

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

ESTUDIO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS
DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN
DE UN AUTOBÚS
FABRICADO CON MATERIAL COMPUESTO



Máster Universitario
en Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional

Trabajo Fin de Máster

Daniel González Ruiz

Francisco Javier García Zabalegui

Pamplona, Junio de 2019





**ESTUDIO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS
DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN
DE UN AUTOBÚS
FABRICADO CON MATERIAL COMPUESTO**

Autor

Daniel González Ruiz

Tutor

Francisco Javier García Zabalegui

Para la obtención del título de :
Máster Universitario en Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional

Universidad Pública de Navarra
E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de Telecomunicación

Pamplona - Junio de 2019

“Lo desconocido es el lugar donde se produce el crecimiento.”
Wayne Dyer.

Históricamente, el acero es el material por excelencia en la mayoría de ámbitos, encontrándose presente en prácticamente la totalidad de aplicaciones estructurales, ya sea como material principal o de refuerzo. No obstante, desde hace varios años atrás hasta la actualidad, cada vez se está volviendo más frecuente el uso de los llamados *materiales compuestos*.

Esta clase de materiales, como su nombre bien indica, están formados por la unión de dos o más tipos de materiales diferentes, consiguiendo lograr una combinación de propiedades que no sería posible obtener de los materiales originales independientemente. En este contexto, cada vez son más las investigaciones acerca de este tipo de materiales para conseguir las propiedades idóneas que se adecúen más a determinadas condiciones, extendiéndose su uso a cada vez un mayor número de aplicaciones en la actualidad.

Siguiendo esta tendencia, el presente proyecto se centrará en el estudio del comportamiento de un elemento mecánico que forma parte del sistema de suspensión de un autobús, estudiando primeramente el comportamiento del mismo en su configuración más tradicional, en acero aleado, para posteriormente, analizar el mismo componente fabricado en material compuesto, y así poder realizar una comparativa entre el comportamiento que presentarían ambos materiales, para finalmente, tratar de construir una valoración acerca de la viabilidad de la modificación propuesta.

Para el desarrollo del trabajo y obtención de los resultados, se usará software especializado en la aplicación del método de los elementos finitos como principal herramienta, lo que también podrá mostrar el nivel de implementación en esta serie de programas, en cuanto a materiales compuestos se refiere.

ÍNDICE

Índice general

ÍNDICE	VIII
Índice general	XI
Índice de figuras	XIV
Índice de tablas	XV
Lista de símbolos	XVI
I MEMORIA	XVII
1. Objeto	21
2. Alcance	22
3. Antecedentes	23
3.1. Materiales Compuestos	23
3.2. Materiales compuestos reforzados con fibras	24
3.2.1. Composición	25
3.2.1.1. Fibras	25
3.2.1.2. Matriz	29
3.2.1.3. Cargas	30
3.2.1.4. Aditivos	31
3.2.1.5. Interfaz	31
3.2.1.6. <i>Núcleo o Core*</i>	32
3.2.2. Generalidades	33
3.2.3. Propiedades mecánicas	36
3.3. Criterios de fallo en materiales compuestos	40
3.3.1. Criterio de Tsai-Wu	41
4. Software empleado	43
5. Definiciones y abreviaturas	44
5.1. Definiciones	44
5.2. Abreviaturas	45
6. Análisis del diseño	46
6.1. Descripción de la estructura	46
6.2. Parámetros de diseño	48
6.2.1. Materiales	48
6.2.1.1. Acero aleado 34CrMo4	48

6.2.1.2.	Compuesto T300/5208 y núcleo foam	50
6.2.2.	Cargas de diseño	51
7.	Preproceso	54
7.1.	Modelado materiales	54
7.1.1.	Acero aleado 34CrMo4	54
7.1.2.	Material compuesto	54
7.2.	Preparación de la geometría	56
7.2.1.	Modelo sin núcleo	56
7.2.2.	Modelo con núcleo	61
7.3.	Modelo mecánico	62
7.3.1.	Asignación de materiales	62
7.3.2.	Puntos remotos	63
7.3.3.	Mallado	64
7.3.4.	Condiciones de contorno	69
7.3.5.	Cargas	77
7.4.	Configuración de los análisis	80
7.4.1.	Análisis estático estructural	80
7.4.1.1.	Generalidades	80
7.4.1.2.	Implementación en FEM	82
7.4.2.	Análisis modal	83
7.4.2.1.	Generalidades	83
7.4.2.2.	Implementación en FEM	85
7.4.3.	Análisis de respuesta harmónica	86
7.4.3.1.	Generalidades	86
7.4.3.2.	Implementación en FEM	87
7.4.4.	Análisis de vibración aleatoria	88
7.4.4.1.	Generalidades	88
7.4.4.2.	Implementación en FEM	90
8.	Resultados	92
8.1.	Análisis estático estructural	92
8.1.1.	Acero aleado 34CrMo4	92
8.1.2.	Compuesto T300/5208 con núcleo foam	94
8.1.3.	Resumen	97
8.2.	Análisis modal	99
8.2.1.	Acero aleado 34CrMo4	99
8.2.2.	Compuesto T300/5208 con núcleo foam	100
8.2.3.	Resumen	101
8.3.	Análisis de respuesta harmónica	102
8.3.1.	Acero aleado 34CrMo4	102
8.3.2.	Compuesto T300/5208 con núcleo foam	104
8.3.3.	Resumen	105
8.4.	Análisis de vibración aleatoria	107
8.4.1.	Acero aleado 34CrMo4	107
8.4.2.	Compuesto T300/5208 con núcleo foam	109

8.4.3. Resumen	111
9. Limitaciones	114
10. Conclusiones	120
11. Bibliografía	123
II ANEXOS	CXXVI
A. Cálculo de propiedades del material compuesto T300/5208	128
B. Ficheros MATLAB	129
B.1. Filtrado de las señales de aceleración	129
B.2. Programación del criterio de Tsai-Wu	133
B.3. Generación de las funciones PSD de las señales de aceleración	134

Índice de figuras

3.1.	Esquema de composición de un plástico reforzado con fibras (<i>FRP</i>).	24
3.2.	Propiedades de los diferentes tipos de fibra de vidrio.	26
3.3.	Relación de diferentes propiedades mecánicas con el coste económico, para diversos materiales empleados como fibras de material compuesto	28
3.4.	Estructura sándwich de un material compuesto con núcleo foam (izquierda), y núcleo honeycomb típico (derecha).	33
3.5.	Laminado en materiales compuestos.	33
3.6.	Diferentes disposiciones de láminas y orientación de fibras.	34
3.7.	Laminado asimétrico (izquierda) vs laminado simétrico (derecha) en materiales compuestos.	34
3.8.	Representación del ángulo de lámina y sus direcciones principales.	35
3.9.	Orientación de las fibras de un composite unidireccional.	35
3.10.	Representación del comportamiento serie-paralelo de los constituyentes del material compuesto. Se asume una condición de isodeformación en la dirección paralela y una condición de isotensión en la dirección serie.	37
6.1.	Modelo CAD de la suspensión de doble horquilla estudiada.	46
6.2.	Paralelogramos deformables de la suspensión estudiada.	47
6.3.	Brazo inferior de la suspensión, objeto de estudio.	47
6.4.	Composición acero 34CrMo4. <i>Fuente: UNE-EN ISO 683-2:2019.</i>	48
6.5.	Características mecánicas en la condición de temple y revenido. <i>Fuente: UNE-EN ISO 683-2:2019.</i>	48
6.6.	Curva SN acero 34CrMo4 empleado.	49
6.7.	Sistema de referencia adoptado para el análisis del componente.	51
6.8.	Registro original de aceleraciones medido.	52
6.9.	Registro de aceleraciones medido tras el filtrado de la señal.	53
6.10.	Registro de aceleraciones considerado para el análisis del componente objeto de estudio.	53
7.1.	Definición de las propiedades mecánicas del acero 34CrMo4 en Ansys.	54
7.2.	Definición de las propiedades mecánicas del núcleo de espuma de polipropileno en Ansys.	55
7.3.	Definición de las propiedades mecánicas del material compuesto T300/5208 en Ansys.	55
7.4.	Modelo de partida del componente a estudiar.	56
7.5.	Comparativa tras haber limpiado elementos irrelevantes de la geometría inicial, figura a), frente a la geometría final, figura b).	57
7.6.	Comparativa, tras haber reducido el número de aristas, de la geometría inicial, figura a), frente a la geometría final, figura b).	57
7.7.	Zona conflictiva del modelo.	58
7.8.	Configuración del pre-análisis estático realizado.	59

7.9. Resultados obtenidos del pre-análisis.	59
7.10. Modelo de geometría final empleado para el modelo sin núcleo.	60
7.11. Modelo de geometría final empleado para el modelo con núcleo.	61
7.12. Asignación de materiales en el modelo sin núcleo.	62
7.13. Asignación de materiales en el modelo con núcleo.	62
7.14. Punto remoto sustituyendo la zona suprimida.	63
7.15. Tipos de elementos empleados para el mallado.	64
7.16. Malla general para los modelos empleados.	65
7.17. Detalles de la malla generada para los modelos sin núcleo (figuras a) y b)) y con núcleo (figuras a), c) y d)).	65
7.18. Evaluación del parámetro <i>Element Quality</i> para las mallas generadas.	66
7.19. Evaluación del parámetro <i>Aspect Ratio</i> para las mallas generadas.	67
7.20. Evaluación del parámetro <i>Skewness</i> para las mallas generadas.	67
7.21. Evaluación del parámetro <i>Orthogonal quality</i> para las mallas generadas.	68
7.22. Esquema de conjunto del componente estudiado.	69
7.23. Esquema de funcionamiento del sistema de suspensión ante solicitaciones ver- ticales.	69
7.24. Modelo FEM de suspensión de referencia para estimar rigideces.	70
7.25. Simulación bajo carga vertical de 3g del modelo FEM experimental.	70
7.26. Esquema de una viga empotrada.	71
7.27. Condición de contorno tipo <i>Revolute</i> aplicada en el punto A.	72
7.28. Simulación bajo aceleración vertical de 3g del modelo sin núcleo de estudio.	73
7.29. Introducción de rigidez infinita en el eje Z.	74
7.30. Desplazamientos del sistema de suspensión de referencia, ante situación de frenado.	75
7.31. Simulación bajo situación de frenado del modelo sin núcleo de estudio.	76
7.32. Funciones PSD consideradas para el análisis de vibración aleatoria.	79
7.33. Esquema general de las simulaciones realizadas.	80
7.34. Esquema adoptado para la simulación del análisis estático.	82
7.35. Resumen de la implementación en FEM del análisis estático realizado.	83
7.36. Sistema masa-muelle-amortiguador clásico.	84
7.37. Resumen de la implementación en FEM del análisis modal realizado.	85
7.38. Respuesta estacionaria obtenida por el análisis armónico.	86
7.39. Resumen de la implementación en FEM del análisis de respuesta armónica realizado.	87
7.40. Tipos de excitaciones.	88
7.41. Distribución Gaussiana de una vibración aleatoria.	89
7.42. Resumen de la implementación en FEM del análisis de vibración aleatoria realizado.	91
8.1. Desplazamientos obtenidos.	92
8.2. Distribución de tensiones obtenidas.	93
8.3. Factor de seguridad del componente.	93
8.4. Desplazamientos obtenidos.	94
8.5. Distribución de tensiones obtenidas.	94
8.6. Tensión de Von Mises en el núcleo de espuma.	95

8.7. Factor de seguridad en el núcleo de espuma.	95
8.8. Distribución de tensiones relevantes para la verificación en materiales compuestos.	96
8.9. Puntos críticos de comprobación al fallo.	96
8.10. 4 primeros modos de vibración.	100
8.11. 4 primeros modos de vibración.	101
8.12. Respuesta en frecuencia de la tensión.	102
8.13. Respuesta en frecuencia de los desplazamientos.	102
8.14. Mapeado tensional a ~ 0 Hz.	103
8.15. Mapeado de desplazamientos a ~ 0 Hz.	103
8.16. Respuesta en frecuencia de la tensión.	104
8.17. Respuesta en frecuencia de los desplazamientos.	104
8.18. Mapeado tensional a ~ 0 Hz.	104
8.19. Mapeado de desplazamientos a ~ 0 Hz.	105
8.20. Respuesta frecuencial de la función PSD (aceleración Y).	107
8.21. Respuesta frecuencial de la función PSD (desplazamiento Y).	107
8.22. Desplazamientos estadísticos.	108
8.23. Tensiones estadísticas.	108
8.24. Vida a fatiga, en segundos.	109
8.25. Respuesta frecuencial de la función PSD (aceleración Y).	109
8.26. Respuesta frecuencial de la función PSD (desplazamiento Y).	109
8.27. Desplazamientos estadísticos.	110
8.28. Tensiones estadísticas.	110
8.29. Vida a fatiga, en segundos.	111
8.30. Frecuencia de picos de frenado.	112

Índice de tablas

6.1. Propiedades mecánicas acero 34CrMo4 empleado.	49
6.2. Propiedades del núcleo de espuma empleado.	50
6.3. Propiedades mecánicas del compuesto T300/5208 y sus constituyentes (E_{11} , E_{22} , G_{12} y G_{23} se muestran en GPa, TYS_{11} y CYS_{11} en MPa, y ρ en kg/m^3).	50
7.1. Desplazamientos obtenidos en el modelo FEM.	71
7.2. Desplazamientos obtenidos en el modelo FEM.	75
7.3. Resumen de las condiciones de contorno aplicadas (valor de rigidez angular en la condición <i>Revolute</i> , en N/deg).	77
7.4. Envoltente de aceleraciones de diseño.	77
7.5. Cargas de diseño consideradas (momentos aplicados en punto remoto).	78
8.1. Componentes de tensión existentes en los puntos críticos, en MPa.	96
8.2. Aplicación de criterio de fallo.	97
8.3. Resumen del análisis estático estructural.	97
8.4. Frecuencias naturales de los modos de vibración.	99
8.5. Frecuencias naturales de los modos de vibración.	100
8.6. Resumen del análisis modal.	101
8.7. Resumen del análisis de vibración aleatoria.	111

Lista de símbolos

m	Masa (kg)
a	Aceleración (m/s^2)
F	Fuerza (N)
M_P	Momento de fuerza en el punto P (Nm)
ρ	Densidad (kg/m^3)
k	Rigidez axial (N/m)
θ	Ángulo (deg)
k_θ	Rigidez angular (N/deg)
δ	Desplazamiento (m)
Δ	Variación (-)
E	Módulo elástico (N/m^2)
E_f	Módulo elástico de la fibra (N/m^2)
E_m	Módulo elástico de la matriz (N/m^2)
G	Módulo elástico transversal (N/m^2)
G_f	Módulo elástico transversal de la fibra (N/m^2)
G_m	Módulo elástico transversal de la matriz (N/m^2)
v_f	Fracción volumétrica de fibra (-)
v_m	Fracción volumétrica de matriz (-)
ν	Coefficiente de Poisson (-)
ν_f	Coefficiente de Poisson de la fibra (-)
ν_m	Coefficiente de Poisson de la matriz (-)
σ	Tensión (N/m^2)
σ^T	Límite elástico a tracción (N/m^2)
σ^C	Límite elástico a compresión (N/m^2)
τ	Tensión de cortadura (N/m^2)
τ_{adm}	Tensión de cortadura admisible del material (N/m^2)
ε	Deformación (-)

I. MEMORIA

Índice Memoria

1. Objeto	21
2. Alcance	22
3. Antecedentes	23
3.1. Materiales Compuestos	23
3.2. Materiales compuestos reforzados con fibras	24
3.2.1. Composición	25
3.2.1.1. Fibras	25
3.2.1.2. Matriz	29
3.2.1.3. Cargas	30
3.2.1.4. Aditivos	31
3.2.1.5. Interfaz	31
3.2.1.6. <i>Núcleo o Core*</i>	32
3.2.2. Generalidades	33
3.2.3. Propiedades mecánicas	36
3.3. Criterios de fallo en materiales compuestos	40
3.3.1. Criterio de Tsai-Wu	41
4. Software empleado	43
5. Definiciones y abreviaturas	44
5.1. Definiciones	44
5.2. Abreviaturas	45
6. Análisis del diseño	46
6.1. Descripción de la estructura	46
6.2. Parámetros de diseño	48
6.2.1. Materiales	48

6.2.1.1.	Acero aleado 34CrMo4	48
6.2.1.2.	Compuesto T300/5208 y núcleo foam	50
6.2.2.	Cargas de diseño	51
7.	Preproceso	54
7.1.	Modelado materiales	54
7.1.1.	Acero aleado 34CrMo4	54
7.1.2.	Material compuesto	54
7.2.	Preparación de la geometría	56
7.2.1.	Modelo sin núcleo	56
7.2.2.	Modelo con núcleo	61
7.3.	Modelo mecánico	62
7.3.1.	Asignación de materiales	62
7.3.2.	Puntos remotos	63
7.3.3.	Mallado	64
7.3.4.	Condiciones de contorno	69
7.3.5.	Cargas	77
7.4.	Configuración de los análisis	80
7.4.1.	Análisis estático estructural	80
7.4.1.1.	Generalidades	80
7.4.1.2.	Implementación en FEM	82
7.4.2.	Análisis modal	83
7.4.2.1.	Generalidades	83
7.4.2.2.	Implementación en FEM	85
7.4.3.	Análisis de respuesta harmónica	86
7.4.3.1.	Generalidades	86
7.4.3.2.	Implementación en FEM	87
7.4.4.	Análisis de vibración aleatoria	88
7.4.4.1.	Generalidades	88
7.4.4.2.	Implementación en FEM	90

8. Resultados	92
8.1. Análisis estático estructural	92
8.1.1. Acero aleado 34CrMo4	92
8.1.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam	94
8.1.3. Resumen	97
8.2. Análisis modal	99
8.2.1. Acero aleado 34CrMo4	99
8.2.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam	100
8.2.3. Resumen	101
8.3. Análisis de respuesta harmónica	102
8.3.1. Acero aleado 34CrMo4	102
8.3.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam	104
8.3.3. Resumen	105
8.4. Análisis de vibración aleatoria	107
8.4.1. Acero aleado 34CrMo4	107
8.4.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam	109
8.4.3. Resumen	111
9. Limitaciones	114
10. Conclusiones	120
11. Bibliografía	123

1 Objeto

El propósito de este Trabajo Fin de Máster (TFM) es la realización de un proyecto consistente en el estudio y comparativa del comportamiento de una suspensión de autobús fabricada con material compuesto, frente a su configuración más tradicional, fabricada en acero aleado. Se realizarán los análisis pertinentes que permitan obtener los resultados significativos de cada configuración propuesta, los cuales se emplearán para realizar una valoración objetiva, exponiendo ventajas y limitaciones, que permita evaluar la viabilidad de la implementación de los cambios estudiados.

Asimismo, se trabajará con software especializado en la aplicación del Método de los Elementos Finitos, extendido en la industria, lo cual permitirá conocer el alcance de la tecnología actual, así como las limitaciones existentes a día de hoy.

Finalmente, el presente proyecto se realiza con la finalidad de cumplir el requisito de presentación y defensa, ante el correspondiente tribunal, de un Trabajo Fin de Máster para la consecución del título de *Máster Universitario en Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional*.

2 Alcance

El presente TFM, partiendo del diseño inicial, abarcará todas las etapas concernientes al pre-proceso, proceso y postproceso de las simulaciones necesarias para realizar una comparativa de referencia entre el diseño y comportamiento de un elemento clave de un sistema de suspensión, en su configuración más tradicional, frente a la misma fabricada en material compuesto.

De tal manera, en la etapa de preproceso, se llevará a cabo la simplificación y preparación del modelo de partida para su óptimo tratamiento, el mallado óptimo del mismo que permita obtener resultados con fiabilidad, y la aplicación de las condiciones de contorno y cargas que simulen de la manera más fidedigna posible el comportamiento del componente estudiado en régimen de trabajo. En la etapa de procesado, se determinarán todas las configuraciones relativas al solver que resolverá el problema planteado en la etapa previa.

Finalmente, en la etapa de postproceso, se trabajará con los resultados obtenidos para realizar la comparativa y valoración final acerca de la viabilidad de implementar las modificaciones estudiadas sobre el diseño inicial.

3 Antecedentes

3.1. Materiales Compuestos

Reciben el nombre de materiales compuestos aquellos materiales que se forman por la unión de dos o más materiales para conseguir la combinación de propiedades que no es posible obtener en los materiales originales. Estos materiales nacen de la necesidad de obtener materiales que combinen las propiedades de los cerámicos, los plásticos y los metales, pudiendo seleccionarse para lograr combinaciones poco usuales de rigidez, resistencia, peso, rendimiento a alta temperatura, resistencia a la corrosión, dureza o conductividad. Los materiales son compuestos cuando cumplen las siguientes características:

- Están formados por dos o más componentes distinguibles físicamente y separables mecánicamente.
- Presentan varias fases químicamente distintas, completamente insolubles entre sí y separadas por una interfase.
- Sus propiedades mecánicas son superiores a la simple suma de las propiedades de sus componentes (sinergia).

Los materiales compuestos se pueden dividir en cuatro grandes grupos:

- *Materiales compuestos reforzados con partículas*
- *Materiales compuestos endurecidos por dispersión*
- *Materiales compuestos reforzados con fibras*
- *Materiales compuestos estructurales*

Los dos primeros grupos no están destinados a fines estructurales, mientras que los materiales compuestos estructurales se emplean en aplicaciones especiales donde se necesiten obtener una serie de propiedades mecánicas que justifiquen su sobre costo económico. En el presente proyecto se trabajará con materiales compuestos reforzados con fibras, fundamentando dicha decisión en el amplio y extendido uso de este tipo de materiales en la industria actualmente, teniendo cabida en un sinnúmero de aplicaciones y siendo objetos de estudio para implementarlos en otras tantas. En los siguientes apartados se presentarán las propiedades que presentan estos materiales y sus principales características.

3.2. Materiales compuestos reforzados con fibras

Un componente suele ser un agente reforzante: fibra de vidrio, cuarzo, kevlar, Dyneema o fibra de carbono, que proporciona al material su resistencia a la tracción, mientras que otro componente llamado matriz, que suele ser una resina como epoxy o poliéster, envuelve y liga las fibras, transfiriendo la carga de las fibras rotas a las intactas y entre las que no están alineadas con las líneas de tensión. También, a menos que la matriz elegida sea especialmente flexible, evita el pandeo de las fibras por compresión. Algunos compuestos utilizan un agregado en lugar de una matriz.

En términos de fuerza, las fibras (responsables de las propiedades mecánicas) sirven para resistir la tracción, la matriz (responsable de las propiedades físicas y químicas) para resistir las deformaciones, y todos los materiales presentes sirven para resistir la compresión, incluyendo cualquier agregado.

El módulo elástico de un material compuesto depende de la dirección en que están colocadas las fibras(refuerzo) y el modo en que se aplican las tensiones, teniendo, por tanto, un valor de módulo elástico cuando las tensiones aplicadas tengan la misma dirección que las fibras, y otro valor diferente cuando la dirección de las fibras sea perpendicular a las tensiones.

De manera general, los materiales compuestos, o plásticos reforzados con fibras (*FRP*) están compuestos por un polímero (matriz) que junto a las cargas y aditivos forman la resina, y unas fibras determinadas.

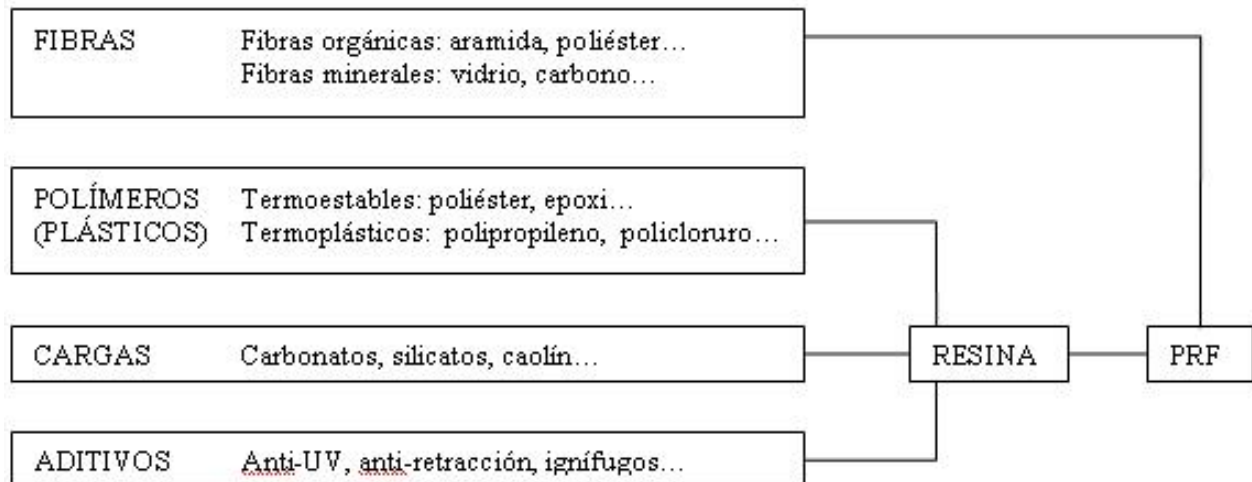


Figura 3.1: Esquema de composición de un plástico reforzado con fibras (*FRP*).

3.2.1. Composición

Los cinco elementos que determinan las características de un *FRP* son:

- Fibras
- Matriz
- Cargas
- Aditivos
- Interfaz fibra-matriz
- *Núcleo o Core**

3.2.1.1. Fibras

La fibra es el componente de refuerzo del material compuesto, por lo que las características del *FRP* (especialmente su resistencia mecánica, rigidez y dureza) van a estar muy determinadas por la fibra utilizada en su fabricación.

Las fibras más utilizadas y sus características más importantes son las siguientes:

- **Fibra de vidrio**

Esta es la fibra más empleada en los *FRPs*, especialmente en aplicaciones industriales, debido a su gran disponibilidad, sus buenas características mecánicas y a su bajo coste.

Los *FRP* con refuerzos de fibra de vidrio, se llaman plásticos reforzados con fibra de vidrio (*GFRP*), y existen una serie de tipos de fibra de vidrio, en función de la característica especial que alberguen. De tal manera, entre los más empleados actualmente, pueden encontrarse vidrios de Clase E (*E-glass*), desarrollados como un vidrio de aluminio-borosilicato para aplicaciones eléctricas, principalmente, y que constituye aún la principal forma de producción de fibra de vidrio; de Clase C, compuesto por vidrio álcali-cal con alto contenido de óxido de boro, para resistir el ataque químico; de clase D, vidrio de borosilicato con una constante dieléctrica alta; de clase R, vidrio de aluminio y silicatos sin MgO ni CaO con altas prestaciones mecánicas; de clase S, vidrio de aluminio y silicatos sin CaO pero con alto contenido de MgO, cuya característica principal es una alta resistencia a la tracción.

Las principales características de la fibra de vidrio son:

- Alta adherencia fibra-matriz.
- Resistencia mecánica, con una resistencia específica (tracción/densidad) superior a la del acero.
- Características eléctricas: aislante eléctrico, buena permeabilidad, dieléctrico, permeable a las ondas electromagnéticas.

- Incombustibilidad. No propaga la llama ni origina humos o toxicidad.
- Estabilidad dimensional (bajo coeficiente de dilatación).
- Compatibilidad con las materias orgánicas.
- Imputrescibilidad, insensible a roedores e insectos.
- Débil conductividad térmica.
- Excesiva flexibilidad.
- Bajo coste.

El proceso de fabricación consiste en el estiramiento a muy alta temperatura, por tracción mecánica o por acción de fluidos en movimiento, de una veta de vidrio fundido y su inmediata solidificación. Entre sus usos incluye aislamiento acústico, térmico y eléctrico en recubrimientos, absorción de sonido, telas resistentes al calor y la corrosión, de alta resistencia, arcos y ballestas, partes de carrocería de automóviles, cascos de embarcaciones...etc.

• Fibra de carbono

Para muchas aplicaciones en las que la fibra de vidrio presenta una rigidez insuficiente, es necesario sustituirla por fibras de carbono, siempre que la gran diferencia de precio esté justificada. Se pueden encontrar tres tipos de fibras de carbono en el mercado: fibra de carbono de alto módulo de elasticidad (HM), fibra de carbono de alta resistencia (HR) y fibra de carbono tipo III. Las propiedades de los diferentes tipos mencionados se muestran en la siguiente imagen:

Tipo	HR	HM	III
Módulo de elasticidad (GPa)	230	390	290
Resistencia a tracción (GPa)	2.6 - 5	2.1 - 2.7	3.1
Elongación en la rotura (%)	2	0.7	1.1

Figura 3.2: Propiedades de los diferentes tipos de fibra de vidrio.

Las principales características de la fibra de carbono son:

- Elevado módulo de elasticidad y resistencia a tracción.
- No presenta plasticidad, el límite de rotura coincide con el límite elástico.
- Baja densidad.
- Elevada resistencia a las altas temperaturas (a temperaturas del orden de los 1500–2000 °C presenta un incremento de sus prestaciones).
- Coeficiente de dilatación térmica lineal prácticamente nulo.
- Resistencia a agentes externos.

- Buena conductividad eléctrica y térmica.
- Alto coste.
- Por su dureza tiene mejor resistencia al impacto que el acero.
- Produce diferencias de potencial al contacto con los metales, lo que puede favorecer corrosiones.

Las razones del elevado precio de los materiales realizados con fibra de carbono se deben a varios factores. Principalmente, la fibra que actúa como refuerzo, es un polímero sintético que requiere un caro y largo proceso de producción. Este proceso se realiza a alta temperatura, entre 1100 y 2500 °C, en atmósfera de hidrógeno durante semanas (o incluso meses) dependiendo de la calidad que se desee obtener, ya que pueden realizarse procesos para mejorar algunas de sus características una vez que se ha obtenido la fibra. Además, el uso de materiales termoestables dificulta el proceso de creación de la pieza final, ya que se requiere de un complejo utillaje especializado.

Entre los usos más destacados de la fibra de carbono, además de en la industria espacial y aeronáutica, se encuentran los medios de transporte, construcciones, cascos de motocicleta, material deportivo de alta calidad, instrumentos musicales, prótesis...etc.

• **Fibras orgánicas**

Dentro de esta denominación se hallan incluidas una gran variedad de tipos de fibra, pero se centrará la atención en las fibras de kevlar, debido a su uso en materiales compuestos y excepcionales características.

El kevlar se trata de una poliamida sintetizada, existiendo, esencialmente, dos tipos: kevlar 29 y kevlar 49. El kevlar 29 es la fibra tal y como se obtiene de su fabricación. Se usa típicamente como refuerzo en tiras por sus buenas propiedades mecánicas, o para tejidos. Por su parte, el kevlar 49 se emplea cuando las fibras se van a embeber en una resina para formar un material compuesto. Las fibras de kevlar 49 están tratadas superficialmente para favorecer la unión con la resina, y suele emplearse como equipamiento para deportes extremos, para altavoces y para la industria aeronáutica, aviones y satélites de comunicaciones y cascos para motos.

Las principales características de la fibra de kevlar son:

- Posee una excepcional rigidez para tratarse de una fibra polimérica. El valor del módulo de elasticidad a temperatura ambiente es de en torno a 120 GPa (kevlar 49).
- Excepcional resistencia a la tracción, de en torno a los 3,5 GPa. Esto se debe a la orientación de sus cadenas moleculares, en dirección del eje de la fibra, así como a la gran cantidad de enlaces por puentes de hidrógeno entre las cadenas, entre los grupos amida que forman su microestructura.
- Posee una elongación a rotura de en torno al 2,4% (kevlar 49).

- La tenacidad (energía absorbida antes de la rotura) del Kevlar está en torno a los 50 MJm^{-3} , frente a los 6 MJm^{-3} del acero.
- Se descompone a altas temperaturas (entre 420 y 480 grados Celsius), manteniendo parte de sus propiedades mecánicas incluso a temperaturas cercanas a su temperatura de descomposición.
- El módulo elástico se reduce en torno a un 20 % cuando se emplea la fibra a 180 grados Celsius durante 500 h. Esta propiedad, junto con su resistencia química, hacen del kevlar un material muy utilizado en equipos de protección.
- Conductividad eléctrica baja.
- Alta resistencia química.
- Contracción termal baja.
- Alta dureza.
- Estabilidad dimensional excelente.
- Alta resistencia al corte.

Finalmente, resultaría interesante conocer la relación de las diferentes propiedades que presentan esta variedad de fibras con su coste económico; para ello, se presentan los siguientes gráficos que tratan de relacionar y comparar las diferentes fibras mencionadas, y sus propiedades.

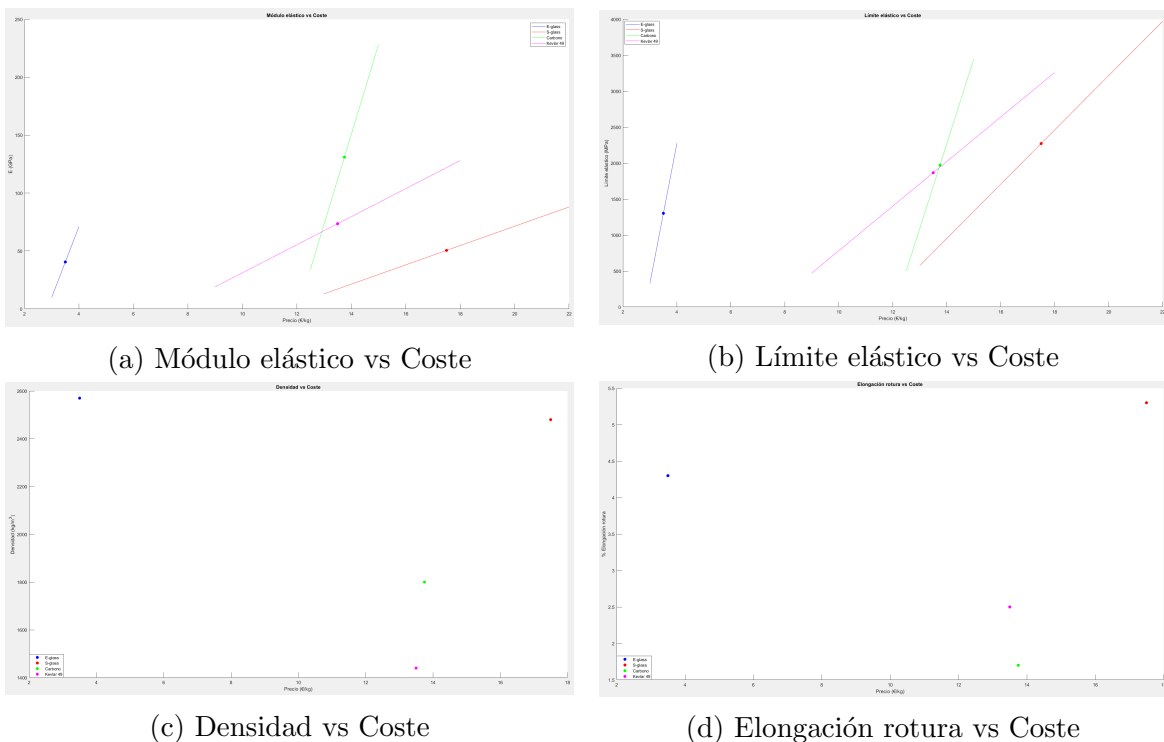


Figura 3.3: Relación de diferentes propiedades mecánicas con el coste económico, para diversos materiales empleados como fibras de material compuesto

3.2.1.2. Matriz

Los plásticos se pueden clasificar básicamente en termoplásticos y termoestables. Los primeros tienen las macromoléculas unidas por fuerzas de baja intensidad, que pueden ser rotas con un simple calentamiento, dando lugar al plástico fundido. En cambio, las macromoléculas de los plásticos termoestables están unidas por fuerzas que llegan a igualar las que unen a los propios átomos dentro de ellas mismas, por lo que se romperán antes de separarse. Esto conlleva que no pasen de estado sólido a líquido al incrementar la temperatura. Debido a estas características, las matrices termoestables están ampliamente más extendidas que las termoplásticas, y por ello, se hará más hincapié en las mismas. Además de lo anteriormente comentado, presentan una facilidad de fabricación que justifica aún más su elección.

Las resinas líquidas termoestables consisten en una serie de precursores líquidos o semilíquidos, que deben curarse para alcanzar el estado sólido, por medios químicos, térmicos (altas temperaturas), o por medio de radiaciones (UV, gamma, electrones o microondas). Una vez curadas, tienen gran cantidad de enlaces cruzados, y no pueden volver a fundir sin sufrir una grave degradación. Las resinas más utilizadas son:

- **Resinas epoxi.** La importancia de las matrices epoxi está en la capacidad del radical epóxido para reaccionar con una gran variedad de otros radicales orgánicos y formar enlaces cruzados sin la aparición de un producto condensado. Las resinas epoxi se caracterizan por tener baja retracción, buen comportamiento a temperatura elevada (hasta 180 °C) y buena resistencia a los agentes químicos.

En las resinas epoxi es muy importante la elección del agente de curado, ya que éste determina las propiedades térmicas y mecánicas últimas de la resina. Hay dos tipos básicamente:

- *Aminas*: divididas en alifáticas, que curan la resina a temperatura ambiente, pero poseen baja temperatura de servicio, y aromáticas que proporcionan mejores propiedades, pero requieren temperaturas de curado de 120-175 °C; las cicloalifáticas tienen propiedades intermedias entre las dos anteriores.
 - *Anhídridos*: curan resinas epoxi Bisfenol A a 120-175 °C.
- **Resinas de poliéster no saturado.** El curado de estas resinas puede realizarse de múltiples maneras, con aditivos químicos, calentamiento o radiación. Además, la configuración y composición química de la resina poliéster endurecida determinan sus características y sus propiedades (flexibilidad, dureza, resistencia mecánica, química, etc.), de manera que mediante una elección acertada de dichos parámetros, podemos variar considerablemente las características de la resina elegida. En definitiva, las resinas de poliéster no saturado son el sistema más versátil, pudiendo ser adaptado a multitud de procesos y necesidades.

Los rangos de valores que pueden presentar son los siguientes:

- Resistencia a flexión (MPa): 80 – 140
- Resistencia a tracción (MPa): 40 – 85
- Módulo de tracción (GPa): 2 – 3.5
- Porcentaje de elongación: 1.2 – 4.8

En cuanto a uso, ambas resinas están ampliamente extendidas, siendo las resinas de poliéster las más utilizadas como material de refuerzo con resina de fibra de vidrio, ya que son económicas, fáciles de utilizar y se secan rápidamente. En cuanto a las resinas epóxicas, tienen una densidad baja, proporcionando un alivio del peso que las hacen apropiadas para el uso en la realización de estructuras, siendo empleadas además en procesos donde las tolerancias sean más exigentes. Son perfectas como material cohesivo para ciertas aplicaciones por su gran adherencia, proporcionando a las piezas elaboradas con este material mucha resistencia, con poco peso y sin contraerse durante el proceso de secado, presentando además resistencia a la degradación y la absorción de agua.

En resumen, las resinas más utilizadas son las de poliéster, porque además de ser económicas, poseen una buena estabilidad mecánica, química y eléctrica, y responden adecuadamente en medios acuosos, sin embargo, las resinas epóxicas se presentan mejores por su fiabilidad mecánica para fabricar compuestos de alta calidad, con mayor resistencia a líquidos, a ácidos, inmejorable rendimiento a altas temperaturas y múltiples usos, superando las características de la resina de poliéster.

3.2.1.3. Cargas

Las cargas son diferentes productos que pueden ser incorporados al material compuesto fibra-resina para aportar características particulares o reducir el coste del mismo. En general, se establece la distinción entre cargas y aditivos según la cantidad: las cargas siempre se utilizan en mayores cantidades que los aditivos.

Las cargas se pueden dividir en dos grandes grupos, las reforzantes y las no reforzantes, que buscan la disminución del costo global del material compuesto.

- Cargas reforzantes: las más utilizadas son las microesferas de vidrio, cuyo interés principal reside en su geometría que reparte regularmente los esfuerzos de las piezas, evitando de esta forma las concentraciones de tensiones. Como la relación superficie/volumen es mínima, no influyen mucho en la viscosidad de la resina, por lo que se pueden usar en porcentajes altos.
- Cargas no reforzantes: las más utilizadas son de origen mineral (carbonatos, silicatos y sílices) y se incorporan a la resina en proporciones compatibles con las características buscadas y el precio, que generalmente es bajo, debido a que estas cargas son simplemente extractos de rocas o minerales. Además, hay otra serie de cargas no reforzantes que buscan obtener características especiales, tales como propiedades ignífugas y conductoras (del calor y la electricidad), entre otras.

3.2.1.4. Aditivos

Los aditivos son sustancias empleadas en los *FRP* en menor cantidad que las cargas con el objeto de incrementar las prestaciones del material. Cada tipo de aditivo tiene generalmente la propiedad de intervenir en una sola característica específica, por lo que es común emplear más de un tipo de aditivo conjuntamente, siempre que sean compatibles. Sin embargo, es necesario advertir que si se emplean demasiados aditivos a la vez se corre el riesgo de modificar otras propiedades del polímero base, por lo que es conveniente limitar el número de aditivos utilizados en una misma matriz.

