente aumenta su peso, mientras que al disminuirlo ocurre lo contrario. En el modelo existirán chapas cuyo espesor afecten más o menos a la restricción de masa o a la de frecuencia. Esto se medirá con la matriz de sensibilidades que relaciona cada variable con la restricción elegida.

Cabe mencionar que cada shell tendrá un único valor de espesor. Sería posible plantearse usar la técnica de tailored blank pero es una técnica bastante cara.

Para llevar a cabo la optimización se deberán discutir que chapas serán consideradas en la optimización. Siendo realistas, muchas partes del vehículo, ya se encuentran diseñadas y dimensionadas a la hora de realizar los ensayos *NVH*.

Para una correcta integración de todas las chapas en la optimización deberíamos tener en cuenta también simulaciones de impacto, esfuerzos dinámicos y estáticos de las suspensiones, vibraciones del grupo motor, diferencias de temperatura. En todo caso, esto tendría más sentido con un modelo de coche completo. Sin embargo es muy difícil realizar todos estos cambios a la vez y optimizar hasta ese punto el vehículo. Por esto se considerará que ciertas zonas no pueden ser consideradas variables de diseño porque su valor de espesor ya está fijado por otra característica del coche.

Una zona que no se considerará variable de diseño para optimizar será el subchasis, tanto el delantero como el trasero. Sus dimensiones se establecen según los esfuerzos demandados por el sistema de suspensiones. Además se suelen sobredimensionar estos espesores por condiciones de anti corrosión que debe cumplir el subchasis

Toda la zona del suelo es una zona muy rígida, con espesores relativamente altos, a partir de 2 mm. Estas chapas deben ser capaces de sostener el peso de toda la estructura dando así la capacidad autoportante de este tipo de carrocerías. Además, las piezas que forman el suelo es común que se diseñen y fabriquen en común para distintas series de vehículos dentro de una misma manufacturera.

Tampoco se podrá incluir en la optimización toda la piel exterior del vehículo, en el caso de este proyecto, solo las chapas laterales exteriores y el techo, ya que lo demás no se había considerado desde el principio dentro del *BIW*. Estas piezas están diseñadas a partir de motivos estéticos de diseño y por la aerodinámica que busca la eficiencia del vehículo para reducir su consumo.

La traviesa es un elemento del vehículo que se dimensiona teniendo en cuenta condiciones de impacto, por tanto tampoco se considerará para optimizar. También toda la parte delantera del vehículo tiende más a ser diseñada por condiciones de impacto. En algunas simulaciones se incluirán como variables de diseño y en otras no. Se discutirán los resultados obtenidos teniendo en cuenta esta consideración.

También los pilares tanto A como B de la carrocería se irán incluyendo o no en la optimización según convenga. Puesto que normalmente son piezas muy rígidas que tienen una gran importancia en la rigidez y funcionalidad del vehículo, pero se estudiará si su espesor podría ser reducido para una ganancia en la reducción de masa sin perjudicar en gran medida a la rigidez. El pilar C sí será una parte fundamental en la optimización ya que es el pilar menos rígido porque sus demandas mecánicas no son tan altas y por eso tiene una gran importancia en el estudio de rigidez dinámica.

De todas las zonas del vehículo se valorará su impacto a la hora de optimizar y se discutirá su compromiso con los objetivos a cumplir.

El header o cabecera utilizado para las optimizaciones partirá del utilizado en el análisis modal pero tendrá ciertas modificaciones. En ANSA todas las simulaciones de optimización corresponden a la SOL200. El programa cuenta con tareas específicas de optimización en donde se definen las variables de diseño y las respuestas de la simulación que servirán para definir restricciones y la función objetivo. En cada simulación se explicará qué valores se han considerado y por qué. Existen parámetros para esta tarea de optimización que son muy importantes para que la simulación sea exitosa, sin embargo no se describirán en la memoria. A mayoría se refieren a instrucciones internas del solver como el número de ciclo, la convergencia aceptable, etc.

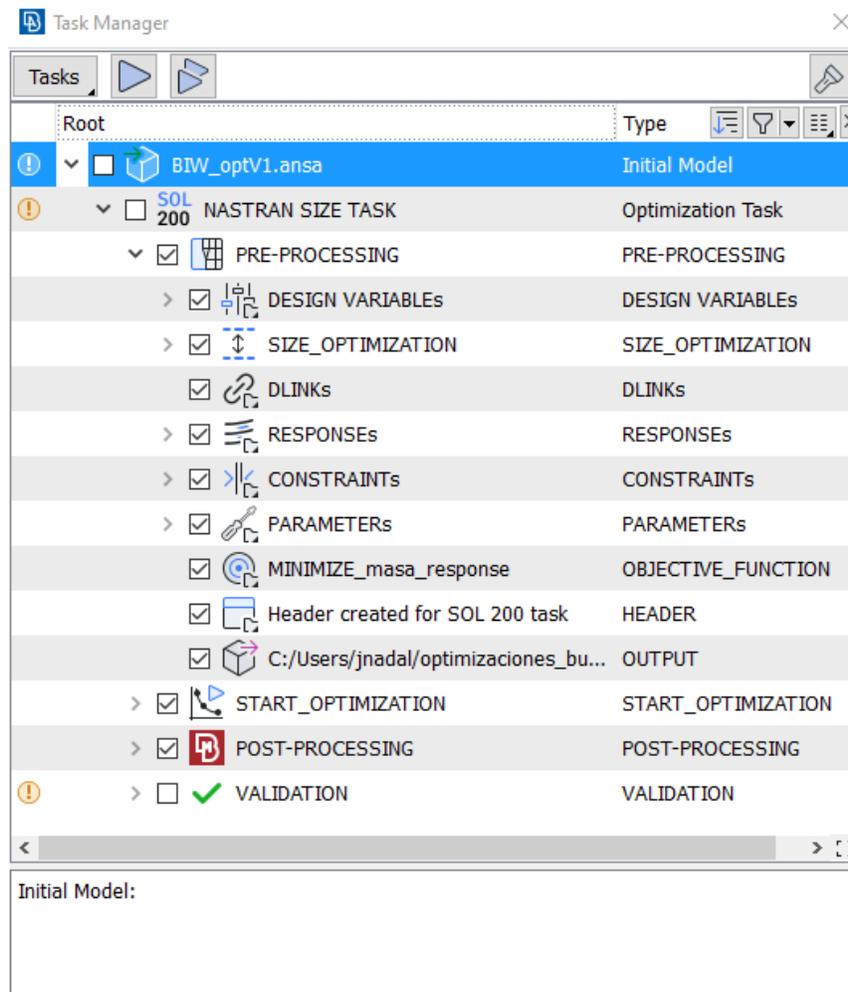


Figura 39: Interfaz de la tarea de optimización

## 9. Resultados

### 9.1. Resultados Optimización paramétrica

#### 9.1.1. Simulación con espesores máximos

En esta primera simulación de la tarea de optimización se escogerán solamente el espesor de 10 *shells* como variable de diseño. Serán las 10 que más afecten según el modal. El objetivo de esta simulación será ver como afectan estas variables a la frecuencia y comprobar cual sería la frecuencia máxima obtenible poniendo los límites de los espesores con un valor alto. No se trata de una simulación como tal sino que se cambian los valores de espesor manualmente. Se ha elegido el valor de 2mm para todas las *shells* menos las dos más criticas que tendrán un valor de 2,5mm. En la Figura 40 se representa con una vista casi frontal y mediante un corte transversal el valor de los espesores de las chapas situadas en el anillo del portón trasero.

