

Trabajo Fin de Grado

Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Diseño y optimización de una estrella de llanta para un monoplaza de Formula Student

Autor: José María Martín Ruiz

Tutor: Alfredo Navarro Robles

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Diseño y optimización de una estrella de llanta para un monoplaça de Formula Student

Autor:

José María Martín Ruiz

Tutor:

Alfredo Navarro Robles

Dep. de Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

Trabajo Fin de Grado: Diseño y optimización de una estrella de llanta para un monoplaza de Formula Student

Autor: José María Martín Ruiz

Tutor: Alfredo Navarro Robles

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

La realización de este proyecto supone el final de un ciclo para mí, y me gustaría aprovechar este espacio para agradecer a todo el mundo la ayuda y el apoyo que me han prestado; a todos aquellos que, en mayor o menor medida, me han ayudado no solo a completar el ciclo sino a disfrutar haciéndolo:

- En primer lugar, a toda mi familia, y en especial a mis padres, que a pesar de todo siempre me han apoyado, y sin los cuales llegar hasta aquí no hubiera sido posible. Gracias.
- A mis profesores, tanto de la Facultad como de etapas anteriores. En especial a todos aquellos que se esforzaban en interesar a sus alumnos por sus materias, y en motivarlos para que siempre tuvieran curiosidad, y se preguntaran siempre *cómo y porqué*. A todos los profesores que enseñaban a enfrentarse a los problemas, tanto los de la Ingeniería como los de la vida, gracias.
- A mis amigos, por ayudarme a desconectar de la carrera de vez en cuando, que también es muy necesario. Gracias.
- A Ignacio Romero, por tener la idea, y la locura - bendita locura - de pensar que de verdad podíamos conseguir levantar ARUS de la nada, y por motivarnos y convencernos al resto. Y a todos los demás, de los que no puedo mencionar a todos pero mencionaré a algunos: Enrique Romero, José Luis Mateos, Alberto Portillo, José Antonio Gutiérrez, Miguel Ángel Gilabert, Vicente Martín, Pablo Utrilla, gracias por haberme dado la oportunidad de trabajar con vosotros, ha sido un gusto y un honor. Al resto de miembros de ARUS, todos aquellos para los que, en algún momento, el equipo era la primera prioridad en su vida, y para los que pasar un día tras otro en el taller durante el mes de Julio no era un sacrificio, sino la única opción para ellos. Gracias a todos.
- Al mencionar al equipo ARUS, no puedo dejar de mencionar a todos los que hicieron posible que un grupo de estudiantes pudieran llevar a cabo su sueño. Me refiero por supuesto a los patrocinadores, a todos, a los grandes y a los pequeños, y en especial a Juan López de ITZ, que ha enseñado más cosas al equipo ARUS que la mitad de las asignaturas de la carrera. También a todos los profesores y maestros de taller que colaboraron con nosotros, que toleraron nuestros fallos, que nos enseñaron, y que nos ayudaron tantísimas veces. Gracias a todos.
- Por último, a Rita, por ayudarme tanto y con tantas cosas, por escucharme, por hacerme reír y por hacerme soñar. Gracias.

*Gracias a todos,
Sevilla, 2016*

El presente proyecto se centra en el estudio, diseño, y optimización de una estrella de llanta para un monoplaza de categoría FSAE, también conocido como Fórmula Student. En concreto, para el monoplaza ART-16 del equipo ARUS, perteneciente a la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, el cual participará en los certámenes FSGermany y FSSpain 2016, donde se pondrá a prueba la pieza diseñada en el presente documento.

Hasta la presente temporada, el equipo ARUS había utilizado llantas completas adquiridas directamente al fabricante. Sin embargo este año se ha decidido diseñar y fabricar la estrella de llanta, y comprar los aros a un fabricante, por razones que detallaremos más adelante.

La memoria comienza con una descripción de la pieza bajo estudio, así como de las cargas y condiciones de contorno a las que está sometida. En este contexto, se ha creído conveniente definir y resumir el formato de la competición, ya que define el marco bajo el cual tienen que trabajar todos los coches, y por lo tanto las condiciones de operación de la pieza.

Posteriormente se analizan varios aspectos claves para definir la geometría de la pieza, así como las tolerancias y ajustes que debe tener.

Cuando tenemos un primer diseño se empiezan a hacer análisis de la pieza con un software de elementos finitos (Altair Hyperworks v12.0), y después una optimización de la pieza con ese mismo software.

Por último se hace un breve análisis de vida a fatiga de la pieza, para analizar qué vida puede esperarse que tenga la pieza, y se analizan las posibles vías de investigación futuras que pueden realizarse en este campo.

Abstract

This project is centered on the design and optimization of a wheel center for a FSAE vehicle, also known as Formula Student. The vehicle is the ART-16, the third car from ARUS team, the Formula Student team from the University of Seville. It will compete in FSGermany and FSSpain 2016.

Up until this season, ARUS team has been using one-piece rims bought from a manufacturer. However, this year it has been decided to use three-piece rims, buying commercial shells and designing and building the wheel center.

This document starts describing the part under study, as well as the loads and boundary conditions it is subjected to. There is also an introduction to the FSAE competition and its rules, because it defines the performance of the cars and consequently the conditions that the part will have to operate under.

Subsequently, several aspects of the geometry of the part are studied, and the shape of key areas and tolerances are defined.

Once a basic design has been detailed, FEA simulations are carried out, using Altair Hyperworks v12.0, and optimizations are also carried out using the same software.

Lastly there is a brief analysis of the fatigue life of the wheel center, and a description of the possible future developments that ARUS team could carry out in this field.

Agradecimientos	vii
Resumen	ix
Abstract	xi
Índice	xiii
Índice de Figuras	xv
1. Introducción	17
1.1. Descripción de la pieza y su entorno	17
1.2. Descripción de la competición y datos básicos de los coches	19
1.3. Pasado y presente del equipo ARUS	20
1.3.1. Datos concretos del ART-16	21
1.4. Justificación de la necesidad de la pieza	21
1.4.1. Diferencia de peso	22
2. Diseño de la geometría	23
2.1. Elección de aros	23
2.2. Elección de material	24
2.3. Elección del método de fabricación	25
2.4. Diseño de las superficies de contacto	26
2.4.1. Superficie entre estrella y eje	26
2.4.2. Contacto estrella-aros	27
2.5. Tolerancias	27
3. Análisis de elementos finitos (FEA)	29
3.1. Objetivos	29
3.2. Mallado	29
3.2.1. Tipos de elemento	29
3.2.2. Comprobaciones de la malla	31
3.3. Unidades	33
3.4. Condiciones de contorno	33
3.4.1. Hipótesis	33
3.4.2. Condiciones de contorno	35
3.4.3. Fuerzas	35
3.5. Variación de parámetros	37
3.5.1. Offset de la llanta y de la estrella	37
3.5.2. Cargas aplicadas coincidente con uno de los radios o entre ellos	40
3.5.3. Posición del contact patch y por tanto del punto de aplicación de la fuerza	40
3.5.4. Sentido de la fuerza en el caso de curva	42
3.6. Optimización	42
3.6.1. Bases de la optimización	42
3.6.2. Primera optimización aplicada a este proyecto	45
3.6.3. Restricciones para la fabricación	47
3.6.4. Segunda optimización	48
3.6.5. Tercera optimización	49

3.6.6. Conclusiones de la optimización	52
3.7. Geometría definitiva y análisis	53
3.8. Comparaciones	56
3.8.1. Comparación con la llanta del año anterior, la Braid Tenrace FSAE	56
3.8.2. Comparación con las optimizaciones	58
4. Análisis a fatiga	61
4.1. Vida esperada de la pieza	61
4.2. Ciclo de carga de la pieza	62
4.3. Curva S-N del Aluminio 7075-T6	63
4.4. Cálculo de la vida a fatiga	66
4.4.1. Simulación de vuelta en OptimumLap	68
4.5. Disposiciones adicionales	70
5. Conclusiones	73
6. Futuras vías de investigación	75
6.1 Análisis más precisos	75
6.2 Ensayos experimentales	75
6.3 Estrella de aluminio y aros de carbono	76
6.4 Llantas completas de carbono de una pieza	76
Referencias	77
Anexo A. Cálculo de escenarios de cargas	79
A.1. Caso de curva	79
A.2. Caso de frenada	81
A.3. Caso de bache	81
Anexo B. Diferentes iteraciones realizadas hasta llegar al resultado final	85
Anexo C. Código de Matlab para el cálculo de fatiga	89
Anexo D. Planos	93

Índice de Figuras

Ilustración 1: Llanta mono pieza (izq.) vs llanta de 3 piezas (estrella de aluminio y aros de carbono)	17
Ilustración 2: esquema del montaje de la rueda	18
Ilustración 3: Pruebas en un evento de Formula Student. La línea roja divide los eventos estáticos y los dinámicos	19
Ilustración 4: ART-15 en la competición de Formula Student Spain	20
Ilustración 5: Imagen de los aros Keizer	24
Ilustración 6: Imagen de los aros Force Racing (se muestra una llanta completa incluyendo el centro)	24
Ilustración 7: Esquema de cómo se han modelado los tornillos	30
Ilustración 8: tipos de elementos disponibles. Fuente:(3)	31
Ilustración 9: Malla utilizada en el análisis definitivo	32
Ilustración 10: Comparación entre mallas de diferentes tamaños. A la izquierda, malla de 1 mm, a la derecha, malla de 0,5 mm (misma escala de colores).	33
Ilustración 11: Deformada asociada al primer modo de vibración	35
Ilustración 12: esquema de la aplicación de las condiciones de contorno en los ensayos	37
Ilustración 13: Diferentes opciones del análisis de offset	38
Ilustración 14: Resultados del análisis del offset de la estrella	38
Ilustración 15: Esquema de las fuerzas en la estrella en el caso de carga de curva	39
Ilustración 16: desplazamientos y tensiones en los ensayos con carga aplicada en radio (izq.) y entre radios (dcha.)	40
Ilustración 17: Desplazamientos y tensiones con la fuerza aplicada en un punto de referencia (a la izquierda) y con el punto desplazado transversalmente 50 mm (a la derecha)	41
Ilustración 18: Desplazamientos y tensiones con la fuerza aplicada en un punto de referencia (a la derecha) y con el punto desplazado longitudinalmente 20 mm (a la izquierda)	41
Ilustración 19: desplazamientos y tensiones con la fuerza en un sentido (izq.) y con la fuerza en el otro (dcha.)	42
Ilustración 20: Proceso de diseño de una pieza. Fuente (5)	43
Ilustración 21: A la izquierda, gráfica mostrando la densidad de los elementos en una optimización. A la derecha el mismo resultado pero mostrando solo los elementos con densidad superior a 0.3	44
Ilustración 22: zonas de diseño, en amarillo, y de no diseño, en verde	45
Ilustración 23: Resultados de la primera optimización	46
Ilustración 24: comparación entre los resultados de la primera optimización y una viga empotrada sometida a flexión	46
Ilustración 25: Esquema de como la restricción de forja puede refinar los resultados de la optimización. Fuente:(5)	47
Ilustración 26: ejemplo de como funciona la restricción de extrusión. Fuente:(5)	48
Ilustración 27: Resultados de la segunda optimización. Diferentes vistas, con un corte en la central. En todas se muestran los elementos con densidad igual o superior a 0.3	48

Ilustración 28: Resultados de la segunda optimización, en tensiones y desplazamientos	49
Ilustración 29: Zonas de diseño (en amarillo) y de no diseño (en verde). A la derecha, corte de la pieza en el que puede verse el perfil	50
Ilustración 30: Esquema de las condiciones para la tercera optimización	51
Ilustración 31: Resultados de la tercera optimización. Se muestran los elementos con densidad igual o mayor a 0,3	51
Ilustración 32: Resultados de tensiones y desplazamientos en la tercera optimización	52
Ilustración 33: Esquema del perfil final (a la izquierda) y los vaciados (a la derecha)	53
Ilustración 34: Resultados de los ensayos de curva	54
Ilustración 35: Resultados del ensayo de bache	55
Ilustración 36 : Resultados del ensayo de frenada	55
Ilustración 37: Vista frontal del eje del ART-16 (izquierda) y del ART-15 (derecha)	57
Ilustración 38: Resultados de los análisis de la llanta Braid con diferentes ejes (misma escala de colores en ambas imágenes)	57
Ilustración 39: Comparación entre la llanta diseñada en este proyecto, y la llanta Braid usada en el monoplaza del año pasado (con distintas configuraciones de eje). Se ha usado la misma escala de colores en todas las imágenes.	58
Ilustración 40: Resultado de la comparación de la iteración final con las optimizaciones. Se ha usado la misma escala de colores en las 3 ilustraciones	59
Ilustración 41: Resultados en tensiones de los análisis de curva. Las 3 imágenes corresponden a la fuerza aplicada en los 3 vaciados diferentes	62
Ilustración 42: Vector de cargas para una revolución de la estrella	63
Ilustración 43: Ajuste de la curva S-N para el aluminio 7075. Fuente (6)	64
Ilustración 44: coeficientes correctores de la curva S-N en función del acabado superficial. Fuente (7)	65
Ilustración 45: Curvas S-N para nuestro material	66
Ilustración 46 : Aceleración lateral durante una vuelta, datos de OptimumLap	69
Ilustración 47: Aceleración lateral corregida (en rojo), durante una vuelta a un circuito	70
Ilustración 48: Deformada de la pieza, con la fuerza aplicada desde la izquierda. A la izquierda modulo del desplazamiento, a la derecha desplazamiento en x	73
Ilustración 49: Llantas de carbono de una pieza, diseñadas y fabricadas por el equipo de Formula Student de la Universidad de Deakin (Australia).	76
Ilustración 50: Esquema de las fuerzas. En el sentido de la marcha, el coche estaría girando hacia la izquierda	79
Ilustración 51: Esquema del equilibrio de fuerzas para obtener la transferencia de pesos(4)	80
Ilustración 52: Modelo utilizado para simular las fuerzas en el caso de bache	82
Ilustración 53: Evolución de la fuerza en la rueda en respuesta a un escalón	83
Ilustración 54: Modelo de Simulink utilizado para simular el caso de carga de bache	84

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción de la pieza y su entorno

Las ruedas son un componente fundamental en cualquier vehículo. Los neumáticos son normalmente citados como la pieza más importante de un vehículo de competición, ya que son los únicos puntos de contacto del coche con la carretera, y es a través de ellos que se ejercen todas las fuerzas. Y para que los neumáticos puedan ejercer su función correctamente, deben ir montados sobre unas llantas que deben ser rígidas y ligeras.

Podemos dividir las llantas en dos categorías según el número de piezas por las que estén formadas:

- Llantas mono pieza. Como su propio nombre indica, están formadas por una única pieza. Presentan como ventaja una rigidez superior y un peso normalmente menor.
- Llantas en 3 piezas. Estas llantas están formadas por un centro, lo que llamamos la estrella, que conecta el centro de la rueda con el contorno, y dos aros, uno exterior y el otro interior, en el que se aloja el neumático. Las tres piezas están unidas por tornillos. Estas llantas tienen la ventaja de que es posible sustituir una sola de sus piezas, lo cual nos da mucha mayor flexibilidad en caso de que queramos modificar la geometría, o en caso de que un choque dañe alguna parte de la llanta.



Ilustración 1: Llanta mono pieza (izq.) vs llanta de 3 piezas (estrella de aluminio y aros de carbono)

En nuestro caso nos decantaremos por la opción de llantas en 3 piezas. En este documento se describe el proceso de diseño de la estrella, y para esta temporada los aros se comprarán a un fabricante externo. En el futuro, la idea es que los aros también sean diseñados por el equipo.

En el siguiente esquema se presentan el conjunto completo de la rueda:

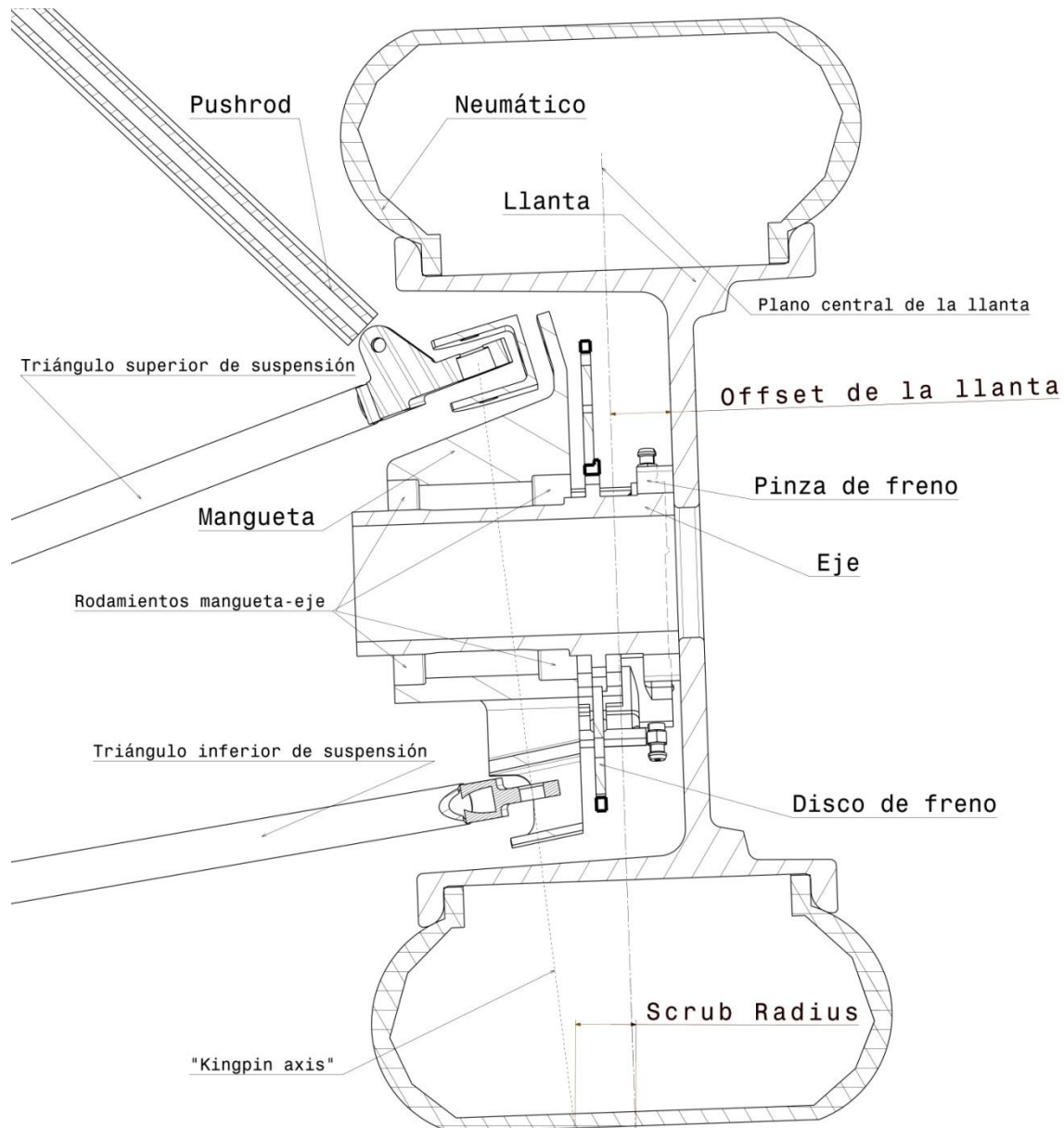


Ilustración 2: esquema del montaje de la rueda

Como podemos ver en el esquema, el neumático va montado en la llanta, la cual se une al resto del coche a través del eje. El eje va montado en la mangueta a través de 2 rodamientos, y la mangueta está conectada al chasis por los brazos de suspensión, que incluyen rotulas en ambos extremos. Existen algunos parámetros importantes que son esenciales para entender el porqué de la geometría:

- Offset de la llanta: es la distancia entre el plano central de la llanta y el plano de apoyo (en el que se apoya la llanta al montarla). En el apartado 2.4.1 estudiaremos más a fondo este parámetro.

- Scrub radius: es la distancia, en horizontal y a nivel del suelo, entre el plano central de la llanta, y un eje imaginario llamado usualmente “kingpin axis” que conecta entre sí ambos anclajes de la mangueta. Es un parámetro fundamental en el diseño de la cinemática de la suspensión y en la dirección y tiene un efecto muy marcado en que como se comporta la dirección.

1.2. Descripción de la competición y datos básicos de los coches

La Fórmula Student constituye la competición universitaria más grande y prestigiosa en todo el mundo. Esta competición está organizada por el Instituto de Ingenieros Mecánicos (IMechE) en colaboración con la asociación de Ingenieros del Automóvil (SAE) y el Instituto de Ingenieros Eléctricos (IEE).

Cada año se organizan numerosas competiciones en todo el mundo, con el objetivo de retar a más de 300 universidades de todo el mundo en el diseño, construcción, desarrollo y gestión de un vehículo prototipo con unas especificaciones establecidas.

La propia organización impone restricciones, tales como la geometría del chasis, los reglajes del motor, el recorrido de suspensión, y otros aspectos en cuanto a seguridad y comportamiento del monoplaza.

En las competiciones los equipos son juzgados en pruebas estáticas y dinámicas. Las estáticas consisten en el Design Event, en el que se valora el diseño de todos los componentes (con especial consideración al proceso lógico que ha llevado al equipo a diseñar o elegir las piezas de una determinada manera); el Cost Event, en el que se hace un minucioso presupuesto del coste de todos los elementos del coche; y el Business Plan Event, donde se realiza un plan de negocio para llevar un hipotético coche a la producción en serie. Las dinámicas consisten en el Acceleration Event, en el que se evalúa la aceleración del coche desde parado; el Skid Pad Event, en el que se evalúa la capacidad de los coches de tomar una curva de radio constante lo más rápido posible; el Autocross Event, en el que mide la capacidad de los coches de hacer un circuito completo lo más rápido posible; y el Endurance&Efficiency Event, en el que se evalúa el rendimiento del coche durante 22 km en un circuito, midiendo su velocidad, su fiabilidad, y su eficiencia.

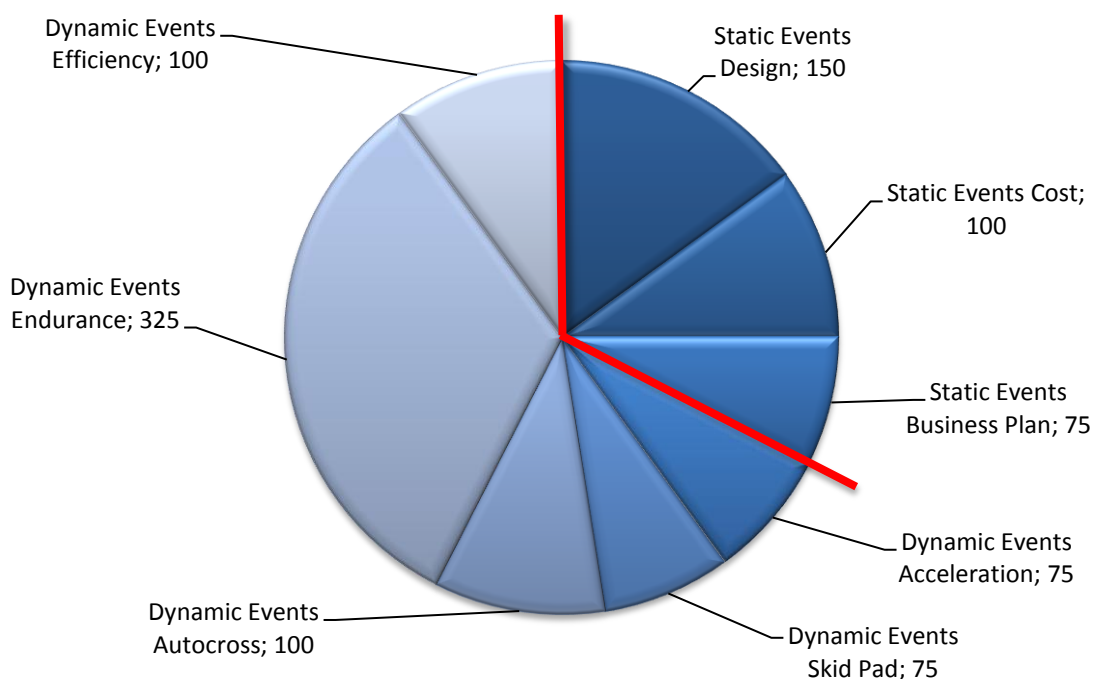


Ilustración 3: Pruebas en un evento de Formula Student. La línea roja divide los eventos estáticos y los dinámicos

Existen dos competiciones paralelas, una para vehículos de combustión, y otra para vehículos eléctricos. Aunque el diseño de las ruedas no se ve afectado por el sistema de propulsión, vale la pena mencionar que el equipo ARUS de la Universidad de Sevilla compite con un vehículo de combustión.

Las reglas de la competición definen el tipo de monoplazas que participan. En la categoría de combustión, la cilindrada máxima está restringida a 600cc, y además existe una brida en la admisión de 20 mm para controlar las potencias de los coches. Además, la naturaleza de los circuitos, con muchas curvas cerradas y pocas rectas, hace que la batalla de los coches se mantenga lo más corta posible dentro de las reglas, unos 1550 mm. Todo esto determina que los coches de FSAE suelen ser muy ágiles, tener potencias de entre 50-80 caballos, y pesos

entre los 150-250 kg.

1.3. Pasado y presente del equipo ARUS

El equipo ARUS es un equipo de la Universidad de Sevilla, que lleva compitiendo en eventos de Formula Student desde el año 2013. El equipo nació a finales del año 2012, como una idea de un alumno, Ignacio Romero, que supo de la existencia de la competición y empezó a contactar con otros alumnos interesados en este proyecto. Se formó un grupo de alumnos muy interesados en comenzar esta bonita aventura, y a partir de ese momento el proyecto nació.

En verano del año 2013, el equipo asistió a su primera competición, la Formula Student Spain en el Circuito de Montmeló. Debido a los escasos 6 meses que habían pasado desde la concepción del proyecto, no hubo tiempo para construir un coche, pero si se tomó parte en la competición con un diseño del mismo, participando en todos los eventos estáticos y consiguiendo resultados satisfactorios.

Durante los últimos meses de 2013, el equipo tomó el diseño que se había presentado el verano anterior en la competición, lo completó y refinó, y se pasó a la construcción del primer monoplaza del equipo ARUS, el ART-14. El coche compitió durante el verano de 2014 en dos competiciones, Formula Student Germany, en el circuito de Hockenheim, y Formula Student Spain, en el circuito de Montmeló. En este último se consiguieron resultados excepcionales, pudiendo el coche completar todos los eventos dinámicos, incluido el Endurance Event, lo cual para un equipo de primer año es un resultado muy positivo.

Para la temporada 2014-2015, el equipo ARUS se embarcó en el diseño de un nuevo coche. El ART-14 fue un coche que cumplió con su máxima prioridad, que era la fiabilidad. Sin embargo una consecuencia de ello fue el peso resultó demasiado elevado. Para el ART-15, por lo tanto, la máxima prioridad del equipo fue rebajar el peso, objetivo que fue cumplido con creces al pasar de 310 kg del coche anterior, a 240 kg. El coche volvió a competir en las competiciones de Alemania y España, con muy buenos resultados en las pruebas estáticas, y resultados regulares en las pruebas dinámicas, ya que debido a retrasos en la fabricación, el coche no se pudo probar con suficiente antelación.



Ilustración 4: ART-15 en la competición de Formula Student Spain

En el instante de escribir estas palabras, el equipo ARUS está inmerso en la fabricación de su tercer coche, el ART-16. El equipo está formado en la actualidad por más de 50 estudiantes de diversas especialidades, desde Ingeniería Industrial, Aeronáutica y de Telecomunicaciones, hasta alumnos de las carreras de Marketing y Relaciones Públicas. Proporciona una oportunidad excepcional para todos sus miembros de poner en aplicación lo que aprenden en las aulas, adquirir experiencia práctica, contactar con empresas reales, y enfrentarse a todos los problemas derivados de un Proyecto de Ingeniería.

1.3.1. Datos concretos del ART-16

El vehículo para el cual vamos a desarrollar la estrella, el ART-16, es el tercer coche del equipo ARUS de la Universidad de Sevilla, y presenta las siguientes características, que deberemos tener en cuenta para obtener las cargas que soportará la estrella.

Peso del vehículo, incluyendo piloto	300 kg
Potencia del motor	59,6 kW (81 hp)
Medidas de los neumáticos	18.0 x 6.0-10 pulgadas
Aceleración máxima longitudinal	11,8 m/s ² (1,2 g)
Deceleración máxima longitudinal	19,6 m/s ² (2 g)
Aceleración máxima lateral	19,6 m/s ² (2 g)

1.4. Justificación de la necesidad de la pieza

En temporadas anteriores, el equipo ARUS ha utilizado siempre llantas mono pieza, debido básicamente a la mayor simplicidad de comprar la pieza entera a un fabricante. Sin embargo este año se ha decidido comprar solo los aros y fabricar una estrella propia, por los siguientes motivos:

- Las llantas que teníamos del año pasado tenían un ancho de 6 pulgadas. Gracias a ensayos de los neumáticos se ha podido determinar que aumentar el ancho de la llanta a 7 pulgadas aumenta la superficie de contacto del neumático con el asfalto y aumenta el agarre del neumático en más de un 10%. Por lo tanto en cualquier caso era necesario tener llantas nuevas con un ancho de 7 pulgadas para poder sacar todo el partido a los neumáticos.
- Tener una llanta en 3 piezas aumenta la flexibilidad de la que dispone el equipo para cambiar la geometría de las llantas sin tener que sustituirlas enteras, ventaja que también puede ser útil en caso de un choque. Adicionalmente existe la posibilidad de, en años posteriores, diseñar los aros y fabricarlos en fibra de carbono, lo cual permitiría aumentar drásticamente la rigidez disminuyendo el peso.
- Para reducir peso, como se comenta con detalle en el siguiente apartado.

1.4.1. Diferencia de peso

Componentes	Llanta nueva (Medidas 10x7)	Llantas anteriores, Braid Tenrace FSAE (Medidas 10x6)
Estrella	600 g	
Aro interior	1158,8 g	
Aro exterior	635,4 g	
Tornillos corona exterior (M6x25)	$7,1 \cdot 12 = 85,2$ g	
Tuercas corona exterior (M6)	$4,3 \cdot 12 = 51,6$ g	
Arandelas corona exterior (M6)	$1,15 \cdot 24 = 27,36$ g	
Casquillos de acero	$3,5 \cdot 3 = 10,5$ g	
Total	2568,9 g	

2. DISEÑO DE LA GEOMETRÍA

En este apartado se estudiarán algunos aspectos básicos de la geometría de la pieza. Para ello, primero es necesario tomar algunas decisiones básicas sobre los aros a utilizar, y sobre el material y el método de fabricación. Adicionalmente se definirán las áreas de contacto de la estrella con las piezas de su entorno, así como las tolerancias en esas zonas.

2.1. Elección de aros

Una vez tomada la decisión de usar llantas en 3 piezas por las razones anteriormente comentadas, es necesario elegir qué aros vamos a comprar, ya que esta decisión afectará profundamente al diseño de la estrella. Los requisitos para los aros son los siguientes:

- Diámetro de 10 pulgadas, definido por los neumáticos que utilizará el monoplaza.
- Ancho de 7 pulgadas (sumando el ancho de ambos aros). Este parámetro también está fijado por los neumáticos que usaremos, que funcionan mejor y proporcionan más agarre cuando están montados en llantas de 7 pulgadas de ancho.
- Diseñados para coches de FSAE. Este requisito no es indispensable, sin embargo, las características de los coches de FSAE, en particular su peso por debajo de los 300 kg, son bastante únicos en el mundo de los coches de carreras. Por lo tanto, unos aros pensados para otra modalidad de automovilismo tendrían probablemente una rigidez y un peso demasiado elevados.
- Precio contenido: para adecuarse a las necesidades y al presupuesto del equipo ARUS, los aros deben poder comprarse por menos de 300€ por rueda (incluyendo gastos de envío).