Entre los diferentes tipos de aditivos, pueden encontrarse los lubricantes, agentes anti-estáticos, agentes ignífugos, conservantes, pigmentos, colorantes...etc.

3.2.1.5. Interfaz

Las propiedades del *FRP* están determinadas por la matriz y las fibras empleadas, así como por las cargas o aditivos que pueda contener. Sin embargo, para ello es esencial asegurar una correcta unión entre los refuerzos y la matriz, de manera que su resistencia y rigidez sea transmitida al material compuesto. El comportamiento a fractura también depende de la resistencia de la interfase.

Una interfase débil da como resultado un material con baja rigidez y resistencia, pero alta resistencia a la fractura, mientras que una interfase fuerte resulta en un material rígido y resistente, pero con una frágil resistencia a la fractura.

En relación con la interfase es importante considerar la impregnabilidad. Ésta se define como la capacidad de un líquido de extenderse por una superficie sólida. En algunas etapas de la fabricación del material compuesto, la matriz se debe comportar como un líquido, por lo que una buena impregnabilidad significará que la matriz fluirá perfectamente por la superficie del refuerzo y desplazará todo el aire. Un buen impregnado se dará cuando la viscosidad de la matriz no sea muy alta y cuando exista un descenso de la energía libre del sistema.

Además, en la unión de la interfase pueden darse varios tipos de unión:

- *Unión mecánica*: Cuanto más rugosa sea la superficie más efectiva será la unión. Esta unión es efectiva cuando la fuerza se aplica paralela a la superficie (esfuerzos cortantes), sin embargo, será poco efectiva para esfuerzos de tracción.
- *Unión electrostática*: La unión entre refuerzo y matriz ocurre cuando una superficie está cargada positivamente y la otra negativamente. Estas uniones son efectivas únicamente en distancias pequeñas, del orden de átomos.
- *Unión química*: Puede estar formada entre grupos químicos en la superficie del refuerzo y grupos químicos compatibles en la matriz. La resistencia de la unión depende el número de uniones por unidad de área. Para este tipo de uniones pueden utilizarse agente apareantes.

- *Unión mediante reacción o interdifusión*: Los átomos o moléculas de los componente del material compuesto pueden difundirse en la interfase para da lugar a este tipo de unión. Para interfases en las que estén involucrados polímeros, este tipo de unión puede considerarse como un entrelazado entre moléculas. Para los sistemas en los que estén involucrados metales y cerámicas la difusión de componentes de ambos materiales puede dar lugar a una frontera en la interfase de diferente estructura y composición que dichos materiales.

3.2.1.6. *Núcleo o Core**

Se ha destacado de manera especial este elemento de los materiales compuestos porque, a diferencia del resto que ya se ha mencionado, éste no es un elemento indispensable, y ni siquiera suele emplearse en la mayoría de ellos para fabricar un compuesto. No obstante, su uso proporciona una variante muy interesante en la fabricación de materiales compuestos para fines muy específicos, y por dicho motivo se ha incluido de manera especial.

En casos de aplicaciones específicas, donde exista un suficiente margen de capacidad tensional, y se busque un ahorro de peso y de material compuesto, y por ende, económico, se puede disponer un núcleo o core interior en el material compuesto. Este tipo de núcleo no tiene una función estructural, y suele estar formado por espuma, también conocida como *foam*, y entre sus principales propiedades, las más significativas son su baja densidad y bajo módulo elástico, lo que proporciona una importante reducción del peso y tolerancia a elevadas deformaciones.

No obstante, existen otro tipos de núcleos, como los fabricados de madera de balsa, tratándose de un composite natural que destaca por su bajo precio, en comparación con las buenas capacidades a compresión y cortadura que presenta, además de un gran rendimiento a fatiga. Otra común opción son los denominados *Honeycombs*, cuyo nombre proviene de su disposición, similar a un panel de abeja; a pesar de presentar unas propiedades a compresión y cortadura inferiores a otros núcleos, presenta una densidad aún menor, disminuyendo en gran medida el peso, lo que hace a este tipo de núcleos muy útil para aplicaciones donde este aspecto sea determinante. Como particularidad, los fabricados con polipropileno poseen un natural armónico a 125 Hz, similar a las vibraciones de baja frecuencia producidas por los motores diésel empleados en barcos, lo que contribuye a amortiguar dichas vibraciones, situando a este tipo de núcleo como la tercera opción más extendida en aplicaciones navales.

La disposición típica en materiales compuestos provistos de un núcleo es la comúnmente conocida estructura *sandwich*, disponiendo el núcleo en el interior y añadiendo capas superficiales del *FRP* propiamente dicho. En el presente proyecto se trabajará con un material compuesto constituido por un núcleo de espuma, lo que permitirá ver las ventajas e inconvenientes que éste presenta.

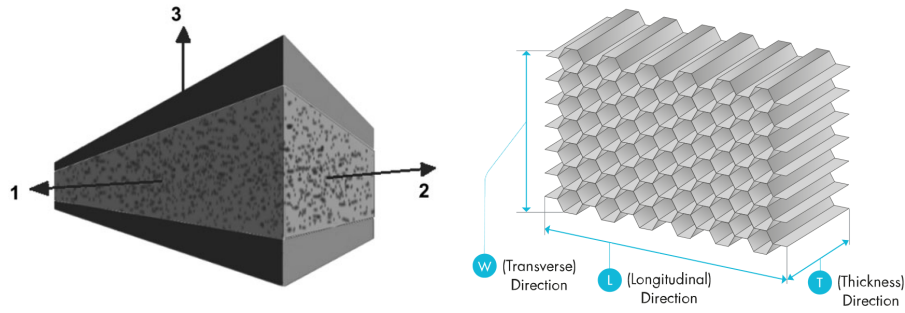


Figura 3.4: Estructura sándwich de un material compuesto con núcleo foam (izquierda), y núcleo honeycomb típico (derecha).

3.2.2. Generalidades

En resumen, los *FRP* se caracterizan por poseer una alta resistencia, una rigidez muy baja (lo que origina mayores deformaciones y desplazamientos) y un peso muy bajo. En muchas ocasiones, se emplean como alternativa a los metales en estructuras donde se desea disminuir el peso de la misma, en la medida de lo posible, manteniendo un alto rendimiento. Otra razón por la que los compuestos son una alternativa muy popular a los metales, es debida a su alta resistencia a la corrosión, que los hacen muy adecuados para situaciones de diseño donde esto suponga especial importancia.

Las fibras en un *FRP* pueden existir en dos formas principales; como refuerzo unidireccional, donde las fibras son continuas a lo largo de una lámina del compuesto, o refuerzo bidireccional, también conocido como tejido o entramado, donde las fibras se tejen en forma de tela en la lámina en cuestión. La orientación del refuerzo de fibra en *FRPs* se puede elegir en la combinación óptima para el componente que se fabricará, ya sea el refuerzo unidireccional o tejido. Las fracciones de volumen de la matriz y la fibra determinarán las propiedades finales del compuesto, que se pueden expresar a través de la regla de las mezclas.

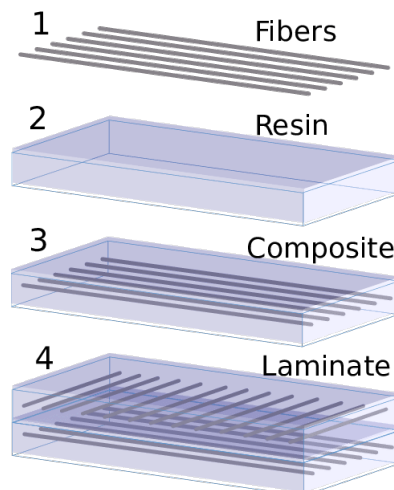


Figura 3.5: Laminado en materiales compuestos.

Una de las ventajas de los materiales compuestos es que no hay necesidad de crear primero el compuesto y luego el componente a fabricar, ya que tanto el componente como el material compuesto se fabrican simultáneamente.

Un *FRP* tendrá forma laminar, lo que significa que estará compuesto por un número definido de capas, también denominadas láminas, cada una de las cuales tendrá un componente de fibra de matriz. La orientación de la fibra puede variar entre las láminas, como pueden variar la fibra y las fracciones de matriz y los materiales. Todas las láminas juntas componen el laminado o pila de capas (Figura 3.5), teniendo el material compuesto una cierta secuencia de capas definida por las diferentes orientaciones de las fibras en las capas.

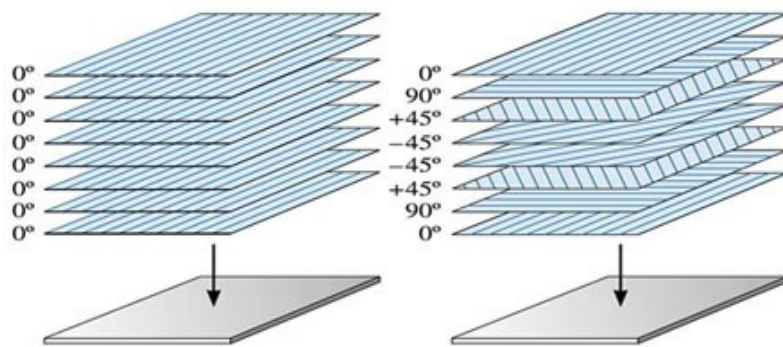


Figura 3.6: Diferentes disposiciones de láminas y orientación de fibras.

El apilamiento, la secuencia, las fracciones de volumen de los constituyentes y el número de láminas en el laminado determinan las propiedades finales de la estructura compuesta. El número de capas puede ser par o impar (Figura 3.7), y dará lugar a un laminado simétrico o asimétrico, que también afectará al rendimiento y las propiedades de la estructura compuesta.

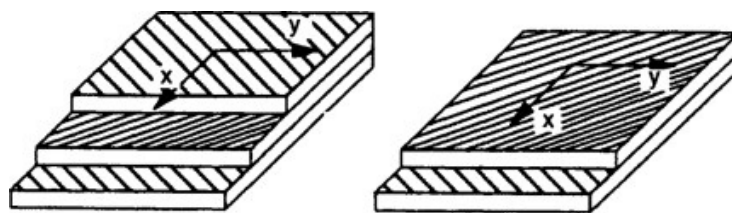


Figura 3.7: Laminado asimétrico (izquierda) vs laminado simétrico (derecha) en materiales compuestos.

Para proceder con cualquier tipo de análisis de una lámina es importante definir un sistema de coordenadas, y típicamente, suele emplearse el sistema cartesiano. Es posible que las fibras de una lámina unidireccional no tengan la misma orientación que los ejes de un sistema de coordenadas cartesianas, sino que formen un ángulo con cada uno de ellos (Figura 3.8). Para dicha lámina, que se encuentra fuera de los ejes principales del sistema cartesiano, es necesario definir un conjunto de ejes principales, donde, por convenio, se definirá la dirección 1 a lo largo de la dirección de las fibras, y la dirección 2 transversal a las mismas. Una lámina cuyas fibras están orientadas a lo largo de los ejes cartesianos se denomina lámina en el eje.

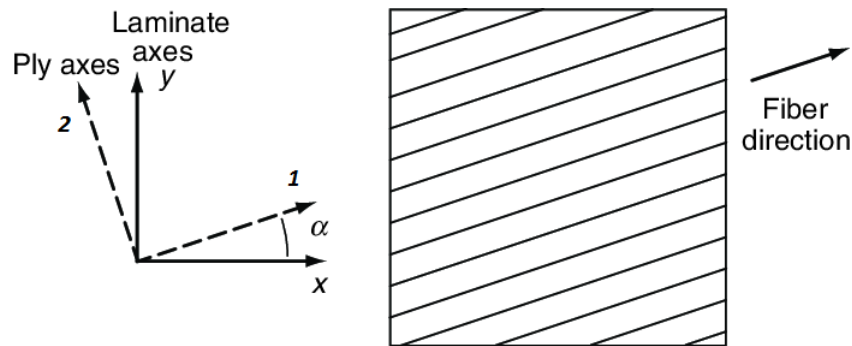


Figura 3.8: Representación del ángulo de lámina y sus direcciones principales.

Cuando se ejerza una carga, cuya dirección de aplicación coincida con las orientaciones de las fibras, dicha carga se dirá que trabaja en el eje. Cuando esto no ocurra, la carga se denominará fuera del eje. El material compuesto, en la mayoría de ocasiones, será diseñado y dispuesto para trabajar con cargas en el eje, consiguiendo así el comportamiento más óptimo.

Debido a las muy diferentes propiedades mecánicas de los constituyentes de un *FRP*, los materiales compuestos no tienen una naturaleza isotrópica. La anisotropía de un laminado puede ser diferente para cada capa y, por lo tanto, es importante desarrollar un análisis para las láminas individuales, antes de considerar el laminado como un todo. Los composites tienden a ser ortotrópicos o transversalmente isótropos.

Como ya se ha mencionado, un compuesto unidireccional es uno que tiene todas sus fibras de refuerzo posicionadas en una de sus tres direcciones, donde, contrariamente a un material isotrópico, como un metal, la rigidez y resistencia del mismo varían dependiendo de la dirección del material a lo largo de la cual se miden las propiedades. Cuando el compuesto en consideración es unidireccional, el comportamiento isotrópico del material se puede asegurar en una sección transversal y perpendicular a las fibras. De tal manera, un material isotrópico transversal (figura 3.9) tiene propiedades idénticas en las direcciones 2 y 3. Los materiales transversalmente isótropos, por lo tanto, tienen dos conjuntos de propiedades mecánicas, a lo largo de las direcciones transversal y longitudinal a las fibras, respectivamente.

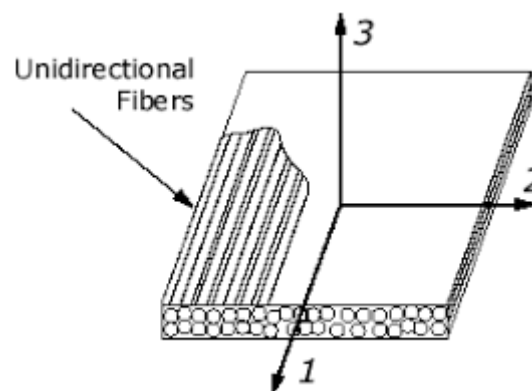


Figura 3.9: Orientación de las fibras de un composite unidireccional.

Además de las diferencias existentes en cuanto a resistencia y rigidez, los materiales compuestos presentan mecanismos de rotura diferentes. Al igual que ocurre con los metales, se considera que un material compuesto falla cuando deja de comportarse de acuerdo a lo establecido por los criterios de diseño, sin embargo, de manera diferente a los materiales homogéneos e isótropos, donde el fallo por fatiga es caracterizado por la iniciación y crecimiento de una grieta, el fallo a fatiga de un composite es el resultado de un daño acumulado. Otra particularidad con respecto a los metales, es que la resistencia de éstos cambia poco o nada durante el ciclo de fatiga, y es la propagación de grietas la que define el daño por fatiga, mientras que, en composites, la resistencia del material comienza a disminuir lentamente al principio de la vida a fatiga y hacia el final de la misma, cerca del fallo, la velocidad de disminución de la resistencia se vuelve muy rápida.

El efecto que tiene la intensidad de tensiones en metales y composites también difiere en un caso u otro. En metales, las bajas tensiones de alto número de ciclos son críticas para el diseño estructural, mientras que, en composites, las tensiones más elevadas de bajo número de ciclos serán las que definirán los criterios de diseño.

Además, debido a los diferentes constituyentes que se combinan para dar lugar al material compuesto, el fallo del mismo puede deberse a diferentes mecanismos denominados modos de fallo del compuesto. En composites, el fallo puede tener origen en la fibra, la matriz o la interfaz, que incluye a su vez la separación fibra-matriz y la delaminación. Los fallos originados en la matriz y la fibra son debidos al agrietamiento y la fractura de la matriz, o de los constituyentes de la fibra, respectivamente. La separación fibra-matriz es un modo de fallo microestructural, a nivel de interfaz, que implica la separación de las fibras con respecto de la matriz constituyente, y la delaminación, que es también un modo de fallo con origen en la interfaz, en el que las láminas adyacentes del composite se separan unas de otras, debido principalmente a la presencia de tensiones interlaminares y esfuerzos cortantes, debidos a la existencia de efectos de borde libre, discontinuidades estructurales, variaciones de temperatura y humedad, así como por defectos locales introducidos en el procedimientos de fabricación del componente. Entre todos los modos de fallo mencionados, la delaminación probablemente sea el más común en materiales compuestos laminados, especialmente en componentes que se someten a una carga cíclica, como es el caso de los elementos de suspensión de un vehículo.

3.2.3. Propiedades mecánicas

Las propiedades mecánicas del material compuesto dependerán esencialmente de las propiedades de los materiales constituyentes, de su geometría, de su distribución y de su fracción volumétrica. Así, por ejemplo, la distribución topológica del refuerzo determina el grado de uniformidad u homogeneidad del material compuesto, y su geometría y orientación afecta al grado de anisotropía del sistema.

Tal y como se comentó en el apartado 3.2.2, una lámina de compuesto tiene un comportamiento transversalmente isótropo, presentando unas propiedades a lo largo de la dirección de las fibras, y otras diferentes e iguales en las dos direcciones perpendiculares restantes (Figura 3.9).

Con fundamento en la mecánica de materiales, se presenta el modelo basado en la regla de mezclas serie-paralelo, de estimación de las propiedades y respuesta del *FRP*, ampliamente extendido y de gran utilidad para introducir los conceptos básicos del análisis micromecánico.

La denominada regla de mezclas serie-paralelo establece una condición de isodeformación en la dirección del refuerzo, $\varepsilon_{c_1} = \varepsilon_{f_1} = \varepsilon_{m_1}$, y una condición de isotensión en el resto de direcciones, $\sigma_{c_2} = \sigma_{f_2} = \sigma_{m_2}$, tal y como se ilustra en la Figura 3.10.

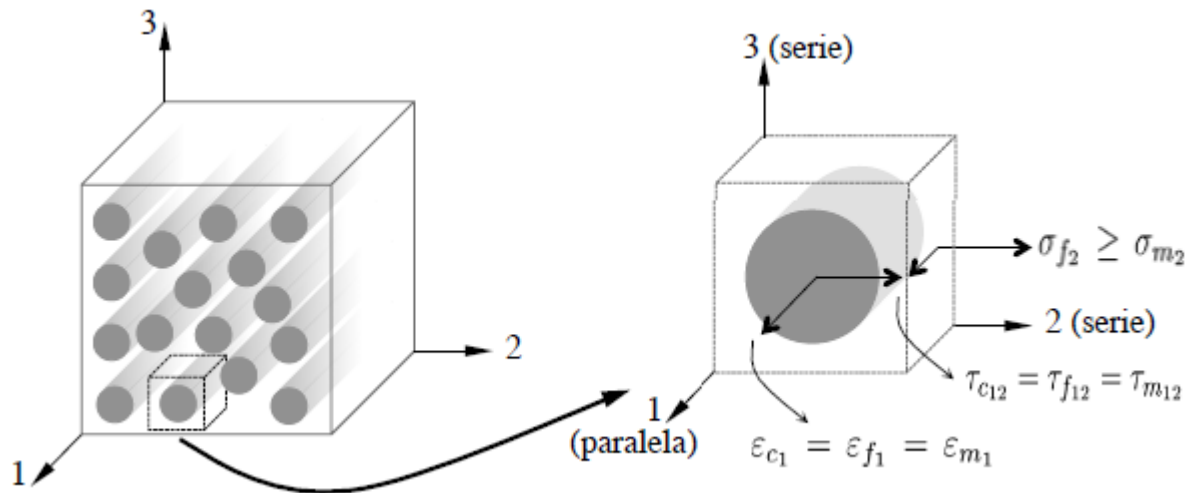


Figura 3.10: Representación del comportamiento serie-paralelo de los constituyentes del material compuesto. Se asume una condición de isodeformación en la dirección paralela y una condición de isotensión en la dirección serie.

Atendiendo al caso particular de un *FRP* con refuerzo unidireccional que no presenta defectos de compactación, en el que se considera que la fibra es ortótropa y la matriz isótropa, el módulo elástico longitudinal del compuesto $E_{c_{11}}$ puede determinarse mediante:

$$E_{c_{11}} = v_f E_{f_{11}} + v_m E_m \quad (3.1)$$

siendo $E_{f_{11}}$ el módulo elástico longitudinal de la fibra, E_m el modulo elástico de la matriz, y v_f y v_m las fracciones volumétricas de fibra y matriz, respectivamente. Análogamente, el coeficiente de Poisson longitudinal $\nu_{c_{12}}$ se obtiene mediante:

$$\nu_{c_{12}} = v_f \nu_{f_{12}} + v_m \nu_m \quad (3.2)$$

Se puede observar como las propiedades del compuesto en la dirección longitudinal están gobernadas por las propiedades de la fibra de refuerzo. Por el contrario, en la dirección transversal (perpendicular a la dirección de las fibras), las propiedades están dominadas por las características de la matriz como se expone a continuación.

A partir de la condición de isotensión en la dirección serie, se deduce la siguiente expresión para la estimación del módulo elástico transversal:

$$E_{c22} = \frac{E_{f22}E_m}{v_f E_m + v_m E_{f22}} \quad (3.3)$$

Nótese que al suponer comportamiento ortótropo del material de la fibra (por ejemplo, fibra de carbono), los módulos elásticos en direcciones longitudinal y transversal a la fibra son diferentes, sin embargo, si el material de la fibra fuera isótropo (fibra de vidrio, por ejemplo), tendría un único módulo elástico para cada dirección, y $E_{f11} = E_{f22} = E_f$.

La estimación del módulo de cizalladura G_{c12} en el plano es análoga a la del módulo elástico transversal E_{c22} , considerando ahora una condición de isotensión a cizalladura, es decir, $\tau_{c12} = \tau_{f12} = \tau_{m12}$, de lo que se deduce la siguiente ecuación:

$$G_{c12} = \frac{G_{f12}G_m}{v_f G_m + v_m G_{f12}} \quad (3.4)$$

Para un caso particular en el que se asume una condición de isotropía de la fibra, puede emplearse de manera alternativa la siguiente relación deducida a partir de la teoría de la elasticidad:

$$G_{c12} = G_m \left[\frac{(G_m + G_f) - v_f(G_m - G_f)}{(G_m + G_f) + v_f(G_m - G_f)} \right] \quad (3.5)$$

En lo referente a la estimación de los parámetros de resistencia, si bien se han publicado varios modelos, los resultados han demostrado ser menos precisos que las estimaciones de los parámetros de rigidez. No obstante, en el caso particular de la resistencia longitudinal a tracción σ_c^T de un material reforzado unidireccionalmente, cuyo comportamiento está gobernado principalmente por las propiedades de la fibra, puede estimarse el parámetro de resistencia mediante:

$$\sigma_c^T = v_f \sigma_f^T + v_m \left(E_m \frac{\sigma_f^T}{E_{f11}} \right) \quad (3.6)$$

siendo σ_f^T la tensión de rotura de la fibra. Nótese que se está considerando que se produce antes el fallo de la fibra que el de la matriz.

Finalmente, siguiendo el enfoque basado en la mecánica de materiales se pueden también derivar las expresiones para una primera estimación de los coeficientes de expansión por efectos de temperatura del compuesto en la dirección longitudinal α_{c1} , y transversal α_{c2} , expresados como:

$$\alpha_{c1} = \frac{v_f E_{f11} \alpha_{f1} + v_m E_m \alpha_m}{v_f E_{f11} + v_m E_m} \quad (3.7)$$

$$\alpha_{c2} = \alpha_m + (\alpha_{f2} - \alpha_m) v_f + \left(\frac{E_{f11} v_m - E_m v_{f12}}{E_{c11}} \right) (\alpha_m - \alpha_{f1}) (1 - v_f) v_f \quad (3.8)$$

siendo α_{f_1} , α_{f_2} y α_m los coeficientes de expansión por temperatura de los materiales constituyentes en las respectivas direcciones (la formulación de la ecuación 3.8 incorpora la pertinente modificación para mantener la condición de isodeformación en los constituyentes en la dirección longitudinal, en una condición de carga transversal). El término E_{c11} viene dado por la ecuación 3.1.

Una vez conocidos los parámetros mecánicos que permiten definir el comportamiento del material, se puede definir la relación tensión-deformación del mismo. Una consideración importante en el estudio de los materiales compuestos, es la condición de tensión plana, cuya adopción se fundamenta dadas las características geométricas de la lámina, donde su espesor es mucho menor con respecto a sus otras dos dimensiones, permitiendo simplificar el estado tensional, asumiendo que $\sigma_z = 0$, $\tau_{yz} = 0$ y $\tau_{xz} = 0$. De este modo, la relación tensión-deformación para un material ortotrópico bajo un estado de tensión plana se expresa como:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (3.9)$$

$$Q_{ij} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_{11}^2}{E_{11} - \nu_{12}^2 E_{22}} & \frac{\nu_{12} E_{11} E_{22}}{E_{11} - \nu_{12}^2 E_{22}} & 0 \\ \frac{\nu_{12} E_{11} E_{22}}{E_{11} - \nu_{12}^2 E_{22}} & \frac{E_{11} E_{22}}{E_{11} - \nu_{12}^2 E_{22}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

La matriz Q_{ij} es la matriz de rigidez reducida del material compuesto de la lámina, en un estado de tensión plana. Nótese que, en este caso, para definir el comportamiento elástico de la lámina (en un estado de tensión plana) son necesarias 4 constantes elásticas.

Las láminas unidireccionales tienen sin embargo unas direcciones preferentes asociadas a la orientación de la fibra del refuerzo o a la simetría de los planos. Cada orientación de lámina demanda un sistema de coordenadas local, siendo preciso referir la respuesta individual de cada lámina al sistema de coordenadas global o viceversa. De tal manera, la matriz de rigidez reducida debe particularizarse para cada lámina, en función de la orientación de sus fibras. Por tanto, la matriz de rigidez reducida para cada lámina se definirá:

$$\overline{Q}_{ij} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{16} \\ \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{22} & \overline{Q}_{26} \\ \overline{Q}_{16} & \overline{Q}_{26} & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

donde,

$$\begin{aligned}\overline{Q_{11}} &= Q_{11} \cos^4 \theta + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \cos^2 \theta \sin^2 \theta + Q_{22} \sin^4 \theta \\ \overline{Q_{22}} &= Q_{11} \sin^4 \theta + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \cos^2 \theta \sin^2 \theta + Q_{22} \cos^4 \theta \\ \overline{Q_{66}} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66}) \cos^2 \theta \sin^2 \theta + Q_{66}(\cos^4 \theta + \sin^4 \theta) \\ \overline{Q_{12}} &= \overline{Q_{21}} = Q_{12}(\cos^4 \theta + \sin^4 \theta) + (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) \cos^2 \theta \sin^2 \theta \\ \overline{Q_{26}} &= \overline{Q_{62}} = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos \sin^3 \theta - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos^3 \sin \theta \\ \overline{Q_{16}} &= \overline{Q_{61}} = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos^3 \sin \theta - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos \sin^3 \theta\end{aligned}$$

3.3. Criterios de fallo en materiales compuestos

Hay varias maneras de definir el concepto de fallo, la más obvia cuando existe una separación completa o una sola fractura. Sin embargo, una definición más general sería “cuando el componente ya no puede cumplir la función para la que fue diseñado”. Esta definición incluye tanto la fractura total como también una deformación o deflexión excesiva o la formación de grietas.

Un buen diseño requiere el uso eficiente y seguro de los materiales y es necesario desarrollar teorías para comparar el estado de tensión con los criterios de fallo. En este capítulo se exponen las teorías de fallo y su aplicación es validada por los experimentos. En un laminado, la resistencia se relaciona con la de cada lámina individual. Lo que permite un método simple y económico para determinar la resistencia de este laminado. Varias teorías han sido desarrolladas para el estudio del fallo de una lámina cuyas fibras están orientadas, que se basan generalmente en las resistencias normales y a cortadura de la lámina unidireccional.

Un material isótropo, como el acero, por lo general tiene dos parámetros de resistencia: la normal y la de cortadura. En algunos casos, como para el hormigón, las resistencias normales son diferentes a tracción y compresión. Una teoría simple de fallo para un material isótropo se basa en la búsqueda de las tensiones normales principales y las tensiones a cortadura máximas. El fallo del material isótropo se producirá si la tensión máxima que se produce por la aplicación de esfuerzos es superior a la tensión de rotura de éste.

Sin embargo, en una lámina de material compuesto, las teorías de fallo no se basan en estas tensiones principales y por cortadura. Por el contrario, se basan en las tensiones en la dirección de la fibra o ejes locales, porque la lámina es ortotrópica y sus propiedades son distintas a diferentes ángulos.

En el caso de una lámina unidireccional, hay dos ejes materiales: uno paralelo a la dirección de las fibras y otro perpendicular a ellas. Por lo tanto, hay 4 parámetros de resistencia normal, para tracción, σ_{11}^T y σ_{22}^T , y para compresión, σ_{11}^C y σ_{22}^C , en cada una de las 2 direcciones de los ejes materiales. El quinto parámetro es la resistencia a cortadura de una lámina unidireccional τ_{12} .

Las teorías de rotura o fallo se basan en encontrar primero las tensiones en los ejes locales y luego usar estos 5 parámetros de resistencia para saber si la lámina unidireccional ha fallado o no.

Una clasificación de los criterios de fallo en un material compuesto puede ser la que se muestra a continuación:

- Criterios de límite: Estos criterios predicen la carga de rotura y el modo comparando las tensiones de la lámina (o en su defecto las deformaciones) con su correspondiente resistencia por separado. La interacción entre las tensiones no es considerada.
- Criterios interactivos: Estos criterios predicen la carga de rotura mediante el uso de una sola ecuación cuadrática o de orden superior en la que intervienen todas las componentes de tensión (o de deformación). El fallo se produce cuando se satisface dicha ecuación, y el modo de fallo se determina indirectamente mediante la comparación de las relaciones tensión/resistencia.
- Criterios de modo: Estos criterios separan el criterio de rotura de matriz del criterio de rotura de fibras. Las ecuaciones pueden depender de uno o más componentes de la tensión, por tanto, la interacción de resistencias varía de un criterio a otro en este grupo. Si la ecuación de fallo contiene sólo un componente de esfuerzo el modo de fallo corresponde a la dirección particular; de lo contrario, el modo de fallo se puede determinar como con los criterios interactivos mediante la comparación de relaciones de esfuerzo/resistencia de la ecuación satisfecha.

Existen una amplia variedad de autores que han propuesto diversos criterios de fallo atendiendo a diferentes enfoques, aunque en este proyecto se trabajará con el criterio de fallo propuesto por Tsai-Wu, por ser uno de los más estandarizados y empleados, así como por su simplicidad a la hora de implementarlo en programas FEM y al consenso existente en torno la precisión de los resultados obtenidos con el mismo.

3.3.1. Criterio de Tsai-Wu

El criterio de Tsai-Wu es uno de los más relevantes en la categoría de criterios interactivos. Pretende generalizar el criterio de fallo de Tsai-Hill distinguiendo entre las resistencias a comprensión de las de tracción. Este criterio está basado en el criterio de plastificación de materiales anisótropos de Hill, que a su vez está basado en el criterio de Von-Mises para materiales isótropos. La expresión general del criterio de Tsai-Wu es una elipse en el espacio de tensiones de forma:

$$F_i \sigma_i + F_i \sigma_i \sigma_j = 1, \quad i, j = 1, 2, \dots, 6 \quad (3.12)$$

La expresión del criterio en 3 dimensiones se obtiene expandiendo la ecuación 3.12, lo que supone el cálculo de 27 coeficientes, 6 debidos a F_i y 21 a las interacciones, F_{ij} .

No obstante, si el material presenta algún tipo de simetría cabe esperar que el número de

términos interactivos disminuya. De tal manera, para un material transversalmente isotrópico, la expresión final del criterio de Tsai-Wu en 3D puede expresarse como:

$$F_1\sigma_1 + F_2[\sigma_3 + \sigma_2] + F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}[\sigma_3^2 + \sigma_2^2] + F_{44}[\tau_{23}^2 + \tau_{31}^2] + F_{66}\tau_{12}^2 + 2F_{12}\sigma_3\sigma_2 + 2F_{23}[\sigma_3 + \sigma_2]\sigma_1 \leq 1 \quad (3.13)$$

En la ecuación 3.13, el subíndice “1” asociado a las tensiones, hace referencia a la dirección longitudinal de las fibras, mientras que el subíndice “2”, hace referencia a la dirección transversal a las mismas. Para determinar los coeficientes F_1 , F_2 , F_{11} , F_{22} , F_{44} , F_{66} , F_{12} y F_{23} se utilizan los parámetros de resistencia del material.

A partir de un ensayo de tracción virtual en la dirección de las fibras, pueden relacionarse los coeficientes F_1 y F_{11} con las resistencias del material de la siguiente manera:

$$F_1 = \frac{1}{\sigma_{11}^T} - \frac{1}{\sigma_{11}^C}, \quad F_{11} = \frac{1}{\sigma_{11}^T \sigma_{11}^C} \quad (3.14)$$

Análogamente, realizando este ensayo en la dirección perpendicular a las fibras se obtienen las expresiones de F_2 y F_{22} :

$$F_2 = \frac{1}{\sigma_{22}^T} - \frac{1}{\sigma_{22}^C}, \quad F_{22} = \frac{1}{\sigma_{22}^T \sigma_{22}^C} \quad (3.15)$$

A partir del ensayo de cortadura, se calcularán F_{44} y F_{66} como:

$$F_{44} = \frac{1}{\tau_{adm23}^2}, \quad F_{66} = \frac{1}{\tau_{adm12}^2} \quad (3.16)$$

Habiendo llegado a este punto, se plantea el controversial problema de la obtención del coeficiente F_{12} ; no puede ser obtenido mediante un ensayo uniaxial como los anteriores, pues si se analiza la ecuación 3.13 este coeficiente está multiplicando a las tensiones $\sigma_3\sigma_2$. Para determinarlo sería necesario realizar un ensayo de tracción biaxial de rotura, lo cual resulta complejo y costoso económicamente.

Una alternativa a este ensayo es estimar F_{12} por equivalencia con el criterio de Von Mises, suponiendo $\sigma_{11}^T = \sigma_{11}^C = \sigma_{adm}$ y $\sigma_{22}^T = \sigma_{22}^C = \sigma_{adm}$, donde σ_{adm} es el límite elástico del material. De tal manera, y teniendo en cuenta que la envolvente elipsoidal de fallo que describe el criterio debe mantenerse cerrada en cualquier estado, matemáticamente debe cumplirse que:

$$F_{12} = F_{12}^* \sqrt{F_{11} F_{22}}, \quad -1 < F_{12}^* < 1 \quad (3.17)$$

Análogamente, para el término F_{23} , se debe cumplir la siguiente expresión:

$$F_{23} = F_{23}^* F_{22}, \quad -1 < F_{23}^* < 1 \quad (3.18)$$

4 Software empleado

- **Dassault Systèmes, The 3DEXPERIENCE Company. CATIA v5 [programa]. Versión R21. Año de publicación: 2011.** Programa CAD/CAE/CAM, empleado principalmente para la importación de archivos CAD, y realización de planos y pequeñas modificaciones sobre el modelo de partida.
- **ANSYS, Inc. ANSYS Workbench [programa]. Versión 18. Año de publicación: 2017.** Plataforma de software preconcebida para el diseño, análisis y simulación de componentes mediante la aplicación del método de los elementos finitos. Empleado para realizar el preprocesado, procesado y postprocesado de los diferentes modelos de elementos finitos a partir de los cuáles se ha desarrollado el proyecto en su conjunto.
- **MathWorks, Inc. MATLAB R2017b [programa]. Versión 9.3. Año de publicación: 2017.** Sistema de cómputo numérico con lenguaje de programación propio, empleado para el tratamiento de señales, diversos cálculos y automatización de procedimientos.
- **Microsoft Corporation. Microsoft Excel 2016 [programa]. Versión v16.0. Año de publicación: 2015.** Aplicación de hojas de cálculo empleada como apoyo a la hora de realizar diferentes cálculos matemáticos que el proyecto exigía.

5 Definiciones y abreviaturas

5.1. Definiciones

- **Material compuesto:** aquellos materiales que se forman por la unión de dos o más materiales para conseguir la combinación de propiedades que no es posible obtener en los materiales originales
- **Lámina:** disposición de un material en forma de fibras, embebido en otro, que hace de matriz.
- **Laminado:** conjunto de láminas superpuestas con una determinada secuencia y orientación.
- **Isotropía:** característica de algunos cuerpos cuyas propiedades físicas no dependen de la dirección en que son examinadas.
- **Anisotropía:** característica de algunos cuerpos cuyas propiedades físicas dependen de la dirección en que son examinadas.
- **Rigidez:** medida cualitativa de la resistencia a las deformaciones elásticas producidas por un material, que contempla la capacidad de un elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones.
- **Delaminación:** modo de fallo en materiales compuestos que consiste en la separación de las capas que lo componen, y que supone una significativa pérdida de resistencia mecánica del material.
- **Cubo de rueda:** accesorio instalado en muchos vehículos de tracción en las cuatro ruedas que permite que las ruedas delanteras sean desconectadas de los palieres delanteros.
- **Ángulo de caída:** ángulo entre el eje vertical de las ruedas utilizadas para la dirección y el eje vertical del vehículo visto desde el frente o la parte trasera, definido para el diseño de la dirección y de la suspensión.
- **Mangueta:** elemento que contiene el cubo o vástago sobre el que gira la rueda, conectándola al mismo tiempo con los componentes de la suspensión y de la dirección.

- **Curva SN:** curva analítica que relaciona el número de ciclos de vida de un material en función de las tensiones medias y alternas a las que se vea sometido.
- **Frecuencia natural:** frecuencia a la cual la estructura deformable oscilará al ser perturbada, activando un determinado modo de vibración, y produciendo la resonancia.
- **Modo de vibración:** patrón o forma característica en el que vibrará un sistema mecánico.
- **Desviación estándar:** medida que se usa para cuantificar la variación o dispersión de un conjunto de datos numéricos.
- **Factor de seguridad:** cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real a que se verá sometido.

5.2. Abreviaturas

- **FRP:** *Fibre-reinforced plastic*
- **GFRP:** *Glass fibre-reinforced plastic*
- **TFM:** Trabajo Fin de Máster
- **CAD:** *Computer-aided design*
- **SLA:** *Short long arms*
- **PSD:** *Power spectral density*
- **TYS:** *Tensile yield strength*
- **CYS:** *Compressive yield strength*
- **MPC:** *Multi-point constraint*
- **CST:** *Tensile yield strength*
- **RMS:** *Constant strain triangle*
- **FEM:** *Finite Element Method*

6 Análisis del diseño

6.1. Descripción de la estructura

El sistema mecánico en cuestión se trata de una suspensión de eje delantero independiente (que permita el desplazamiento vertical de una rueda sin afectar al resto de las ruedas de su tren) de doble horquilla, también llamada de dobles triángulos, instalada en un camión. El modelo CAD de la suspensión que se estudiará se muestra en la siguiente figura:

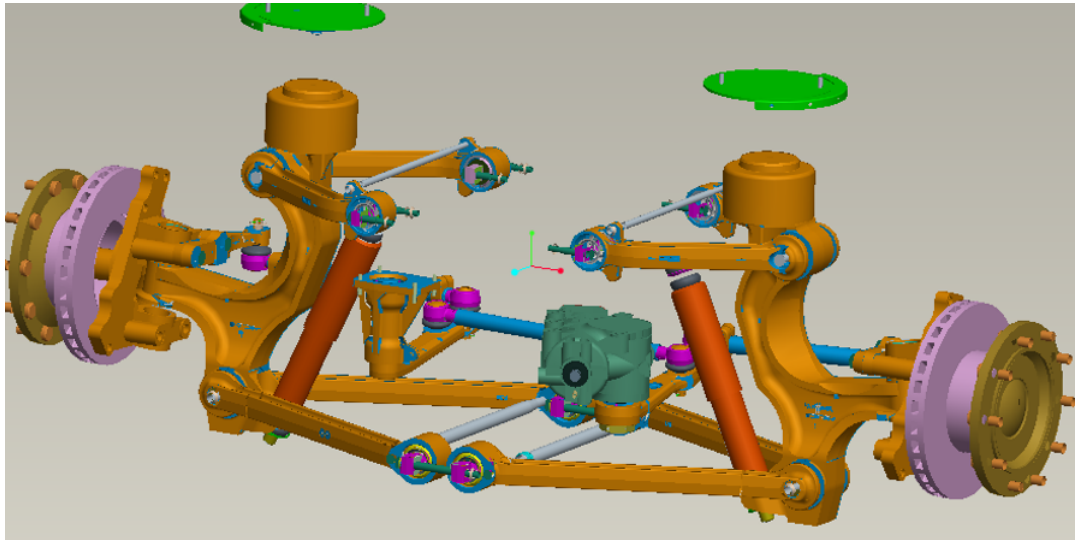


Figura 6.1: Modelo CAD de la suspensión de doble horquilla estudiada.