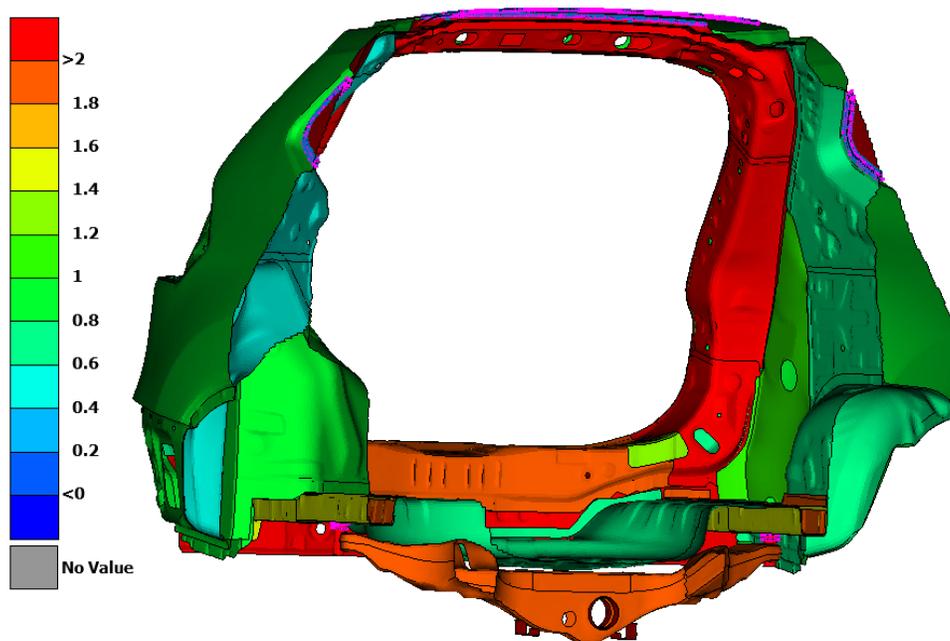
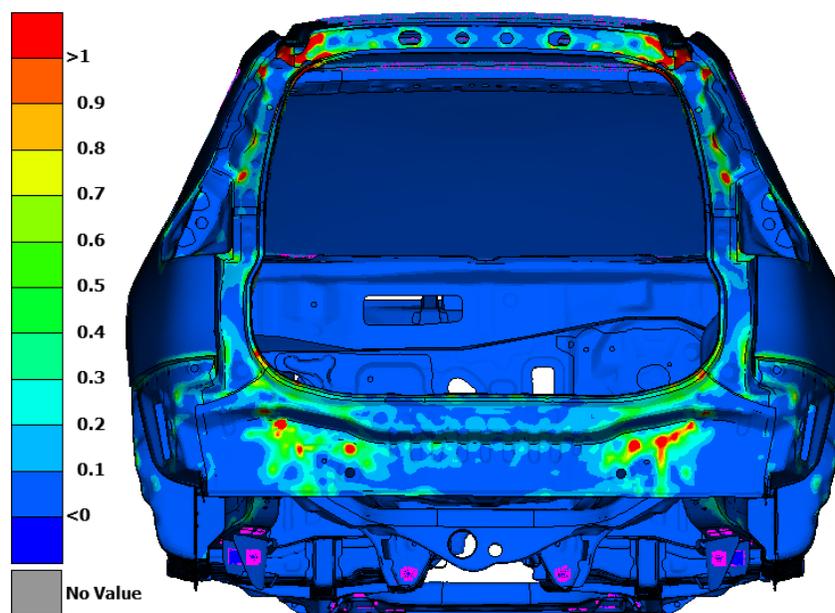


Figura 40: Espesores anillo portón trasero

La frecuencia del primer modo de torsión ha resultado con un valor de 34,35 Hz. Este valor indica lo complicado que resulta subir la frecuencia, ya que ni usando unos espesores fuera del rango permitido se ha podido subir la frecuencia apenas 4 Hz (inicialmente la frecuencia de torsión base es de 30,64 Hz).

En la Figura 41 se observan la energía de deformación obtenida:



*Figura 41: Energía de deformación con espesores máximos*

A priori puede parecer que la energía de deformación ha aumentado, pero solo da esa sensación porque la escala utilizada corta el valor de las deformaciones más altas.

El objetivo de la deformación es dar una idea de donde se encuentran las zonas con mayor deformación, sin tener muy en cuenta el valor de la energía de esta deformación. Si se usa una escala global sí se aprecia que la energía de deformación ha disminuido. Lo que resulta interesante es que al rigidizar estas chapas la distribución de esta energía es diferente. Se observa que existe

una mejor distribución de esta energía por toda la chapa y es eso por lo que le da esa rigidez adicional para que la frecuencia aumente.

En este punto ya se empieza a intuir la importancia de incorporar las buñas, quizá solo sería necesario subir la rigidez en las zonas críticas de cada chapa y no subir el espesor de cada chapa. Ya que atendiendo a la masa es mucho más favorable el realizar estas buñas o pequeños relieves en esas zonas que aumentar el espesor de la chapa entera.

### 9.1.2. Primera optimización con todas las chapas

Teniendo ya el límite máximo de la frecuencia de torsión que sería factible alcanzar se comienza a iterar para encontrar la mejor solución posible en cuanto al valor de los espesores.

En esta primera optimización como tal se incluirán todas las *shells* que en un principio podrían ser consideradas para ser variables de diseño. Es decir, se excluye la traviesa, el subchasis y la piel exterior.