Después de analizar el mercado, se obtienen dos alternativas:

- Aros Keizer: aros diseñados por la marca Keizer y fabricados en Estados Unidos. Están diseñados específicamente para coches de FSAE. Ofrecen diferentes anchos para los aros interior y exterior, así que se podría conseguir el ancho que queremos. Ofrecen información detallada sobre ellos en la web, así como archivos CAD de todos los aros. Precio: 98,15 € por rueda.



Ilustración 5: Imagen de los aros Keizer

- Aros Force Racing: aros diseñados por la marca Force Racing, fabricados en Gran Bretaña. Están diseñados para coches de calle ligeros, entre los 600 y los 1000 kg, aunque han vendido estos aros a otros equipos de FSAE. En la web no hay información sobre medidas concretas ni precios.



Ilustración 6: Imagen de los aros Force Racing (se muestra una llanta completa incluyendo el centro)

Se decide optar por los aros Keizer. A pesar del inconveniente de tener que pedirlos a Estados Unidos, la otra opción de Force Racing tenía demasiadas incógnitas en términos de planos y de precios.

2.2. Elección de material

Para la elección del material se tuvieron en cuenta diferentes opciones:

- Acero
- Aluminio
- Magnesio
- Titanio
- Material compuesto

El material compuesto fue descartado, ya que además de la complejidad en el diseño y fabricación, requiere de moldes metálicos, al menos en el caso de que queramos hacer el curado en autoclave para poder explotar todo el potencial del material. Como las unidades que vamos a fabricar son muy pocas (4 u 8 unidades, para tener 1 o 2 juegos de ruedas) el precio unitario sería muy alto.

En cuanto a los metales, en la siguiente tabla pueden verse algunas propiedades de los diferentes materiales, aunque puede tomarse solo como una guía básica, ya que habrá grandes diferencias entre las diferentes aleaciones dentro de cada material:

Comparación de materiales	Densidad	Límite elástico	E (modulo de Young)	Coefficiente de Poisson
Aluminio	2700 kg/m ³	70-500 MPa	70 GPa	0,35
Magnesio	1750 kg/m ³	200-260 MPa	45 GPa	0,27-0,3
Acero	7850 kg/m ³	250-1300 MPa	210 GPa	0,3
Titanio	4500 kg/m ³	400-1400 MPa	116 GPa	0,32

Como podemos ver, el acero tiene una densidad muy superior al resto, y eso haría que el peso de nuestra pieza fuera excesivo. El titanio se descarta por su excesivo coste, tanto de la materia prima como de las herramientas de corte especiales que son necesarias para su mecanizado.

El magnesio es un material muy usado para estas piezas, ya que su baja densidad permite diseñar piezas muy ligeras. Sin embargo, su modulo de Young es muy bajo en comparación con el aluminio y por tanto diseñar piezas que sean rígidas es complicado.

Por lo tanto se decide utilizar el aluminio, y dentro de él, la aleación 7075 T651. La principal ventaja de esta aleación es su alto límite elástico. Su precio es algo más caro que el de otras aleaciones, pero al ser una cantidad pequeña el coste es asumible. Presenta las siguientes propiedades mecánicas(1):

Aluminio 7075 T651	
Densidad	2810 kg/m ³
Modulo de Young	71,7 Gpa
Límite elástico	503 MPa
Límite de rotura	572 MPa
Coefficiente de Poisson	0,33

2.3. Elección del método de fabricación

Existen varios métodos de fabricación para una pieza como esta:

- Fundición: para el número de unidades que queremos fabricar, no podríamos amortizar la fabricación de los modelos.
- Forja: similar al caso de fundición, el número de unidades que vamos a fabricar no nos permitiría amortizar el coste de los moldes.

- Fabricación aditiva (impresión 3d en metal): el estado de esta tecnología aún no permite usar el aluminio 7075. Además el tiempo y el coste son muy altos.
- Mecanizado: en nuestro caso la pieza se fabricaría con una mezcla de torneado y fresado. Serían necesarias maquinas de control numérico para poder conseguir la precisión adecuada. En el caso de la fresadora, 2,5 ejes serían suficientes para fabricar la pieza.

Dadas las características de la pieza y sobre todo el número de unidades a fabricar, se elige el mecanizado como método de fabricación.

2.4. Diseño de las superficies de contacto

2.4.1. Superficie entre estrella y eje

El contacto entre el eje y la estrella se hace a través de una serie de tornillos, inscritos en una circunferencia de un diámetro que viene determinado por el diseño del eje. Este contacto debe cumplir varias condiciones:

- Rigidez: debe unir solidariamente el eje y la estrella. Si la circunferencia en la que están inscritas los tornillos es más grande, la rigidez del sistema será mayor.
- Peso contenido: el aumentar el radio de la circunferencia aumenta el peso, ya que aumenta el tamaño del eje. También disminuye el peso de la estrella, pero debido a las distintas distribuciones de material en ambas piezas, el efecto global es aumentar el peso.
- Facilidad de montaje: las ruedas deberán ser montadas y desmontadas con frecuencia, a menudo por estudiantes con limitada experiencia mecánica, así que deben ser fácilmente montables.

En automóviles de calle es usual fijar la rueda con tornillos, que se alojan en un agujero roscado practicado en el eje. Sin embargo en nuestro caso usaremos espárragos que irán fijados al eje, posteriormente se coloca la rueda y después se aprieta con tuercas. La ventaja de esto es que la rueda es mucho más fácil y rápida de colocar, ya que puede apoyarse en los espárragos y después apretar las tuercas. Con los tornillos, hay que sujetar la rueda a pulso mientras se colocan los tornillos, lo cual es más complicado y por tanto lento. Además, el meter y sacar muchas veces los tornillos en el eje podría dañar la rosca interna del eje, que es de aluminio.

Para que los espárragos no dañen la estrella con los filetes de rosca, hay varias opciones:

- Podrían fabricarse o seleccionarse comercialmente espárragos con rosca parcial, y que la parte en la que apoye la estrella sea lisa. Sin embargo también debería haber otra zona roscada para la tuerca, y al final la pieza resultaría excesivamente complicada.
- Hacer un camisa de acero, que iría insertada entre el esparrago y la estrella. Por tanto, si los tornillos que queremos utilizar son M10, haríamos en la estrella agujeros de diámetro 12 mm, y fabricaríamos inserts de acero con diámetro interior 10 y exterior 12. El peso que añaden estas piezas es despreciable (4 gramos cada uno). Pueden consultarse los planos en el Anexo D.

También utilizaremos arandelas de acero entre la tuerca y la estrella para proteger la estrella de aluminio de posibles daños.

2.4.1.1. Centrado de la llanta

Es esencial asegurarse de que la rueda esté completamente centrada, ya que cualquier desequilibrio introduciría vibraciones que serían perjudiciales para todo el coche, además de disminuir el agarre disponible en el neumático.

Para asegurarnos de que la llanta siempre se monte centrada contemplamos dos alternativas:

- Tuercas autocentrantes. Esta opción consiste en que los tornillos sean la principal manera de transmitir

las cargas del eje a la estrella, y además sean los encargados de centrar la rueda. En cada uno de los tornillos se colocaría una tuerca autocentrante cónica, que al ir apretándose centraría perfectamente el tornillo en el agujero en el que va alojado. Este proceso, repetido en todos los tornillos, centraría la rueda. Sin embargo, las tuercas cónicas de acero pueden producir daños en la estrella si se aprietan demasiado.

- Centrador en el eje. Esta opción consiste en modificar el diseño del eje, de manera que en su extremo presente una protrusión cilíndrica, cuyo diámetro coincide con un agujero central en la llanta. Así, la mayoría de las cargas se transmiten de la estrella al eje a través de una superficie mucho mayor, y es el eje el que sostiene el peso del coche, en lugar de los tornillos. En este caso los tornillos solo se aseguran de que la llanta no se salga, pero no soportan el peso del coche. No sería necesario colocar tuercas cónicas, sino que sería suficiente con tuercas normales, las cuales al ser planas harán mucho menos daño en la estrella en caso de un sobre apriete. Por estas razones esta es la opción elegida.

2.4.2. Contacto estrella-aros

En la zona de contacto entre la estrella y los aros la forma de la pieza se verá afectada completamente por la geometría de los aros que vamos a utilizar. Habrá 12 agujeros de diámetro $\frac{1}{4}$ de pulgada, espaciados cada 30° , y habrá una superficie plana lo suficientemente grande para que los aros puedan apoyar correctamente.

2.5. Tolerancias

Para la correcta fabricación de la estrella debemos definir las tolerancias de todas las medidas que la definen:

- Agujero central de la llanta.
- Los agujeros para los espárragos (donde irán colocados inserts)
- Resto de medidas (de los anclajes a los aros).

En todos los casos en los que haya que especificar una tolerancia agujero/eje, usaremos el sistema de agujero único por facilidad de fabricación.

El caso del agujero central de la llanta, de 50 mm de diámetro, es especialmente importante, ya que el ajuste en ese punto definirá tanto el correcto centrado de las ruedas como la facilidad de montaje. De acuerdo a la norma (2), un ajuste H7/h6 correspondería a un ajuste fino, con unas características de deslizamiento a mano que podrían ser adecuadas para nuestra finalidad. La interferencia máxima teórica sería 0, y la holgura máxima serían $41 \mu\text{m}$. La holgura más probable serían $21,5 \mu\text{m}$, lo cual no es excesivo. De hecho, es posible que la holgura sea tan pequeña que el montaje de la llanta sea complicado, ya que es posible que haya que alinear perfectamente el eje con el agujero, con la consiguiente pérdida de tiempo. Sin embargo, debido a las especiales características del prototipo, se acotará el agujero como 50H7, y el eje como 50h6. Si una vez construidos se comprobara que el ajuste es demasiado ajustado, puede volver a tornearse el eje para dejarlo en una tolerancia 50g6.

Los agujeros de los espárragos, donde irán colocados inserts, tienen un diámetro de 12 mm. Llevarán asimismo una tolerancia H7, y los inserts contarán con una tolerancia j6, que debería permitir una vez insertados en su sitio, se queden ajustados y no se muevan accidentalmente.

Para el resto de medidas definiremos una tolerancia genérica, que en cualquier caso no será esencial, ya que la precisión de un torno y fresadora CNC deberían conseguir las medidas correctas sin ningún problema.

3. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS (FEA)

En este apartado se partirá de la información reunida en los apartados anteriores, y se procederá al dimensionamiento de la pieza, a través de diferentes análisis y optimizaciones realizadas con un programa de elementos finitos. Previamente se definirán los objetivos, las condiciones de contorno, y el tipo de malla que se va a utilizar.

3.1. Objetivos

Para hacer el diseño vamos realizar ensayos con un programa de análisis de elementos finitos (usualmente conocido como FEM o FEA por sus siglas en inglés). El software que utilizaremos es Altair Hyperworks v12.0. Primero definiremos los parámetros y condiciones de contorno de los ensayos que vamos a realizar, y posteriormente aplicaremos ese ensayo a distintas iteraciones del diseño hasta llegar a una solución satisfactoria. Es necesario por tanto marcarnos unos objetivos claros para saber cuándo habremos llegado a esa solución. Estos objetivos serán:

- Resistencia: la pieza debe poder soportar sin sufrir deformación permanente alguna ni romperse todas las cargas que se producirán durante la conducción del vehículo, es decir, en todos los casos de carga las tensiones deben mantenerse lo suficientemente bajas para que no se produzcan deformaciones plásticas.
- Resistencia a fatiga: al ser una pieza sometida a cargas cíclicas, es importante no solo garantizar su resistencia frente a cargas puntuales, sino también que puede soportar esas cargas puntuales durante un número determinado de ciclos.
- Rigidez. Es esencial que la pieza sea suficientemente rígida. Para poder justificarlo, hay que recordar que el objetivo de la suspensión del coche es controlar de manera precisa la posición del neumático con respecto del suelo, y hacer que en todo momento pueda generar el mayor agarre posible. Para conseguir esa precisión es indispensable que todos los elementos que conectan el chasis con el neumático sean suficientemente rígidos. Estudiando las cargas que se dan en la suspensión así como las características de los neumáticos, llegamos a la conclusión de que la deflexión en la llanta debe ser en todo momento inferior a $0,5^\circ$.
- Reducción de peso. Siempre que se cumplan las condiciones anteriores, la pieza deberá tener el mínimo peso posible. Esto es esencial en cualquier pieza de un coche de carreras, pero especialmente en las ruedas, ya que son masa no suspendida que además va girando en todo momento.

3.2. Mallado

En todo modelo de elementos finitos es esencial tener una malla de buena calidad, ya que es una condición indispensable para obtener resultados realistas. Antes de comentar el tipo de malla que hemos utilizado para los ensayos, es necesario definir los tipos de elementos que hemos utilizado.

3.2.1. Tipos de elemento

Elemento CBAR

Elemento 1d, con 6 grados de libertad en cada uno de sus nodos, lo que le permite modelar flexión además de

tensión-compresión. La sección debe ser simétrica y constante para que el elemento pueda funcionar correctamente (para secciones no simétricas o variables debe usarse el elemento CBEAM). Se utilizará para modelar tornillos en el ensayo.

Elemento RBE2

Son elementos rígidos usados para conectar un nodo independiente con uno o varios nodos dependientes, restringiendo uno o todos los grados de libertad.

Son elementos que simulan un cuerpo de rigidez infinita, lo cual implica que cualquier desplazamiento o carga aplicada sobre el nodo independiente será transferido a los nodos dependientes.

En nuestro caso los usaremos para aplicar fuerzas o restricciones de movimiento de manera remota.

Además, para este proyecto, usaremos una combinación de elementos CBAR y RBE2 para modelar el comportamiento de los tornillos. Para ello, en cada superficie que una el tornillo pondremos un RBE2 uniendo los nodos interiores del agujero, y posteriormente uniremos ambos RBE2 con un elemento CBAR con las propiedades del acero y las dimensiones del tornillo. Podemos verlo en esta ilustración:

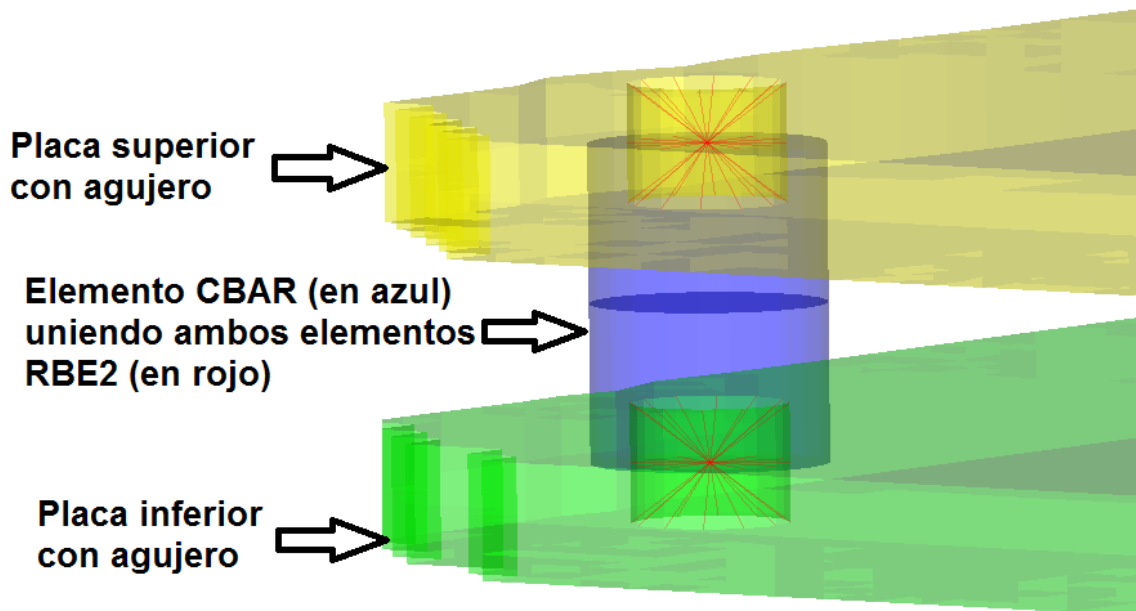


Ilustración 7: Esquema de cómo se han modelado los tornillos

Elemento Tetra4

Elemento 3d en forma de tetraedro, con funciones de forma lineales, con 3 grados de libertad en cada uno de sus 4 nodos. Es el elemento que por defecto usan la mayoría de software FEA, y en general puede generarse una malla de este tipo de manera automática y muy rápida.

Sin embargo, el inconveniente que presenta es que en general los modelos generados con este tipo de malla son demasiado rígidos y por lo tanto no representan de una manera fiel la realidad.

En nuestro caso los hemos usado para las primeras iteraciones y para las optimizaciones, en las que no buscábamos valores de desplazamientos o tensiones absolutos, sino simplemente comparar varios diseños de manera rápida con mallas comparables.

Elemento Tetra10

Elemento 3d en forma de tetraedro, parecido al anterior, con la diferencia de que en este caso las funciones de forma son de segundo orden, y tiene 10 nodos en lugar de 4. Como ventaja puede citarse que las mallas

creadas automáticamente con Tetra4 pueden convertirse sin esfuerzo en Tetra10, por lo que se pueden generar de manera automática. Además, los resultados con este tipo de malla pueden ser casi tan buenos como los conseguidos con una malla de Hex20(2).

Sin embargo, el inconveniente de que este tipo de malla pueda realizarse automáticamente, es que el número de elementos es alto en comparación con una malla con elemento Hex20 (para un mismo tamaño de malla). Por lo tanto, el tiempo de computación del modelo es alto.

Elemento Hex20

Elemento 3d en forma de hexaedro regular, con funciones de forma de segundo orden, con 3 grados de libertad en cada uno de sus 20 nodos. Con esta malla se consiguen los mejores resultados en términos de representación fiel de la realidad y eficiencia computacional. Sin embargo, el inconveniente que presenta es que no se puede realizar de manera automática, sino que hay que realizarla de manera artesanal, con lo cual se consume mucho tiempo.

Elemento Penta15

Elemento 3d en forma de prisma triangular, con funciones de forma de segundo orden, con 3 grados de libertad en cada uno de sus 15 nodos. Su ventaja principal es que al realizar mallas con elementos Hex20, la posibilidad de introducir triángulos nos da mucha libertad con geometrías complicadas. Sin embargo es aconsejable mantener el número de estos elementos por debajo del 5%(3).

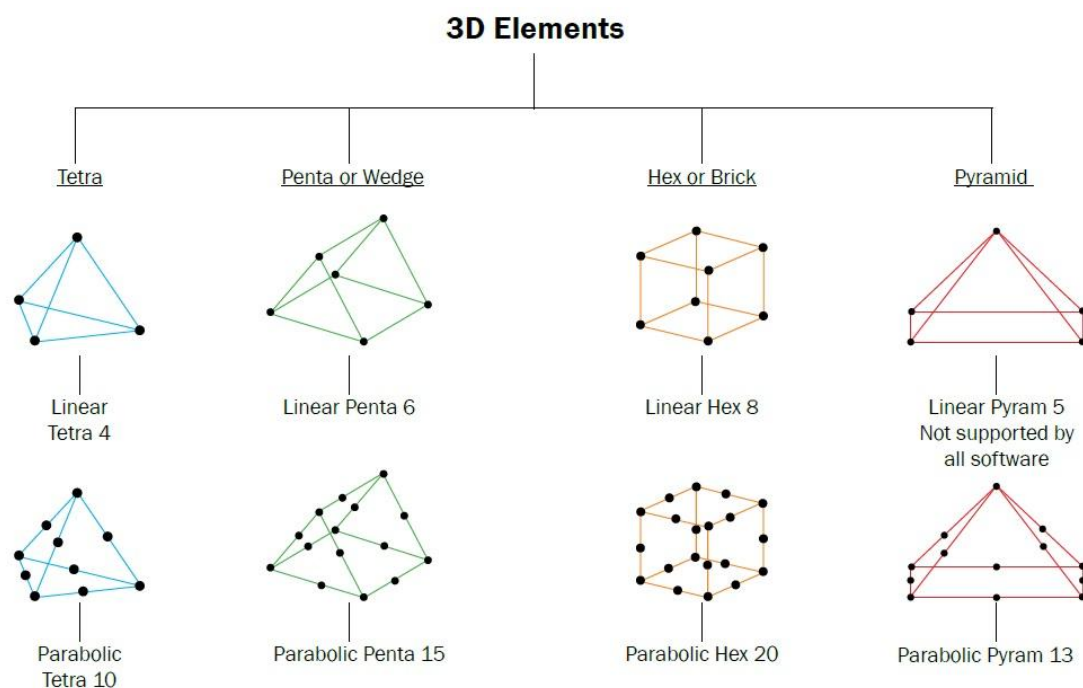


Ilustración 8: tipos de elementos disponibles. Fuente:(3)

3.2.2. Comprobaciones de la malla

Para este proyecto, las optimizaciones y la mayoría de las iteraciones iniciales se han realizado con una malla tetraédrica de primer orden (elementos Tetra4), con un tamaño de celda de entre 1-1.5 mm, y los siguientes criterios de calidad:

	Objetivo ideal	Aceptable
Aspect ratio	1	<5

Face skew angle	0°	<45°
Trias angle	30°< θ <100°	
Jacobian	1	>0.5
Tetra collapse	1	>0.1

Sin embargo, una vez nos hemos ido acercando a la iteración final, hemos pasado a una malla hexaédrica, con un 95% de elementos Hex20 y el resto de elementos Penta15, de segundo orden, con un tamaño de entre 1-1.5 mm, y con los siguientes criterios de calidad. La excepción ha sido la malla del eje, que por simplicidad, y porque en el eje no vamos a medir las tensiones, la hemos hecho con elementos tetraédricos de segundo orden (Tetra10).

	Objetivo ideal	Aceptable
Aspect ratio	1	<5
Skew	0°	<45°
Warp angle	0°	<30°
Quads angle	45°< θ <135°	
Jacobian	1	>0.5
% de elementos Penta15	0	5

En la siguiente imagen puede verse una imagen de la malla usada en el análisis definitivo. Puede observarse cómo la malla es más fina en la estrella y un poco más gruesa en el aro, y como en el eje los elementos son tetraédricos.

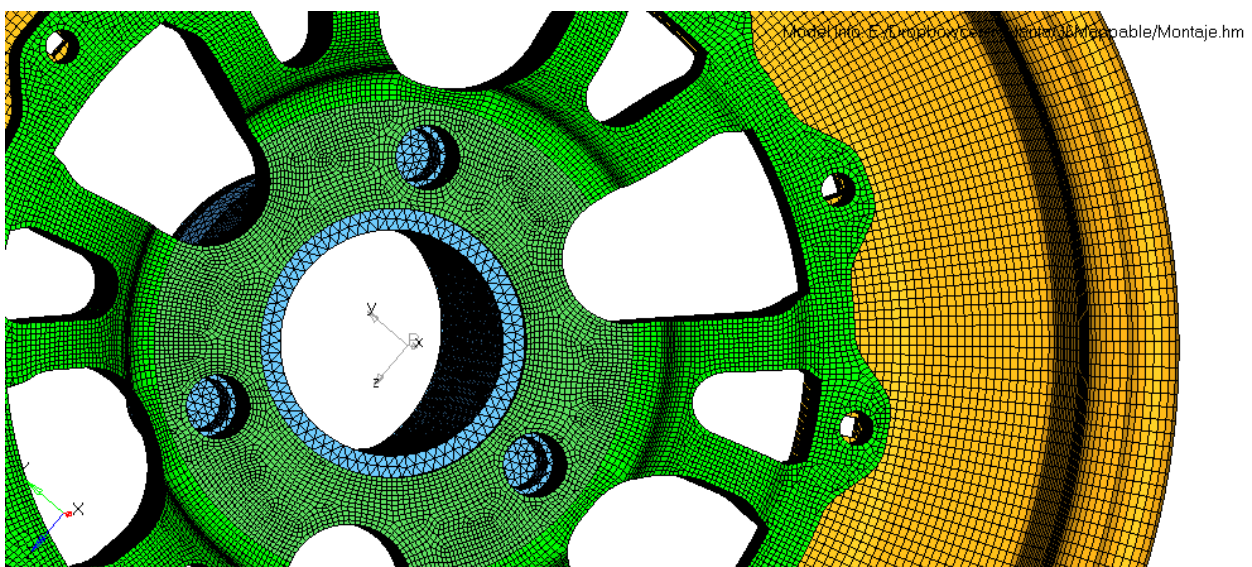


Ilustración 9: Malla utilizada en el análisis definitivo

Adicionalmente a estos criterios de calidad, también se ha hecho un análisis iterativo para comprobar que la malla es suficientemente pequeña. En la zona donde se daban las mayores tensiones, se ha refinado la malla de 1 mm a 0,5 mm, y se ha comprobado que los resultados son parecidos (además, los resultados en desplazamientos coinciden completamente):

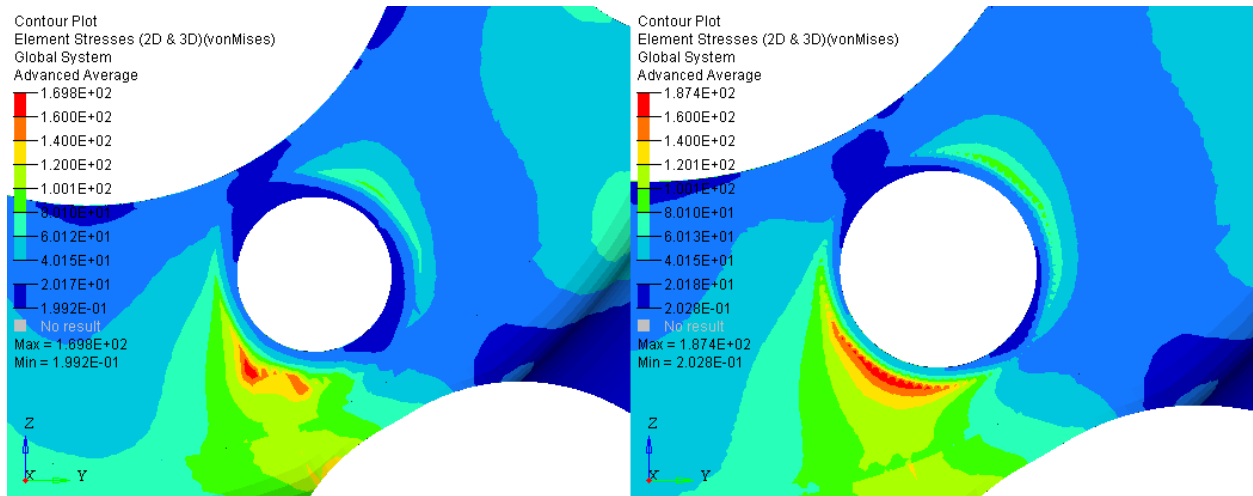


Ilustración 10: Comparación entre mallas de diferentes tamaños. A la izquierda, malla de 1 mm, a la derecha, malla de 0,5 mm (misma escala de colores).

3.3. Unidades

El software de ensayo de elementos finitos que vamos a utilizar, como la mayoría de software de este tipo, no utiliza unidades. Es decir, no pueden introducirse unidades, sino que el programa trabaja sin ellas y queda a cargo del usuario usar un sistema de unidades que sea consistente. Por comodidad, se elige trabajar con el Newton como unidad de fuerza, el milímetro como unidad de longitud, y el MegaPascal como unidad de tensión. A consecuencia de esto, para mantener la consistencia, se elige la tonelada como unidad de masa:

Magnitud	Unidad
Longitud	Milímetros (mm)
Masa	Toneladas (ton)
Fuerza	Newton (N)
Densidad	Tonelada/mm ³
Tensión	MegaPascal (MPa)

3.4. Condiciones de contorno

3.4.1. Hipótesis

Para realizar los ensayos utilizaremos una serie de hipótesis para simplificar el problema:

- Pequeños desplazamientos: consideramos que la diferencia entre la geometría del sólido inicial y la geometría del sólido deformado es mínima, lo cual permite establecer el equilibrio en la configuración inicial, que es conocida.
- Pequeñas deformaciones. El valor que los desplazamientos toman frente a las dimensiones del sólido permiten admitir esta hipótesis.
- Consideramos que el material de la pieza será completamente homogéneo, teniendo en todos los puntos las mismas propiedades. Así mismo, consideramos comportamiento elástico lineal del material.
- Cargas aplicadas cuasi estáticamente. A pesar de que la llanta va girando continuamente, no vamos a tener en cuenta las fuerzas de inercia en las ecuaciones de equilibrio. Esta simplificación la realizamos para no introducir una complejidad excesiva en los ensayos. En el siguiente apartado se analizará esta hipótesis en más profundidad.

3.4.1.1. Hipótesis de cargas aplicadas cuasi estáticamente

Para realizar una estimación de la veracidad de esta hipótesis, se realizará un análisis modal de la pieza bajo estudio, y compararemos las frecuencias naturales en vibración libre, con las frecuencias de las cargas.

En efecto, la transferencia de carga desde el suelo al neumático se hace a través de un área de contacto, de modo que cuando la rueda va girando, la carga se va aplicando de forma gradual: cero poco antes de entrar en contacto el punto, luego crece hasta alcanzar un máximo y luego decrece hasta hacerse cero cuando el punto sale del área de contacto. Si la frecuencia natural de la estrella, en el modo de vibración que produzca la fuerza que estamos considerando, es mucho más alta que la frecuencia de la carga aplicada, puede admitirse que aplicar la carga de forma estática no introducirá errores significativos.

La frecuencia de la carga puede obtenerse a partir de la velocidad del coche, que tomaremos como 100 km/h:

$$100 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000 m}{1 km} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot \frac{1 rev}{(\pi \cdot Diámetro\ rueda)m} = 19,3 Hz$$

Las primeras frecuencias naturales del conjunto de la llanta son las siguientes:

Frecuencias naturales en vibración libre	
1	350,8 Hz
2	350,8 Hz
3	407,2 Hz
4	407,5 Hz
5	464,3 Hz
6	602,6 Hz
7	603,7 Hz
8	809,4 Hz
9	817,5 Hz

10	819,9 Hz
----	----------

En la siguiente imagen puede observarse el primer modo de vibración:

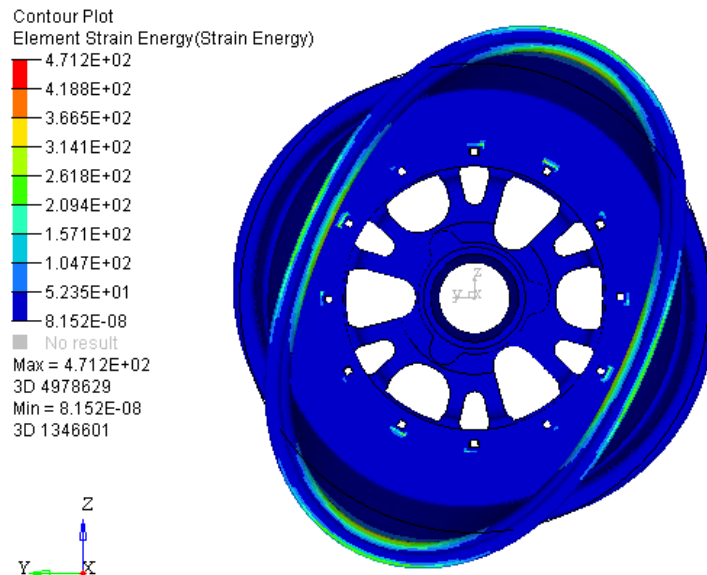


Ilustración 11: Deformada asociada al primer modo de vibración

Como puede verse, todas las frecuencias naturales son muy superiores a la frecuencia de la carga, y por tanto puede considerarse como válida la hipótesis.