El sistema consiste en dos brazos transversales superpuestos, ambos de forma triangular similar a una “A” mayúscula y unas manguetas sobre las que se articula el movimiento de la rueda. El resorte y el amortiguador son comprimidos entre el brazo inferior y el chasis del vehículo, mientras que el cubo de la rueda está fijado a la mangueta, conectada por rótulas a los vértices de los brazos, formando un paralelogramo deformable con estos y con el propio chasis que actúa de lado fijo. Geométricamente esta disposición aúna dos grandes ventajas, por un lado permite unos desplazamientos verticales de la mangueta prácticamente rectos como en un pilar deslizante, pero que a diferencia de este no se ven afectados por la inclinación de la carrocería, pudiendo además inducirse la caída deseada en función de la diferencia de longitud entre ambos brazos.

Los brazos o triángulos son de desigual longitud, sistema que se denomina trapecio articulado (o sistema de brazos cortos y largos en inglés, “*SLA, short long arms*”), en referencia a la forma geométrica que adopta el paralelogramo deformable cuando el brazo superior es más corto, lo que fuerza a las ruedas exterior e interior a adoptar caídas negativa y positiva respectivamente. Esto ocurre debido a que cuando el vehículo está cambiando de dirección, el efecto de la fuerza centrífuga se traduce en inclinación de la carrocería, de la que esta disposición se sirve para provocar caída negativa en las ruedas exteriores donde se está produciendo el apoyo y positiva en las interiores, de modo que ambas permanezcan perpendiculares a la carretera. Dichos paralelogramos deformables se señalan a continuación:

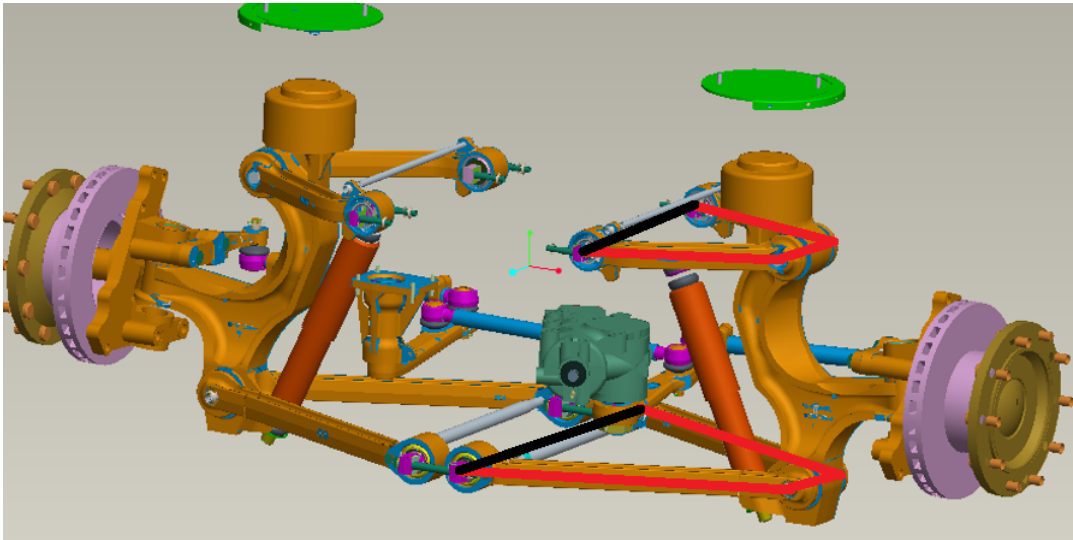


Figura 6.2: Paralelogramos deformables de la suspensión estudiada.

Los ejes señalados en color negro, serán los ejes “fijos”, a partir de los cuales oscilará el resto de la suspensión, permitiendo el movimiento vertical de la rueda. Dentro de este contexto, el componente crítico, y objeto de estudio de este trabajo, se trata del brazo inferior del paralelogramo deformable de la suspensión, que debido al comportamiento del mismo, será el elemento más exigido. Dicho componente se muestra a continuación con más detalle:

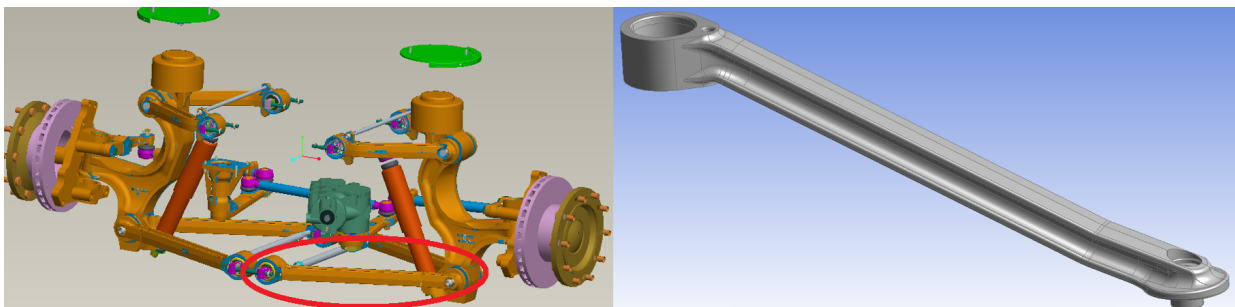


Figura 6.3: Brazo inferior de la suspensión, objeto de estudio.

El sistema de suspensión está diseñado para soportar en su conjunto un peso de 3500 kgs, de manera que a cada brazo le corresponderá soportar 875 kgs de manera independiente.

6.2. Parámetros de diseño

6.2.1. Materiales

El material original de diseño del brazo inferior de la suspensión se trata de un acero aleado, concretamente, acero 34CrMo4, según norma UNE-EN ISO 683-2:2019, y es el actual material de fabricación del mismo.

Se estudiará el comportamiento del componente fabricado con material compuesto. Concretamente, se empleará el compuesto T300/5208, formado por resina epoxy y fibras de carbono de alta resistencia, disponiendo en su interior un núcleo de espuma de polipropileno.

6.2.1.1. Acero aleado 34CrMo4

El acero 34CrMo4 se trata de un acero aleado específico para temple y revenido, siendo la norma UNE-EN ISO 683-2:2019 encargada de regular las propiedades y disposiciones mínimas que deben poseer dicha tipología de aceros.

Concretamente, respecto al acero 34CrMo4, se muestra todo lo concerniente al mismo reflejado en la norma:

Designación simbólica del acero	Fracción mássica ^c (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cu	Otros
34CrMo4	0,30 a 0,37	0,10 a 0,40 ^d	0,60 a 0,90	0,025	0,035	0,90 a 1,20	0,15 a 0,30	—	0,40	—
34CrMoS4					0,020 a 0,040					

Figura 6.4: Composición acero 34CrMo4. Fuente: UNE-EN ISO 683-2:2019.

Designación simbólica del acero	Características mecánicas para las secciones características (véase el anexo A) con un diámetro, <i>d</i> , o para productos planos con espesor, <i>t</i> , de																								
	<i>d</i> ≤ 16 mm <i>t</i> ≤ 8 mm					16 mm < <i>d</i> ≤ 40 mm 8 mm < <i>t</i> ≤ 20 mm					40 mm < <i>d</i> ≤ 100 mm 20 mm < <i>t</i> ≤ 60 mm					100 mm < <i>d</i> ≤ 160 mm 60 mm < <i>t</i> ≤ 100 mm					160 mm < <i>d</i> ≤ 250 mm 100 mm < <i>t</i> ≤ 160 mm				
	<i>R</i> _{0,2} min.	<i>R</i> _m	<i>A</i> min.	<i>Z</i> ^b min.	<i>KV</i> ₂ min.	<i>R</i> _{0,2} min.	<i>R</i> _m	<i>A</i> min.	<i>Z</i> ^b min.	<i>KV</i> ₂ min.	<i>R</i> _{0,2} min.	<i>R</i> _m	<i>A</i> min.	<i>Z</i> ^b min.	<i>KV</i> ₂ min.	<i>R</i> _{0,2} min.	<i>R</i> _m	<i>A</i> min.	<i>Z</i> ^b min.	<i>KV</i> ₂ min.	<i>R</i> _{0,2} min.	<i>R</i> _m	<i>A</i> min.	<i>Z</i> ^b min.	<i>KV</i> ₂ min.
	MPa ^c	%	%	J	MPa ^c	%	%	J	MPa ^c	%	%	J	MPa ^c	%	%	J	MPa ^c	%	%	J	MPa ^c	%	%	J	
34CrMo4 34CrMoS4	800	1000 a 1200	11	45	— ^d	650	900 a 1100	12	50	40 ^d	550	800 a 950	14	55	45 ^d	500	750 a 900	15	55	45 ^d	450	700 a 850	15	60	45 ^d

Figura 6.5: Características mecánicas en la condición de temple y revenido. Fuente: UNE-EN ISO 683-2:2019.

Considerando todas las prescripciones dictadas en la norma, se ha empleado para el estudio un acero con las siguientes propiedades mecánicas:

Acero 34CrMo4	
Densidad (kg/m^3)	7840
Módulo elástico (GPa)	210
Coefficiente de Poisson	0,3
Límite elástico (MPa)	875
Tensión última a tracción (MPa)	1020

Tabla 6.1: Propiedades mecánicas acero 34CrMo4 empleado.

La curva SN del material se presenta a continuación:

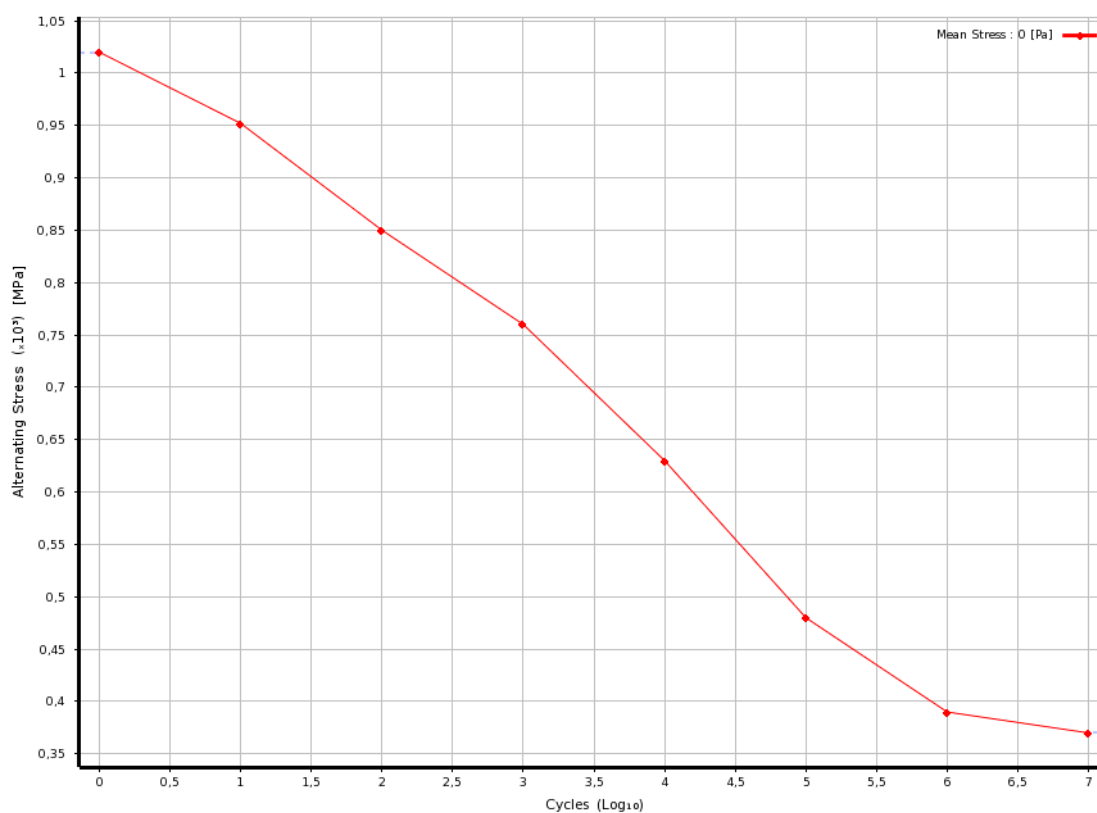


Figura 6.6: Curva SN acero 34CrMo4 empleado.

6.2.1.2. Compuesto T300/5208 y núcleo foam

Como núcleo del material compuesto se empleará un core de espuma de polipropileno, material elástico, homogéneo e isótropo, que presenta las siguientes propiedades mecánicas:

PP Foam Core	
Densidad (kg/m ³)	80
Módulo elástico (MPa)	1160
Coefficiente de Poisson	0,43
Límite elástico (MPa)	36

Tabla 6.2: Propiedades del núcleo de espuma empleado.

El material compuesto será el denominado T300/5208, y se dispondrá como un recubrimiento constante de 3 mm alrededor del núcleo de espuma, considerando láminas de espesor constante de 0.5 mm, superpuestas consecutivamente con un ángulo de pliegue de $\pm 45^\circ$. El compuesto T300/5208 estará constituido por fibras de carbono de alta resistencia y matriz de resina epoxy, manteniéndose constante en todas las capas una fracción volumétrica del 60% de fibras. Las propiedades mecánicas del compuesto T300/5208 y sus constituyentes se presentan en la siguiente tabla:

Material	E_{11}	E_{22}	G_{12}	G_{23}	ν_{12}	ρ	TYS_{11}	CYS_{11}
T300	230	15	15	7	0,2	1980	2600	1585
N5208	2,9	2,9	1,07	1,07	0,35	1540	60	190
T300/5208	138,7	7,75	5,68	2,94	0,25	1800	1573	959

Tabla 6.3: Propiedades mecánicas del compuesto T300/5208 y sus constituyentes (E_{11} , E_{22} , G_{12} y G_{23} se muestran en GPa, TYS_{11} y CYS_{11} en MPa, y ρ en kg/m³).

Cabe mencionar que la dirección 11 hace referencia a la dirección a la cual estarían orientadas las fibras, y la dirección 22, sería la dirección transversal a las mismas.

El cálculo aproximado de estas propiedades, aplicando toda la teoría mostrada en el apartado 3.2.3, se encuentra adjunto en el anexo A.

6.2.2. Cargas de diseño

Se ha empleado un sistema de referencia cartesiano para definir las cargas actuantes sobre el componente, así como su propia geometría; de manera que el eje Z se ha definido a lo largo de la dimensión mayor de la pieza, el eje Y a lo largo de la dimensión menor, y el eje X perpendicular al plano formado por YZ. En la siguiente figura se muestra el sistema de referencia adoptado:

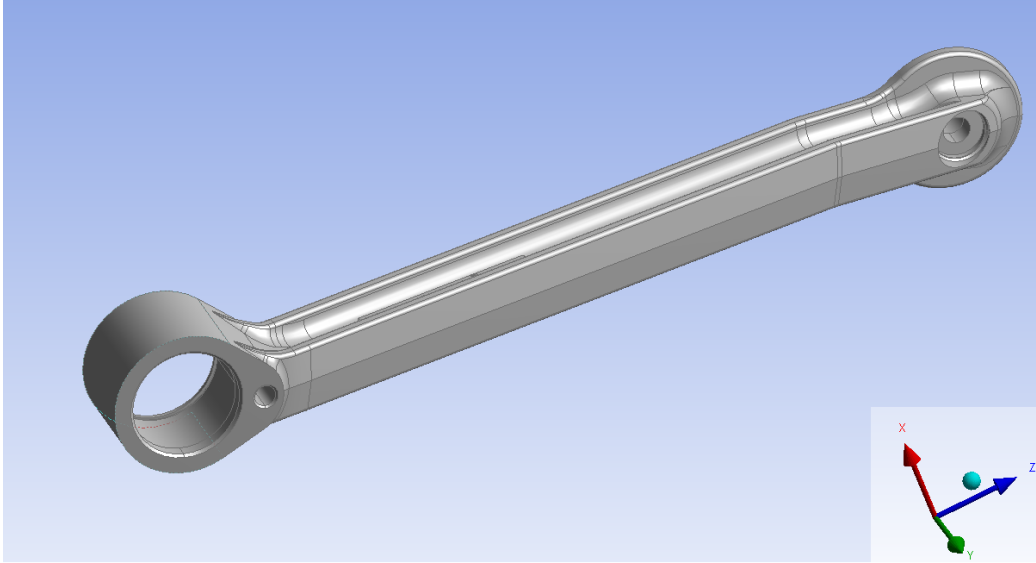


Figura 6.7: Sistema de referencia adoptado para el análisis del componente.

Las cargas consideradas para la simulación del componente están expresadas en forma de aceleraciones, obtenidas a partir de las medidas de acelerómetros. Dichas medidas fueron obtenidas a partir de un ensayo “*on road*”, es decir, un vehículo, el cual iba equipado con un ejemplar de la suspensión a estudiar, fue puesto en marcha en carretera, circulando por un trayecto típico y en las condiciones generales de operatividad. Durante dicho trayecto, el componente a estudiar fue equipado con acelerómetros, con la intención de registrar las aceleraciones a las que se vería sometido en condiciones normales de funcionamiento, y estudiar su comportamiento.

Considerando la 2ª ley de Newton, $F = ma$, las aceleraciones medidas, multiplicadas por la masa que cada componente soporta, se convierten en fuerzas en los puntos de aplicación, que a su vez pueden generar momentos, produciendo deformaciones y estados tensionales en los componentes de la suspensión.

Con una frecuencia de muestreo de 100 Hz, y un período de tiempo de adquisición de datos de 12 horas, las aceleraciones registradas se muestran a continuación:

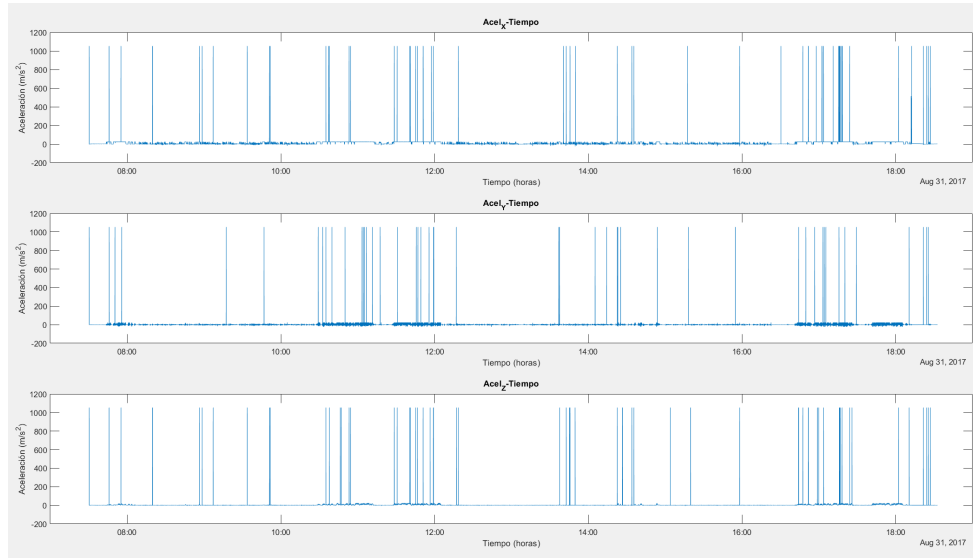


Figura 6.8: Registro original de aceleraciones medido.

Como puede observarse, se aprecian unos picos desmesurados que desvirtúan el registro de aceleraciones, que se encuentran completamente fuera del orden de magnitud con el que se está trabajando. Estos picos son debidos a los encendidos y apagados del sistema de adquisición, siendo, por tanto, ficticios y no representativos de las aceleraciones medidas. Para solucionar este inconveniente, se ha realizado un filtrado de la señal original, eliminando todos los picos ya mencionados, de manera que la nueva señal obtenida solo contenga registros de aceleraciones medidas reales.

Remarcar que el filtrado se ha realizado de manera conjunta a las 3 señales medidas simultáneamente, y no individualmente; esto último es necesario ya que, si se filtrara cada señal de manera independiente, los instantes considerados en los que se han tomado las medidas no coincidirían, de manera que se obtendrían tres señales con instantes de medida diferentes, por lo que no podrían combinarse entre sí. Es por ello que el filtrado se ha realizado conservando idéntico, para las tres señales, el eje que representa los instantes de medida; esto significa que, si para una señal, en un instante de medida se encuentra una señal errónea, dicha medida se eliminará, pero también se eliminará la medida correspondiente a dicho instante de tiempo en las otras dos señales, aunque los valores medidos fueran correctos, conservando los instantes de medidas equivalentes en todas las señales.

Todo el filtrado y preproceso de la señal que se muestra a continuación se ha realizado en MATLAB, pudiendo consultar los scripts utilizados en el anexo B.

Tras el filtrado de las señales, el registro de aceleraciones sería el siguiente:

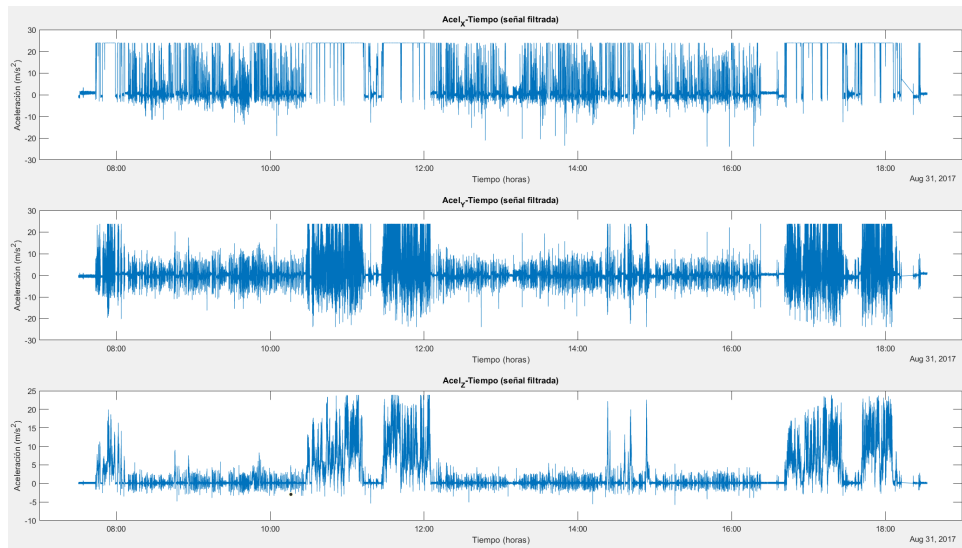


Figura 6.9: Registro de aceleraciones medido tras el filtrado de la señal.

Finalmente, como puede observarse en la anterior figura, el registro de medida contempla un tiempo superior a las 10 horas, que equivalen a 3.909.097 medidas, lo que podría demorar futuros cálculos y complicar operaciones en exceso. En búsqueda de conseguir un significativo ahorro computacional, sin perder la información de las señales obtenidas, se ha seleccionado un intervalo representativo que comprende desde las 12:28 hasta las 13:34, un tiempo aceptable para estudiar y comprender el comportamiento del componente con suficiente veracidad. Por tanto, las señales finales con las que se han trabajado, y supuesto como cargas de diseño del componente en cuestión, son las siguientes:

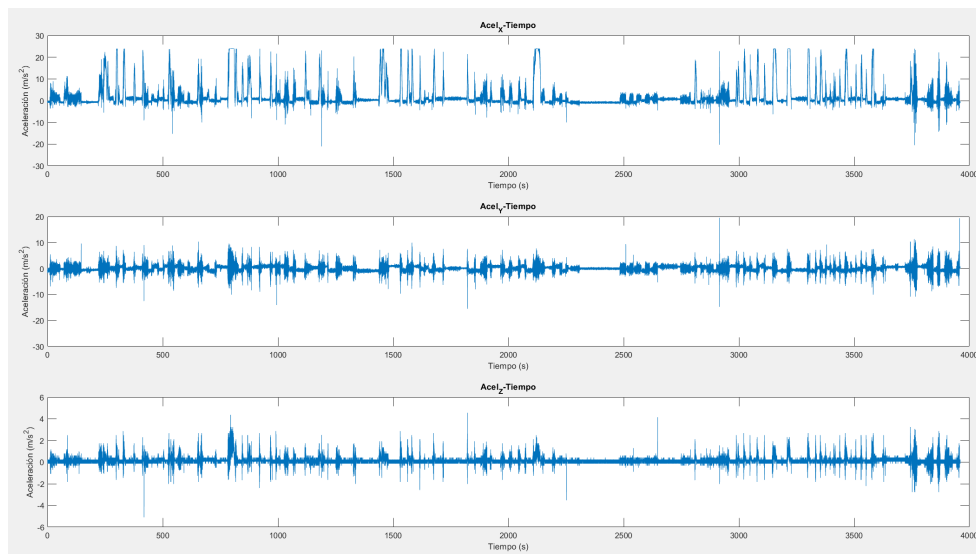


Figura 6.10: Registro de aceleraciones considerado para el análisis del componente objeto de estudio.

7 Preproceso

7.1. Modelado materiales

En el presente apartado, se mostrará como se han implementado los materiales definidos en el punto 6.2.1, en el programa de elementos finitos empleado.

7.1.1. Acero aleado 34CrMo4

El acero aleado 34CrMo4 es un material elástico, homogéneo e isótropo, por lo que únicamente habría que definir un material elástico genérico, con las propiedades mecánicas descritas en la tabla 6.1. Dentro del programa de elementos finitos, se ha denominado a este material “Aleación Acero 34CrMo4”.

Properties of Outline Row 3: Aleación acero 34CrMo4			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	7840	kg m ⁻³
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
8	Young's Modulus	2,1E+05	MPa
9	Poisson's Ratio	0,3	
10	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa
11	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
13	Interpolation	Semi-Log	
14	Scale	1	
15	Offset	0	MPa
16	Tensile Yield Strength	875	MPa
17	Compressive Yield Strength	875	MPa
18	Tensile Ultimate Strength	1020	MPa
19	Compressive Ultimate Strength	1020	MPa

Figura 7.1: Definición de las propiedades mecánicas del acero 34CrMo4 en Ansys.

En la sección “*Alternating Stress Mean Stress*” se encuentra definida la curva SN del material, anteriormente mostrada en la figura 6.6.

7.1.2. Material compuesto

Con respecto al material compuesto, al estar constituido por un núcleo de espuma, y el correspondiente recubrimiento de fibra de carbono/epoxy, será necesario definir ambos materiales por separado.

Por un lado, el núcleo de espuma de polipropileno no tendrá función estructural, por lo que con la definición de los parámetros básicos de rigidez y resistencia de un material será suficiente. Estas propiedades se definieron previamente en la tabla 6.2, y se han implementado en Ansys, generando un nuevo material denominado “PP Foam”, de la siguiente manera:

Properties of Outline Row 3: PP foam			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	80	kg m ⁻³
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
5	Young's Modulus	1160	MPa
6	Poisson's Ratio	0,43	
7	Bulk Modulus	2,7619E+09	Pa
8	Shear Modulus	405,59	MPa
9	Tensile Yield Strength	36,3	MPa

Figura 7.2: Definición de las propiedades mecánicas del núcleo de espuma de polipropileno en Ansys.

Por otro lado, el compuesto T300/5208, formado por fibras de carbono de alta resistencia y matriz de resina epoxy, estará dispuesto en forma de recubrimiento en la superficie exterior del núcleo de espuma, y se encargará de cumplir la función estructural del material compuesto. A diferencia de los anteriores materiales definidos, su comportamiento es ortótropo, por lo que sus propiedades mecánicas y comportamiento diferirán según la dirección considerada. De tal manera, poseerá unas propiedades mecánicas en la dirección de orientación de las fibras, y otras propiedades en las direcciones transversales a las mismas.

Por tanto, considerando las propiedades mecánicas del compuesto T300/5208, previamente definidas en la tabla 6.3, y el sistema de referencia empleado para definir la geometría del componente (figura 6.7), se ha definido un nuevo material denominado “T300/5208”, en Ansys, tal y como se muestra a continuación:

Properties of Outline Row 4: T300/5208			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	1800	kg m ⁻³
3	Orthotropic Elasticity		
4	Young's Modulus X direction	7750	MPa
5	Young's Modulus Y direction	7750	MPa
6	Young's Modulus Z direction	1,387E+05	MPa
7	Poisson's Ratio XY	0,25	
8	Poisson's Ratio YZ	0,25	
9	Poisson's Ratio XZ	0,5	
10	Shear Modulus XY	5680	MPa
11	Shear Modulus YZ	5680	MPa
12	Shear Modulus XZ	2940	MPa
13	Orthotropic Stress Limits		
14	Tensile X direction	160	MPa
15	Tensile Y direction	160	MPa
16	Tensile Z direction	1573	MPa
17	Compressive X direction	-240	MPa
18	Compressive Y direction	-240	MPa
19	Compressive Z direction	-959	MPa
20	Shear XY	200	MPa
21	Shear YZ	480	MPa
22	Shear XZ	480	MPa

Figura 7.3: Definición de las propiedades mecánicas del material compuesto T300/5208 en Ansys.

7.2. Preparación de la geometría

Para realizar los análisis planteados fue necesario construir dos modelos diferentes, uno para la simulación del componente fabricado en acero, y otro para el de material compuesto. En los próximos apartados tratarán de mostrarse en detalle todas las simplificaciones y decisiones que se tomaron con respecto a la geometría de los modelos, buscando siempre la eficiencia, y dando los primeros pasos para preparar y facilitar las siguientes etapas del preproceso. La geometría supone una parte clave del modelado, sirviendo de base para el mallado y la aplicación de las condiciones de contorno y cargas.

7.2.1. Modelo sin núcleo

Se parte de un modelo inicial de geometría del componente, que contiene todos los detalles correspondientes al mismo, siendo este modelo fiel a la realidad del mismo. En la siguiente figura se muestra el modelo de partida:

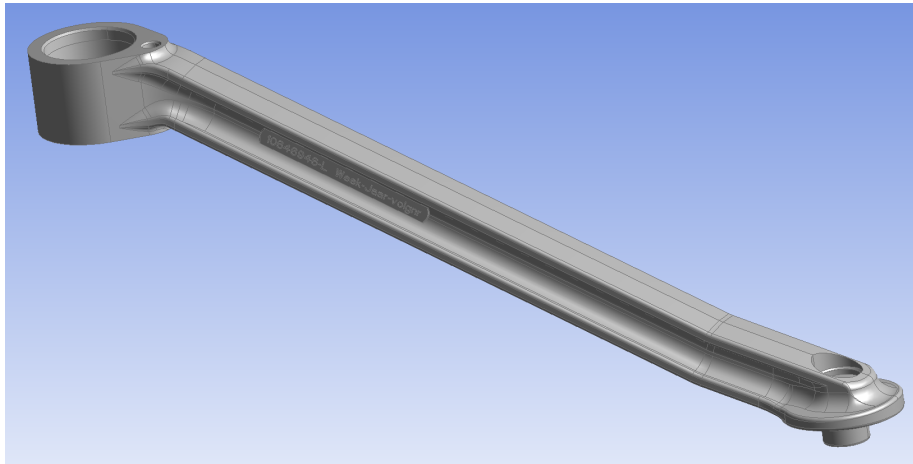


Figura 7.4: Modelo de partida del componente a estudiar.

Como puede observarse, el modelo contiene detalles como el grabado del fabricante, y además, contiene una cantidad de aristas bastante elevada. Detalles como el grabado son irrelevantes a nivel estructural, sin embargo, elementos tan pequeños contenedores de un número elevado de aristas pueden llegar a complicar mucho el mallado de la pieza, cuando, en realidad, no aportan nada al comportamiento de la misma. Por otro lado, un número de aristas tan elevado, muchas de ellas irregulares, y existiendo en zonas de la pieza donde, según su geometría, no deberían existir, igualmente puede llegar a complicar mucho el proceso de mallado. El primer paso, por tanto, para simplificar la geometría y hacerla más operable, será limpiar todos aquellos detalles que no aporten nada a nivel estructural, como los grabados, y tratar de reducir en toda la medida de lo posible las aristas existentes.

En la siguiente figura se muestran la geometría inicial y final, después de haber limpiado todos los detalles no relevantes de la misma:

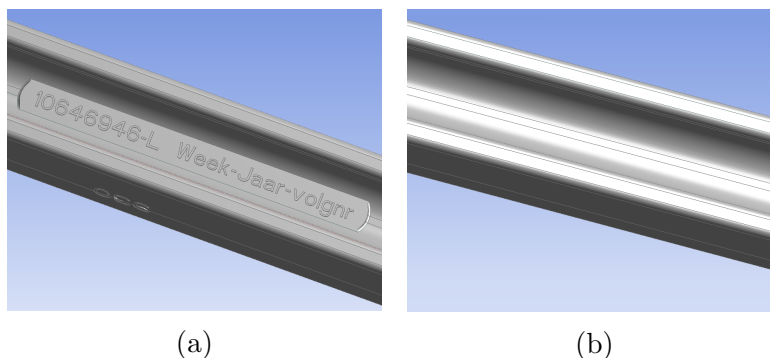


Figura 7.5: Comparativa tras haber limpiado elementos irrelevantes de la geometría inicial, figura a), frente a la geometría final, figura b).

Como puede observarse, la superficie de la pieza se ha simplificado, habiendo eliminado una cantidad considerable de pequeñas geometrías, que hubieran forzado un mallado muy pequeño, y en general, queda mucho más limpia.

A continuación, en las siguientes imágenes tratarán de reflejarse los cambios producidos en la geometría tras haber simplificado el máximo número de aristas posibles.

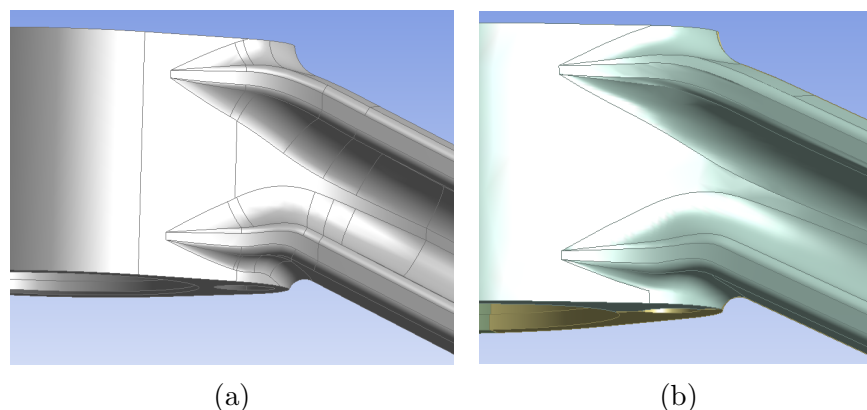


Figura 7.6: Comparativa, tras haber reducido el número de aristas, de la geometría inicial, figura a), frente a la geometría final, figura b).

Como puede observarse, la geometría se ha limpiado y simplificado de aristas muy notablemente, lo que posteriormente facilitará mucho la tarea de realizar el mallado del componente. Sin embargo, hubo zonas que presentaron especiales problemas.

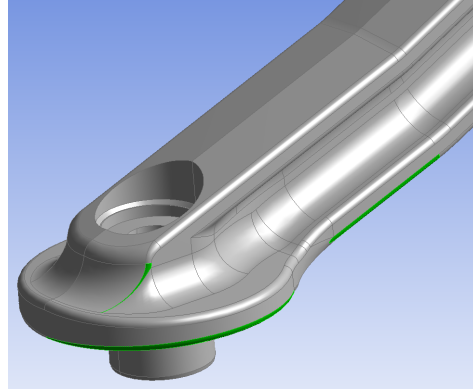


Figura 7.7: Zona conflictiva del modelo.

Tal y como se aprecia, en la zona mostrada aparecen una gran cantidad de aristas irregulares, algunas debidas a posibles imperfecciones a la hora de realizar el modelo CAD, que generan una gran cantidad de problemas. Adicionalmente, se ha resaltado en verde diversas áreas, que como puede observarse, generan geometrías que nada tienen que ver con la complejidad de la pieza, y que como ya se ha comentado, probablemente sean debidas a imperfecciones a la hora de realizar el modelo CAD desde el cual se parte.

Originalmente, a esta zona se le intentó dar el mismo tratamiento que al resto, limpiando la geometría lo máximo posible, eliminando todas las aristas sobrantes y reduciendo el número de superficies al mínimo. Sin embargo, las pequeñas geometrías existentes eran tan irregulares, que una vez simplificada la zona, las geometrías resultantes presentaban irregularidades igualmente, creando geometrías ficticias e imposibilitando una buena labor a la hora de mallar el modelo, posteriormente.

Tratando el problema desde otro enfoque, se comprobó la relevancia de la zona en cuestión para evaluar si sería influyente a la hora de realizar la simulación y determinar los resultados finales, o por el contrario, carecería de importancia al ser una zona poco solicitada.

En una primera aproximación, observando el sistema en su conjunto (figura 6.1) con ojo crítico, puede observarse como la zona en cuestión está rígidamente unida al soporte del cubo de rueda. Teniendo esto en cuenta, se puede suponer que la zona presenta una rigidez bastante elevada, que impedirá en buena medida las deformaciones de la misma, no generando importantes estados tensionales. A partir de esta observación, puede comenzar a sospecharse que la zona conflictiva no va a tener especial incidencia en el dimensionamiento del componente.

No obstante, para corroborar las suposiciones planteadas, se realizó un pre-análisis del componente para tener una idea del comportamiento y de la distribución de tensiones del mismo. Concretamente, se realizó un análisis estático estructural, considerando las condiciones de contorno que se muestran en la siguiente figura:

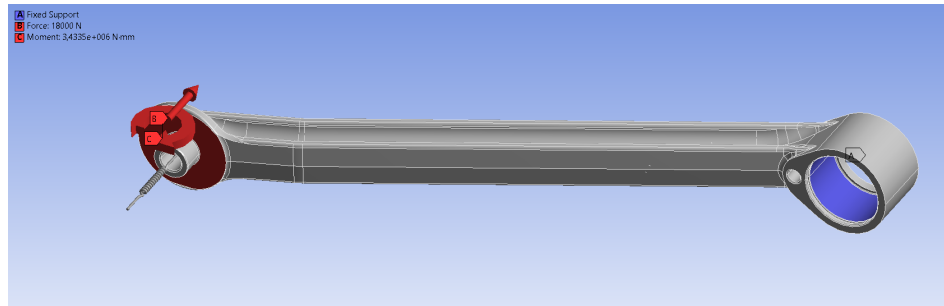


Figura 7.8: Configuración del pre-análisis estático realizado.

La zona sombreada de azul se supuso perfectamente empotrada, que si bien permite una cierta tolerancia al giro, tal y como se verá en apartados posteriores, como aproximación resultaba válida; y en la zona de unión del componente con el soporte del cubo de rueda, se simuló una rigidez aproximada insertando un elemento muelle (el valor exacto de esta rigidez se calculará en apartados posteriores para el análisis estricto). Como cargas se supusieron una fuerza y un momento (que como se verá más adelante, suponen la resultante de una fuerza de frenado, que será el caso de carga crítica para esta suspensión), como se aprecian en la imagen, de valor representativo. Como se ha comentado, los resultados carecían de importancia en esta simulación, siendo el único objetivo conocer el camino de tensiones que experimentarían el componente, para distinguir las zonas tensionalmente críticas y las irrelevantes.

Con respecto al mallado, se realizó una malla basta a base de elementos tria, que suponen el tipo de elemento que mayor facilidad proporciona a la hora de realizar cualquier tipo de mallado. Los resultados obtenidos, se muestran a continuación:

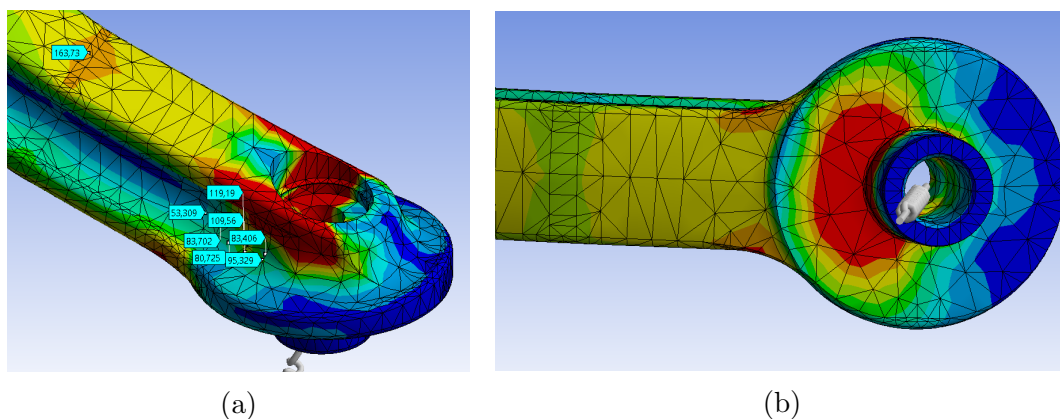


Figura 7.9: Resultados obtenidos del pre-análisis.