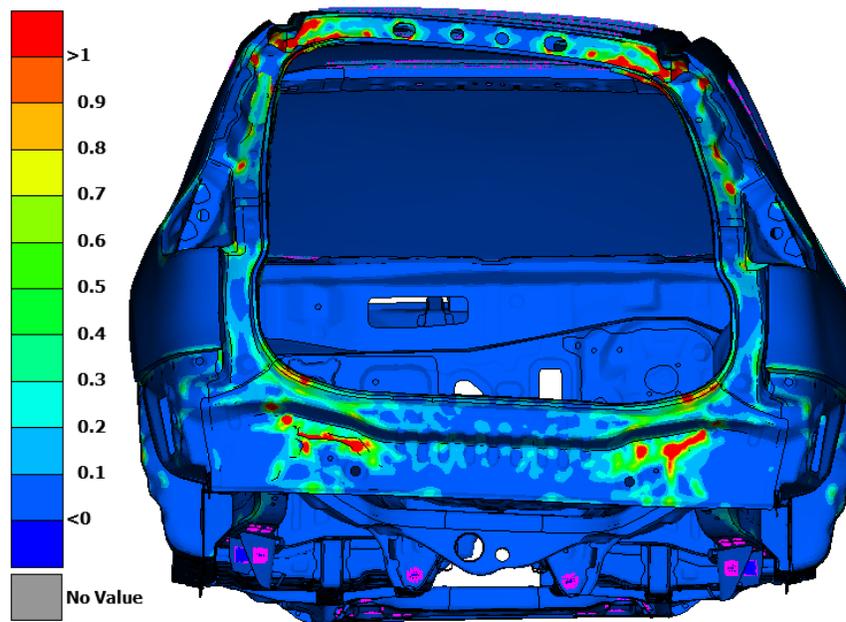
El umbral de frecuencia elegido para este primer modo ha sido de 32,5 Hz. Lo que supone un aumento de casi 2 Hz en la frecuencia base. Se ha considerado que podría ser un valor coherente de alcanzar teniendo en cuenta la frecuencia obtenida en la simulación anterior.

La función objetivo de esta simulación será la reducción de la masa total del *body in white*.

Además de la frecuencia del primer modo, también se tendrá en cuenta la frecuencia del segundo modo (flexión en el eje x) y el tercer modo (torsión delantera en el eje X), poniendo la condición de que no bajen ambas de 40 Hz. Esto se realiza para que el optimizador no pueda disminuir el espesor de partes críticas de estos modos para buscar un ganancia en la disminución del peso global.

Los límites de las variables de diseño juegan un papel fundamental en la optimización. Estas limitan hasta qué punto el optimizador es capaz de disminuir o aumentar una variable para cumplir las restricciones y el objetivo. Establecer estos límites no es una tarea fácil ya que variar mucho

los valores de espesor podría cambiar la dinámica general del vehículo al cambiar quizá en exceso la distribución de masas, o podría tener un gran impacto en la rigidez estática del vehículo. O simplemente el hecho de que algunas piezas han sido diseñadas con un cierto espesor porque tienen que soportar sollicitación de impactos o de uniones con otros elementos interiores del coche modelados en el *BIW*, etc. Para tener una referencia de que espesores serían correctos se ha usado de guía algunos modelos de coches de SEAT. Al tratarse de vehículos de otra manufacturera totalmente distinta, se ha querido respetar salvo contadas excepciones el espesor por defecto y para eso se ha impuesto que el límite superior e inferior se fije en un 10% del valor original.



*Figura 42: Energía de deformación optimización con todas las chapas*

Al terminar la optimización se ve que esta ha necesitado de 6 iteraciones para llegar al resultado final. El optimizador avisa que es posible que hubieran más soluciones que cumplieran con el mismo objetivo de frecuencia y que como resultado obtuvieran el mismo valor en masa, esto es debido a que para las *shells* que no afectan en absoluto a este primer modo los valores estarían

indeterminados, es decir se podrían variar los espesores de estas, subiendo unos y bajando otros y el resultado de frecuencia y masas sería el mismo.

La Figura 43 representa el índice de saturación de cada variable por ciclo. Se encarga de relacionar el valor de la variable con sus límites establecidos. Sigue la siguiente formulación:

$$\text{índice de saturación} = \frac{\text{Valor optimizado} - \text{Límite inferior}}{\text{Límite superior} - \text{Límite inferior}}$$

Del tal manera que si la variable toma el valor 0 significa que la variable choca con el límite inferior mientras que si toma el valor 1 esta choca con su límite superior. De aquí se deduce muy fácilmente que variables influyen en mayor medida a subir la frecuencia torsional, las que toman valores cercanos a uno, mientras las que no afectan, son las utilizadas para reducir la masa, tomándo valores cercanos al cero.

La mayoría de los índices de saturación de los espesores tienen un valor nulo en el último ciclo de la optimización. Esto es porque las chapas de la parte delantera y algunas del suelo y pilares A y B, no tienen efecto alguno en la torsión y el optimizador las utiliza para reducir masa al máximo dentro de los límites.

También se observan varias que tienden a 1 que serán las chapas críticas que afectan al modo de torsión. Siendo muy pocas las chapas en las que existe una especie de compromiso entre frecuencia y masa y se podría considerar que su óptimo se encuentra entre los límites sugeridos, aunque dependerá de la restricción de frecuencia impuesta.

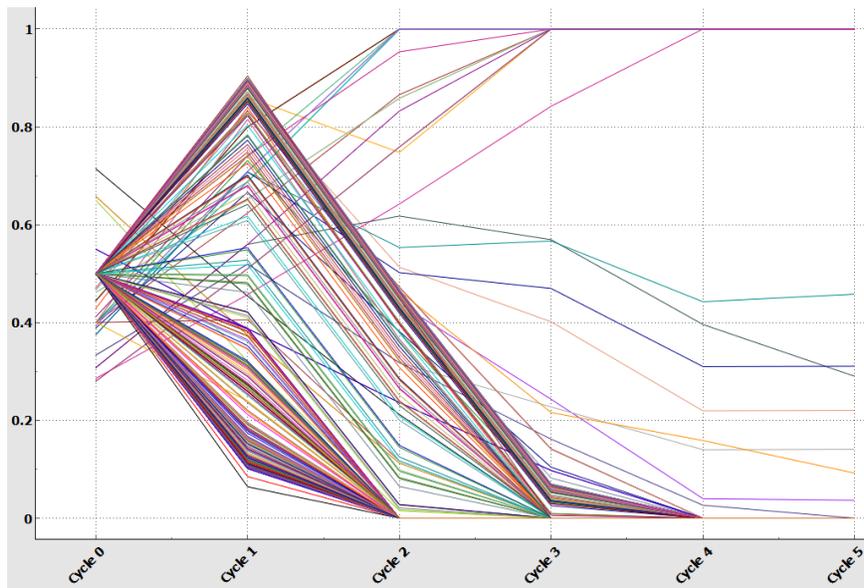


Figura 43: Índice de saturación de cada variable por ciclo

También se puede apreciar lo mismo si se atiende a las sensibilidades de cada variable por objetivo. Seleccionando la respuesta de masa se ve que todas se encuentran entre valores del orden de  $10^{-3}$  a  $10^{-4}$ . Teniendo mayor influencia aquellas que tengan un área mayor, ya que el material es el mismo para todas ellas. En el caso de la frecuencia se destaca que ciertas *shells* tienen valores más grandes del orden de  $10^{-1}$ , es decir, que tienen un efecto mucho mayor que las otras en el primer modo, estas *shells* son las que preveníamos, porque se encontraban con mayores energía de deformación en el primer modal realizado.