3.4.2. Condiciones de contorno

Para que los análisis puedan representar las condiciones reales de operación de la pieza, vamos a modelar las dos piezas con las que la estrella de llanta está en contacto, es decir, el eje y los aros de la llanta:

- El eje tendrá fijado todos sus grados de libertad. Estará conectado a la estrella rígidamente en los emplazamientos de los 3 tornillos, y además en todas las superficies en contacto habrá una condición de contacto de deslizamiento SLIDE (es decir, una condición que impide el movimiento perpendicular al plano de contacto, pero permite que las presiones normales se distribuyan de una pieza a otra).
- Los aros estarán conectados a la estrella de una manera análoga a la anterior, es decir, con 12 conexiones rígidas en los tornillos, y una condición de contacto de deslizamiento SLIDE en los planos que están en contacto
- Las fuerzas estarán aplicadas a través de un elemento rígido RBE2 a los aros. Este elemento rígido conectará el punto geométrico correspondiente al punto de contacto del neumático con el asfalto, al borde exterior del aro. De esta manera simulamos cómo el neumático transmite las fuerzas a la llanta. La conexión se hace con un elemento perfectamente rígido, así que no es una representación precisa del comportamiento de un neumático inflado. Sin embargo consideramos que estamos del lado de la seguridad y que los resultados serán suficientemente precisos considerando los fines de este trabajo.

3.4.3. Fuerzas

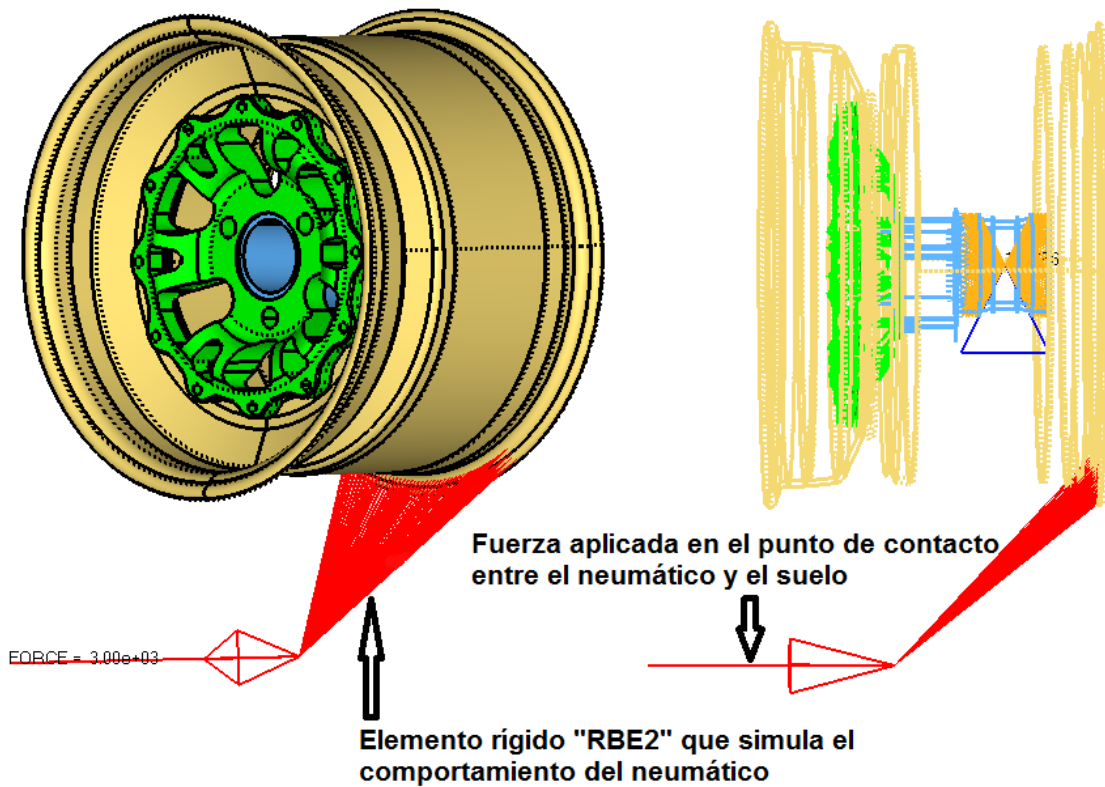
Existen diferentes casos de carga a los que puede estar sometida la pieza, todos ellos resultado de diferentes

maniobras que puede realizar el coche. Conociendo los datos anteriormente mencionados en el apartado "1.2.1.- Datos concretos del ART-16" podemos llegar a los siguientes casos de carga. Para ver más detalles sobre los cálculos realizados se puede consultar el Anexo A.

- Frenada: 1800 N aplicados en el neumático, en el sentido longitudinal del coche.
- Curva: 3000 N aplicados en el neumático, en el sentido transversal del coche.
- Bache: 2500 N aplicados en el neumático, en sentido vertical hacia arriba.
- Peso propio: la carga por el propio peso del coche es despreciable en comparación con el caso de bache y por tanto no la tendremos en cuenta.
- Aceleración: el caso de aceleración es igual al de frenada, excepto por el hecho de que la fuerza va en sentido y el modulo es mucho menor. Por ello, no lo tendremos en cuenta.

Una vez realizados los primeros ensayos nos damos cuenta de que el caso más desfavorable es el de curva. En él se dan las mayores tensiones y los mayores desplazamientos. Por lo tanto en general haremos los ensayos con el caso de carga de curva, aunque comprobaremos regularmente el resto de casos.

En las siguientes ilustraciones puede verse el caso de carga de curva:



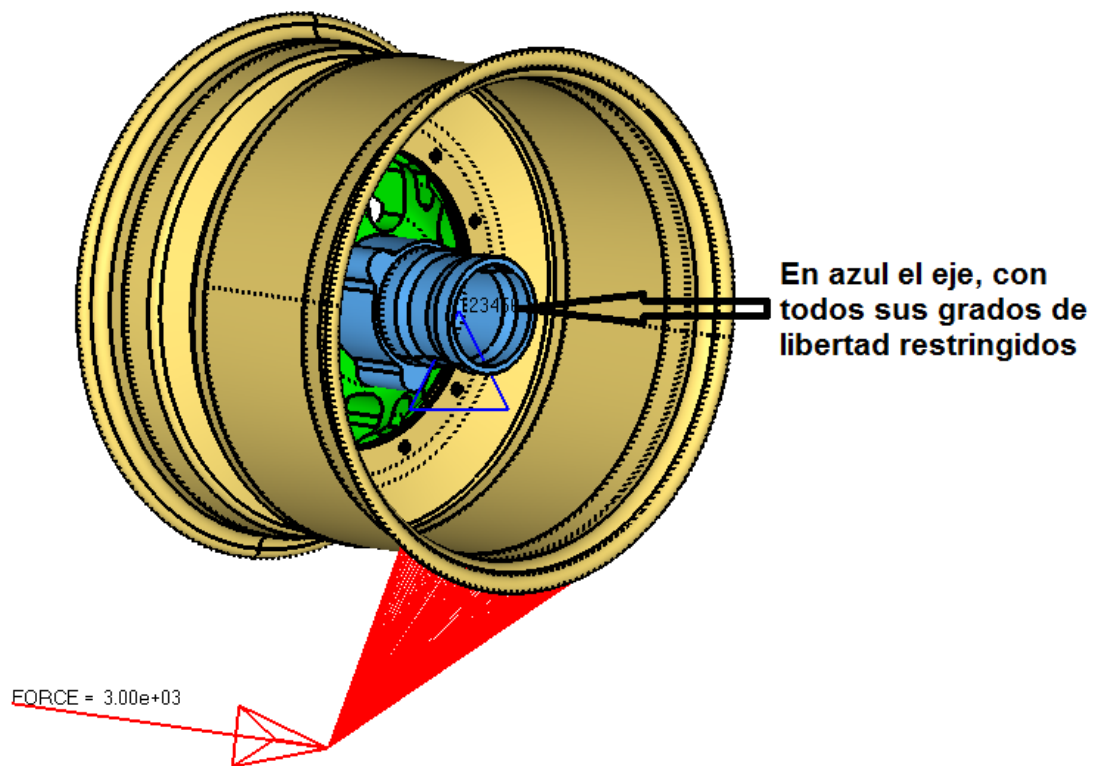


Ilustración 12: esquema de la aplicación de las condiciones de contorno en los ensayos

3.5. Variación de parámetros

La pieza tiene una gran variedad de parámetros que podemos variar, desde el grosor de la pieza en todos sus puntos, hasta la forma y número de vaciados. Por ello, para distinguir el efecto de la variación de algunos de ellos vamos a realizar ensayos para entender su efecto.

3.5.1. Offset de la llanta y de la estrella

Como ya mencionamos en el apartado 1.1, el offset es la distancia entre el plano central de la llanta, y el plano que tiene la llanta para apoyarse en el eje. Sin embargo, en una llanta de 3 piezas, y si tenemos un plano de referencia dado (que sería el plano más cercano al conjunto eje-mangueta en el que no haya interferencias con la pinza de freno), tenemos varias opciones:

- Opción 1: hacer una estrella prácticamente plana, combinar un aro ancho y otro estrecho, y alargar el eje.
- Opción 2: hacer una estrella prácticamente plana, combinar aros de medidas parecidas, y hacer un eje lo más corto posible.
- Opción 3: hacer una estrella con mucha inclinación, combinar un aro ancho y otro estrecho (iguales a los de la opción 1), y dejar el mismo eje que en la opción 2.

En las opciones 2 y 3 tenemos el mismo offset de la llanta (10,5 mm), y en la opción 1 tenemos un offset mayor (47 mm) que se compensa con un aumento de la longitud del eje. Las opciones se ven más claramente en la siguiente ilustración:

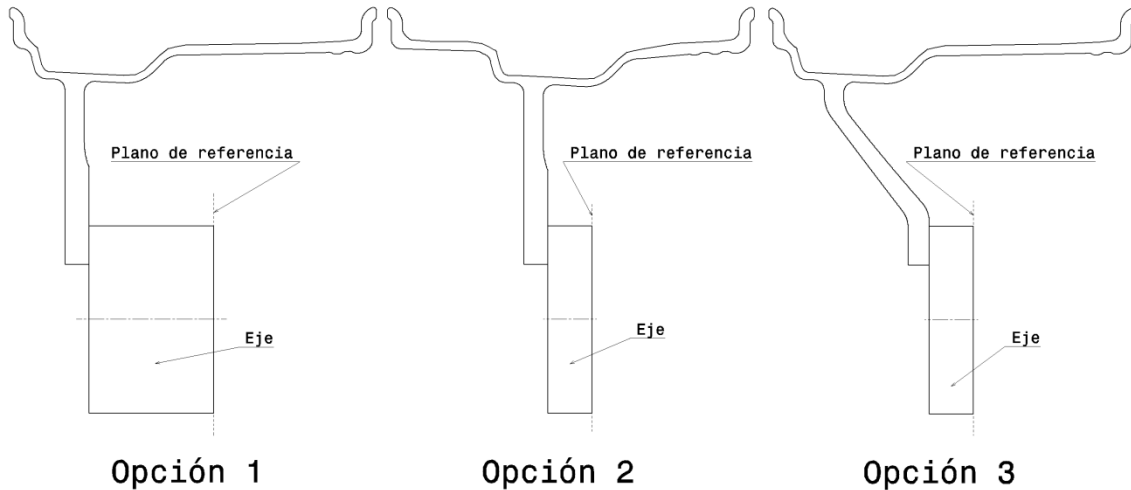


Ilustración 13: Diferentes opciones del análisis de offset

Para estudiar cuál es la opción más conveniente, se ha realizado un ensayo entre las 3, intentado mantener la mayor cantidad de variables constante entre ellas. Por ello, el eje se ha modelado como un cilindro hueco, y no se ha practicado ningún vaciado en la llanta. Además se ha procurado mantener el peso constante en los 3 casos para igualar las condiciones lo máximo posible.

Como se vio anteriormente, el caso de carga más desfavorable es el de curva, y por esa razón haremos este ensayo con ese caso. Las condiciones de contorno serán las mismas que ya se han descrito, es decir, fijar todos los grados de libertad del eje, unirlo a la llanta, y aplicar en la llanta una fuerza remota a través de un elemento rígido "RBE2" que simula el neumático.

Considerando que nuestros objetivos son aumentar la vida a fatiga y maximizar la rigidez, prestaremos atención a los resultados tanto en tensiones como en desplazamientos.

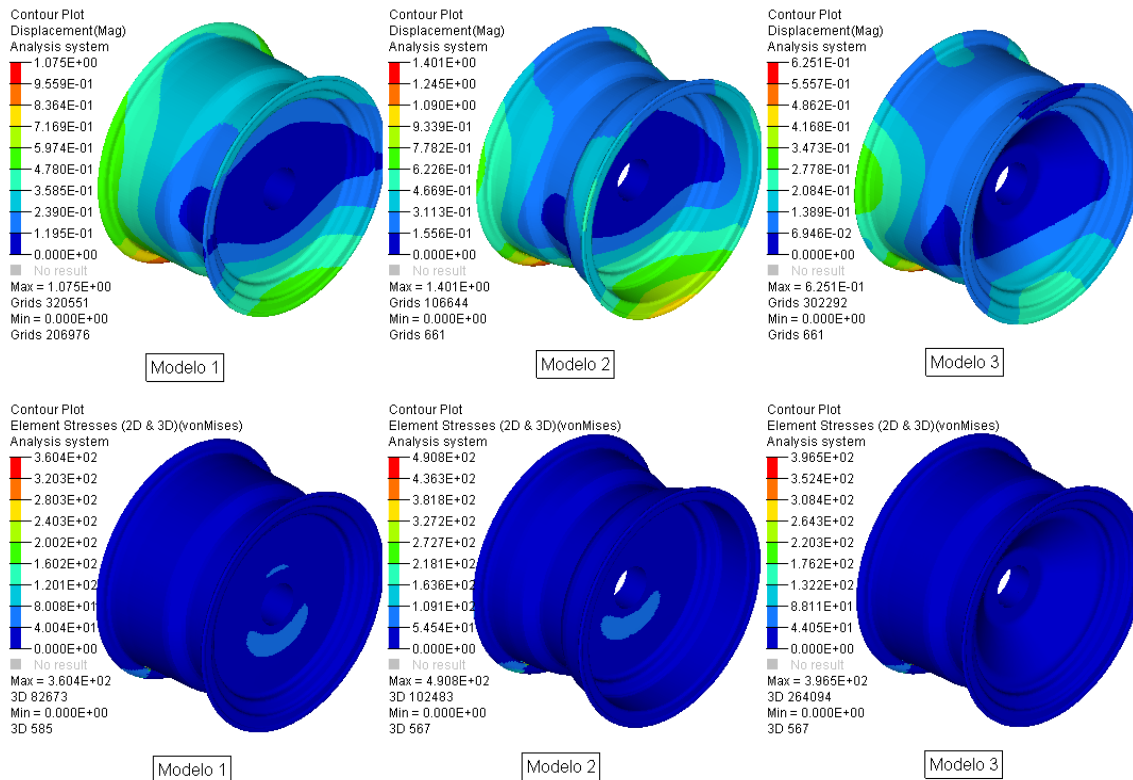


Ilustración 14: Resultados del análisis del offset de la estrella

Los resultados podemos resumirlos en la siguiente tabla:

	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Offset de la llanta	47 mm	10 mm	10 mm
Longitud del eje	56,5 mm	20 mm	20 mm
Peso de la llanta	2723 g	2694 g	2721 g
Peso del eje	569 g	201 g	201 g
Peso total	3292 g	2895 g	2922 g
Desplazamiento máximo	1,08 mm	1,40 mm	0,63 mm
Tensión máxima (Von Mises)	360 MPa	491 MPa	397 MPa

Como podemos ver la opción 1 es más pesada al aumentar mucho la longitud del eje, aunque es cierto que las tensiones son las más bajas. Sin embargo lo más sorprendente es que en la opción 3, a pesar de ser bastante más ligera, es con diferencia la más rígida de las 3. Esto puede explicarse analizando el sentido y dirección de las fuerzas que actúan en la estrella, y la distribución de material en las diferentes opciones. En la siguiente ilustración, frente a una misma fuerza, el material en la estrella de la opción 2 actúa completamente a flexión, mientras que en la opción 3 hay también una parte de compresión, modo en el cual el material es mucho más rígido:

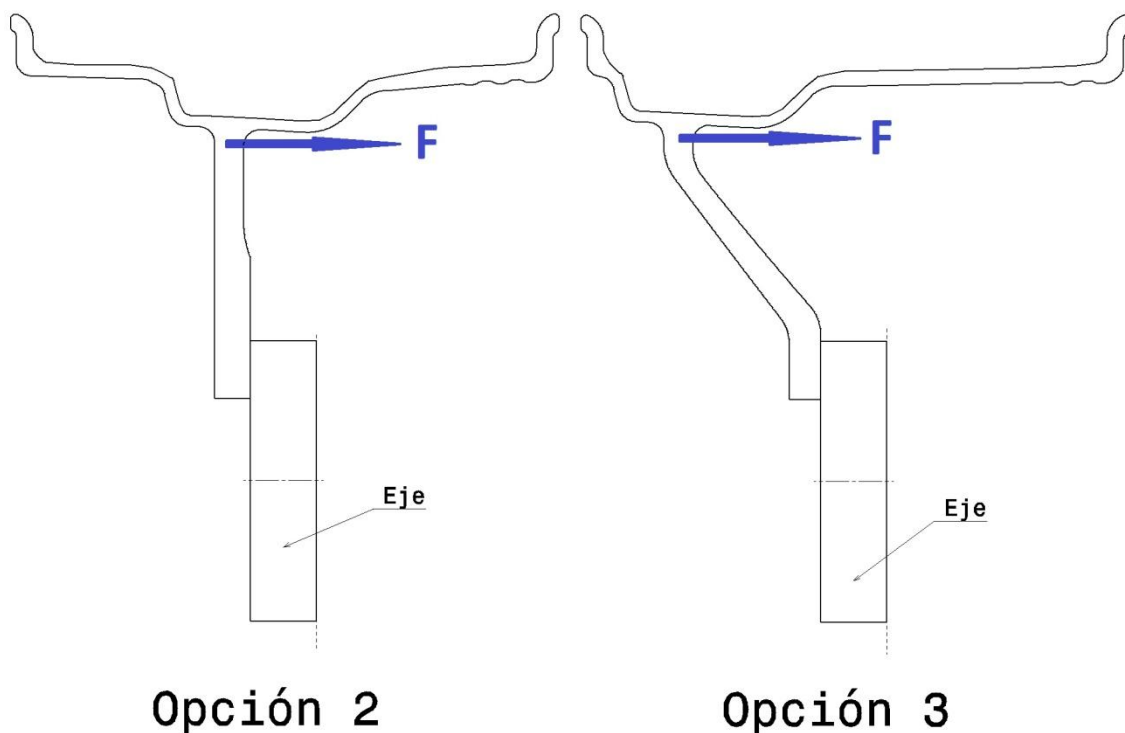


Ilustración 15: Esquema de las fuerzas en la estrella en el caso de carga de curva

Dados estos resultados, concluimos que dentro del marco requerido por el offset de llanta, las interferencias

con otras partes de suspensión, y las otras restricciones geométricas a las que está sometida la pieza, es deseable tener una estrella con la mayor inclinación posible.

Considerando tanto estos resultados como el resto de medidas del conjunto, decidimos usar un aro interior de 2 pulgadas, y un aro exterior de 5 pulgadas, lo cual nos permite que en la estrella haya una cierta inclinación y que no haya interferencias en el conjunto.

3.5.2. Cargas aplicadas coincidente con uno de los radios o entre ellos

Según el tipo de vaciados que hagamos en la estrella, las cargas se podrán aplicar sobre diferentes puntos representativos. Por ejemplo en el caso que se presenta a continuación, los vaciados son desiguales, y la carga puede ser aplicada coincidente con un radio, centrada en un tipo de vaciado, o centrada en el otro tipo de vaciado. Si los vaciados fueran todos iguales, habría que distinguir solo 2 casos.

En el caso inferior se ha hecho el mismo análisis, manteniendo todo constante, y solo variando el punto de aplicación de la carga:

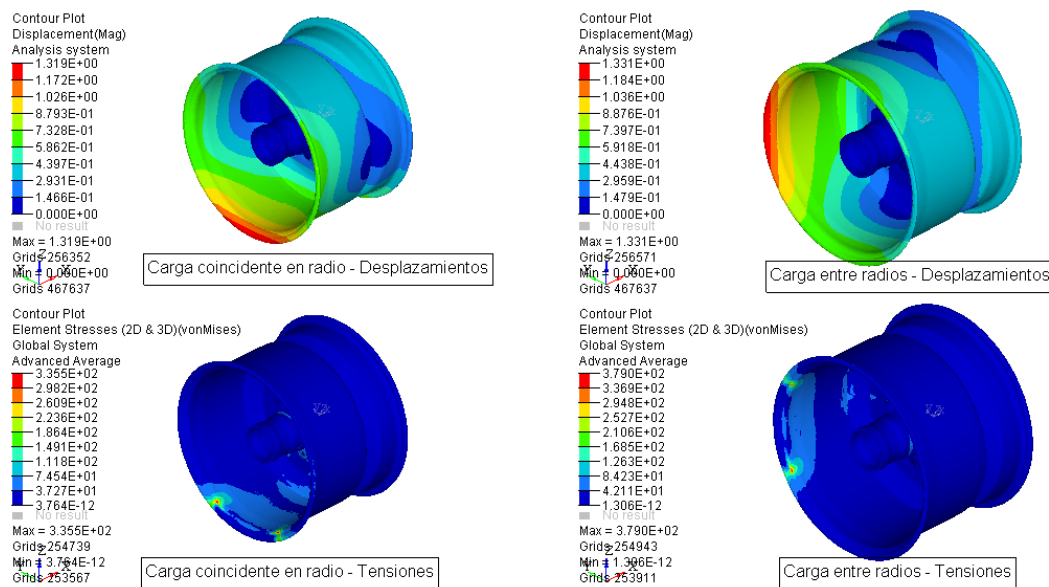


Ilustración 16: desplazamientos y tensiones en los ensayos con carga aplicada en radio (izq.) y entre radios (dcha.)

Como podemos ver, las diferencias en desplazamientos son del 1%, pero las diferencias en tensiones son del casi 6%. Debido a esta diferencia, nos veremos obligados a comprobar todos los puntos diferentes donde se pueda aplicar la carga.

3.5.3. Posición del contact patch y por tanto del punto de aplicación de la fuerza

La posición del punto de contacto del neumático con el suelo no coincide por lo general con el centro geométrico de la superficie de contacto. De acuerdo a la referencia (4), según las condiciones de operación del neumático, el punto concreto de contacto se irá desplazando algunos mm en las direcciones longitudinal y transversal.

Como el punto de aplicación de la fuerza en nuestros ensayos coincide con el punto de contacto entre el neumático y el suelo, es muy interesante que conozcamos su posición. Sin embargo es muy complicado conocer la posición exacta del punto, así que una alternativa es probar en diferentes posiciones y ver si eso tiene efectos relevantes en los resultados de los análisis. Para ello se van a realizar dos ensayos diferentes, en

los que se variará la posición del punto en las dos direcciones:

- Variación transversal: en los ensayos siguientes se mantuvo todo constante, excepto el punto de aplicación de la fuerza, que se varió transversalmente 50 mm. Como puede verse, los resultados son iguales.

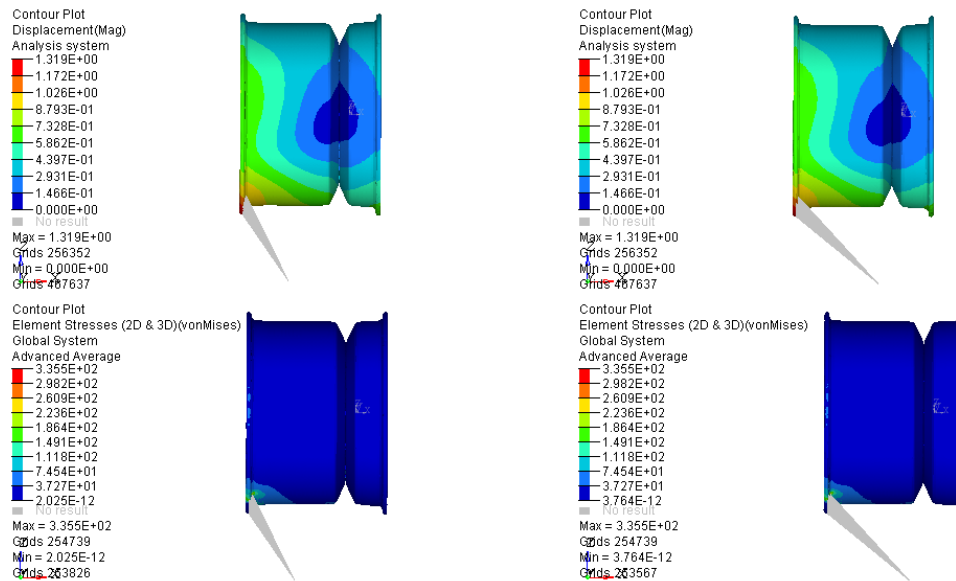


Ilustración 17: Desplazamientos y tensiones con la fuerza aplicada en un punto de referencia (a la izquierda) y con el punto desplazado transversalmente 50 mm (a la derecha)

- Variación longitudinal: en los ensayos siguientes se mantuvo todo constante, excepto el punto de aplicación de la fuerza, que se varió longitudinalmente 20 mm. Como puede verse los resultados muy parecidos.

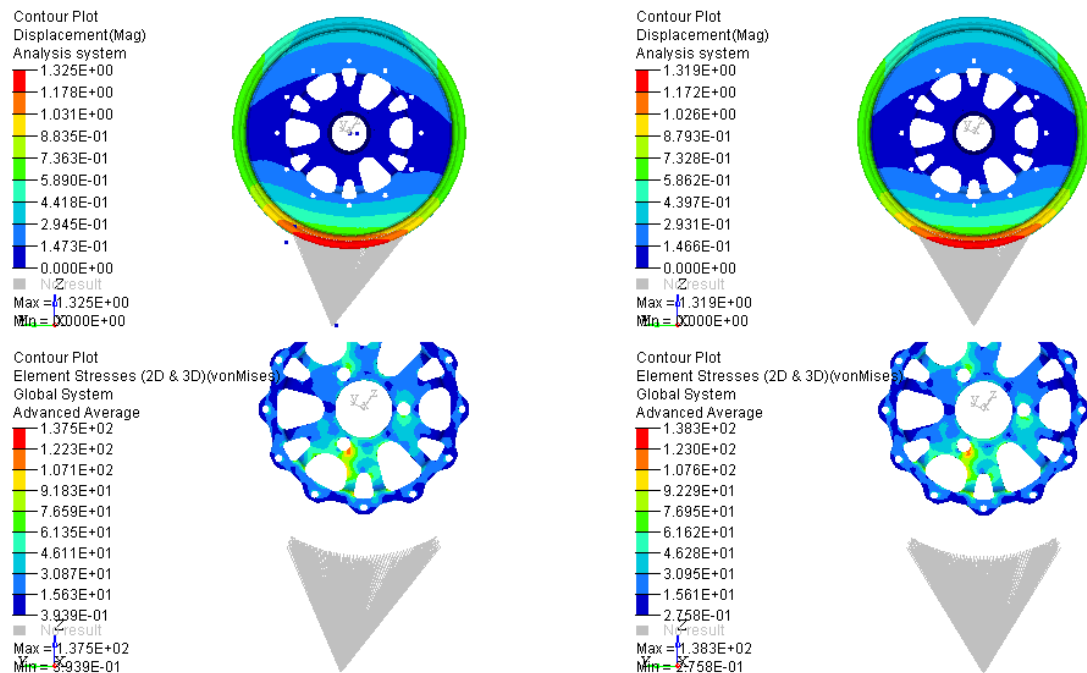


Ilustración 18: Desplazamientos y tensiones con la fuerza aplicada en un punto de referencia (a la derecha) y con el punto desplazado longitudinalmente 20 mm (a la izquierda)

Por lo tanto, es posible concluir que el punto de contacto del neumático con el suelo no tiene un efecto

determinante.

3.5.4. Sentido de la fuerza en el caso de curva

El caso de curva que estamos considerando se refiere a la rueda exterior a la curva, que es la que ejerce la mayoría de la fuerza lateral, ya que la transferencia de peso en el coche hace que sea la rueda que más agarre tiene. Sin embargo, la rueda interior también debe soportar una cierta carga, aunque sea menor. Para simularlo simplemente debemos invertir el sentido de la fuerza que aplicamos. En el siguiente ensayo se compara un ensayo normal con uno en el que invertimos el sentido de la fuerza, dejando todo lo demás constante, para ver si existen diferencias apreciables.

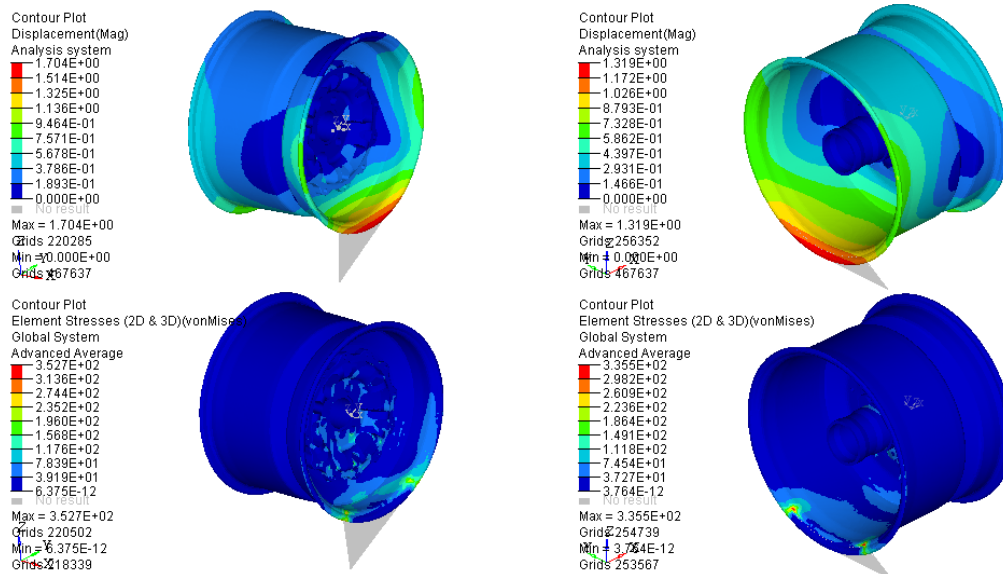


Ilustración 19: desplazamientos y tensiones con la fuerza en un sentido (izq.) y con la fuerza en el otro (dcha.)

Como podemos ver, los resultados en tensiones son muy parecidos. Los resultados en desplazamientos sí cambian, son un 22% mayores al invertir el sentido de la fuerza, pero aún así debemos tener en cuenta que por las razones que hemos explicado, en la rueda interior el modulo de la fuerza sería siempre mucho menor, por lo que en cualquier caso el caso más desfavorable sigue siendo el mismo. Es decir, el caso de rueda exterior y por lo tanto sentido de la fuerza tal y como lo hemos estado considerando hasta ahora.

3.6. Optimización

Uno de los puntos fuertes del software que vamos a utilizar, Altair Hyperworks v12.0, es la posibilidad de optimizar los diseños automáticamente basado en unas condiciones y unos objetivos dados. Dada la importancia y la relativa novedad de este proceso, merece la pena explicar el funcionamiento de esta tecnología.