La zona roja mostrada en la figura 7.9a, realmente no tiene importancia, debido a que muestra tensiones más grandes de lo normal debido a dos motivos; primeramente, se encuentra cerca de una zona donde se ha aplicado una condición de contorno (rigidez del muelle), por lo que los resultados cercanos a dicha zona no son fiables, y en segundo lugar, en la realidad, dicha zona va a estar fuertemente rigidizada por una unión atornillada, por lo que claramente apenas va a sufrir deformaciones, ni va a estar sometida al estado tensional que se muestra

en la simulación. Con respecto a la figura 7.9b, pueden argumentarse los mismos motivos que se acaban de comentar, la zona roja se muestra en zonas cercanas a la cara de aplicación de las cargas, o directamente en la misma cara, y siendo la zona que va a estar en contacto con el soporte del cubo de rueda, parece claro que las únicas tensiones existentes serán las debidas a fuerzas de contacto, que en ningún caso coincidirán con las que se muestran en la figura, y no serán las determinantes en el dimensionamiento del componente. En resumen, las zonas rojas visibles de mayor tensión son debidas, principalmente, a la falta de simulación de la rigidez de la unión del componente con el cubo de rueda, que rigidizaría toda la zona, reduciendo en gran medida las tensiones mostradas.

Conociendo esto, el objetivo de la simulación era comparar las tensiones existentes en la transición de secciones del componente, y las resultantes en la zona de redondeo de la zona conflictiva. Dichas tensiones se han reflejado en la figura 7.9a, pudiendo comprobar que, como podía haberse esperado, la zona crítica de diseño se encuentra en la de transición de secciones del componente. Por tanto, puesto que se ha demostrado que la zona conflictiva del componente no acabaría siendo determinante para el análisis del mismo, se ha optado por suprimir directamente dicha zona del cálculo (en posteriores apartados se explicará por qué opción se ha optado para compensar dicha zona).

Finalmente, a la hora de realizar el mallado, es conveniente dividir la pieza por sus ejes de simetría y zonas clave, ya que de esta manera se obliga a la malla a pasar por las mismas, generando paralelamente una malla lo más simétrica y constante posible. Para conseguir este efecto, se ha dividido el componente en 8 subcomponentes, realizando una primera división por su eje de simetría, y 3 divisiones posteriores en zonas clave del mismo. Con el objetivo de obtener una geometría lo más optimizada posible para el posterior mallado, el modelo final utilizado es el siguiente:

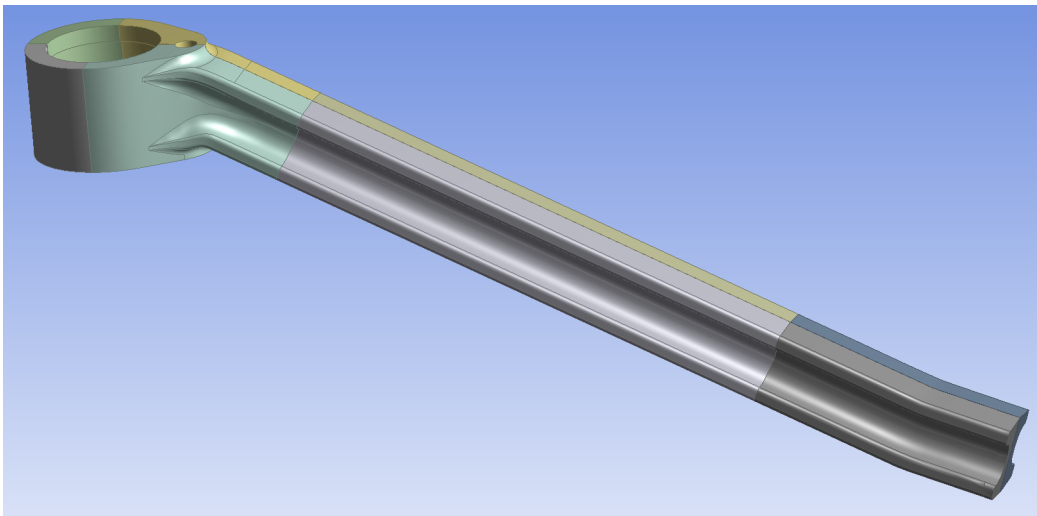
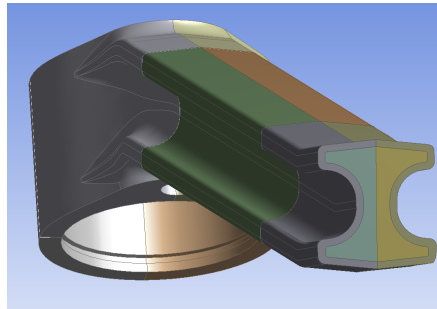


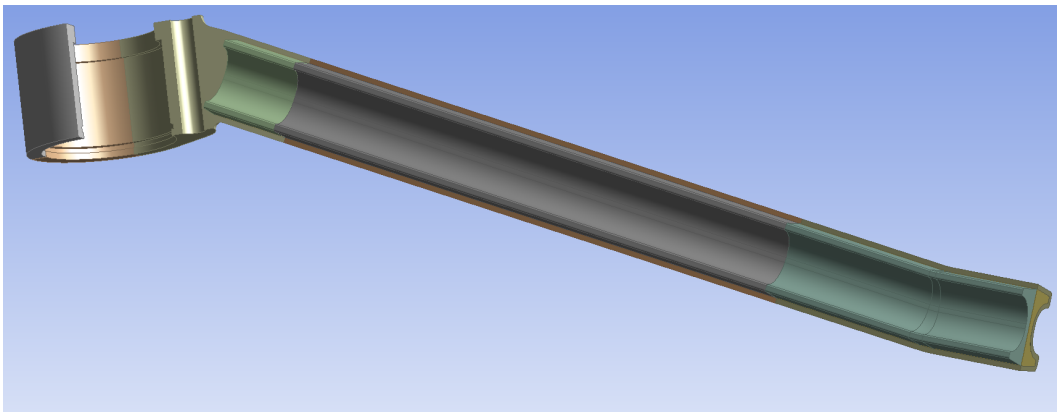
Figura 7.10: Modelo de geometría final empleado para el modelo sin núcleo.

7.2.2. Modelo con núcleo

Todo lo expuesto para el modelo sin núcleo en el apartado 7.1.1 es válido para éste, partiendo por tanto del modelo final mostrado en la figura 7.10. La única diferencia con respecto al modelo sin núcleo, precisamente, es la división extra de la geometría para la creación de una serie de partes adicionales que constituirán el núcleo.



(a)



(b)

Figura 7.11: Modelo de geometría final empleado para el modelo con núcleo.

Como puede observarse, la parte perteneciente al núcleo llega hasta el comienzo de la zona que irá empotrada con rigidez finita al giro; esto es así ya que al ser una zona donde se ha aplicado directamente una condición de contorno carecerá de interés para el cálculo, por lo que un exceso de detalle no aportaría ninguna mejora en la precisión de los resultados y simulación del comportamiento real, mientras que, en cambio, sí supondría añadir una complejidad geométrica innecesaria, que posteriormente podría causar problemas.

Finalmente, el modelo geométrico con núcleo estará compuesto por 14 subcomponentes, a los cuales, posteriormente, se le asignará su material correspondiente para la simulación, en función de si es una parte correspondiente al núcleo (espuma de polipropileno), o al recubrimiento de compuesto (T300/5208).

7.3. Modelo mecánico

Una vez definidos los materiales que se emplearán para la simulación, así como tener optimizada la geometría del modelo, el siguiente paso será la construcción del modelo mecánico que recree el fiel comportamiento del componente, en condiciones de operatividad, tratando de ser lo más óptimo computacionalmente posible.

7.3.1. Asignación de materiales

En el modelo sin núcleo, únicamente existirá un material, el acero aleado 34CrMo4, puesto que la pieza estará fabricada en su totalidad con dicho material.

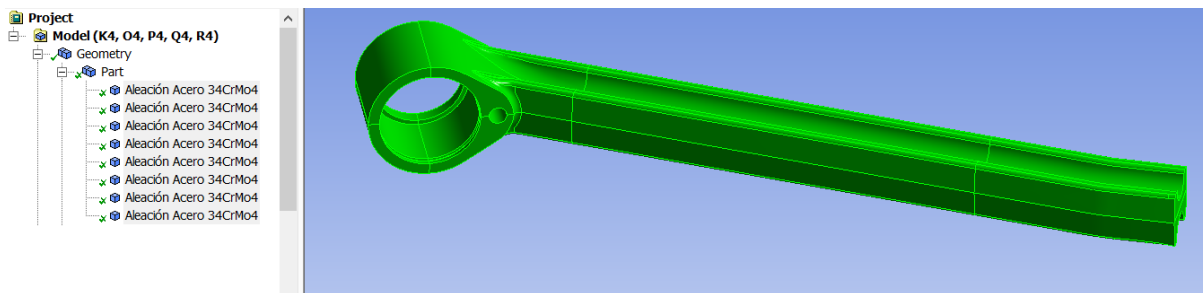
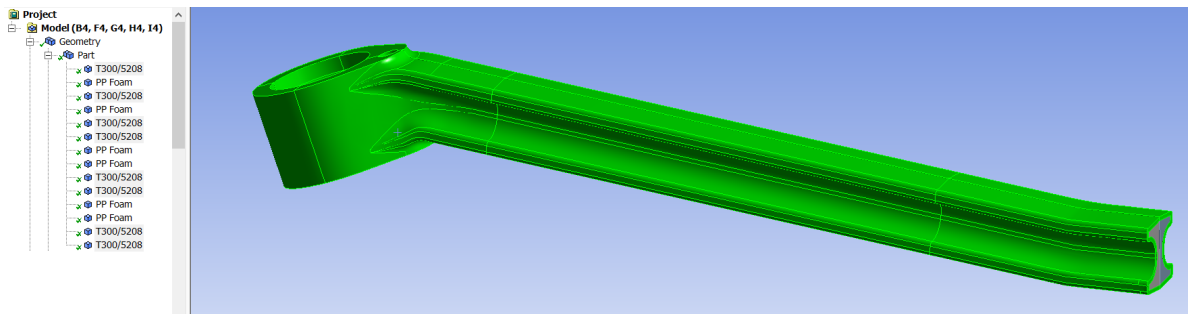
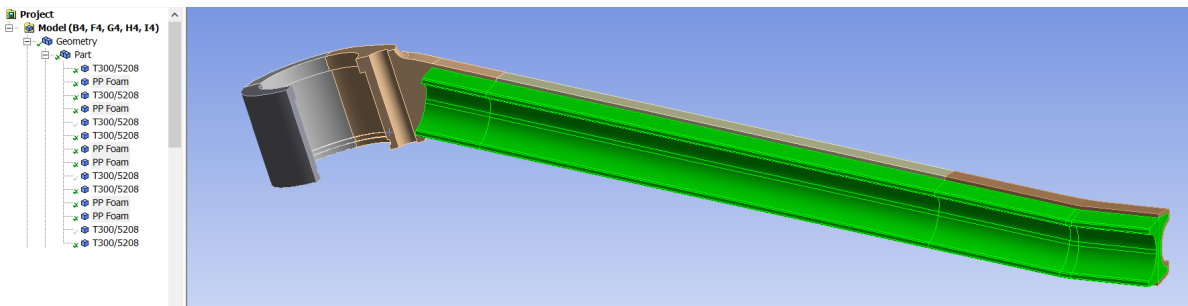


Figura 7.12: Asignación de materiales en el modelo sin núcleo.

Con respecto al modelo con núcleo, se ha asignado a cada subcomponente su material de definición, tal y como se muestra a continuación:



(a) Compuesto T300/5208



(b) PP Foam

Figura 7.13: Asignación de materiales en el modelo con núcleo.

Destacar que, una vez aplicados los correspondientes materiales a los diferentes modelos implementados, el modelo de acero aleado presenta un peso de 10,5 kgs, por los 0,98 kgs del modelo de material compuesto, apreciándose una notable reducción del peso en el segundo caso.

7.3.2. Puntos remotos

Como ya se comentó en el apartado 7.1.1, se suprimió del modelo la zona de unión del componente con el soporte del cubo de rueda, por los motivos allí expuestos. No obstante, dicha zona posee especial importancia, ya que, al ser la parte de unión entre diferentes componentes de la suspensión, a través de ella se produce la transmisión de fuerzas, así como la existencia de importantes rigideces debidas a la mencionada unión. Por tanto, esta zona no puede suprimirse e ignorarse sin tomar las medidas necesarias para considerar los efectos en la misma.

Para suplir estas carencias, sustituir la zona suprimida y considerar los efectos allí generados, se ha implementado una restricción de carácter multipunto (MPC), generando un punto remoto justo en el centro de la zona donde se produciría la unión entre componentes (punto medio del agujero).

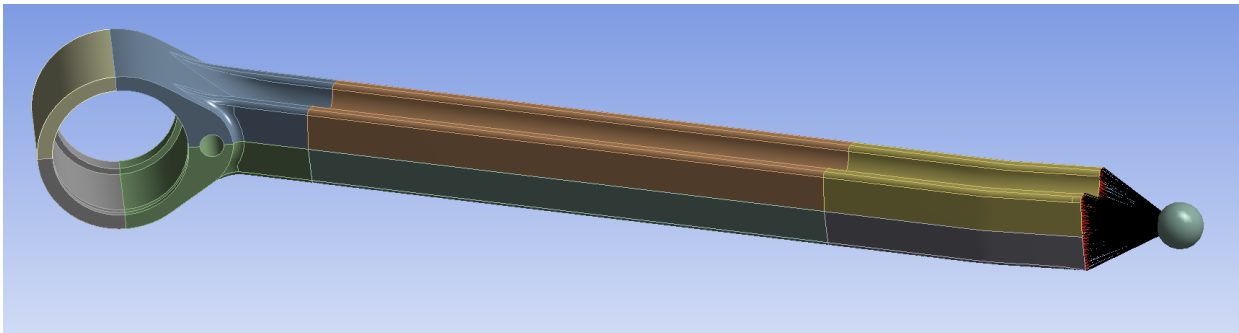


Figura 7.14: Punto remoto sustituyendo la zona suprimida.

Como puede observarse, el punto remoto estará directamente conectado con la sección de corte, por la cual se suprimió la zona en cuestión, de manera que todos los nodos de dichas caras quedarán conectados directamente con el nodo generado en el punto remoto. El comportamiento del mismo se ha definido como deformable, esto es, siendo el nodo del punto remoto denominado como nodo maestro, y los de las caras, nodos esclavos o conducidos, las deformaciones y desplazamientos sufridos por el nodo maestro estarán directamente conectados a los nodos conducidos, de manera que esto influirá directamente en los desplazamientos y deformaciones de los mismos.

Dicho punto remoto, posteriormente, servirá como punto de aplicación de diversas condiciones de contorno que tratarán de simular el comportamiento real de dicha zona, de manera que los desplazamientos y deformaciones transmitidas a los nodos conducidos simulen el comportamiento real del componente en su conjunto, como si no se hubiera suprimido ninguna parte del mismo.

7.3.3. Mallado

Para realizar el mallado de los modelos, el primer paso fue agrupar todos los subcomponentes que formaban los mismos en una sola parte (realizando esta acción para cada modelo, con y sin núcleo). Esto se realiza así, ya que es la manera que tiene Ansys de forzar al mallado a que tenga continuidad entre los diferentes subcomponentes que formen la parte definida. Si no se hiciera así, podría ocurrir que las mallas fueran muy diferentes para cada subcomponente, no existiendo conexiones entre ellos, por lo que no se simularía el modelo como un todo, y los resultados serían completamente erróneos al perder la física del modelo. Esta agrupación puede observarse en los árboles de operaciones que se muestran en las figuras 7.12 y 7.13 (subcomponentes agrupados en las partes denominadas “Part”).

El tipo de elemento predominante empleado para generar la malla es el denominado elemento *quad*, formado por 4 nodos, debido a las ventajas que ofrece con respecto a los elementos *tria*, de 3 nodos.

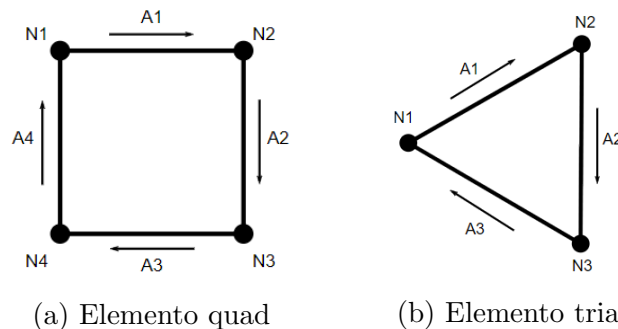


Figura 7.15: Tipos de elementos empleados para el mallado.

Los elementos *tria*, también son conocidos como elementos “triángulo de deformación constante” (abreviados CST, del inglés *constant strain triangle*), debido a la particularidad, en la cual, la deformación se mantiene constante en todo el elemento, que a su vez, provoca que los valores del tensor de tensiones de todo el elemento también se mantengan constantes. Este hecho no tiene por qué cumplirse en una situación real, lo que puede dar lugar a un aumento de la rigidez del modelo debido a la malla, produciendo tensiones y desplazamientos menores de los reales, pudiendo ocasionar una fuente de error considerable a la hora de obtener los resultados. Principalmente, los errores debidos a esta particularidad serán mayores en modelos donde existan gradientes de tensión/deformación considerables. Los elementos tipo *quad*, también pueden llegar a añadir una rigidez extra al modelo (en este caso, debido a que pueden producir una componente de deformación cortante ficticia), pero mucho menor que en el caso de los elementos *tria*, por lo que los resultados serán más precisos con este tipo de elementos.

Además, las funciones de interpolación son diferentes en elementos *tria* y *quad*, siendo más exactas las de este último tipo de elementos al contar con un nodo más. Llegados a este punto, se podría haber considerado la opción de emplear elementos de orden superior, como tetraedros o hexaedros, no obstante, es importante mantener un equilibrio entre precisión y gasto computacional, por lo que el uso de elementos con mayor número de nodos hubiera

supuesto un costo computacional demasiado elevado para una pequeña mejora en la precisión de los resultados, en este caso.

A pesar de todo, los elementos *tria* son muy útiles en casos donde la geometría sea muy compleja y difícil de mallar con elementos *quad*, por lo que, la combinación óptima a la hora de generar el mallado, suele ser una combinación de ambos tipos de elemento.

Siguiendo todas estas consideraciones, para los dos modelos planteados, se ha generado una malla con elementos *quad*, predominantemente, y elementos *tria*, para completar la malla en las geometrías más problemáticas, con un tamaño de elemento general de 4.5 mm.

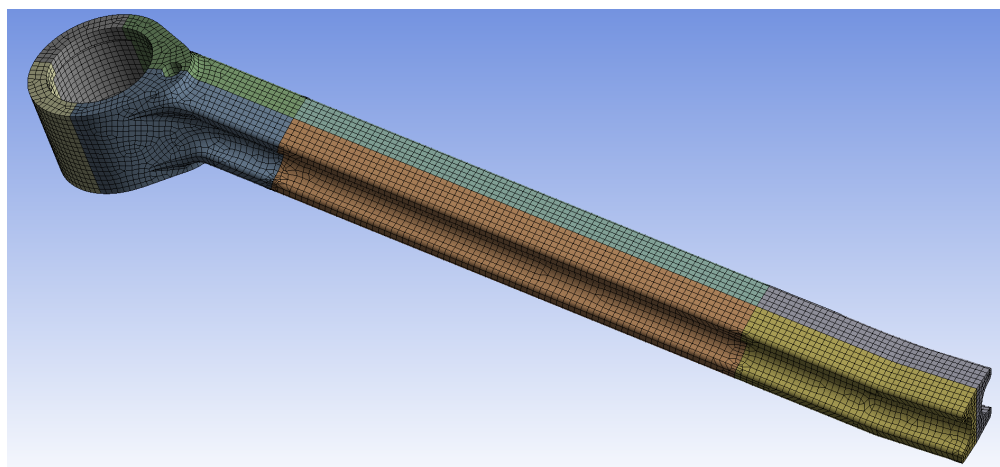


Figura 7.16: Malla general para los modelos empleados.

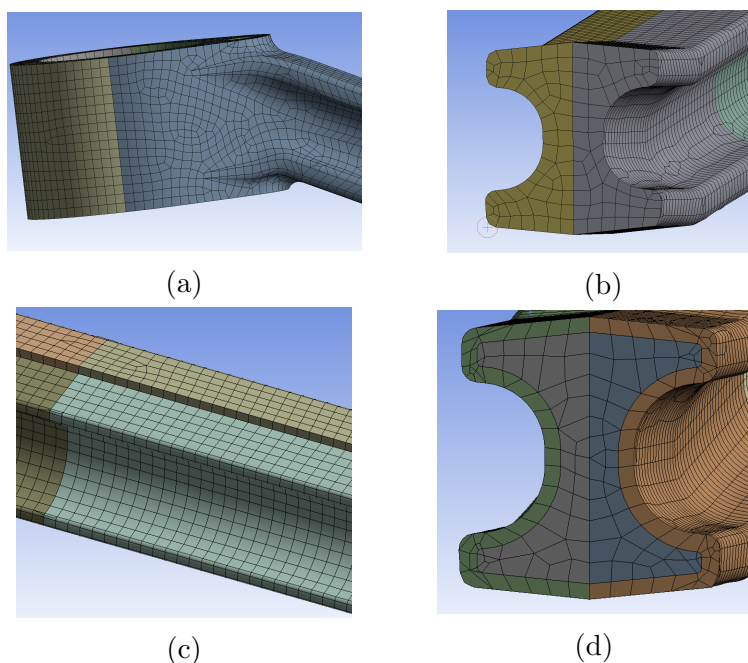
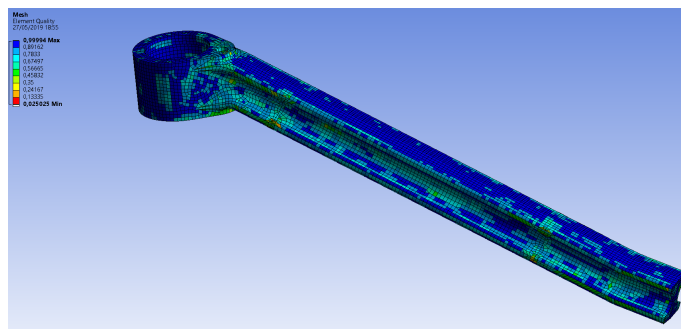


Figura 7.17: Detalles de la malla generada para los modelos sin núcleo (figuras a) y b)) y con núcleo (figuras a), c) y d)).

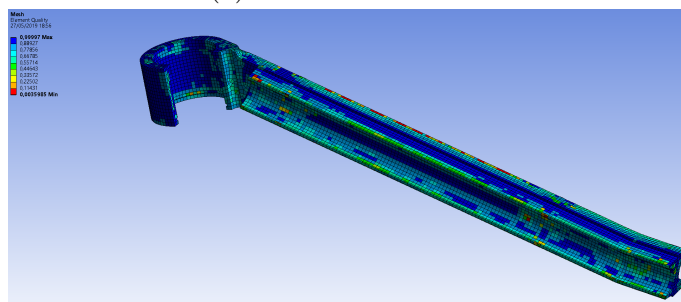
Para conocer la calidad de la malla, Ansys dispone de una serie de parámetros que tratan de evaluar la misma. Los más importantes son los siguientes:

- *Element quality*: proporciona un parámetro de medida de calidad del elemento, que oscila entre 1 y 0. Básicamente, se trata de calcular, para cada elemento, el ratio entre su área y la suma de las longitudes de sus bordes al cuadrado, multiplicado por un cierto factor, en función del tipo de elemento. Un valor de 1 significaría un cubo perfecto, mientras que un valor de 0 haría referencia a un área nula o negativa.
- *Aspect ratio*: proporciona una medida de la desviación del elemento a tener todos sus lados iguales. Un valor muy elevado del aspect ratio ocurriría en elementos muy grandes y delgados (podría ocurrir al imponer un tamaño de malla demasiado grande). Un valor de 1 significaría que todos los lados son iguales.
- *Skewness*: es una de las principales medidas de calidad de una malla, y determina cuán cerca se encuentra un elemento a ser ideal. Sus valores oscilan entre 0 y 1, siendo 0 para un elemento ideal, y 1 para un elemento degenerado. Se consideran valores aceptables hasta 0.75.
- *Orthogonal quality*: proporciona un parámetro de medida de la ortogonalidad del elemento, con un rango de calidad que oscila entre 0 y 1. Valores de 1 significarán que todos los bordes del elemento son perfectamente ortogonales, mientras que 0 es el peor resultado posible.

Teniendo en cuenta todos los parámetros comentados, se ha evaluado la calidad de la malla con respecto a los criterios establecidos.

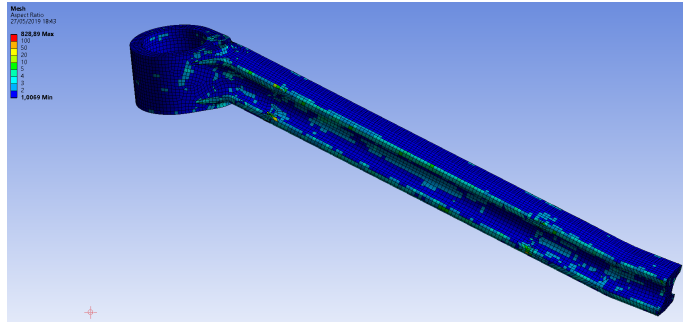


(a) Modelo sin núcleo.

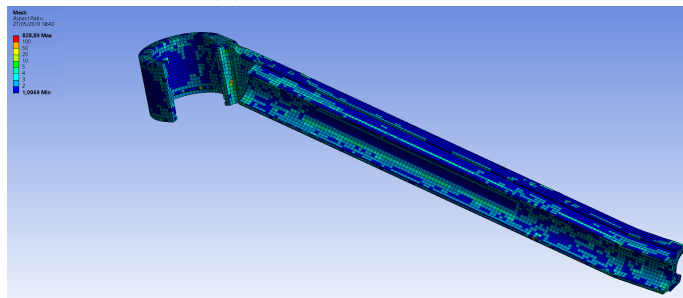


(b) Modelo con núcleo.

Figura 7.18: Evaluación del parámetro *Element Quality* para las mallas generadas.

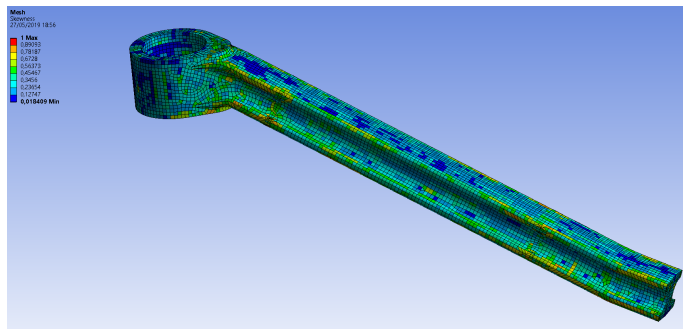


(a) Modelo sin núcleo.

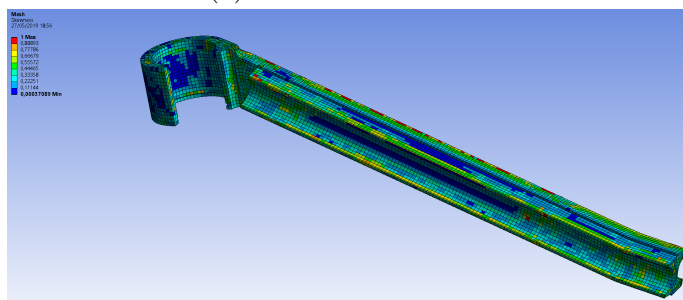


(b) Modelo con núcleo.

Figura 7.19: Evaluación del parámetro *Aspect Ratio* para las mallas generadas.

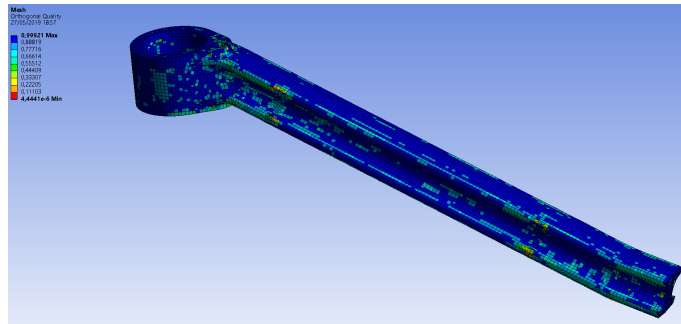


(a) Modelo sin núcleo.

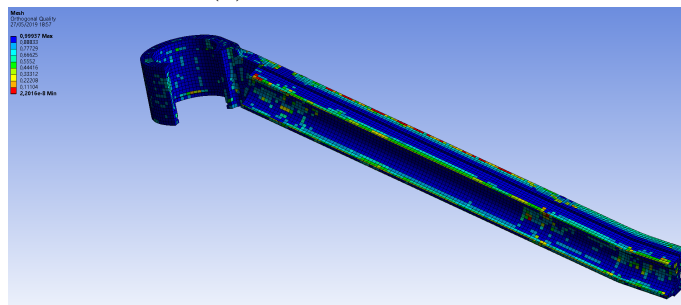


(b) Modelo con núcleo.

Figura 7.20: Evaluación del parámetro *Skewness* para las mallas generadas.



(a) Modelo sin núcleo.



(b) Modelo con núcleo.

Figura 7.21: Evaluación del parámetro *Orthogonal quality* para las mallas generadas.

Como puede comprobarse, a excepción de elementos aislados (en el modelo con núcleo, principalmente), las mallas generadas cumplen con los criterios establecidos por los parámetros de calidad, presentando, además, muy buenos resultados. Puede asegurarse, por tanto, la convergencia de los resultados y una precisión adecuada para la obtención de los mismos.

7.3.4. Condiciones de contorno

Para una correcta interpretación de las condiciones de contorno aplicadas, se hará uso del siguiente esquema.

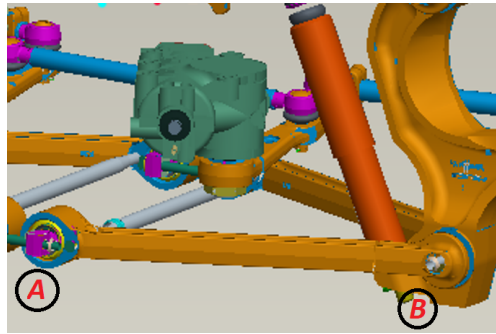


Figura 7.22: Esquema de conjunto del componente estudiado.

El punto A, señalado en la figura 7.22, actuará como eje de pivote para los desplazamientos verticales, originados en el soporte del cubo de rueda, que los transmitirá al brazo de la suspensión a través de la unión atornillada existente en el punto B (punto remoto en el modelo mecánico).

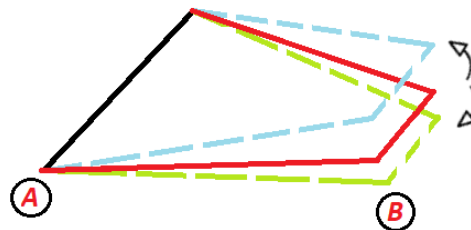


Figura 7.23: Esquema de funcionamiento del sistema de suspensión ante sollicitaciones verticales.

Dicho esto, la condición de contorno en el punto A, que más se asemeja al comportamiento real, puede suponerse como un empotramiento; sin embargo, en dicha conexión el giro está ligeramente permitido, no pudiendo suponerse totalmente restringido como en un empotramiento al uso, por lo que será necesario calcular la rigidez al giro que albergue dicha conexión. Con respecto al punto B, éste se encuentra rígidamente unido al soporte del cubo de rueda mediante una unión atornillada, por lo que el giro se encuentra completamente liberado; de tal manera, las condiciones de contorno a aplicar en dicho punto se resumirán en el cálculo de las rigideces en las diferentes direcciones que proporciona la mencionada unión.

El cálculo de las rigideces en cuestión puede ser bastante complejo, y en ningún caso podrá realizarse con un cálculo directo, ya que influyen elementos de la suspensión como amortiguadores, resortes, etc. La manera más óptima y precisa de obtener estos datos sería a partir de un modelo dinámico multicuerpo de la suspensión al completo, y obtener las rigideces en cuestión a partir del mismo. Desafortunadamente, para el desarrollo del presente trabajo, no se ha contado con la posibilidad de poder disponer de dicho modelo multicuerpo; sin embargo,

sí que se ha podido contar con un modelo de elementos finitos de una suspensión completa, similar a la estudiada en este trabajo. Dicho modelo FEM de suspensión se empleará para obtener, mediante métodos alternativos, un valor aproximado de las rigideces existentes en el modelo de estudio, que permitan simular de manera aproximada un comportamiento real del componente, a partir de unas sollicitaciones de referencia.

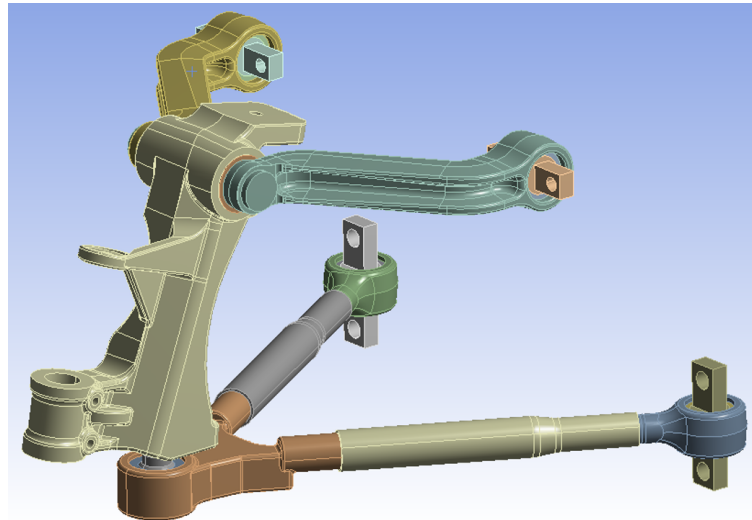
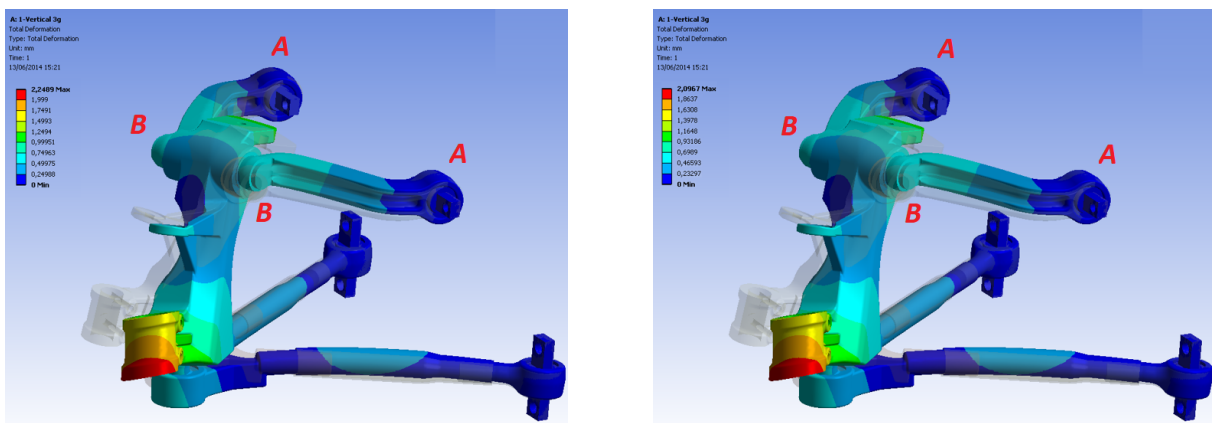


Figura 7.24: Modelo FEM de suspensión de referencia para estimar rigideces.

• Cálculo de rigidez angular en punto A

Para el cálculo analítico de la rigidez angular que posee el empotramiento definido en el punto A, se han realizado dos simulaciones con el modelo FEM de referencia, expuesto en la figura 7.24: en ambas simulaciones, se ha considerado una fuerza vertical de 3g en el punto de aplicación del modelo; considerando, en un caso, la unión del componente (equivalente al del modelo de estudio) como empotramiento perfecto, y en el otro caso, conservando intactas las propiedades definidas para la unión en cuestión, es decir, considerando el giro.



(a) Modelo real.

(b) Modelo empotrado en A.

Figura 7.25: Simulación bajo carga vertical de 3g del modelo FEM experimental.

A tenor de los resultados mostrados, los desplazamientos obtenidos se muestran a continuación:

	Modelo real	Modelo empotrado
δ_B (mm)	0,5	0,468

Tabla 7.1: Desplazamientos obtenidos en el modelo FEM.

La diferencia de desplazamientos obtenida se debe a la diferencia de rigideces en el punto A, entre una simulación y otra. Por tanto, se tratará de calcular analíticamente el valor de la rigidez angular que hay que aplicar en el punto A para obtener la diferencia de desplazamiento, con respecto al modelo empotrado.

Se supondrá el brazo de la suspensión como una viga empotrada, sobre la que hay aplicada una fuerza puntual en el extremo de 3g. Teniendo en cuenta que la suspensión modelo se ha diseñado para soportar el mismo peso que la suspensión de estudio, es decir, 3500 kgs, a cada brazo le corresponderán 875 kgs, y la fuerza tendrá un valor de:

$$F = mg = 875 * 3 * 9,81 = 25.571N \quad (7.1)$$

Para una viga empotrada con una carga puntual F en su extremo libre, el ángulo de giro y su rigidez angular, tienen las siguientes expresiones:

$$\theta = \frac{FL^2}{2EI}, \quad k_\theta = \frac{2EI}{L^2} \quad (7.2)$$

$$F = k_\theta * \theta, \quad k_\theta = \frac{F}{\theta} \quad (7.3)$$

Por tanto, se trata de calcular la rigidez angular equivalente al ángulo originado por la diferencia de desplazamientos entre una simulación y otra, que vendrá dada, precisamente, por la diferencia de rigideces ya comentada. De tal manera:

$$\Delta\delta = \delta_B^{Empotrado} - \delta_B^{Real} = 0,05 - 0,468 = 0,032mm \quad (7.4)$$

Para ángulos y desplazamientos muy pequeños, puede ignorarse la deformación de la viga, suponiendo que el desplazamiento ha ocurrido como sólido rígido, y posibilitando el uso de las relaciones trigonométricas. Considerando esto, y tomando un valor de 620 mm como longitud del componente, puede calcularse el giro asociado a la diferencia de desplazamiento como:

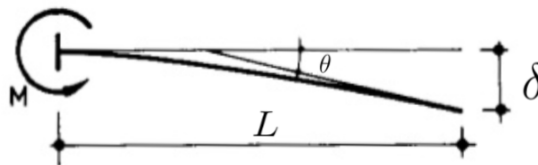


Figura 7.26: Esquema de una viga empotrada.

$$\operatorname{tag}(\Delta\theta) = \frac{\Delta\delta}{L} = \frac{0,032}{620}, \quad \Delta\theta = 2,957 * 10^{-3} \operatorname{deg} \quad (7.5)$$

En un empotramiento perfecto, al no existir giro en el mismo, la rigidez angular sería infinita:

$$\operatorname{Si} \Delta\theta = 0, \quad k_{\theta} = \frac{F}{\Delta\theta} = \frac{P}{0} = \infty \quad (7.6)$$

En el caso estudiado, se ha calculado que se ha generado un giro de $2,957 * 10^{-3}$ grados en el empotramiento, por lo tanto, la rigidez angular en el mismo tendrá un valor de:

$$k_{\theta} = \frac{F}{\Delta\theta} = \frac{25.571}{2,957} = 8.585.400 \operatorname{N/deg} \quad (7.7)$$

Por tanto, se ha aplicado en el modelo de Ansys una condición de contorno tipo *Revolute*, que simula las condiciones de un empotramiento, permitiendo añadir una determinada rigidez angular. Con un valor de rigidez de 8.585.400 N/deg, se ha aplicado en en las caras correspondientes.

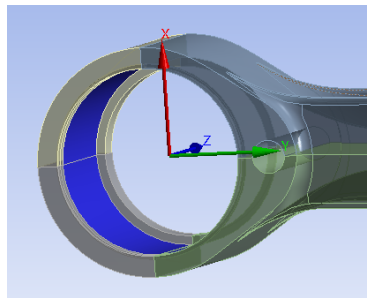


Figura 7.27: Condición de contorno tipo *Revolute* aplicada en el punto A.