Atendiendo a cualquiera de estas dos métodos, se puede conseguir qué chapas son las que más afectan al primer modo de torsión y por tanto serán imprescindibles para próximas optimizaciones

La función objetivo de esta optimización era la de minimizar la masa. El resultado final es una masa de 400,22 Kg. Que supone una reducción de 26 Kg respecto al valor inicial (426,42Kg). Para ilustrarlo mejor se quitan del modelo los elementos que no se han optimizado. Se tiene por tanto una masa inicial de 344,46 Kg en los que esa reducción de 26 Kg supone un 8 %. Este es un

porcentaje bastante elevado. Por tanto se considera que era poco realista esa propuesta de poder quitar tanto peso de elementos no influyentes en la primera torsión.

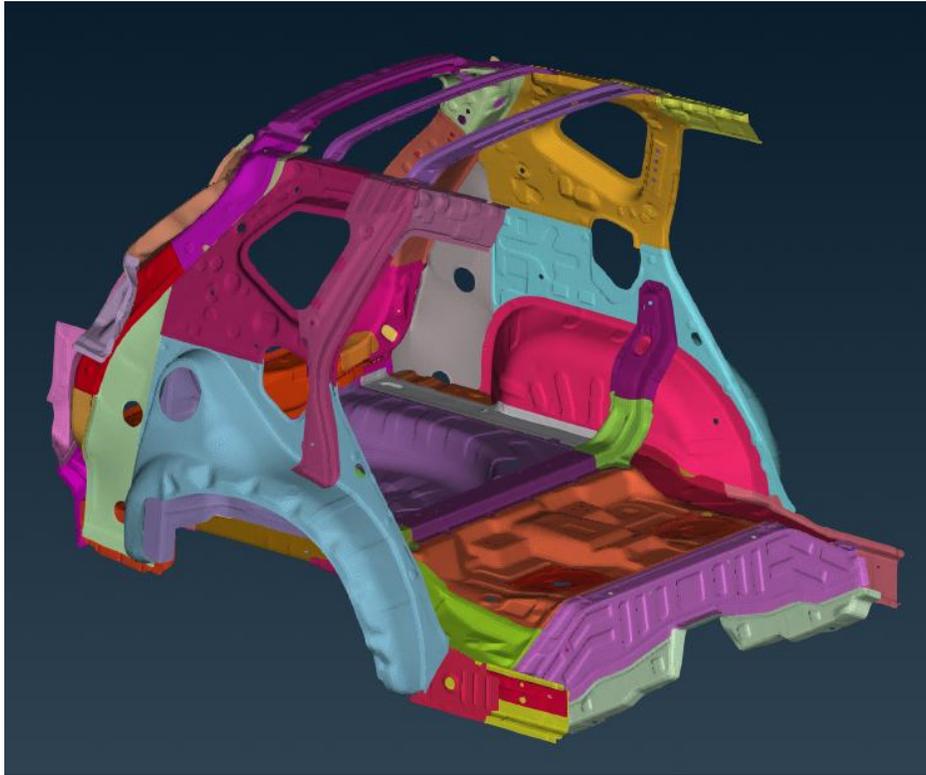
Al ver que eran muchas las *shells* que tendían hacia su límite inferior que se había fijado en un 10% del valor original. Era esperable esta reducción del 8% en masa.

En esta primera optimización se ha visto que debemos reducir el número de chapas a optimizar y se aplicarán los criterios para descartarlas según lo comentado anteriormente, de que existen ciertas zonas de la carrocería que son dimensionadas por otros factores.

### 9.1.3. Optimización solo con chapas traseras

Debido a que la reducción de masa en la anterior optimización parecía excesiva se decidió probar con menos variables de diseño, es decir, los espesores de menos chapas serían ahora modificables. Como se comentó anteriormente existen zonas del *BIW* modelado que normalmente se dimensionan por otros criterios.

Para esta optimización se usarán las chapas que tenían un índice de saturación alto en la optimización anterior, es decir que influenciaba en cierta forma al modo de torsión. También se han escogido otras *shells* que aunque reducían su valor, estas se encuentran en la zona posterior del vehículo y se consideran dimensionables para este objetivo. Se trabajará solo con las *shells* de la parte posterior del vehículo, es decir, que respecto a la primera optimización se sustraen toda la parte fronal, los pilares A y B, gran parte del suelo y las traviesas de techo quedando las *shells* que se aprecian en la **figura tal**:



*Figura 44: Chapas con más impacto en la torsión*

La frecuencia objetivo para esta simulación será la misma que para la anterior con un valor de 32,5 Hz.

Con estas condiciones de optimización la reducción de masa resultante no es significativa, apenas se reduce 1 Kg. La frecuencia sí ha llegado al valor establecido en la restricción de 32,5. Esto significa que para este número de chapas, la masa mínima que se puede obtener es de 425,10 Kg.

El resultado es coherente, sin embargo no permite reducirse la masa como se había planteado. Por tanto aquí se presenta un compromiso

#### 9.1.4. Optimización solo con chapas críticas

En esta optimización se reducirá aún más el número de *shells* optimizables, se considera que el modelo solo tiene muy pocas chapas con las que realizar la optimización porque las demás ya han sido fijadas por otros factores. La frecuencia se vuelve a fijar en 32,5.

El resultado de esta optimización es que la restricción de frecuencia se cumple y llega a 32,5 Hz. Sin embargo, para cumplir esta restricción la masa ha tenido que aumentar unos 3 Kg hasta un valor de 429,63 Kg.

Una vez analizados los resultados de estas 3 optimizaciones se recojen en los resultados en la Tabla 5.

Número de chapas	Frecuencia	Índice de saturación medio de los espesores	Masa
316	32,5	0,15	400,2
101	32,5	0,47	425,1
44	32,5	0,88	429,6

Tabla 5: Masa en función del número de chapas

Esta tabla explica la importancia del número de chapas que se usan como variables de diseño. Cuando se diseña un vehículo existirán condiciones de diseño impuestas por otra disciplina que afecten a la resolución del área tratada. En este caso se intenta dimensionar el vehículo para escenarios de vibraciones y confort y para ello se requiere que la frecuencia del primer modo supere un determinado umbral. En la Tabla 5 se explica que cuanto menor sea el número de chapas optimizables peores resultados se encontraran si buscamos aumentar frecuencia y disminuir masa

a la vez. Parece razonable considerar la optimización del medio como el punto de partida usual, es decir, las chapas de la Figura 44 son las que normalmente quedarán utilizables ya que no son tan requeridas en condiciones de impacto frontal como todas las chapas de la parte delantera, ni en impacto lateral, como los pilares. Es cierto que se considera una zona del suelo cerca de la zona trasera, y quitarla o considerarla dependería de los requerimientos estructurales del suelo.

### 9.1.5. Compromiso entre frecuencia y masa

Una vez se tenga claro que chapas van a ser parte de la optimización se ha de elegir un valor de frecuencia torsional para actuar como umbral. En las optimizaciones anteriores se decidió que este valor fuera de 32,5 Hz y se determinó la mínima masa que hacía cumplir esa restricción. En este apartado se definirá una relación entre la frecuencia del primer modo de torsión y la masa total.