3.6.1. Bases de la optimización

Típicamente, el proceso de diseño de una pieza como la que tenemos bajo estudio, consistiría en realización de un boceto inicial, realización de un primer diseño en software CAD, pruebas en un software de elementos finitos y rediseño hasta conseguir una iteración satisfactoria, y posteriormente construcción de un prototipo y tests de ese prototipo:

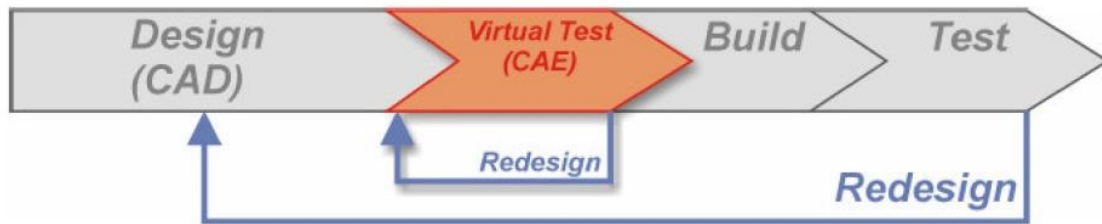


Ilustración 20: Proceso de diseño de una pieza. Fuente (5)

El objetivo de la optimización es reducir drásticamente el tiempo que pasamos en el primer bucle de iteración. Normalmente el ingeniero debe realizar un diseño, realizar un modelo de elementos finitos basado en ese diseño, probarlo, comprobar si los resultados son satisfactorios, y en caso de que no lo sean, rediseñar la pieza en consecuencia. Además, en muchos casos no será trivial la determinación de cómo debe ser el rediseño de la pieza para cumplir mejor los objetivos, sino que consistirá en cierta medida en un ensayo de prueba-error. Cada uno de esos rediseños requiere de un tiempo, que en caso de piezas complejas puede llegar a varios días o semanas.

La optimización busca reducir este tiempo al mínimo. La idea es que el ingeniero proporciona al software de optimización una serie de entradas, y el software automáticamente prueba todos los diseños posibles que cumplan los requerimientos y busca cual es el óptimo. Para entender más claramente el proceso, veamos las entradas que deben proporcionarse al programa:

- Espacios de diseño/no diseño: es necesario especificar al programa que zona de la pieza queremos que optimice (zona de diseño), y cual es necesario que no modifique (zonas de no diseño). En la mayoría de casos, las zonas de no diseño serán las partes de la pieza que deben estar en contacto con otras piezas, rodamientos por ejemplo, y que por tanto deban tener una geometría concreta y no modificable. El espacio de diseño será todo lo demás.
- Respuestas (responses): son todas las variables que queremos que el programa tenga en cuenta en la optimización. Algunos ejemplos de respuestas posibles serían desplazamientos, tensiones, fracción volumétrica, fracción másica, flexibilidad, etc. Las variables no pueden dejarse libres, sino que todas deben tener asignada una restricción o un objetivo.
- Restricciones (constraints): son limitaciones que asignamos a diferentes respuestas, por ejemplo, podemos limitar que el desplazamiento de ciertos nodos no supere los 2 mm.
- Objetivos: una de las respuestas deberá tener asignado un objetivo. Por ejemplo, podemos decir que el objetivo de la respuesta “desplazamientos” sea minimizarlo. De este modo, la optimización intentará reducir los desplazamientos en la pieza mientras cumple con las restricciones en el resto de las variables.

Al existir una gran variedad de respuestas, las combinaciones posibles que podemos realizar de respuestas, restricciones y objetivos son muy numerosas. Sin embargo, hay 2 combinaciones muy útiles que utilizaremos y que por ello vamos a comentar con más detenimiento:

- Respuestas fracción volumétrica y “weighted compliance”, con una restricción en la fracción volumétrica, y objetivo minimizar “weighted compliance”. Weighted compliance mide la energía de deformación del sólido, y puede interpretarse como una medida de la rigidez de la pieza. Por ello, esta combinación, para una cantidad determinada de material, lo ordena de la manera más eficiente para conseguir la máxima rigidez global. El inconveniente es que la decisión de cuanto restringir la fracción volumétrica es complicada de hacer sin información adicional, y además no se sabe cómo de rígida cuantitativamente será la pieza final. La ventaja es que las optimizaciones hechas con esta combinación son muy rápidas.
- Respuestas fracción volumétrica y desplazamiento, con una restricción en el desplazamiento y objetivo minimizar la fracción volumétrica. Esta combinación es mucho más precisa que la anterior, pero su inconveniente es que el tiempo de procesamiento es mucho mayor.

- Es preciso comentar también que la minimización de tensiones en la pieza no puede usarse como objetivo. Sería muy útil, pero sin embargo debido a una limitación del software, no es recomendable usar las tensiones como una respuesta.

El programa realiza una serie de iteraciones, que pueden ir desde unas pocas, hasta docenas de ellas. En cada una de ellas el programa modifica la cantidad de material de la pieza, y comprueba que las restricciones se sigan cumpliendo y que se avance hacia el objetivo. Si la optimización no da error, llegado a un cierto punto el programa considera que la solución ha convergido y deja de hacer iteraciones.

Una vez hecha la optimización, el programa no nos proporciona una pieza terminada, debido a la forma en la que el programa realiza la optimización. El programa va haciendo iteraciones, quitando cada vez más material, elemento a elemento. Sin embargo, computacionalmente no sería viable trabajar con quitar y poner elementos completos. Por ello, el programa trabaja con el concepto de “densidad de elementos”. En lugar de quitar y poner elementos completos, el programa asigna a cada elemento una cierta densidad, entre 0 y 1. De esta manera, un elemento con densidad 0 estaría “quitado”, mientras que un elemento con densidad 1 sería completamente sólido. Sin embargo, la ventaja es que hay todo un rango en medio, lo cual es mucho más eficiente computacionalmente.

La consecuencia de esta manera de trabajar, es que la solución que el programa nos proporciona es una representación gráfica de las densidades de cada elemento en cada iteración. De esta manera, yendo a la última iteración, tendremos una representación gráfica de la pieza en la que cada color representará una cierta densidad de elemento. En la siguiente imagen podemos ver un ejemplo. A la izquierda vemos la densidad de los diferentes elementos. A la derecha vemos los elementos que nos quedan si decimos al programa que solo nos enseñe los elementos en los que la densidad sea superior a 0.3:

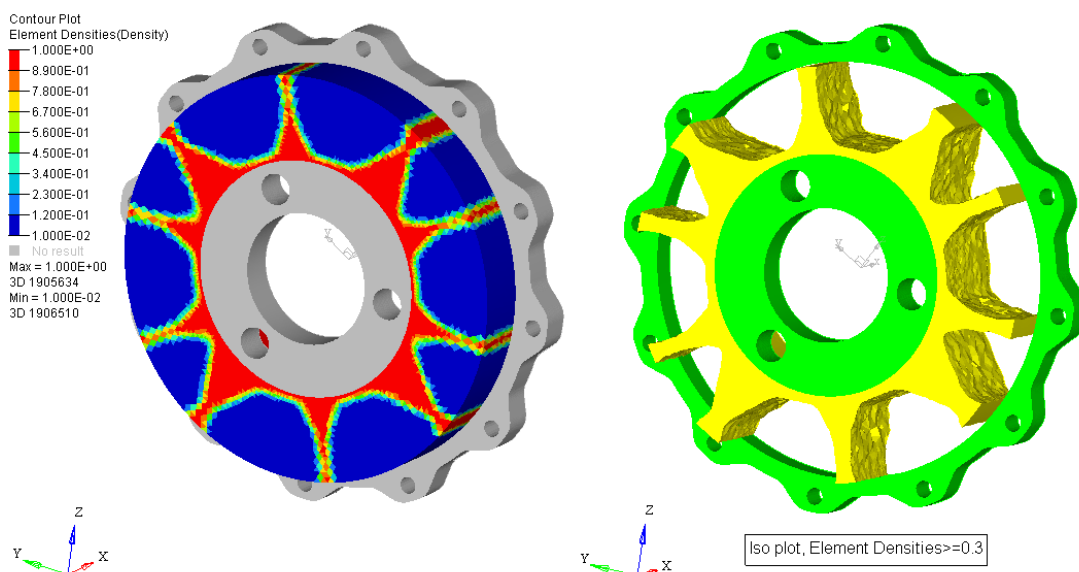


Ilustración 21: A la izquierda, gráfica mostrando la densidad de los elementos en una optimización. A la derecha el mismo resultado pero mostrando solo los elementos con densidad superior a 0.3

Esto tiene 2 consecuencias básicas:

- El hecho de asignarle una densidad a cada elemento es un artificio matemático que obviamente no puede ser llevado a la vida real. Por ello, debemos elegir que elementos se quitarán, los cuales pasarán a tener densidad 0, y cuales se quedarán en la pieza, que pasarán a tener densidad 1. En la práctica, esto se realiza eligiendo un cierto umbral de densidad a partir del cual nos quedaremos con el elemento, el cual suele estar alrededor de 0.3. Esto quiere decir que todos los elementos que tuvieran densidad menor a 0.3 se eliminarán. Esto ocasionaría una pérdida de rigidez en la pieza, pero a la vez debemos considerar que todos los elementos con densidades comprendidas entre 0.3 y 1 pasaran a tener densidad 1, así que el efecto se compensa. El valor de 0.3 es un simplemente indicativo y en cada optimización habrá que experimentar para ver cuál es el valor adecuado.

- Los cálculos se hacen en cada elemento (tantos elementos como tenga la malla). Esto ocasiona que en las partes donde el programa quite elementos, los bordes no queden suaves, sino que tengan el contorno de muchos elementos diferentes, y por tanto el diseño no quede listo para la fabricación. Existen dos opciones para solucionar esto. Una de ellas es usar un software adicional para suavizar los bordes. La otra utilizar los resultados de la optimización puramente como una guía, y modificar la pieza manualmente en un software CAD.

3.6.2. Primera optimización aplicada a este proyecto

Para la optimización de nuestra pieza, lo primero es definir las condiciones del ensayo. Las fuerzas y condiciones de contorno serán las que ya hemos explicado, y nos centraremos en el caso de carga de curva, que como ya hemos comentado anteriormente es el más restrictivo. Lo siguiente es definir la zona de diseño y la zona de no diseño. Definiremos dos zonas de no diseño, que coincidirán con la corona más exterior y más interior de la estrella, y serán las partes de la pieza en contacto con el eje y con los aros de la llanta. La zona de diseño será todo lo que está en medio, y la definiremos con mucho material para que el programa quite el que no necesite.

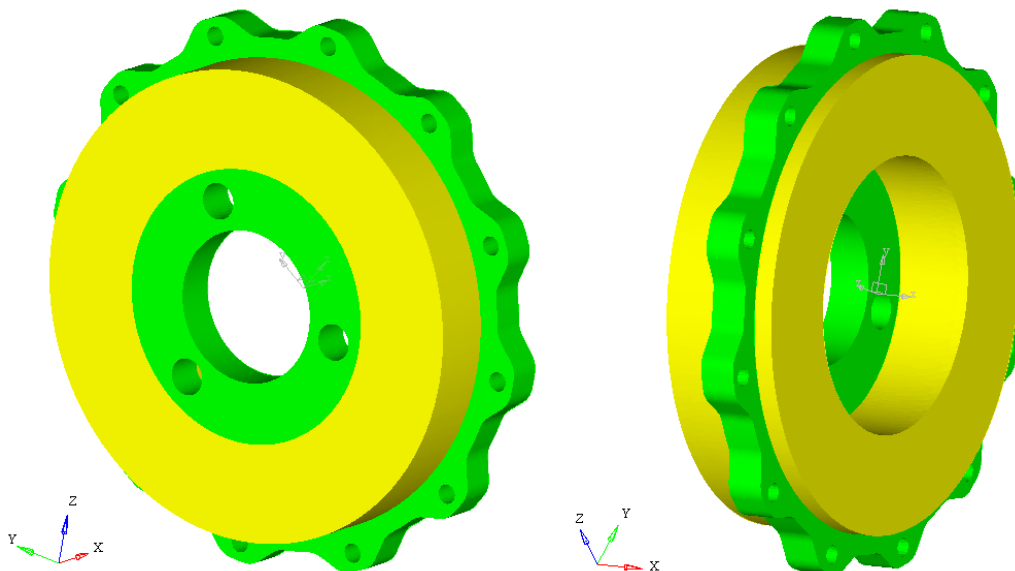


Ilustración 22: zonas de diseño, en amarillo, y de no diseño, en verde

En la primera optimización que realizamos con los parámetros anteriormente comentados, se obtienen los siguientes resultados. Como podemos ver, los resultados no son simétricos.

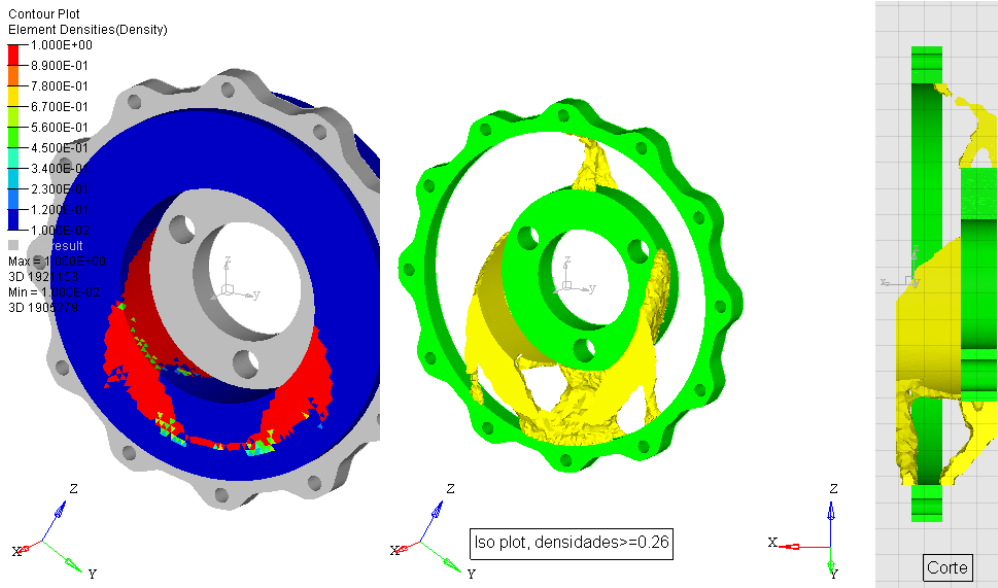


Ilustración 23: Resultados de la primera optimización

Sin embargo, en el corte de la pieza que podemos observar a la derecha sí que vemos un resultado interesante. En la zona baja, que es donde está aplicada la fuerza, la solución óptima que nos propone el problema es vaciar la zona central, dejando dos brazos independientes en las zonas donde el material trabaja mejor. Esto tiene sentido si visualizamos el problema a través de una analogía con una viga trabajando a flexión. En la situación análoga, efectivamente el aumentar el canto de la viga disminuirá la flecha de la viga en su extremo.

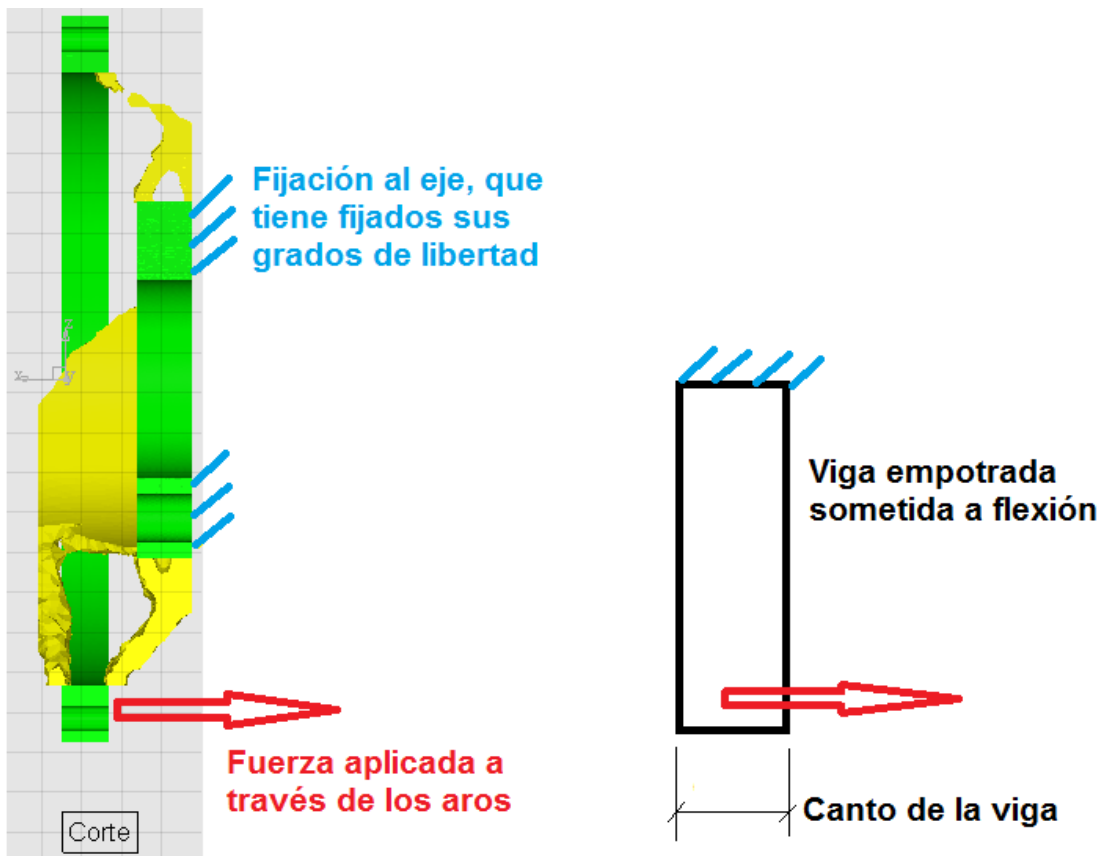


Ilustración 24: comparación entre los resultados de la primera optimización y una viga empotrada sometida a flexión

Adicionalmente, podemos ver que en el resultado de esta optimización, la pieza sería muy complicada de fabricar por mecanizado convencional, lo cual nos lleva al siguiente punto.

3.6.3. Restricciones para la fabricación

Como hemos visto en el apartado anterior, los diseños que salen directamente de las optimizaciones no suelen ser sencillos de fabricar; en algunos casos son incluso imposibles. Por ello, el software Altair Hyperworks v12.0 cuenta con una serie de restricciones para la fabricación, que podemos utilizar para conseguir que los resultados de la optimización sean más realistas. Existen varias opciones, aunque en este caso nos centraremos solo en las que van a ser útiles para nuestro proyecto:

- Restricciones de simetría: podríamos pensar que sería posible forzar la simetría de una pieza forzando a que las condiciones de contorno sean simétricas. Sin embargo, esto no siempre es posible, además de que incluso en ese caso habrá casos en los que el resultado de la optimización no será simétrico. Para estos casos, existen las restricciones de simetría. Podemos forzar la simetría en un solo plano, en dos planos, o en 3 planos, aunque siempre deben ser planos perpendiculares unos a otros. Adicionalmente, y especialmente útil para esta pieza, podemos introducir simetría cíclica, es decir, que existan una serie de planos de simetría que compartan un eje común, girados un cierto ángulo entre ellos. Podemos definir el número de planos, y de esa manera definir cuantos radios tendrá nuestra estrella.
- Restricciones de forja: estas restricciones están pensadas para optimizar piezas que serán fabricadas por forja. De esta manera, el programa está limitado a quitar material desde una sola dirección, que correspondería con la dirección en la que se movería la matriz en el proceso de forja. Existen dos opciones, simple o doble, para simular los casos en los que hay una sola matriz móvil o dos (ambas en la misma dirección, pero en sentidos contrarios). Sin embargo, esta opción también puede utilizarse para simular las restricciones que tendríamos para fabricar en una fresadora CNC de 3 ejes. La opción de matriz simple correspondería a hacer la pieza sin cambiarla de posición, mientras que la opción de matriz doble correspondería a mecanizar la pieza con un cambio de posición intermedio (un giro de 180°).

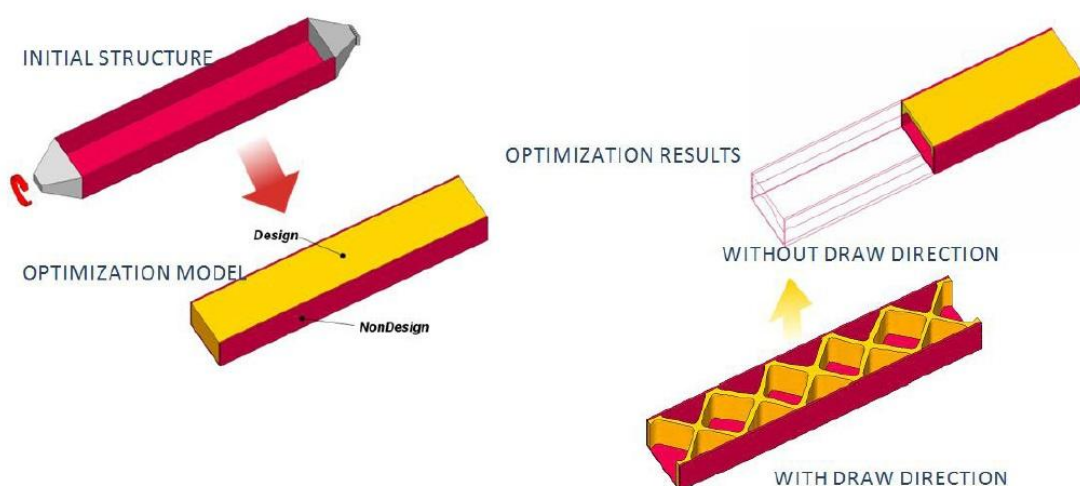


Ilustración 25: Esquema de como la restricción de forja puede refinar los resultados de la optimización.

Fuente:(5)

- Restricciones de extrusión: estas restricciones están pensadas para optimizar piezas que serán fabricadas por extrusión, es decir, piezas que tendrán una sección constante en una determinada

dirección. Si mantenemos esa dirección constante, esta opción puede utilizarse para simular las limitaciones para fabricar en una máquina de corte por laser o por agua, o en una fresadora CNC de 2,5 ejes.

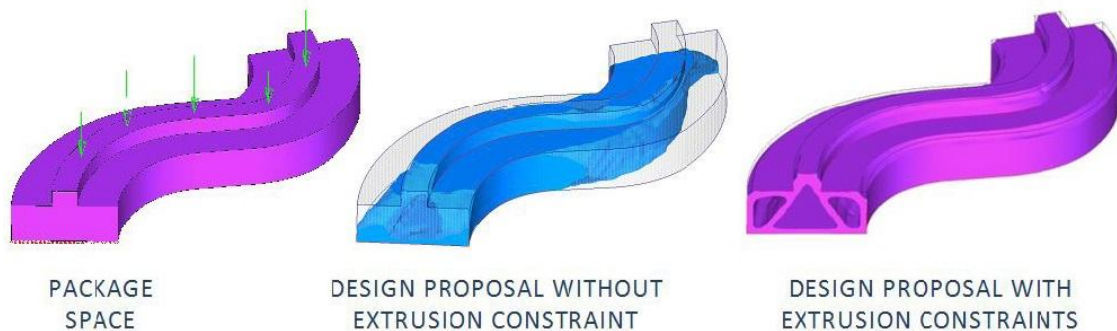


Ilustración 26: Ejemplo de cómo funciona la restricción de extrusión. Fuente:(5)

Es importante remarcar que debido a limitaciones inherentes al software que estamos usando, no es posible combinar todas estas restricciones unas con otras. En particular, las restricciones de forja se pueden combinar en una misma optimización con las restricciones de simetría, pero sin embargo las restricciones de extrusión no pueden ser combinadas con las restricciones de simetría.

3.6.4. Segunda optimización

En la segunda optimización, por lo tanto, haremos uso de las restricciones de fabricación para obtener mejores resultados. En esta optimización mantendremos el formato del ensayo y haremos uso de las mismas zonas de diseño y no diseño, pero añadiremos 2 restricciones de fabricación:

- Restricción de simetría cíclica con 6 planos de simetría, para conseguir 6 radios.
- Restricción de forja con matriz doble.

Los resultados que conseguimos son los siguientes:

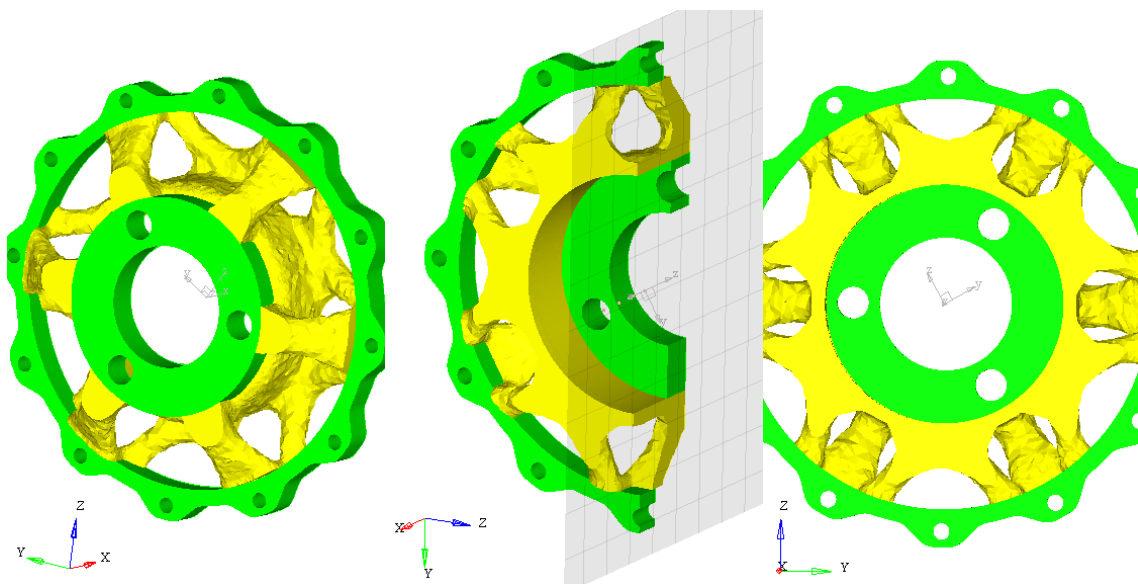


Ilustración 27: Resultados de la segunda optimización. Diferentes vistas, con un corte en la central. En todas se muestran los elementos con densidad igual o superior a 0.3

Como puede verse, el material está muy bien aprovechado, y los objetivos de rigidez se conseguirían con un peso muy reducido. Sin embargo, desgraciadamente la fabricación de ese diseño por mecanizado en una fresadora CNC de 3 ejes sería muy costosa, ya que la mayoría de superficies habría que generarlas por barrido, lo cual es muy costoso en términos de tiempo y por tanto de dinero.

Sin embargo, dados los buenos resultados observados, se van a resumir los resultados para tenerlos de referencia y poder comparar en secciones posteriores.

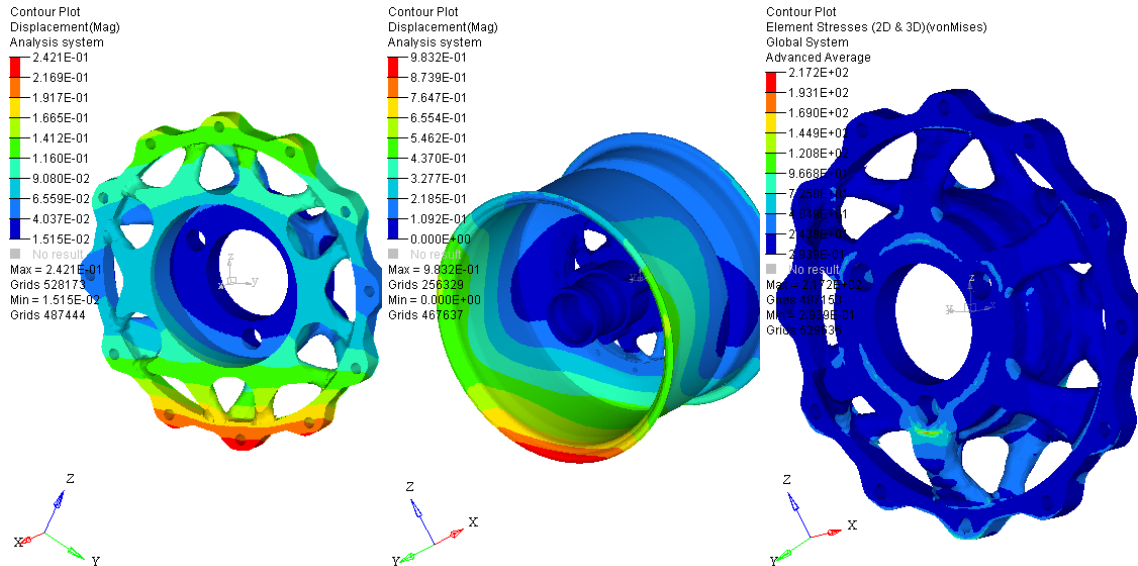


Ilustración 28: Resultados de la segunda optimización, en tensiones y desplazamientos

Resumen de resultados obtenidos en la segunda optimización	
Peso de la pieza terminada	630 gramos
Desplazamiento máximo en la estrella	0,24 mm
Desplazamiento máximo en la llanta completa	0,98 mm
Tensiones máximas (Von Mises) en la estrella	217 MPa

3.6.5. Tercera optimización

En la tercera optimización haremos uso de las conclusiones que hemos obtenido en las optimizaciones anteriores:

- Hay que aumentar el “canto” de la estrella tanto como sea posible, ya que aumenta significativamente la rigidez.
- El material que queda “en el centro del canto” no es útil para la pieza, sin embargo, no resulta económico quitarlo.