• Cálculo de rigidez en el eje X en punto B

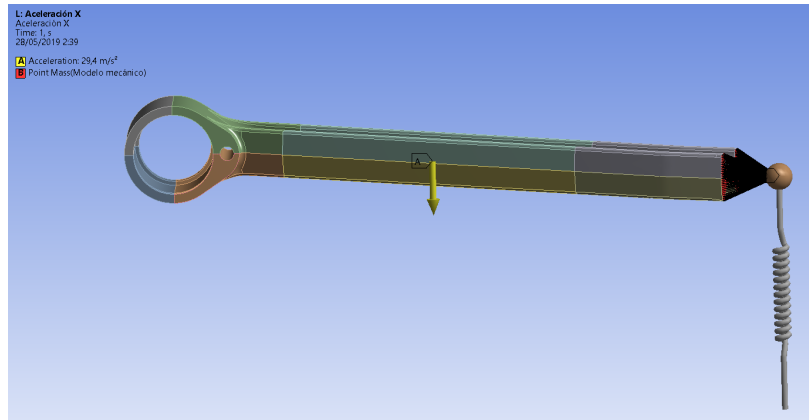
La rigidez proporcionada por la unión en el punto B, entre el componente y el soporte del cubo de rueda, se ha calculado por iteración, aprovechando los resultados obtenidos en la simulación de la suspensión de referencia, en el apartado anterior.

A partir de los resultados de desplazamiento obtenidos en el modelo real de referencia (tabla 7.1), ante una carga vertical de $3g$, se realizará esta misma simulación en el componente de estudio en las mismas condiciones, introduciendo una rigidez externa en el punto B, en la dirección X, modificando el valor de la misma, de manera iterativa, hasta alcanzar el mismo desplazamiento que se obtuvo en el modelo de referencia.

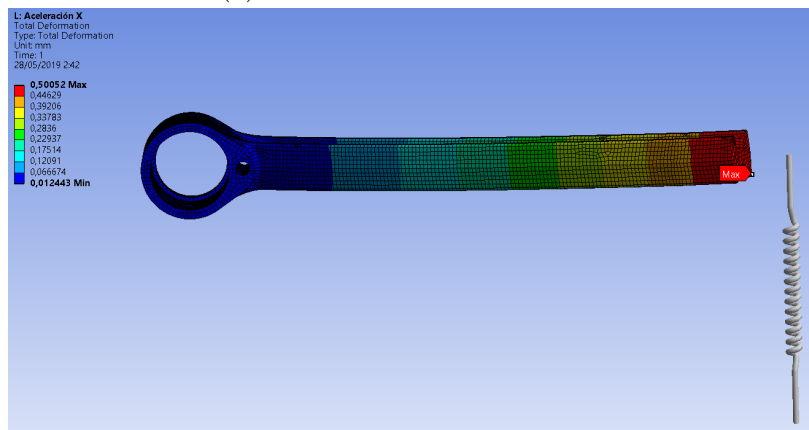
De esta manera, añadiendo esta rigidez ficticia, se simulará el comportamiento real (de manera aproximada, puesto que los cálculos están basados en los resultados de un modelo de suspensión similar, pero no idéntica) del brazo de suspensión, ante sollicitaciones verticales.

La simulación se realizará empleando el modelo sin núcleo, fabricado de acero aleado 34CrMo4, y la rigidez en el punto B se introducirá en Ansys añadiendo un muelle con rigidez equivalente, en la dirección X. Dicho muelle estará conectado en el punto remoto, al igual que la

masa de 875 kgs. Por tanto, introduciendo una aceleración vertical de 3g en el modelo, se realizarán diversas simulaciones hasta alcanzar el valor de rigidez óptimo que permita un desplazamiento de 0,5 mm en el punto remoto (punto B), en la dirección del eje X.



(a) Condiciones de simulación.



(b) Desplazamientos obtenidos para $k_x = 45.968 N/mm$.

Figura 7.28: Simulación bajo aceleración vertical de 3g del modelo sin núcleo de estudio.

El valor de rigidez del muelle introducido en Ansys, que ha proporcionado los desplazamientos que se muestran en la figura 7.28, es de 45.968 N/mm. Por tanto:

$$k_x = 45.968 N/mm \tag{7.8}$$

De manera orientativa, para tener algún dato de referencia sobre el resultado obtenido, la ecuación de un muelle a tracción/compresión es $F = kx$, por lo que realizando este cálculo, debería obtenerse un resultado aproximado al hallado mediante la simulación FEM.

$$F = k_x * \delta, \quad k_x = \frac{F}{\delta}, \quad k_x = \frac{875 kgs * 3 * 9,81 m/s^2}{0,5 mm} = 51.142 N/mm \tag{7.9}$$

El resultado obtenido por elementos finitos es menor, ya que considera otros factores, como la influencia de la rigidez propia del componente; sin embargo, el orden de magnitud es similar, y puede darse por válido el resultado obtenido.

- Cálculo de rigidez en el eje Z en punto B

En este eje, por un lado, las solicitaciones son muy bajas con respecto al resto, y por otro lado, en el diseño del sistema de suspensión, no se espera que existan desplazamientos considerables en dicho eje. Por tanto, directamente se considerará que no existen desplazamientos en este eje, y que la rigidez es infinita.

Nuevamente, esta condición de contorno se introducirá en Ansys a través de un muelle, con un valor de rigidez equivalente muy elevado, a lo largo de la dirección Z.

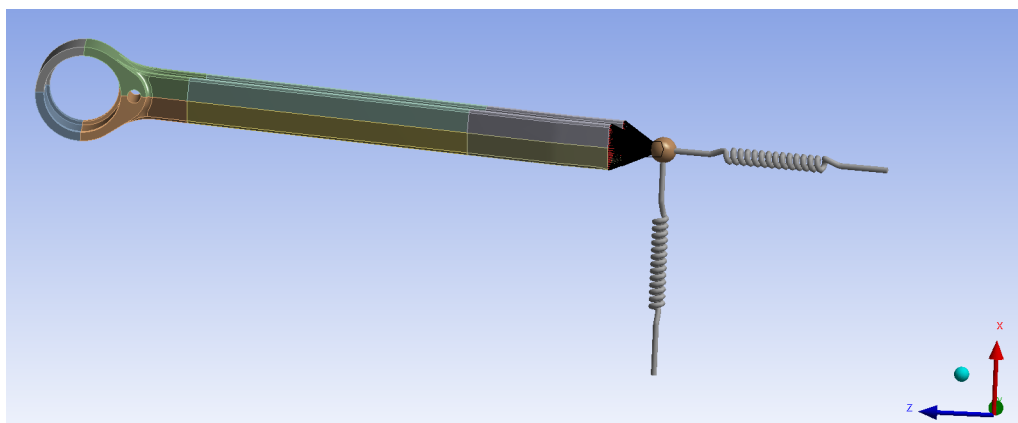


Figura 7.29: Introducción de rigidez infinita en el eje Z.

Se ha tomado un valor de $k_z = 10^{11}$ N/mm, por tanto:

$$k_z = 10^{11} \text{ N/mm} \quad (7.10)$$

- Cálculo de rigidez en el eje Y en punto B

Se estudiará de manera idéntica al procedimiento de cálculo de la rigidez en el eje X. Para ello, se simulará una situación de frenado que solicite al componente en el eje Y.

Se ha simulado la suspensión de referencia ante una fuerza de frenado, en el eje Y, de 60 kN. Los desplazamientos obtenidos son los siguientes:

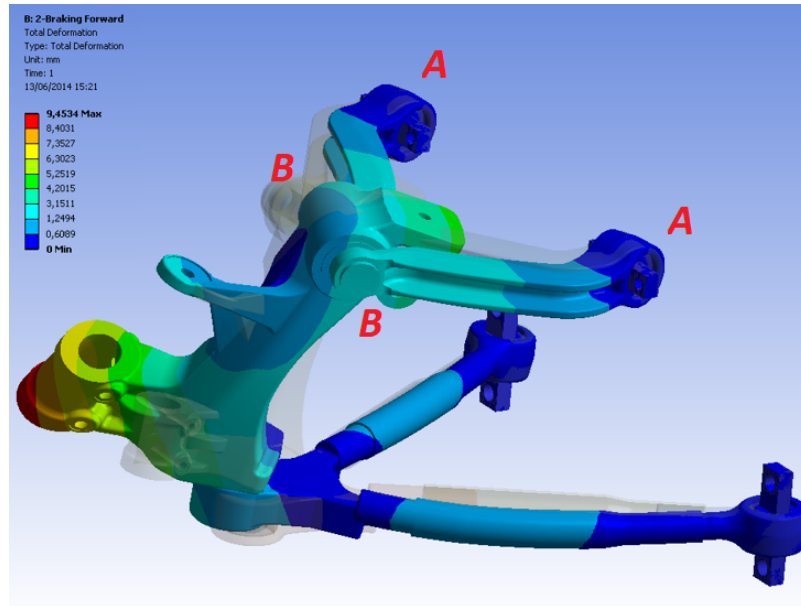


Figura 7.30: Desplazamientos del sistema de suspensión de referencia, ante situación de frenado.

Modelo de referencia	
δ_B (mm)	1,3

Tabla 7.2: Desplazamientos obtenidos en el modelo FEM.

Para simular las mismas condiciones, se empleará de nuevo el modelo sin núcleo, de acero 34CrMo4, y se someterá a una aceleración en el eje Y que, junto a la masa remota, resulte en la fuerza equivalente. En el modelo FEM de la suspensión equivalente, se introdujo una fuerza de frenado de 60 kN, por lo que a cada brazo le corresponderían 15kN; de tal manera, la aceleración equivalente que produce una fuerza de 15 kN tendrá un valor de:

$$a = \frac{F}{m} = \frac{15000N}{875kg} = 17,14m/s^2 \quad (7.11)$$

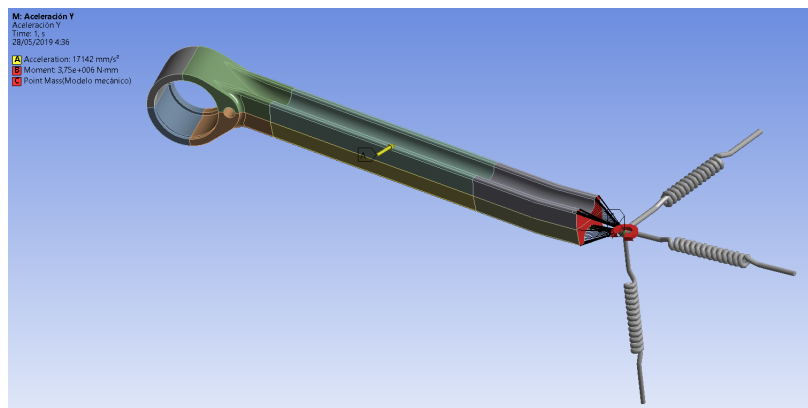
Sin embargo, la fuerza de frenado estaría aplicada en el cubo de rueda, a una cierta distancia del punto B, y al contrario que ocurría en el eje X, donde al ser la unión atornillada, el giro estaba liberado y no se generaba ningún momento, en este caso, el giro no se encuentra

liberado en el eje Y, y hay que considerar el momento generado por la fuerza de frenado. En la figura 6.1 puede apreciarse esto con claridad.

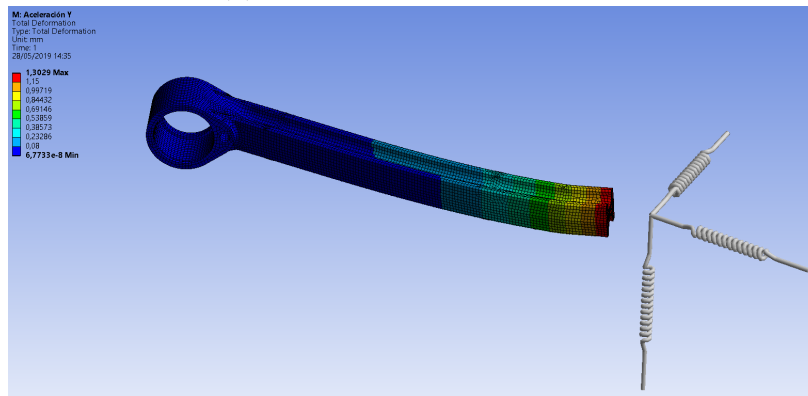
Existiendo una distancia, desde el cubo de rueda hasta el punto B de 250 mm, el momento a considerar tendrá un valor de:

$$M_B = F_y * d = 15.000N * 250mm = 3,75 * 10^6 Nmm \quad (7.12)$$

Dicho momento será aplicado alrededor del eje X, en el punto remoto, donde, nuevamente, se añadirá un muelle con una rigidez equivalente, la cuál se calculará por iteración hasta que se produzca un desplazamiento máximo de 1,3 mm (tabla 7.2), al igual que en el modelo de referencia. Las condiciones de simulación y resultados obtenidos se muestran a continuación:



(a) Condiciones de simulación.



(b) Desplazamientos obtenidos para $k_y = 6174N/mm$.

Figura 7.31: Simulación bajo situación de frenado del modelo sin núcleo de estudio.

El valor de rigidez del muelle introducido en Ansys, que ha proporcionado los desplazamientos que se muestran en la figura 7.28, es de 6174 N/mm. Por tanto:

$$k_y = 6174N/mm \quad (7.13)$$

En este caso, no puede calcularse un valor orientativo usando la expresión $F = kx$ debido a la presencia del momento, de manera que la relación ya no es tan directa.

Finalmente, a modo de resumen, en la siguiente tabla se muestran todas las condiciones de contorno aplicadas (estas condiciones se aplicarán tanto al modelo de acero estructural como al de material compuesto):

Condiciones de contorno				
	Revolute	Muelle	Muelle	Muelle
Aplicación	Caras agujero, punto A	Punto remoto, eje X	Punto remoto, eje Y	Punto remoto, eje Z
Rigidez (N/mm)	8.585.400	45.968	6174	10 ¹¹

Tabla 7.3: Resumen de las condiciones de contorno aplicadas (valor de rigidez angular en la condición *Revolute*, en N/deg).

7.3.5. Cargas

A modo de avance del apartado 7.4, se realizarán cuatro tipo de análisis: estático estructural, modal, de respuesta harmónica y de vibración aleatoria. En el análisis modal, como se explicará más adelante, no existirán cargas aplicadas sobre el modelo, por lo que, en el presente apartado, se presentarán las cargas aplicadas como inputs en el análisis estático estructural, análisis de respuesta harmónica y en el análisis de vibración aleatoria.

- **Cargas aplicadas en análisis estático estructural y de respuesta harmónica**

En el análisis estático estructural se realizará un cálculo a extrema del componente, y optando por mantener un perfil conservador, se ha decidido realizar este análisis introduciendo como input de cargas la envolvente de las mismas. En el análisis de respuesta harmónica se tratarán de corroborar los resultados obtenidos en el análisis estático estructural, por lo que las cargas consideradas serán las mismas.

Como ya expuso en el apartado 6.2.2, las cargas de diseño del componente serán las aceleraciones registradas por los acelerómetros, que se muestran en la figura 6.10. Por tanto, la envolvente de aceleraciones de dichas cargas serán los máximos valores alcanzados en aceleración en el eje X, eje Y y eje Z del componente.

Aceleraciones máximas		
Eje X	Eje Y	Eje Z
23,91 m/s ²	19,54 m/s ²	4,56 m/s ²

Tabla 7.4: Envolvente de aceleraciones de diseño.

Adicionalmente, las aceleraciones en el eje Y, debidas principalmente a fuerzas de frenado, producen un momento en el punto B del componente (punto remoto del modelo) alrededor del eje X, como ya se pudo comprobar a la hora del cálculo de rigideces del punto B en el eje Y (apartado 7.3.4). Teniendo en cuenta la aceleración máxima de $19,54 \text{ m/s}^2$ en el eje Y, la masa de 875 kgs que soporta el componente, y la distancia de aplicación de la fuerza, desde el cubo de rueda al punto remoto, de 250 mm , el momento a considerar será:

$$F_y = ma_y = 875 \text{ kgs} * 19,54 \text{ m/s}^2 = 17.090,5 \text{ N}, \quad (7.14)$$

$$M_y^B = F_y * d = 17.090,5 \text{ N} * 250 \text{ mm} = 4,27 * 10^6 \text{ Nmm} \quad (7.15)$$

Por tanto, los inputs a considerar, tanto en el análisis estructural como en el de respuesta harmónica, serán:

Resumen de cargas		
	Aceleración (m/s^2)	Momento (Nmm)
Eje X	23,91	(-)
Eje Y	19,54	4,27e6
Eje Z	4,56	(-)

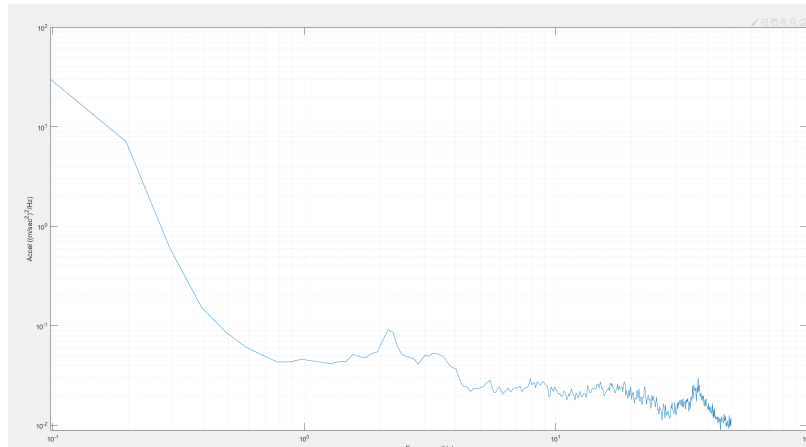
Tabla 7.5: Cargas de diseño consideradas (momentos aplicados en punto remoto).

En el apartado 7.4.1 y 7.4.3 se explicará en detalle como se ha procedido con estos datos para la realización del análisis.

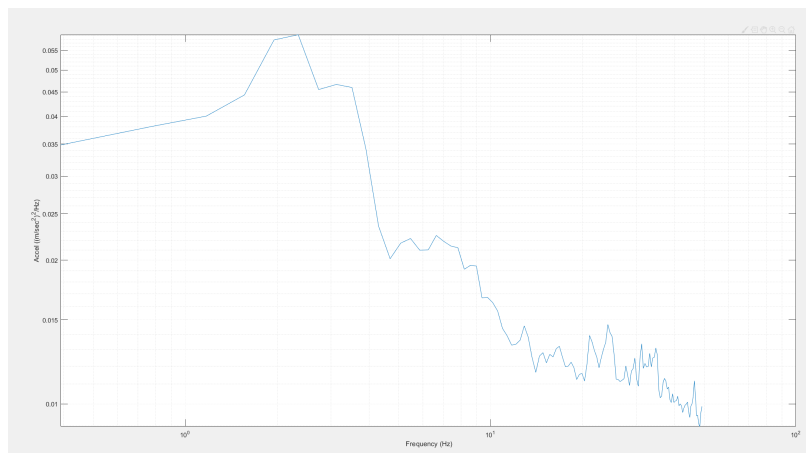
- **Cargas aplicadas en análisis de vibración aleatoria**

En el presente apartado, únicamente se mostrarán las cargas consideradas para la realización del análisis de vibración aleatoria. En el apartado 7.4.4 se explicarán en detalle los fundamentos del análisis, así como el significado de la naturaleza de las cargas consideradas para llevar a cabo el mismo.

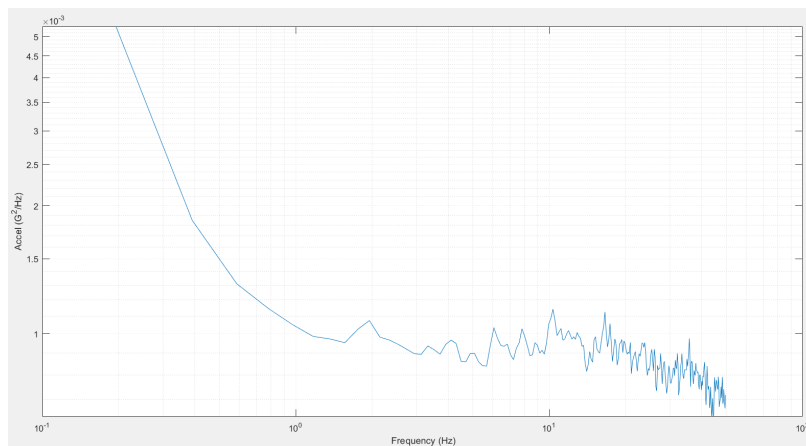
Sin entrar en más detalle, se introducirán, como inputs del análisis de vibración aleatoria, las funciones PSD de las gráficas temporales de aceleración mostradas en la figura 6.10. Dichas funciones se muestran a continuación.



(a) Función PSD de la gráfica temporal de la aceleración en X.



(b) Función PSD de la gráfica temporal de la aceleración en Y.



(c) Función PSD de la gráfica temporal de la aceleración en Z.

Figura 7.32: Funciones PSD consideradas para el análisis de vibración aleatoria.

En el apartado 7.4.4 se explicará en detalle como se ha procedido con estos datos para la realización del análisis.

7.4. Configuración de los análisis

En el presente apartado, se pretenden exponer los diferentes análisis realizados y sus fundamentos, así como el tipo de resultados que devolverá cada uno de ellos, y su implementación en FEM.

De manera global, éste es el esquema de proyecto de las simulaciones realizadas:

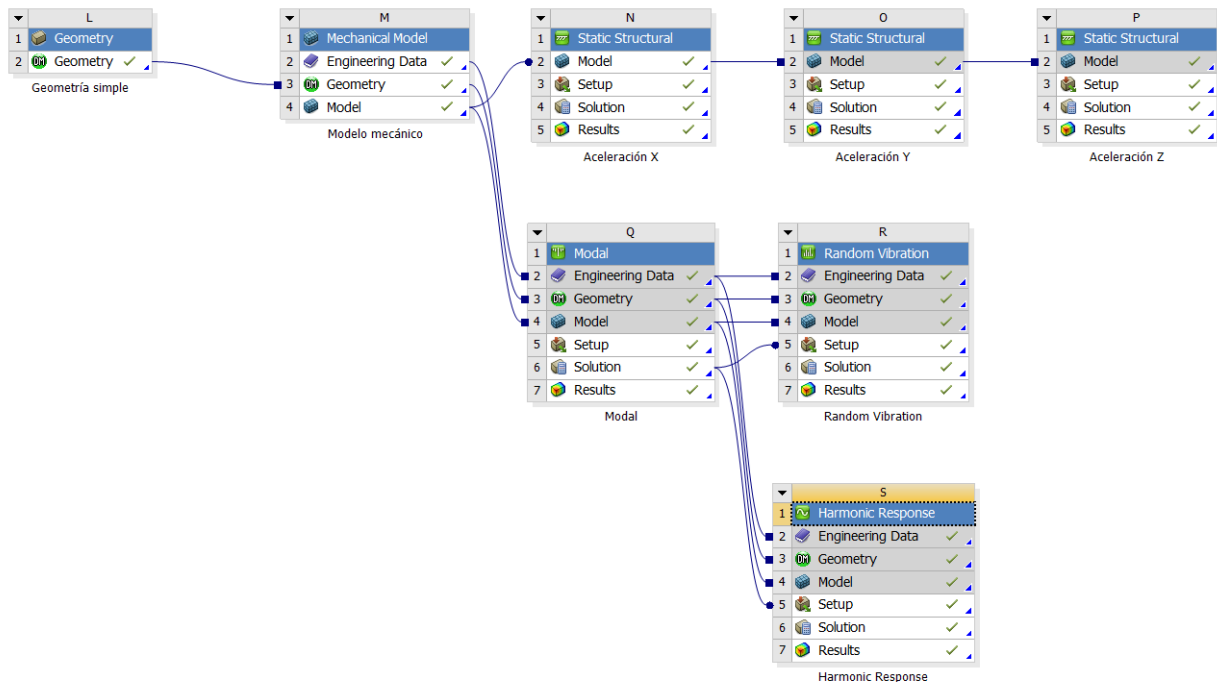


Figura 7.33: Esquema general de las simulaciones realizadas.

7.4.1. Análisis estático estructural

7.4.1.1. Generalidades

El análisis estático estructural determina los desplazamientos, tensiones, deformaciones y fuerzas en estructuras o componentes, que tengan como causa cargas que no introduzcan significantes efectos inerciales o de amortiguación; de tal manera, en todo momento las cargas serán estáticas, no dependientes del tiempo, por lo que la respuesta de la estructura también podrá asumirse independiente del tiempo, en tanto que la variación con respecto al mismo es muy lenta.

Entre las cargas que se pueden considerar para realizar un análisis estático, se incluyen fuerzas, presiones y momentos externos, fuerzas inerciales estáticas (aceleraciones, como la gravedad, por ejemplo), desplazamientos impuestos o gradientes de temperatura. Asimismo, el análisis puede ser lineal o no lineal (grandes deformaciones, plasticidad, contactos, etc), aunque se hará más hincapié en la verificación del análisis lineal, que es el que atañe a este trabajo.

El análisis estático es el cálculo más estandarizado y conocido en la resistencia de materiales, y diseño y cálculo mecánico, en general. Básicamente, el clásico enfoque de este análisis trata de realizar una comprobación, usualmente denominada “a extrema”, que consiste en analizar las máximas tensiones que puede alcanzar el componente ante las condiciones de operatividad del mismo, y comprobar si éstas superarán el límite elástico del material.

Para ello, se tratarán de recoger las máximas sollicitaciones a las que el componente se verá sometido a lo largo de su ciclo de trabajo, y realizar un análisis con las mencionadas cargas. Una vez realizado el cálculo y obtenidos los resultados, bastará con evaluar la zona crítica (o zonas críticas) del componente para verificar que no se ha alcanzado un valor de tensión nominal superior al límite elástico del material. Con la verificación de la zona crítica, puede darse por válido el componente al completo, puesto que el resto de zonas presentarán menores tensiones al encontrarse menos sollicitada, y por ende, tampoco llegarán a alcanzar el límite elástico del material.

La tensión más empleada para la comprobación en el análisis estático es la denominada tensión de Von-Mises. Dicha tensión, en realidad, es un artilugio matemático que trata de cuantificar el estado tensional de un determinado punto, en función de todas las tensiones existentes en el mismo. De tal manera, permite combinar tensiones normales y tangenciales en un único término representativo del nivel de tensión de un punto en concreto.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (7.16)$$

Es muy típica la aplicación de factores de seguridad en el cálculo estático, para establecer un cierto margen de capacidad tensional ante posibles imprevistos. De manera general, la regla que suele establecerse como cumplimiento y validación de un análisis estructural, dado un coeficiente de seguridad “ n ”, es la siguiente:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \frac{\sigma_{adm}}{n} \quad (7.17)$$

Asimismo, también es común la imposición de exigencias de servicio, situaciones donde, aún verificando las exigencias tensionales, la respuesta del componente supone un problema al desempeño de la función para la que fue diseñado; por ejemplo, un caso donde a nivel tensional cumpla, pero los desplazamientos generados sean demasiado grandes, y sea necesario reducir los mismos.

En resumen, el objetivo del análisis estático estructural realizado en este trabajo es comprobar que, antes las máximas sollicitaciones sufridas por el componente de estudio, no se generan tensiones en éste superiores al límite elástico del material, existiendo un cierto margen tensional, y estudiando los desplazamientos que sufre el componente.

7.4.1.2. Implementación en FEM

A la hora de implementar el análisis estático en FEM, surgen dos opciones:

- Implementar un único caso de cálculo donde se apliquen todas las solicitaciones.
- Implementar un caso de cálculo por cada solicitación de naturaleza diferente, y posteriormente, realizar una combinación de los resultados obtenidos de manera independiente en cada caso de cálculo.

En el presente trabajo, se ha optado por la segunda opción, ya que supone una manera más visual de comprender el comportamiento del componente, siendo posible observar detalles que, con el otro procedimiento, resultaría más complicado.

Si se hubiera supuesto un único caso de carga, todas las solicitaciones deberían haberse aplicado simultáneamente, que realmente, es lo que ocurriría en la realidad, y se hubieran obtenido como resultados unos desplazamientos, tensiones, etc, resultantes de la aplicación de las solicitaciones en conjunto. Definiendo diferentes casos de carga, para combinar los resultados posteriormente, además de obtener los mismos resultados que con el anterior método, supone la gran ventaja de tener la posibilidad de poder estudiar el comportamiento del componente antes unas únicas solicitaciones de manera individual, además de como la combinación de todas las existentes, lo que puede aportar información muy interesante sobre el diseño del componente, ya que podría apreciarse si hay alguna solicitación que tenga más influencia que el resto, y si fuera el caso, poder detectar cuál de ellas será la crítica de diseño.

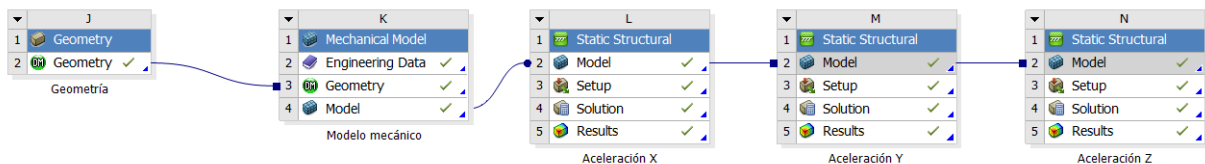
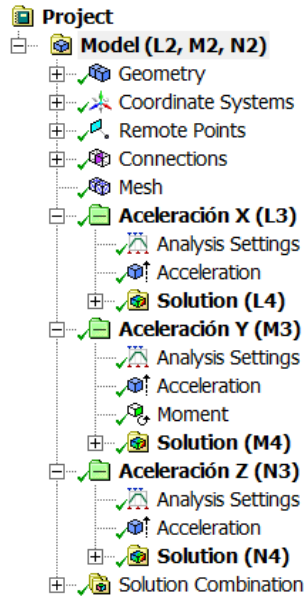


Figura 7.34: Esquema adoptado para la simulación del análisis estático.

Tal y como se muestra en la figura 7.34, se han definido 3 casos de cálculo, uno para las solicitaciones originadas en cada eje por separado, con el objetivo de, posteriormente, combinar los resultados de los tres casos y comprobar la resultante final. Las cargas aplicadas a cada caso de cálculo por separado son las que se recogen en la tabla 7.5.



(a) Árbol esquemático del análisis estático.

Solution Combination			
Right click on the grid to add, modify and delete a row.			
	Coefficient	Environment Name	Time
<input checked="" type="checkbox"/>	1	Aceleración X	End Time
<input checked="" type="checkbox"/>	1	Aceleración Y	End Time
<input checked="" type="checkbox"/>	1	Aceleración Z	End Time

(b) Combinación de casos de carga en Ansys.

Figura 7.35: Resumen de la implementación en FEM del análisis estático realizado.

La geometría empleada (Geometry, en el árbol esquemático), es la definida en el apartado 7.2, el punto remoto (Remote point) se encuentra definido en 7.3.2, las condiciones de contorno aplicadas (Connections) en 7.3.4, y finalmente, la malla (Mesh) se encuentra definida en el apartado 7.3.3. Siendo los valores de aceleración (Acceleration) y momento (Moment) en cada caso de carga los mostrados en la tabla 7.5, como ya se ha comentado, quedaría completamente definido el análisis estático estructural.

7.4.2. Análisis modal

7.4.2.1. Generalidades

El análisis modal es un proceso mediante el cual se describe una estructura en términos de sus propiedades dinámicas o parámetros modales, que son la frecuencia, el amortiguamiento y los modos de vibración, para todos los modos en el rango de frecuencias de interés. Todas las estructuras poseen frecuencias naturales y modos de vibración, que dependen básicamente de la masa y de la rigidez de la estructura. En el diseño es necesario identificar estas frecuencias y conocer cómo afectan a la respuesta de la estructura cuando una fuerza actúa sobre la misma. El análisis modal es una herramienta eficiente para describir, comprender y modelar el comportamiento de las estructuras.

Se puede dar una definición simplificada del análisis modal comparándolo con el análisis en frecuencia. En el análisis en frecuencia, una señal compleja se descompone en una serie de simples ondas senoidales con parámetros de amplitud y frecuencia individuales. En el análisis modal, una deformación compleja de una estructura se descompone en una serie de simples

modos de deformación con parámetros de frecuencia y amortiguamiento individuales. Su fin último es la construcción de un Modelo Modal del comportamiento de la estructura.

Se trata, por tanto, de estudiar la estructura cuando se encuentra sometida a una excitación conocida, con el objetivo de obtener un modelo matemático del comportamiento dinámico de la misma. El procedimiento consiste en la adquisición de datos, su análisis y luego la determinación de todos los parámetros modales.

En un ensayo dinámico se aplica una carga dinámica a la estructura. Dicha carga tiene componentes en un cierto rango de frecuencias y la estructura responde a todas las frecuencias, pero entrará en resonancia cuando las componentes coincidan con las frecuencias naturales de la estructura. La respuesta de la estructura será una superposición lineal de todos los modos de vibración excitados. Una propiedad importante de los modos es que cualquier respuesta de la estructura puede ser expresada como una combinación de una serie de modos.

El análisis modal tiene muchas utilidades, entre las que poder destacar:

- Comprensión del comportamiento de estructuras bajo la acción de fuerzas dinámicas.
- Combinación con modelos FEM para la mejora de modelos analíticos.
- Controlar la integridad y comportamiento de ciertas estructuras, como puentes.
- Diseño de estructuras y prototipos.
- Simular modificaciones dinámicas.
- Estimar las fuerzas que actúan sobre una estructura.
- ...etc

Dentro del ámbito de los elementos finitos, sin entrar en profundidad en los sistemas más complejos, se basa en la resolución de la ecuación generalizada del movimiento de un sistema de masas de resorte tridimensional dinámico.

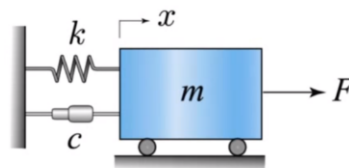


Figura 7.36: Sistema masa-muelle-amortiguador clásico.

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F \quad (7.18)$$

A partir de la ecuación generalizada, se procederá como un problema de resolución de valores y vectores propios, donde los autovalores serán las frecuencias naturales del sistema, y los autovectores formarán los modos de vibración de la estructura.

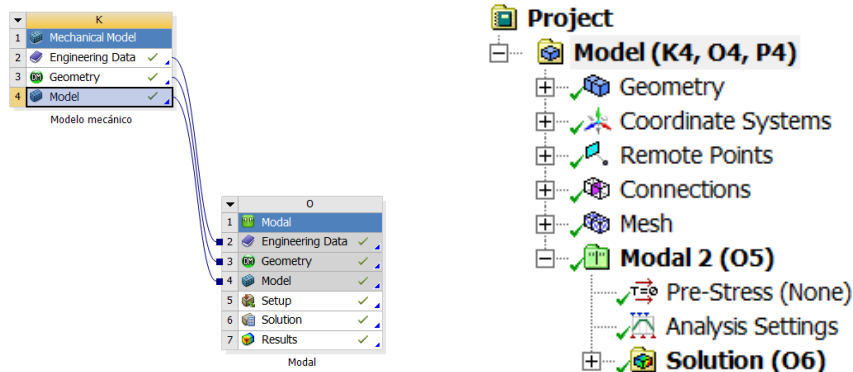
De tal manera, el objetivo del análisis modal realizado en este trabajo es encontrar mediante el método FEM las frecuencias naturales del componente objeto de estudio, así como sus modos de vibración. Además, como se verá más adelante, servirá como base para realizar el análisis de vibración aleatoria.

7.4.2.2. Implementación en FEM

La implementación en FEM del análisis modal, una vez que se cuenta con el modelo mecánico, resulta muy sencilla.

Únicamente es necesario emplear el mismo modelo que se utilizó para realizar el análisis estático estructural, mostrado en el apartado anterior, conservando de manera idéntica la geometría, las condiciones de contorno y la malla, pero eliminando cualquier carga aplicada sobre el modelo.

Una vez obtenido el modelo mecánico definido desde los apartados 7.1 a 7.3.4, libre de cargas, únicamente hay que introducirlo en Ansys en un entorno de análisis modal, definir los modos de vibración que se deseen considerar para el análisis, y ejecutar el mismo. Concretamente, se han considerado los primeros 10 modos de vibración del componente, puesto que éstos son lo suficientemente representativos del comportamiento que presentará el mismo ante sus condiciones de operatividad.



(a) Esquema adoptado para la simulación del análisis modal.

(b) Árbol esquemático del análisis modal.

Figura 7.37: Resumen de la implementación en FEM del análisis modal realizado.

De esta manera, quedaría completamente definido el análisis modal realizado.

7.4.3. Análisis de respuesta harmónica

7.4.3.1. Generalidades

El análisis de respuesta harmónica se emplea para determinar la respuesta lineal de una estructura que es sometida a cargas que varían harmónicamente (sinusoidalmente) con el tiempo, permitiendo verificar si el diseño cumple los requisitos en torno a aspectos relativos a resonancias, fatiga y efectos debidos a vibraciones forzadas.

Es necesario puntualizar que este tipo de análisis determina la respuesta estacionaria de la estructura ante una situación de vibraciones forzadas, de manera que, las vibraciones transitorias que ocurren al comienzo de la excitación no son consideradas por el análisis harmónico. Igualmente, se trata de un análisis lineal, por lo que aspectos como la plasticidad, que introducen no linealidades, no podrán ser tampoco considerados. Asimismo, otra característica importante de este tipo de análisis, es que tanto cargas como desplazamientos variarán sinusoidalmente a la misma frecuencia, aunque no necesariamente deben de estar en fase.

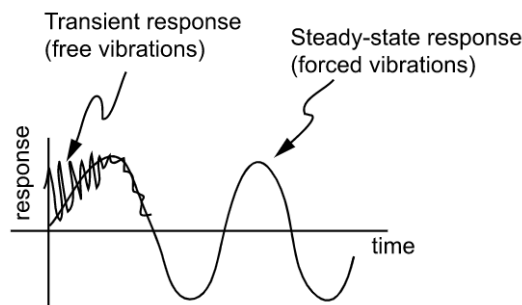


Figura 7.38: Respuesta estacionaria obtenida por el análisis harmónico.

En FEM, la manera más usual de implementar este tipo de análisis es mediante la técnica de superposición modal, por lo que, previamente a la realización de este tipo de análisis, será necesario obtener los resultados de un análisis modal del componente de estudio, cuya solución, relativa a frecuencias naturales y modos de vibración, será posteriormente exportada como input al análisis de respuesta harmónica.

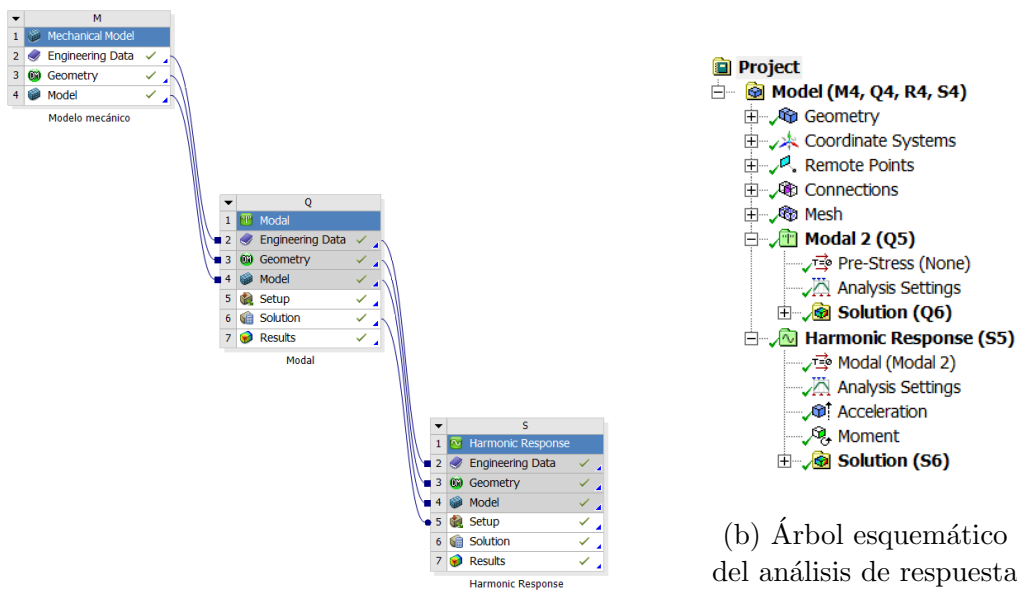
Una vez realizado el análisis de respuesta harmónica, será posible obtener las respuestas frecuenciales del componente estudiado de los diferentes parámetros de interés (desplazamientos, tensiones, etc), pudiendo estudiar como evolucionan estos a lo largo de un ancho de banda frecuencial, ante una situación de vibraciones forzadas. Asimismo, también podrían corroborarse los resultados obtenidos por un análisis estático, calculando la respuesta harmónica de un componente ante vibraciones forzadas, a una frecuencia de 0 Hz.

Por tanto, el objetivo de realizar el análisis de respuesta harmónico, será estudiar la respuesta frecuencial ante una situación de vibraciones forzadas del componente, así como corroborar los resultados obtenidos por el análisis estático estructural, tanto en tensiones como en deformaciones.