Para ello se realizarán una serie de simulaciones de optimización donde se fijará una frecuencia distinta para cada una de ellas. Se hará un barrido desde la frecuencia base de 30,6 Hz hasta 34,5 Hz con intervalos de 0,5 Hz. Las variables de diseño serán los espesores de las chapas definidas para la optimización correspondiente a la Figura 44. Los límites de las variables de diseño serán los mismos.

Los resultados de este conjunto de optimizaciones se presentan en la Tabla 6 :

Frecuencia (Hz)	Masa (Kg)
30,6	426,0
31	421,0
31,5	422,3
32	424,2
32,5	425,1
33	426,1
33,5	428,2
34	431,5
34,5	434,6

*Tabla 6: Compromiso entre frecuencia y masa*

Este compromiso resulta interesante como una variable más a la hora de elegir un umbral límite de frecuencia torsional, ya que permite poder considerar el impacto de la frecuencia del primer modo en la masa del *body in white*.

Se plantea aquí por tanto un compromiso entre frecuencia y masa que se representa gráficamente en la Figura 45.

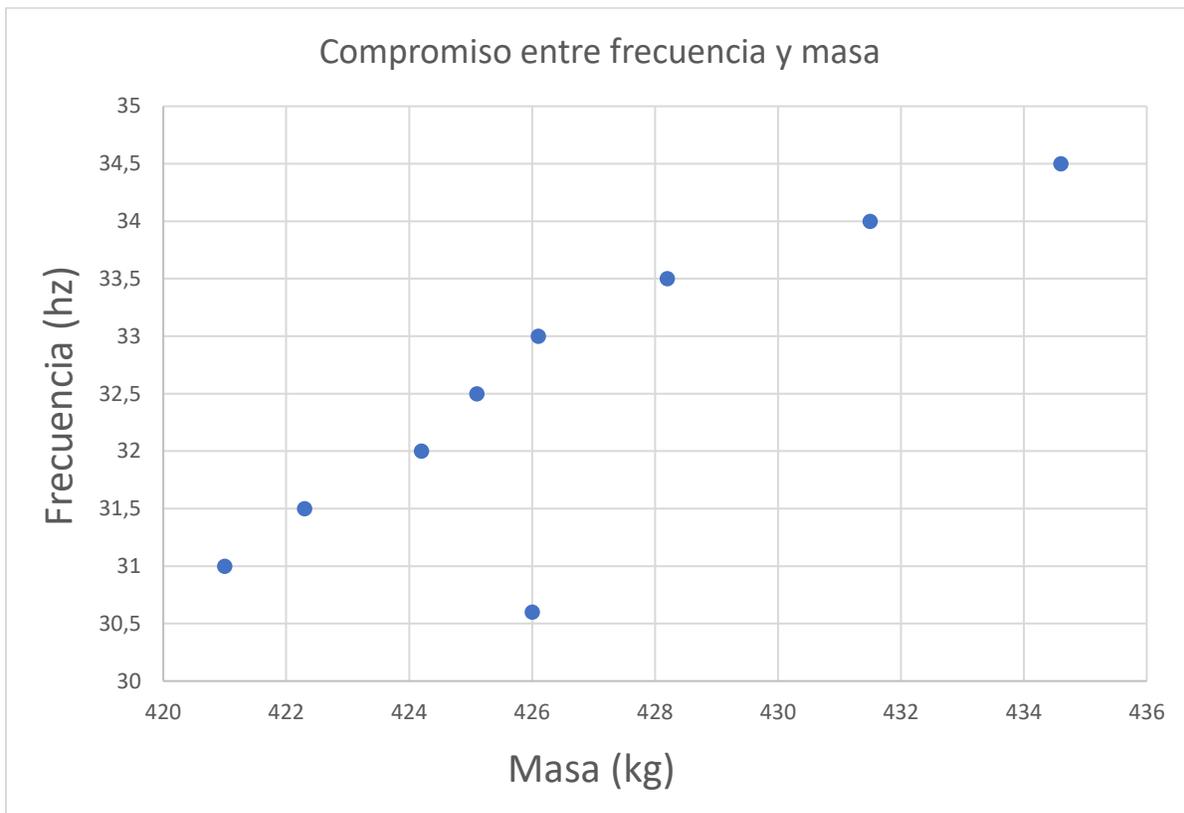


Figura 45: Compromiso entre frecuencia y masa

En la gráfica también se ha incluido el punto inicial que cuenta con la frecuencia y la masa del modelo base, sin optimizaciones. Se puede apreciar claramente la utilidad de la herramienta, ya que se podría optar por elegir mantener la frecuencia torsional reduciendo masa solo en los elementos destinados a ser diseñados por la rigidez dinámica. O por el contrario, mantener la masa y subir la frecuencia torsional. Pero lo realmente interesante es encontrar el punto donde el compromiso entre frecuencia y masa de un valor que se considere bueno en ambas variables.

La forma de la curva es muy probable que sea distinta para cada vehículo. Pero tiene sentido que el comportamiento final para conseguir frecuencias altas sea parecido al que se ha dado en este proyecto. Se puede apreciar en la gráfica que a partir de los x Hz la pendiente se reduce, es decir, para subir una determinada cantidad la frecuencia se deberá subir la masa cada vez más. Parece

razonable, que el punto más óptimo sea el punto de la gráfica en el que esta pendiente aumente. Aunque por supuesto siempre dependerá del diseño requerido, y el compromiso aquí presentado no debe ser más que una herramienta más para considerar el umbral correcto.

Como valor final a la optimización paramétrica, se ha decidido usar este criterio de que el punto óptimo para los valores de frecuencia y masa sea el que antecede a la caída de la pendiente, que será el punto que ofrezca más frecuencia por el menor aumento en masa posible. Por tanto, los valores finales serán una frecuencia del primer modo de torsión de 33 Hz y una masa global correspondiente de 426,1 Kg.