Queda claro por tanto que el perfil de la pieza debe tener el mayor canto posible. Por tanto, para la tercera optimización nos centramos no ya tanto en la forma del perfil de la estrella, como en los vaciados posteriores que haremos en la pieza para rebajar el peso. Por esta razón, vamos a cambiar las zonas de diseño y de no diseño, con la siguiente configuración:

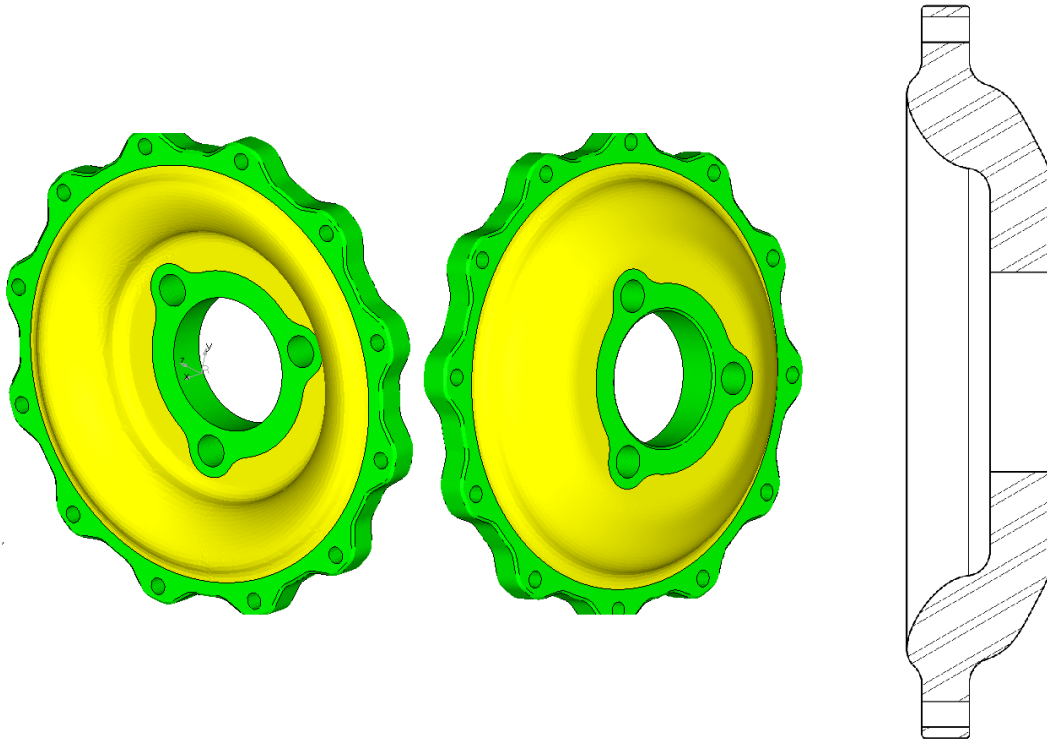


Ilustración 29: Zonas de diseño (en amarillo) y de no diseño (en verde). A la derecha, corte de la pieza en el que puede verse el perfil

Adicionalmente, usaremos la restricción de fabricación de extrusión, de manera que obtengamos un diseño más económico de fabricar. Sin embargo, debido a la limitación de software que mencionamos en un apartado anterior, esa restricción no puede combinarse en una misma optimización con restricciones de simetría. Debido a esto, usaremos una configuración especial de condiciones de contorno para forzar que los resultados sean simétricos. Esta configuración consistirá en aplicar 12 cargas repartidas uniformemente en el contorno de la pieza. La pieza se seguirá fijando a través del eje. Las cargas no se aplicarán todas a la vez, sino que habrá 12 casos de carga diferentes, cada uno de ellos formado por una fuerza y la condición de fijación del eje. El programa automáticamente realiza la optimización teniendo en cuenta todos los casos de carga.

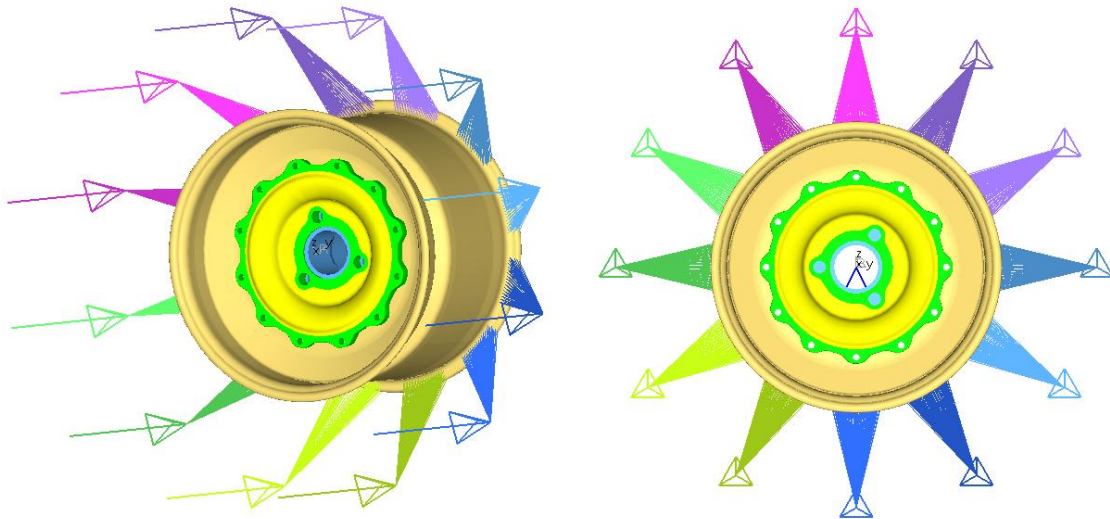


Ilustración 30: Esquema de las condiciones para la tercera optimización

Una vez realizamos la optimización, obtenemos los siguientes resultados:

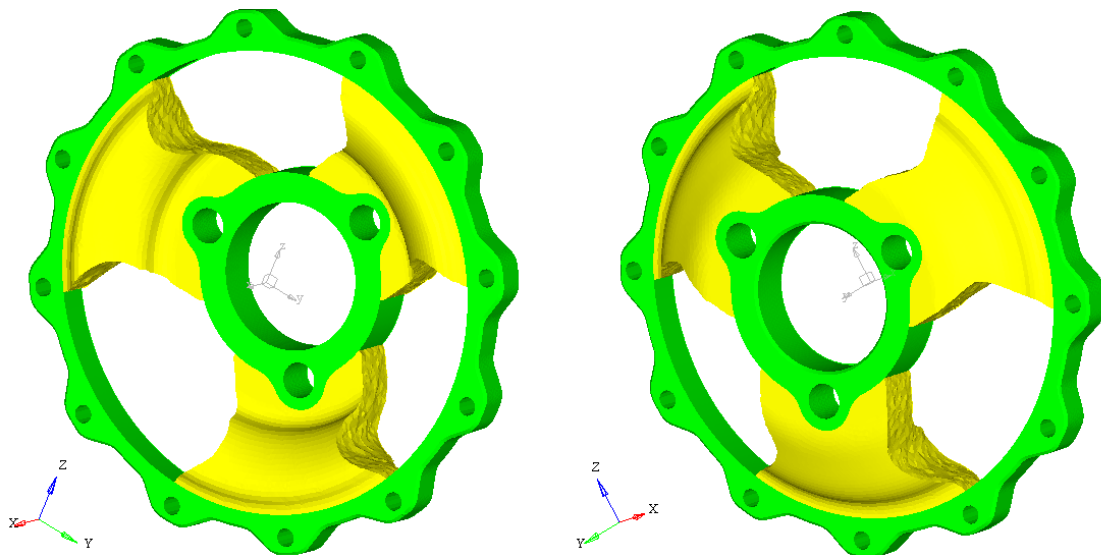


Ilustración 31: Resultados de la tercera optimización. Se muestran los elementos con densidad igual o mayor a 0,3

Como podemos ver, nos queda una estrella con 3 radios. Los resultados en tensiones y desplazamientos son los siguientes:

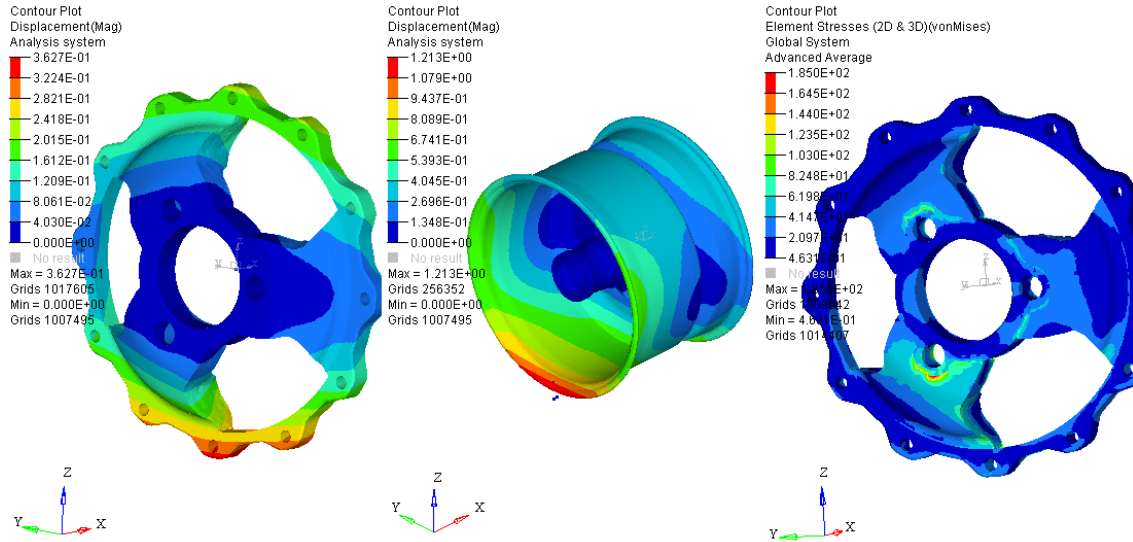


Ilustración 32: Resultados de tensiones y desplazamientos en la tercera optimización

Resumen de resultados obtenidos en la tercera optimización	
Peso de la pieza terminada	616 gramos
Desplazamiento máximo en la estrella	0,36 mm
Desplazamiento máximo en la llanta completa	1,21 mm
Tensiones máximas (Von Mises) en la estrella	185 MPa

3.6.6. Conclusiones de la optimización

Como conclusión de la fase de optimización, es importante remarcar la potencia de este método para encontrar conclusiones sobre la forma óptima de una pieza de una manera rápida. Sin embargo, es necesario ser consciente de las limitaciones de la tecnología y saber cómo podemos trabajar con ella para obtener conclusiones útiles.

En el marco de este proyecto, no utilizaremos la optimización para definir por completo la forma de la pieza, sino que únicamente la utilizaremos como guía para posteriores análisis. Las conclusiones más importantes que hemos obtenido han sido:

- Para definir el perfil de la pieza, lo más importante es aumentar el ancho de la pieza (en la analogía de la viga, lo que sería el canto) tanto como resulte práctico.
- Sería interesante vaciar el interior de los radios, ya que el material en esa zona no aporta rigidez a la pieza. Sin embargo, no resulta económico hacerlo, en particular si el método de fabricación de la pieza es el mecanizado.
- Los vaciados que podemos realizar son muy numerosos, sin embargo los resultados de la optimización apuntan a que lo óptimo es hacer una estrella con únicamente 3 radios.

3.7. Geometría definitiva y análisis

Teniendo en cuenta toda la información anteriormente mencionada, tanto las consideraciones geométricas como las derivadas de los estudios de variaciones de parámetros y las optimizaciones, llegamos al siguiente diseño final.

Como puede verse, el perfil de la llanta se ha diseñado teniendo en cuenta los resultados del apartado 2.5.1., aumentando en lo posible la anchura de la pieza para aumentar la rigidez. El diseño de los vaciados se ha realizado partiendo de los resultados de la tercera optimización. Sin embargo, a través de iteraciones se ha llegado a un diseño de vaciados que ofrece una rigidez más alta y además es más interesante estéticamente. Una descripción de las iteraciones realizadas hasta llegar al diseño final se encuentra en el Anexo B.

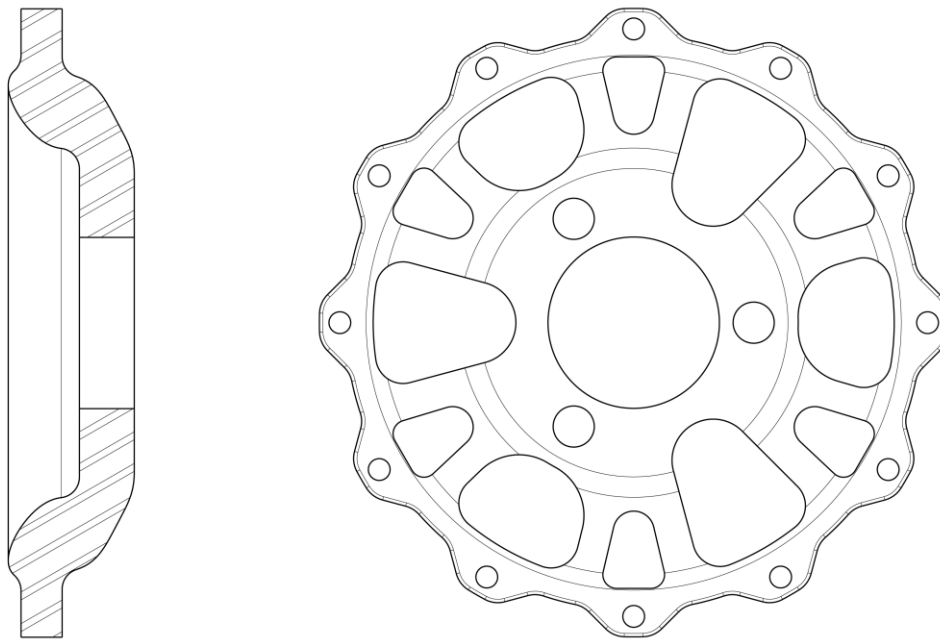
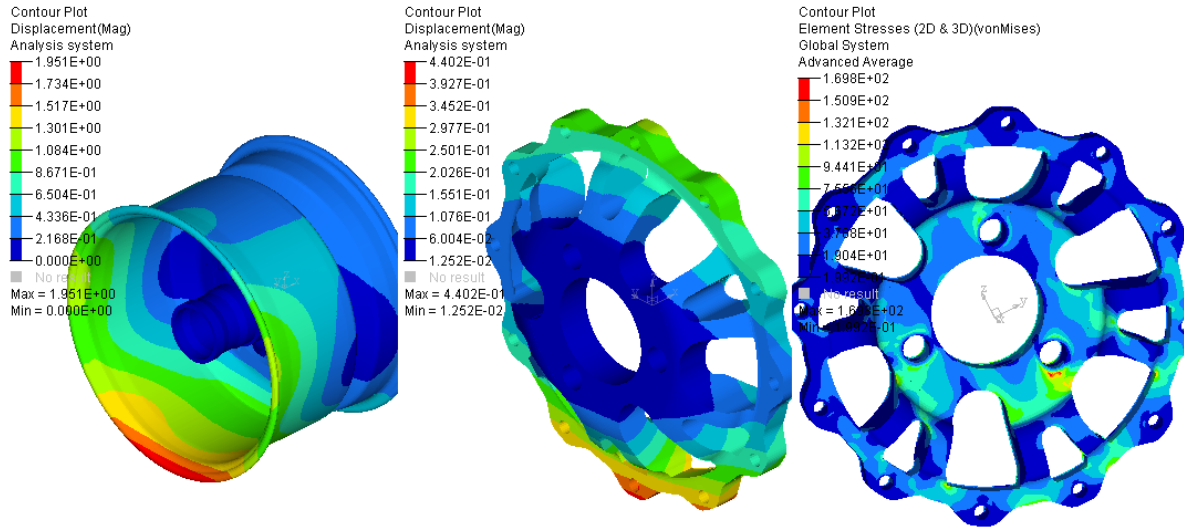
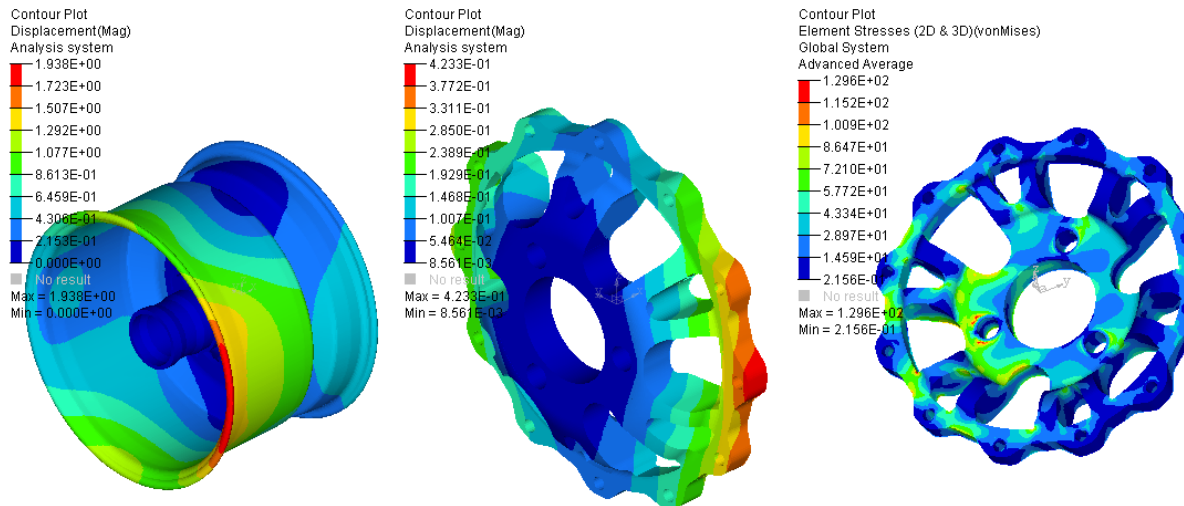


Ilustración 33: Esquema del perfil final (a la izquierda) y los vaciados (a la derecha)

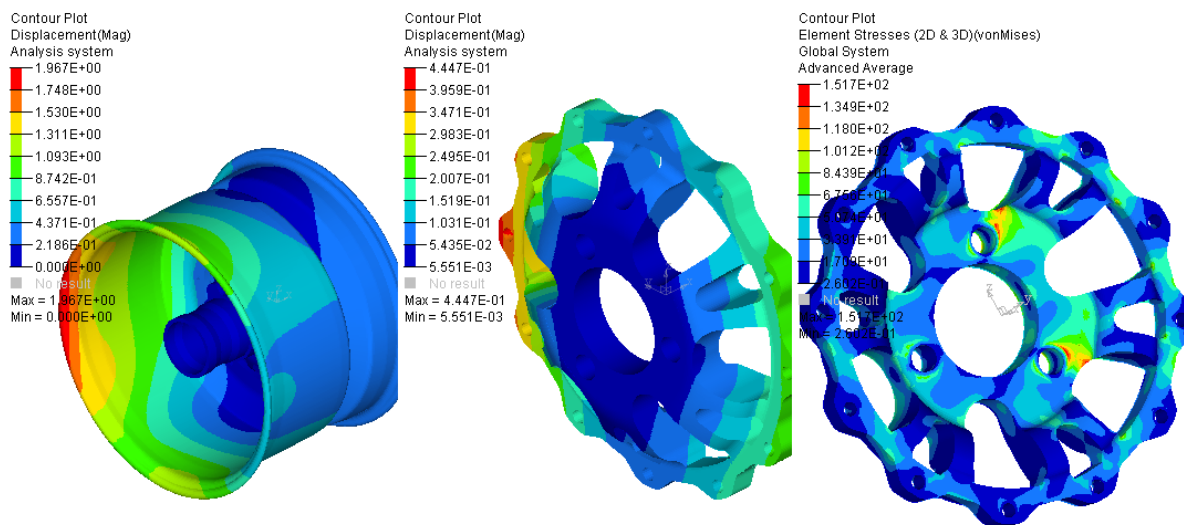
Realizamos sobre este diseño todos los ensayos de carga, que presentamos a continuación. Como podemos ver en el esquema de arriba, la estrella presenta 3 tipos de vaciados diferentes, así que para el caso de carga de curva, hemos aplicado la fuerza coincidente con en el centro de los 3 vaciados. Como se verá, los casos de frenada y bache son mucho menos exigentes y por eso no se ha visto necesario repetir esos casos de carga para los distintos vaciados.



Ensayo de curva, fuerza aplicada coincidente con el vaciado 1



Ensayo de curva, fuerza aplicada coincidente con el vaciado 2



Ensayo de curva, fuerza aplicada coincidente con el vaciado 3

Ilustración 34: Resultados de los ensayos de curva

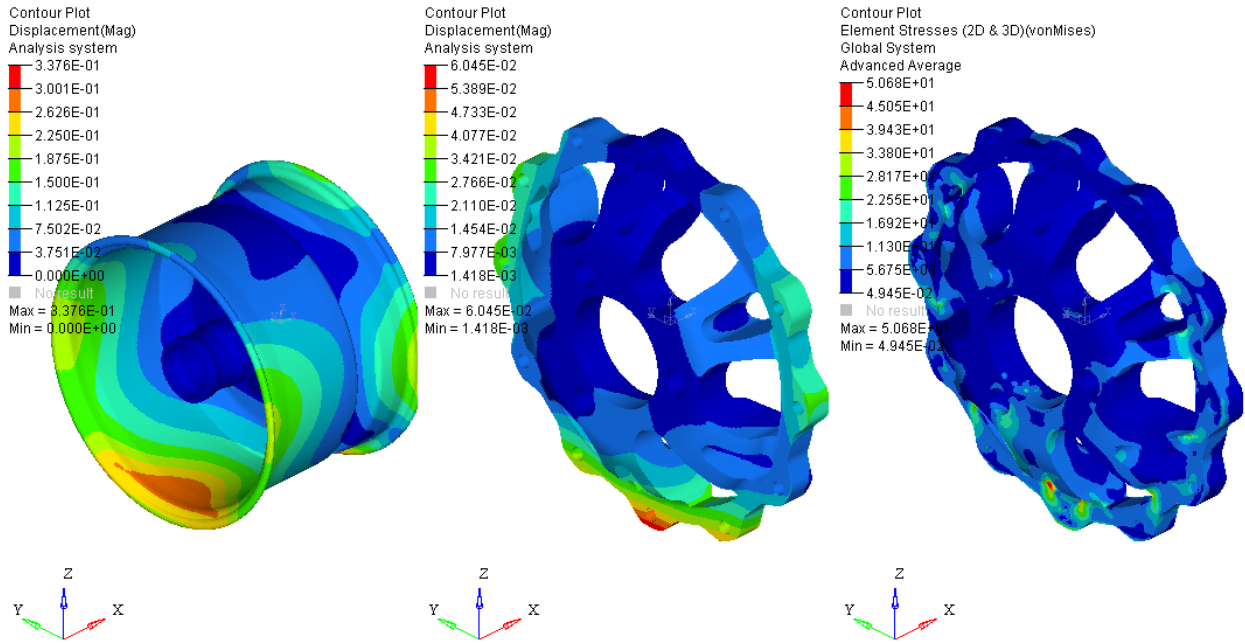


Ilustración 35: Resultados del ensayo de bache

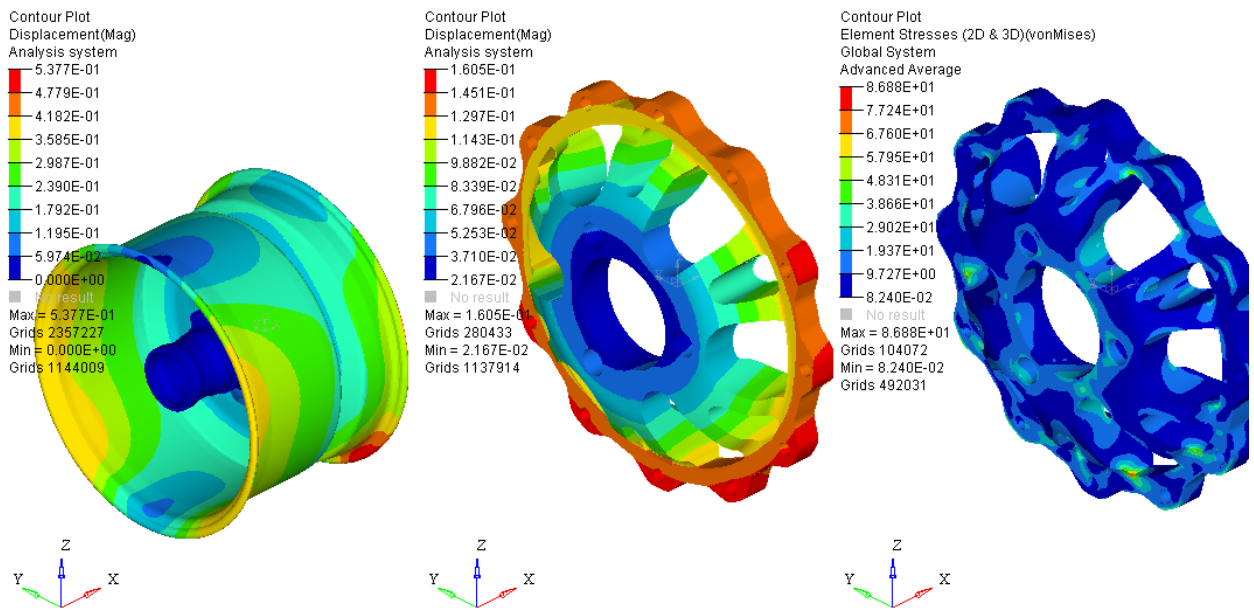


Ilustración 36 : Resultados del ensayo de frenada

Podemos resumir los resultados en la siguiente tabla:

	Desplazamiento máximo en los aros	Desplazamiento máximo en la estrella	Tensión máxima (Von Mises) en la estrella
Ensayo de curva, vaciado 1	1,95 mm	0,44 mm	170 MPa
Ensayo de curva, vaciado 2	1,94 mm	0,42 mm	130 MPa
Ensayo de curva, vaciado 3	1,97 mm	0,45 mm	152 MPa
Ensayo de bache	0,34 mm	0,06 mm	51 MPa
Ensayo de frenada	0,54 mm	0,16 mm	87 MPa

3.8. Comparaciones

3.8.1. Comparación con la llanta del año anterior, la Braid Tenrace FSAE

Para poder hacer comparaciones vamos a analizar la llanta que se usó en el anterior monoplaza del equipo Arus, la Braid Tenrace FSAE. Haremos un análisis completamente análogo al que ya hemos hecho, es decir, con un mallado del mismo tipo, con los mismos criterios de calidad de la malla, y con las mismas condiciones de contorno.

Es importante recordar que la llanta Braid Tenrace FSAE tiene un peso 300 gramos superior al de la llanta que estamos estudiando (2,85 kg frente a 2,55 kg), y también que tiene un ancho inferior (6 pulgadas frente a 7 pulgadas).

Estudiaremos los resultados en desplazamientos, ya que lo que nos interesa es comparar las rigideces de las llantas.

Adicionalmente, en el coche del año pasado, el ART-15, el eje era más grande. El PCD (Pitch Center Diameter) se define como el diámetro del círculo en el que están inscritos los tornillos que sujetan la llanta al eje. En el ART-15 ese valor era 95 mm, mientras que este año el PCD será de 70 mm. Debido a que este parámetro puede tener un efecto significativo en la rigidez resultante, hemos decidido analizar la llanta Braid tanto con el eje del año pasado, como con el eje del ART-16.

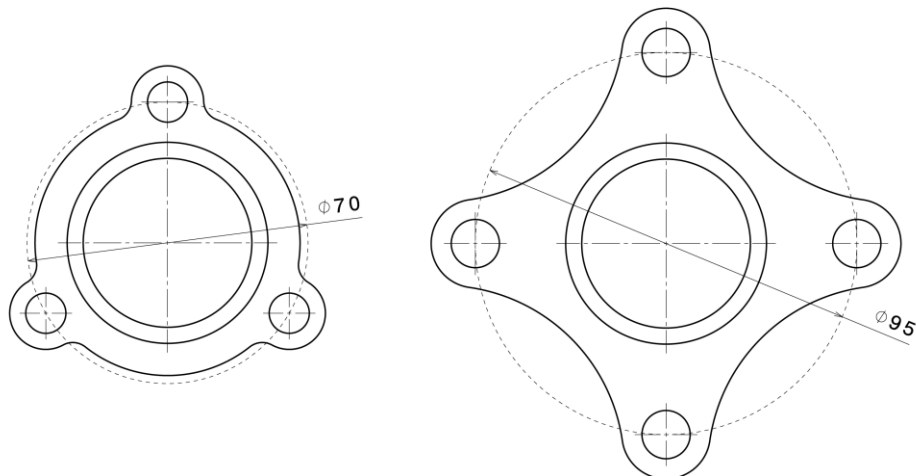
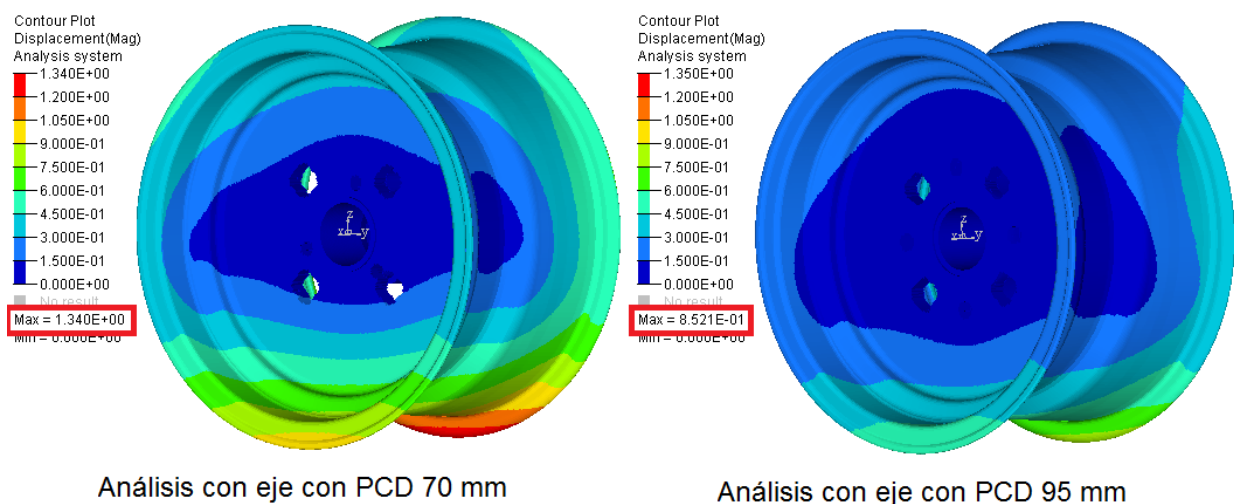


Ilustración 37: Vista frontal del eje del ART-16 (izquierda) y del ART-15 (derecha)

Los resultados se presentan a continuación:



Análisis con eje con PCD 70 mm

Análisis con eje con PCD 95 mm

Ilustración 38: Resultados de los análisis de la llanta Braid con diferentes ejes (misma escala de colores en ambas imágenes)

Como podemos ver, los resultados de los desplazamientos son muy inferiores a los vistos antes:

	Desplazamientos máximos
Llanta diseñada	1,953 mm (media de los 3 casos)
Llanta Braid Tenrace FSAE con eje PCD 70 mm	1,34 mm
Llanta Braid Tenrace FSAE con eje PCD 95 mm	0,85 mm

Podemos obtener más información si comparamos las 3 en una misma imagen, y hacemos un corte transversal:

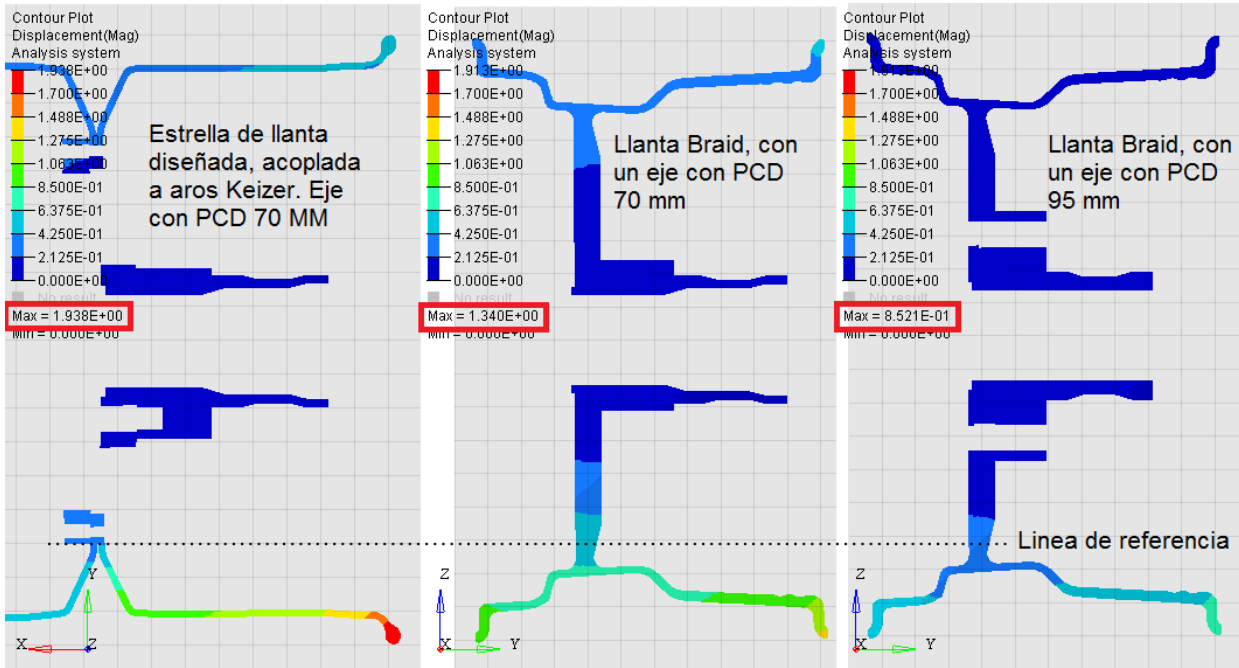


Ilustración 39: Comparación entre la llanta diseñada en este proyecto, y la llanta Braid usada en el monoplaza del año pasado (con distintas configuraciones de eje). Se ha usado la misma escala de colores en todas las imágenes.