7.4.3.2. Implementación en FEM

A diferencia de como se implementó el análisis estático estructural, Ansys no permite combinar diferentes casos de respuesta armónica entre sí, por lo que únicamente se definirá un caso de cálculo, donde se apliquen todas las solicitaciones deseadas.

Como se ha comentado, el análisis de respuesta armónica está fundamentado en las técnicas de superposición modal, por lo que el primer paso es conectar los resultados obtenidos en la solución del análisis modal a la configuración del análisis de respuesta armónica.



(a) Esquema adoptado para la simulación del análisis de respuesta armónica.

(b) Árbol esquemático del análisis de respuesta armónica.

Figura 7.39: Resumen de la implementación en FEM del análisis de respuesta armónica realizado.

Como parámetros a configurar para la realización del análisis de respuesta armónica, principalmente son necesarios definir el rango de frecuencia a analizar, y los intervalos de solución. De tal manera, se ha elegido analizar un rango de frecuencia de 50 Hz, mostrando 100 intervalos de la solución, es decir, los resultados de respuesta frecuenciales se calcularán cada 0,5 Hz. Este rango de frecuencias se ha elegido considerando las frecuencias naturales del componente, que como se verá más adelante, alberga aquellas de mayor interés para el análisis.

Puesto que el objetivo del análisis de respuesta armónica es, además de estudiar la respuesta frecuencial del componente, corroborar los resultados obtenidos en el análisis estático, los inputs introducidos como solicitaciones serán los mismos que se definieron en el mencionado análisis estático. Dichas solicitaciones se pueden consultar en la tabla 7.5.

El modelo mecánico empleado para la realización de este análisis es el definido en los puntos 7.1 a 7.3.4, por lo que el análisis de respuesta armónica quedaría completamente definido.

7.4.4. Análisis de vibración aleatoria

7.4.4.1. Generalidades

Una vibración sinusoidal pura está compuesta, y claramente definida, por una única frecuencia; sin embargo, esto no ocurre en el caso de una vibración aleatoria.

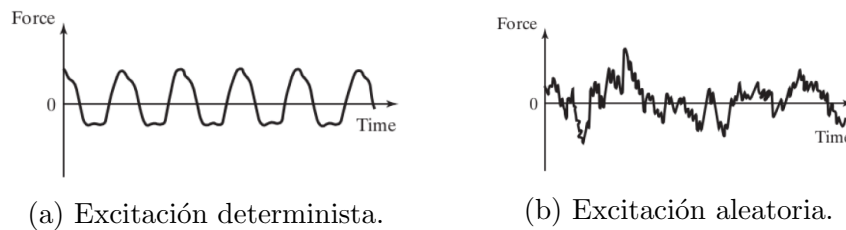


Figura 7.40: Tipos de excitaciones.

Una vibración aleatoria (figura 7.40b) está compuesta por multitud de frecuencias, y consecuentemente, por un espectro frecuencial continuo. Una vibración de este estilo, al estar compuesta por numerosas frecuencias, puede excitar diferentes resonancias de una misma estructura simultáneamente, pudiendo llegar a ser la interacción más dañina, y completamente diferente a la de una señal con un único contenido frecuencial, como puede ser una vibración sinusoidal, donde cada resonancia se excitaría de manera independiente a las demás.

Se trata, por tanto, de una excitación no determinista, cuya principal característica es la aleatoriedad de la misma, no pudiendo ser predicha en el tiempo de manera precisa. Por ello, ante la imposibilidad de poder conocer la magnitud de la vibración aleatoria en un instante determinado, es preciso recurrir a términos estadísticos para definir la misma, tratando de expresarla en términos de valor medio, desviación estándar y probabilidad de exceder un cierto valor. De tal manera, puede definirse el análisis de vibración aleatoria como un método espectral, cuyo propósito es determinar las propiedades estadísticas sobre la respuesta de una estructura, normalmente desplazamientos, fuerzas o tensiones, donde se estimarán las amplitudes sobre un determinado número de ciclos, y se determinará el efecto acumulado durante este período. Este método proporciona un proceso más práctico para caracterizar vibraciones aleatorias que analizar un enorme historial temporal de datos para innumerables perfiles vibracionales.

Una importante propiedad de la representación estadística de la mayoría de procesos aleatorios, es que siguen una distribución normal de probabilidad Gaussiana con media cero. De tal manera, está estandarizado el procedimiento de expresar los resultados correspondientes a la respuesta de la estructura en torno a 3 valores de desviación estándar: 1σ (68,3%), 2σ (95,4%) y 3σ (99,7%). Esto significará, por ejemplo, que para un valor de tensión 1σ de 50 MPa en un determinado punto, al 68,3% de probabilidad las tensiones existentes en dicho punto del componente estudiado serán igual o menores a 50 MPa.

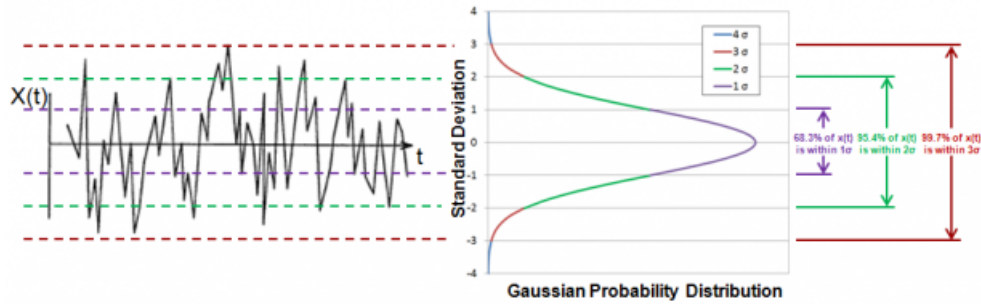


Figura 7.41: Distribución Gaussiana de una vibración aleatoria.

Otra propiedad importante es que, al margen de la naturaleza aleatoria de estas señales, la mayoría tienen la importante característica de ser estacionaria, es decir, que los parámetros empleados para caracterizar una vibración aleatoria no varían significativamente cuando el análisis estadístico se realiza sobre un determinado período de tiempo. De tal manera, si bien para una frecuencia determinada, la amplitud de la excitación variará constantemente, el valor medio de la señal (RMS) tenderá a ser relativamente constante en el tiempo. Por tanto, la asunción de un proceso estacionario es fundamental para el análisis de este tipo de vibraciones.

Para caracterizar un proceso estacionario, es necesario obtener un historial de medidas temporales, donde la amplitud sea medida sobre un rango de frecuencias de excitación. De tal manera, los tres parámetros de interés son: frecuencia, tiempo y amplitud. Esta información proporcionará las herramientas necesarias para analizar un proceso aleatorio en términos estadísticos.

Con base a todo lo anteriormente comentado, la manera más usual de caracterizar el daño causado por una vibración aleatoria, es en términos de la función de *Densidad de Potencia Espectral* (comúnmente conocida como PSD), que expresa el nivel de intensidad de potencia de una señal aleatoria, en el dominio de la frecuencia; es decir, cuantifica como se distribuye la energía de la señal aleatoria por bandas de frecuencia.

La característica fundamental de la función PSD es que, la raíz cuadrada del área bajo su curva representa el valor RMS de la vibración aleatoria, expresando una medida cuantitativa de la intensidad de vibración. Es por ello que, usualmente, en la simulación de procesos de vibración aleatoria, suele emplearse el PSD de la misma como input de excitación para el análisis. Por tanto, la función PSD proporciona una manera de pasar de una excitación dinámica aleatoria, a una excitación dinámica constante, que permite resolver el problema mediante el planteamiento de diversos análisis de menor complejidad.

En FEM, existen dos vías para abordar este tipo de análisis: análisis transitorio y análisis SSD (*steady state dynamic*). En cualquier caso, ambos tienen su base en la técnica de superposición modal, por lo que previamente, es imprescindible realizar un análisis modal de la estructura. Conceptualmente, el análisis de vibración aleatoria, en FEM, requiere de dos fuentes de información para poder llevarse a cabo: Modos de vibración y frecuencias naturales proporcionadas por el análisis modal, y función PSD de la excitación (pudiendo ser de

una señal de aceleración, velocidad o desplazamiento). Aplicando la técnica de superposición modal, en función de la banda de frecuencias en la que esté distribuida la energía de la excitación aleatoria en la función PSD, activará en mayor o menor medida diferentes modos de vibración, que se alcanzarán a determinadas frecuencias, proporcionando unos resultados proporcionales a la activación que haya producido la función PSD.

A modo de ejemplo, si se trabajara con una función PSD donde contuviera la mayor cantidad de energía en un ancho de banda de 30 a 40 Hz, y el 2º modo de vibración se encontrará a 35 Hz, a la hora de realizar el análisis, y comprobar resultados, la deformación de la estructura sería prácticamente idéntica al 2º modo de vibración, y las mayores tensiones aparecerían en los lugares donde aparecerían en el 2º modo de vibración, acorde a su deformada. No obstante, tanto en los desplazamientos como en las tensiones, y el resto de resultados, también tendrían influencia el resto de modos de vibración, pero puesto que, la función PSD, principalmente, excitaría el 2º modo, éste sería el predominante, acorde a las técnicas de superposición modal. Evidentemente, la dirección de aplicación de la excitación también influiría, puesto que, si en el ejemplo anterior, la función PSD estuviera definida en el eje X, por ejemplo, pero los desplazamientos del 2º modo de vibración fueran en torno al eje Y, este modo no se activaría y no sería predominante en los resultados obtenidos.

Además, también es posible implementar estudios de fatiga a partir del análisis de vibración aleatoria. Para ello, es común emplear el método de Steinberg, que es una aproximación basada en la regla de Milner, que calcula el daño acumulado a fatiga considerando, nuevamente, un reparto de las tensiones según la distribución normal Gaussiana.

$$Daño = n \left(\frac{0,683}{N_1} + \frac{0,271}{N_2} + \frac{0,043}{N_3} \right) \leq 1 \quad (7.19)$$

N_1 , N_2 y N_3 serían el número de ciclos hasta el fallo según σ_1 , σ_2 y σ_3 , y n sería el número de ciclos aplicado. N_1 , N_2 y N_3 se determinarían a partir de la curva SN del material, y para calcular n , el método FEM emplea una técnica de postprocesado, donde primero calcula una frecuencia estimada de actuación de la excitación, dividiendo los resultados de velocidad entre los de desplazamiento (importante configurar en el análisis que calcule resultados de velocidad, además de desplazamiento), y multiplicando este valor por el tiempo de duración de la excitación. Por ejemplo, si se ha calculado una frecuencia estimada de 500 Hz, y la excitación tiene una duración de 2 horas, el número de ciclos aplicados será $500\text{Hz} \cdot 7200\text{sec} = 3,6\text{e}6$ ciclos.

Por tanto, el objetivo de realizar el análisis de vibración aleatoria, será comprobar el comportamiento del componente frente la excitación aleatoria sometida, y realizar un análisis a fatiga para validar su diseño y viabilidad.

7.4.4.2. Implementación en FEM

La implementación en Ansys de un análisis de vibración aleatoria también se realiza de manera relativamente sencilla. A diferencia de como se implementó el análisis estático estructural, Ansys no permite combinar diferentes casos de vibración aleatoria entre sí, por lo que únicamente se definirá un caso de cálculo, donde se apliquen todas las sollicitaciones existentes.

Puesto que este análisis está fundamentado en las técnicas de superposición modal, tal y como se ha comentado previamente, el primer paso es conectar los resultados obtenidos en la solución del análisis modal a la configuración del análisis de vibración aleatoria.

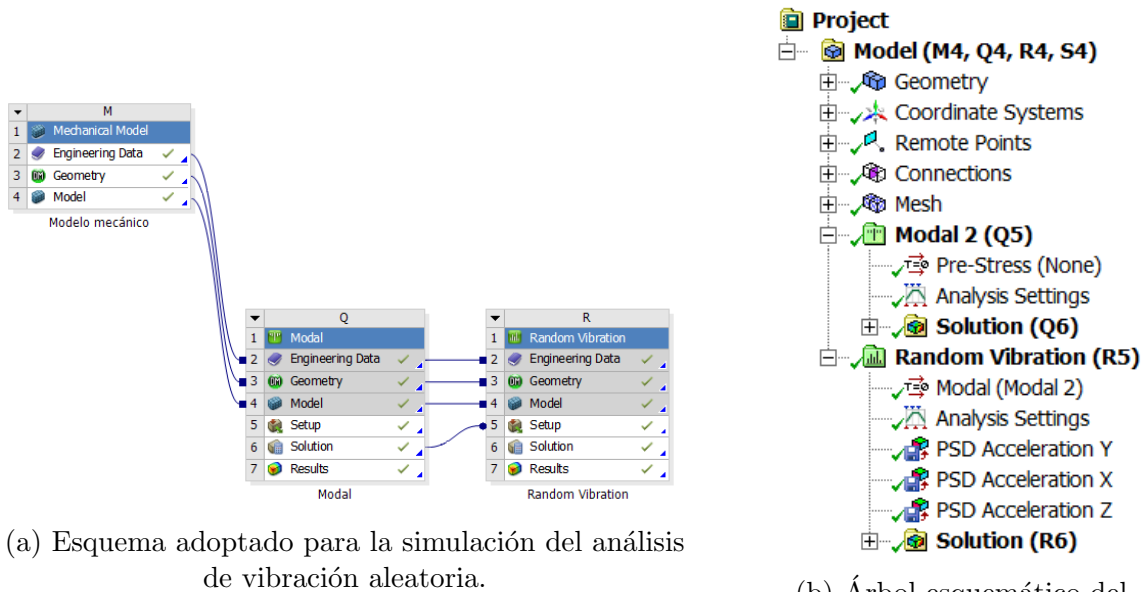


Figura 7.42: Resumen de la implementación en FEM del análisis de vibración aleatoria realizado.

Como fuentes de excitación, se introducirán las funciones PSD de las señales de aceleración recogidas por los acelerómetros (figura 6.10), una función PSD correspondiente a cada señal (aceleración en ejes X, Y, Z), como se muestra en la figura 7.42b. Las funciones PSD de las señales en cuestión, son las que se encuentran definidas en la figura 7.32.

En tanto que, una vez más, el modelo mecánico es el mismo que se ha estado empleando en el resto de análisis, definido en los puntos 7.1 a 7.3.4, el análisis de vibración aleatoria quedaría completamente definido.

8 Resultados

8.1. Análisis estático estructural

A continuación, se presentan los resultados más relevantes, obtenidos de la realización del análisis estático estructural del componente estudiado, previamente definido en el apartado 7.4.1, relativos a: desplazamientos, tensiones y factor de seguridad.

8.1.1. Acero aleado 34CrMo4

- Desplazamientos

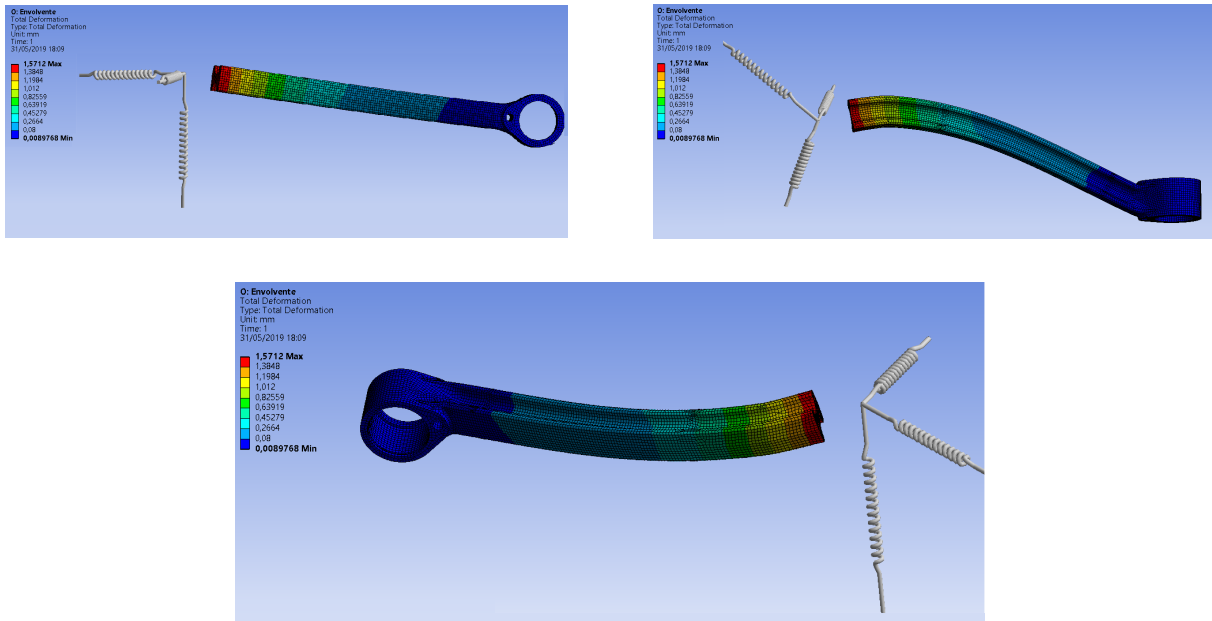


Figura 8.1: Desplazamientos obtenidos.

- Tensiones: mínima, máxima principal y Von Mises

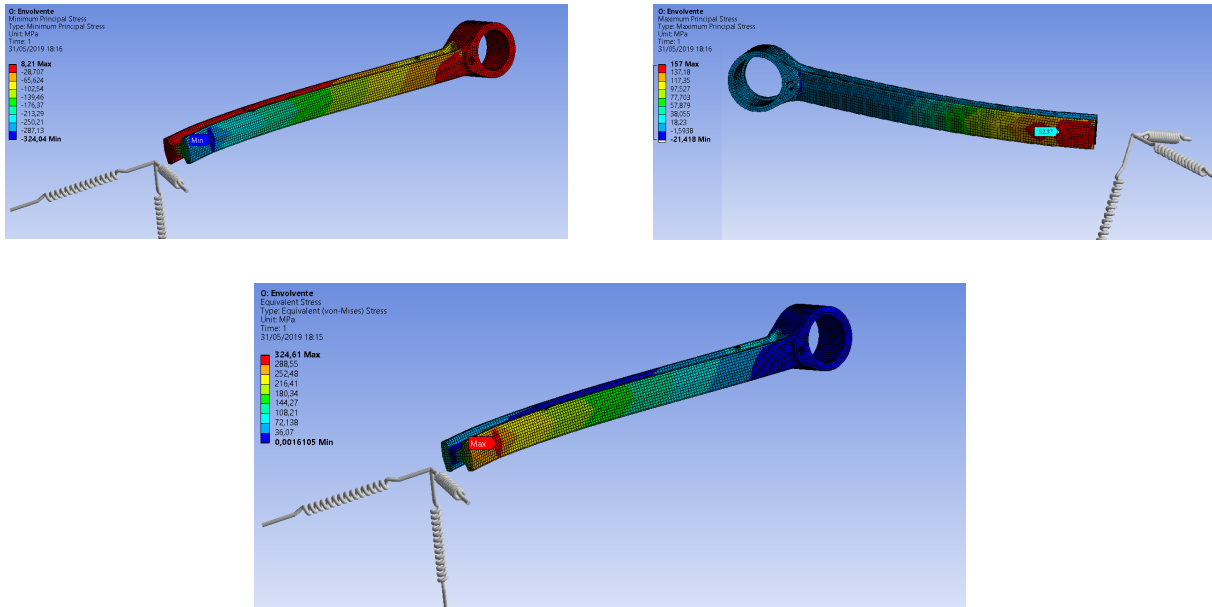


Figura 8.2: Distribución de tensiones obtenidas.

- Factor de seguridad

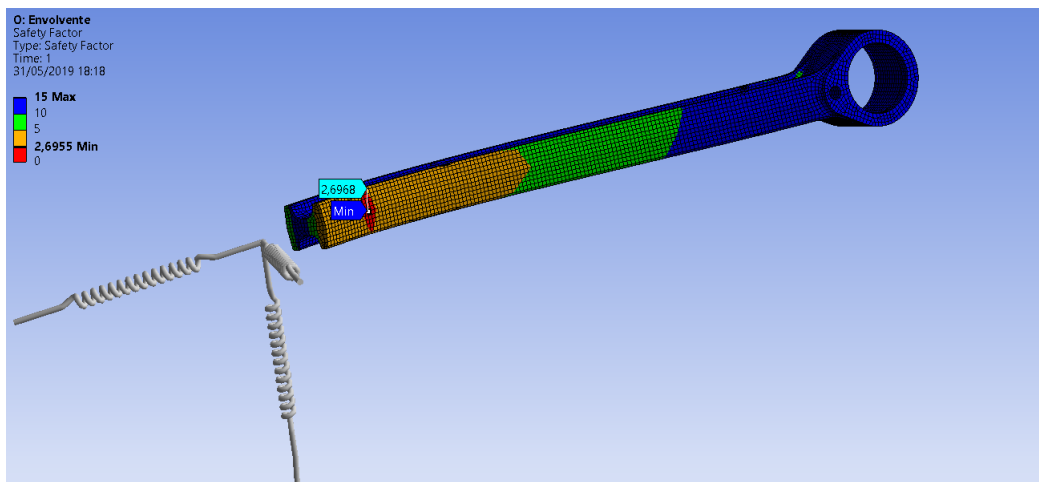


Figura 8.3: Factor de seguridad del componente.

8.1.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam

- Desplazamientos

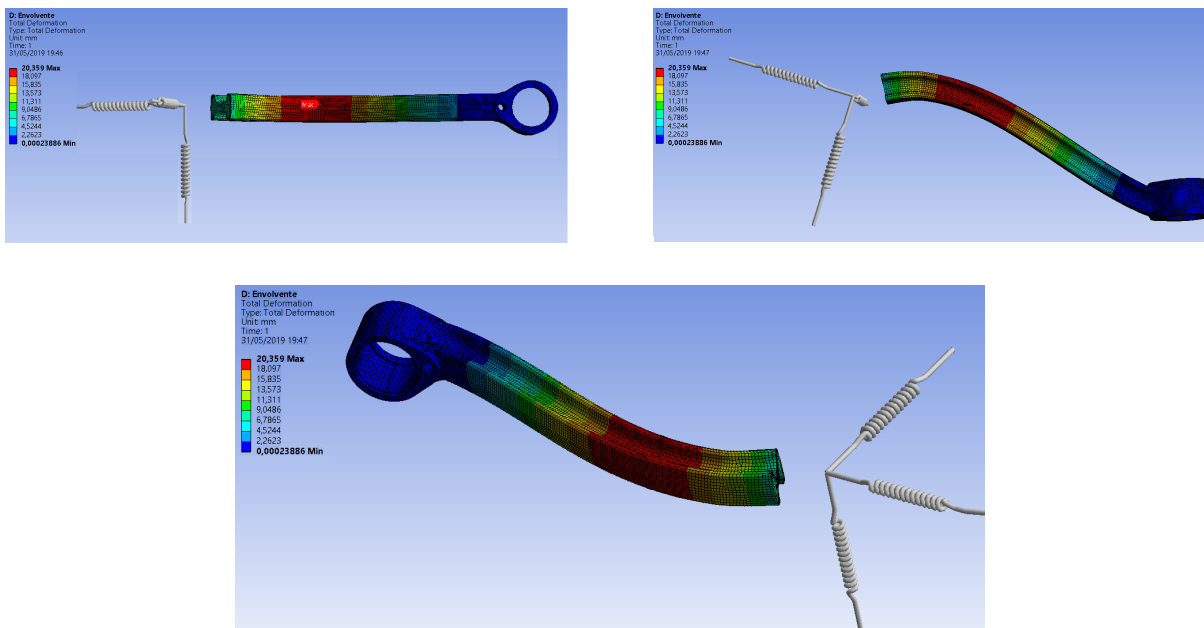


Figura 8.4: Desplazamientos obtenidos.

- Tensiones: mínima, máxima principal y Von Mises

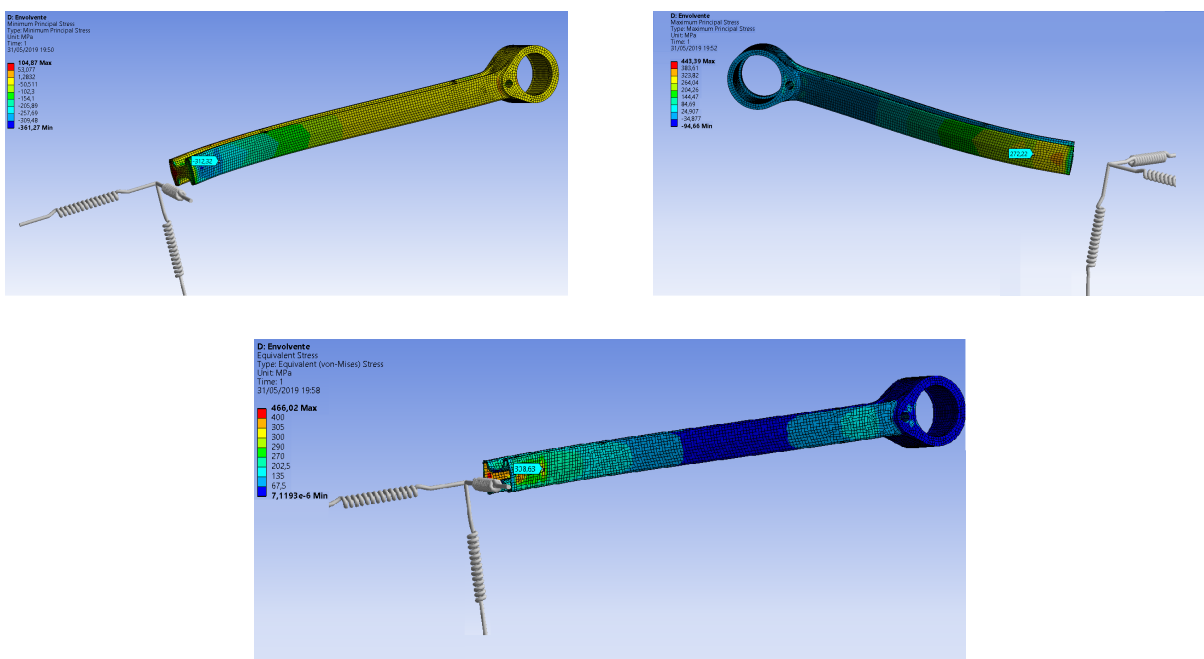


Figura 8.5: Distribución de tensiones obtenidas.

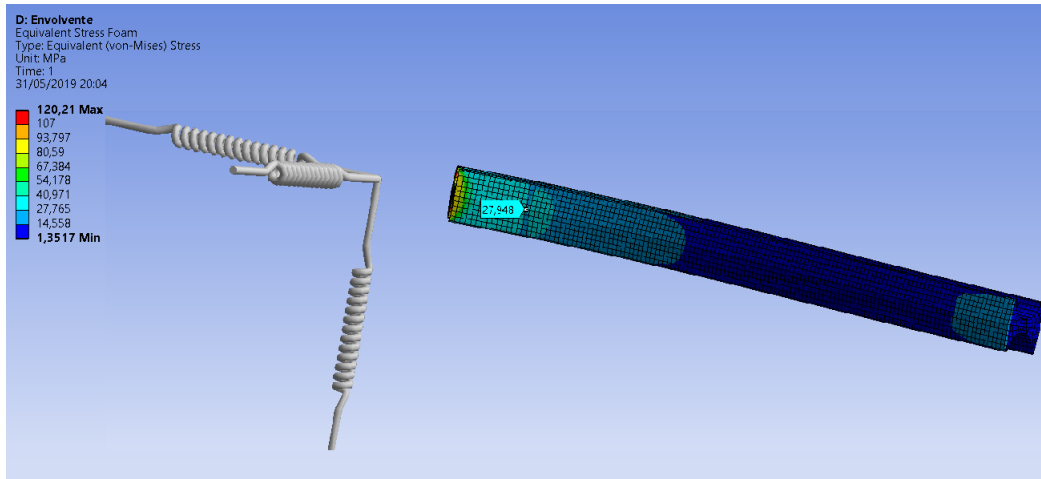


Figura 8.6: Tensión de Von Mises en el núcleo de espuma.

- Factor de seguridad

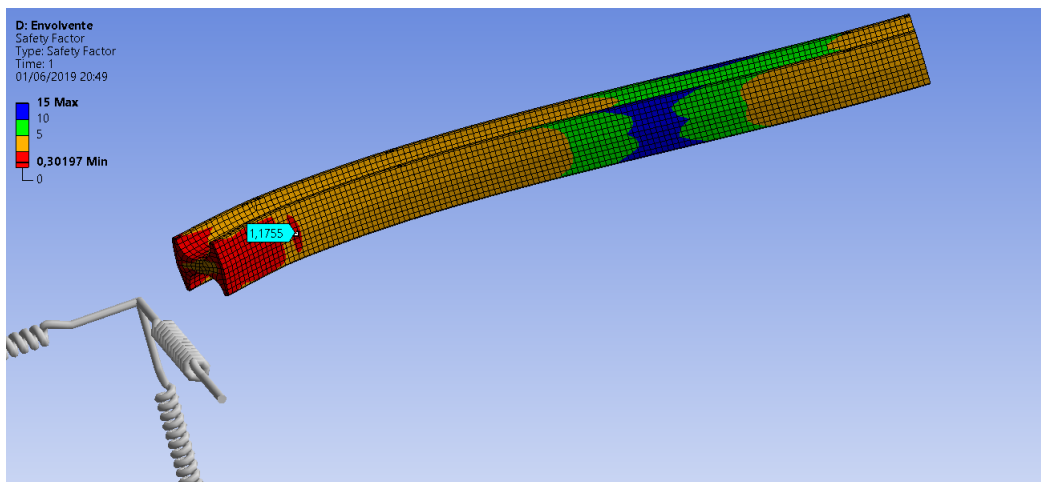
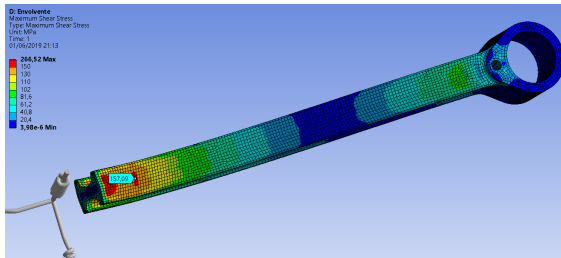


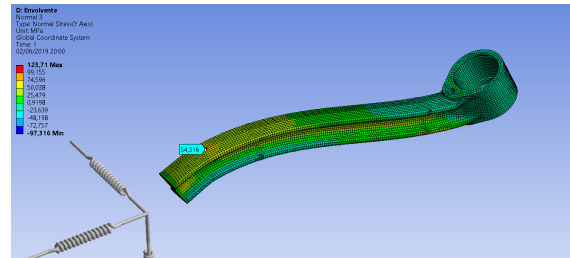
Figura 8.7: Factor de seguridad en el núcleo de espuma.

Para calcular el factor de seguridad en materiales compuestos es necesario aplicar alguno de los criterios de fallo existentes para dicho propósito. Ansys cuenta con un módulo de postprocesado que tiene la capacidad de realizar dicha comprobación, pero por los motivos que se exponen en el capítulo 9, no se ha podido hacer uso de él.

Para calcular el factor de seguridad, y verificar el fallo en el componente de material compuesto, se han postprocesado manualmente los resultados obtenidos por Ansys. Como puntos críticos se analizarán, por un lado, aquel que presente la máxima tensión de Von Mises (figura 8.5), por otro lado, aquel en el cuál se produzca la máxima tensión de cortadura, que será relevante en la verificación de la separación entre láminas por desgarramiento, y finalmente, aquel donde se encuentre la mayor tensión normal a las capas, positiva, que podrá producir una delaminación.



(a) Tensión de cortadura máxima en el material compuesto.



(b) Tensión normal máxima en el material compuesto.

Figura 8.8: Distribución de tensiones relevantes para la verificación en materiales compuestos.

Como puede observarse, los puntos críticos de máxima tensión de Von Mises y de cortadura máxima, que se señalan en las figuras 8.5 y 8.8a respectivamente, son coincidentes, por lo que con la única comprobación del mencionado punto podrán verificarse las zonas con mayor tensión resultante y mayor tensión de cortadura, y justo en la cara posterior, se encuentra la mayor tensión normal, que verificará el fallo a delaminación del compuesto. Para realizar la verificación se ha empleado el criterio de fallo de Tsai-Wu, cuyos fundamentos se recogen en el apartado 3.3.1, del capítulo 3.

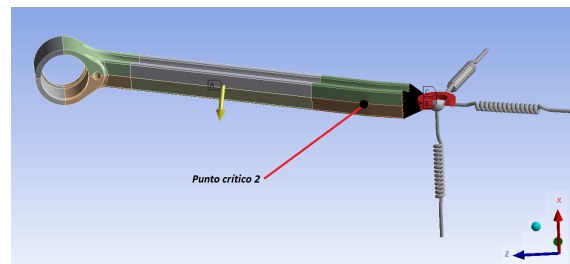
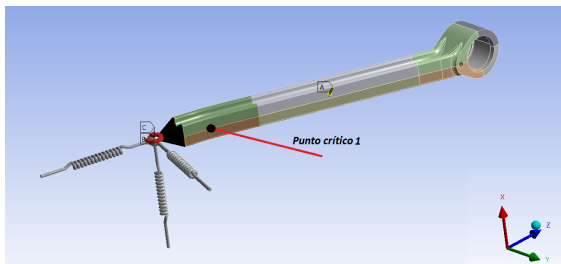


Figura 8.9: Puntos críticos de comprobación al fallo.

Las componentes de tensión en los puntos críticos de estudio, necesarias para la aplicación del criterio de fallo de Tsai-Wu, se recogen en la siguiente tabla:

Componentes de tensión						
	σ_1	σ_2	σ_3	τ_{23}	τ_{13}	τ_{12}
Punto 1	-270,29	-10,26	-51,25	-0,29	-113,94	-0,36
Punto 2	227,35	-18,93	54,32	0,25	110,92	-0,13

$$\sigma_1 = \sigma_z; \sigma_2 = \sigma_x; \sigma_3 = \sigma_y; \tau_{23} = \tau_{xy}; \tau_{13} = \tau_{yz}; \tau_{12} = \tau_{xz}$$

Tabla 8.1: Componentes de tensión existentes en los puntos críticos, en MPa.

Aplicando el criterio de Tsai-Wu:

Criterio de fallo		
	Punto 1	Punto 2
Tsai-Wu	0,5138	0,4503
Factor de seguridad	1,95	2,22

Tabla 8.2: Aplicación de criterio de fallo.

Se verifica, por tanto, que no se alcanza el fallo. El script empleado para realizar los cálculos se encuentra adjunto en el anexo B.

8.1.3. Resumen

Resumen		
	Acero 34CrMo4	Compuesto T300/5208
Desplazamiento máximo* (mm)	1,57	20,36
Desplazamiento punto remoto (mm)	2,08	4,73
Tensión mínima principal (MPa)	324,04	312,32
Tensión máxima principal (MPa)	152,37	272,22
Tensión Von Mises (MPa)	324,61	308,63
Factor de seguridad	2,70	1,95

Tabla 8.3: Resumen del análisis estático estructural.

Primero de todo, aclarar que el término **Desplazamiento máximo*** hace referencia al máximo desplazamiento obtenido en el modelo de cálculo, sin considerar el desplazamiento del punto remoto, pudiendo ser mayor que éste, o no.

Realizada dicha aclaración, lo primero que llama la atención al observar la tabla 8.3 son los valores de desplazamientos obtenidos para cada modelo. En el caso del componente de acero 34CrMo4, como era de esperar, los máximos desplazamientos se obtienen en el punto remoto, con un valor de 2,08 mm, frente a los 1,57 mm alcanzados en la geometría del modelo, lo que concuerda con la deformada tipo que sufriría una viga empotrada y solicitada en su extremo; esto se puede confirmar con la deformada mostrada en la figura 8.1. Por

otro lado, en el modelo de compuesto T300/5208 con núcleo de espuma, el desplazamiento total del punto remoto tiene un valor de 4,73 mm, mientras que el máximo desplazamiento del modelo se obtiene en la sección de transición, con un valor de 20,36 mm, tal y como se aprecia en la figura 8.4.

La diferencia de desplazamientos en el punto remoto entre un modelo y otro, apenas es de 2 mm mayor en el caso del material compuesto, mientras que en la sección de transición, llama la atención que esta diferencia aumente alrededor de los 19 mm. La naturaleza de estos desplazamientos se debe a la diferencia de rigideces existentes entre un material y otro; el acero empleado presenta la suficiente rigidez para restringir los desplazamientos en buena medida, mientras que, el material compuesto se presenta como un material mucho más flexible y tolerante a los desplazamientos, de manera que, si bien el desplazamiento producido en el punto remoto es mayor que en el modelo de acero, la diferencia no es tan grande, principalmente, por la propia acción de la rigidez aportada por la unión con el soporte del cubo de rueda (modelada dicha rigidez con los muelles incluidos en el modelo), sin embargo, la rigidez de la unión es mayor incluso que la del propio material, de manera que éste tiende a deformarse por los esfuerzos de flexión a los que se ve sometido (figura 8.4), presentando, además, una figura de la deformada diferente a la producida en el modelo de acero, que se asemeja más a la deformada típica de una viga empotrada en un extremo y apoyada en otro.

Por tanto, en cuanto a desplazamientos, cabe destacar la diferencia de valores alcanzados en diferentes modelos, debida a la diferencia de rigideces, y además, la manera de deformarse que presenta cada modelo, debido al mismo motivo mencionado.

Precisamente, este último hecho afecta directamente a la distribución de tensiones en los diferentes modelos. En ambos modelos, la máxima tensión de Von Mises se encuentra en la zona de transición de secciones, con unos valores muy similares, siendo algo menor de 20 MPa en el modelo de material compuesto, debido precisamente a esa mayor tolerancia a la flexibilidad que presente. Además, en ambos casos, se trata de tensiones de compresión, tal y como se puede apreciar en las figuras 8.2 y 8.5. Sin embargo, en el modelo de material compuesto, justo en la cara posterior a donde se producen las máximas tensiones, de compresión, se producen unas tensiones de tracción, de en torno a 270 MPa, menores que las máximas de compresión, pero aún así, relevantes. En dicha zona, en el modelo de acero, se producen unas tensiones de tracción de en torno a 150 MPa.

La aparición de estas tensiones en el modelo de material compuesto se deben a los desplazamientos que aparecen en dicha zona, debidos a la menor rigidez del material, ya que, mientras que en el modelo de acero se producían un desplazamiento de 1,57 mm, en el modelo de material compuesto se produce un desplazamiento de en torno a 20 mm, causante de las tensiones originadas.

Además, a modo de comentario, observando las deformadas y tensiones producidas en ambos modelos, se puede afirmar que las sollicitaciones críticas que definirán el diseño del componente, según el análisis estático, serán aquellas relacionadas con las acciones de frenado, pues dichas sollicitaciones son las principales responsables de la deformada y tensiones que

presenta el componente (deformación predominante a lo largo del eje Y, correspondiente a la aplicación de las sollicitaciones de frenado, tabla 7.5). Atendiendo al diseño del componente, y a su ensamblaje en el conjunto de la suspensión al completo (figura 6.3), cabría esperarse este hecho puesto que el eje fuerte del componente se encuentra orientado con el eje Y, por lo que, lógicamente, las mayores sollicitaciones se esperarían encontrar en dicho eje, y éstas corresponden a las de frenado.

Finalmente, ambos modelos cuentan con un holgado margen de seguridad, siendo algo mayor en el modelo de acero, con un coeficiente de seguridad de 2,70, por el 1,95 que presenta el modelo de material compuesto. A pesar de tener un mayor límite elástico en la dirección de las fibras el compuesto, la tensiones de cortadura que tienden a desgarrar las láminas tienen un efecto relevante en el mismo, traduciéndose en una reducción del coeficiente de seguridad.

8.2. Análisis modal

A continuación, se presentan los resultados más relevantes, obtenidos de la realización del análisis modal del componente estudiado, previamente definido en el apartado 7.4.2, relativos a: frecuencias naturales y modos de vibración.

8.2.1. Acero aleado 34CrMo4

Frecuencias naturales	
Modo	Frecuencia(Hz)
1	20,52
2	36,56
3	264,27
4	502,15
5	667,56
6	877,14
7	1530,7
8	1684,4
9	2182,8
10	2891,5

Tabla 8.4: Frecuencias naturales de los modos de vibración.