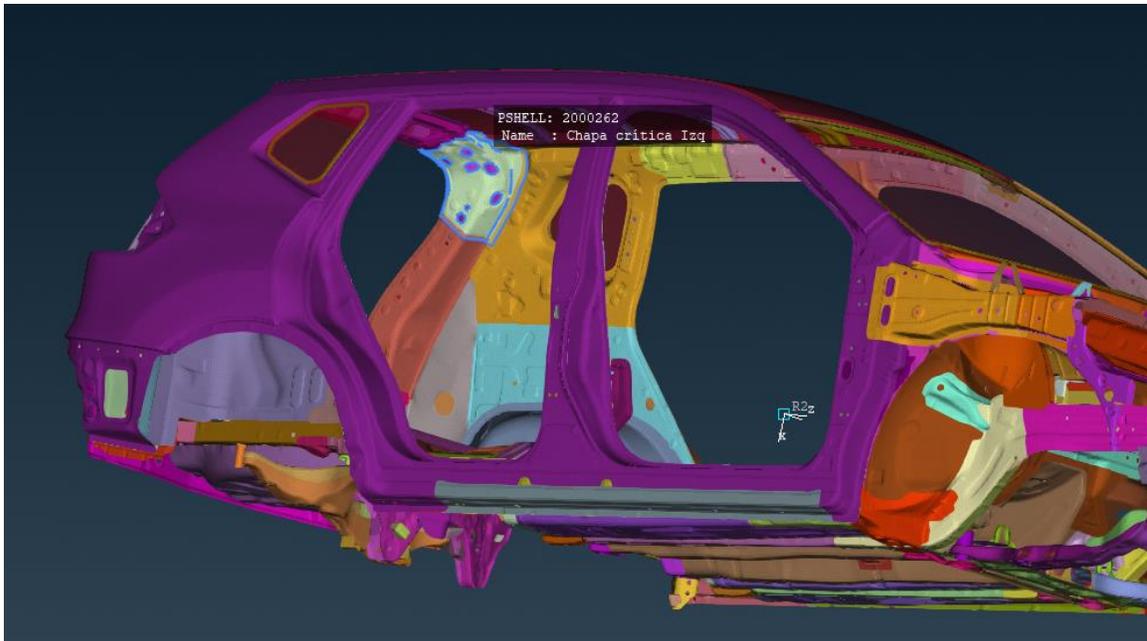
#### 9.1.6. Comprobación de rigidez estática

Una vez obtenidos los valores de los espesores finales se realizará un análisis estático torsional para determinar la rigidez estática del *BIW* final. A priori se podría pensar que si la rigidez dinámica ha aumentado también lo hará la estática, pero esto no tiene porque ser de esta manera. Hay que tener en cuenta que la masa de la carrocería ha disminuido y por tanto también la rigidez de esas chapas que han disminuido su espesor.

Los resultados obtenidos en la simulación de rigidez estática con los espesores optimizados arrojan una rigidez estática de valor  $K=16050\text{Nmm}^\circ$ , muy parecida a la rigidez estática base ( $15940\text{Nmm}^\circ$ ), aunque si es cierto que su valor aumento. El efecto de reforzar la zonas críticas para la rigidez dinámica ha supuesto un aumento también en la rigidez estática.

## 9.2. Resultados optimización topográfica

Como se ha ido viendo en todo el desarrollo del proyecto, la zona trasera del vehículo es la zona más crítica para el dimensionamiento de la rigidez dinámica del vehículo. En especial, las esquinas del marco superior del portón trasero experimentan las máximas energías de deformación. Por tanto, en esta parte final del proyecto, se estudiará cómo aumentar la rigidez de estas zonas mediante cambios en su morfología.



*Figura 46: Chapa crítica para optimizar topográficamente*

Para ello se procederá a realizar cambios en su morfología mediante el uso de zonas con dobleces o relieves más conocidos como buñas. Una buña es un relieve en la superficie de la chapa, esta se consigue realizando presión en la chapa en una prensa con el utensilio adecuado. El efecto de utilizar este tipo de buñas es el de rigidizar la estructura sin necesidad de aumentar el espesor.

Como se observa en la Figura 46, las esquinas superiores del portón trasero cuentan con muchos agujeros. Estos son debidos a los cables de electrónica que pasan por esta zona del vehículo. Para

hacer posible la inclusión de buñas se ha optado por cerrar todos los agujeros y crear una malla completamente lisa, respetando la forma original de la pieza.

Este cambio por si mismo ya conlleva un aumento en la rigidez y la frecuencia del primer modo de torsión aumenta en 0,16 Hz hasta un valor de 30,80 Hz. En esta simulación se comprueba que aun habiendo tapado los agujeros de las piezas, las máximas energías de deformación se siguen dando en estas chapas, es decir, siendo las *shells* más críticas de donde se podrá conseguir una mayor ganancia en rigidez.

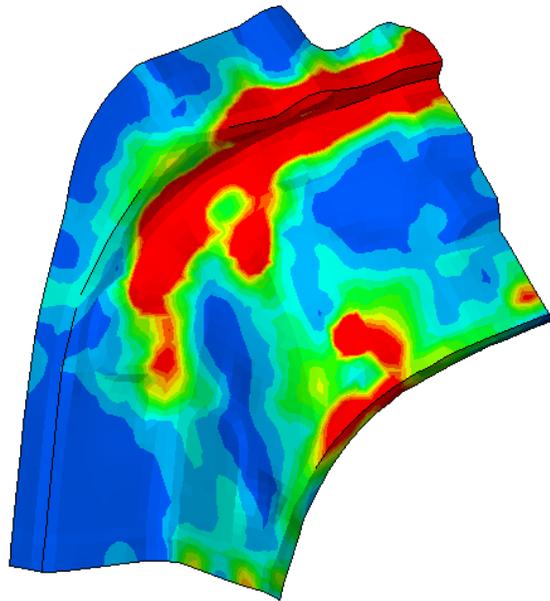
### 9.2.1. Optimización topométrica

Para tener una primera idea de dónde se pondrán las buñas se hará una simulación de optimización topométrica. Es un tipo especial de optimización paramétrica donde como variables de diseño se tienen las *shells* elegidas. Sin embargo a diferencia de la optimización paramétrica de tamaño, se puede cambiar el espesor de cada elemento de la malla en particular. El optimizador resuelve el problema de la siguiente manera. Primero realiza una optimización paramétrica como las ya realizadas anteriormente, y después para cada shell se cambia el espesor de cada elemento dentro de un margen definido.

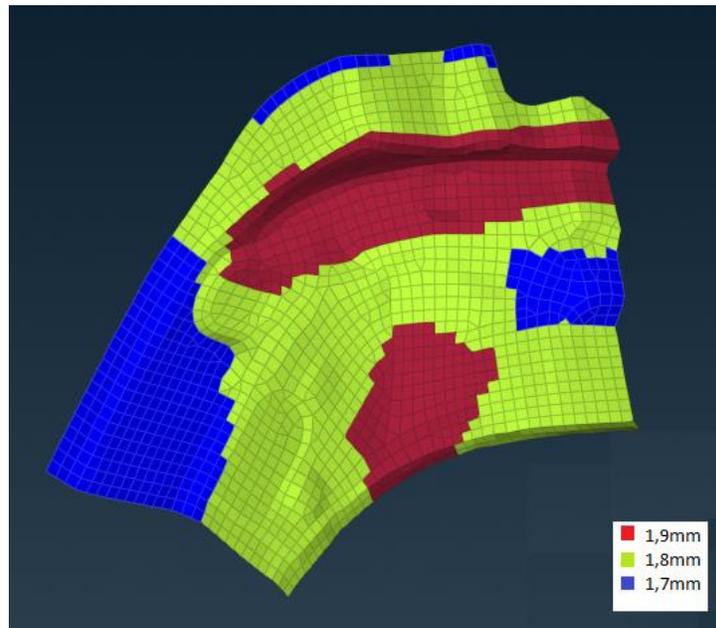
Esto permite saber con más precisión qué parte de la chapa necesita mayor rigidez. Realizando una equivalencia entre un mayor espesor y un cambio en la morfología. Es decir, que para una mismo valor de rigidez en la pieza, se podrá conseguir subiendo el espesor en la pieza o utilizar una buña. El implementar esta buña también aumentará el peso de la chapa pero lo hará en un valor muy inferior, ya que el espesor permanece constante y solo se necesitará más material porque existe un pequeño relieve en la superficie. Además que hay que recordar que el hecho de cambiar de espesor en elementos de la misma chapa es algo ficticio que se ha propuesto en la simulación para encontrar esta equivalencia. En realidad el espesor de la chapa debe ser constante, por tanto, será más óptimo teniendo en cuenta la masa, implementar una buña en el lugar más crítico que subir el espesor de toda la chapa.