Merece la pena fijarse en varios aspectos:

- Si comparamos ambos ensayos de la llanta Braid, vemos que el cambio de tamaño del eje tiene un efecto muy significativo en la rigidez global del conjunto (aunque también conlleva un cierto aumento de peso).
- La llanta diseñada será globalmente mucho menos rígida que la configuración usada el año pasado. Sin embargo, si lo que nos interesa es la rigidez de la llanta, no es lógico hacer la comparación con ejes diferentes.
- Si comparamos el diseño actual con la llanta Braid montada en un eje con PCD de 70 mm (imagen central en la ilustración superior) veremos que la Braid sigue siendo mucho más rígida. Sin embargo, es interesante fijarse en donde ocurren los mayores desplazamientos. Si nos fijamos en la imagen en la línea de referencia, veremos que a esa altura (que representa aproximadamente el paso de la estrella a los aros) los desplazamientos son menores en la llanta diseñada:

	Desplazamientos en la línea de referencia
Llanta diseñada	0,40 mm
Llanta Braid Tenrace FSAE con eje PCD 70 mm	0,51 mm
Llanta Braid Tenrace FSAE con eje PCD 95 mm	0,26 mm

Podemos concluir que la estrella diseñada tiene una rigidez superior a la que corresponde a la llanta Braid. Sin embargo, debido a los excesivos desplazamientos de los aros Keizer, la rigidez del conjunto es bastante menor.

3.8.2. Comparación con las optimizaciones

Adicionalmente vamos a comparar la iteración final con los resultados de la segunda y tercera optimización.

Sin embargo, no podemos realizar la comparación directamente, ya que como ya comentamos en el apartado 3.2.2, las optimizaciones se hicieron con una malla diferente, formada por elementos Tetra4 (por rapidez en los cálculos). Los elementos Tetra4 son en general demasiado rígidos (2), así que la comparación no sería justa. En consecuencia, repetiremos el análisis de la iteración final, y de las dos optimizaciones, con elementos Tetra10, que ofrecen un buen compromiso entre facilidad de mallado y fiabilidad, y lo más importante, serán en los 3 casos mallas análogas, lo que nos permitirá realizar comparaciones justas.

Se obtienen los siguientes resultados:

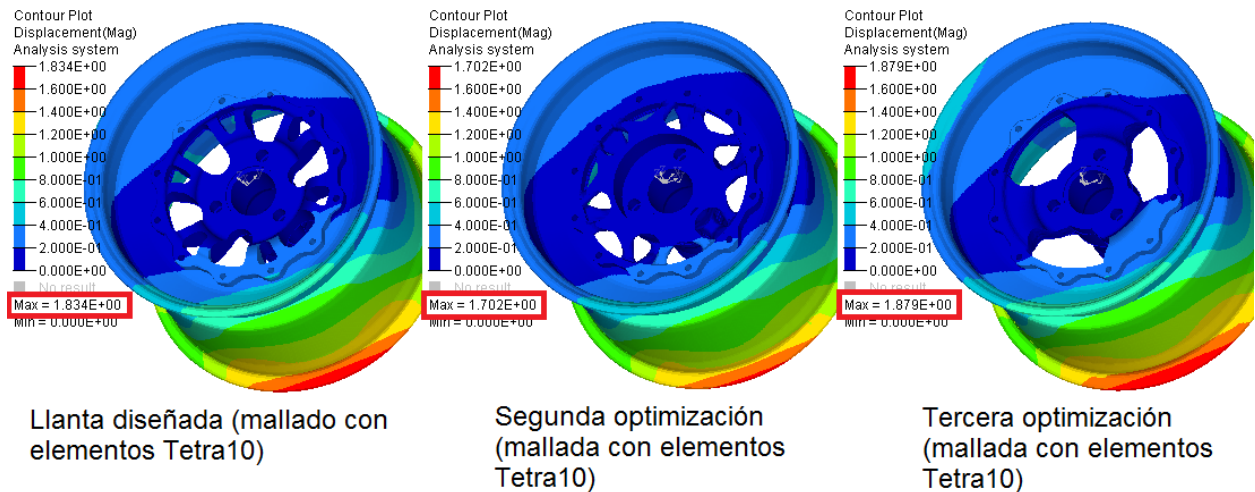


Ilustración 40: Resultado de la comparación de la iteración final con las optimizaciones. Se ha usado la misma escala de colores en las 3 ilustraciones

Los resultados pueden resumirse en la siguiente tabla:

	Peso	Desplazamiento máximo en el aro
Iteración final de la llanta diseñada (reanalizada con una malla tetraédrica de segundo orden)	600 gramos	1,83 mm
Resultado de la segunda optimización (reanalizada con una malla tetraédrica de segundo orden)	630 gramos	1,70 mm
Resultado de la tercera optimización (reanalizada con una malla tetraédrica de segundo orden)	616 gramos	1,88 mm

Podemos resaltar varios aspectos:

- Al reanalizar la iteración final de la llanta diseñada con una malla diferente, vemos como hay pequeñas diferencias entre los desplazamientos medidos. Los elementos tetraédricos de segundo orden no son tan rígidos como los de primer orden, pero aún así sigue habiendo una cierta diferencia con los elementos Hexa de segundo orden.
- Los resultados de la segunda optimización, como era de esperar, son muy buenos. A pesar de eso hay que recordar que su fabricación sería muy complicada y costosa.
- Como ya comentamos, el diseño de vaciados de la iteración final es ligeramente más rígido que el que nos proporcionaba el software de manera automática en la tercera optimización, aunque la diferencia es pequeña.

4. ANÁLISIS A FATIGA

Llevaremos a cabo un análisis básico de la vida a fatiga que cabe esperar de la pieza. El objetivo será garantizar, dentro de lo posible, que la estrella será capaz de resistir a una vida determinada sin sufrir fallos. Para definir qué tipo de análisis de fatiga se quiere realizar en la pieza, lo primero será analizar la vida para la que se quiere diseñar la pieza.

4.1. Vida esperada de la pieza

En el mundo del automovilismo de competición, las llantas son generalmente consideradas como fungibles, es decir, piezas que hay que sustituir cada cierto tiempo. Este tiempo varía en función del presupuesto que tengan los equipos de la competición en particular, y puede ir desde varias temporadas, hasta pocas carreras en el caso de la Formula 1.

En el caso del equipo ARUS, es necesario buscar un equilibrio entre el presupuesto con el que se cuenta cada temporada, y las variaciones en el diseño que se querrán introducir cada poco tiempo para mejorar el coche. Por eso, se ha decidido que un juego de llantas deberá servir al equipo durante dos temporadas completas.

Una vez definido el tiempo, el siguiente paso es transformar ese tiempo en kilómetros recorridos. En una temporada típica, los kilómetros recorridos serían:

		Kilómetros recorridos
Tests antes de las competiciones		100 km
Primera competición	Tests en la competición	2 km
	Acceleration + Skid Pad	1 km
	Autocross	4 km
	Endurance	22 km
	Total	29 km
Tests entre competiciones		50 km
Segunda competición		29 km
Total		208 km

Por lo tanto, en dos temporadas completas el coche tendrá que recorrer 416 km. Si se considera que el diámetro exterior de los neumáticos es 18 pulgadas:

$$18'' \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1''} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0,4572 \text{ m (diámetro de la rueda)}$$

$$416 \text{ km} \times \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \times \frac{1 \text{ rev}}{(\pi \times 0,4572) \text{ m}} = 289625 \text{ revoluciones} = 2,9 \cdot 10^5 \text{ revoluciones}$$

Por lo tanto, el objetivo de este análisis de fatiga será garantizar que la pieza será capaz de resistir esa vida.

4.2. Ciclo de carga de la pieza

Se van a usar los análisis ya realizados para definir el ciclo de carga de la pieza. Nos fijaremos en el caso más desfavorable, el de curva, y dentro de él, en el punto en el que se dan las mayores tensiones, es decir los alrededores del agujero para el tornillo que fija la estrella al eje.

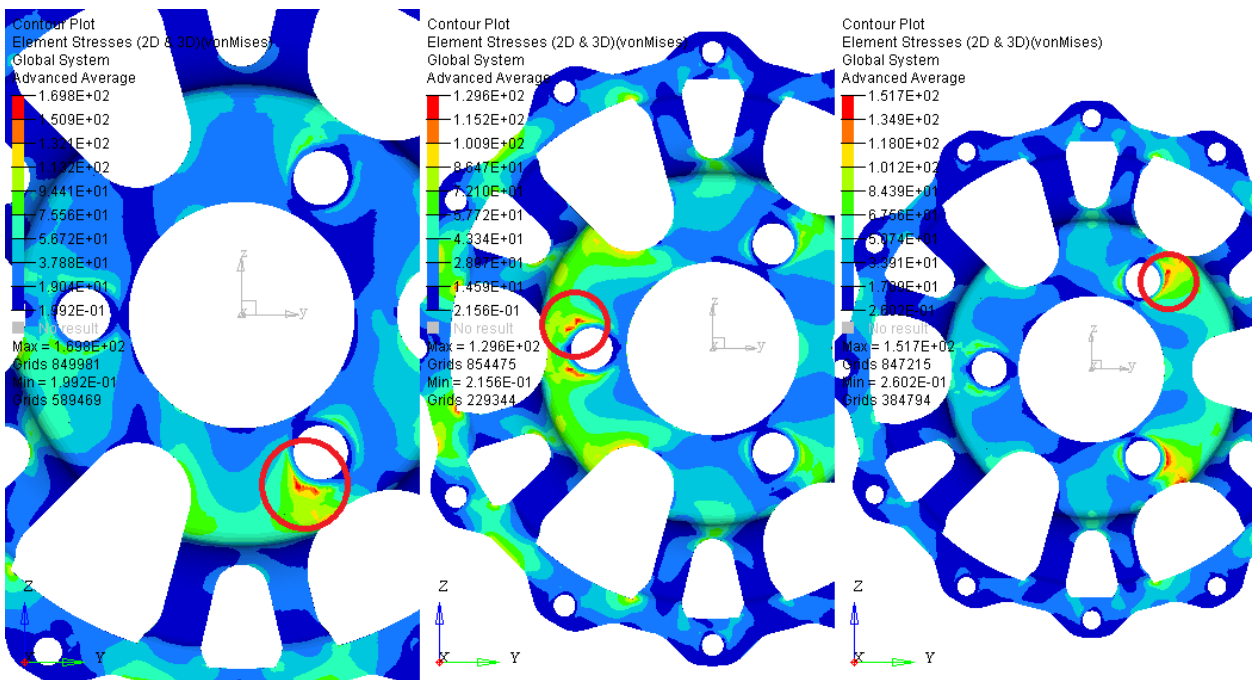


Ilustración 41: Resultados en tensiones de los análisis de curva. Las 3 imágenes corresponden a la fuerza aplicada en los 3 vaciados diferentes

Como se puede ver, las mayores tensiones siempre se dan alrededor de ese agujero. En este momento es importante remarcar que parte de esas tensiones se dan porque en ese punto está la frontera de un elemento RBE2, lo cual puede aumentar artificialmente las tensiones. Sin embargo se considerará que estamos del lado de la seguridad.

Como la rueda está girando continuamente, para hallar el ciclo de carga completo de un punto concreto (en este caso el punto rodeado en rojo en la imagen superior), se dividirá la estrella en 12 sectores, y se irá siguiendo el punto cuando la carga rota. Según en qué punto esté aplicada la carga, se usará uno de los 3 análisis previamente realizados en cada uno de los 3 vaciados diferentes que tiene la pieza. De esta manera, se obtienen los siguientes vectores de tensiones normales y tangenciales para el punto seleccionado:

$$S_{xx} = [13,10,2,1, -4, -1, -3, -1 - 2,0,2,1] \text{MPa}$$

$$S_{yy} = [52,55,39,18, -19, -60, -29, -27, -67, -5,18,107] \text{MPa}$$

$$S_{zz} = [122,85,27, -14, -34, -5, -57, -53, -7,8,58,8] \text{MPa}$$

$$S_{xy} = [11,9,27,2, -4,2, -2, -2,4,0,2, -4]MPa$$

$$S_{yz} = [50, -37,3, -10,31, -4, -19,23,4,11,32,0]MPa$$

$$S_{xz} = [19, -14, -1,1,4, -1, -6,3,0,0,5,1]MPa$$

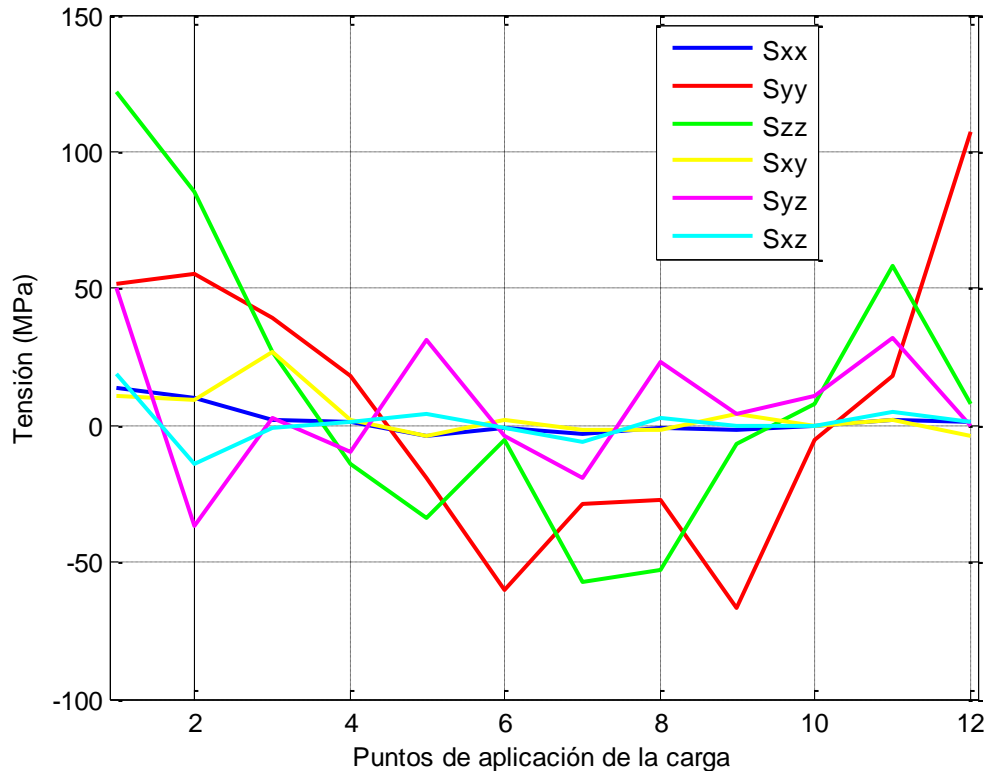


Ilustración 42: Vector de cargas para una revolución de la estrella

Sin embargo, estas son las cargas que sufre la pieza cuando la carga es la carga del ensayo de curva, 3000 N, que es la carga que se da cuando el coche está girando con su aceleración lateral máxima. Durante la vida de la pieza, el coche no estará siempre girando al límite, ni tampoco girando siempre hacia la misma dirección.

Sin embargo, se harán los cálculos en estas condiciones para ver cuál es el peor caso posible, y según el resultado que se obtenga, se decidirá si es necesario ajustar estas cargas.

4.3. Curva S-N del Aluminio 7075-T6

Debido al alto número de ciclos, se analizará la fatiga mediante la aproximación clásica con la curva S-N. Para hacerlo, tomaremos los datos básicos de la siguiente gráfica:

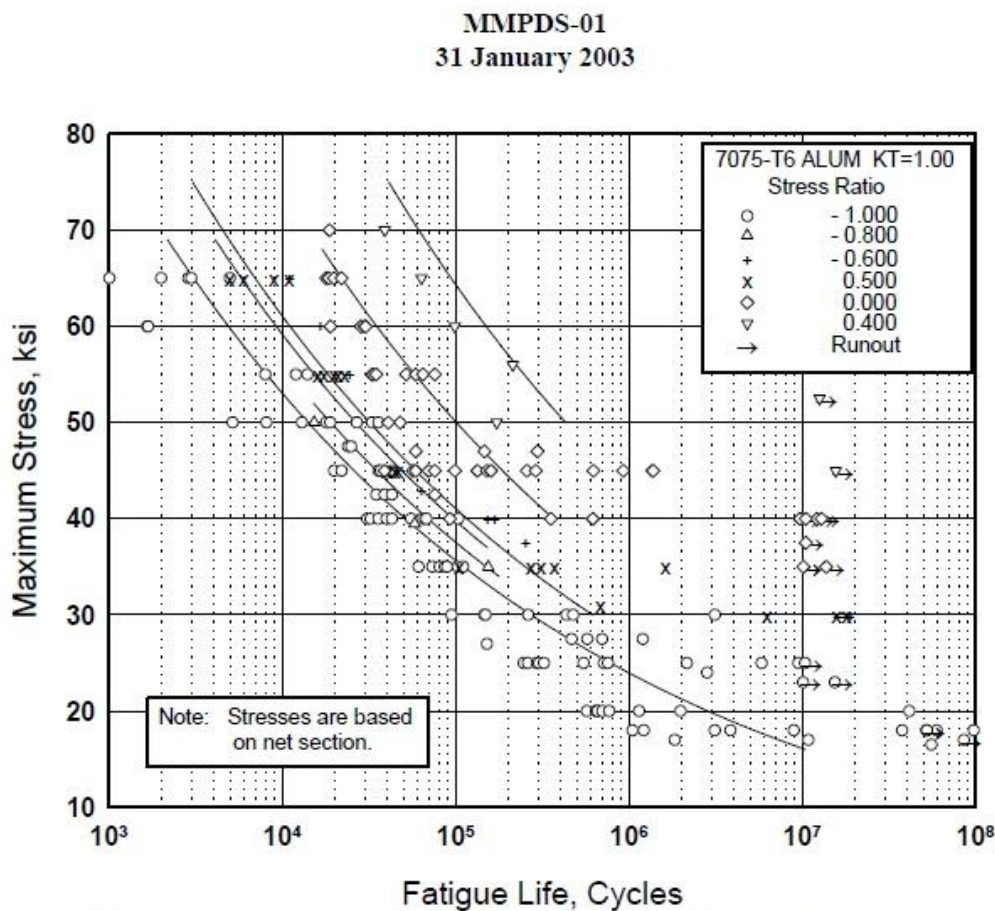


Figure 3.7.6.1.8(d). Best-fit S/N curves for unnotched 7075-T6 aluminum alloy sheet, longitudinal direction.

Ilustración 43: Ajuste de la curva S-N para el aluminio 7075. Fuente (6)

Esa gráfica se realizó sobre probetas de entre 0,5 y 1 pulgadas de espesor (12,7-25,4 mm), con acabado superficial pulido, y en dirección axial, todo lo cual será esencial conocer para poder adaptar la curva a nuestra pieza.

Dentro de esta gráfica tomaremos los datos correspondientes a Stress Ratio= -1.00, ya que los valores de la tensión media y alterna los tendremos en cuenta independientemente.

Usaremos la gráfica correspondiente a un valor $k_t=1$ ya que usaremos directamente las tensiones que nos proporcionan los estudios FEA para la zona del concentrador de tensión.

Ajustando la curva a una ecuación típica:

$$N = \left(\frac{C}{S_{eq}} \right)^{\frac{1}{b}}$$

Nos quedan unos valores de:

$$C = 1685$$

$$b = 0,1654$$

Sin embargo, como ya hemos comentado, esta curva debe ser adaptada a nuestro caso. El coeficiente por acabado superficial lo obtendremos de la siguiente tabla:

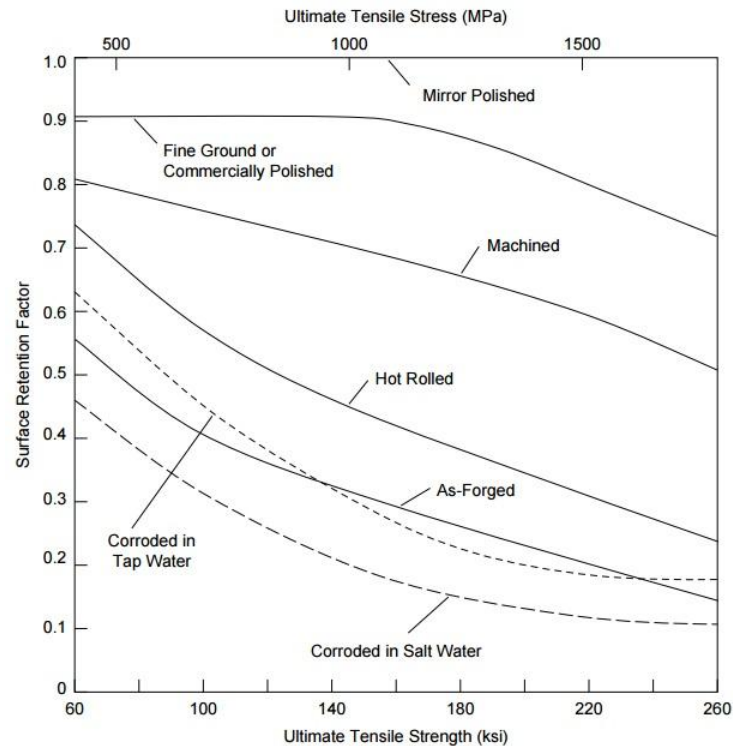


Ilustración 44: coeficientes correctores de la curva S-N en función del acabado superficial. Fuente (7)

Entrando en la tabla anterior con el valor de la tensión de rotura de nuestro material (572 MPa), y con el acabado superficial que tendrá la pieza, mecanizado, obtenemos un factor de 0,78.

El espesor de nuestra pieza en la zona bajo estudio es de 16 mm. Como las probetas para las que se obtuvo la curva inicial tenían un espesor de entre 12,7-25,4 mm, no es necesario aplicar una corrección por tamaño.

Así que la nueva curva nos queda:

$$C = 2153$$

$$b = 0,1960$$

Adicionalmente, debemos definir una curva para la tensión tangencial. Sin embargo, debido a la dificultad de encontrar curvas experimentales de este tipo para el material en concreto, la definiremos a partir de la curva anterior, a través de la tensión de Von Mises:

$$\text{Tensión de Von Mises para tensión tangencial pura} = \sqrt{3} \times \sigma_{xy}$$

Con lo que los coeficientes quedarán:

$$Ct = 1243$$

$$bt = 0,1960$$

Aquí podemos ver una gráfica de las 3 curvas:

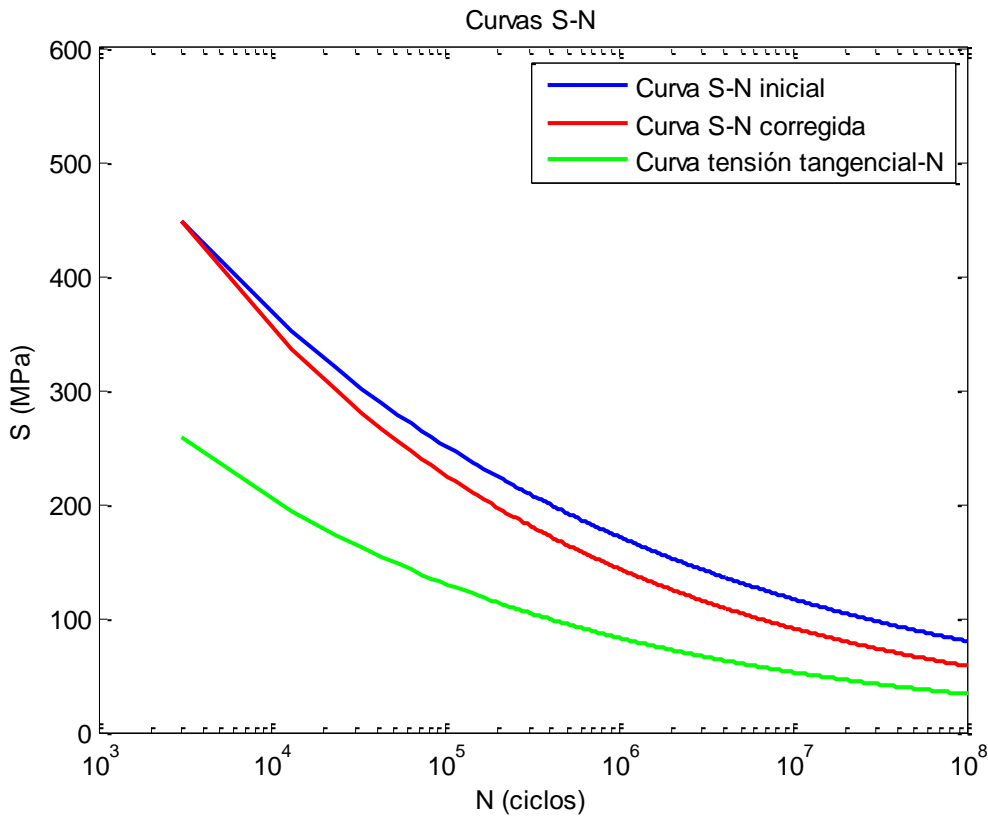


Ilustración 45: Curvas S-N para nuestro material

4.4. Cálculo de la vida a fatiga

Debido al alto número de ciclos que queremos que aguante la pieza, haremos un análisis a fatiga de la pieza combinando la aproximación clásica con una curva S-N, y el método del daño acumulado.

Comenzaremos obteniendo una tensión media y una tensión alterna de cada uno de los vectores de carga definidos en el apartado 3.2, con las siguientes expresiones:

$$S_{med} = \frac{\sum_{n=1}^{n=12} \sigma_n}{12}$$

$$S_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Posteriormente, obtendremos una tensión equivalente en función de la vida para cada uno de los 6 casos, utilizando los coeficientes de las curvas S-N obtenidas anteriormente:

$$S_{eq}^{xx}(N) = S_{med}^{xx} + \left(\frac{S_y}{C} \right) \times \left(\frac{S_{alt}^{xx}}{N^b} \right)$$

$$S_{eq}^{yy}(N) = S_{med}^{yy} + \left(\frac{S_y}{C} \right) \times \left(\frac{S_{alt}^{yy}}{N^b} \right)$$

$$S_{eq}^{zz}(N) = S_{med}^{zz} + \left(\frac{S_y}{N^b} \right) \times S_{alt}^{zz}$$

$$S_{eq}^{xy}(N) = S_{med}^{xy} + \left(\frac{S_y}{N^{bt}} \right) \times S_{alt}^{xy}$$

$$S_{eq}^{yz}(N) = S_{med}^{yz} + \left(\frac{S_y}{N^{bt}} \right) \times S_{alt}^{yz}$$

$$S_{eq}^{xz}(N) = S_{med}^{xz} + \left(\frac{S_y}{N^{bt}} \right) \times S_{alt}^{xz}$$

De esta manera, podremos obtener la siguiente matriz en función de N:

$$S_{eq}(N) = \begin{pmatrix} S_{eq}^{xx} & S_{eq}^{xy} & S_{eq}^{xz} \\ S_{eq}^{xy} & S_{eq}^{yy} & S_{eq}^{yz} \\ S_{eq}^{xz} & S_{eq}^{yz} & S_{eq}^{zz} \end{pmatrix}$$

A partir de esta matriz, definiremos la tensión de Von Mises, la cual nos quedará en función de N:

$$\sigma_{VM}(N) = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(S_{eq}^{xx} - S_{eq}^{yy})^2 + (S_{eq}^{yy} - S_{eq}^{zz})^2 + (S_{eq}^{zz} - S_{eq}^{xx})^2 + 6 * (S_{eq}^{xy^2} + S_{eq}^{xz^2} + S_{eq}^{yz^2})}$$

Para despejar N, hacemos uso del criterio de Von Mises e igualamos la tensión de Von Mises al límite elástico del material:

$$\sigma_{VM}(N) = \frac{S_y}{RF}$$

Siendo RF un coeficiente de seguridad. Sin embargo, en este caso dejaremos este coeficiente de seguridad con un valor de 1, ya que consideraremos un coeficiente de seguridad más tarde en el cálculo.

Una vez obtenida esta vida, la introduciremos en las ecuaciones de daño acumulado:

$$D = \frac{n}{N}$$

$$D_{tot} = \sum \frac{n_i}{N_i}$$

$$vida = \frac{1}{D_{tot}}$$

Todo este proceso se ha automatizado con ayuda del software Matlab, puede consultarse el código utilizado en el anexo C. Finalmente obtenemos los siguientes resultados:

$$D_{tot} = \sum \frac{n_i}{N_i} = 2,56 \cdot 10^{-6}$$

$$vida = \frac{1}{D_{tot}} = 3,312 \cdot 10^5 \text{ ciclos}$$

Cada uno de esos ciclos corresponde a una vuelta de la rueda. Por tanto, se puede transformar esas vueltas en km recorridos y obtener la vida de la pieza en kilómetros:

$$3,312 \cdot 10^5 \text{ ciclos} \times \frac{1 \text{ vuelta}}{1 \text{ ciclo}} \times \frac{(\pi * D)m}{1 \text{ vuelta}} \times \frac{1km}{1000m} = 561,8 \text{ km}$$

Comparando el valor obtenido con el valor de la vida objetivo, es posible obtener el coeficiente de seguridad con el que estaríamos trabajando:

$$\text{Coeficiente de seguridad} = \frac{561,8}{416} = 1,35$$

Es importante remarcar que este coeficiente de seguridad está definido para un caso de carga máxima. Aún así, es suficiente para cumplir el objetivo de garantizar que la pieza podrá completar 2 temporadas de competición.

Sin embargo, para tener una idea cualitativa del margen de seguridad adicional con el que contamos, en el siguiente apartado se explorará el porcentaje de tiempo que la pieza pasa a máxima carga.

4.4.1. Simulación de vuelta en OptimumLap

Como se explica en el Anexo A (Cálculo de escenarios de cargas), la fuerza que sufre la estrella es proporcional a la aceleración lateral que sufre el coche:

$$F_{rueda} = \frac{1}{2} \times \text{masa vehículo} \times \text{aceleración lateral del coche}$$

Es decir, que existe una relación lineal entre la aceleración lateral y la carga que soporta la pieza.

Adicionalmente, dado que los análisis de elementos finitos se han realizado han sido análisis elásticos lineales, se considera que existe una relación lineal entre la carga aplicada en la pieza y las tensiones que aparecen en ella.

Por lo tanto, es posible establecer una relación directa entre la aceleración lateral del coche, y las tensiones que aparecen en la pieza.