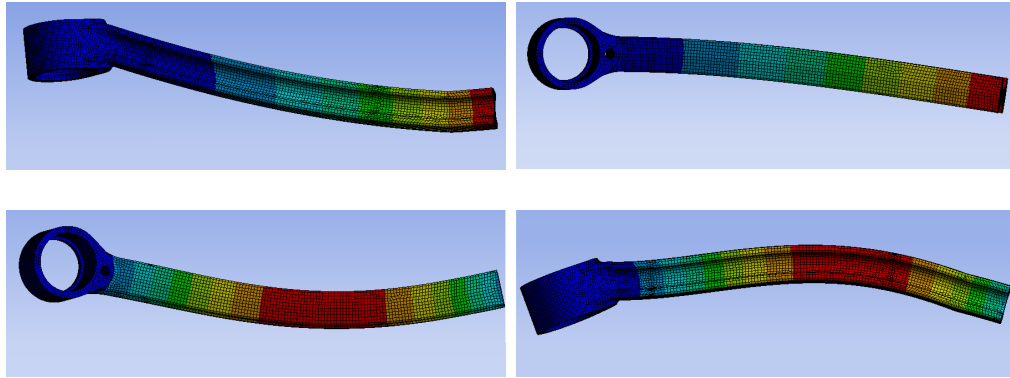


Figura 8.10: 4 primeros modos de vibración.

8.2.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam

Frecuencias naturales	
Modo	Frecuencia(Hz)
1	13,56
2	36,48
3	198,91
4	263,31
5	390,73
6	629,86
7	778,48
8	1168,2
9	1250,3
10	1469,2

Tabla 8.5: Frecuencias naturales de los modos de vibración.

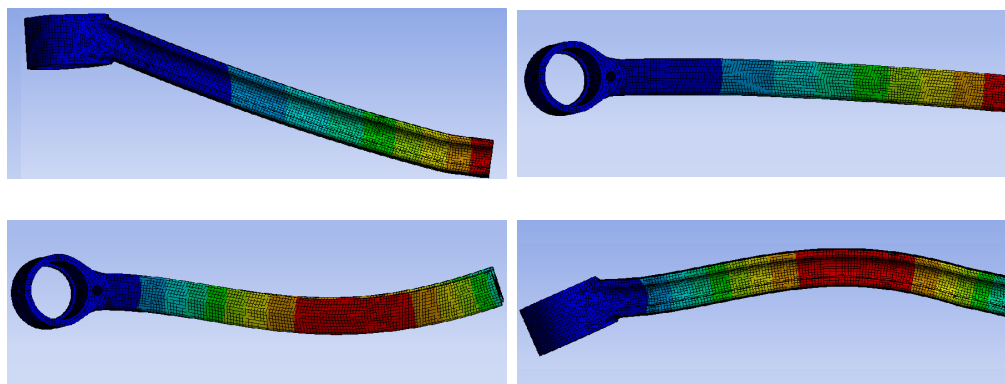


Figura 8.11: 4 primeros modos de vibración.

8.2.3. Resumen

Resumen frecuencias naturales (Hz)		
Modo	Acero 34CrMo4	Compuesto T300/5208
1	20,52	13,56
2	36,56	36,48
3	264,27	198,91
4	502,15	263,31
5	667,56	390,73
6	877,14	629,86
7	1530,7	778,48
8	1684,4	1168,2
9	2182,8	1250,3
10	2891,5	1469,2

Tabla 8.6: Resumen del análisis modal.

Como puede observarse, el modelo de acero presenta unas frecuencias naturales más altas que el modelo de material compuesto, incrementándose esta diferencia, sobre todo, a altas frecuencias. Sin embargo, el mayor interés se centra, principalmente, en los modos de vibración de baja frecuencia, que en este caso, se corresponden con los dos primeros. En el primer modo de vibración, la frecuencia natural es algo más baja en el modelo de compuesto, sin embargo, el segundo modo se produce, prácticamente, a la misma frecuencia natural.

Cabía esperar que las frecuencias naturales fueran bastante más altas en el modelo de acero, debido a su mayor rigidez (hecho que se constata a altas frecuencias), sin embargo, a bajas frecuencias, esta diferencia es bastante pequeña, siendo, además, los modos idénticos (figuras 8.10 y 8.11). Por tanto, en este aspecto, y a la vista de los resultados obtenidos del análisis modal, no se espera una diferencia de comportamiento muy notable entre un modelo y otro.

8.3. Análisis de respuesta harmónica

A continuación, se presentan los resultados más relevantes, obtenidos de la realización del análisis de respuesta harmónica del componente estudiado, previamente definido en el apartado 7.4.3, relativos a: respuestas frecuenciales, tensiones y deformaciones.

8.3.1. Acero aleado 34CrMo4

- Respuesta frecuencial

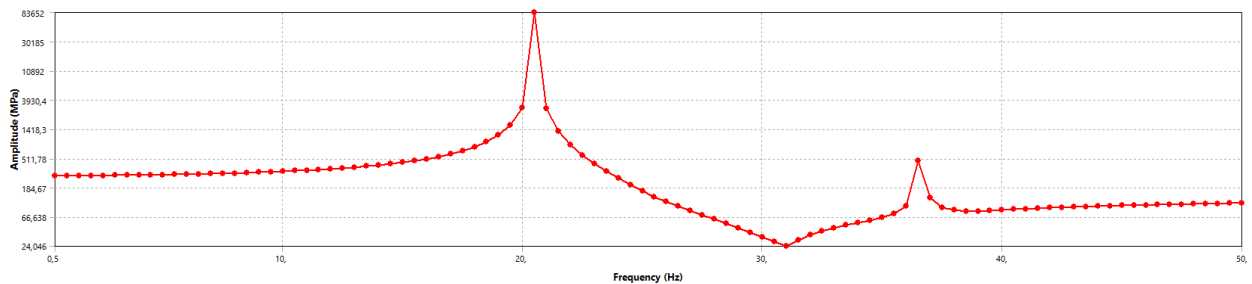


Figura 8.12: Respuesta en frecuencia de la tensión.

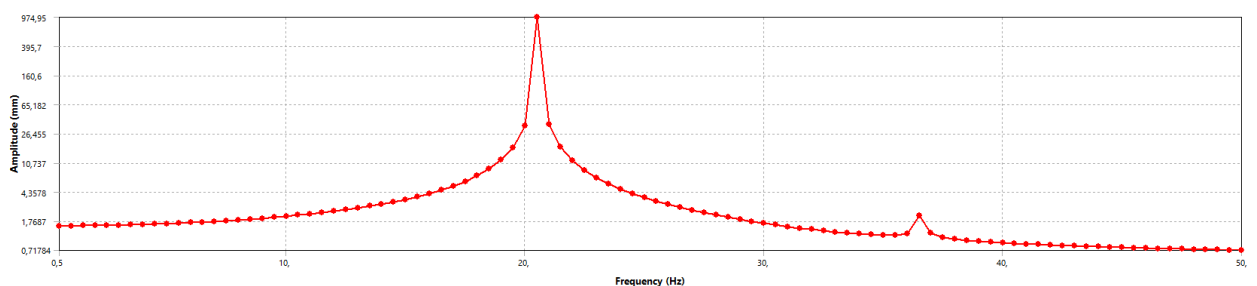


Figura 8.13: Respuesta en frecuencia de los desplazamientos.

- Tensión y deformación máximas a ~ 0 Hz

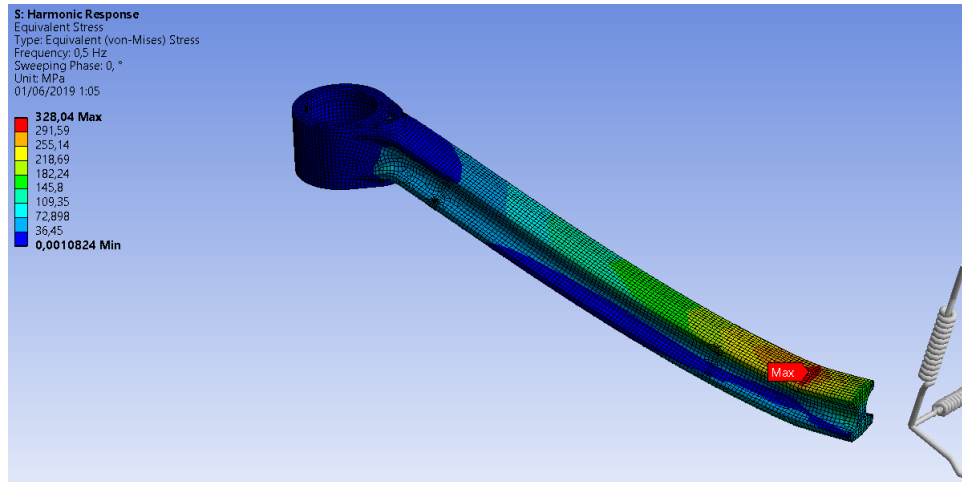


Figura 8.14: Mapeado tensional a ~ 0 Hz.

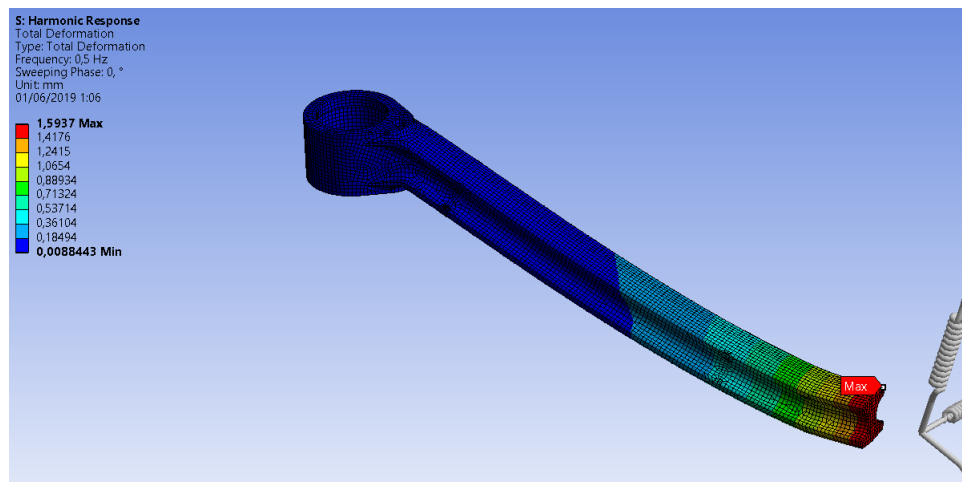


Figura 8.15: Mapeado de desplazamientos a ~ 0 Hz.

8.3.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam

- Respuesta frecuencial

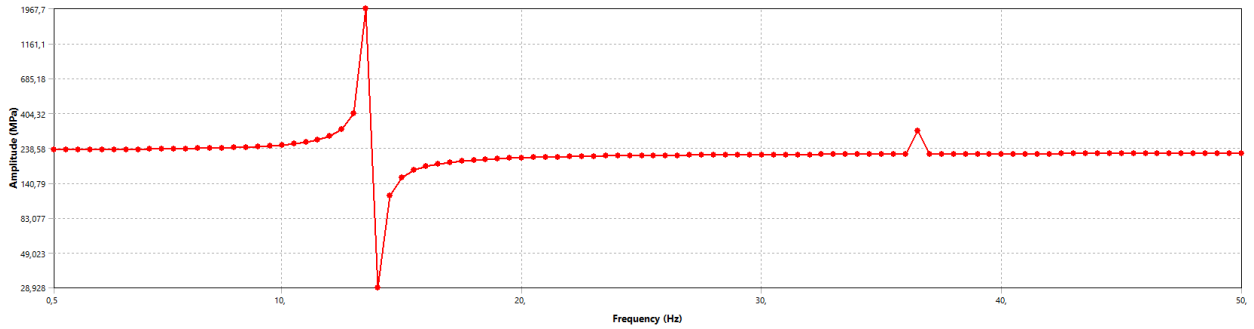


Figura 8.16: Respuesta en frecuencia de la tensión.

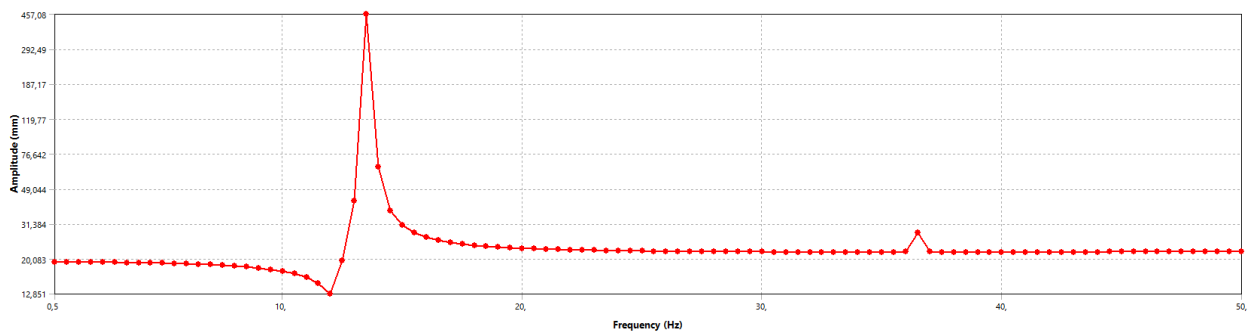


Figura 8.17: Respuesta en frecuencia de los desplazamientos.

- Tensión y deformación máximas a ~ 0 Hz

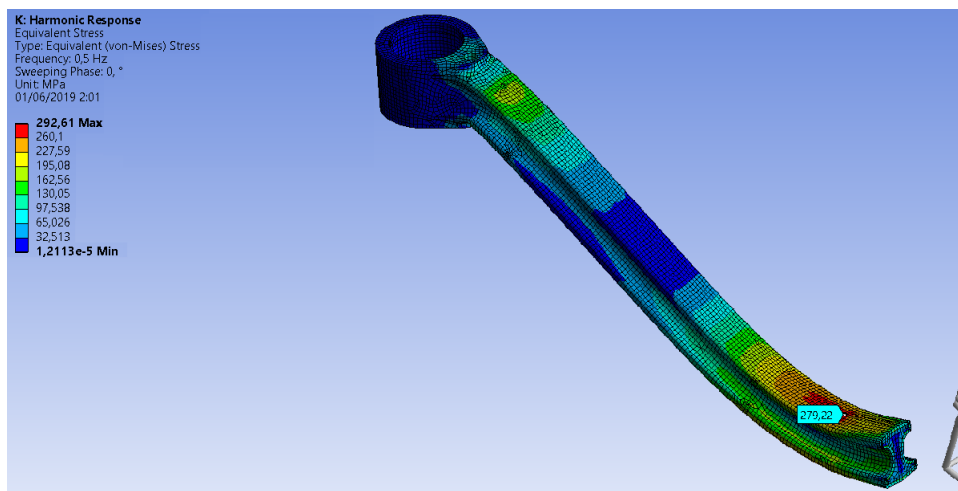


Figura 8.18: Mapeado tensional a ~ 0 Hz.

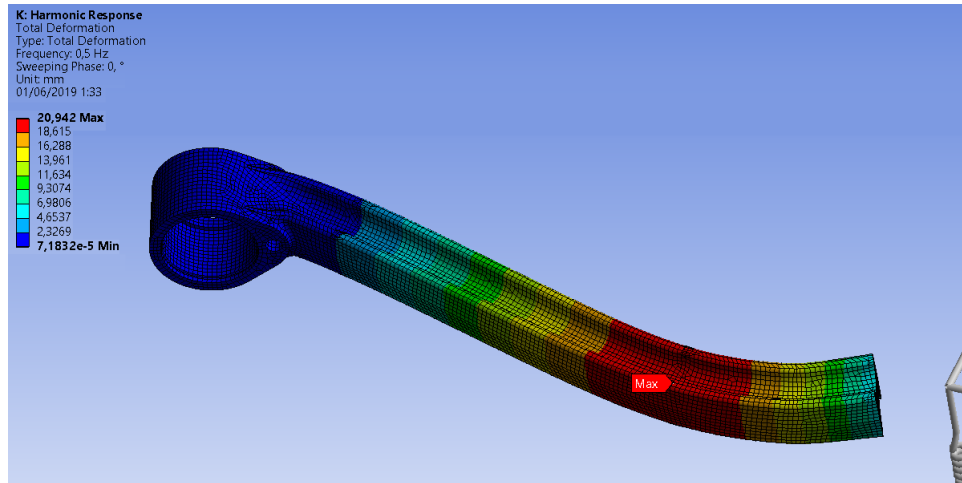


Figura 8.19: Mapeado de desplazamientos a ~ 0 Hz.

8.3.3. Resumen

Como puede observarse en las figuras 8.12 y 8.13, para el modelo de acero, a una frecuencia muy próxima a los 20 Hz, coincidiendo con la primera frecuencia natural, se genera una pronunciada resonancia, que aumenta desmesuradamente la respuesta del componente, tanto en desplazamientos como en tensiones. A la segunda frecuencia natural, en torno a los 36 Hz, se produce otra resonancia, aunque no tan destacada como la anterior. No obstante, se puede apreciar como el incremento de las tensiones es ligeramente superior, con respecto al incremento de los desplazamientos para dicha frecuencia.

En el modelo de material compuesto, acorde a las figuras 8.16 y 8.17, en torno a la primera frecuencia natural, sobre los 13,56 Hz, se produce una antiresonancia en la respuesta tensional del componente, aumentando bruscamente el valor de las tensiones conforme se acerca a dicho valor frecuencial, para poco después, caer con la misma celeridad hasta valores muy bajos. Con respecto a la respuesta en desplazamientos, también se produce una especie de antiresonancia sobre dicha frecuencia, pero de manera mucho menos pronunciada que como ocurre en el caso de la respuesta tensional. En ambos casos, también se produce una pequeña resonancia a la segunda frecuencia natural, sobre los 36 Hz, pero bastante poco pronunciada en ambos casos, con respecto a la ocurrida a la primera frecuencia natural.

Por tanto, ambos modelos presentan una resonancia crítica a la primera frecuencia natural, la cual, considerado el caso, debería evitarse. No obstante, hay que recordar que las solicitaciones con las que se ha realizado el análisis harmónico son las correspondientes a la envolvente de cargas, por tanto, corresponde a una situación más bien excepcional, por lo que en ningún caso se alcanzarían los valores mostrados en las gráficas de respuesta frecuencial.

Si se analizara la respuesta del componente a una frecuencia de 0 Hz, deberían obtenerse los resultados calculados en un análisis estático estructural, puesto que sería equivalente. Se ha realizado esta verificación para comprobar que todos los resultados obtenidos hasta el momento sean válidos y coherentes, comprobando la respuesta del componente a una fre-

cuencia de 0,5 Hz. Se ha realizado a 0,5 Hz porque el software no calcula la respuesta a 0 Hz (lógicamente, ya que para eso se encuentra el análisis estático), por lo que se ha elegido una frecuencia lo suficientemente cerca a 0 Hz.

Como puede observarse en las figuras 8.14 y 8.15 para el modelo de acero, y 8.18 y 8.19 para el de material compuesto, las máximas tensiones y desplazamientos alcanzadas son un poco mayores que las obtenidas en el análisis estático para el modelo de acero, y similares para el modelo de compuesto, debido a que se han obtenido a una frecuencia de 0,5 Hz, y no 0 Hz exactamente, sin embargo, se aprecia una similitud de valores entre los mostrados en las figuras 8.2 y 8.1 para el modelo de acero, y 8.5 y 8.4 para el de material compuesto, respectivamente, por lo que pueden verificarse los resultados. De tal manera, como era de esperar, tienen coherencia los resultados obtenidos en el análisis estático estructural, una vez verificados los mismos a partir los resultados obtenidos en el análisis harmónico, calculado por superposición modal.

8.4. Análisis de vibración aleatoria

A continuación, se presentan los resultados más relevantes, obtenidos de la realización del análisis de vibración aleatoria del componente estudiado, previamente definido en el apartado 7.4.4, relativos a: respuestas frecuenciales, desplazamientos y tensiones estadísticas, y vida a fatiga.

8.4.1. Acero aleado 34CrMo4

- Respuesta frecuencial

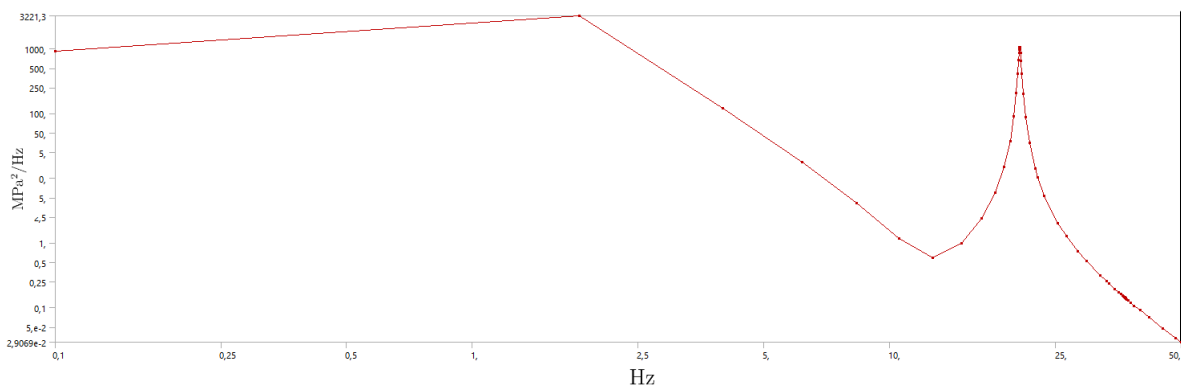


Figura 8.20: Respuesta frecuencial de la función PSD (aceleración Y).

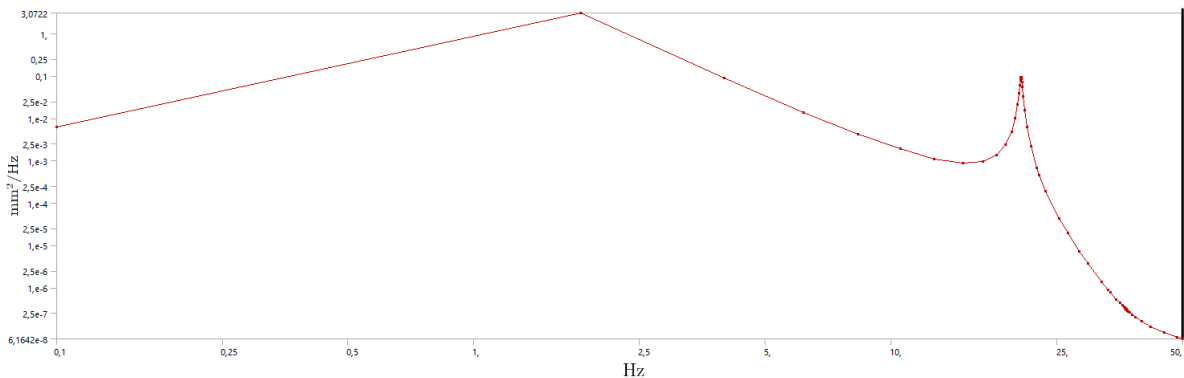


Figura 8.21: Respuesta frecuencial de la función PSD (desplazamiento Y).

• Desplazamientos estadísticos

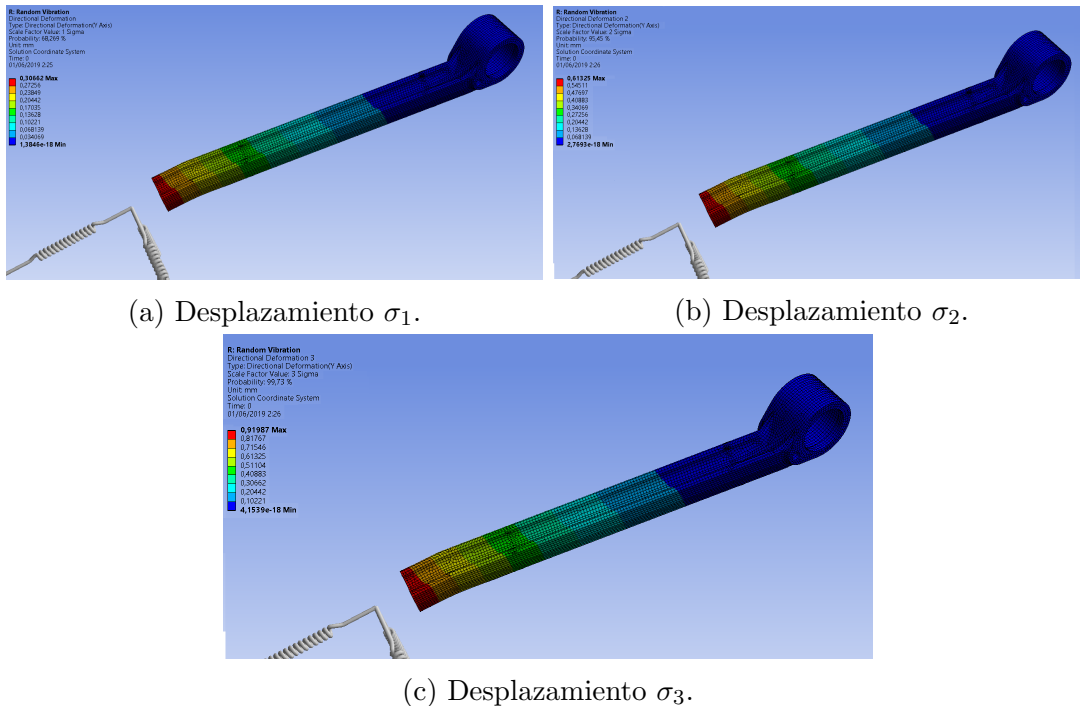


Figura 8.22: Desplazamientos estadísticos.

• Tensiones estadísticas

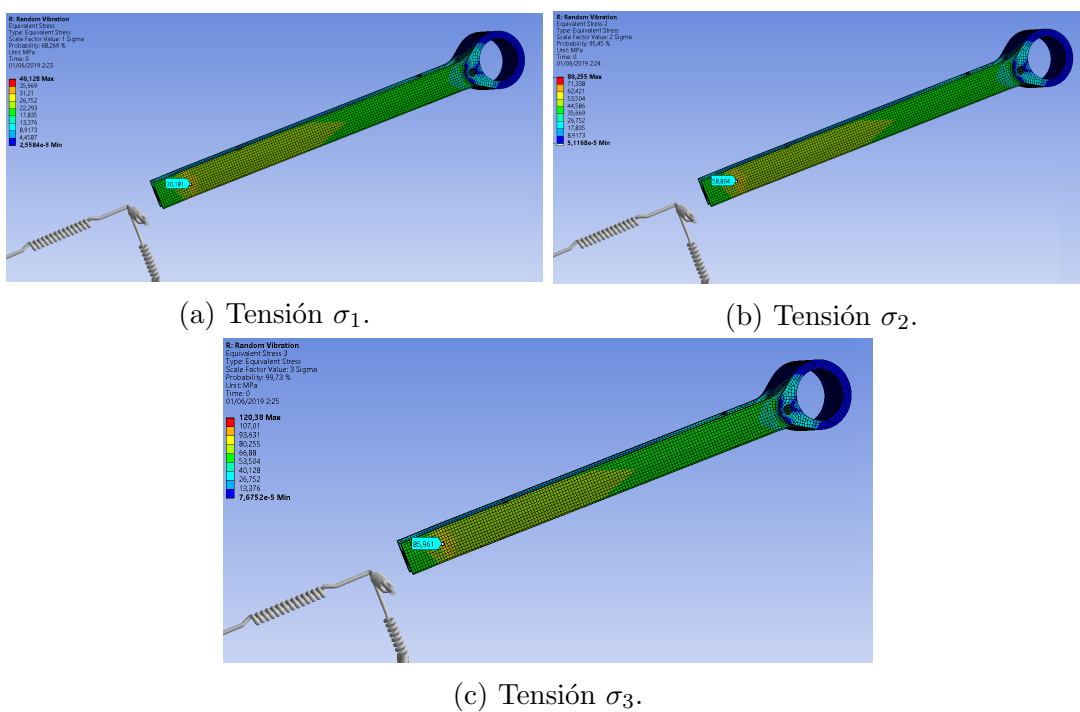


Figura 8.23: Tensiones estadísticas.

• Fatiga

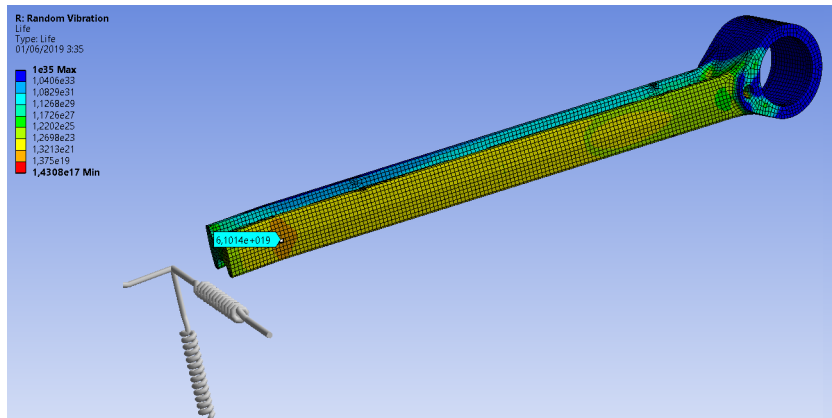


Figura 8.24: Vida a fatiga, en segundos.

8.4.2. Compuesto T300/5208 con núcleo foam

• Respuesta frecuencial

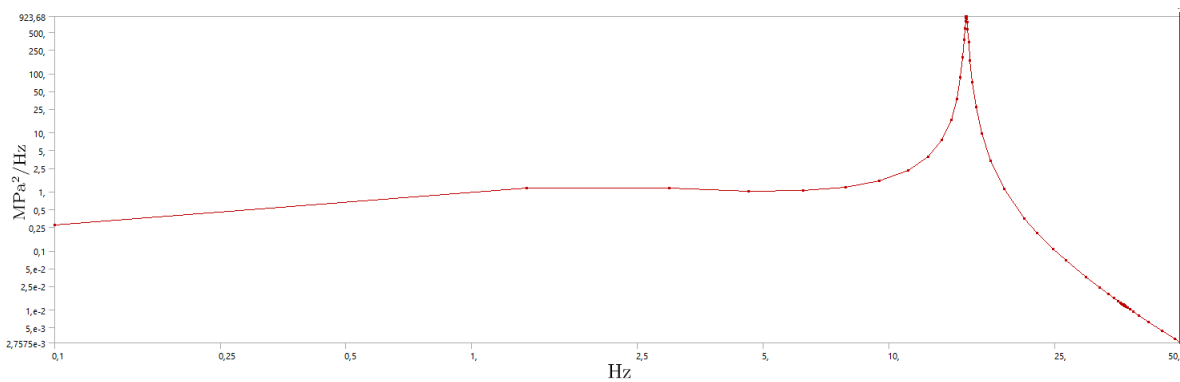


Figura 8.25: Respuesta frecuencial de la función PSD (aceleración Y).

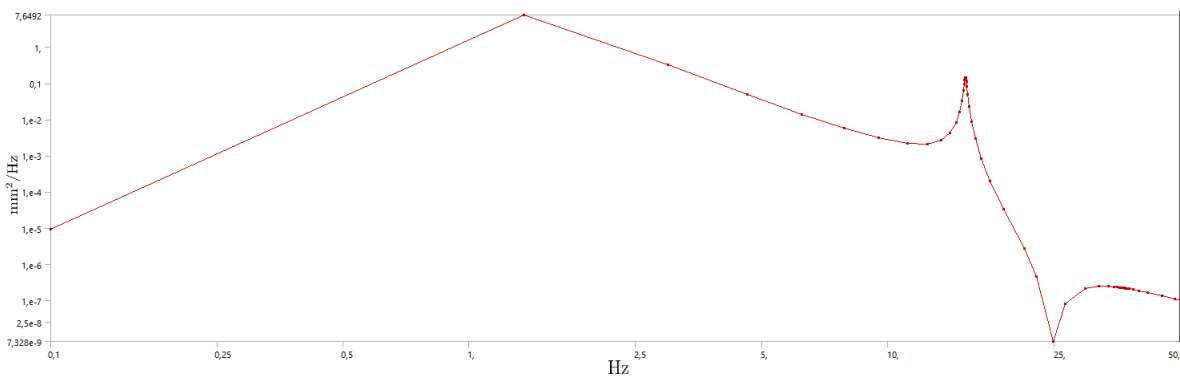


Figura 8.26: Respuesta frecuencial de la función PSD (desplazamiento Y).

• Desplazamientos estadísticos

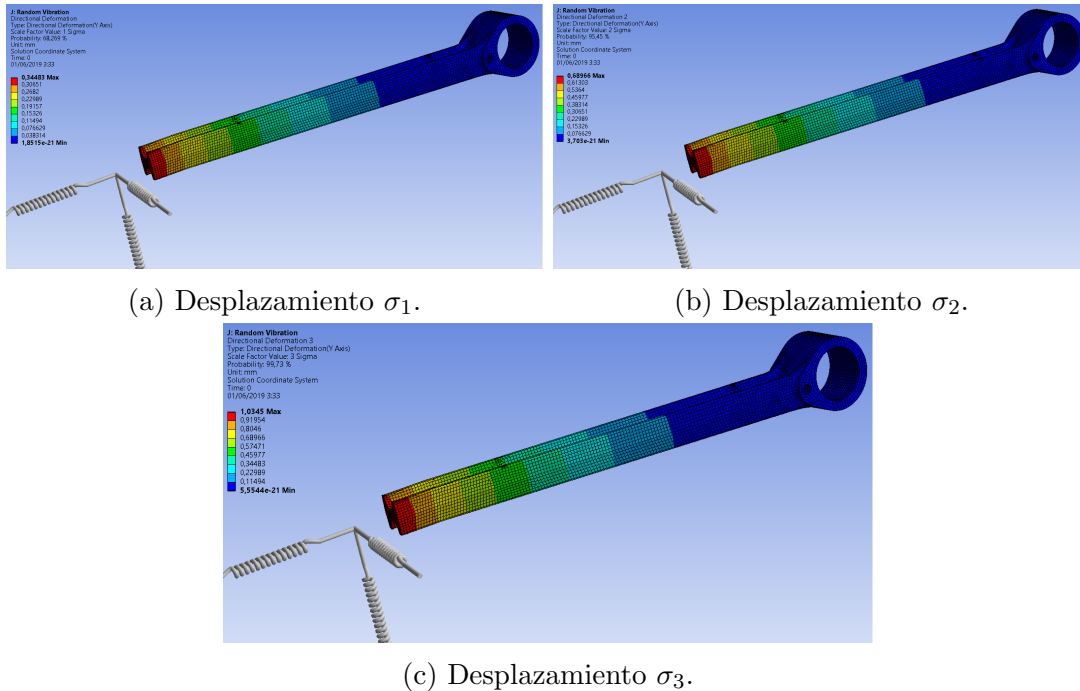


Figura 8.27: Desplazamientos estadísticos.

• Tensiones estadísticas

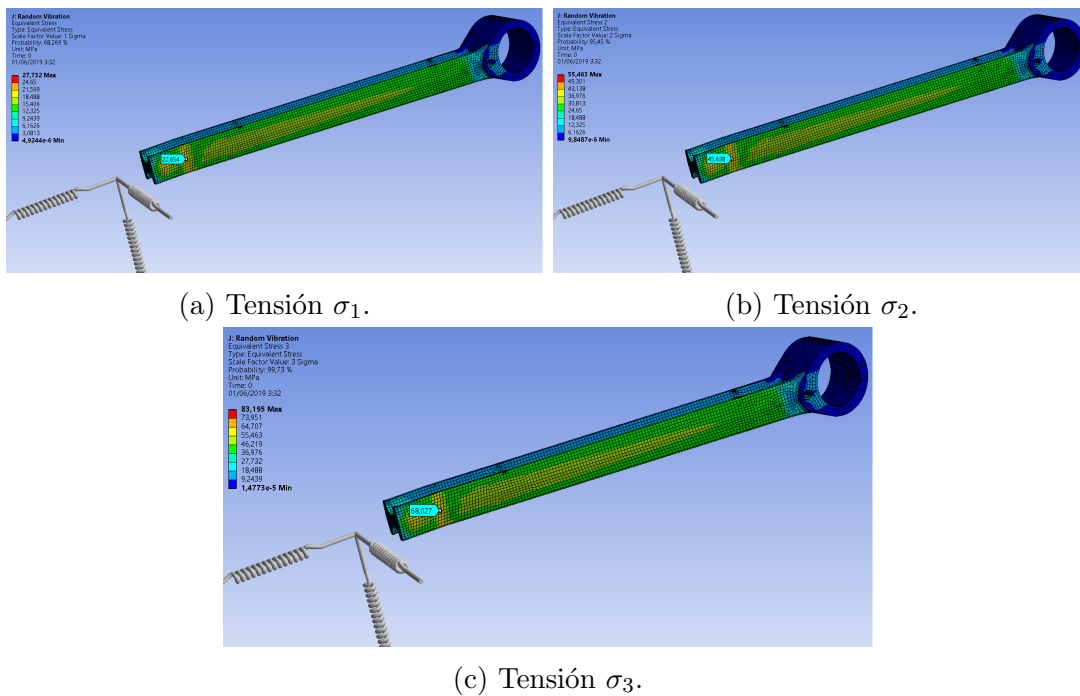


Figura 8.28: Tensiones estadísticas.

- Fatiga

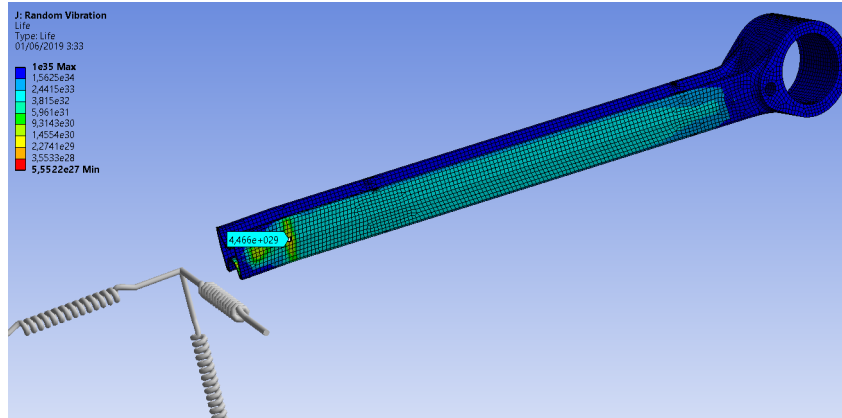


Figura 8.29: Vida a fatiga, en segundos.

8.4.3. Resumen

Resumen		
	Acero 34CrMo4	Compuesto T300/5208*
Desplazamientos máx σ_1 (mm)	0,31	0,34
Desplazamientos máx σ_2 (mm)	0,61	0,69
Desplazamientos máx σ_3 (mm)	0,92	1,03
Tensión Von Mises σ_1 (MPa)	40,13	27,73
Tensión Von Mises σ_2 (MPa)	80,26	55,46
Tensión Von Mises σ_3 (MPa)	120,38	83,2
Vida a fatiga	∞	∞

Tabla 8.7: Resumen del análisis de vibración aleatoria.

Primero de todo, aclarar que el término **Compuesto T300/5208*** hace referencia a un material isótropo aproximado al compuesto. En el capítulo 9, en el punto “Análisis de vibración aleatoria en material compuesto”, viene reflejado el por qué de esta decisión.

Al igual que ocurría en las respuestas frecuenciales obtenidas en el análisis harmónico, se reproduce una respuesta similar en cuando a la función PSD se refiere, obteniendo picos en las resonancias, sobre los 20 Hz en el modelo de acero, y sobre los 13 en el modelo de

compuesto, siendo la respuesta más pronunciada en tensiones que en desplazamientos. Se observa, además, una pequeña antiresonancia en la respuesta de desplazamientos, en el modelo de material compuesto.

Con respecto a los desplazamientos y tensiones estadísticas obtenidas, hay un aspecto que llama la atención por encima del resto, y es la magnitud de los valores obtenidos. Dichos valores, tanto en tensión como en desplazamientos, en ambos modelos, son muy inferiores a los obtenidos en el análisis estático, aspecto que era de esperar, aunque quizás no tanta la diferencia. En realidad, esto tiene mucho sentido, ya que, situando el contexto de los análisis realizados, se ha realizado un análisis estático con las máximas tensiones alcanzadas por el componente, y como se ha comprobado previamente, estas son debidas a las solicitaciones producidas por la acción de frenado, la cual, mientras se conduce, no es una acción cuya frecuencia se repita demasiado, teniendo un carácter más excepcional.