Como condición en esta optimización de espesores topométrica se ha puesto la condición de que en una misma chapa solo cambie el espesor de los elementos de malla en  $+0,1\text{mm}$  o  $-0,1\text{mm}$  sin poder quedar el valor de espesor en un número entero

Los resultados de esta optimización se ven en la Figura 48. Se puede apreciar con claridad que la demanda de espesor solicitada guarda cierto parecido con la distribución de la energía de deformación en la chapa de la Figura 47.



*Figura 47: Energía de deformación en zona crítica*



*Figura 48: Resultado optimización topométrica*

### 9.2.2. Diseño manual de la buña y optimización

Según esta optimización topométrica ya se tiene una idea de que diseño de buñas sería bueno para resolver este problema de rigidez. Mediante las herramientas de morfología existentes en ANSA, se diseña la propuesta de buñas representada en la Figura 49.

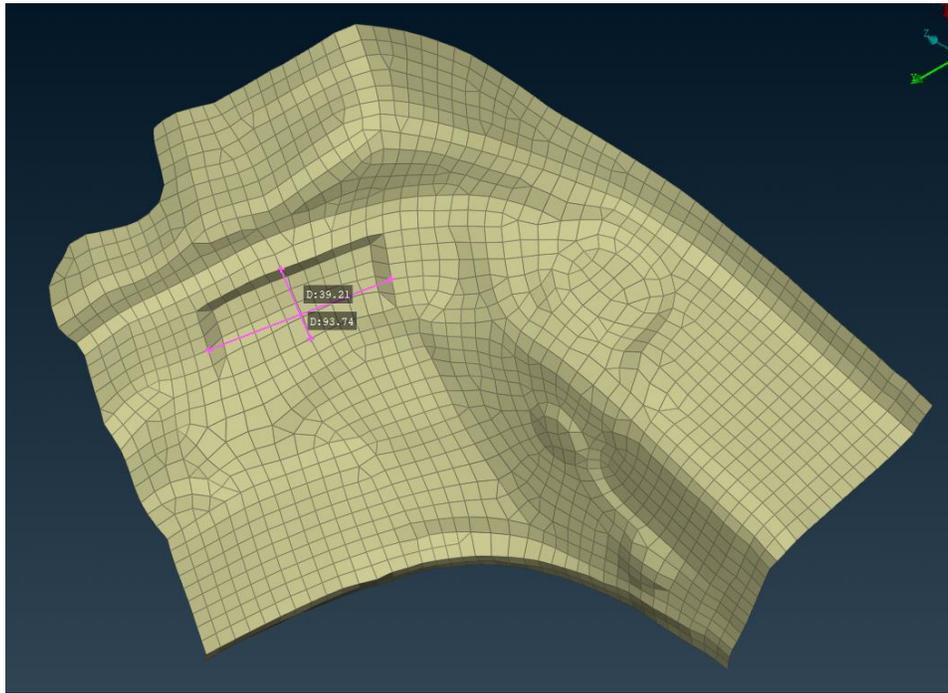


Figura 49: Diseño de buña

Se trata de una buña muy simple colocada según se indicaba en la optimización topométrica. Para definirla se hacen uso de tres variables importantes: su largo, su ancho y su altura. Inicialmente se han usado los valores de 93,7 mm de longitud, 39,2 mm de ancho y 6,6 mm de alto. Estos parámetros que definen la geometría de la buña se usarán posteriormente como variables de diseño con el objetivo de que el optimizador encuentre los valores óptimos.

Antes de comenzar con la optimización morfológica se realizará un análisis modal para ver como se comporta este diseño inicial. Después se realiza la optimización y se arrojan los resultados expuestos en Figura 50: Optimización buña

	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Altura (mm)	Frecuencia (Hz)
Inicial	-	-	-	30,803
Ciclo 1	93,7	39,2	6,5	30,891
Ciclo 2	96,4	41,3	6,6	30,912
Ciclo 3	96,5	41,8	6,6	30,913

*Figura 50: Optimización buña*

La masa no ha sido monitorizada ya que el cambio en el modelo es insignificante, todos tienen un valor de 427Kg.

En la tabla de resultados de la optimización morfológica se puede observar que la diferencia de frecuencia es notable teniendo en cuenta que se ha usado solo un dos buñas. El hecho de que se logre subir la frecuencia 0,11 Hz es para considerar esta técnica. Además el aumento de peso es insignificante cuando se incluye la buña.

Si tenemos que comparar el efecto de los parámetros se podría decir que el parámetro longitudinal afecta el que más, aunque es muy probable que dependa de la forma chapa, de la energía de deformación en la chapa o de otros factores que no se están considerando.

Este aumento de frecuencia sin aumento en masa lograría desplazar la curva de la Figura 45 hacia arriba si se juntaran los dos métodos. Por ello se propone realizar una simulación con las buñas realizadas en las zonas críticas junto con el resultado obtenido en la optimización paramétrica.

Cuando se añaden las buñas al resultado de la optimización paramétrica se mejora la frecuencia del primer modo en x Hz sin aumentar la masa de forma significativa. Por lo tanto, se verifica que ambas optimizaciones son compatibles. Sin embargo no se tiene suficiente información, harían

falta más simulaciones, para comprobar si existe una sinergia entre estos dos métodos, o si simplemente sus efectos se superponen.

### 9.2.3. SOL 200 topography en esas 2 *shells críticas*

En esta última optimización se busca que en vez de diseñar las buñas, se deje al optimizador decidir la forma óptima. Se intentó lanzar este tipo de simulación, pero no fue posible. El optimizador no sabía decidir porque había muchas soluciones y se paraba continuamente la simulación cuando apenas llevaba dos ciclos. Parece que este tipo de optimización solo funciona con modelos y mallas algo más sencillas. Por lo tanto, se considera que la opción de realizar una optimización topométrica y realizar buñas manuales para mejorar zonas específicas es mejor para optimizar morfológicamente la carrocería de un vehículo.