Para obtener la aceleración lateral del vehículo durante una vuelta a un circuito, se hará uso del software OptimumLap. OptimumLap es un programa que permite simular tiempos por vuelta para diferentes vehículos en diferentes circuitos. Adicionalmente, proporciona el valor de numerosas variables del coche durante la vuelta, y entre ellas la aceleración lateral. Es importante resaltar las hipótesis más importantes con las que trabaja el programa:

- El vehículo consiste en una masa puntual (no hay 4 ruedas independientes, no puede haber sobreviraje o subviraje).
- No hay transferencia de peso, por tanto no hay efectos por la inercia o por la suspensión.
- El modelo de comportamiento de los neumáticos es lineal, no hay variaciones en función de la caída, el ángulo de deslizamiento, la temperatura, o la presión.

A pesar de estas limitaciones, es un programa muy útil y que, ajustado correctamente, puede predecir el tiempo por vuelta real de un coche en un circuito cualquiera con un error inferior al 5%.

Para los objetivos de este apartado, por tanto, es adecuado. Introducimos los parámetros del coche en el programa, y como circuito elegimos un trazado típico de una competición de Formula SAE, en particular de la prueba de Autocross.

Con ello, se obtiene una gráfica de aceleración lateral del coche durante la vuelta, la cual puede exportarse a Matlab:

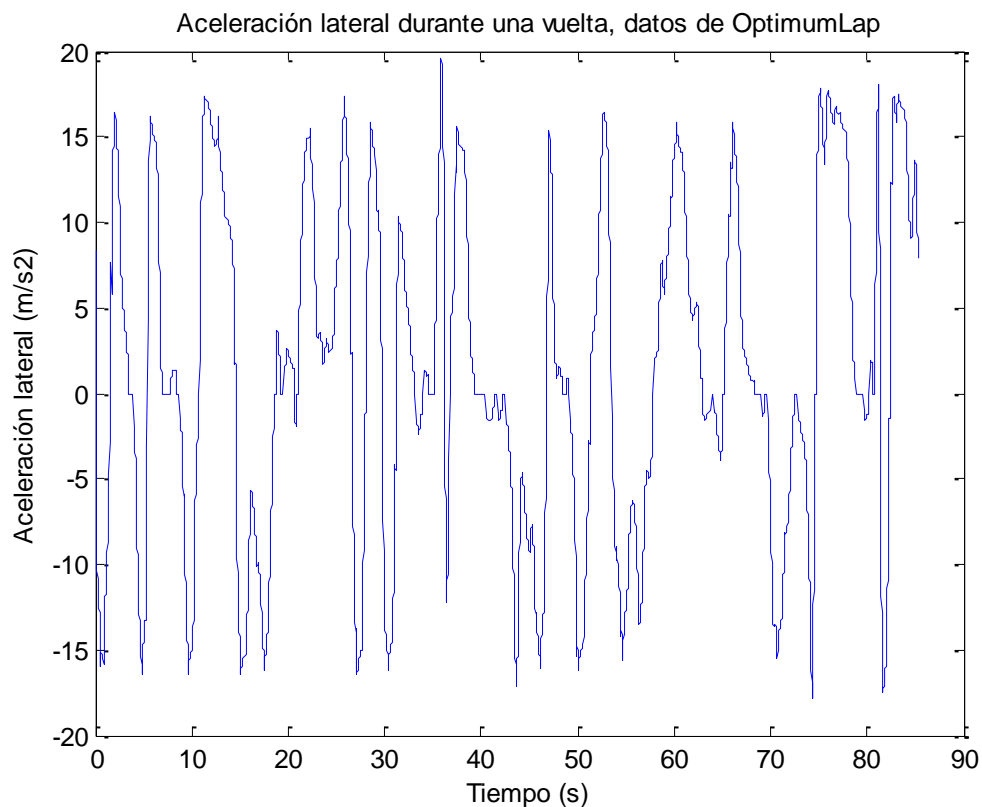


Ilustración 46 : Aceleración lateral durante una vuelta, datos de OptimumLap

Sin embargo, la aceleración lateral que se ha calculado es la del coche completo. Cuando hacemos este cálculo, estamos considerando que existe una transferencia de pesos total hacia las ruedas exteriores a la curva:

$$F_{rueda} = \frac{1}{2} \times masa\ veh\acute{u}culo \times aceleraci\acute{o}n\ lateral\ del\ coche$$

Este cálculo era conveniente para calcular el peor caso posible de cara a calcular si la pieza sería suficientemente rígida y resistente. Sin embargo, de cara al caso que nos ocupa, una aplicación estricta de este principio querría decir que durante la mitad de las curvas del circuito (las que giran hacia una dirección o la otra), la tensión en la pieza sería 0, lo cual no sería realista.

Para remediarlo, consideraremos que la transferencia de peso en las curvas será del 90%. Por lo tanto, multiplicaremos la parte positiva del vector de aceleraciones por 0.9, y la parte negativa por (-0.1), quedando lo siguiente:

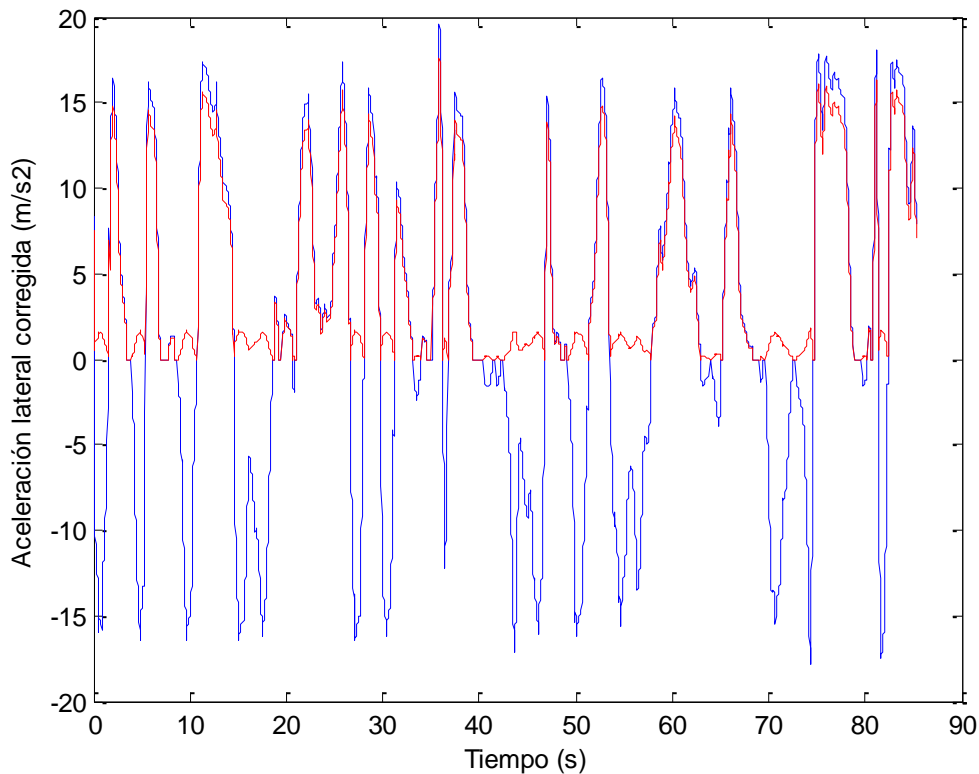


Ilustración 47: Aceleración lateral corregida (en rojo), durante una vuelta a un circuito

De esta manera, basta fijarse en la gráfica superior para darse cuenta de que las cargas en la pieza rara vez corresponderán a las máximas. La media del vector aceleración corregida es $4,02 \text{ m/s}^2$ (siendo su máximo, el que corresponde a la carga máxima, de $19,6 \text{ m/s}^2$).

Es por ello que es razonable pensar que el margen de seguridad antes definido

$$\text{Coeficiente de seguridad} = \frac{561,8}{416} = 1,35$$

será en la realidad significativamente superior, y por tanto la pieza no tendrá problemas en operar sin problemas durante 2 temporadas de competición.

4.5. Disposiciones adicionales

A pesar de los buenos resultados mencionados anteriormente, es bueno considerar una serie de disposiciones adicionales que deben tenerse en cuenta para asegurarse de que la vida de la pieza será la esperada:

- Poner especial cuidado en el montaje y desmontaje de la rueda en el coche. Durante una competición, habrá numerosas ocasiones en las que será necesario montar y desmontar la rueda, a veces con una presión importante porque el tiempo disponible sea limitado. Sin embargo, debe ponerse cuidado no dejar caer la rueda sin el neumático, ni apretar excesivamente los tornillos, ya que de esta manera se podrían producir defectos en la pieza que sean el inicio de una grieta.

- Acabado superficial de la pieza. Un acabado superficial de anodizado es común en este tipo de piezas. Sin embargo, debe evitarse en esta aplicación, ya que reduce la vida a fatiga, como se menciona en las fuentes (8) y (9).
- A pesar de los resultados obtenidos en este proyecto, sería adecuado que entre las 2 temporadas de servicio de la pieza se realizaran inspecciones. Por citar un ejemplo, un ensayo con líquidos penetrantes es muy rápido y poco costoso de realizar, y se podrían detectar grietas en el caso de que las hubiera.

5. CONCLUSIONES

Las conclusiones de este proyecto estarán marcadas por el grado de consecución de los objetivos que se marcaron para la pieza. Estos objetivos eran, ordenados por importancia:

- Resistencia
- Resistencia a fatiga
- Rigidez
- Peso reducido

Por tanto se procederá a analizar uno por uno si se han conseguido estos objetivos:

- Resistencia: si se analizan los resultados del apartado 2.7., puede observarse que la máxima tensión de Von Mises en la pieza, en el caso más desfavorable, es de 170 MPa. Si se compara este valor con el límite elástico (503 MPa) se obtiene un factor de seguridad de 2,96.
- Resistencia a fatiga: como se ha explicado en el apartado 3.4., para la vida a fatiga que hemos definido, se obtiene un factor de seguridad muy conservador de 1,35. Si se toma en consideración las condiciones reales de operación de la pieza, el valor será significativamente superior.
- Rigidez: el objetivo de rigidez que se definió consistía en que el ángulo que la llanta deformada formara con la llanta original fuera inferior a $0,5^\circ$. Sin embargo, si se observa la geometría deformada de la pieza, puede verse que la llanta no solo gira, sino que también se deforma, en particular en la zona en la que está aplicada la fuerza:

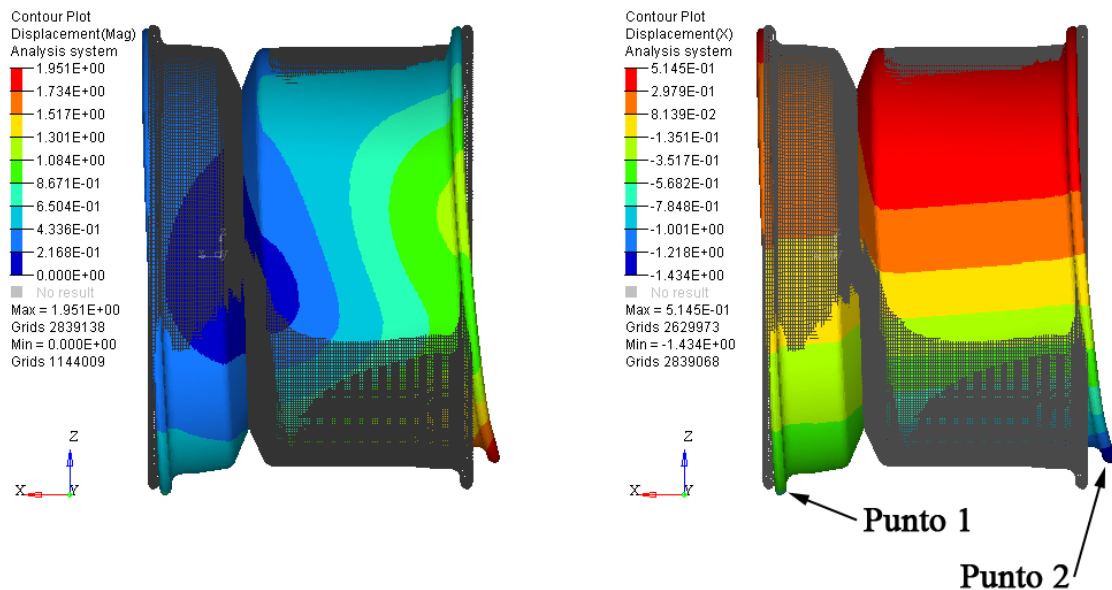


Ilustración 48: Deformada de la pieza, con la fuerza aplicada desde la izquierda. A la izquierda modulo del desplazamiento, a la derecha desplazamiento en x

Puede comprobarse que el desplazamiento de los puntos 1 y 2 no es igual. Por ello, para definir el

ángulo girado por la llanta completa, tomaremos la media de los desplazamientos en el eje x de ambos puntos. Con esta definición, el ángulo girado sería $0,42^\circ$, lo cual cumple el objetivo.

Adicionalmente también puede compararse la rigidez de la llanta completa con la llanta comercial usada el año pasado, como se hizo en el apartado 2.8.1., con los resultados que ya se comentaron: el conjunto completo no es tan rígido como el del año pasado, pero eso es debido sobre todo a que los aros Keizer son mucho menos rígidos que los de la llanta Braid usada el año pasado.

- Peso reducido: como se comentó en el apartado 1.4.1., el peso del nuevo conjunto es de 2569 gramos, frente a los 2850 gramos de las llantas anteriores.

Como conclusión, puede decirse que el factor limitante para el diseño de una pieza como esta es la relación rigidez/peso, que debe hacerse lo más alta posible. Los objetivos de resistencia y resistencia a fatiga se cumplen por lo general si se hace la pieza lo suficientemente rígida.

En este proyecto se ha diseñado una estrella de llanta con una buena relación rigidez/peso, sin embargo, los aros seleccionados no han permitido cumplir los objetivos. Por lo tanto, se recomienda mantener el diseño de la estrella, y no usar los aros Keizer, sino utilizar los de otro fabricante, o alguna de las otras opciones disponibles que estudiaremos en el siguiente apartado.

6. FUTURAS VÍAS DE INVESTIGACIÓN

Uno de los objetivos del proyecto era contribuir a la expansión del conocimiento del equipo ARUS. Dentro de este contexto, es importante resaltar de que maneras se puede expandir y mejorar este trabajo.

6.1 Análisis más precisos

Una de las vías más claras en las que este trabajo se podría mejorar sería hacer análisis más precisos. Esto podría hacerse de diferentes maneras:

- Hacer una malla más fina o de mejor calidad. Contando con más tiempo o con ordenadores más potentes, podría mejorarse la calidad de la malla, lo cual llevaría a obtener resultados más precisos. Además, si se contase con un centro de computación que permitiera resolver un análisis en pocos minutos (en comparación con varias horas), podrían realizarse muchos más análisis y con ellos obtener más resultados.
- Hacer análisis no lineales. Una de las hipótesis más significativas realizadas en este proyecto, es la de suponer que la rueda no está girando. En efecto, suponer que la rueda no gira es equivalente a decir que las cargas están aplicadas cuasi estáticamente, lo cual no ocurre en la realidad. Modelar de manera fiel la velocidad a aplicación de las cargas consumiría un cierto tiempo, pero aumentaría de manera muy notable la precisión de los resultados.
- Definir un objetivo claro en cuanto a rigidez de las llantas. En este proyecto nuestro objetivo ha sido disminuir la relación peso/rigidez, usando como referencia para la rigidez los datos de la suspensión y la rigidez de las llantas del año pasado. Sin embargo, no tenemos una referencia clara de cuanta rigidez es necesaria para que el coche se comporte bien dinámicamente. Obtener los datos de cómo varía el comportamiento del neumático (y por consecuencia el comportamiento del coche) en función de la rigidez de las llantas nos podría ayudar a elegir cuál es la rigidez objetivos de las llantas, y por tanto poder optimizar el peso de la pieza.
- Mejorar los análisis de fatiga, analizando más puntos, a más regímenes de carga. Debido al tiempo que podría consumir ese proceso si se sigue la metodología aquí descrita, sería interesante explorar la vía de los análisis de fatiga usando FEA.

6.2 Ensayos experimentales

Una vez se fabricara la pieza, sería necesario realizar ensayos experimentales. Con ellos podrían perseguirse diferentes objetivos:

- Validar el modelo de elementos finitos con ensayos estáticos. Podrían diseñarse ensayos reales, consistentes en la aplicación de una carga estática y la medición de las deformaciones con, por ejemplo, bandas extensométricas.
- Ensayos de fatiga. Para recrear fielmente las condiciones de operación de la pieza, sería necesario definir ensayos de fatiga de la pieza, con los cuales se podría validar la metodología teórica aquí presentada.

6.3. Estrella de aluminio y aros de carbono

Para aumentar la relación rigidez/peso de las llantas, sin introducir excesiva complejidad, una opción es mantener una estrella de llanta metálica como la que aquí se ha presentado, y acoplarla a unos aros de CFRP. Sin embargo, es importante resaltar que no hay aros de material compuesto disponibles comercialmente en las medidas necesarias para un equipo de FSAE. Como resultado de esto, la única opción sería diseñarlos y fabricarlos en el equipo. Esto presenta varios retos:

- Diseño FEA de las piezas. El equipo ARUS ya cuenta con experiencia en el modelado con elementos finitos de material compuesto, así que este paso debería ser abordable.
- Diseño de las superficies de contacto con el neumático y con el eje. Sería necesario diseñar ambas superficies para que funcionen correctamente, tanto como para asentar el neumático y no se salga el aire, como para poder atornillar la llanta al eje sin producir daños en el material compuesto (existiría la posibilidad de usar camisas de acero o aluminio dentro del CFRP).
- Fabricación. La fabricación presentaría varios retos. Por un lado, el conseguir todos los recursos necesarios, como el material, los moldes metálicos, y el uso de un autoclave. Por otra lado, el diseño de un proceso de fabricación que dejara en la pieza un buen acabado superficial, y que disminuyera en lo posible el tamaño de los moldes necesarios.

6.4. Llantas completas de carbono de una pieza

La manera de hacer una llanta con la máxima relación rigidez/peso es hacer una llanta completa de CFRP, de una sola pieza. De esta manera se consiguen una resistencia y una rigidez comparables o mayores a las llantas metálicas, pero a un peso mucho menor. Sin embargo, la fabricación de estas llantas es muy complicada, y los recursos necesarios están, al menos por ahora, fuera del alcance del equipo ARUS. Además, para hacer los radios de la llanta huecos, sin dejar un molde dentro, sería necesario diseñar un proceso de fabricación muy especial.

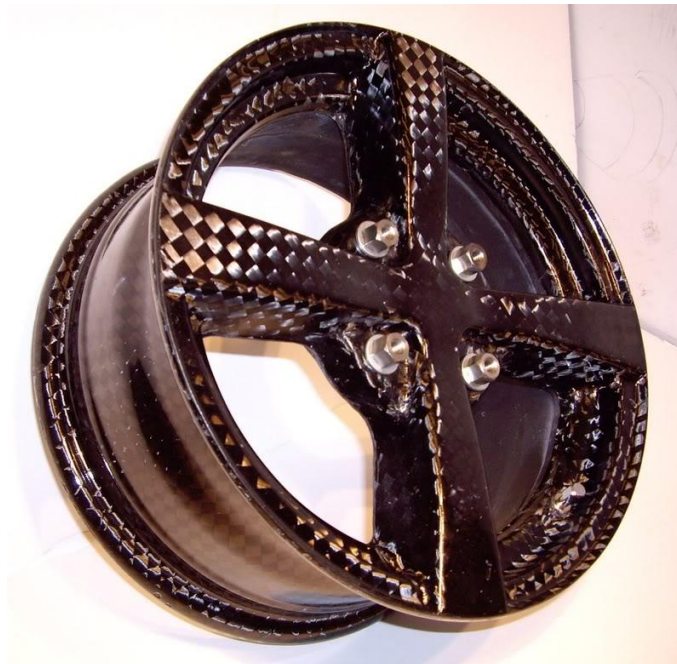


Ilustración 49: Llantas de carbono de una pieza, diseñadas y fabricadas por el equipo de Formula Student de la Universidad de Deakin (Australia).

REFERENCIAS

1. ASM Aerospace Specification Metals Inc. [En línea] [Citado el: 20 de Mayo de 2016.] <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA7075T6>.
2. Erke Wang, Thomas Nelson, Rainer Rauch. *Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexaedra*. s.l. : CAD-FEM GmbH, Munich, Germany.
3. *Practical Aspects of Finite Element Simulation, A Study Guide*. s.l. : Altair University, 2015.
4. Milliken, William F. Milliken and Douglas L. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1995.
5. *Practical Aspects of Structural Optimization, A Study Guide*. s.l. : Altair University, 2015.
6. Richard C. Rice, Jana L. Jackson, John Bakuckas, and Steven Thompson. *Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)*. s.l. : U.S. Department of Transportation, 2003.
7. *Elements of Metallurgy and Engineering Alloys*. s.l. : ASM International, 2008, págs. 257-259.
8. *Influence of Anodizing Process on Fatigue Life of Machined Aluminium Alloy*. M. Shahzad, M. Chaussumier, R. Chieragatti, C. Mabru, F. Rezai-Aria. s.l. : Université de Toulouse, 2010, Elsevier.
9. Crawford, Bruce R. *Effect of Anodising on the Fatigue Properties of Aluminium Alloys*. s.l. : Australian Government-Department of Defense, 2013.
10. *Norma UNE-EN ISO 286-1 Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en sistemas lineales*. 2011.
11. Smith, Carrol. *Tune to Win*. s.l. : Aero Publishers Inc, 1978.
12. París, Federico. *Teoría de la Elasticidad*. Sevilla : Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales, 1996.

ANEXO A. CÁLCULO DE ESCENARIOS DE CARGAS

A.1. Caso de curva

Haremos un análisis del coche en una situación de curva estática, es decir, suponemos que el coche se encuentra trazando una curva de radio constante, y a una velocidad constante, de manera que no hay aceleración longitudinal, sino solo aceleración lateral. Disponemos de los siguientes datos:

Masa del vehículo: 300 kg

Aceleración lateral: 2g (19,6 m/s²)

Reparto de peso del coche: 50/50 (delante/detrás)

Si visualizamos el coche en planta:

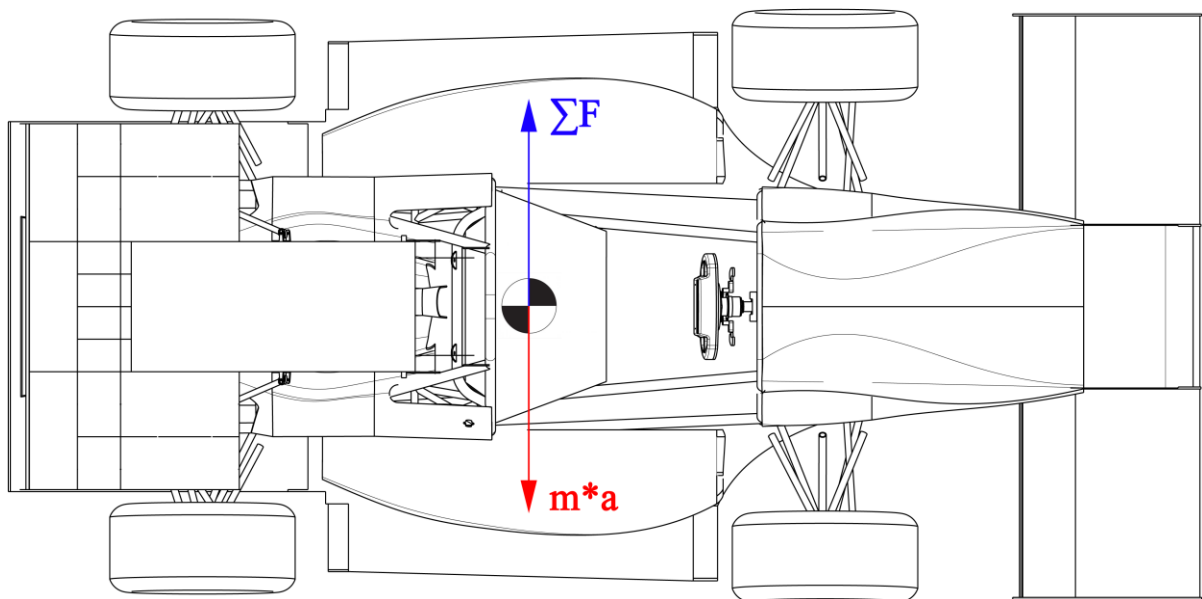


Ilustración 50: Esquema de las fuerzas. En el sentido de la marcha, el coche estaría girando hacia la izquierda

Aplicamos la 2ª ley de Newton:

$$\sum F_{neumáticos} = m \times a$$

Como F está dividida entre ambos ejes, el delantero y el trasero, y como el reparto de peso es 50/50, podemos concluir que la F se divide de igual manera en ambos ejes.

$$F_{eje\ delantero} = \frac{1}{2} \times F_{neumáticos}$$

$$F_{\text{eje trasero}} = \frac{1}{2} \times F_{\text{neumáticos}}$$

Como el coche está en la situación de máxima aceleración lateral, habrá una transferencia de carga hacia las ruedas exteriores. Esta transferencia de pesos dependerá de la altura del CDG(4):

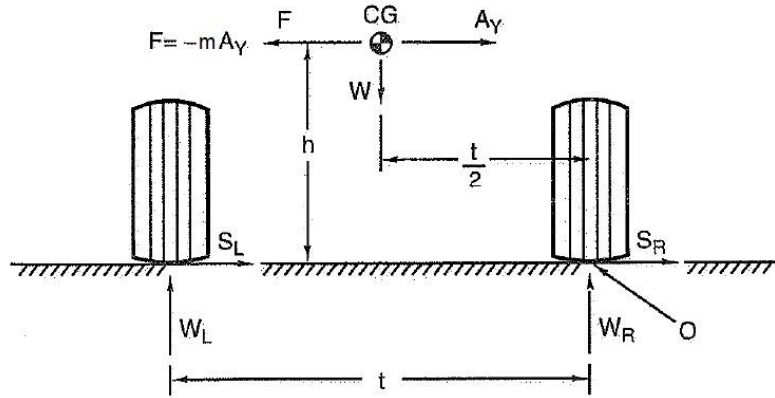


Figure 18.8 Total lateral load transfer.

Ilustración 51: Esquema del equilibrio de fuerzas para obtener la transferencia de pesos(4)

Si hacemos equilibrio de momentos respecto al punto O en la imagen superior:

$$\sum M_o = W_L \cdot t - W \cdot \frac{t}{2} - m A_y \cdot h = 0$$

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{m \cdot a \cdot h}{t}$$

En la situación estática, sin aceleraciones de ningún tipo, el peso sobre una de las ruedas (en este caso la izquierda) será:

$$W_L = \frac{W}{2}$$

Y por tanto:

$$\text{Variación de carga en curva} = \Delta W = \frac{m \cdot a \cdot h}{t}$$

siendo:

m: masa del vehículo (kg)

a: aceleración lateral que está sufriendo (m/s^2)

h: altura sobre el suelo del CDG

t: ancho de vía del vehículo (m)

Sin embargo, vamos a considerar el caso más extremo, que consiste en que haya una transferencia de pesos total hacia el lado exterior, es decir, que las ruedas exteriores se lleven toda la carga, para ponemos en el peor caso posible. De esa manera, nos queda que la fuerza en cada rueda será:

$$F_{\text{rueda delantera}} = F_{\text{eje delantero}}$$

$$F_{\text{rueda trasera}} = F_{\text{eje trasero}}$$

Por lo tanto, sustituyendo con los valores, llegamos a un resultado final:

$$F_{rueda\ delantera} = F_{rueda\ trasera} = 2940\ Newton \approx 3000\ Newton$$

A.2. Caso de frenada

Haremos un análisis del coche frenando recto de manera constante, de manera que no hay aceleración lateral, sino solo aceleración longitudinal. Disponemos de los siguientes datos:

Masa del vehículo: 300 kg

Aceleración longitudinal: 2g (19,6 m/s²)

Reparto de la frenada: 65/35 (delante/detrás)

La visualización del coche sería análoga a la del caso anterior, solo que en este caso las fuerzas irías en el sentido longitudinal del coche.

Aplicamos la 2ª ley de Newton:

$$\sum F_{neumáticos} = m \times a$$

Como F está dividida entre ambos ejes, el delantero y el trasero, debemos dividirla teniendo en cuenta el reparto de frenada.

$$F_{eje\ delantero} = 0,65 \times F_{neumáticos}$$

$$F_{eje\ trasero} = 0,35 \times F_{neumáticos}$$

Por lo tanto, tendremos en cuenta solo el eje delantero, ya que es el caso más desfavorable. Solo queda dividir la fuerza de frenado entre la rueda derecha y la izquierda.

$$F_{rueda\ delantera} = \frac{1}{2} \times F_{eje\ delantero} = 1911\ Newton \approx 1900\ Newton$$

A.3. Caso de bache

Para calcular las fuerzas producidas en el caso de bache, se hará uso de un modelo de cuarto de coche, es decir, un modelo que considere una única rueda:

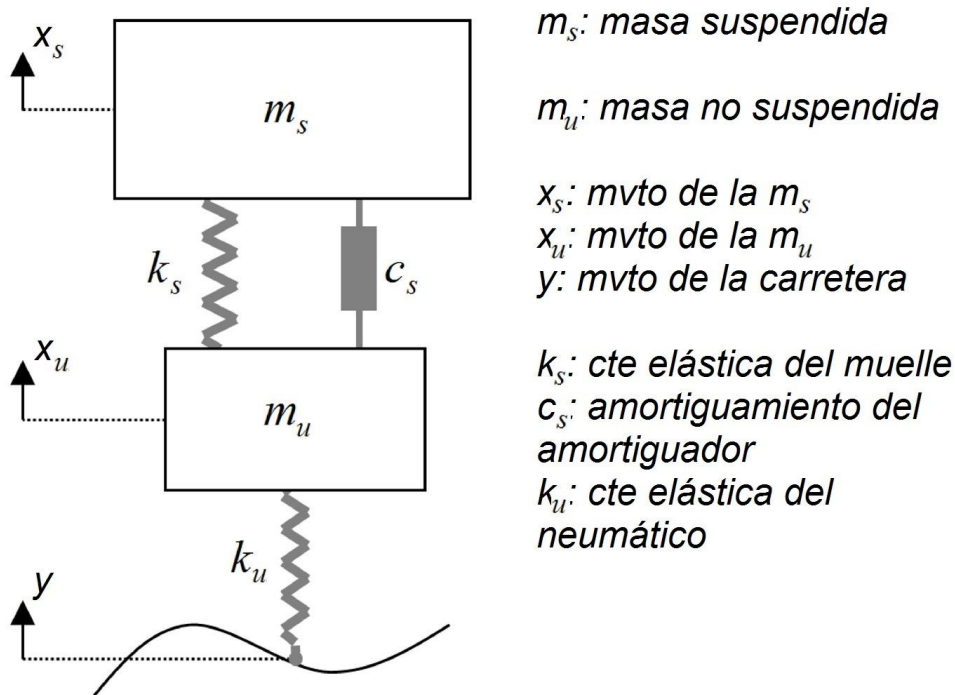


Ilustración 52: Modelo utilizado para simular las fuerzas en el caso de bache

En este modelo, suponemos que existe una única rueda, y dividimos la masa del coche en dos: la masa no suspendida (es decir, toda la masa entre los amortiguadores y el suelo: neumático, llanta, mangueta, eje, rodamientos, brazos de suspensión, etc.) y masa suspendida (todo el resto, es decir, masa del motor, chasis, piloto, etc.). Consideramos que el amortiguador del coche está formado por un muelle con una constante elástica lineal, y un amortiguador con un coeficiente de amortiguamiento lineal; y modelamos el neumático con una constante elástica lineal y nada de amortiguamiento.