Por otro lado, el análisis de vibración aleatoria, proporciona unos valores estadísticos y representativos del estado al que se vería sometido el componente ante una sollicitación aleatoria, devolviendo una probabilidad máxima del 99,73 % en sus resultados, para una desviación estándar σ_3 . Analizando el espectro de aceleración temporal debido al frenado:

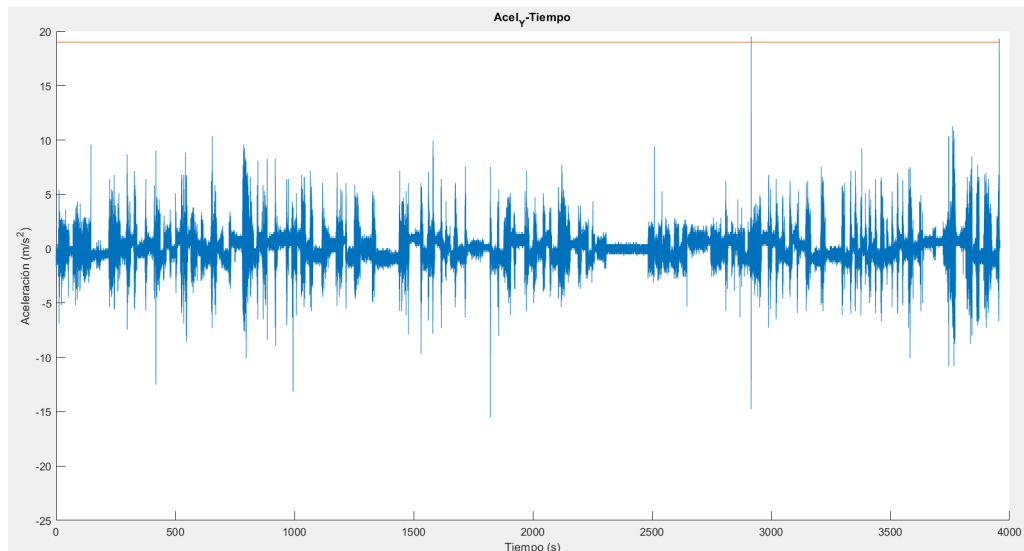


Figura 8.30: Frecuencia de picos de frenado.

Como puede observarse, se ha trazado una recta roja, a un nivel de 19 m/s^2 , aproximadamente el máximo valor que se alcanza. Dicha recta corta con la gráfica en dos ocasiones, y teniendo en cuenta que la señal alberga 396001 instantes de tiempo, puede calcularse la probabilidad con la que se alcanzaría dicho valor de aceleración.

$$\%a_y > 19\text{m/s}^2 = \frac{2\text{veces}}{396001\text{instantes}} * 100 = 0,0005\% \quad (8.1)$$

Como puede observarse, la probabilidad de que ocurra esta aceleración es altamente excepcional (físicamente, podría relacionarse con frenazos bruscos ante situaciones excepcionales), por lo que, la tensión estadística, que alcanza a mostrar un valor de tensión con un probabilidad del 99,73 % de que la tensión existente sea igual o menor, no recoge este valor provocado por una aceleración tan excepcional.

Por tanto, con este análisis puede alcanzarse a comprobar el nivel tensional real al que el componente se verá sometido la mayor parte de su tiempo de operatividad, y en función de estos parámetros estadísticos, obtener una aproximación de la vida a fatiga del componente.

Observando los resultados obtenidos del modelo de acero, se encuentra que el nivel tensional máximo al que se verá sometido el componente, oscilará entre los 40 y 120 MPa, con unos desplazamientos (sin considerar el punto remoto) de en torno a 0,3 y 0,9 mm. Ante estas condiciones, el cálculo a fatiga realizado prevee vida infinita para el componente, que a la vista de la magnitud de tensiones a las que se verá sometido, cabe esperar dicho resultado.

Finalmente, para el material compuesto, se espera un estado tensional máximo oscilante entre los 27 y 83 MPa, con unos desplazamientos de en torno a 0,34 y 1,03 mm. Las tensiones son menores que en el modelo de acero, y los desplazamientos algo mayores, que era de esperar por la menor rigidez que presenta el compuesto. No obstante, probablemente se podía esperar algo más de diferencia en cuanto a desplazamientos, pero, por un lado, al ser el nivel tensional mucho más bajo que el producido ante la envolvente de cargas, donde los desplazamientos máximos alcanzaban los 20 mm, es probable que los esfuerzos de flexión no sean tan importantes como para producir que el componente se deforme como una viga empotrada en un extremo y apoyada en otro, de manera tan pronunciada; por otro lado, no hay que olvidar que se ha modelado un material isótropo de referencia para comprobar el comportamiento del material compuesto en su dirección principal de trabajo (dirección de fibras), por lo que cabría esperar que estos desplazamientos fueran mayores en tanto que se pudiera realizar el análisis con una modelización del material más precisa. Teniendo esto en cuenta, ante el nivel de tensiones sometido, también se espera que el componente presente una vida infinita a fatiga.

9 Limitaciones

A lo largo del trabajo, han ido surgiendo una serie de contratiempos y dificultades, muchas de las cuáles se han resuelto de manera satisfactoria, bien sea mediante alguna simplificación, sustitución, cambio de procedimiento...etc. Sin embargo, se han dado otra serie de inconvenientes que, bien sea por causas ajenas o falta de disponibilidad de las herramientas necesarias, han causado limitaciones en el desarrollo del proyecto, obligando a tomar decisiones y realizar aproximaciones para poder obtener resultados, modificando ligeramente el enfoque con respecto al cual se planteaba el proyecto en un principio.

El presente apartado trata de sintetizar todas estas limitaciones, comentando como influyeron en el desarrollo del trabajo, las decisiones que se tomaron para superar las dificultades añadidas, y los efectos producidos con respecto a la precisión de los resultados finales.

- **Modelización del material compuesto**

El software Ansys cuenta con un módulo específico de preprocesado de materiales compuestos, denominado “ACP Pre”. Dicho módulo permite realizar una definición avanzada y en detalle del material compuesto, pudiendo definir materiales, láminas, sus correspondientes secuencias de apilamiento, e incluso la posibilidad de crear refuerzos de fibras en zonas del material donde fuera a ser necesario. También tiene la capacidad de calcular instantáneamente las propiedades finales del material compuesto resultante, en función de los espesores de lámina, ángulos de apilamiento, etc, y dispone de herramientas bastante útiles para el procesado de esta clase de materiales, permitiendo visualizar la dirección de las fibras, espesor y apilado de las capas y realizar secciones transversales, entre otras funcionalidades.

Sin embargo, es un módulo muy orientado al trabajo y preprocesado de láminas de compuesto, por lo que la geometría juega un papel importante a la hora de poder hacer uso de este útil módulo. Tiene la particularidad de que, al estar orientado a la definición de láminas de compuesto, únicamente permite el trabajo con elementos shell (elemento lámina, 2D) en dicho módulo, no pudiendo hacer uso de él con geometrías 3D. En piezas con geometrías complejas, con multitud de redondeos, sólidos de espesor variable...en definitiva, modelos que por su geometría no puedan ser optimamente modelizados mediante elementos shell, este módulo no podrá emplearse.

Éste último era el caso del componente de estudio, que debido a su compleja geometría, con multitud de secciones macizas diferentes, y un gran número de redondeos de radio variable, dificultaba mucho el intento de modelizado mediante elementos shell, imposibilitando el uso del mencionado módulo.

Ante este inconveniente, después de investigar en artículos de referencia las soluciones adoptadas por otros autores, se decidió modelar en la biblioteca de materiales, de manera genérica, un material ortótropo con las mismas propiedades mecánicas que tendría el compuesto modelado en el módulo específico de Ansys, para posteriormente, asignar este material a las partes que así fueran designadas, tal y como ya se ha expuesto previamente.

Si bien, el empleo del módulo hubiera supuesto un abanico de posibilidades más amplio a la hora de modelar en detalle el material compuesto, se considera que con el método empleado se cumple la condición fundamental de reproducir fielmente el comportamiento de un material compuesto, por lo que, a grandes rasgos, las diferencias con respecto a la precisión de los resultados no se espera que sean relevantes, en cuanto a simulación por elementos finitos se refiere.

- **Postprocesado de materiales compuestos**

Al igual que Ansys dispone de un módulo específico para el preprocesado de los materiales compuestos, también cuenta con otro diferente para el postprocesado de los resultados, denominado “*ACP Post*”.

Dicho módulo permite importar los resultados de los análisis realizados, como los de un análisis estático estructural, por ejemplo, y emplearlos para realizar verificaciones propias de los materiales compuestos, así como del cumplimiento de los criterios de fallo establecidos. No obstante, como era de esperar, dicho módulo solo puede ser empleado para geometrías previamente preprocesadas con el módulo específico de Ansys, *ACP Pre*.

La solución adoptada, para suplir este inconveniente, ha sido la de realizar el postproceso de los resultados de manera manual. Se ha programado en Matlab un script donde se realiza la verificación del criterio de Tsai-Wu, el cuál ha sido elegido para la validación del material compuesto, y a partir de los resultados obtenidos de los análisis realizados, se han verificado los puntos críticos del componente para asegurar que en cualquier caso se cumple el criterio.

Si bien ha supuesto un trabajo extra, se considera que la validez de los resultados no se ha visto en ningún caso alterada.

- **Fatiga en materiales compuestos**

Con respecto al cálculo a fatiga en materiales compuestos, lo cierto es que Ansys presenta bastantes carencias, a día de hoy. En su versión actual, las únicas curvas SN, empleadas para el cálculo a fatiga, que Ansys permite introducir, son la de materiales isótropos, con una única tensión de límite elástico existente. Ansys no permite introducir curvas SN de materiales

ortótropos, que presenten diferentes propiedades mecánicas en diferentes direcciones, por lo que una única curva SN no sería representativa del material.

Asimismo, Ansys dispone de varios módulos integrados capaces de realizar cálculos relativos a ciclos de vida, pudiendo ser empleados en análisis estáticos, de respuesta harmónica, de vibración aleatoria...etc, sin embargo, todos ellos se basan en la curva SN del material para el cálculo de los resultados. Ante esta situación, actualmente, no resulta posible postprocesar ningún tipo de cálculo a fatiga empleando la versión existente de Ansys. Si bien es cierto, dispone de un módulo aislado denominado “*Ansys nCode Design Life*” que está únicamente orientado al cálculo de fatiga, y en dicho módulo sí que es posible postprocesar la fatiga en materiales compuestos. No obstante, dicho módulo no se encuentra incluido en el paquete general de productos que conlleva el programa Ansys, tampoco existiendo la posibilidad de obtener una versión académica, por lo que el acceso al mismo no ha resultado posible.

Esto supuso un inconveniente, si bien, aprovechando el próximo punto, se propuso una alternativa para obtener una referencia aproximada.

- **Análisis de vibración aleatoria en material compuesto**

A la hora de realizar el análisis de vibración aleatoria y obtener los resultados, éstos no cuadraban con el orden de magnitud que se estaba manejando hasta el momento. Empleando siempre los mismos modelos, tanto el análisis estático estructural, modal y de respuesta harmónico, seguían una tendencia, pudiendo relacionar en cualquier caso los resultados obtenidos entre el modelo de acero y de material compuesto, mediante fundamentos físicos.

Sin embargo, a la hora de realizar el análisis de vibración aleatoria en el modelo de material compuesto, aplicando exactamente las mismas excitaciones que al modelo de acero, se encontró una disparidad de resultados entre modelos que no era de esperar, siendo, además, los obtenidos en el material compuesto poco coherentes.

Ante tal situación, se optó por consultar en foros oficiales de Ansys sobre dichos resultados, obteniendo respuestas por parte del personal técnico de Ansys, que sospechaban podría deberse a un error del software, e invitaban a compartir el fichero para arreglar la incidencia en las próximas versiones.

Por tanto, descartada la opción de implementar este tipo de análisis con material compuesto, se tomó la alternativa de modelar un material isótropo con las características propias de la dirección de las fibras del material compuesto. Esta decisión estuvo fundamentada en que, principalmente, el compuesto se iba a ver solicitado en su dirección fuerte, por lo que, su comportamiento resultante se asemejaría más al suyo propio en la dirección de las fibras. Por tanto, modelando un material isótropo con la rigidez del compuesto y coeficiente de poisson según su dirección principal de fibras, además del resto de propiedades mecánicas, si bien no dejaría de ser una aproximación, resultaría un experimento válido para tener una referencia acerca del comportamiento del material compuesto.

Además, aprovechando que se había sustituido un modelo de material ortótropo por uno isótropo, en el cual sí que era posible definir la curva SN del material, volviendo al punto anterior relativo a la fatiga, se aprovechó esto para definir una curva SN correspondiente a un compuesto de carbono-epoxy, en su dirección principal de fibras, y aprovechar el análisis de vibración aleatoria para estimar un cálculo a fatiga que, con el modelado de un material compuesto, no sería posible.

Evidentemente, las decisiones tomadas se basan en aproximaciones, y los resultados obtenidos pueden distar de la realidad, sin embargo, se considera que, ante las circunstancias surgidas, dichas decisiones han contribuido a obtener unos resultados aproximados para tener una primera referencia sobre el comportamiento de estos materiales.

- **Cálculo de rigideces en las condiciones de contorno**

Otro aspecto que pudo haber contraído una fuente de error a los resultados obtenidos fue el modo de cálculo de las rigideces en las condiciones de contorno aplicadas.

Como se comentó, la manera idónea de obtener fielmente estos valores, era a través de un modelo de sistema multicuerpo de la suspensión al completo, ya que actuaban elementos difíciles de cuantificar, como amortiguadores, diversos resortes...etc, no pudiendo obtenerse, en ningún caso, de manera directa estos valores.

Ante la imposibilidad de contar con dicho modelo, se hizo uso de los resultados conocidos de una suspensión de referencia alternativa, mediando su modelo FEM, para calcular un valor de las rigideces que reprodujera un comportamiento en el componente de la suspensión de estudio similar a la de referencia, con el objetivo de someterla a unas sollicitaciones que se esperaba fueran similares.

Parece claro que, al tomar como referencia una suspensión similar para reproducir su comportamiento con otra, aunque ligeramente, diferente, por muy bien que se estimaran los parámetros necesarios, la fuente de error existiría en tanto que no dejan de ser distintas unas de otras, con sus diferentes detalles de diseño y particularidades.

No obstante, al no contar con ninguna otra referencia, mínimamente se puede asegurar que, mediante este método, el componente se ha simulado ante unas condiciones realistas, que afinando el modelo y cálculo de los parámetros pudiera ser más o menos precisa en su comportamiento, pero en líneas generales, el modelo es perfectamente válido para comprender el funcionamiento del componente estudiado.

Se considera pues, que si bien puede existir un cierto margen de error en los resultados numéricos obtenidos, se puede asegurar que el comportamiento de la pieza se ha simulado ante unas condiciones realistas, y la tendencia de los resultados obtenidos, así como las zonas críticas de diseño identificadas, son válidas.

- **Simulación del componente**

Siguiendo con lo comentado en el punto anterior, realmente, la manera más fiel y veraz de haber simulado el componente de estudio, sería mediante el análisis del conjunto de la suspensión al completo.

El cálculo de rigideces equivalentes para simular un comportamiento puede suponer una técnica ingeniosa para obtener la respuesta de un componente, sin embargo, en un conjunto donde intervienen tantos elementos, aspectos como el punto de aplicación de las cargas, y como se distribuyen estas entre los diferentes componentes, pueden llegar a ser aspectos bastante complejos de modelar por sí solos. Por no mencionar las interacciones existentes en las uniones de componentes y los esfuerzos de contacto que se generarían que, evidentemente, no pueden ser considerados mediante el análisis de un componente aislado.

Por tanto, tal y como se ha comentado, la manera más precisa de conocer el comportamiento real del componente estudiado, sería mediante la implementación del sistema de suspensión al completo. Sin embargo, esto resultaba completamente inviable, principalmente por un motivo.

La simulación de un conjunto con tantos elementos, conllevaría a la realización de un modelo de elementos finitos con un número de nodos muy alto, convirtiéndose en un modelo muy pesado y difícil de trabajar con él. Además, el costo computacional de llevar a cabo un solo cálculo conllevaría una demora de tiempo que lo volvería impracticable. Teniendo en cuenta que, en el ámbito profesional, donde se cuenta con equipos muy potentes específicamente diseñados para ello, un cálculo de esta naturaleza puede durar horas, y dependiendo del caso, incluso se podría hablar de días, no tiene sentido plantearse esto dentro de un ámbito académico, donde se trabaja con equipos de potencia limitada.

Aún así, se considera que los resultados obtenidos son representativos del componente, y pueden ser empleados como referencia para estudios más en profundidad, en el futuro.

- **Fatiga con cargas de amplitud no constante**

La idea inicial, era implementar un análisis clásico a fatiga del componente (aunque más tarde, se hubiera descubierto que no podía implementarse en materiales compuestos), para comprobar el número de ciclos que soportaría ante las sollicitaciones exigidas.

Sin embargo, ni siquiera pudo ser posible en el modelo de acero, ya que se tuvo constancia de otro pequeño inconveniente que presentaba Ansys a la hora de realizar el postprocesado. Si bien con historiales de carga de amplitud constante, no se detectó ningún problema, en el caso de señales aleatorias donde esta amplitud no se mantiene, como es el caso (figura 6.10), a la hora de visualizar los resultados de fatiga, estos no presentaban un orden de magnitud adecuado, dejando entrever que el número de ciclos definido como vida infinita, no se estaba considerando.

Al igual que anteriormente, se procedió poniendo en conocimiento este hecho al personal técnico de Ansys, que, nuevamente, dejaron entrever que podría ser un fallo del software, dejando abierta la posibilidad de solucionarlo en futuras versiones. De esta manera, se descartó la opción de implementar este análisis.

Sin embargo, se investigó acerca de las alternativas que podía ofrecer Ansys en este ámbito, y se descubrieron nuevas posibilidades que antes eran desconocidas y no se tenían intención de implementar, como el análisis de respuesta harmónica y el análisis de vibración aleatoria.

Se considera pues que, a pesar de no haber sido posible implementar un análisis clásico de fatiga por las limitaciones del software, dicho propósito se ha cubierto satisfactoriamente con la implementación de dicho análisis en el dominio de la frecuencia, y, académicamente, la satisfacción es mayor por el hecho de conocer y haber podido tener la posibilidad de estudiar y trabajar en materias previamente desconocidas.

10 Conclusiones

A modo de resumen, en el presente capítulo, se pretenden exponer las principales conclusiones que se pueden extraer de las diferentes simulaciones realizadas, de manera concisa, así como la valoración final de todo el trabajo realizado. Las conclusiones finales se enuncian a continuación.

- La menor rigidez que presenta el modelo de material compuesto provoca unas tensiones máximas algo menores que en el modelo de acero, pero presenta unos desplazamientos considerablemente mayores al mismo.
- Esta diferencia de rigideces provoca también que la deformada no sea la misma en ambos casos, asemejándose más a la deformada de una viga empotrada, en el modelo de acero, y en el caso del material compuesto, su forma es más similar a la manera de deformarse de una viga empotrada en un extremo y apoyada en el otro.
- Siendo las máximas tensiones resultantes de compresión en ambos casos, los mayores desplazamientos ocurridos en el modelo de material compuesto producen unas tensiones de tracción considerablemente mayores que las existentes en el modelo de acero.
- Las solicitaciones críticas son debidas a las fuerzas de frenado, de ahí que en el diseño de la suspensión, el componente de estudio se oriente con su eje fuerte destinado a resistir las flexiones producidas por las fuerzas y momentos de esta índole.
- En ambos casos, el componente tiene un margen de seguridad holgado, cumpliendo con las exigencias tensionales satisfactoriamente, si bien, se aprecia una ligera disminución en el coeficiente de seguridad del modelo de material compuesto, debida a la sensibilidad del mismo frente a las tensiones de cortadura existentes.
- El modelo de material compuesto presenta unas frecuencias naturales menores que las del modelo de acero, nuevamente, debido a su menor rigidez; si bien, esto es considerablemente más notable a altas frecuencias, cuya importancia es menor, no siendo la diferencia a bajas frecuencias tan considerable.
- En ambos casos, el primer modo de vibración se identifica como aquel al que evitar, provocando resonancias que aumentan en gran medida el efecto producido por las solicitaciones.

- Las solicitaciones de diseño, seleccionadas según la envolvente del historial de cargas, se producen de manera muy excepcional, provocando un nivel tensional mucho mayor que el habitual. Probablemente, sean debidas a frenazos bruscos en situaciones excepcionales.
- En ambos casos, la mayor parte del tiempo de operatividad del componente, se verá sometido a un nivel tensional relativamente bajo, para las propiedades mecánicas del material. Esto propicia una resistencia de vida a fatiga infinita, para ambos modelos.
- El modelo de acero empleado para realizar las simulaciones presentaba un peso 10,3 kgs, por los 0,98 kgs del de material compuesto, teniendo en cuenta que dichos modelos se simplificaron para una simulación más óptima, eliminando una parte de la geometría de la pieza. Considerando la pieza al completo, el modelo de acero albergaría finalmente un peso de 12,2 kgs, por los 1,1 kgs del de material compuesto, lo que supondría una considerable diferencia de peso de 11,1 kgs entre las diferentes configuraciones estudiadas.
- Extendiendo el punto anterior al conjunto de la suspensión, que dispone de 8 unidades del componente estudiado, la reducción de peso aumentaría hasta los 90 kgs, aproximadamente.
- El último punto resulta con diferencia el de mayor interés, debido a las grandes ventajas que conlleva y la multitud de posibilidades que abre. Si bien es cierto que el margen de seguridad sería un poco mayor en el modelo de acero, en el de material compuesto sigue presentando un valor bastante positivo, sin embargo, esta reducción de peso tan notable contribuiría también a la reducción de las solicitaciones de la estructura del vehículo en su conjunto, posibilitando quizás algún rediseño de algún componente que permitiera disponer una versión más económica. Además, al disminuir el peso, aumentaría la eficiencia del vehículo en su conjunto, traducándose esto en una reducción del consumo de combustible, que a su vez supondría un ahorro económico para el usuario final, y una reducción de las emisiones CO₂, aspecto de importancia capital actualmente.

De la realización de este trabajo, en general, puede apreciarse la versatilidad que ofrecen actualmente los materiales compuestos, teniendo cabida en un sinnúmero de usos, debido a la extensa variedad de propiedades mecánicas que pueden albergar, siendo objetos de estudio para la implementación en cada vez un mayor número de aplicaciones, y presentando aún un amplio abanico de posibilidades por investigar.

En el caso concreto estudiado, a tenor de las conclusiones extraídas del proyecto, podría concluirse que, en primera instancia, sería posible considerar el material compuesto estudiado como sustituto del acero para la fabricación del componente de la suspensión, presentado como gran ventaja una reducción del peso del sistema de suspensión completo, que beneficiaría al conjunto del vehículo total.

El componente fabricado en material compuesto presenta un comportamiento similar al de acero, cumpliendo todos los criterios de fallo que se han exigido durante el desarrollo del trabajo, por lo que, desde un punto de vista estructural, podría considerarse válido. No obstante, cabe mencionar que el trabajo realizado puede emplearse como punto de partida para la propuesta de implementación de dicho cambio, siendo el siguiente a paso a realizar para futuras investigaciones, la simulación de la suspensión al completo con los materiales modelizados de la manera más precisa posible.

Asimismo, también sería interesante realizar un análisis de vibraciones de la suspensión al completo, para comprobar los efectos que producen los mayores desplazamientos del material compuesto, y la reducción del peso en el conjunto de la suspensión, con el objetivo de conocer si esto afectaría de manera positiva o negativa al confort producido por la suspensión.

Finalmente, también sería necesario realizar un estudio económico sobre la implementación de dicha modificación, considerando el precio de los materiales, de los procesos industriales necesarios para la fabricación del componente, así como de los derivados de la implementación del cambio en el proceso productivo. Asimismo, también debería estudiarse el impacto que esta implementación podría tener en el mercado, valorando los beneficios tanto privados, como globales y medioambientales.

Por tanto, tal y como se ha expuesto, puede darse por válido el principal objetivo de este trabajo, siendo posible considerar viable el material compuesto como futuro sustituto del acero en aplicaciones de automoción, concretamente, en la suspensión estudiada, a falta de la realización de los futuros estudios que seguirían a este proyecto.

Adicionalmente, cabe el espacio para la reflexión, en un mundo donde, actualmente, la emisión de contaminantes a la atmósfera supone uno de los principales riesgos para la salud, y uno de los grandes desafíos a superar para tratar de frenar el cambio climático. En este contexto, la mayoría de investigaciones, actualmente, se centran en tratar de conseguir el máximo aumento posible del rendimiento de los motores, haciéndolos más eficientes y menos contaminantes; no obstante, a la vista de los resultados obtenidos en este proyecto, se deja la puerta abierta a futuras líneas de investigación, donde se traten de implementar el máximo aprovechamiento de los materiales empleados en diferentes componentes de los vehículos del futuro, tratando de conseguir la mayor eficiencia posible en su conjunto. Si bien, puede ser cierto que, la principal fuente de progreso siga siendo la mejora en la eficiencia de los motores, esto abre un campo de posibilidades en un sector donde el acero lleva predominando, prácticamente, desde el origen del mismo, y presenta alternativas que aportan ventajas tan interesantes como las que se han comentado, y ante el futuro que aguarda, *toda contribución, por pequeña que sea, suma.*

11 Bibliografía

- [1] AENOR. *Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico*. UNE 157001. Madrid: AENOR, 2014.
- [2] AENOR. *Aceros para tratamiento térmico, aceros aleados y aceros de fácil mecanización. Parte 2: Aceros aleados para temple y revenido*. UNE 683-2. Madrid: AENOR, 2019.
- [3] H. G. Weijland “An aramid yarn for reinforcing plastics,” *Plastica*, no. 11, pp. 374–380, 1977.
- [4] P. Morgan, *Carbon fibers and their composites*. Taylor & Francis, 2005.
- [5] “Tipos de materiales compuestos.” [Online]. Disponible: <https://www.aimplas.es/blog/tipos-de-materiales-compuestos/>. [Acceso: 24-Abr-2019].
- [6] “Plásticos reforzados con fibras.” [Online]. Disponible: https://es.wikipedia.org/wiki/Plásticos_reforzados_con_fibras. [Acceso: 24-Abr-2019].
- [7] “Material compuesto.” [Online]. Disponible: https://es.wikipedia.org/wiki/Material_compuesto. [Acceso: 24-Abr-2019].
- [8] “A summary of Classical Lamination Theory.” [Online]. Disponible: https://wstein.org/edu/2010/480b/projects/05-lamination_theory/A_summary_of_Classical_Lamination_Theory.pdf. [Acceso: 25-Mar-2019].
- [9] H. A. Raut, “STATIC AND DYNAMIC FEA ANALYSIS OF A COMPOSITE LEAF SPRING,” The University of Texas at Arlington, Texas, 2016.
- [10] P. S. Gaikwad, “COMPARISON OF STEEL AND COMPOSITE LEAF SPRINGS USING FEA,” The University of Texas at Arlington, Texas, 2018.
- [11] R. G. Z. Youssef, F. Jacquemin, D. Gloaguen, “A multi-scale analysis of composite structures: Application to the design of accelerated hygrothermal cycles,” *ResearchGate*, pp. 302–309, 2007.
- [12] B. S. and C.-S. L. Moon il Kim, Suhyun Kim, Taehee Kim, Dong Koo Lee, “Mechanical and Thermal Properties of Epoxy Composites Containing Zirconium Oxide Impregnated Halloysite Nanotubes,” *Coatings*, p. 9, 2017.

- [13] C. of Engineering, “Summary of Classical Lamination Theory (CLT) Calculations.” University of Washington, Washington, 2010.
- [14] Santhosh M. Kumar, “Analyzing Random Vibration Fatigue,” vol. II, no. 3, pp. 39–42, 2008.
- [15] L. N. McCartney, “Predicting properties of undamaged and damaged carbon fibre reinforced composites,” Hampton Road, Teddington, Middlesex, 2017.
- [16] G. D. M. Teixeira, “Random Vibration Fatigue Analysis of a Notched Aluminum Beam,” *Int. J. Mech. Eng. Autom. Random*, vol. 2, no. 10, pp. 425–441, 2015.
- [17] M. Rodríguez Súnico, “Análisis modal operacional: Teoría y práctica,” 1ª ed., Sevilla: Universidad de Sevilla, 2005, pp. 51–62.
- [18] T. Sadik, C. Pillon, C. Carrot, J. A. Reglero Ruiz, M. Vincent, and N. Billon, “Polypropylene structural foams: Measurements of the core, skin, and overall mechanical properties with evaluation of predictive models,” *J. Cell. Plast.*, vol. 53, no. 1, pp. 25–44, 2017.
- [19] E. C. Sebastián, “Análisis de criterios de fallo para materiales compuestos,” Universidad Politécnica de Valencia, 2016.
- [20] W. Zhao and R. K. Kapania, “Vibration Analysis of Curvilinearly Stiffened Composite Panel Subjected to In-Plane Loads,” *AIAA J.*, vol. 55, no. 3, p. 39, 2016.
- [21] T. Irvine, “POWER SPECTRAL DENSITY” [Online]. Disponible: <http://vibration-data.com/tutorials2/psd.pdf>. [Acceso: 18-Mar-2019].
- [22] R. K. Vimal and G. Dhanjayan, “Improving fatigue life of gas turbine fan blade using advanced composite materials,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 455, no. 1, 2018.
- [23] T. Irvine, “SHOCK AND VIBRATION SIGNAL ANALYSIS,” [Online]. Disponible: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.366.3412&rep=rep1&type=pdf>. [Acceso: 18-Mar-2019].
- [24] V. Tran-Viet, “The influence of asymmetric structure on vibration of satellites,” Universitat Politècnica de Catalunya, 2017.
- [25] W. Wu, Q. Wang, and W. Li, “Comparison of tensile and compressive properties of carbon/glass interlayer and intralayer hybrid composites,” *Materials (Basel)*, vol. 11, no. 7, 2018.
- [26] S. K. Saw, R. Purwar, S. Nandy, J. Ghose, and G. Sarkhel, “Fabrication, characterization, and evaluation of Luffa cylindrica fiber reinforced epoxy composites,” *BioResources*, vol. 8, no. 4, pp. 4805–4826, 2013.
- [27] B. R. Browell and A. Hancq, “Calculating and Displaying Fatigue Results” , ANSYS Inc, 2006.

- [28] X. Huang, “Fabrication and properties of carbon fibers,” *Materials (Basel)*., vol. 2, no. 4, pp. 2369–2403, 2009.
- [29] M. A. Pérez and M. Sánchez, “Fundamentos de la mecánica de los materiales compuestos,” en *Aplicaciones avanzadas de los materiales compuestos en la obra civil y la edificación*, 2014, pp. 19–50.
- [30] K. K. H. Yeung, “Mechanical Properties of Kevlar-49 Fibre Reinforced Thermoplastic Composites,” *Polym. Polym. Compos.*, vol. 20, no. 5, pp. 411–424, 2012.

II. ANEXOS

Índice Anexos

A. Cálculo de propiedades del material compuesto T300/5208	128
B. Ficheros MATLAB	129
B.1. Filtrado de las señales de aceleración	129
B.2. Programación del criterio de Tsai-Wu	133
B.3. Generación de las funciones PSD de las señales de aceleración	134

A Cálculo de propiedades del material compuesto T300/5208

En el presente anexo se pretende mostrar el procedimiento de cálculo para las propiedades resultantes del material compuesto, a partir de sus materiales constituyentes. Las propiedades mecánicas de dichos constituyentes se encuentran en la tabla 6.3.

Aplicando todo lo expuesto en el apartado 3.2.3, las propiedades resultantes del material compuesto T300/5208 se calcularían como procede:

$$E_{11} = \nu_f E_{f_{11}} + \nu_m E_m = 0,6 * 230 + 0,4 * 2,9 = 139,16 GPa \quad (A.1)$$

$$E_{22} = \frac{E_{f_{22}} E_m}{\nu_f E_m + \nu_m E_{f_{22}}} = \frac{15 * 2,9}{0,6 * 2,9 + 0,4 * 15} = 5,62 GPa \quad (A.2)$$

$$\nu_{12} = \nu_f \nu_{f_{12}} + \nu_m \nu_m = 0,6 * 0,2 + 0,4 * 0,35 = 0,26 \quad (A.3)$$

$$G_{12} = \frac{G_{f_{12}} G_m}{\nu_f G_m + \nu_m G_{f_{12}}} = \frac{15 * 1,07}{0,6 * 1,07 + 0,4 * 15} = 2,42 GPa \quad (A.4)$$

$$TYS_{11} = \nu_f \sigma_f^T + \nu_m \left(E_m \frac{\sigma_f^T}{E_{f_{11}}} \right) = 0,6 * 2600 + 0,4 \left(2,9 \frac{2600}{290} \right) = 1570,4 MPa \quad (A.5)$$

$$CYS_{11} = \nu_f \sigma_f^C + \nu_m \left(E_m \frac{\sigma_f^C}{E_{f_{11}}} \right) = 0,6 * 1585 + 0,4 \left(2,9 \frac{1585}{290} \right) = 959 MPa \quad (A.6)$$

Comparando los resultados obtenidos analíticamente, a partir de las propiedades mecánicas de los constituyentes del material compuesto, puede apreciarse como éstos son muy similares a los que se presentan en la tabla 6.3, documentados de diversos artículos de investigación, existiendo una mayor diferencia en los términos E_{22} y G_{12} .

No hay que olvidar que las fórmulas presentadas son aproximaciones que tratan de estimar las propiedades finales del material compuesto, sin embargo, resultan una buena referencia para comprobar que las propiedades consideradas finalmente poseen un orden de magnitud correcto.

B Ficheros MATLAB

B.1. Filtrado de las señales de aceleración

```
clear all
clc
%%Importacion datos (segun los ejes del modelo)
load matlab_acc.mat; % Fichero contenedor de
                    % los datos de acelerómetros

datos='matlab_acc';
output=matfile(datos);
Xacc=output.Zacc;
Yacc=output.Yacc;
Zacc=output.Xacc;
time=output.time;

%Se plotean los datos de partida
figure;
h(1) = subplot(3,1,1);
plot(time,Xacc);
title('Acel_X-Tiempo');
xlabel('Tiempo (horas)');
ylabel('Aceleracion (m/s^2)');
h(2) =subplot(3,1,2);
plot(time,Yacc);
title('Acel_Y-Tiempo');
xlabel('Tiempo (horas)');
ylabel('Aceleracion (m/s^2)');
h(3) =subplot(3,1,3);
plot(time,Zacc);
title('Acel_Z-Tiempo');
xlabel('Tiempo (horas)');
ylabel('Aceleracion (m/s^2)');
linkaxes(h,'x');
%%Filtrado senal
```

```
% Se fija el umbral de valores de descarte
Xmed=mean(Xacc);
Ymed=mean(Yacc);
Zmed=mean(Zacc);
Xlim=50*Xmed;
Ylim=50*Ymed;
Zlim=50*Zmed;

% Filtrado aceleraciones
l=length(time);
j=1;
k=1;
for i=1:l
if Xacc(i,1)<Xlim && Yacc(i,1)<Ylim && Zacc(i,1)<Zlim
Xacc_filtro(j,1)=Xacc(i,1);
Yacc_filtro(j,1)=Yacc(i,1);
Zacc_filtro(j,1)=Zacc(i,1);
j=j+1;
else
cont(k,1)=i;%Almacena posiciones eliminadas
k=k+1;
end
end

% Filtrado tiempo
l_new=length(Xacc_filtro);
l_cont=length(cont);
j=1;
a=1;
a1=1;
c=1;
c1=1;
for i=1:l
if j<=l_cont
if cont(j)==i
a=a1;
d=cont(j)-1;
c=c1;
b=(d-c)+a;
time_filtro(a:b)=time(c:d);
c1=cont(j)+1;
a1=b+1;
j=j+1;
end
end
```

```
end
time_filtro(a1:l_new)=time(c1:l);

% Ploteo de las senales filtradas
figure;
h(1) = subplot(3,1,1);
plot(time_filtro , Xacc_filtro);
title('Acel_X-Tiempo (senal filtrada)');
xlabel('Tiempo (horas)');
ylabel('Aceleracion (m/s ^2)');
h(2) =subplot(3,1,2);
plot(time_filtro , Yacc_filtro);
title('Acel_Y-Tiempo (senal filtrada)');
xlabel('Tiempo (horas)');
ylabel('Aceleracion (m/s ^2)');
h(3) =subplot(3,1,3);
plot(time_filtro , Zacc_filtro);
title('Acel_Z-Tiempo (senal filtrada)');
xlabel('Tiempo (horas)');
ylabel('Aceleracion (m/s ^2)');
linkaxes(h, 'x');

%% Obtencion de datos desde las 12:28 hasta las 13:34

% Obtencion de las posiciones de los datos que deben ser extraidos

time_number=datenum(time_filtro);
a=datenum('08/31/17 12:28:00');
b=datenum('08/31/17 13:34:00');

pos1=find(time_number==a);
pos2=find(time_number==b);
l=(pos2-pos1)+1;

% Extraccion de los valores
Accel_X(1:l,1)=Xacc_filtro(pos1:pos2,1);
Accel_Y(1:l,1)=Yacc_filtro(pos1:pos2,1);
Accel_Z(1:l,1)=Zacc_filtro(pos1:pos2,1);

% Generacion del tiempo en segundos
f_muestreo=100;
delta_t=1/f_muestreo;
c=(delta_t*(l-1));
t=0:delta_t:c;
```

```
% Ploteo de las senales finales
figure;
h(1) = subplot(3,1,1);
plot(t, Accel_X);
title('Acel_X-Tiempo');
xlabel('Tiempo (s)');
ylabel('Aceleracion (m/s ^2)');
h(2) =subplot(3,1,2);
plot(t, Accel_Y);
title('Acel_Y-Tiempo');
xlabel('Tiempo (s)');
ylabel('Aceleracion (m/s ^2)');
h(3) =subplot(3,1,3);
plot(t, Accel_Z);
title('Acel_Z-Tiempo');
xlabel('Tiempo (s)');
ylabel('Aceleracion (m/s ^2)');
linkaxes(h, 'x');
```

```
% Medias y maximas
meanX=mean(Accel_X);
meanY=mean(Accel_Y);
meanZ=mean(Accel_Z);
Accel_X_max=max(Accel_X);
Accel_Y_max=max(Accel_Y);
Accel_Z_max=max(Accel_Z);
```

```
%%Preparacion PSD
```

```
% Se exportan los datos de las senales de aceleraciones a formato
% excel(.xlsx), generando tres ficheros con dos columnas cada uno,
% tiempo y aceleracion en el eje correspondiente. Posteriormente
% seran empleados para calcular las respectivas funciones PSD de
% cada senal.
```

```
t=t';
% Aceleracion en X
filename = 'AccelX.xlsx';
xlswrite(filename, t, 1, 'A1:A396001');
xlswrite(filename, Accel_X, 1, 'B1:B396001')
```

```
% Aceleracion en Y
filename = 'AccelY.xlsx';
xlswrite(filename, t, 1, 'A1:A396001');
xlswrite(filename, Accel_Y, 1, 'B1:B396001')
```



```
% Aceleracion en Z
filename = 'AccelZ.xlsx';
xlswrite(filename,t,1,'A1:A396001');
xlswrite(filename,Accel_Z,1,'B1:B396001')
```

B.2. Programación del criterio de Tsai-Wu

```
% Se definen los admisibles del material (en MPa)
sigma_11_t=1573;
sigma_11_c=959;
sigma_22_t=160;
sigma_22_c=240;
tau_adm_12=480;
tau_adm_23=200;
```

```
% Se definen las tensiones resultantes de los puntos criticos de
% diseno.
```

```
% Punto critico 1: Maxima tension resultante y maximo cortante
% sigma_1=-271;
% sigma_2=-10.26;
% sigma_3=51.25;
% tau_13=-113.94;
% tau_12=-0.36;
% tau_23=-0.29;
```

```
% Punto critico 2: Maxima tension normal de delaminacion
% sigma_1=227.35;
% sigma_2=-18.93;
% sigma_3=54.32;
% tau_13=110.92;
% tau_12=-0.13;
% tau_23=0.25;
```

```
% Se calculan los diferentes parametros de Tsai-Wu, en funcion de
% los admisibles del material:
```

```
F1=1/sigma_11_t-1/sigma_11_c;
F11=1/(sigma_11_t*sigma_11_c);
F2=1/sigma_22_t-1/sigma_22_c;
F22=1/(sigma_22_t*sigma_22_c);
F44=1/tau_adm_23^2;
F66=1/tau_adm_12^2;
F12_2=0.1;
F12=F12_2*sqrt(F11*F22);
```

```
F13=0.1;  
F23=F13*F22;
```

```
% Se aplica el criterio de Tsai-Wu para la verificación del fallo  
% de los puntos críticos:
```

```
TsaiWu=F1*sigma_1+F2*(sigma_3+sigma_2)+F11*sigma_1^2+...  
F22*(sigma_3^2+sigma_2^2)+F44*(tau_23^2+tau_13^2)+...  
F66*tau_12^2+2*F12*sigma_3*sigma_2+...  
2*F23*(sigma_3+sigma_2)*sigma_1
```

```
CS=1/TsaiWu % Coeficiente de seguridad
```

B.3. Generación de las funciones PSD de las señales de aceleración

Para el cálculo de las funciones PSD de las señales aleatorias de aceleración se ha empleado un script de código abierto divulgado por su autor, Tom Irvine. A 10 de Junio de 2019, se puede acceder libremente de manera online a los diferentes recursos utilizados en la siguiente dirección:

“<https://vibrationdata.wordpress.com/2012/10/17/power-spectral-density-of-a-time-history/>”