## 10. Conclusiones y trabajo futuro

### 10.1. Conclusiones

En este proyecto se presenta el estudio del *body in white* o carrocería de un vehículo para distintos escenarios de rigidez y vibración. Se ha visto durante el mismo que el modelaje que se haga de la carrocería juega un papel importante. Cuando los elementos de la carrocería no se unían de la forma correcta se veía una caída drástica en la frecuencia del primer modo de torsión. Llegando a subir de 25,4 Hz a 30,6 Hz cuando el modelo era correcto. Se ha explicado cómo se modela cada elemento de la carrocería y su porqué.

Es lógico pensar que este proyecto no tenga un alto valor cuantitativo en cuanto a resultados, ya que existen multitud de carrocerías de vehículo, cada una diseñada de forma distinta. Sin embargo, la parte cualitativa de los resultados aporta mucho conocimiento en este campo.

Primero, el hecho de que un vehículo tenga tantas áreas de diseño limita de alguna manera el estudio. Esto es debido a que hay zonas de la carrocería con una mayor importancia como lo son toda la parte delantera dimensionadas por las demandantes condiciones de impacto. Esto hace que el área donde es preciso realizar la optimización sea limitada. Sin embargo, resulta que cómo se ha visto en todo el proyecto, la zona más crítica se encuentra en el arco del portón trasero, y más especialmente en las dos esquinas superiores. Y sus dimensiones y morfología, en cierta, medida son perfectamente modificables

Lo más importante que se ha obtenido del estudio de la optimización paramétrica ha sido el compromiso encontrado entre frecuencia del primer modo de torsión y masa global. Las manufactureras normalmente no tienen en cuenta este ahorro de masa y basan únicamente la elección del umbral de frecuencia en motivos de respuestas dinámicas y modos de vibración de otros componentes del vehículo. Sin embargo, teniendo en cuenta esta relación entre frecuencia y masa, que será única para cada vehículo, es posible conseguir una disminución en masa notable

sacrificando muy poco el umbral de frecuencia que en ciertas situaciones podría no afectar a las respuestas dinámicas, vibraciones o confort en general.

La última conclusión de este proyecto es la eficacia comprobada del uso de buñas para rigidizar la carrocería. Las buñas que se diseñaron para las zonas críticas con mayores energías de deformación del primer modo cumplen perfectamente con su función de aumentar la rigidez dinámica y aumentar la frecuencia del primer modo de torsión. El diseño de la buña de forma manual ha resultado ser más efectivo que el uso de optimizaciones morfológicas completamente libre. Se asocia esto a la complejidad del modelo. Mediante el uso de la optimización topométrica se ha podido decidir dónde serían más efectivas las buñas. Además se ha podido parametrizar la longitud anchura y altura de las mismas para que se puedan incluir en optimizaciones paramétricas. Dónde se tendrían dos parámetros, el espesor y la geometría de la buña.

## **10.2. Trabajo futuro**

Durante la realización del proyecto han surgido muchas dudas e ideas. Se ha visto la importancia del modelo en las simulaciones, pero se podría explorar más este campo si se modelarán con más detalle los elementos de unión, por ejemplo, modelar los puntos de soldadura en lugar de con elementos *CWELD* como sólidos independientes.

Se ha comprobado la eficacia de las buñas pero no se ha determinado si hay alguna forma mejor que otra y como se relacionaría con la energía de deformación.

Otro tema para tratar sería el de ligar distintas tareas de diseño, al hacer la optimización con más módulos se podría optimizar todavía más los resultados y los límites de las variables de diseño quedarían más holgados y se determinarían por condiciones impuestas en la simulación y no porque se choca el límite superior o inferior de la variable. Por ejemplo, incorporar la rigidez estática de una manera más global y no solo a torsión.

Durante la parte de optimización morfológica se ha hecho hincapié en buñas, es decir en añadir material, pero no en el efecto negativo que pueden tener los agujeros en las chapas. Ya que se ha

visto que es algo muy común que en la zona crítica para la rigidez dinámica del vehículo se requieran poner agujeros para cables de electrónica.

Tampoco se ha tratado nada relacionado con la fabricación, todas las condiciones de contorno han tenido motivos puramente mecánico-estructurales. Podría ser interesante como afectaría alguna restricción de costes en las optimizaciones. Así como el incorporar restricciones para los puntos de soldadura.

El último tema importante para comentar ha de ser la posible sinergia entre optimización paramétrica de espesores y optimización topográfica. Se ha demostrado que por separado son técnicas muy buenas y que juntas podrían complementarse muy bien. Ya que en la simulación realizada con ambas juntas los resultados eran positivos

## 11. Referencias

- [1] Bastien, C. (2012). *Lightweight Body in White Design Using Topology-, Shapeand.*
- [2] BETACAE. (s.f.). *OPTIMIZATION ANSA/META FOR EPILYSIS SOL 200 Tutorial.*
- [3] Center for Collision Safety and Analysis (CCSA). (2020).  
*<https://www.ccsa.gmu.edu/models/2020-nissan-rogue/>.*
- [4] Duan, L. (2016). *An efficient lightweight design strategy for body-in-white based.*
- [5] Hafizi, Z. M. (2017). *Modal properties investigation of car body-in-white.*
- [6] Kiani, M. (2015). *Simulation-based design optimization to develop a lightweight body-inwhite.*
- [7] Lázaro, D. G. (2014). *Tailored Welded Blank Proceso de fabricación de piezas para el aligeramiento de carrocerías.*
- [8] Oktav, A. (2016). *Experimental and numerical modal analysis of a passenger vehicle.*
- [9] Ou, H. (2018). *Lightweight Body-In-White Design Driven by Optimization Technology.*
- [10] Pörner, F. (2014). *Volkswagen & Audi Vereinheitlichung Modellierung BIW.*
- [11] Rashid, A. S. (2014). *Improving the Dynamic Characteristics of Body-in-White.*
- [12] Wang, D. (2017). *Multi-objective lightweight.*
- [13] Yang, Y. (2010). *Mode calculation and testing of a car body in.*

## ANEXO Objetivos de desarrollo sostenible

El objetivo de desarrollo sostenible principal con el que se alinea este proyecto es el ODS número 12: Producción y consumo responsables. Ya que este proyecto se centra en lograr una mayor eficiencia en la producción de un automóvil. Se buscará aligerar al máximo la carrocería desnuda del automóvil, usando la menor cantidad de material posible. También se optimizará el número de puntos de soldadura para la unión de las chapas de la estructura, lo que supone un ahorro de tiempo en la producción del automóvil.

Además, el hecho de realizar estos ensayos de forma virtual mediante simulación supone un gran ahorro de recursos en comparación con realizar los mismos ensayos de forma física.

Otro ODS que se alinea con el proyecto es el número 11: Ciudades y comunidades sostenibles. Un gran motivo para la reducción de peso en el automóvil es el ahorro de combustible que se consigue. Y en las grandes ciudades, el hecho de que los coches consuman menos combustible y, por tanto, emitan menos, supone un gran impacto en la contaminación del aire de la ciudad. Lo que afectaría en la salud de las personas, que podría mejorar considerablemente si las emisiones de los coches se ven reducidas.



Figura 51: ODS número 12



Figura 52: ODS número 11