Las ecuaciones que gobiernan este sistema son:

$$m_u \ddot{x}_u + k_u(x_u - y) + k_s(x_u - x_s) + c_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) = 0$$

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) = 0$$

La fuerza sobre la rueda vendría dada por:

$$F_{rueda} = k_s(x_s - x_u) - k_u(x_u - y)$$

Introduciendo este sistema en Matlab-Simulink, y modelando el movimiento de la carretera como un escalón de amplitud 0,025 m, podemos obtener el valor de la fuerza en la rueda:

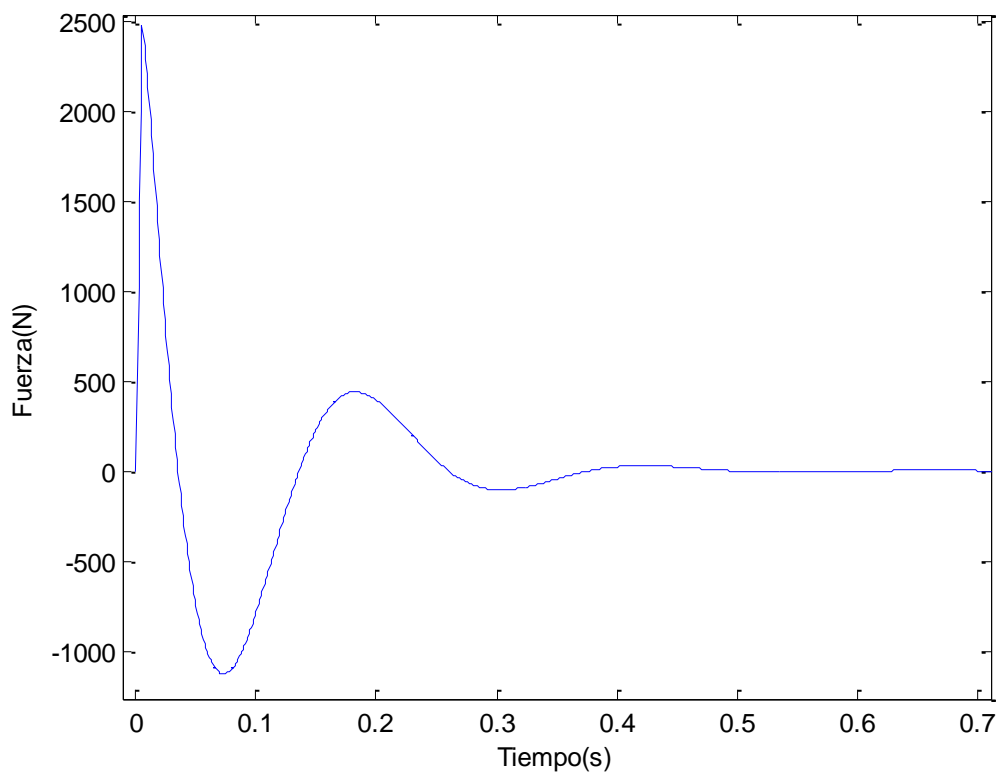


Ilustración 53: Evolución de la fuerza en la rueda en respuesta a un escalón

El modelo de Simulink usado puede verse en la siguiente imagen:

x_s : desplazamiento masa suspendida
 dx_s : velocidad masa suspendida
 x_u : desplazamiento masa no suspendida
 dx_u : velocidad masa no suspendida

K_s : wheel rate (N/m)
 C_s : Coef. amortiguamiento en el eje (Ns/m)
 K_u : Tire vertical stiffness (N/m)

El modelo es de 1/4 de coche, sin tener en cuenta el amortiguamiento del neumático.

No se tiene en cuenta la velocidad, el bache es un escalón

!!!Todas las fuerzas son variaciones (hay que sumar el peso estático)

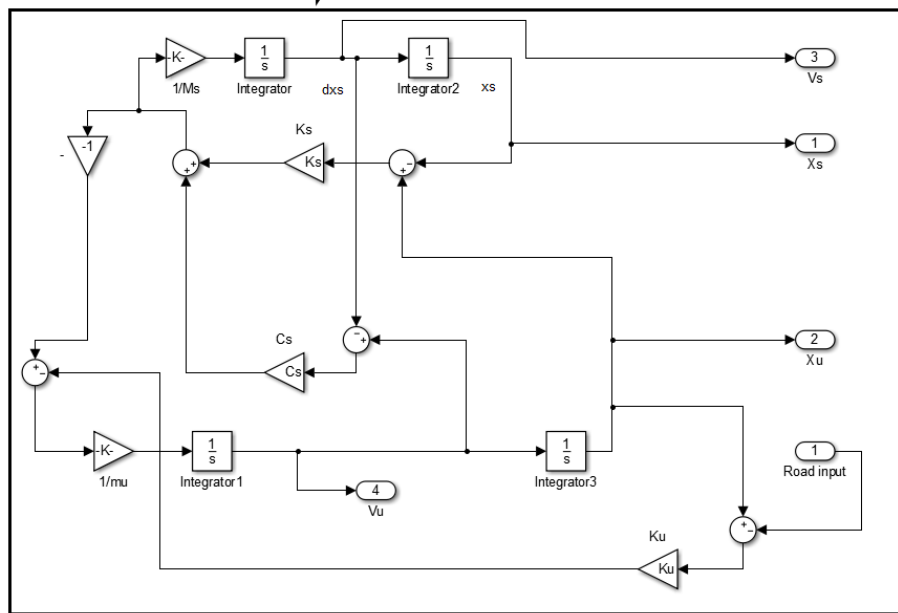
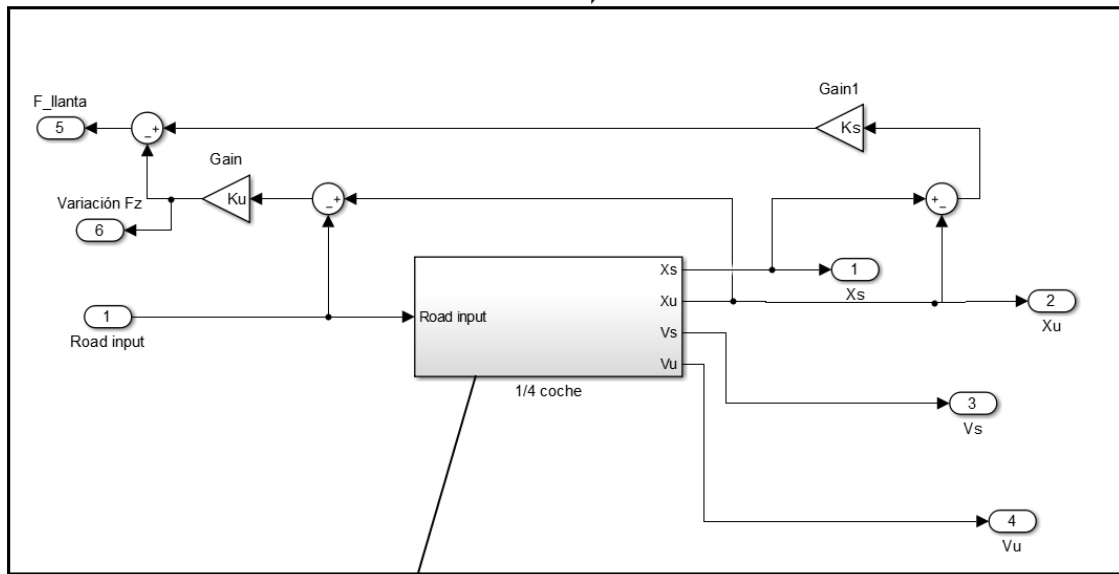
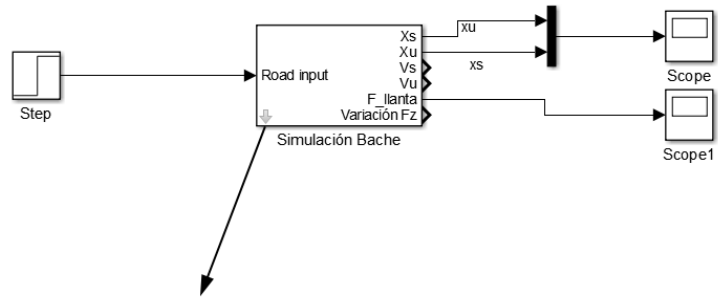


Ilustración 54: Modelo de Simulink utilizado para simular el caso de carga de bache

ANEXO B. DIFERENTES ITERACIONES REALIZADAS HASTA LLEGAR AL RESULTADO FINAL

En este apartado se muestra una tabla de referencia con información básica sobre la mayoría de iteraciones que se han realizado hasta llegar al resultado final. En la columna de la izquierda hay una pequeña explicación sobre cada iteración:

	Curva (3000 N)	Frenada (1800 N)	Bache (2500 N)
v1 (452 gramos, las arandelas no hubieran apoyado bien) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 4 mm	Desp max: 0,42 mm Tension max sin average: 354 MPa Tension max average advanced: 183 MPa	Desp max: 0,13 mm Tension max sin average: 125 MPa Tension max average advanced: 103 MPa	Desp max: 0,009 mm Tension max sin average: 22 MPa Tension max average advanced: 19 MPa
v2 (430 gramos) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 4 mm	Desp máx: 0,387 mm Tension max sin average: 237 MPa Tension max average advanced: 174 MPa	Desp max: 0,11 mm Tension max sin average: 109 MPa Tension max average advanced: 90 MPa	Desp max: 0,008 mm Tension max sin average: 21 MPa Tension max average advanced: 18 MPa
v6 (malla más fina, 460 gramos) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 3 mm	Desp máx: 0,37 mm Tension max sin average: 374 MPa Tension max average advanced: 222 MPa	← Solo está probada la fuerza aplicada entre radios, falta hacer más análisis.	
v6 (condiciones de contorno cambiadas, aros y eje incluidos) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 3 mm	Desp máx: 0,69 mm Tension max sin average: 359 MPa Tension max average advanced: 210 MPa	← Solo está probada la fuerza aplicada entre radios, falta hacer más análisis.	
v7 (487 gramos) (cc cambiadas) (eje de 60) Mallado con Tetra4,	Desp máx en la estrella: 0,66 mm Desp máx en el aro:	← Solo está probada la fuerza aplicada entre radios, falta hacer más	

tamaño de malla 3 mm	1,66 mm Tension max sin average: 321 MPa Tension max average advanced: 197 MPa	análisis.	
Llanta Braid (con eje PCD 95) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 2 mm	Desp máx en el aro: 0,86 mm	←esto debería ser nuestro objetivo	
Llanta Braid (con eje PCD 60) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 2 mm	Desp máx en el aro: 2 mm		
v081 (eje de 95, sin offset, sin vaciados) (688 gramos)	desp máx en el aro: 0,99 mm		
	<u>CARGA APLICADA EN UN RADIO:</u>	<u>CARGA APLICADA ENTRE RADIOS 1:</u>	<u>CARGA APLICADA ENTRE RADIOS 2:</u>
v9 (eje de 70. 535 gramos). Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm	Desp máx en la estrella: 0,48 mm Desp máx en el aro: 1,41 mm Tension max sin average: 287 MPa Tension max average advanced: 196 MPa	Desp máx en la estrella: 0,46 mm Desp máx en el aro: 1,39 mm Tension max sin average: 280 MPa Tension max average advanced: 177 MPa	Desp máx en la estrella: 0,48 mm Desp máx en el aro: 1,41 mm Tension max sin average: 261 MPa Tension max average advanced: 188 MPa
v10 (eje de 70, 600 gramos)	Desp máx en la estrella: 0,40 mm Desp máx en el aro: 1,28 mm Tension max sin average: 270 MPa Tension max average advanced: 166 MPa	Desp máx en la estrella: 0,39 mm Desp máx en el aro: 1,26 mm Tension max sin average: 262 MPa Tension max average advanced: 157 MPa	Desp máx en la estrella: 0,41 mm Desp máx en el aro: 1,28 mm Tension max sin average: 242 MPa Tension max average advanced: 154 MPa
	FRENADA (1800 N): Desp máx en el aro: 0,09 mm Tensión máx sin average: 57 MPa		

<p>v12 (599 gramos) haciendo media sale un 2,6% más rígida que la v10 Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm Desp máx en el aro: 1,24 mm Tension max sin average: 260 MPa Tension max average advanced: 166 MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm Desp máx en el aro: 1,25 mm Tension max sin average: 215 MPa Tension max average advanced: 150 MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,37 mm Desp máx en el aro: 1,23 mm Tension max sin average: 221 MPa Tension max average advanced: 146 MPa</p>
<p>optimizacion27, modelo6_1 (aprox 615 gramos y malla regular) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm</p>	<p>Desp máx en la estrella: mm Desp máx en el aro: 1,22 mm Tension max sin average: 282 MPa Tension max average advanced: MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: mm Desp máx en el aro: 1,21 mm Tension max sin average: 196 MPa Tension max average advanced: MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: mm Desp máx en el aro: 1,21 mm Tension max sin average: 245 MPa Tension max average advanced: MPa</p>
<p>v13. 600 gramos. 3 radios. (La que sale de la optimización 27) Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm Desp máx en el aro: 1,24 mm Tension max sin average: 318 MPa Tension max average advanced: 196 MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,39 mm Desp máx en el aro: 1,24 mm Tension max sin average: 220 MPa Tension max average advanced: 141 MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm Desp máx en el aro: 1,24 mm Tension max sin average: 302 MPa Tension max average advanced: 165 MPa</p>
<p>v12Contact. 600 gramos. Igual que antes, pero analisis diferente, restringiendo la contact surface solo al entorno de los tornillos Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,39 mm Desp máx en el aro: 1,28 mm Tension max sin average: 264 MPa Tension max average advanced: MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,39 mm Desp máx en el aro: 1,29 mm Tension max sin average: 216 MPa Tension max average advanced: MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm Desp máx en el aro: 1,27 mm Tension max sin average: 223 MPa Tension max average advanced: MPa</p>
<p>MaterialBien. Igual que la de arriba, pero con las propiedades exactas del 7075 Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm Desp máx en el aro: 1,26 mm Tension max sin average: 268 MPa Tension max average advanced: MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm Desp máx en el aro: 1,27 mm Tension max sin average: 221 MPa Tension max average advanced: MPa</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,37 mm Desp máx en el aro: 1,25 mm Tension max sin average: 227 MPa Tension max average advanced: MPa</p>
<p>IgualconTornillos. igual que el de arriba,</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,38 mm</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,39 mm</p>	<p>Desp máx en la estrella: 0,37 mm</p>

pero usando bolts entre aros y estrella. Y freeze entre estrella y eje Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm	Desp máx en el aro: 1,36 mm Tension max sin average: 259 MPa Tension max average advanced: 152 MPa	Desp máx en el aro: 1,37 mm Tension max sin average: 216 MPa Tension max average advanced: 141 MPa	Desp máx en el aro: 1,36 mm Tension max sin average: 224 MPa Tension max average advanced: 139 MPa
Modelo Realista. v12, con bolts entre aros y estrella, entre estrella y eje, y contact slide entre todas las piezas en contacto. Mallado con Tetra4, tamaño de malla 1,5 mm	Desp máx en la estrella: 0,39 mm Desp máx en el aro: 1,32 mm Tension max sin average: 165 MPa Tension max average advanced: 138 MPa	Desp máx en la estrella: 0,39 mm Desp máx en el aro: 1,33 mm Tension max sin average: 154 MPa Tension max average advanced: 140 MPa	Desp máx en la estrella: 0,37 mm Desp máx en el aro: 1,31 mm Tension max sin average: 136 MPa Tension max average advanced: 120 MPa
Igual que la anterior, pero la malla pasada a segundo orden (Tetra10, tamaño 1,5 mm)	Desp máx en la estrella: 0,41 mm Desp máx en el aro: 1,83 mm Tension max sin average: 201 MPa Tension max average advanced: 156 MPa	Desp máx en la estrella: 0,43 mm Desp máx en el aro: 1,86 mm Tension max sin average: 235 MPa Tension max average advanced: 152 MPa	Desp máx en la estrella: 0,39 mm Desp máx en el aro: 1,84 mm Tension max sin average: 199 MPa Tension max average advanced: 133 MPa
<u>VERSION DEFINITIVA.</u> Es la v12, con bolts (hechos manualmente con rbe y cbars con acero). Mallado con Hexa20+Penta15, tamaño 1 mm	Desp máx en la estrella: 0,44 mm Desp máx en el aro: 1,95 mm Tension max sin average: 180 MPa Tension max average advanced: 170 MPa	Desp máx en la estrella: 0,42 mm Desp máx en el aro: 1,94 mm Tension max sin average: 138 MPa Tension max average advanced: 130 MPa	Desp máx en la estrella: 0,45 mm Desp máx en el aro: 1,97 mm Tension max sin average: 158 MPa Tension max average advanced: 152 MPa

ANEXO C. CÓDIGO DE MATLAB PARA EL CÁLCULO DE FATIGA

```
clc
clear all
close all

%Definicion de los 6 vectores de carga
Sxx=[13.4 10 2 1 -4 -1 -3 -1 -2 0 2 1];
Syy=[51.6 55 39 18 -19 -60 -29 -27 -67 -5 18 107];
Szz=[122 85 27 -14 -34 -5 -57 -53 -7 8 58 8];
Sxy=[11 9 27 2 -4 2 -2 -2 4 0 2 -4];
Syz=[50 -37 3 -10 31 -4 -19 23 4 11 32 0];
Sxz=[19 -14 -1 1 4 -1 -6 3 0 0 5 1];

A=[Sxx;Syy;Szz;Sxy;Syz;Sxz];
figure(1)
plot(Sxx,'LineWidth',2)
hold on
plot(Syy,'r','LineWidth',2)
hold on
plot(Szz,'g','LineWidth',2)
hold on
plot(Sxy,'y','LineWidth',2)
hold on
plot(Syz,'m','LineWidth',2)
hold on
plot(Sxz,'c','LineWidth',2)
grid
legend('Sxx','Syy','Szz','Sxy','Syz','Sxz')
axis([0.9 12.1 -100 150])
xlabel('Puntos de aplicación de la carga')
ylabel('Tensión (MPa)')
```

S=[]; % S es una matriz 6x2 con las tensiones medias y alternas de cada ciclo, primera columna la media, segunda la alterna

i=1;

for i=1:6

B=A(i,:);

m=max(B);

mi=min(B);

me=sum(B);

S(i,1)=me/12;

S(i,2)=(m-mi)/2;

i=i+1;

end

S

%Definición de las 3 curvas S-N, tanto la inicial, como la corregida, y la
%de tensión tangencial.

Ci=1685;

bi=0.1654;

C=2153;

b=0.196;

%Curva S-N para tensión tangencial

Ct=1243;

bt=0.196;

N0=[3e3:10000:1e10];

aji=Ci./(N0.^bi);

ajf=C./(N0.^b);

ajt=Ct./(N0.^bt);

figure(2)

semilogx(N0,aji,'LineWidth',2)

hold on

semilogx(N0,ajf,'r','LineWidth',2)

hold on

semilogx(N0,ajt,'g','LineWidth',2)

hold on

axis([1000 100000000 0 600])

```

title('Curvas S-N')
xlabel('N (ciclos)')
ylabel('S (MPa)')
legend('Curva S-N inicial','Curva S-N corregida','Curva tensión tangencial-N')

%Definición de la tensión de Von Mises en función de N, y resolución de la
%ecuación [ $\sigma_{VM}(N) = \text{limite elástico}/\text{coeficiente seguridad}$ ]. Para
%resolver la ecuación, la dividiremos en dos miembros, pintaremos ambos en
%una gráfica, y hallaremos la intersección entre ambas.

Cs=1; %coeficiente de seguridad
Sy=503; %limite elástico
N=[1:10000:1000000];

z=sqrt((S(1,1)+(Sy*S(1,2)/C).*N.^b).^2+(S(2,1)+(Sy*S(2,2)/C).*N.^b).^2+(S(3,1)+(Sy*S(3,2)/C).*N.^b).^2....
+3*((S(4,1)+(Sy*S(4,2)/Ct).*N.^bt).^2+(S(5,1)+(Sy*S(5,2)/Ct).*N.^bt).^2+(S(6,1)+(Sy*S(6,2)/Ct).*N.^bt).^2)...
-((S(1,1)+(Sy*S(1,2)/C).*N.^b)).*(S(2,1)+(Sy*S(2,2)/C).*N.^b))....
-((S(2,1)+(Sy*S(2,2)/C).*N.^b)).*(S(3,1)+(Sy*S(3,2)/C).*N.^b))....
-((S(1,1)+(Sy*S(1,2)/C).*N.^b)).*(S(3,1)+(Sy*S(3,2)/C).*N.^b)));

l=length(N);
sym=ones(1,l);
sy=Sy.*sym;
figure(3)
plot(N,z)
hold on
plot(N,sy)
[x0,y0] = intersections(N,z,N,sy,1);

%Impresión en pantalla de los resultados
Ciclos=x0
Danio=1/x0
km=x0*pi*0.4572/1000

clc;
clear all;
close all;

m=300; %masa en kg

```

```
trans=0.9;          %transferencia de peso en curva

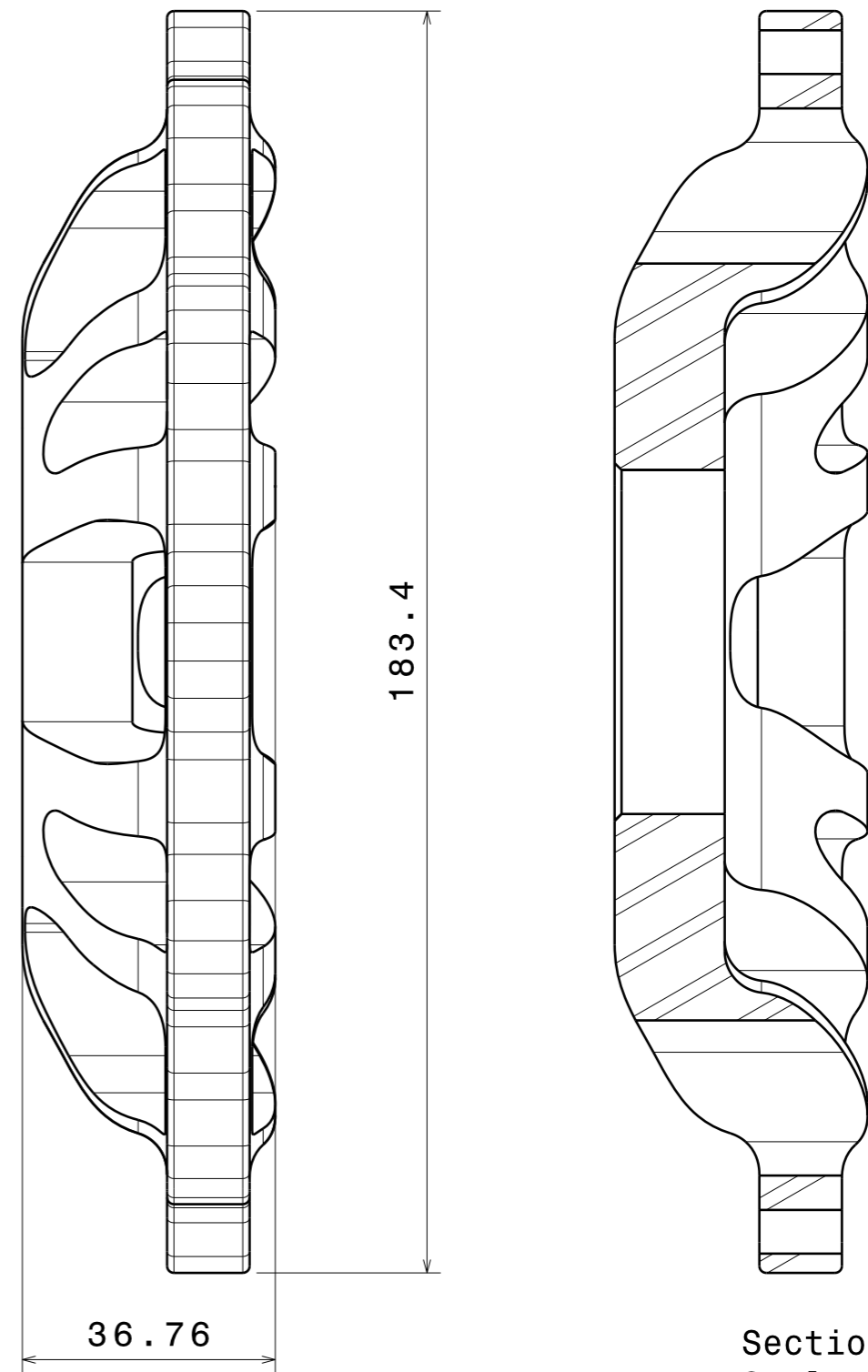
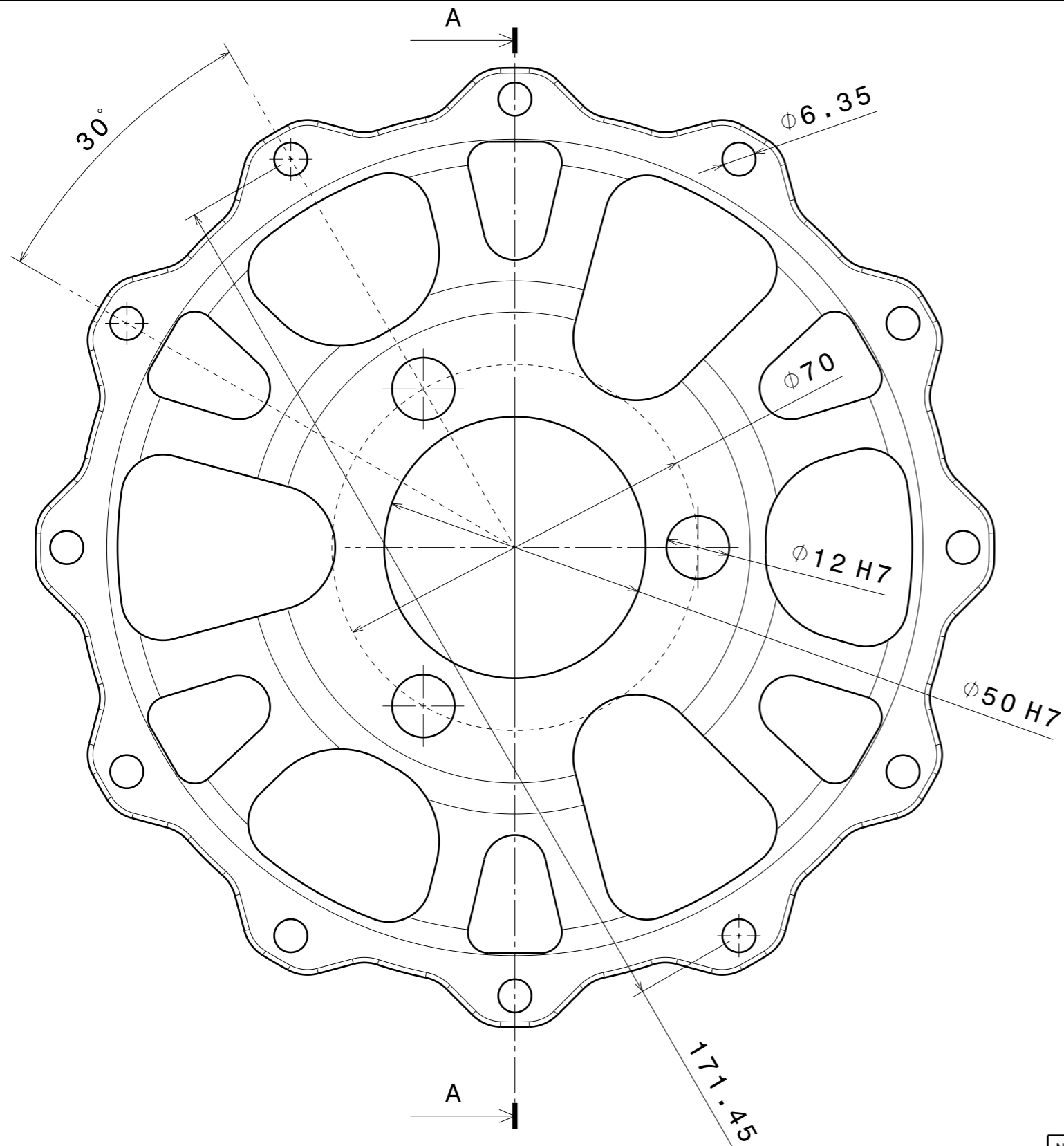
%% %% Cargar y preparar simulación de OptimumLap, que servirá como término
%% %% corrector para corregir las tensiones a lo largo de una vuelta al
%% %% circuito

load prueba2.txt
t=prueba2(:,2);
d=prueba2(:,3);
lat=prueba2(:,4);


figure(1)
plot(t,lat)
hold on
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Aceleración lateral (m/s2)')
title('Aceleración lateral durante una vuelta, datos de OptimumLap')

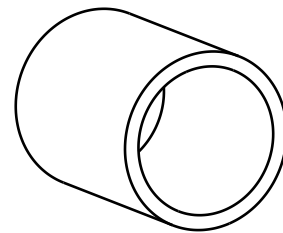
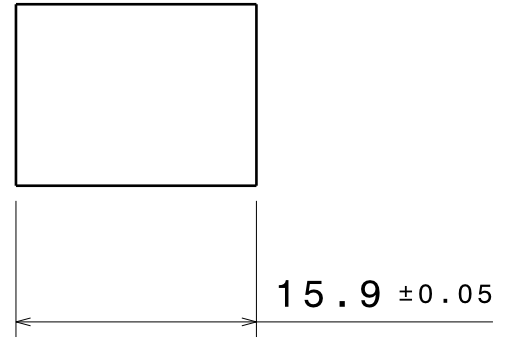
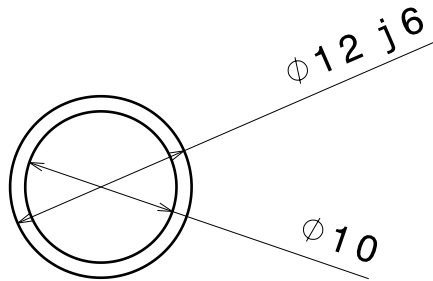
% vamos a definir lat corregida teniendo en cuenta la transferencia de peso
latc=[];
for i=1:length(lat)
    if lat(i)>0
        latc(i)=trans*lat(i);
    else
        latc(i)=(1-trans)*lat(i);
    end
end
figure(2)
plot(t,lat)
hold on
plot(t,latc,'r')
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Aceleración lateral corregida (m/s2)')
```

ANEXO D. PLANOS



Section view A-A
Scale: 1:1

NOMBRE DE LA PIEZA: Estrella de llanta					
MATERIAL: Aluminio 7075-T6		ESCALA: 1:1	DEPARTAMENTO: Suspension		
TAMAÑO: A3	Nº DE HOJA: 1/1	AUTOR: José María Martín	FECHA: 20/05/2016	Email: josemariamartin90@gmail.com Teléfono: 617265798	
VERSIÓN: 2.3	CANTIDAD: 4	NOTAS: - Tolerancias dimensionales (salvo las especificadas en plano): ±0.05 mm - Este plano se entregará junto con el sólido en formato digital para la total determinación de las dimensiones de la pieza.			



Isometric view
Scale: 2:1

NOMBRE DE LA PIEZA:

Insert estrella de llanta



ARUS
ANDALUCÍA RACING TEAM

MATERIAL: Acero		ESCALA: 2:1	DEPARTAMENTO: Suspension	REFERENCIA:	
TAMAÑO: A4	Nº DE HOJA: 1/1	AUTOR: José María Martín		FECHA: 20/05/2016	E-mail: josemariamartin90@gmail.com Teléfono: 617265798
VERSIÓN 1.0	CANTIDAD: 12				